

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASININ KLASİK SİSTEMLERLE
TEKNO - EKONOMİK KARŞILAŞTIRILMASI**

Makina Müh. Volkan YILMAZ

**F.B.E Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Proses Programında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

93690

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Olcay KINCAI

Doç. Dr. Olcay Kincay *O. Kincay*
Prof. Dr. Bahri ŞAHİN *B. ŞAHİN*
Prof. Dr. Hasan Hepertem *H. Hepertem*

İSTANBUL, 2000

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	i
KISALTIMA LİSTESİ	iii
ÖNSÖZ	iv
ÖZET	v
ABSTRACT	vi
1. GİRİŞ	1
2. ISI POMPASI TEORİSİ	2
2.1 Carnot Çevrimi	2
2.2 Buhar Sıkıştırırmalı Çevrim	3
2.3 Gerçek Çevrim	5
2.4 COP Değerinin Hesaplanması	7
2.5 PER Değerinin Kullanılması	8
2.6 Absorpsiyon Çevrimi	9
2.7 Buhar Sıkıştırırmalı Çevrim ile Absorpsiyonlu Çevrimin Karşılaştırılması	10
2.8 Stirling Çevrimi	13
3. ISI POMPASINDA KULLANILAN SOĞUTUCU AKIŞKANLAR	15
3.1 Soğutucu Akışkan Özellikleri	15
3.2 Kullanılan Akışkanlar	16
3.2.1 Hidrokloroflorokarbonlar	17
3.2.2 Hidroflorakarbonlar	17
3.2.3 Karışımlar	18
3.2.4 Doğal Akışkanlar	18
4. ISI POMPALARININ SINIFLANDIRILMALARI	20
4.1 Isı Kaynakları	20
4.2 Hava Kaynaklı Isı Pompaları	20
4.3 Su Kaynaklı Isı Pompaları	22
4.4 Jeotermal Enerji	23
4.5 Isının Muhafazası	24
4.5.1 Duyulur Isı Muhafazası	25
4.5.2 Erime Isısı Muhafaza Araçları	25
4.6 Güneş	26
4.7 Toprak	27

5.	TOPRAK ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDEKİ ISI GEÇİŞİ	29
5.1	Kelvin Çizgisel Kaynak Yöntemi	29
5.2	Ayna Görüntü Yöntemi	34
5.2.1	Adiyabatik Yüzey Şartı	34
5.2.2	İzotermal Yüzey Şartı	34
5.3	Isı Değişirici Boyunun Hesaplanması	38
6.	TOPRAK ISI DEĞİŞTİRİCİSİ BOYUTLANDIRILMASI	40
6.1	Isı Pompası Seçimi (Dizayn İçin gerekli Tanımlar)	41
6.2	Toprak Isı Değişiricisi Tipleri	46
7.	TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASI DİZAYNI	55
7.1	Bina Isı Kaybı	55
7.2	Isı Kazancı	60
7.3	Toprak Isı Değişiricisini Boyutlandırma Basamakları	62
7.4	Gerekli Boru Boyunun Bulunması	64
7.5	Toprak Isı Değişiricisi İçin Gerekli Sirkülasyon Pompasının Hesaplanması	67
8.	EKONOMİK ANALİZ	71
8.1	Toprak Kaynaklı Isı Pompası İlk Yatırım Maliyeti	71
8.2	Klasik Sistem İlk Yatırım Maliyeti	72
8.3	İşletme Maliyetlerinin Karşılaştırılması	73
8.4	Sistemlerin Kıyaslanması	74
8.5	Yıllık Toplam Maliyetler	75
9.	SONUÇLAR	76
	KAYNAKLAR	77
	EKLER	78
Ek 1	Mimari Proje	78
Ek 2	Mimari Proje	79
Ek 3	Mimari Proje	80
Ek 4	Mimari Proje	81
Ek 5	İllere Göre Derece -Gün Bölgeleri	82
Ek 6	Her Bir Derece Gün Bölgesi İçin Aylık Güneş Işınımı Şiddeti	83
Ek 7	Kıyaslama Değerleri	84
Ek 8	Farklı Derece Gün Bölgeleri İçin Hesaplamalarda Kullanılacak Aylık Ortalama Dış Sıcaklık Değerleri	85
	ÖZGEÇMİŞ	86

SİMGE LİSTESİ

A_D	Dış duvarın alanı	m^2
A_{dstc}	Düşük sıcaklıklardaki iç ortamlar ile temas eden yapı elemanları	m^2
A_n	Bina net kullanım alanı	m^2
A_p	Pencerenin alanı	m^2
A_t	Zemine oturan taban / döşeme alanı	m^2
A_T	Tavan alanı	m^2
c	Havanın özgül ısısı	J/kgK
D	boruları gömme derinliği	m
EWT_c	soğutma için giriş suyu sıcaklığı	$^{\circ}C$
EWT_h	ısıtma için giriş suyu sıcaklığı	$^{\circ}C$
F_c	soğutma durumu için çalışma faktörü	
F_h	ısıtma durumu için çalışma faktörü	
h	Entalpi	kJ/kg
H	Binanın özgül ısı kaybı	W/K
$I(X)$	X değeri için integral değeri	
kt	toprağın ısı iletim katsayısı	W/mK
KT	kuru termometre sıcaklığı	$^{\circ}C$
L_c	soğutma için gerekli boru boyu	m
n_h	Hava değişim sayısı	h^{-1}
P	basınç	bar
q	topraktan çekilen net ısı miktarı	W
q_c	bina ısı kazancı	W
q_h	bina ısı kaybı	W
Q	ısı pompası ısıtma, soğutma kapasitesi	W
Q'	ısı değiştiricinin bir metresinden geçen ısı miktarı	W/m
Q_{II}	yüksek ısı	kcal/h
Q_L	düşük ısı	kcal/h
Q_{ay}	aylık ısıtma enerjisi ihtiyacı	J
$Q_{yıl}$	yıllık ısıtma enerjisi ihtiyacı	J
r	boru yarıçapı	m
R_b	boru direnci	mK/W
R_s	toprak direnci	mK/W
R_p	yatay döşenmiş boru direnci	mK/W
R_{pe}	dikey döşenmiş boru direnci	mK/W
S	entropi	kJ/kgK
t	Zaman	s
t	salamuranın buharlaştırıcıya giriş sıcaklığı	$^{\circ}C$
t_o	etkilenmiş toprak sıcaklığı	$^{\circ}C$
T_A	absorber sıcaklığı	$^{\circ}C$
T_C	kondenser sıcaklığı	$^{\circ}C$
T_E	evaporatör sıcaklığı	$^{\circ}C$
T_G	generatör sıcaklığı	$^{\circ}C$
T_H	yüksek sıcaklık	$^{\circ}C$
T_L	düşük sıcaklık	$^{\circ}C$
T_d	Aylık ortalama dış sıcaklık	$^{\circ}C$
T_i	Aylık ortalama iç sıcaklık	$^{\circ}C$
T_{max}	maksimum toprak sıcaklığı	$^{\circ}C$
T_{min}	minimum toprak sıcaklığı	$^{\circ}C$
U_D	Dış duvarın ısı geçirgenlik katsayısı	W/m ² K
U_p	pencerenin ısı geçirgenlik katsayısı	W/m ² K

U_T	Tavanın ısı geçirgenlik katsayısı	W/m^2K
U_t	Tabanın ısı geçirgenlik katsayısı	W/m^2K
U_{dsic}	Düşük sıcaklıklardaki iç ortamlar ile temas eden Yapı elemanlarının ısı geçirgenlik katsayısı	W/m^2K
$V_{brüt}$	binayı çevreleyen dış kabuğun ölçülerine göre hesaplanan hacim	m^3
W	kompresör işi	kW
YT	yaş termometre sıcaklığı	$^{\circ}C$
X	konsantrasyon	$\%$
Δt_g	gece gündüz farkı	$^{\circ}C$
η_{ay}	Kazançlar için aylık ortalama kullanım faktörü	
$\Phi_{i,ay}$	Aylık ortalama iç kazançlar	W
$\Phi_{g,ay}$	Aylık ortalama güneş enerjisi kazancı	W
Θ	zaman	$h, gün$
α_t	toprağın ısı yayılım katsayısı	$m^2/h, m^2/gün$
η	termal verimsizlik	
ρ	Kısmi buhar basıncı	Pa



KISALTMA LİSTESİ

EWT_h	Isıtma Giriş Suyu Sıcaklığı
EWT_c	Soğutma Giriş Suyu Sıcaklığı
COP_c	Soğutma için Performans Katsayısı
COP_h	Isıtma için Performans Katsayısı
PER	Birincil Enerji Oranı
NEI	Ulusal Enerji Enstitüsü
EER	Enerji Verimlilik Oranı



ÖNSÖZ

Bu çalışmada toprak kaynaklı ısı pompası ile bir mahalin ısıtılıp, soğutulabilmesi için gerekli tüm dizayn basamakları anlatılmış ve bir uygulama yapılarak toprak kaynaklı ısı pompası ile klasik sistem arasında karşılaştırma yapılmıştır.

Bu çalışma boyunca benden yardımlarını esirgemeyen başta danışman hocam Doç. Dr. Olcay Kıncay olmak üzere, Prof. Dr. Bahri Şahin'e ve Prof. Dr. Hasan Heperkan'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.



ÖZET

Yaşanılan ekonomik krizlerden sonra, yenilenemeyen enerji kaynaklarının sonsuz olmadığına anlaşılmasıyla, enerjiyi verimli bir şekilde kullanmanın yolları aranmıştır. Isı pompalarının tükettikleri enerjinin daha fazlasını ısıtmak veya soğutmak maksadıyla kullanması araştırmacıların dikkatini bu yöne çekmiştir.

Bu çalışmada, ısı pompaları, ısı kaynaklarına göre tanıtılmış özellikle toprak kaynaklı ısı pompası üzerine yoğunlaşmış ve bu konuyla ilgili bir uygulama yapılmıştır. Toprak kaynaklı ısı pompalarının, toprağa gömülen ısı değiştiricilerinden dolayı, ilk yatırım maliyetleri yüksektir fakat performans katsayılarının yüksek olması işletme maliyetlerini azaltmaktadır.

Toprak kaynaklı ısı pompalarının yatırım maliyetlerinin yüksek olması sebebiyle, tasarımlarının çok iyi yapılması gerekir. Bunun içinse, toprak özelliklerinin, hava ve toprak sıcaklık değerlerinin, ısı pompası karakteristiklerinin çok iyi bilinmesi gerekmektedir. Yapılan uygulama da, İstanbul'da bulunan bir evin ısıtma ve soğutma ihtiyacı toprak kaynaklı ısı pompası ile sağlanmıştır. Tasarım için gerekli bütün basamaklar açık bir şekilde anlatılmıştır. Toprak ısı değiştirici boyutlandırılırken Kelvin Çizgisel Kaynak Yöntemi dikkate alınmış, boru ve toprak dirençlerinin bulunmasında tablolardan yararlanılmıştır.

Anahtar Kelimeler : ısı kaynağı, performans katsayısı, ısı pompası, toprak - kaynaklı, dizayn basamakları

ABSTRACT

After the economic crisis, it has been understood that; unrenovable energy sources are not infinite, so the suefficient ways of consuming those, must be developed. As the heat pumps use more energy for heating and cooling than it consumes, research workers has drawn attention to this subject.

In this research, all heat pumps are classified according to their heat sources and heat sinks but especially has been concentrated on ground - source heat pumps and an application about this subject has been made. Since the heat exchagers are buried underground, the installation costs of the ground - source heat pumps are relatively high, but are made up through low maintenance, operating expenses and high coefficient of performance.

Ground - source heat pumps must be carefully designed because of the high installation costs. The properties of soil, air and soil temperature and heat pump charecteristics must be correctly known for the best design. In the application, a house in Istanbul has been cooled and heated by ground -source heat pumps. Every steps that's necessary for designing are described, briefly. To decide necessary pipe lenght, Kelvin Line Source Method has been used. Pipe resistance and the soil resistance have been found from the tables.

Key Words: heat source, coefficient of performance, heat pump, ground - source, design steps

1. GİRİŞ

Isı pompalarına olan ilgi 70'li yıllardaki ekonomik krizle birlikte birden artmıştır. Ekonomik kriz sonrasında insanlar enerjinin ucuz ve sonsuz bir kaynak olmadığını daha iyi anlamışlar ve enerjiyi verimli şekilde kullanmanın yollarını aramışlardır.

Isı pompaları prensip olarak kışın ısıyı düşük sıcaklıktaki ısı kaynağından alarak yüksek sıcaklıktaki ısı kaynağına aktararak mahal ısıtılmasında veya sıcak su temininde kullanılırken, yazın ise tam tersini uygulayarak mahallerin soğutulmasında kullanılır. Bu çalışma da tüm ısı pompası çeşitleri olumlu ve olumsuz yönleriyle tanıtılmaya çalışılmış, fakat temeli 1950'li yıllarda atılmış olmasına rağmen ülkemizde yaygın olarak bilinmeyen toprak kaynaklı ısı pompası üzerine yoğunlaşmış ve bu konuda bir uygulama yapılmıştır.

Toprak sıcaklığındaki değişimin diğer kaynaklara göre az değişim göstermesinden dolayı toprak kaynaklı ısı pompalarının performans değeri diğer ısı pompası tiplerine göre daha iyi olur.

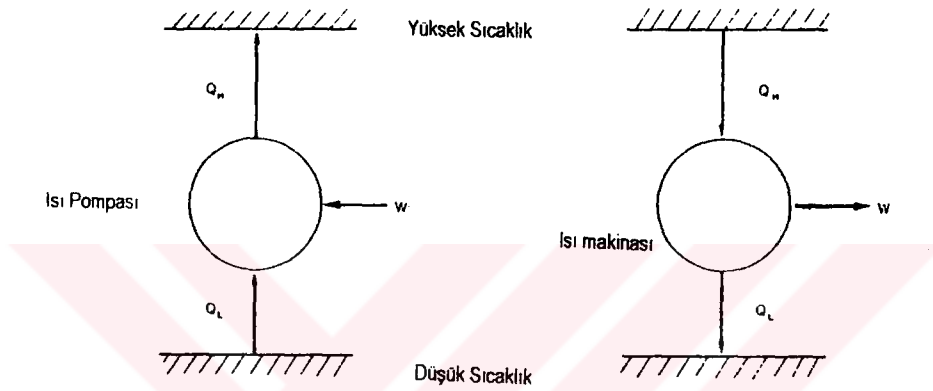
Toprak kaynaklı ısı pompaları, ısıyı topraktan su veya salamura aracılığıyla çekerler. Bunun için salamuranın içinde dolaştığı boruların toprağa uygun bir şekilde yerleştirilmesi gerekir. Toprak ısı değiştiricisinin şeklini seçmede, ısıtılacak veya soğutulacak mahalin sahip olduğu kullanılabilir boş alanın, toprak çeşidinin, bazı durumlarda yıllık ortalama toprak sıcaklığının ve tabii ki ilk yatırım maliyetinin önemi vardır. Karar vermeden önce tüm bu etkenler gözönünde bulundurulmalıdır.

2. ISI POMPASI TEORİSİ

2.1 Carnot Çevrimi

1824 yılında bir prosesi tanımlamak için termodinamik çevrimi kullanan ilk kişi Carnot'tur.

Isı pompası ısı makinasının tersi olarak düşünülebilir. Isı makinası, ısıyı yüksek kaynaktan alır ve daha düşük ısı kaynağına transfer eder ve böylece iş elde eder. Isı pompasının ise, ısıyı düşük kaynaktan alıp yüksek kaynağa transfer edebilmesi için işe ihtiyacı vardır.



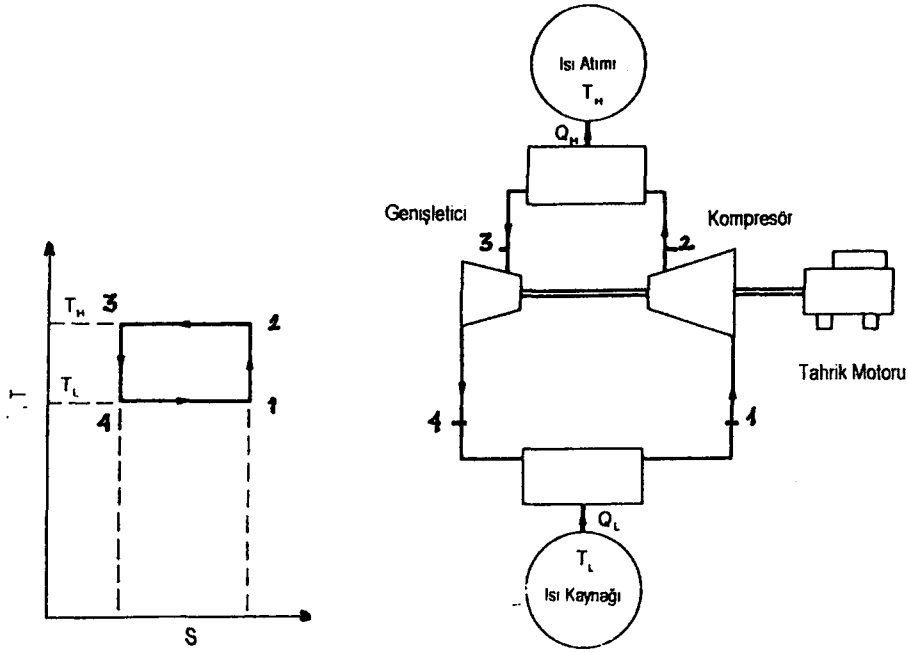
Şekil 2.1 Isı pompası ve makinasının termodinamik modeli

Eğer bu makinalar tersinir iseler kolayca görülebileceği gibi, ikisinin de verimliliklerinin sonlu bir limitleri vardır. Aslında Q_H / W oranı her iki durumda da eşittir. Eğer böyle olmasaydı, her ikisini de bir araya getirerek devamlı bir hareket makinası elde edilebilirdi. Isı makinasında bu oran W / Q_H dir ve termal verimlilik diye adlandırılır. Isı pompasında ise Q_H / W olarak yazılır ve performans katsayısı veya COP olarak isimlendirilir.

2.2'deki Carnot çevrimi iki ısı arasında çalışan basit bir ısı pompasını gösterir. Isı izotermal olarak olarak T_H sıcaklığında dağıtılır ve T_L sıcaklığında izotermal olarak alınır. Genişleme ve kompresyon izoentropik olarak yapılır ve kompresör dışardan tahrik edilir. Bu ifadelerden sonra **PERFORMANS KATSAYISI**

$$\text{COP} = \frac{T_H}{T_H - T_L} \quad (2.1)$$

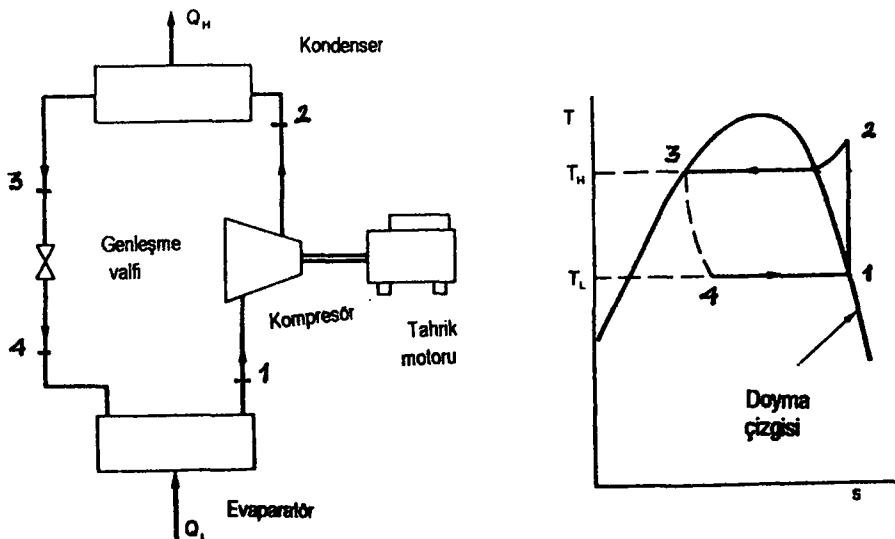
olarak yazılır. Newtonian dünyamızda yapılmış herhangi bir ısı pompasının daha iyi bir performans vermesi mümkün değildir.



Şekil 2.2 İdeal Carnot Çevrimi

2.2 Buhar Sıkıştırma Çevrim

Carnot çevrimine yaklaşmak, daha doğrusu yararlı bir ısı pompası elde edebilmek için, ısı alımını ve dağıtımını büyük bir oranda izotermal şartlar altında yapmak gereklidir. Bundan sonra uygun sıcaklık ve basınçta faz değiştirecek bir soğutucu akışkan seçmek gerekir. Soğutucu akışkan buharlaşmayla ısıyı alacak, yoğunlaşmayla dağıtacaktır. Bu bölümler çevrimin izotermal kısımlarını oluşturmaktadır. Kullanılan birçok kompresör tipinin mekanik sınırlamaları yüzünden, çevrimde kompresöre kuru buhar gönderilir. Eğer önlem alınmazsa, kompresöre büyük hacimlerde sıvı girişi kompresörü tamamen bozabilir.



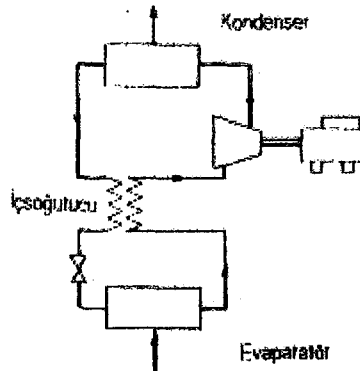
Şekil 2.3 Buhar Sıkıştırma Çevrim

% 95 olarak kabul edilebilir. Tanımlanan iki verim de gerçek sistemin COP değeri hesaplanırken göz önüne alınmalıdır. Son olarak sistemin COP değerini etkilemeyen fakat kompresörün boyutunu seçmek için kullanılan, dolayısıyla ilk yatırım maliyetini etkileyen "volumetrik verimden" bahsedilebilir. Volumetrik verimde %95 olarak alınabilir(Reay ve Macmichael, 1988).

Kompresörden ayrı, diğer bileşenlerde de verimsizlik mevcuttur. Akışkanın toplanıp izolasyonlu alan oluşturmasını engellemek için hız yüksek tutulduğu için akışkan ısı değiştiricilerden geçerken bir miktar basınç kaybı meydana gelir. Bu basınç düşüşü Şekil 2.5'tede görüleceği gibi ısı değiştiricilerini izotermal performanstan uzaklaştırır. Bu etki az olduğu için gözardı edilebilir.

İdeal çevrimden sapmanın son nedeni ise aşırı soğutmadır. İdeal çevrimde genişleme kondenser çıkışı doymuş sıvı doğrusu üzerinde başlar. Şekil 2.5'de (3) noktası ile gösterilmiştir. Fakat kondenser ile genişleme valfi arasındaki herhangi bir basınç kaybı, valfin performansını düşürecek buharlaşmaya sebep verebilir. O yüzden akışkanı 3' gibi bir noktaya soğutmak en idealidir. Bu soğutma ayrıca evaporatöre girecek olan buhar miktarını da azaltacaktır. Bu soğutmayı elde edebilmemiz için daha düşük sıcaklıkta uygun bir ısı kaynağına ihtiyacımız vardır.

Gerekli olan bu soğutmayı sağlamak için uygun bir çözüm bulmak gerekmektedir. (3) noktasını soğutmak amacıyla alınan ısı, (5) noktasındaki doymuş buharı ısıtmak için kullanılır. Bunu yapabilmek için Şekil 2.6'daki gibi bir ısı değiştirici kullanılır.



Şekil 2.6 İç Soğutucu Kullanılan Buhar Sıkıştırma Çevrim

Kullanılan bu ısı değiştirici direkt olarak COP değerini etkilemez. Çünkü 3 ile 3' noktaları arasında alınan ısı 5 ile 5' noktaları arasında tüketilir. Kullanılan ısı değiştirici T_L sıcaklığında ısı alınmasını izotermale yaklaştırdığı için indirekt olarak COP değerini etkiler.

2.4 COP Değerinin Hesaplanması

Bir örnekle açıklamak gerekirse; bir fabrikanın çeşitli malzemeleri temizlemek için su kullandığını farz edelim. Su fabrikada bulunan büyük tanklardan, 65°C'ta temin ediliyor ve kullanıldıktan sonra 35°C'ta atılıyor. Yapılmak istenilen bir ısı pompası ilavesiyle atılan suyun ısını kullanarak su tanklarının sıcaklığını yükseltmektir.

CARNOT'A GÖRE : $COP = T_H / (T_H - T_L)$

$$COP_{CAR} = (65 + 273) / (65 - 35) = 11.3$$

Gerçekte olabilecek COP değerini bulabilmek için ilk önce gerekli evaporasyon ve kondensasyon değerlerini bulmak gerekmektedir. Bu değerler T_H için 75 ve T_L için 15 °C varsayılacaktır. Evaporatörde yararlı ısıyı alabilmek için ΔT yüksek tutulmalıdır. Isı pompasında soğutucu akışkan olarak R - 12 seçilmiştir. Kompresör emme ağzına giren buharın seçilen kompresör cinsine göre 20 °C ısıtılması gerekmektedir. Şekil 2.7'de A noktası ile ifade edilmektedir. A noktasının entalpisi tablodan 271 kJ/kg olarak okunur. Kondensasyon sıcaklığı olan 75 °C'la (21 bar) kesişinceye kadar A noktasını izoentropik doğrultuda uzatırız ve B noktasına ulaşıyoruz. (300 kJ / kg). Fakat gerçek kompresör çıkış sıcaklığı, kompresör izoentropik verim kullanılarak bulunur.

$$\text{İzoentropik verim} = (h_B - h_A) / (h_C - h_A)$$

İzoentropik verimin 0.7 olduğunu kabul ederek h_C 'nin 312 kJ/kg'a eşit olduğu bulunabilir. Daha sonra C noktası sabit basınç doğrusu takip edilerek doymuş sıvı eğrisi üzerine gelinir ve D noktası işaretlenir. $h_D = 177$ kJ / kg olarak diyagramdan okunur. Isı değiştiricilerdeki basınç kayıpları ihmal edildikten sonra;

$$COP_{gerçek} = (h_C - h_D) / (h_C - h_A) \text{ yazılabilir.} \quad (2.5)$$

$$\Rightarrow 312 - 177 / 312 - 271 = 3.29 \text{ olarak bulunur.}$$

Kompresörün mekanik verimi de göz önüne alındığında;

$$\text{Toplam COP} = 3.29 \times 0.95 = 3.13$$

SONUÇ :

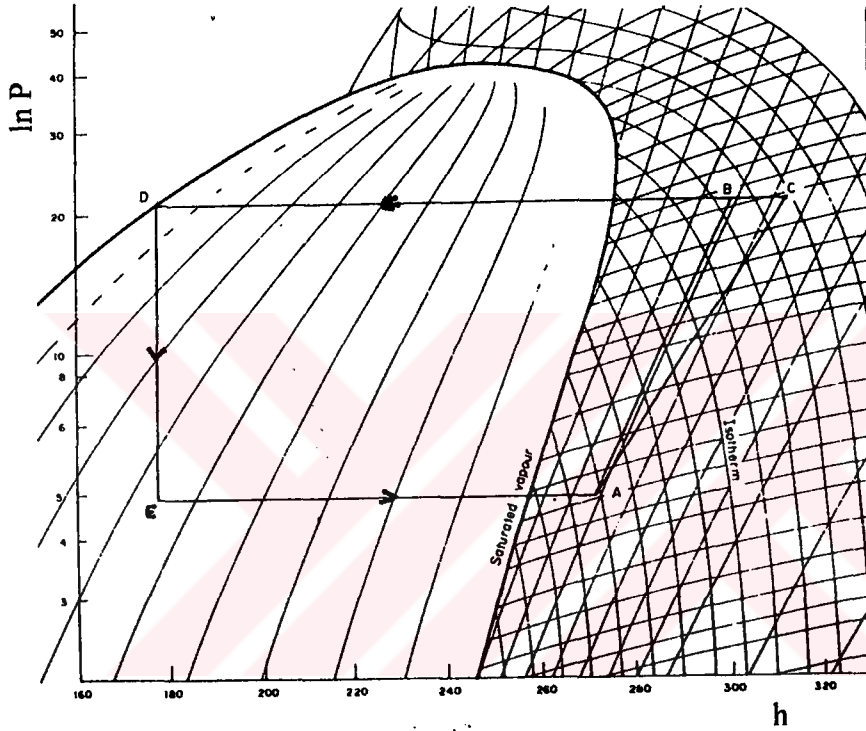
Karnot COP değeri : 11.3

ΔT değeri göz önüne alındıktan sonra hesaplanan COP_{CAR} değeri : 5.8

Tersinmezlikleri içeren COP değeri : 3.3

Mekanik verimsizlikleri içeren COP değeri : 3.1

Yukarıda çıkan sonuçlara bakıldığında ΔT değerini mümkün olduğunca küçük tutmak COP değerinin yükselmesine sebep olacaktır.



Şekil 2.7 R - 12 Kullanan Isı Pompası Örneği

2.5 PER Değerinin Kullanılması

Kompresör tahrik elemanlarında farklı yakıt ve enerji kaynakları kullanan değişik ısı pompalarının karşılaştırılabilmesi için PER değeri kullanılmaktadır.

PER değeri sadece COP değerini değil, kullanılan yakıtın işe dönüşme verimini de göz önünde tutar.

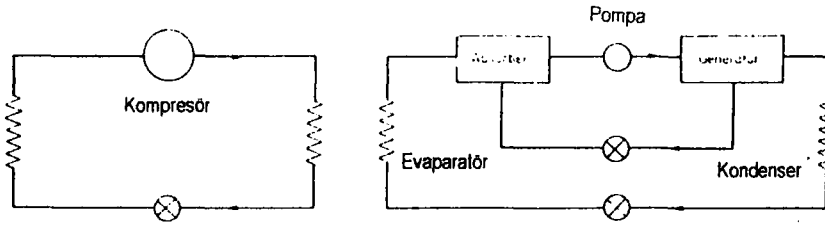
$$PER = \text{ısı pompası tarafından dağıtılan kullanılabilir ısı} / \text{tüketilen birincil enerji} \quad (2.6)$$

Isı pompası kompresörü tahrik elemanı ısı makinası olduğu zaman ;

$$PER = \eta \times COP \text{ olarak ta tanımlanabilir.} \quad (2.7)$$

2.6 Absorpsiyon Çevrimi

Şekil 2.8'de çok basit bir absorpsiyon çevrimi belirtilmiştir. Absorpsiyonlu çevrimde de görevi buhar sıkıştırılmalı çevrimle aynı olan evaporatör ve kondenser bulunmaktadır. Kompresörün yerini bir jeneratör ile absorber almaktadır. Evaporatörden gelen soğutucu akışkan buharları, içinde absorban madde bulunan bir hücreye girerek absorban madde tarafından emilir. Soğutucu madde ile zenginleşen karışım jeneratör bölümüne sevk edilerek burada ısıtılır ve soğutucu madde daha yüksek basınçta buharlaştırılır. Absorban madde zayıf solüsyon durumunda tekrar absorbe edilme hücresine dönerek soğutucu maddeyi emme görevini tekrarlar.



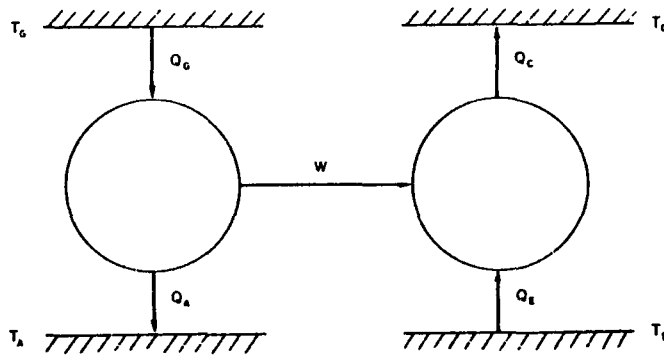
Şekil 2.8 Basit Absorpsiyon Çevrimi ve Buhar Sıkıştırılmalı Çevrim

Sıvı çözücü ve soğutucu akışkan karışımı büyük ölçüde sıkıştırılmaz olduğu için pompa işi genellikle ihmal edilebilir. Birincil enerji kaynağı çevrimin en sıcak bölgesi olan jeneratör için gereklidir. Absorberden bırakılan ısı kondenserden alınan ısıya eklenebilir ve sonuçta daha yüksek COP elde edilebilir.

Diğer çevrimler gibi kıyaslama teorik Carnot verimiyle yapılır.

$$\text{COP}_{\text{KAR}} = 1 + \left[\frac{T_E (T_G - T_A)}{T_G (T_C - T_E)} \right] \quad (2.8)$$

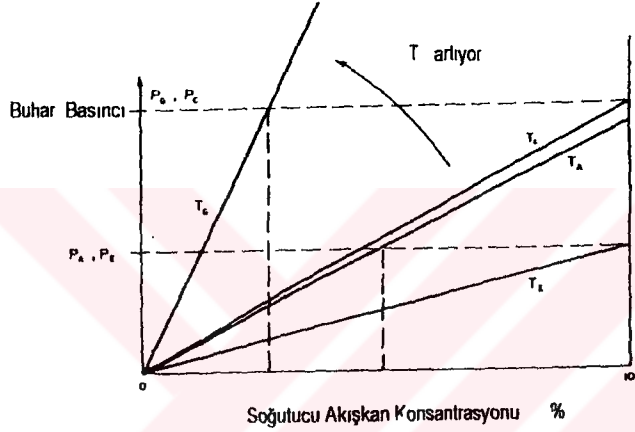
Bu değerlendirmelerde $T_A = T_C$ olarak kabul edilmiştir.



Şekil 2.9 Carnot absorpsiyon çevrimi

absorpsiyon çevriminin performansını sınırlayan pratik tahditleri gözümüzde daha iyi canlandırabiliriz. Grafik, bazı temel noktaları kabaca göstermektedir. Gerçek soğutucu akışkan - absorbant çiftleri, akışkanlar arasındaki güçlü benzerlik yüzünden diyagramda lineerlikten oldukça saparlar.

Sistemin iki basıncı, grafikteki iki yatay çizgiyle gösterilmektedir. Yüksek olan kondenser ve jeneratör, düşük olan ise absorber ve evaporatör basıncıdır. Kondenser basıncı %100 soğutucu akışkana karşılık gelen basınçtır ve evaporatör sıcaklığı da daha düşük basınçta %100 soğutucu akışkana karşılık gelmektedir. İki dikey çizgi de, absorber de ve jeneratörde gösterilen basınç ve sıcaklık değerleri için elde edilebilir ideal konsantrasyonlara karşılık gelmektedir.

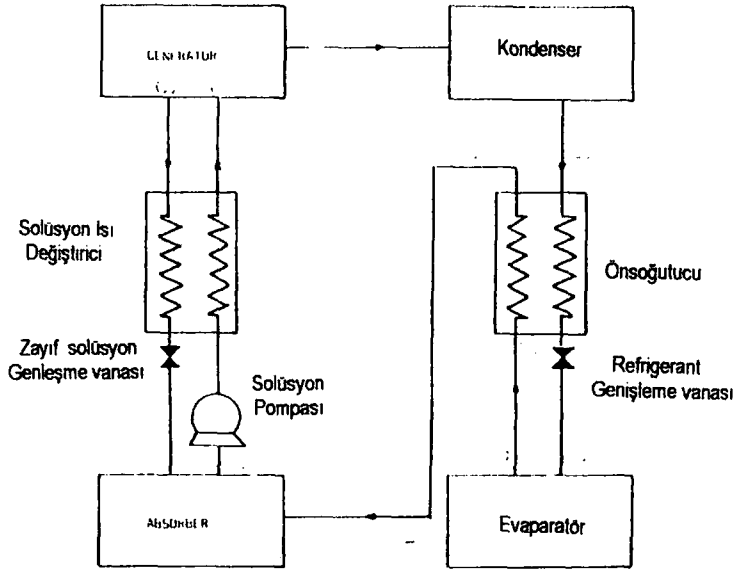


Şekil 2.10 Genelleştirilmiş "P - T - x" tablosu

Jenaratör sıcaklığını sabit kabul edersek, evaporatör sıcaklığı düştükçe iki konsantrasyon birbirine daha yakın olur. Bu durum çevrimin verimini düşürecektir çünkü verilen, dolaşan çözücü madde miktarı için daha az soğutucu akışkan üretilcektir. Alternatif olarak absorber ve kondenser sıcaklığını artırmak ta aynı etkiyi verecektir. Bu da bu tip ısı pompalarının neden düşük COP değerleri elde edebildiğini açıklamaktadır.

Gerçek soğutucu akışkan ve çözücü çiftleri aşağıda sıralanan özellikleri için seçilirler.

- (1) solüsyondaki geniş konsantrasyonlar değişimlerine müsaade edecek güçlü benzerlik
- (2) jeneratör verimine yardımcı olabilmek için yüksek uçuculuk
- (3) soğutucu akışkan buhar basıncı tarafından sınırlanan makul çalışma basıncı
- (4) jeneratördeki vuruntuyu azaltmak için kimyasal stabilite



Şekil 2.11 Basit absorpsiyon çevrimi

Absorpsiyonlu ısı pompalarında kullanılan iki tane soğutucu akışkan / çözücü çifti sırasıyla Amonyak / Su ve Su / Lityum Bromid'dir. İki çiftin de değişik alanlarda önemli marifetleri vardır fakat ısı pompaları göz önüne getirilirse önemli ölçüde dezavantajları vardır.

Amonyak / Su

1. Her ikisi de jeneratörde buhar basıncı oluşturdukları için, akışkanları ayırmak için geri çekme (reflux) kondensere ihtiyaç vardır.
2. Amonyak yüksek buhar basıncı oluşturur, örneğin 50°C 'da 20 bar
3. Amonyak zehirli bir gaz olduğundan emniyet önlemleri alınmalıdır.

Su / Lityum Bromid

1. Kristalizasyon başlangıcı, elde edilebilir konsantrasyon oranını azaltır, dolayısıyla sistem verimini düşürür.
2. Soğutucu akışkan su çok düşük buhar basıncı oluşturduğundan tüm çevrim atmosfer basıncının altındadır.
3. Su 0°C 'de donduğu için evaporatör bu sıcaklığın altında çalıştırılmaz. Bu da hava kaynaklı bir ısı pompası uygulamasında çalıştırılmayacağı anlamına gelir.
4. Lityum bromid bir hayli korozif olduğundan birlikte çalışacağı malzemelerin seçimi titizlikle yapılmalıdır.

2.7 Buhar Sıkıştırılmalı Çevrim ile Absorpsiyonlu Çevrimin Karşılaştırılması

Değerlendirme de en önemli faktörlerden biri sistemin istenilen sıcaklığa ulaşılabilmesi için gerekli ısıyı verebilmesidir. Daha sonra yakıt, bakım ve ilk yatırım maliyetleri gelir.

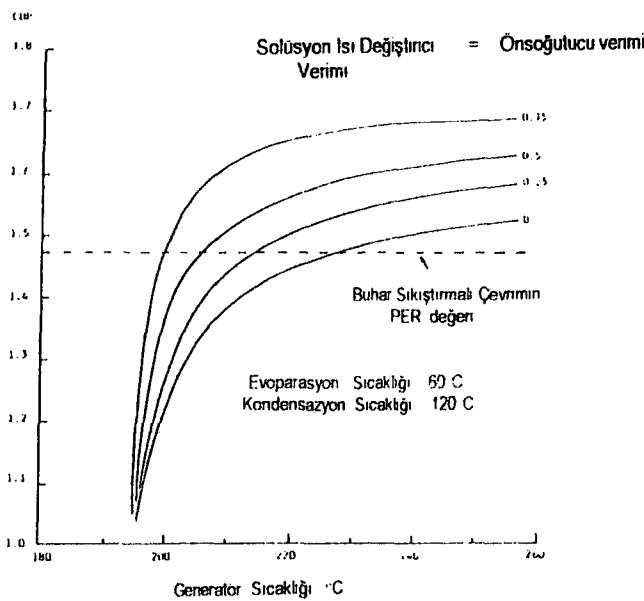
Geniş olarak kullanılan 3 çevrim göz önünde tutulursa;

- elektrik motoru tahrikli buhar sıkıştırılmalı çevrim
- gaz motoru tahrikli buhar sıkıştırılmalı çevrim
- absorpsiyon çevrimi

Elektrik motoru tahrikli buhar sıkıştırılmalı çevrimin değerlendirileceği en önemli kıstas COP değeridir. Bu değer kullanıcıya ısı pompasının performansı açısından değerlendirme yapma imkanı doğurur. Fakat, büyük ölçekli düşünülüp ulusal açıdan olaya bakılırsa elektrik üretim ve dağıtım sistemlerindeki kayıplarda göz önünde bulundurulmalıdır.

Gaz motoru tahrikli bir çevrimin performansının değerlendirilmesi için ise kıstas PER değeri olacaktır. (PER) değeri önceki kısımlarda açıklanmıştır.

Elektrik tahrikli çevrimin COP değeri yaklaşık 3 kabul edilebilir, gaz motoru tahrikli buhar sıkıştırılmalı çevrimin PER değeri ise ısı kazanımları da göz önüne alınırsa (yaklaşık 0.35'i) 1.25 ile 1.50 arasında değişir. Absorpsiyonlu çevrimin COP değeri ise dizel tahrikli çevrimin ki gibi 1.25 ile 1.50 arasında değişir (Reay ve Macmichael, 1988).



Şekil 2.12 Absorpsiyon çevrimi ile gaz motorlu buhar sıkıştırılmalı çevrimin performans karşılaştırması (Reay ve Macmichael, 1988).

Şekil 2.12'te absorpsiyonlu çevrim ile dizel çevrimli buhar sıkıştırma çevrim arasındaki benzerlikler gösterilmektedir. Bu diyagramda NEI tarafından geliştirilen gaz motorlu sistemle, absorpsiyon çevriminin teorik performansı arasında bir karşılaştırma yapılmaktadır. Grafikte görülen belirli bir jeneratör sıcaklığından sonra absorpsiyon çevriminin daha etkili olduğudur fakat önsoğutucu kaybının %10 ila %20 arasında değiştiği varsıyalacak olursa absorpsiyon çevriminin etkinliği ortadan kalkmış olur.

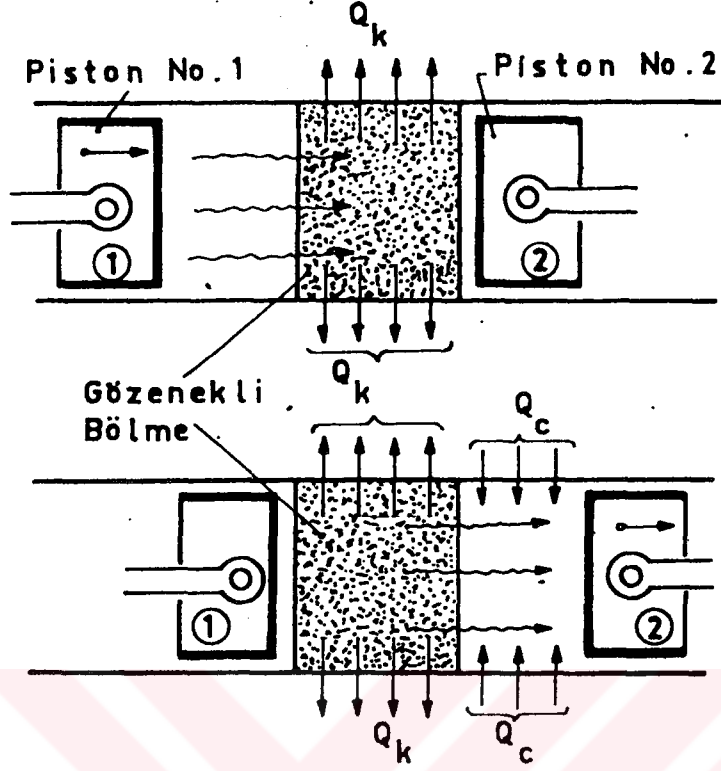
Birbirlerinden ayrıldığı diğer noktalar ise; absorpsiyon çevrimi mekanik olarak basittir ve minimum bakımla uzun çalışma ömrüne sahip olabilir. Buna karşın dizel motorlu çevrimler çok daha karmaşıktır ve bakım ihtiyaçları da çok daha çeşitli ve fazladır.

2.8 Stirling Çevrimi

İlk defa 1816 yılında Robert Sterling Tarafından keşfedilen bu soğutma çevrimi pistonlu bir buhar sıkıştırma çevrimini andırmaktadır. Stirling çevrimi daha sonra John Herschel tarafından 1834 yıllarında soğutma tekniğine uygulanmış ve pratik değeri olan ilk makine 1845 yılında yapılmıştır. Bu sistem, bir silindir ile içerisine yerleştirilmiş ve birbirinden gözenekli ve ısı tutumu yüksek bir bölgeyle (Regeneratör) ayrılmış iki pistondan meydana gelmiştir. Sistemin silindir hacminde soğutucu bir gaz (hidrojen,helyum v.s) bulunmaktadır. Başlangıç durumunda 1 nolu piston hareket ederek silindir boşluğundaki gazı sıkıştırır.

Gözenekli bölmeye nüfuz eden ısınmış gaz ısıyı buraya verir. Bu ısı (Q_K) dışarıdan uygulanacak bir soğutma ile (kondenserde olduğu gibi) sistemden süratle uzaklaştırılmalıdır. 2 no'lu pistonun silindir boşluğuna doğru ilerleyen basınçlı gaz, 2 no'lu piston geriye doğru hareket ederken silindir boşluğunu doldurmaya devam eder. Bu durumda gaz etraftan ısı almaya müsait durumdadır ve 2 no'lu silindir cidarına verilecek ısıyı hemen alacaktır. Soğutulmak istenen ortam ile ısı almaya müsait gaz arasında bir ısı geçişi sağlanmak suretiyle soğutma işlemi yapılmış olacaktır. İkinci strok sırasında pistonlar aksi yöne doğru hareket etmekte olacak ve böylece ikinci bir soğutma işlemi sürdürülmüş olacaktır. Görüldüğü gibi, silindirdeki gazın atılması söz konusu olmamakta, oldukça kompakt ve basit bir sistem oluşturulmaktadır. Aynı zamanda, gazın genleşmesi sırasında geriye doğru giden karşı pistonu genişleyen gaz yardımcı olmakta ve genleşme enerjisinden bir miktar yararlanılmaktadır. Ancak, bütün bunlara rağmen bu çevrimin performans katsayısı oldukça düşük seviyelerde kalmaktadır. Bunun nedenleri, ısı alışverişinin süratle yapılmasına uygun malzemeler bulunmayışı, gözenekli bölgede kalan ısıya ters yöndeki hareket sırasında tekrar soğuk gaz tarafından geri alınması gibi nedenlere bağlanabilir. Bugün bu sistem bazı uygulama alanları bulmakta ve -80°C ila -185°C gibi sıcaklık seviyelerine ulaşabilmektedir. Üç kademeli

deneyisel bir sistemde sıcaklıkların -286 °C'a kadar düşürülmesi mümkün olmuştur (Özkoç, 1992).



Şekil 2.14 Stirling Çevrimi

3. ISI POMPASINDA KULLANILAN SOĞUTUCU AKIŞKANLAR

3.1 Soğutucu Akışkan Özellikleri

Bir ısı pompasında kullanılan soğutucu akışkandan beklenen özellikler aşağıda belirtildiği gibidir.

- Akışkanlarda yüksek gizli ısı istenir. Buna bağlı olarak kompresör ve evaporatör küçülecek, dolayısıyla otomatik kontrol teçhizatları ucuzlayacaktır.
- Uygun buharlaşma basıncı ve hacmi istenir. Yüksek basınçta buhar hacmi düşük, düşük basınçta ise büyüktür. Her ikisininde uygun değerlerde olması istenir. Akışkanın normal atmosfer basıncında kaynama sıcaklığı çok yüksek ise normal soğutma sıcaklıklarında buharlaştırmak için çok düşük basınç gerektirir. Bu olay vakum oluşturur ve eğer kırık veya çatlak oluşursa sisteme hava girer ve içindeki subuharı dönerek borularda tıkanma olmasına sebep olur.
- Düşük yoğuşma basıncı istenir. Kompresörde sıkışıp basıncı artan buharı soğutarak sıvı hale dönüştürmek için uygun soğutma ortamı gerekir. Pratik olarak su ve hava kullanılır. Basınç ne kadar düşük olursa tesisat o kadar ucuz olur, basıncın artmasıyla malzeme et kalınlığıda artar.
- Yüksek kritik basınç ve sıcaklığı istenir. Buharı sıkıştırmak için gerekli basınç ne kadar düşük ise kompresör gücü de o kadar düşük olur.
- Düşük donma sıcaklığı istenir. Akışkan evaporatör proje sıcaklığının altında donmalıdır ki, sistem kilitlemesin.
- Yağlama yağı üzerinde fazla etkili olmamalıdır. Kimyasal etki yapmamalıdır. Yağın incilmesi sistemdeki parçalar için zararlıdır. Akışkan yağda erirse yağ incelir. Bazen de yağın tümü eriyerek akışkanla sürüklenir ve kompresör tamamen yağsız kalır. Genel olarak bir miktar yağ akışkanla sistem içine yayılır, bu yağın tekrar kompresör emme tarafına gitmesi gerekir. Elimizde kullanabileceğimiz uygun akışkan yoksa, yağla eriyen akışkanı kullanmak zorunda isek yüksek akışkan hızı seçmek gerekir.
- Yüksek ısı geçirgenliğine sahip olması istenir.
- Küçük vizkozite istenir. Akışkanın hem sıvı hem de subuharı halindeki vizkozitesi düşük olmalıdır.
- Elektrik iletkenliğinin olmaması istenir.

- Yanıcı olmamalıdır.
- Zehirli ve tahriş edici olmamalıdır. Tamir sırasında borularda mutlaka bir miktar akışkan bulunur.
- Ucuz ve saf olmalıdır. Su ile karıştığında asit etkisi yapmamalıdır
- Ozon tabakasına zararlı olmamalıdır.
- Sera etkisine sebep olmamalıdır.

Bu özelliklerin tümüne sahip akışkan mevcut değildir.

3.2 Kullanılan Akışkanlar

Geleneksel olarak ısı pompaları için çoğunlukla aşağıdaki akışkanlar kullanılmaktadır.

- CFC - 12 Düşük ve Orta sıcaklık (max. 80°C)
- CFC - 114 Yüksek sıcaklık (max. 120°C)
- R - 500 Orta sıcaklık (max. 80°C)
- R - 502 düşük - orta sıcaklık (max. 55°C)
- HCFC - 22 Düşük sıcaklık ısı pompaları (max. 55°C)

Kimyasal stabilitesine ve içerdiği klorin miktarına bağlı olarak CFC'ler (kloroflorakarbon) global çevreye zararlıdır. CFC'ler hem ozon'u tüketme kapasitesine (ODP) " Ozone Depletion Potential" hem de global ısınma potansiyeline (GWP) " Global Warming Potential" sahiptirler. CFC alternatiflerinin global ısınmaya katkılarını belirlemek için, akışkanların çevreye olan etkileri TEWI "Total Equivalent Warming Impact" toplam ısıtma etkisi ile ifade edilebilir. TEWI, normal çalışma süresi boyunca, sistemi çalıştırmak için gereken sera gazlarının direkt katkısı ile, sistemi çalıştırmak için gereken enerji sebebiyle ortaya çıkan CO₂ emisyonunun indirekt katkısı toplamıdır.

CFC'ler yasaklı akışkanlar grubuna dahildir. Yüksek ozon tüketme potansiyellerine bağlı olarak, varolan sistemlerde kullanılmasına izin verilmekle beraber, üretimi ve yeni sistemlerde kullanımı yasaklanmıştır. Yalnızca eskiyen sistemlerdeki gazların temizlenmesiyle elde edilebilmektedirler. Bu yüzden bu akışkanların oldukça pahalanaacağı ve

bir noktadan sonra bulunamayacağı tahmin edilmektedir. Bu grubun kapsadığı akışkanlar R-11, R-12, R-13, R-113, R-114, R-115, R-500, R-502, R-13B1 dir.

3.2.1 HCFC (HidroKloroflorokarbon)

Hidroflorakarbon'larda klorin içermesine rağmen kloroflorokarbonlara göre ozon tüketme potansiyeli çok daha azdır. HCFC'nin ozon tüketme potansiyeli, düşük atmosferik kimyasal stabiliteye bağlı olarak CFC - 12'ye göre %12 daha azdır. Ayrıca Global ısıtma potansiyeli CFC - 12'nin %20'si kadardır. HCFC'lar geçiş akışkanları olarak da adlandırılırlar. HCFC'ler R-22, R-401, R-402, R-403, R-408 ve R-409 akışkanlarını içerir.

Montreal protokolunda varılan anlaşmaya göre, HCFC'lar 2020 yılında endüstriyel ülkelerde ve 2040 yılında tamamen kullanım dışı bırakılacaktır. Avrupa Birliği ise bu maddenin kullanım dışı kalmasını hızlandırarak Haziran 2015 yılını hedeflemiştir. Avrupa'daki bazı (İsviçre, Almanya, Danimarka, İsveç, Avusturya) ülkeler daha da hızlandırarak R - 22'i 1998 ve 2002 tarihleri arasında kullanım dışı bırakmayı planlamışlardır.

3.2.2 HFC (HidroFloraKarbon)

Hidroflorakarbonlar uzun dönemde alternatif akışkanlar olarak değerlendirilebilirler. Bu onların R-134a, R-152a, R-32, R-125, ve R-507 gibi klorin içermedikleri anlamına gelir. Ozon tüketimine etkileri olmadığı için, R-12, R-22 ve R-502'ye alternatif olabilirler. Fakat onların da hala global ısınmaya etkileri vardır. Yağlayıcı maddelerin kullanımında çok dikkat edilmelidir. Normal olarak akışkan üreticileri tarafından önerilen ester tabanlı yağlayıcı maddelerin kullanılmasıdır.

- HFC-134a termofiziksel özellikler olarak CFC-12'ye çok benzemektedir. HFC-134a kullanılan bir ısı pompasının Performans katsayısı (COP) pratik olarak CFC-12 kullanılan ısı pompasınınkiyle aynı olacaktır. Düşük evaporatör sıcaklığında (-1°C'ın altında) ve büyük sıcaklık artışlarında performans katsayısı biraz daha düşük olacaktır.
- HFC-152a esas olarak R-500'ün bir parçası olarak kullanılmıştır fakat o da birçok küçük ısı pompası ve buzdolabı uygulamalarında kullanılmıştır. HFC-152a günümüzde karışımlarda eleman olarak kullanılmaktadır. Yanıcıdır.
- HFC-32 orta yanıcı olarak kabul edilebilir ve sıfıra yakın global ısıtma potansiyeli vardır. Uzun dönemde klimalandırma, ısı pompası ve endüstriyel soğutma uygulamalarında

HCFC-22'nin yerine uygun bir akışkan olarak düşünülmektedir. HFC-32, yanıcı olmayan karışımlarda R-502 ve HCFC-22 yerine ana bileşen olarak kullanılmaktadır.

- HFC-125 ve HFC-143a hemen hemen R-502 ve HCFC-22 ile benzer özelliklere sahiptir. Üç parçalı karışımlarda R-502 ve HCFC-22 yerine ana bileşen olarak uygulanır. Fakat, global ısıtma potansiyeli HFC-134a'ya göre üç kat daha fazladır.

3.2.3 Karışımlar

Bir karışım iki veya daha fazla akışkanı içerebilir ve zeotropik,azeotropik veya azeotropike yakın olabilir. Azeotropik karışımlar sabit sıcaklıkta buharlaşır ve yoğunurlar.

İlk karışımlar CFC-12 ve R-502'nin yerini alması için HCFC-22 veya HCFC akışkanları (HCFC-124 ve HCFC-142b) içeriyorlardı ve bu yüzden geçiş akışkanları olarak kabul ediliyorlardı.

R-502'nin ve HCFC-22'nin yerini alması için oluşturulan yeni nesil karışımlar ise klorin içermiyorlar ve temel olarak HFC'lardan (HFC-32, HFC-125, HFC-134a, HFC143a) ve hidrokarbonlardan oluşuyorlar. Günümüzde R-22'nin yerini alması için ısı pompası uygulamalarında kullanılan ve gelecek için umut veren iki akışkan karışımı R-410A ve R407C'dir. İkisi arasındaki temel fark kimyasal kompozisyonlarıdır. R-410A R-32 ve R-125'in karışımıdır, R-407C ise R-32, R-125 ve R-134A'dan oluşmaktadır.

R-407C termal özelliklerinin ve çalışma şartlarının benzer olması nedeniyle kullanımdaki R-22'li sistemlerin yerine acilen kullanılacak yek akışkandır. Bu akışkanın kullanımı artmakla beraber servisler ve üreticiler için hala bazı mühendislik problemleri içermektedir.

Araştırmalar göstermiştir ki; R-410A kullanarak R -22'ye kıyasla çok daha iyi COP değerleri elde edilmektedir. R-410A kullanarak toplam maliyette azalma sağlanabilir çünkü sistem bileşenlerinin özellikle kompresörün ölçülerinde, akışkanın volumetrik kapasitesinin yüksek olması nedeniyle önemli miktarda azalma olacaktır. Dezavantajı ise; R-22'ye kıyasla daha yüksek olan çalışma basıncıdır. R-410 Amerika'da ve Japonya'da paket tipi ısı pompalarında ve klima santrallerinde yaygın olarak kullanılmaktadır.

3.2.4 Doğal akışkanlar

Doğal akışkanlar, biosferde doğal olarak mevcut olan maddelerdir. Global çevreye zararları sıfır veya sıfıra yakındır. Doğal akışkanların örnekleri amonyak (NH₃), hidrokarbonlar,

karbondioksit (CO₂), hava ve sudur. Bazı doğal akışkanlar zehirli ve yanıcı olduğundan sistemler tasarlanırken güvenlik önlemleri alınmalıdır.

Amonyak (NH₃) : Amonyak çoğu ülkede orta ve büyük soğutma ünitelerinde başlıca kullanılan soğutucu akışkandır. Toksik ve yanıcı karakteri nedeniyle kullanımı için ayarlar ve kurallar geliştirilmiştir. Termodinamik ve ekonomik olarak yeni ısı pompaları ekipmanlarında CFC'lara ve HCFC-22'ye en iyi alternatiftir. Bugün için sadece büyük ısı pompası sistemlerinde kullanılmıştır ve yüksek basınç kompresörleri kondensasyon sıcaklığını 58°C'dan 78°C'a çıkarmıştır. Bakırın amonyakla kullanımı uygun olmadığı için bütün bileşenler çelikten yapılmak zorundadır. Günümüzde elverişli yüksek basınç kompresörleri olmadığı için (mak.40bar) yüksek sıcaklık endüstriyel ısı pompalarında amonyak henüz kullanılamamaktadır. Eğer verimli yüksek basınç kompresörleri geliştirilirse, amonyak mükemmel bir yüksek sıcaklık soğutucu akışkanı olacaktır.

Hidrokarbonlar (HC) : Günümüzde, propan, propilen, ve propan karışımları, bütan, ve etan ısı pompası sistemlerinde kullanılabilecek en umut verici soğutucu akışkan olarak değerlendirilmektedirler.

Su : ne toksik ne de yanıcı olması ayrıca uygun termodinamik özellikleri suyu yüksek sıcaklık endüstri ısı pompalarında kullanılabilecek mükemmel bir akışkan yapar. Tipik olarak çalışma sıcaklıkları 80°C ila 150°C arasında değişir. Yüksek sıcaklık uygulamalarında suyun kullanılması fikrine her geçen gün artan bir ilgi vardır. Japonya da yapılan bir test uygulamasında 300°C elde edilmiştir. Su ile çalışmanın en büyük dezavantajı ise sahip olduğu düşük volumetrik ısı kapasitesidir (kJ/m³). Bu özellik özellikle düşük sıcaklıklarda büyük ve pahalı kompresörler gerektirir.

Karbondioksit (CO₂): CO₂ ne toksik nede yanıcıdır ayrıca normal yağlama yağlarıyla ve genel konstrüksiyon malzemeleri ile uyumludur. Volumetrik soğutma kapasitesi yüksektir. Fakat, CO₂ kullanan ısı pompası çevrimlerinin teorik COP değeri oldukça düşüktür ve bu akışkanın verimli şekilde kullanılması kritik nokta yakınlarında veya üstündeki çalışma noktalarında düşük güç tüketimi ile çalışma metodlarının geliştirilmesi ile mümkündür.

4. ISI POMPALARININ SINIFLANDIRILMALARI

4.1 Isı Kaynakları

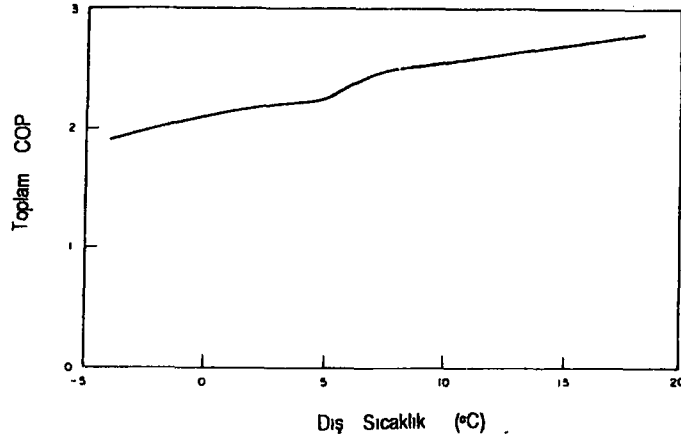
Kullanılan ısı kaynakları arasında hava genel kullanım için, kolay elde edilebildiğinden dolayı en çok tercih edilen ısı kaynağıdır. Su elde edilebildiği ortamlarda ısı kaynağı olarak kullanılabilir ve havaya göre birkaç avantajı vardır. Toprakta ve yeraltı sularından elde edilebilecek ısı halen geniş bir çalışma konusudur ve Avrupa'da toprak ve yeraltı suyu kaynaklı birçok ısı pompası projesi desteklenmektedir. Enerji ayrıca çeşitli atık ısı kaynaklarından da elde edilebilir. Örneğin pis su sistemlerinden ve güç istasyonları deşarj sularındaki atık ısılar kaynak olarak kullanılabilir. Ayrıca güneş kolektörleri destekli ısı pompaları uygulamaları da Avrupa'da ve Kuzey Amerika'da geniş kullanım alanı bulmaktadırlar.

4.2 Hava Kaynaklı Isı Pompaları

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

Hava kolay elde edilebilmesinden dolayı en uygun ısı kaynağı olmakla beraber, sistem dizaynının, mekana bağlı olarak çok dikkatli bir optimizasyonunun yapılmasını gerektirecek birçok dezavantajı mevcuttur. Bunun sebebi ise dış havanın oldukça değışken bir sıcaklığa sahip olmasıdır.

Daha önceki konularda değınildiği gibi ısı pompası performansı evaporatör ve kondenser arasındaki sıcaklık farkının artmasına bağlı olarak azalacaktır. Bu da hava kaynaklı ısı pompaları için çok büyük bir dezavantajdır zira dış sıcaklık düştükçe ısıtılacak mahalin ısı ihtiyacı artarken, ısı pompasının ısıtma kapasitesi düşecektir. Şekil 4.1 dış havaya bağlı olarak COP değıerinin değışimini göstermektedir.



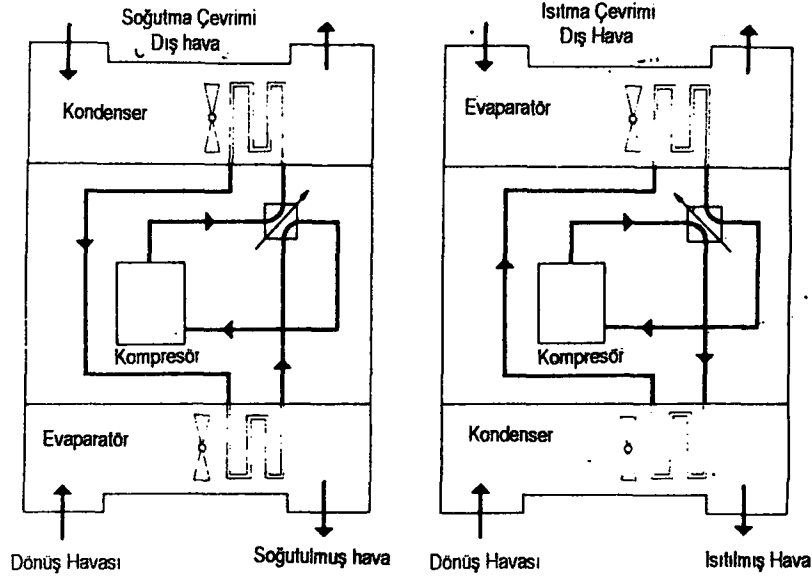
Şekil 4.1 Hava Kaynaklı Isı Pompasının COP Değerinin Dış Havaya Bağlı Olarak Değişimi (Reay ve Macmichael, 1988).

Sıcaklık farkının sistem performansı üzerindeki etkisini azaltmak için bazı önlemler alınmıştır.

Ek Isıtma : Isı kaynağı ne olursa olsun ısı pompası sistemlerinin yatırım maliyeti konvansiyonel ısıtma sistemlerine göre çok daha fazladır. Sadece ısıtma amaçlı bir sistem düşünülürse, eğer dış sıcaklığı düşük olan bir yerde sistem kullanılacaksa, ısı kaybının tamamının sistem tarafından karşılanılmasının istenmesi durumunda ilk yatırım maliyetleri arasındaki fark daha da açılacaktır. Bu yüzden sistem dizaynı yapılırken minimum sıcaklığın yılın çok az zamanında hissedileceği düşünülerek ve ekonomik kıstaslar da gözönünde bulundurularak sistem dizaynı yapılır. Normal olarak yıllık ısı ihtiyacının tamamı olmamakla beraber büyük bir oranda sağlanılmasına çalışılarak sistem dizaynı yapılır. Pik durumlarda ortaya çıkacak ısı ihtiyacı ise ek ısılarla sağlanır. Ek ısılar elektrikli ısıtıcılar olabileceği gibi bir kazan da olabilir.

Eğer ısı pompasından soğutma da yapması isteniyorsa dizayn da soğutma yükünün de hesaba katılması gerekecektir. Unutmamak gerekir ki, eğer sistemin soğutma kapasitesi yeterli değilse, daha büyük bir ısı pompası koymaktan başka çare yoktur ve eğer soğutma kapasitesi çok fazla olursa nem kontrolü çok zayıf bir şekilde yapılabilecektir. Yine de soğutma ve ısıtma kapasiteleri gereksinimleri arasında bir denge sağlanmalıdır.

Sistem ısıtma kapasitesinin, toplam ısınma ihtiyacını karşılamasının verimli olmayacağı durumlarda optimum ekonomik yarar sağlamak için ek ısıtıcıların kullanılması gereklidir. Elektrikli ısıtıcı kullanılacağı düşünülürse; ısıtıcıları kontrol etmenin en etkili yolu iç ve dış termostat kullanmaktır. İç ünite iki kademedir oluşmaktadır ve birinci kademe sadece ısı pompasını kontrol ederken, ikinci kademenin esas görevi dış hava sıcaklığı balans noktasının altına düştüğünde dış termostatın yönetmesiyle birlikte ek ısıtıcıları çalıştırmaktır.



Şekil 4.2 Basit Hava - Hava Isı Pompası Sistemi

4.3 Su Kaynaklı Isı Pompaları

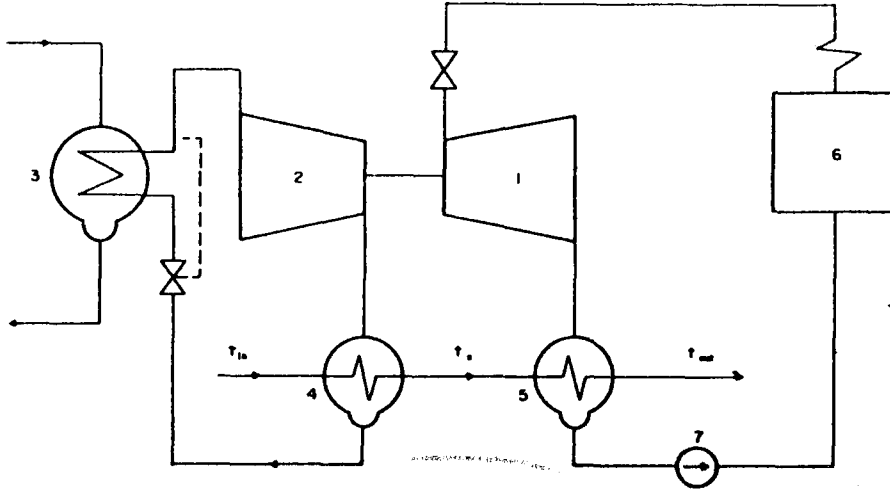
Birçok kaynaktan devamlı olarak elde edilebileceği, tipik olarak 4 - 12°C sıcaklıkta olacağı için ve yüksek ısı kapasitesi ve ısı transferi nedeniyle su ısı pompaları için iyi bir ısı kaynağıdır. Örneğin sıcaklığı donma noktasının altına asla düşmez. Fakat, ne yazık ki suyun fiyatı endüstriyelmiş ülkelerde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

Kuyu suları da sabite yakın su sıcaklığıyla iyi bir kaynaktır. (kuzey iklimlerde 10°C'e yakın, güney iklimlerde ise sıcaklığı yükselerek ekvatora yakın yerlerde yaklaşık 15°C'ye ulaşmaktadır.) fakat, ne yazık ki kuyu sularının birçok değişik amaç için kullanılmaları nedeniyle kaliteli suya sahip kuyu bulmak zorlaşmıştır. Zayıf kaliteli kuyu suları da ısı değiştiricilerde korozyona sebep olabilir. Montaj uygulamalarının pahalı olması bu sistemin düzenli kullanılması için bir dezavantajdır. Uygun bir kaynak bulabilmek için toprağı kazmak gerekecektir ve önemli miktarda borulamaya ihtiyaç duyulacaktır. Pompa kapasiteleri yüksek olabilir ve suyun yeterince kaliteli olmadığı anlaşılırsa arıtma yapmak gerekebilir.

Bazen de 50 metreden daha az derinlikten elde edilebilecek yeraltı suları da ısı kaynağı olarak kullanılabilir. Yapılan araştırmalara göre böyle bir kaynağın verimli kullanılması durumunda alan ısıtması için kullanılan ısı pompalarının geri ödeme periyodu %10 azaltılmaktadır.

Ilıtılmış su dış havaya göre çok daha iyi bir ısı kaynağıdır. Örneğin bulaşık makinalarının ve banyoların atık suları çok iyi bir ısı kaynağı olabilir. Ayrıca güç istasyonlarından elde edilen

ılık atık su ısı pompaları için iyi bir ısı kaynağıdır. Bu ısı kaynağı ile ilgili en ilginç çalışmalardan biri Kolsbuz tarafından yapılmıştır (Reay ve Macmichael, 1988).



Şekil 4.3 Mahal Isıtması İçin Isı Pompası ve Basınç Türbininin Birlikte Kullanılmasının Akış Şeması (Reay ve Macmichael, 1988).

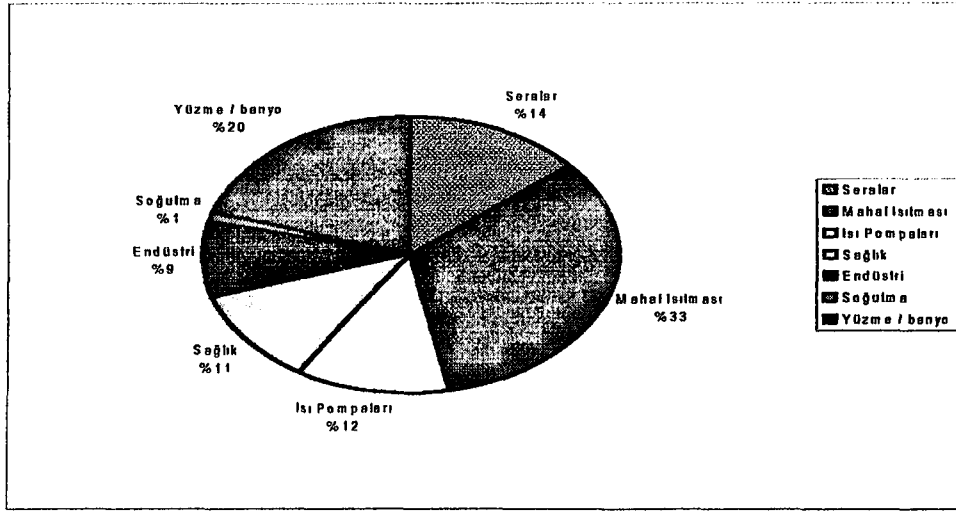
Kolsbuz ısı pompası kompresörünü(2) tahrik için basınç türbini(1) kullanarak güç istasyonlarında oluşan atık ısıyı verimli bir şekilde geri kazanılabileceğini söylemiştir. Güç istasyonunda oluşan atık enerjinin ısısının kondenserde(3) (aynı zamanda ısı pompasının evaporatörü olarak da görev yapar) verilmesinden sonra bu ısı, suyu ısıtmak için ısı pompası tarafından ilk aşamada(4) kullanılır. Isıtmanın ikinci aşaması ise basınç türbininin kondenseri tarafından gerçekleştirilir. Kolsbuz bu sistemle COP değerini 6.6 olarak elde etmiştir.(6) ve (7) numaralarıyla gösterilenler sırasıyla kazan ve besleme pompasıdır. Bu sistemle 28°C ısı kaynağıyla 70°C'de su elde etmek mümkündür.

4.4 Jeotermal Enerji

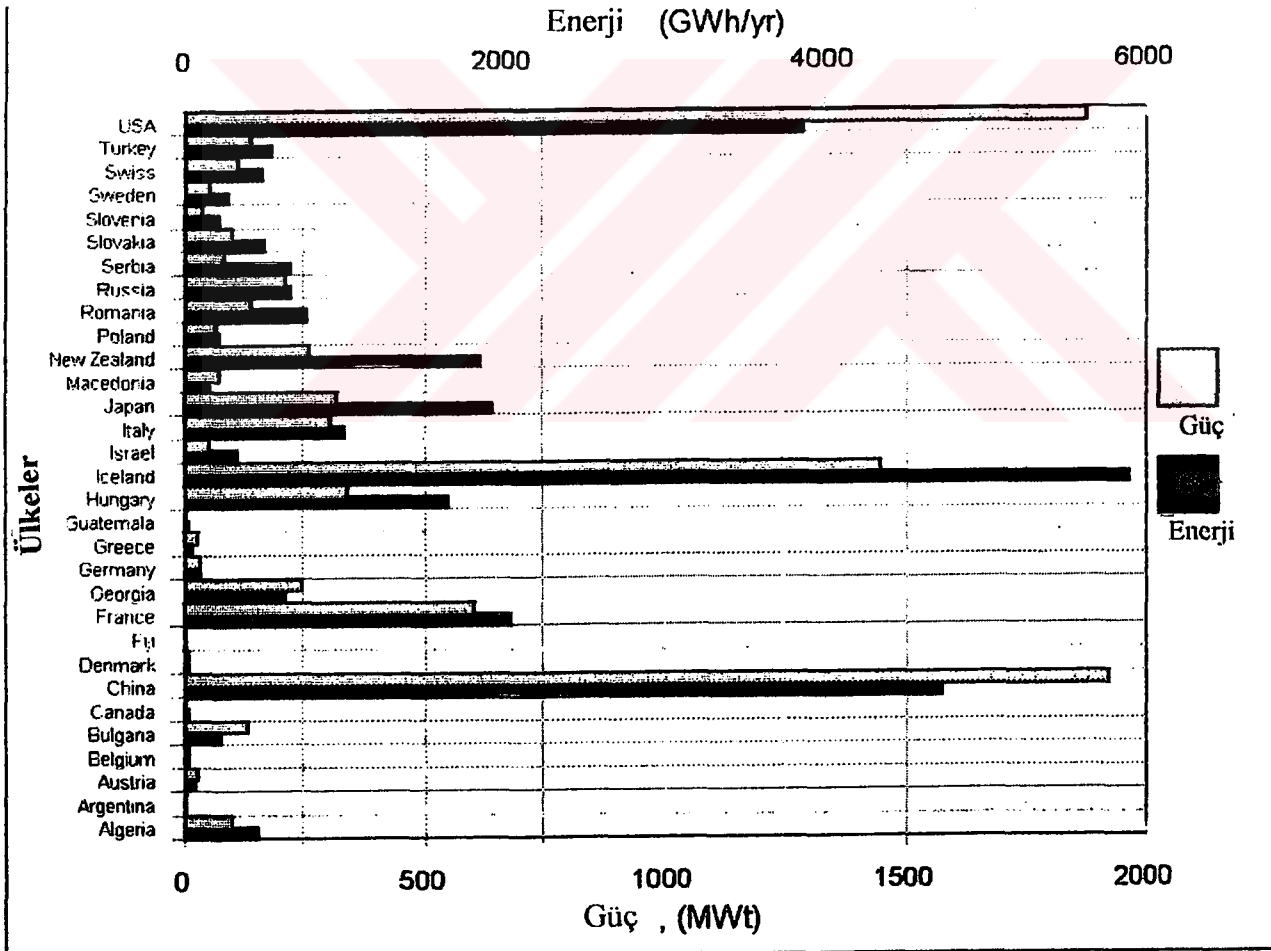
Özellikle volkanik arazide veya radyoaktif faaliyetlerin olduğu yerlerde, belirli derinliklerde birikmiş sıcak sudan yararlanma olanağı vardır.

Bütün dünyada direkt jeotermal enerjiden yararlanmak için kurulmuş kapasite 9000 MWt'dur ve enerji kullanımı 38 ülke gözönüne alındığında 31200 GWh/yr'dır (Freeston, 1996). Bu da yılda 3.8 milyon ton yakıt tasarrufu anlamına gelmektedir. Çizelge 4.1'de bu enerjinin çeşitli kullanım şekillerinin oranları belirtilmiştir. Çizelge 4.2'de ise kurulu sistemler ve yıllık kullanımları belirtilmiştir. Örneğin; Amerika'da kurulu güç yaklaşık 1800 MWt'dur ve yıllık enerji kullanımı ise 4100 GWh/yr'dır. Bu değerler Amerika'ya yıllık 0.5 milyon ton yakıt tasarrufu sağlamaktadır (Lienau, 1995).

Çizelge 4.1 Jeotermal Enerji Kullanım Dağılımı



Çizelge 4.2 Jeotermal Enerjinin Direkt Kullanımı ve Ülkelerin Faydalanma Miktarları



4.5 Isının Muhafazası

Daha önce de belirtildiği gibi ısı pompaları için bazı ısı kaynaklarının mevsimsel hatta bazen günlük değişimleri, ısı ihtiyacının en fazla olduğu dönemlerde ısı pompasının COP değerini azaltmaktadır. Örneğin soğuk havalarda ve geceleyin güneş ışınımı elde edilmesinin azalması.

Çizelge 4.3. "1" GJ Kapasite İçin Muhafaza Sistemlerinin Mukayesesi

	Birimler	Kaya	Su
Özgül Isı	kJ /kg°C	1.837	4.187
Erime Isısı	kJ /kg	****	****
Yoğunluk	kg/m ³	2242	1000
Ağırlık	Kg	59737	11941
Bağıl Ağırlık		16.4	3.27
Hacim	m ³	26.6	11.94
Bağıl Hacim		11.69	5.25

4.5.1 Duyulur ısı muhafazası

Duyulur ısı muhafaza aracı sıvı veya katı olabilir ve kendisine ısı verildiğinde veya ısı çekildiğinde faz değişimine uğramaz sadece sıcaklık değişimine uğrar.

En yaygın duyulur ısı muhafaza aracı sudur. Çok kolay elde edilebilmesinin yanında, muhafaza edildiği alandan kullanım için çıkarılmasında ısı değiştiricisine ihtiyaç yoktur.

Su ısı muhafaza aracı olarak, plastik, beton yada metal kaplarda saklanabilir. Isı artışlarının az olduğu yerlerde, ihtiyacı karşılayabilecek ısıyı muhafaza edecek su hacmi büyük olacaktır. Hacim ve fiyat gereksinimi sistemin büyük ölçeklerde kabul görmesini engellemiştir. Birçok "düşük enerjili" ev uygulamasında muhafaza tankları zemin katın altına konulmuştur.

Katı duyulur ısı muhafaza araçlarında yıllar boyu evlerde kullanılmıştır. Radyatörlerin, arasına elektrikli ısıtıcıların serpiştirildiği tuğla ile birlikte kullanılması geçmiş yıllarda İngiltere'de oldukça popülerdi. Bu sistemin kabul görmesinin en büyük sebebi ise elektrik üreticilerinin talebin az olduğu zamanlarda elektriği ucuza satma taahhütleriydi. Bu tip sistemlerde kullanılan ısı muhafaza sistemleriyle suyla mümkün olmayan yüksek sıcaklıklara çıkmak mümkündür. Toprak ta tabiki bu tür bir ısı muhafaza aracıdır ve elektrikli sistemlere göre ömrü çok daha uzundur. Çizelge 4.3'de görüldüğü gibi, kaya suya göre çok daha az etkili bir muhafaza aracıdır. Çünkü düşük sıcaklıklarda 1 GJ enerji muhafazası için çok daha fazla hacime ve kütleye ihtiyaç vardır.

4.5.2 Erime Isısı Muhafaza Araçları

Materyallerin erime ısını kullanabilmek, tıpkı duyulur ısı muhafaza tekniklerinde olduğu gibi büyük ölçüde maddenin hacimsel kapasitesine bağlıdır. Gereken hacim kullanılan maddenin erime ısısının fonksiyonudur. Duyulur ısı muhafaza araçlarından farklı olarak, gizli ısı

sistemleri ısıyı sabit yada sabite yakın bir sıcaklıkta alırlar ve verirler. Bunu yapabilmek için madde faz değişimine uğramalıdır ve bu da hacminde değişiklik anlamına gelir. Madde ısı aldığı anda erir, ve katılaştığında ise ısıyı verir. Gizli ısı muhafaza araçları genelde, duyulur ısı muhafaza sistemlerine göre birim hacimde daha fazla ısı muhafaza ederler. Bazı maddelerin özellikleri Çizelge 4.4'de belirtilmiştir.

Çizelge 4.4 Bazı Maddelerin Erime Isıları

MADDE	Erime Sıcaklığı °C	Yoğunluk kg/m ³	Erime Isısı kJ/kg
NaC ₂ H ₃ O ₂ , 3H ₂ O	58	1297	265
Na ₂ S ₂ O ₃ , 5H ₂ O	48	1650	209
Ca(NO ₃) ₂ , 4H ₂ O	47	1858	154
P116	47	785	209
FeCl ₃ , 6H ₂ O	36	1617	223
Na ₂ CO ₃ , 12H ₂ O	36	1522	265
LiNO ₃ , 3H ₂ O	30	****	307

Fakat bu maddeler pahalı olmaları yüzünden geniş bir kullanım alanı bulamamaktadırlar.

4.6 Güneş

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

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

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

4.7 Toprak

Isı kaynağı olarak toprağın kullanılması diğer sistemlere göre çok daha pahalıdır.

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

Toprağın bileşimi, yoğunluğu, içerdiği nem miktarı ve gömme derinliği, toprak ısı değiştiricisinin seçimini ve boyutlandırılmasını etkiler. Toprak özelliklerinin zamana bağlı olarak değişmesi projelendirmede güçlük yaratan sebeplerden birisidir. Aynı şekilde ısı pompası da çalıştırıldığı andan itibaren toprağın özelliklerini etkiler. Örneğin, ısı pompası ile ısıtma yapıldığı takdirde, toprak ısı değiştiricisine yakın yerlerde toprak sıcaklığı düşer. Dolayısıyla bu bölgede nem miktarı ve toprak özellikleri değişir. Salamuranın buharlaştırıcıya giriş sıcaklığı da aynı sebeple düşer, dolayısıyla ısı pompası kapasitesi ve ısıtma tesir katsayısı doğrudan etkilenir. Soğuk yörelerde, yapıldığı süre içinde toprağa yeteri kadar ısı girişi olmazsa, kış aylarında topraktan sürekli çekilen ısı nedeniyle, toprağın donma tehlikesi de mevcuttur.

Ancak, toprak sıcaklığı havaya göre çok daha uygun sıcaklıklarda ve sıcaklık değişiminde bulunması ayrıca salamura-soğutucu akışkan ısı değiştiricilerinin, hava soğutucu akışkan ısı değiştiricilerine göre daha az sıcaklık farkında çalışabilmeleri, toprak kaynaklı ısı pompalarının hava kaynaklı ısı pompalarına göre avantajlı olmasını sağlamaktadır.

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

Çizelge 4.5 Isı Pompası Kaynaklarının Karşılaştırılması (Reay ve Macmichael, 1988)

Isı Kaynağı	Hava	Kuyu suyu	Yüzey Suyu	Ank Su	Toprak	Güneş
Kaynak Sınıflandırması	Temel	Temel	Temel	Temel veya Yardımcı	Temel veya Yardımcı	Yardımcı
Isı Düşümü için uygunluğu	İyi	İyi	İyi	Sınırlı	Genellikle zayıf	
Elde Edilebilirliği (Mekan)	Evensel	Belirli Değil	Nadiren	Sınırlı	Geniş Ölçüde	Evensel
Elde Edilebilirliği (Zaman)	Devamlı	Devamlı	Devamlı	Değişken	Devamlı	Aralıklı
İlk Yatırım Masrafı	Su ve Toprağa göre daha düşük	Kuyu açma maliyetine bağlı olarak değişken	Düşük	Değişken	Yüksek	Yüksek
Çalışma Masrafı	Nispeten düşük	Düşük	Nispeten Düşük	Düşük	Orta	Çalışma masraflarını azaltmak için yardımcı sistem olarak kullanılır.
Sıcaklık Değişimi	Fazla	Az	Orta	Genellikle Orta	Düşük	Aşırı
Dizayn Bılgisi	Genellikle yeterli	Genellikle yeterli	Genellikle yeterli	kaynak sıcaklığı sabit ise yeterli	Yetersiz	Pratik olarak elde edilebilir.
Ekipman Boyutları	Orta	Kuyu hariç ufak	Küçük	Değişken (genellikle orta)	toprak altına döşenen borular hariç U'fak	
Standart Üstüne Uygulanabilirliği	Mükemmel	Kuyu hariç mükemmel	Mükemmel	Zayıf	Zayıf	Zayıf
Karşılaşılabilecek özel sorunlar	Binanın ısı talebi arttıkça elde edilebilen ısı miktarı azalır. buzlanma ekstra kapasite gerektirir.	Korozyon, ısı transfer yüzeyinde kireçlenme meydana getirebilir. suyun kompozisyonu kuyudan su çıkana kadar bilinemez. Kuyudan su da çıkmayabilir.	su kireçlenmeye, korozyona ve mantar oluşumuna sebep olur	Genellikle kireç oluşumuna sebep olur ve korozifdir. Genellikle yeterince kaynak bulunmaz.	Montaj masraflarını tahmin edebilmek zordur. Borularda meydana gelebilecek arızaları düzeltmek çok zordur...	genellikle ısı muhafaza elemanına ihtiyaç duyulur.

5. TOPRAK ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDEKİ ISI GEÇİŞİ

5.1 Kelvin Çizgisel Kaynak Yöntemi

Ingersol ve Plass toprak altına, ısı çekmek veya atmak üzere yerleştirilmiş borulardaki ısı geçişini incelemek için Kelvin Çizgisel Kaynak Teorisinin kullanılabilceğini göstermişlerdir (Kemler ve Oglesby, 1950). Kelvin Çizgisel Kaynak Yöntemi ısı kaynağının sonsuz bir ortamda olduğunu kabul eder. Yöntem, boru etrafındaki sıcaklık dağılımının zaman ile ilişkisini, borunun toprak yüzeyinden veya diğer borulardan yeterince uzak olduğu durumlarda, kabul edilebilir doğrulukla verir. Buna göre aşağıdaki denklem kullanılarak, çizgisel kaynaktan (r) kadar uzaklıkta bulunan bir bölgedeki sıcaklık değişimi, ısı geçişi, zaman ve toprak özellikleri dikkate alınarak hesaplanabilir.

$$t - t_0 = \frac{Q'}{2\pi k_1} \int_r^{\infty} \frac{e^{-\beta^2}}{\beta} d\beta \quad (5.1)$$

$$\frac{r}{2\sqrt{\alpha\Theta}}$$

denklem 5.1;

$$= \frac{Q'}{2\pi k_1} I(X) \quad (5.2)$$

şeklinde yazılabilir.

Burada ;

$$X = \frac{r}{2\sqrt{\alpha\Theta}} \quad (5.3)$$

dır.

Ingersoll (1954), sabit ısı geçişinde toprak sıcaklığındaki değişimin, bu teori ile uygun şekilde hesaplandığını göstermiştir. Bu denklem son zamanlarda birçok araştırmacı tarafından periyodik ısı geçişi (on / off) ve sinüzoidal ısı geçişi şartlarında toprak sıcaklıklarını ölçmek amacıyla da kullanılmıştır.

Sabit ısı geçişi için, toprak ısı değiştiricisi içerisinde dolaştırılan akışkanın sıcaklık değişimi Şekil 5.1'de verilmiştir. Bu çok karakteristik olan eğri çeşitli zamanlarda deneysel olarak Bose

(1981)ve Parker (1982) tarafından elde edilmiştir. Topraktaki sıcaklık değişimini anlamak bakımından $I(X)$ integral değerini belirleyen $X = r/2\sqrt{\alpha\Theta}$ terimi bir temeldir. $I(X)$ integral değerleri Çizelge 5.1' de verilmiştir.

Ingersoll (1954) tarafından, çizgisel kaynak modelinin $\alpha\Theta/r^2 > 20$ değerleri için geçerli olduğu gösterilmiştir. Ingersoll normal topraklar için, 10 cm'den küçük boru çaplarıyla ve 1 günden uzun zamanlarda pratik amaçlar için yeteri kadar uygun sonuçlar (hata \leq %2) alınacağını belirtmiştir.

Kelvin Çizgisel Kaynak Yöntemi kullanılırken, Denklem 5.1'de şu kabuller yapılmıştır.

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

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

Denklem 5.2 şu şekilde yazılabilir.

$$Q' = \frac{2\pi.k_t}{I(X)} \cdot (t - t_0) \quad (5.4)$$

Ayrıca;

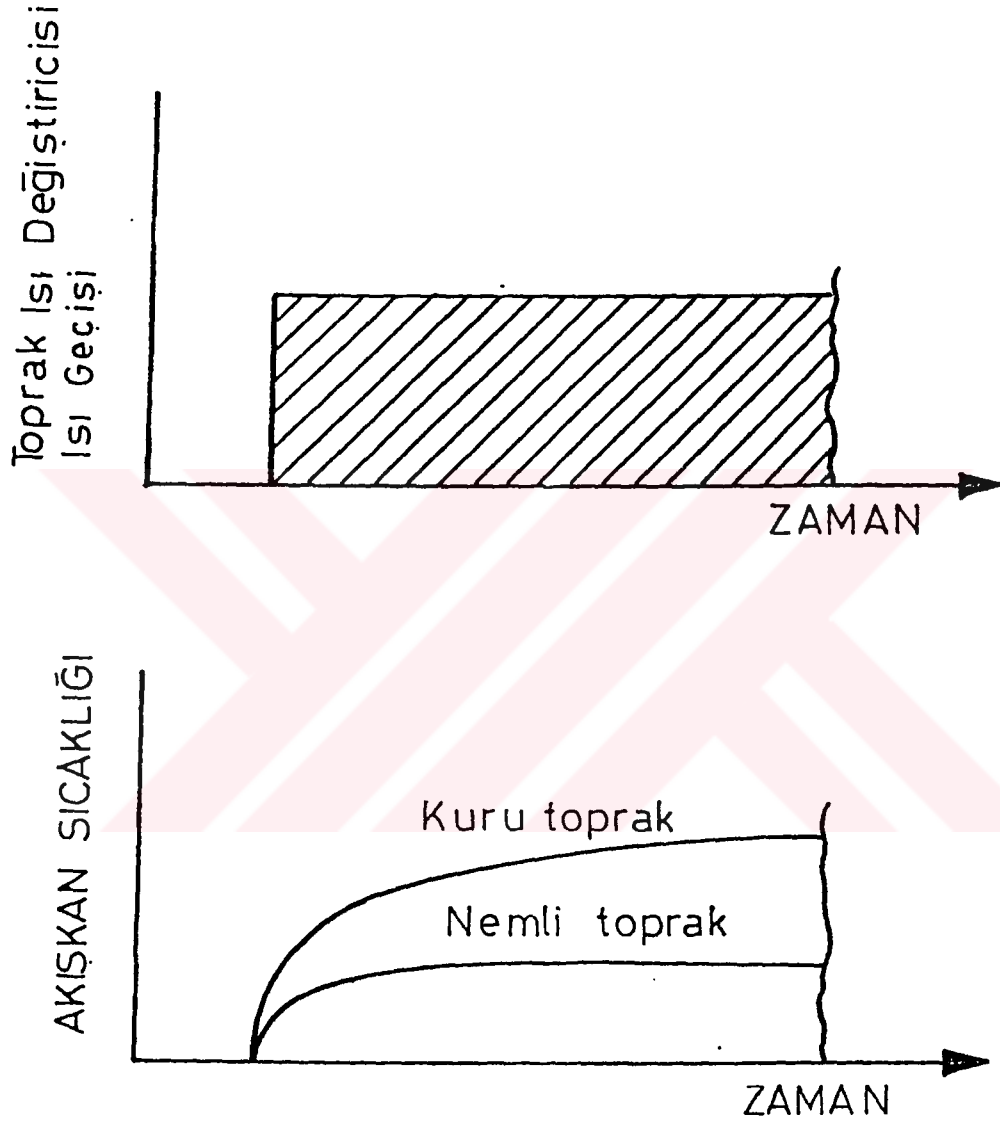
$$q = Q' \cdot L \quad (5.5)$$

ve;

$$K_t = \frac{2\pi.k_t}{I(X)} \quad (5.6)$$

Denklemleri yerine konursa;

$$q = K_t L (t - t_0) \quad \text{elde edilir.} \quad (5.7)$$



Şekil 5.1 Toprak Isı Değiştiricilerinde Sabit Isı Geçişi Şartlarında Akışkan Sıcaklığının Zamanla Değişimi

Tablo 5.1 I (X) İntegral Değerleri

$$X < 0.2 \text{ için } I(X) = \ln(1/X) + X^2/2 - X^4/4 - 0.2886$$

X	I(X)	X	I(X)	X	I(X)
0.0001	8.9217	0.16	1.5567	0.62	0.3646
0.0002	8.2286	0.17	1.4977	0.64	0.3433
0.0003	7.8231	0.18	1.4423	0.66	0.3231
0.0004	7.5354	0.19	1.3900	0.68	0.3041
0.0005	7.3123	0.20	1.3406	0.70	0.2860
0.0006	7.1300	0.21	1.2938	0.72	0.2690
0.0007	6.9758	0.22	1.2494	0.74	0.2529
0.0008	6.8423	0.23	1.2072	0.76	0.2377
0.0009	6.7245	0.24	1.1669	0.78	0.2234
0.0010	6.6191	0.25	1.1285	0.80	0.2098
0.001	6.6191	0.26	1.0917	0.82	0.1970
0.002	5.9260	0.27	1.0565	0.84	0.1849
0.003	5.5205	0.28	1.0228	0.86	0.1735
0.004	5.2329	0.29	0.9904	0.88	0.1627
0.005	5.0097	0.30	0.9594	0.90	0.1525
0.006	4.8247	0.31	0.9295	0.92	0.1429
0.007	4.6733	0.32	0.9007	0.94	0.1339
0.008	4.5397	0.33	0.8731	0.96	0.1253
0.009	4.4220	0.34	0.8464	0.98	0.1173
0.010	4.3166	0.35	0.8206	1.00	0.1097
0.01	4.3166	0.36	0.7958	1.02	0.1026
0.02	3.6236	0.37	0.7718	1.04	0.0958
0.03	3.2184	0.38	0.7487	1.06	0.0895
0.04	2.9311	0.39	0.7263	1.08	0.0836
0.05	2.7084	0.40	0.7046	1.10	0.0780
0.06	2.5266	0.42	0.6634	1.20	0.0547
0.07	2.3731	0.44	0.6247	1.30	0.0379
0.08	2.2403	0.46	0.5884	1.40	0.0259
0.09	2.1234	0.48	0.5543	1.50	0.0174
0.10	2.0190	0.50	0.5221	1.60	0.0115
0.11	1.9247	0.52	0.4919	1.70	0.0075
0.12	1.8388	0.54	0.4634	1.80	0.0048
0.13	1.7600	0.56	0.4365	1.90	0.0030
0.14	1.6873	0.58	0.4112	2.00	0.0019
0.15	1.6197	0.60	0.3872	2.20	0.0007

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

Çoğu halde ısı pompası tesislerinde toprak ısı değiştiricisi ısı yükleri, bir ay için ortalama bir değere indirgenmiştir.

Denklem 5.6'dan birim uzunluk için K_t toprak ısı iletkenliği hesaplandıktan sonra, yukarıdaki yaklaşım ile Kelvin Çizgisel Kaynak Yöntemi Denklem 5.7'de etkilenmemiş toprak sıcaklığına göre boru yüzey sıcaklığının bulunmasında kullanılır. Ancak bizi ilgilendiren, boru yüzey sıcaklığı değil de, salamura sıcaklığıdır. Toprak sıcaklığı (etkilenmemiş toprak sıcaklığı), toprak ısı değiştiricisi çalışmaya başladıktan sonra değişir, bu halde etkilenmiş toprak sıcaklığı söz konusudur. Salamura sıcaklığının hesaplanabilmesi bakımından toprak ısı iletkenliğinin yerine toprak ısı direncini kullanmak daha uygun olacaktır.

$$R_s = \frac{1}{K_t} = \frac{I(X)}{2.\pi.k_t} \quad (5.8)$$

dir.

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

Boru ısı direnci (R_b), toprak ısı direnci (R_s), ısı geçişi (q / L) ve toprak sıcaklığı (t_o) ile salamura sıcaklığı (t) arasındaki ilişki şu şekildedir.

$$\frac{t - t_o}{q / L} = R_b + R_s \quad (5.9)$$

Bu denklemler tekli veya çoklu yerleştirilmiş yatay veya dikey ısı değiştiricilerinin dirençlerinin ve yakın borular arası ısı etkileşimin hesaplanmasında iyi bir yaklaşıklık sağlarlar, ancak bunun için bu yöntemin geliştirilmesi lazımdır.

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

5.2 Ayna Görüntü Yöntemi

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

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

5.2.1 Adyabatik yüzey şartı

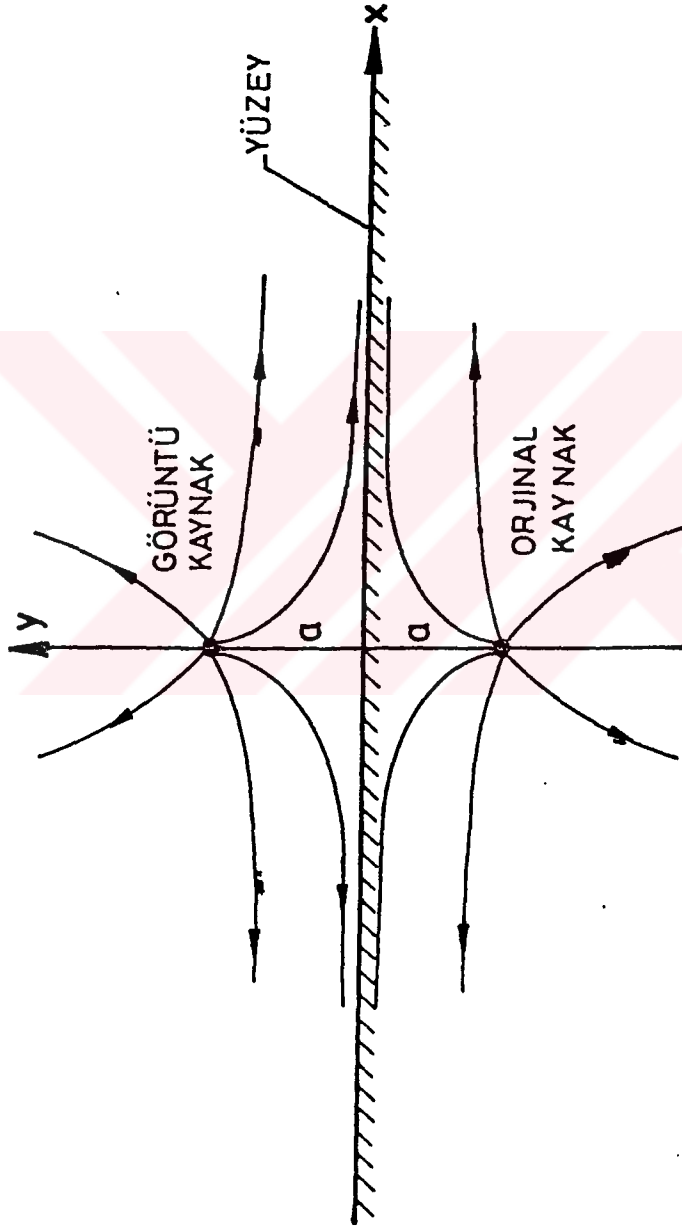
Şekil 5.2' deki gibi, adiabatik bir yüzeyden belli bir mesafede bulunan çizgisel bir kaynağın varlığını kabul edelim. Bu durumda Çizgisel Kaynak Yöntemi için varsayılan sonsuz bir ortam yerine yarı sonsuz bir ortam söz konusudur. Bu durumda, çözüm için yarı sonsuz ortamdaki orijinal kaynak ile aynı güçte ve adiabatik yüzeyin diğer tarafında ve yüzeye eşit uzaklıkta bir başka kaynağın varlığı kabul edilebilir. Bu kaynak orijinal kaynağın bir görüntüsüdür. Bu yüzden yöntem ayna -görüntü yöntemi adını almaktadır. Çizgisel kaynakların eşit güçte olmalarından dolayı, bu kaynaklara eşit mesafedeki toprak yüzeyinin, adiabatik bir yüzey olması gerektiği açıkça görülür.

Bu yöntem toprak yüzeyinin adiabatik olduğu kabulü ile, gömülmüş borular etrafındaki sıcaklık dağılımını ve toprak direncini ölçmekte kullanılabilir. Bu varsayım her zaman doğru değildir, ancak ısıtma ve soğutma mevsimlerinin kritik günleri için yakın bir gerçekçilik sağlar.

5.2.2 İzotermal yüzey şartı

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

İzotermal yüzey sıcaklığı şartı için de Kelvin Çizgisel Kaynak Yöntemi ve Ayna - Görüntü yöntemi birlikte uygulandığında, görüntü, orijinal kaynak ile yine aynı güçte ancak ters işaretli olarak kabul edilir. Adiabatik ve izotermal yüzey şartları arasındaki önemli fark şudur;



Şekil 5.2 Eşit Güçlü İki Kaynak İçin Isı Akışı Eğrileri

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

Adiyatik veya izotermal şartın kabul edilmesine göre bazı ilginç çelişkiler elde edilebilir. Claesson (1983), yatay yerleştirilmiş iki borunun çeşitli yerleştirme tiplerini, verim ve avantaj açısından incelemiştir. Şekil 5.3'de B ve D ölçülerinde gömülü iki borunun verimlerinin karşılaştırılması verilmiştir. Gömme derinliği (D) arttıkça verim düşmektedir. Bu da ısı akısının sadece yüzeyden yukarı doğru olduğu (izotermal) kabulüne uygundur. Bu örnekte karşılaştırmaya esas alınan ideal şart $D_x = 50R$ de gömülü tek borudur. Eşit derinlikteki iki boru arasındaki mesafe arttıkça verim 1 değerine yaklaşmaktadır. Bu da birbirinden yeteri kadar uzağa gömülmüş iki borunun ısı geçişi yönünden birbirini etkilemediğini gösterir. Ancak aralarında kot farkı bulunan borular için verim hiçbir zaman "1" olmamaktadır. Bu durumda şekilde verilen verim eğrisi, büyük 'B' değerleri için gerçekçi değildir.

Ayna görüntü yönteminin Kelvin Çizgisel Kaynak Yöntemi ile birlikte kullanılması sonucu tek borulu yatay ısı değiştiriciler için sıcaklık farkı;

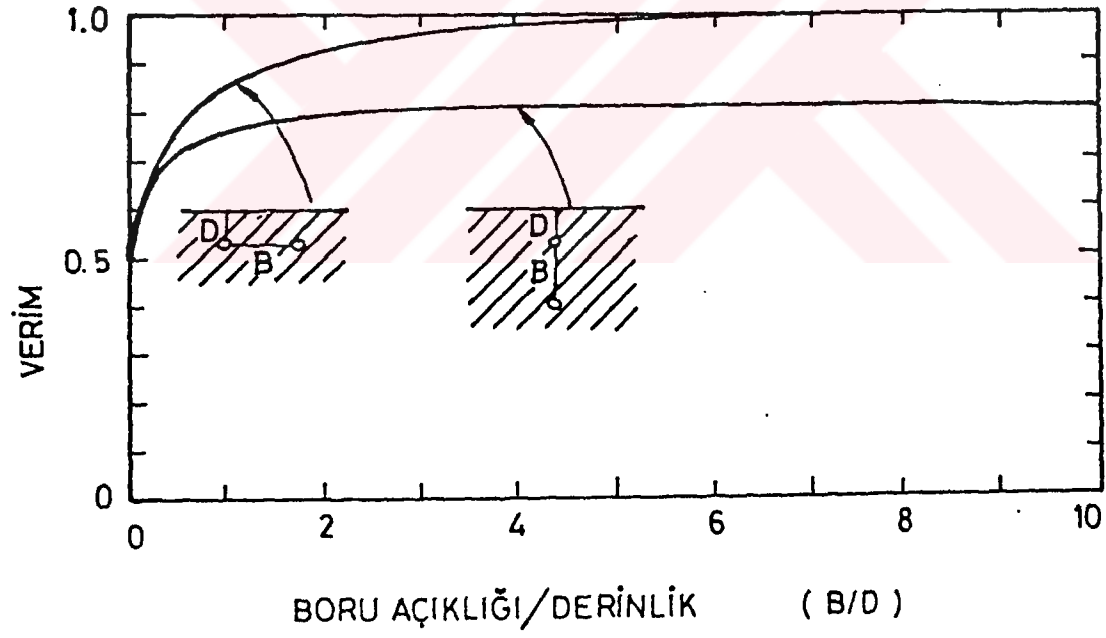
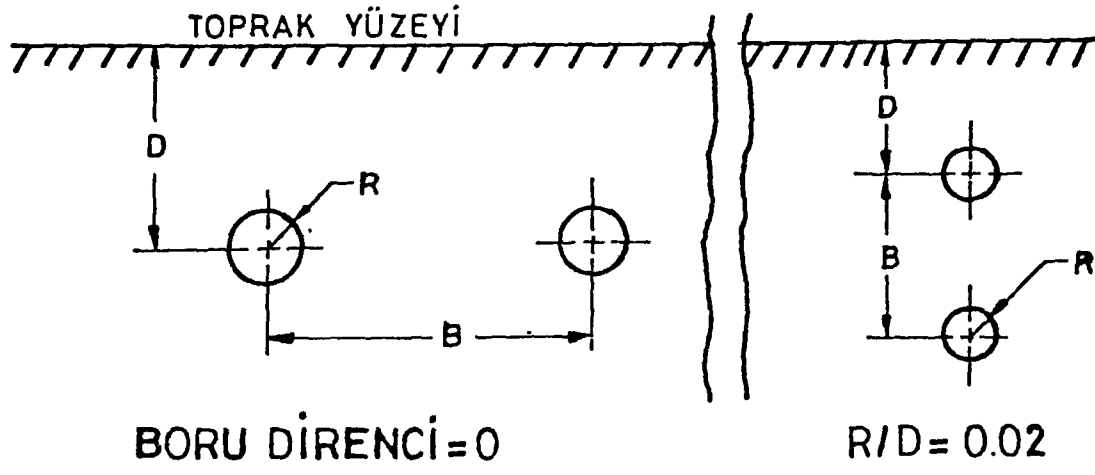
İzotermal yüzey kabulü için;

$$t - t_0 = \frac{Q'}{2\pi k_t} [I(X_r) - I(X_{2D})] \quad (5.10)$$

adiyatik yüzey kabulü için;

$$t - t_0 = \frac{Q'}{2\pi k_t} [I(X_r) + I(X_{2D})] \quad (5.11)$$

şeklini alır.



Şekil 5.3

5.3 Isı Değiştirici Boyunun Hesaplanması

Denklem 5.8'den hesaplanan toprak ısı direnci ısı geçişinin kesintisiz olduğu hal içindir. Gerçekte ısı pompası periyodik çalıştığı için, ısı pompasının çalışma oranını gösteren "F" faktörü ile çarpılmasını formüle eklemek gerekmektedir.

Boru ısı değiştiricisinin birim boyundan çekilen veya atılan ısı miktarı, bina ısı kaybı ve kazancı, ısıtma veya soğutma tesir katsayısı ve ısı değiştiricisi boyu ile ilişkilidir. Bu ilişki;

Isıtma mevsimi için;

$$q = q_h \cdot \frac{COP_h - 1}{COP_h} \quad (5.12)$$

soğutma mevsimi için;

$$q = q_c \cdot \frac{COP_c + 1}{COP_c} \quad (5.13)$$

şeklindedir.

Bu bilgilerin ışığında Denklem 5.9 ve 5.10 düzenlenerek ;

$$L_h = \frac{q_h \left[\frac{COP_h - 1}{COP_h} \right]}{t_o - t} (R_b + F_h \cdot R_s) \quad (5.14)$$

Aynı şekilde denklem 5.9 ve 5.11 yardımıyla ;

$$L_c = \frac{q_c \left[\frac{COP_c + 1}{COP_c} \right]}{t - t_o} (R_b + F_c \cdot R_s) \quad (5.15)$$

şeklindedir.

Bir sonraki başlıkta toprak kaynaklı ısı pompası ile ısıtılıp soğutulan ev dizaynında R_b (boru direnci) ve R_s (toprak direnci) kaynaklarda verilen tablolardan yararlanılarak bulunmuştur, hesaplama yöntemi kullanılmamıştır. Konu içinde daha detaylı bir şekilde açıklanacaktır. q_h

ve q_c değerleri binanın ısı kaybı ve ısı kazancıdır. Ancak seçilen ısı pompası kapasitesi pratikte bu değerlere eşit olmaz. Dolayısıyla, bu terimlerin yerine, ısı pompasının ısıtma kapasitesi Q_h veya soğutma kapasitesi Q_c gelmelidir.



6.TOPRAK ISI DEĞİŞTİRİCİSİ BOYUTLANDIRILMASI

Toprak kaynaklı sistemler, kuyu sistemlerine göre daha farklı bir anlayışla çalışırlar. Kuyu sistemlerinde, katmanlar arasındaki su, ısının kaynağı veya atıldığı yerdir. Toprak kaynaklı sistemlerde ise toprağın kendisi, ısının kaynağı veya atıldığı yerdir.

Arzu edilen ısı transfer oranını elde edebilmek için, sirküle edilen sıvı ve toprak arasında oluşturulması gereken sıcaklık farkı sonucunda, ısı pompası ünitesi min. -4°C ve max. 43°C arasında çalışabilmelidir (Miles, 1994).

Toprak kaynaklı bir sistem için ısı pompası seçerken, ünitenin bu sıcaklık değerleri arasında değişecek sıcaklıklarda çalışacağı gözönünde tutulmalıdır ve daha düşük çalışma aralıklarına sahip ısı pompalarıyla memnun edici sonuçlar alınamayacağı bilinmelidir. Isı, toprak altına döşenmiş borular içindeki sıvı ve toprak arasında transfer edilmektedir. Bu akışkanı sirküle etmek için bir pompa kullanılmaktadır.

Yatay borular, kuzey yarımküre de genellikle 0.9m ile 1.8m arasında gömülürler (Miles, 1994).

Boruları derine gömmek, güneşin, topraktan kışın çekilen enerjiyi şarj etme kabiliyetini azaltır. Sığ derinlikler kullanıldığı için, sirküle edilen sıvının donmasını engellemek ve sistemin kapasitesi ile verimini elde edebilmek için, toprağın içindeki suyun donduğu zamanki gizli ısını alabilmek için antifriz kullanılmalıdır.

Kullanılan antifrizler, %20 propylene glycol, %20 calcium chloride, %20 methanol alkol olabilir (Miles, 1994).

Güney yarımküre de borular 1.2m ila 3.65m arasında bir derinliğe gömülürler. Bu yaz güneşinden kaynaklanan yüksek toprak yüzey sıcaklığının sistem performansına olan etkisini azaltmak içindir(Miles, 1994).

Dikey yerleştirilmiş borular 91m derinliğe kadar gömülebilirler (Miles, 1994). Bu rakam biraz da delme işlemi sırasında karşılaşılabilecek materyale bağlıdır.

Seçilen herhangi bir sistemdeki boru uzunluğu aşağıdaki etkenlere bağlı olarak değişmektedir.

I. Sistemin soğutma kapasitesi

II. Sistemin ısıtma kapasitesi

- III. soğutma için COP değeri
- IV. ısıtma için COP değeri
- V. yıllık ortalama toprak sıcaklığı
- VI. soğutma için sisteme giren su sıcaklığı
- VII. ısıtma için sisteme giren su sıcaklığı
- VIII. toprak direnci
- IX. boru direnci
- X. ısı değiştiricisi tipi
- XI. soğutma için çalışma faktörü
- XII. ısıtma için çalışma faktörü

6.1 Isı Pompası Seçimi

Isı pompasının kapasitesine karar vermeden ve seçimi yapmadan önce çok önemli iki faktöre dikkat edilmelidir.

- 1) Doğru bir şekilde ısı kaybı ve kazancı hesabı yapılmalıdır.
- 2) Boruların koyulacağı derinlikteki min. ve max. toprak sıcaklıkları bulunmalı ve cihazın çalışacağı su sıcaklığı aralıkları belirlenmelidir.

Hava - hava ısı pompası ünitelerinde olduğu gibi seçilen ünite gereken tüm soğutma kapasitesini karşılamalıdır. Eğer soğutma yükü, ısıtma yükünden az ise aradaki farkı kapatmak için yardımcı ısı kullanılır. Eğer soğutma kapasitesi, ısıtma kapasitesinden fazla ise yardımcı ısıya ihtiyaç yoktur.

Cihazın duyulur ısı kapasitesi ne hesaplanan duyulur ısıdan az olmalı ne de %25'inden fazla olmamalıdır. Cihaz gizli ısı kapasitesi de hesaplanandan az olmamalıdır.

COP_c

Daha önceki konularda da açıklandığı gibi cihazın soğutma durumu için performans katsayısı cihazın soğutma kapasitesinin kompresör gücüne bölünmesiyle elde edilir.

$$COP_c = \frac{BTU/h(CihazKapasitesi)}{Watt \times (3.41 BTU/h)/Watt} \quad (6.1)$$

Bazı durumlarda üreticiler, soğutma durumu için COP değeri yerine EER değerini kullanmaktadırlar.

$$COP = EER / 3.41 \quad (6.2)$$

COP_h

Cihazın ısıtma durumu için ısıtma gücünün, kompresör gücüne oranıdır.

$$COP_h = \frac{BTU/h(CihazKapasitesi)}{Watt \times (3.41 BTU/h)/Watt} \quad (6.3)$$

Çalışma Faktörü

Çalışma Faktörü ısı kaybının ve kazancının en yüksek olduğu aylarda, cihazın bu yükleri karşılaması için gereken çalışma zamanıdır.

$$\text{Çalışma zamanı} = \frac{\text{Ortalama Isı Kaybı} - \text{Kazancı} / \text{saat}}{\text{Cihaz Kapasitesi}}$$

Çalışma zamanının hesaplanmasında tavsiye edilen yöntem Bin yöntemidir.

Ortalama Yıllık Toprak Sıcaklığı (T_m)

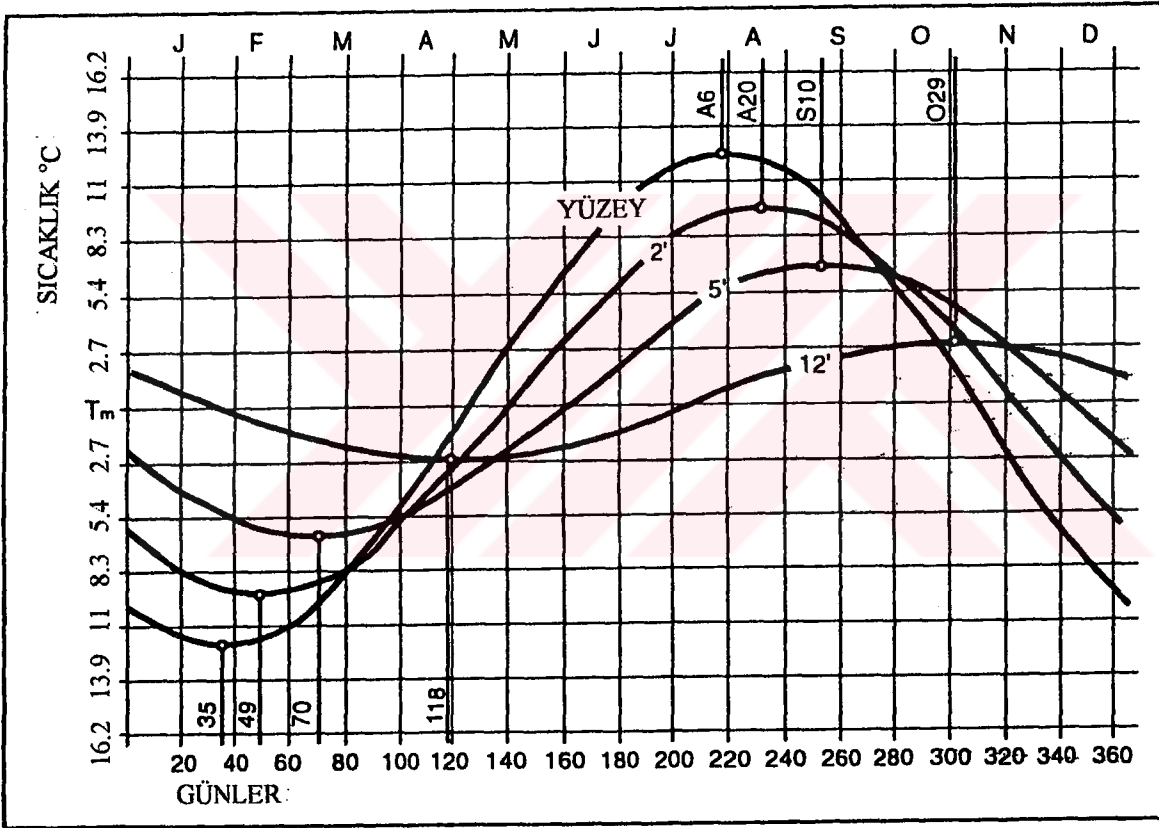
Yıl boyunca değişen toprak sıcaklığının ortalamasıdır. Yüzeysel sıcaklığının toprak sıcaklığına etkisi vardır fakat esas etki güneş ışınlarından kaynaklanmaktadır. yıllık ortalama toprak sıcaklığı 15metre ile 45m derinlikteki kuyu suyu sıcaklığına eşit alınabilir, ya da ortalama yıllık hava sıcaklığına yaklaşık 1.1°C eklenerek bulunabilir.

Toprağın difüzyon kapasitesi olarak adlandırılan yoğunluğuna ve nem miktarına bağlı olan ısı alma ve verme kabiliyetleri, toprağın sıcaklık değişimleri üzerinde bastırıcı bir etkisi vardır.

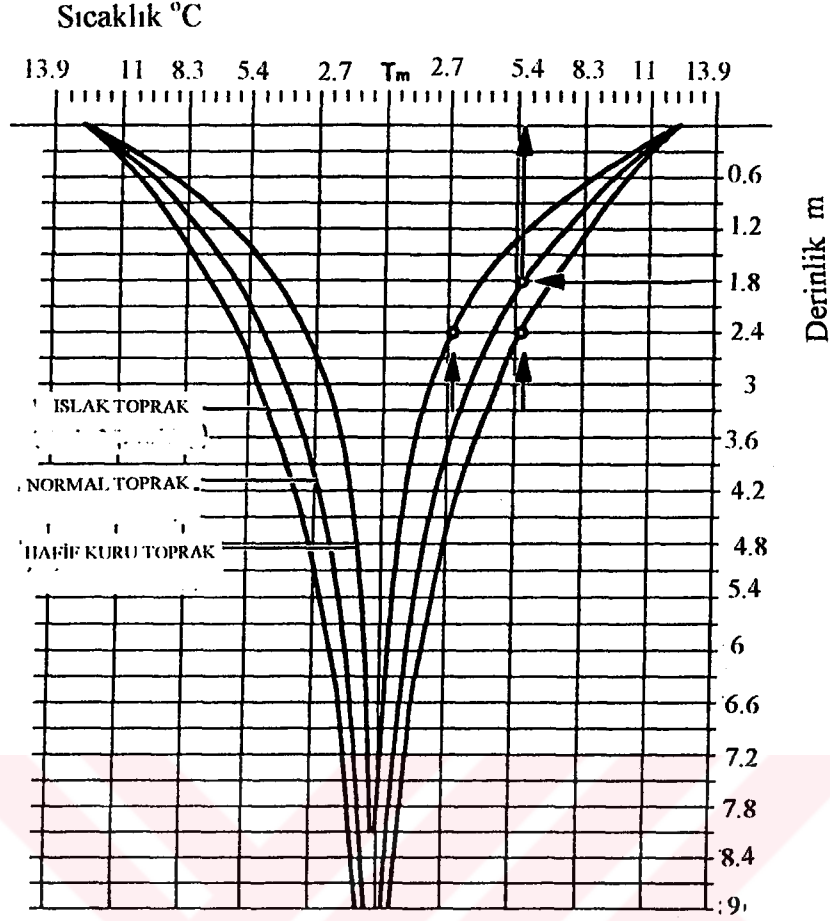
Şekil 6.1'de görülen toprak salınım eğrileri, havanın ve güneş enerjisindeki değişimin, yüzeyden 3.65m derinliğe kadar toprak üzerindeki etkisini göstermektedir. Eğriler sırasıyla, yüzeyi, 0.6m, 1.524m ve 3.65m derinliği göstermektedir. Bu eğriler ayrıca yılın hangi zamanında minimum ve maksimum sıcaklıkların görüleceğini de vermektedir. Örneğin, minimum yüzey sıcaklığına yaklaşık olarak yılın 35.gününde ulaşılacağı beklenebilir. Bazı hava koşulları bu değerlerde ± 3 günlük bir sapmaya neden olabilir.

Toprağın muhafaza etkisi 0.6m seviyesinde minimum sıcaklığa ulaşılmasını 14 gün geciktirir, bu 1.5m'de 35 gün, 3.65m'de 85 günlük bir gecikmeye sebep olacaktır. Toprak sıcaklığı yüzeyde, ortalama yıllık sıcaklıktan 12.7°C aşağısına düşerken, 3.65m derinlikte ise sadece 2.7°C aşağısına düşmektedir. Soğutma durumunda tam tersi olacaktır. Şekilden görüleceği gibi yüzeyde maksimum sıcaklık Ağustos'un altısında görülecektir (± 3 günlük bir sapma ile) ve derinlik arttıkça ortaya çıkacak olan maksimum sıcaklık değeri düşecektir ve sıcaklığın belirdiği zaman da ertelenmiş olacaktır.

Şekil 6.1'deki eğriler ortalama toprak yoğunluğuna ve nem ihtivasına sahip bir toprak için geçerlidir. Değişik topraklar olan değerler şekil 6.2'den öğrenilebilir.



Şekil 6.1 Toprak Sıcaklığı Değişimi (Miles, 1994)



Şekil 6.2 Çeşitli Derinlikler ve Değişik Toprak Cinsleri İçin Sıcaklık Değişimi (Miles, 1994)

EWT_c (Soğutma Suyu Giriş Sıcaklığı)

Sirküle olan sudan, toprağa olan ısı transferi nedeniyle, toprak altındaki boruları terk eden, cihaza giren su sıcaklığı normal toprak sıcaklığından daha yüksek olacaktır. Aralarındaki sıcaklık farkı transfer edilen ısı miktarına yani boru yüzey alanı miktarına bağlıdır.

Cihazın müsaade edeceği su sıcaklığını aşmadan ve gereken boru miktarını en azda tutmaya çalışarak istenilen ısı transfer oranını elde edebilmek için bu iki faktör arasında bir denge kurulmalıdır.

EWT_h (Isıtma için Giriş Suyu Sıcaklığı)

Aynı etki ısıtma durumunda da gerçekleşir. Toprak ısının çekilmesiyle soğur. Fakat değişim soğutma durumuna göre nispeten daha azdır. Tüm faktörler gözönüne alındığında ısı oranlarındaki farka bağlı olarak soğutma durumunun daha fazla boru yüzeyine gereksinim duyduğu açıkça görülecektir. Fakat tüm faktörler gözönüne alındığında bu koşul her zaman gerçekleşmez.

R_s (Toprak Direnci)

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

Çizelge 6.1 Toprak Direnci Değerleri (Miles, 1994).

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

Çizelge 6.1 'de belirtilen değerler hfeetF/BTU cinsindedir ve 1.73'e bölünerek mK/W'a dönüştürülür. Boruların üzerinde görülen derinlik değerleride de feet cinsindedir ve bunlarda da 0.3048 ile çarpılarak m'ye dönüştürülebilir.

Boru Direnci (R_b)

Endüstriyel deneyimler, toprağın korozif etkisinden en az etkilenecek ve en uzun boru ömrünü verecek materyalin plastik olduğunu göstermiştir. Tablo 6.2'de toprak altı boru sistemleri için üretilen 4 çeşit boru cinsi ve boyutlarına göre dirençleri gösterilmektedir. R_p yatay biçimde döşenmiş boruları temsil ederken, R_{pe} dikey pozisyonda ki boruları ifade etmektedir. Toprak kaynaklı ısı pompasında toprak altına döşenen borular;

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

Çizelge 6.2 boruların direnç değerleri (Miles, 1994).

		$\frac{R_p}{R_{p0}}$			
		PE SCH 40	PE SDR-11	PB SDR-17	PB SDR-13.5
BORU BOYUTU	3/4"	0.17 .116	↑	↑	↑
	1"	.159 .109			
	1-1/4"	.130 .089	.144 .096	0.16 0.11	0.20 0.14
	1-1/2"	.117 .080			
	2"	.098 .068	↓	↓	↓

Tablodaki değerler 1.73'e bölünerek mK / W'a dönüştürülür.

6.2 Toprak Isı Değiştiricisi Tipleri

Toprak ısı değiştiricileri, şekil 6.3'de görüldüğü gibi yatay veya dikey olarak yerleştirilebilirler. Dikey ısı değiştiricileri yerlerine, delme makinaları ile yapılan kazım sonucu yerleştirilirler.

Yatay sistemi kurmak için de, bir veya birkaç hendek açılmalıdır. Kapalı devre toprak ısı değiştiricileri, salamuranın akış yollarına göre seri veya paralel tipte olabilir. (Şekil 6.4). Seri tipte tek bir akış yolu mevcuttur, paralel tipte ise birkaç akış yolu vardır. (Şekil 6.5) İyi bir akış dağılımı sağlamak amacıyla, paralel boru çapları besleme ve dönüş borularının çaplarından ufak olmalıdır.

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

Dikey ısı değiştiricisinin genellikle, yatay ısı değiştiricisine göre bazı avantajları vardır; çünkü dikey tiplerde boruların büyük bir bölümü toprağın düşük ısı direnç gösteren bölümündedir. Yer altı sularının hareketleri ısı değiştiricisinin iyilik derecesini yükseltir. Ancak dönüş ve besleme borularını aynı deliğe yerleştirme zorunluluğu da , ısı geçişi bakımından kısa devreye sebebiyet vereceğinden, dikey tiplerin yerleştirilmesinde bu noktaya dikkat edilmelidir.

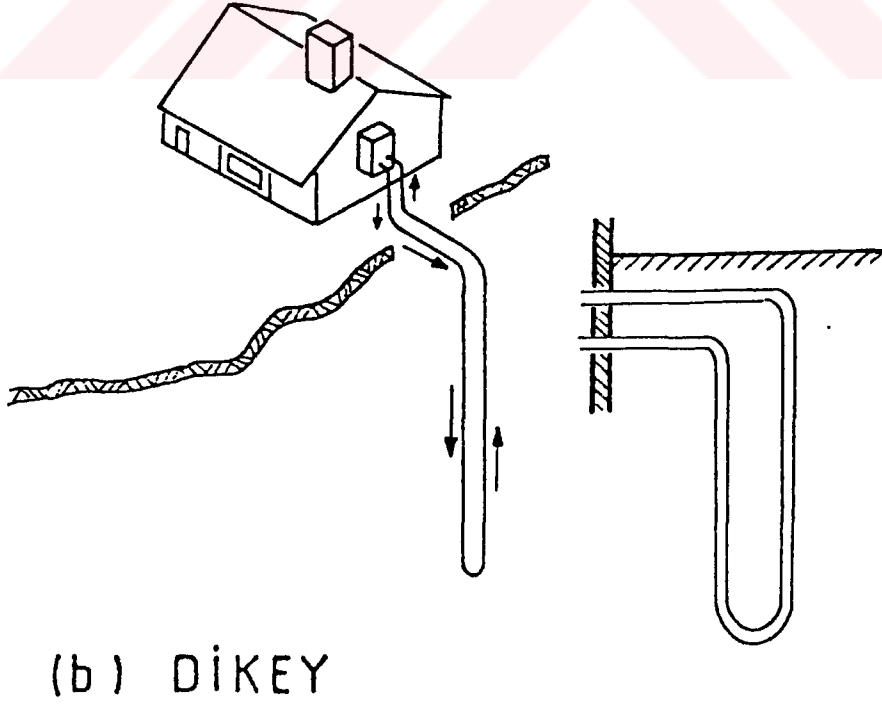
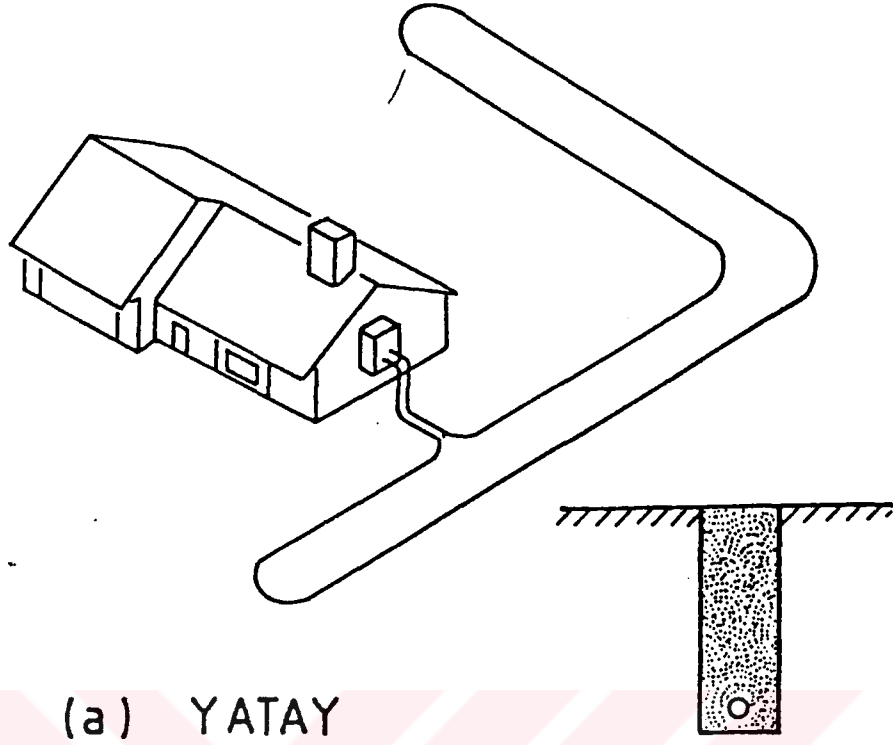
Kullanılacak ısı değiştiricisi tipi boru boyutunu etkileyecektir. Tek hendek içindeki tek borulu yatay sistem kullanılacak olursa, her metrekare boru alanı için en yüksek ısı transfer oranı

elde edilir. Fakat bu da, dizaynda ne kadar büyük hendek alanı çıkarsa o kadar büyük bir alana sahip olmamız gerektiği manasına gelir.

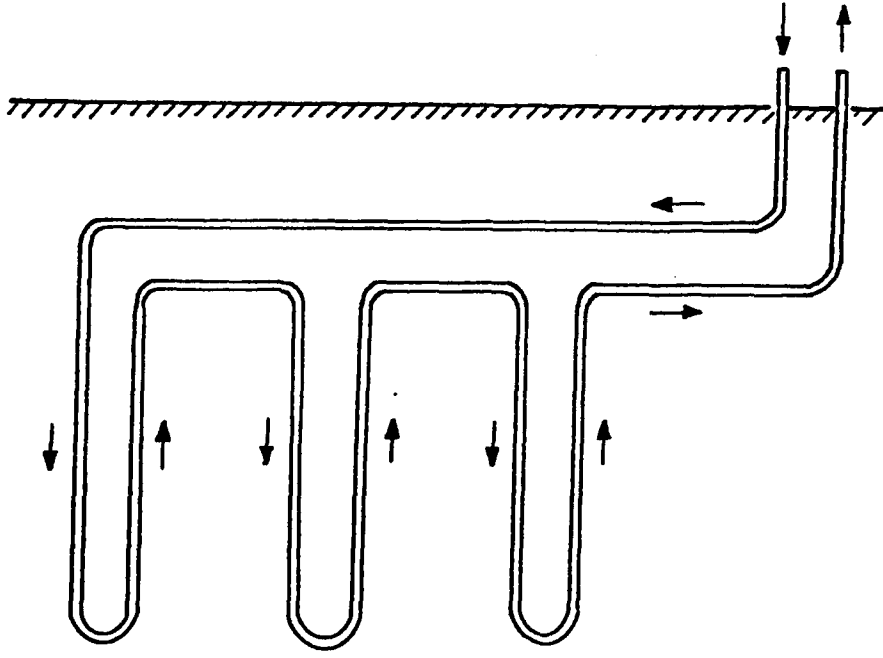
Şekil 6.6'da tek hendek içinde tek boru kullanan yatay bir sistem görülmektedir. Bu sistem kullanıldığında tavsiye edilen maksimum ısı pompası yükü 60.000BTU/h'dur (63300kj/h) (Miles, 1994). Bu sistemin kuzey yarımkürede kullanılması durumunda gömme derinliği 1m, güney yarımküre de ise 1,8m olacaktır.

Şekil 6.7'de bir hendek içerisinde iki boru kullanan, yatay ve seri bir sistem görülmektedir. İki borunun aynı hendekte olması Çizelge 6.1'de görüleceği gibi toprak direncini artıracaktır bu da istenilen ısı transfer oranını elde etmek için daha fazla boru boyuna ihtiyaç olduğu anlamına gelmektedir. Bu durumda pratik olarak tek borulu sistem için ; her 12000 BTU/h için 106m ile 152m arasında değişen boru boyu 128m ile 183m arasında değişecektir. Hendek boyu ise her 12000 BTU/h (3024kcal/h) için 106m ile 152m arasında değişirken, azalarak 64m ile 91m arasında değişecektir (Miles, 1994). Tavsiye edilen boru gömme derinlikleri ise kuzey yarımkürede 0,9m ile 1,5m, güney yarımküre de ise 1,2m ile 1,8m'dir (Miles, 1994).

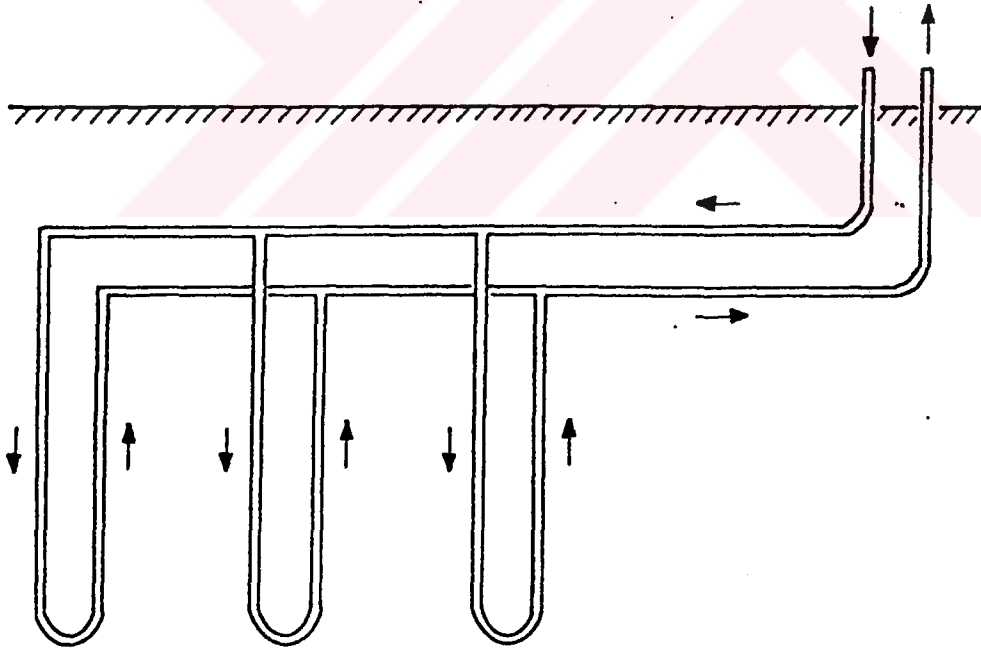
Üçüncü tip yatay sistem ise paralel sistemdir, bu sistemde bir hendek içerisinde dört boru altalta dizilerek oluşturulmuştur. kuzey bölgelerde borular sırasıyla 0,9-1,2-1,5-1,8 m derinliklere gömülürken, güney bölgelerde ise 1,2-1,5-1,8-2,1m derinliklere gömülmektedir. Dört borulu sistemin bir başka şekli ise daha geniş hendek içerisine boruları yanyana ve altalta dizmek şeklinde oluşturulur. Bu sistemde yatayda borular arasında 0,3 ila 0,6 m boşluk bırakılır (Miles, 1994). Çizelge 6.1'de 0,3m ile 0,6m boşluk bırakılan sistemler arasındaki toprak direnci görülebilir.



Şekil 6.3 Toprak Isı Değiştiricilerinin Tipleri

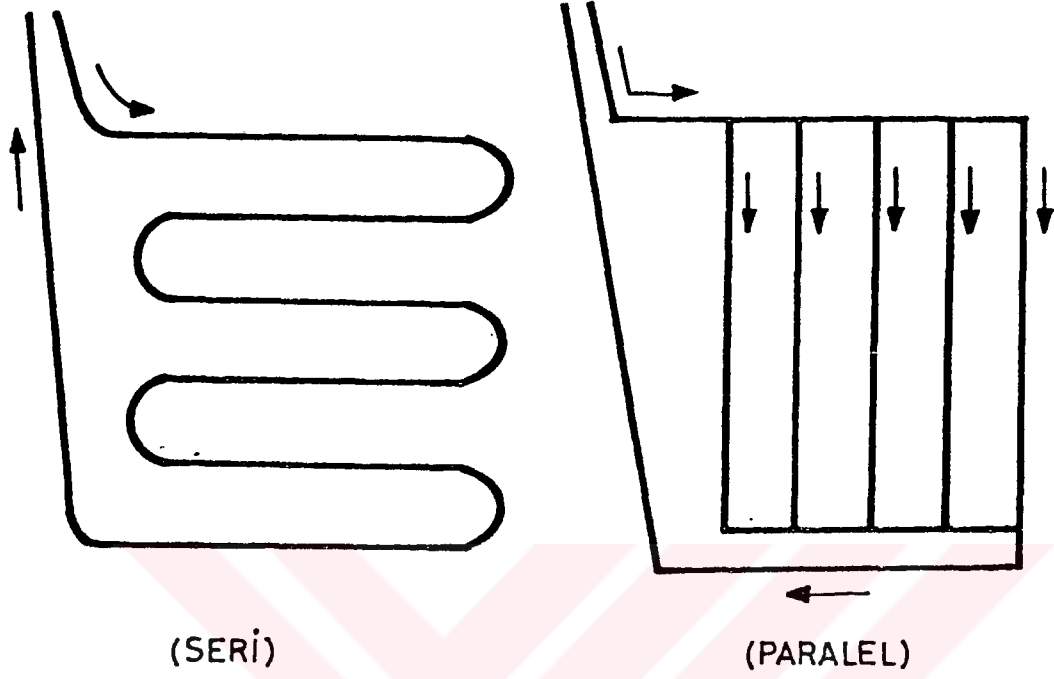


(a) SERİ

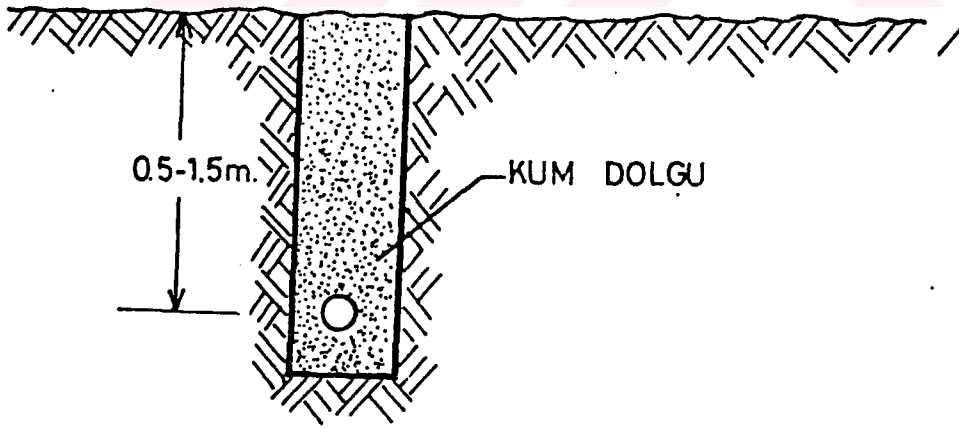


(b) PARALEL

Şekil 6.4 Salamuranın Akış Yollarına Göre Dikey Toprak Isı Değiştiricileri

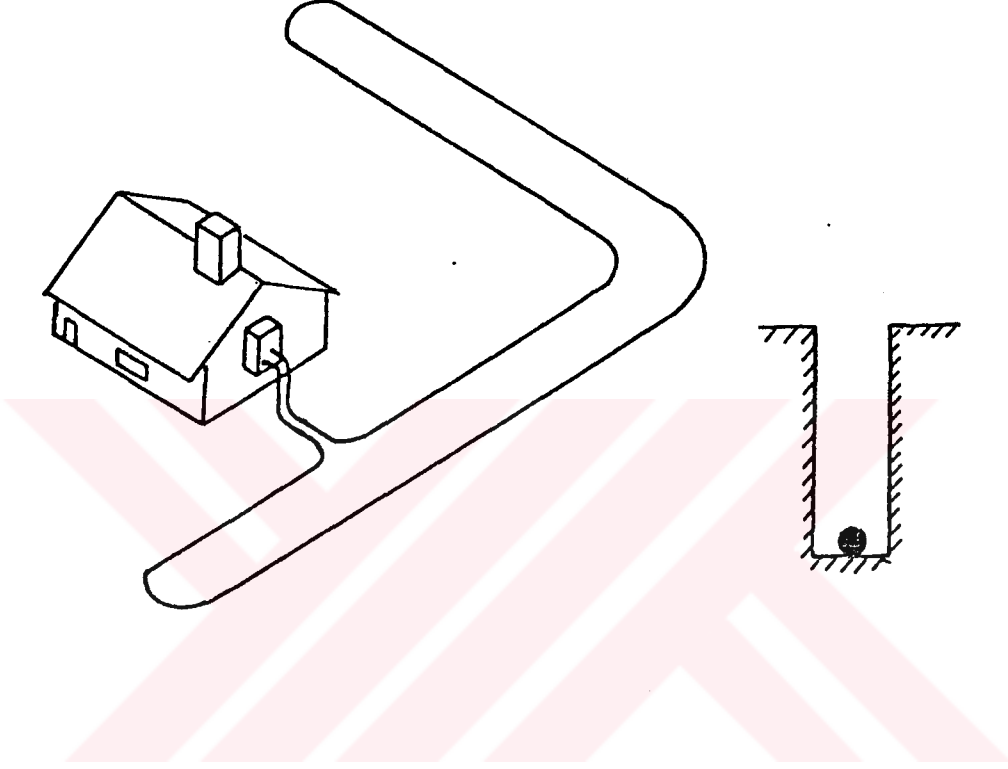


PLAN



KESİT GÖRÜNTÜ

Şekil 6.5 Tekli Yatay Toprak Isı Değiştiricisi Yerleştirme Şekilleri



TOPRAK ISI DEĞİŞTİRİCİSİ : YATAY - TEK BORU

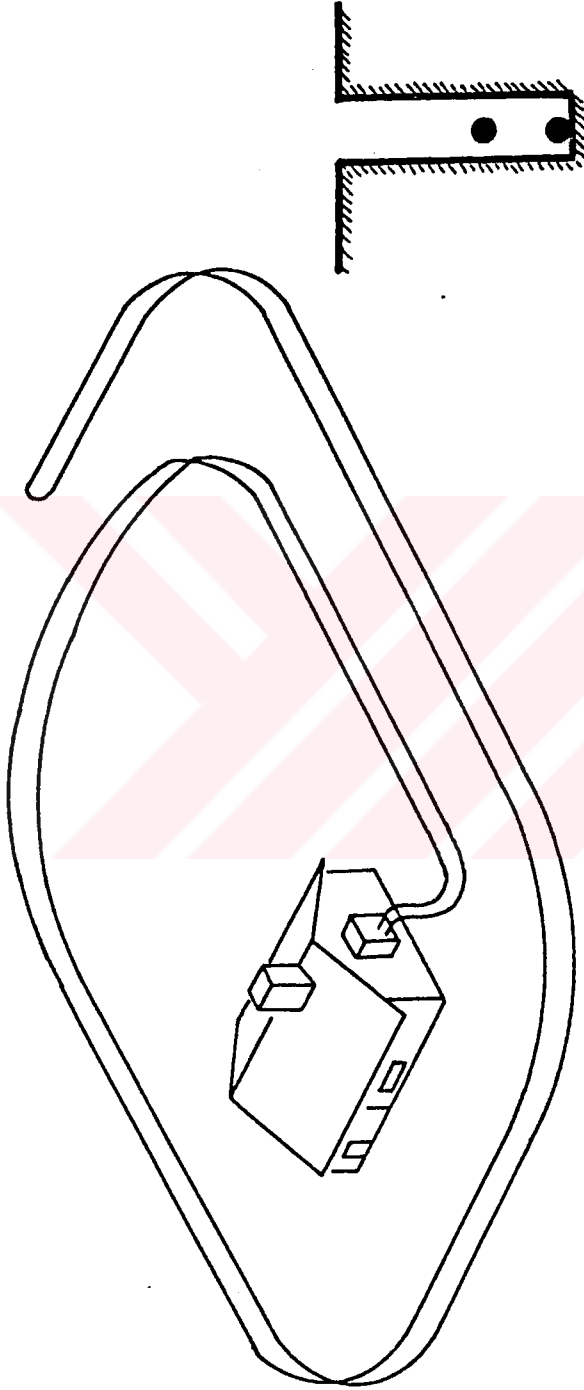
AKIŞ TİPİ : SERİ

BORU ÇAPI : 1^{1/2} - 2 İNÇ

NOMİNAL BORU UZUNLUĞU : 30 - 43 m/ KW

GÖMME DERİNLİĞİ : 1,2 - 1,8m

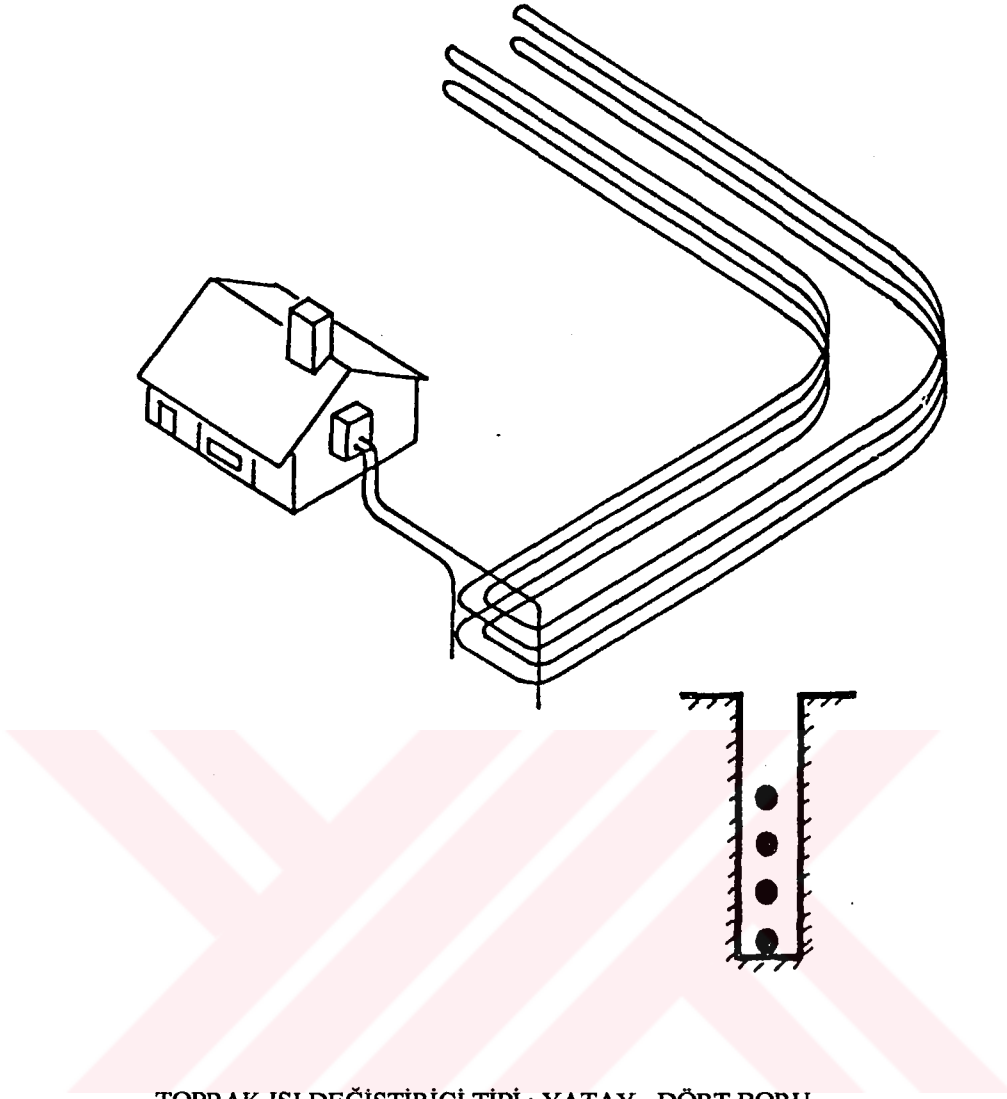
Şekil 6.6 Yatay Toprak Isı Değişiricisi, Seri Akış Yolu



TOPRAK ISI DEĞİŞTİRİCİSİ: YATAY - ÇİFT BORU
AKIŞ TİPİ : SERİ
BORU ÇAPı : 11/2 - 2 İNÇ
BORU UZUNLUĞU : 36 - 54m / KW
18 - 26mHENDEK / KW

GÖMME DERİNLİĞİ : 1,2 -1,8m (GÜNEY YARIMKÜRE)
0,9 -1,5m (KÜZEY YARIMKÜRE)

Şekil 6.7 Yatay Toprak Isı Değiştiricisi, Seri Akış Yolu



TOPRAK ISI DEĞİŞTİRİCİ TİPİ : YATAY - DÖRT BORU

AKIŞ TİPİ : PARALEL

BORU ÇAPI : PARALEL BORULAR 3/4 - 1 İNÇ

BESLEME BORULARI 1 1/2 - 2 İNÇ

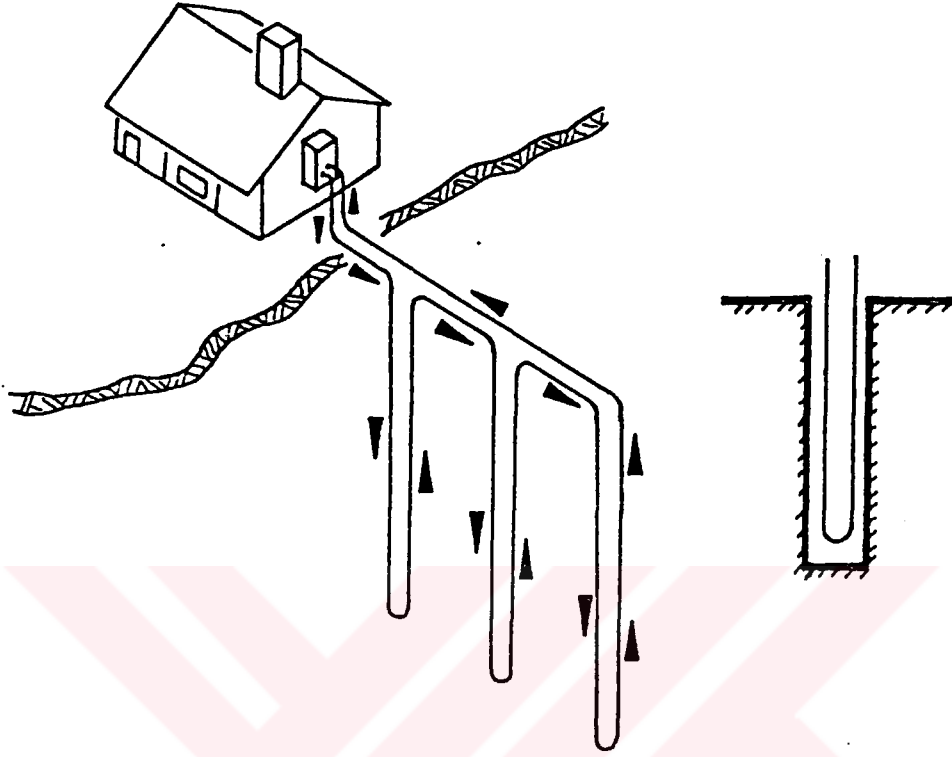
PARALEL BORU UZUNLUĞU : 152m MAKSİMUM (3/4 İNÇ)

229m MAKSİMUM UZUNLUK (1 İNÇ)

GÖMME DERİNLİĞİ : 1.8m

KOT FARKI : 0.3m

Şekil 6.8 Yatay Toprak Isı Değiştiricisi, Dört Boru, Paralel Akış Yolu



TOPRAK ISI DEĞİŞTİRİCİSİ TİPİ : DİKEY - U TÜP

AKIŞ TİPİ : SERİ

BORU ÇAPI : 1 - 1 1/2 - 2 İNÇ

DELİK UZUNLUĞU : 9,7 - 15,7 m / KW

BORU UZUNLUĞU : 17,4 - 31m / KW

MAKSİMUM DELİK UZUNLUĞU : 91m

Şekil 6.9 Dikey U - Tüp Toprak Isı Değiştiricisi Seri Akış Yolu

7. TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASI DİZAYNI

Dizayn için İstanbul'da inşa edilmiş müstakil bahçe içinde iki katlı bir bina seçilmiştir. Binanın mimari projesi Ek.1,2,3,4'de verilmiştir. Bina da ısıtma ve soğutma "Toprak Kaynaklı Isı Pompası" vasıtasıyla yapılacaktır.

7.1 Bina Isı Kaybı

Bina ısı izolasyon hesabı TS 825'e göre yapılmıştır.

Bina 7.7m eninde, 6.5m boyunda ve 5.5m yüksekliğindedir. Hesaplanan dış duvar, pencere ve kapı alanları aşağıdaki gibidir.

DUVAR	PENCERE	KAPI
BATI : 24.15 m ²	11.6 m ²	
KUZEY:42.35 m ²	—	
DOĞU : 32.155 m ²	3.6 m ²	
GÜNEY:37.155 m ²	1.76 m ²	2.875 m ²
TAVAN ALANI : 6.5 × 7.7 = 50 m ²		
TABAN ALANI : 6.5 × 7.7 = 50 m ²		

YAPI ELEMANLARININ "U" DEĞERLERİ :

$$U_D : 0.5 \text{ W / m}^2\text{K} \quad U_t : 0.45 \text{ W / m}^2\text{K} \quad U_k : 5 \text{ W / m}^2\text{K}$$

$$U_T : 0.3 \text{ W / m}^2\text{K} \quad U_p : 2.8 \text{ W / m}^2\text{K}$$

EK.5'den İSTANBUL'un ikinci bölgede olduğu anlaşılmıştır.

H_i (İletimle olan ısı kaybı)

$$H_i = \Sigma AU + IU_i$$

$$H_i = U_D A_D + U_P A_P + 0.8 U_T A_T + 0.5 U_t A_t + U_d A_d + 0.5 U_{DSIC} A_{DSIC} \quad [\text{TS 825}] \quad (7.1)$$

Formülünden;

$$H_i = 136 \times 0.5 + 17 \times 2.8 + 2.875 \times 5 + 0.8 \times 0.3 \times 50 + 0.5 \times 0.45 \times 50$$

$$\Rightarrow H_i = 153 \text{ W / K.}$$

Havalandırma yoluyla gerçekleşen ısı kaybı (H_h)

$$H_h = \rho \cdot c \cdot V' = \rho \cdot c \cdot n_h \cdot V_h = 0.33 n_h \cdot V_h, (V_h = 0.8 V_{\text{brüt}}) \quad [\text{TS 825}] \quad (7.2)$$

" ρ " ve " c " sıcaklık ve basınca bağlı olarak az da olsa değişir, fakat aşağıdaki denklemde bu durum ihmal edilmiştir. alınan değerler 20°C ve 100 kPa içindir. Giren ve çıkan hava arasındaki entalpi artışı ihmal edilmiştir.

$$0.33 = (\rho \cdot c / 3600) = (1.184 \times 1006 / 3600) = 0.33 \text{ Wh / m}^3\text{K} \quad (7.3)$$

- Doğal havalandırma yapılan binalarda ölçme sonucuna dayanan bir belge veya değer yoksa, hava kaçakları ve kontrollü doğal havalandırmayı kapsayacak şekilde " n_h " değeri olarak, milli veya milletlerarası yetkili kuruluşlardan verilmiş uygunluk belgesine sahip firmaların pencere sistemlerinin kullanılması durumunda, $n_h = 1.0 \text{ h}^{-1}$ olarak kabul edilebilir (TS 825, 1985).

Formül 7.2'den;

$$H_h = 0.33 \times 1 \times 220 = 73 \text{ W / K bulunur.}$$

İç ısı (Φ_i)

m²'e başına 7W olduğu kabul edilmiş ve hesaplar ona göre yapılmıştır.

$$88 \times 7 = 616 \text{ W / K}$$

Aylık ortalama güneş enerjisi kazançları (Φ_g)

Bu madde pencereden doğrudan sağlanan güneş ışınımının hesaplanmasını tarif etmektedir.

Aylık güneş enerjisi kazancı;

$$\Phi_{\text{gay}} = \sum r_{iay} \times g_{iay} \times I_{iay} \times A_i \quad [\text{TS 825}] \quad (7.3)$$

r_{iay} = "i" yönündeki saydam yüzeylerin aylık ortalama gölgelenme faktörü

g_{iay} = "i" yönündeki saydam elemanların güneş enerjisi geçirme faktörü

I_{iay} = "i" yönünde dik yüzeylere gelen aylık ortalama güneş ışınımı şiddeti (W/ m^2)

A_i = "i" yönündeki toplam pencere alanı (m^2)

I_{iay} değerleri Ek.6'dan alınmıştır.

Hesaplanmış değerler yoksa r_{iay} 'ın ısıtma periyodu boyunca sabit kaldığı kabul edilir ve binanın bulunduğu veya inşa edileceği yerleşim bölgesinin özelliğine göre aşağıdaki değerlerden biri seçilir (TS 825, 1985).

Ayrık müstakil ve az katlı (3 kata kadar) binaların bulunduğu yerleşim yerleri $r_{iay} = 0.8$

Ağaçlardan kaynaklanan gölgelenmeye maruz kalıyorsa $r_{iay} = 0.6$

Bitişik nizam ve/veya çok katlı binaların bulunduğu yerleşim bölgeleri için $r_{iay} = 0.5$

$$g_{iay} = 0.80 \cdot g_L \quad (7.4)$$

g_L : laboratuvar şartlarında ölçülen ve yüzeye dik gelen ışın için güneş enerjisi geçirme faktörüdür.

Ölçü değerlerinin olmaması durumunda " g_L " için aşağıdaki değerler kullanılabilir.

Tek cam için $g_L = 0.85$

Çok katlı (berrak) cam için $g_L = 0.75$

Isıl geçirgenlik değeri $\leq 2.0 W/m^2K$ olan ısı yalıtım birimleri için $g_L = 0.50$

Güneş enerjisi kazançlarının hesaplanmasında " $r_{iay} = 0.6$ " kabul edilmiştir.

$g_L = 0.75$ olarak kabul edilmiştir.

g_{iay} değeri denklem 6.4'den $0.8 \times 0.75 = 0.6$ olarak bulunmuştur.

Kazanç kullanım faktörü (η)

Aylık ortalama kazanç kullanım faktörü aşağıda verildiği gibi hesaplanmalıdır.

$$\eta_{ay} = 1 - e^{(-1/KKO_{ay})} \quad (7.5)$$

burada;

KKO_{ay} , kazanç / kayıp oranı olup aşağıda verildiği gibi hesaplanmalıdır (TS 825, 1985).

$$KKO_{ay} = (\Phi_{i,ay} + \Phi_{g,ay}) / H (T_{i,ay} - T_{d,ay}) \quad (7.6)$$

Aylık ortalama iç ortam sıcaklığı konutlar için 19°C alınır.

Aylık ortalama dış ortam sıcaklığı Ek.8'den okunur.

KKO_{ay} değeri 2.5 ve üzerinde olursa o ay için ısı kaybı olmadığı kabul edilir.

Bu denklemler ve açıklamalar doğrultusunda Ocak ayı için yapılacak hesaplama gösterilecek diğer aylar direkt olarak yazılacaktır.

OCAK Ayı Isı Kaybı

Ek 6'dan;

$$\dot{I}_{ba/do} = 41.46 \text{ W / m}^2$$

$$\dot{I}_{güncey} = 71.87 \text{ W / m}^2$$

Denklem 6.3'den;

$$\Phi_{g,ocak} = 0.6 \times 0.6 \times 41.46 \times 3.6 + 0.6 \times 0.6 \times 41.46 \times 11.6 + 0.6 \times 0.6 \times 71.87 \times 1.76 = 272W$$

Denklem 7.6'dan;

$$KKO_{ocak} = (616+272) / 226 (19 - 3.3)$$

$$\Rightarrow 888 / 3548 = 0.25$$

Denklem 7.5'den;

$$\eta_{ay} = 1 - e^{(-1/0.25)} = 0.98$$

$$\eta_{ocak} = 0.98 (616 + 272) = 870W$$

$$Q_{ay} = [H (T_i - T_D) - \eta (Q_{i,ay} + Q_{g,ay})] \cdot t \quad (7.7)$$

$$Q_{ocak} = [226 (19 - 3.3) - 870] \times 86400 \times 30 \times 10^{-3}$$

$$= 6,941,894 \text{ kj}$$

ŞUBAT	5,855,587 kj
MART	4,467,035 kj
NİSAN	1,649,548 kj
MAYIS (KKO oranı 2.5'dan fazla olduğu için ısı kaybı olmadığı kabul edilir.)	
HAZİRAN	_____
TEMMUZ	_____
AĞUSTOS	_____
EYLÜL	_____
EKİM	1,190281 kj
KASIM	3,671308 kj
ARALIK	6,236,922 kj
TOPLAM	30,012,575 kj

Bulunan toplam ısının standartlara uygun olup olmadığı Ek 7'den kontrol edilerek bulunur.

Ortalama sıcaklık hesabında tavan yüksekliği 3m ve altında ise döşeme alanı ağırlıklı, 3m'den yukarı ise hacim ağırlıklı ortalama değer kullanılmalıdır.

$$\text{Ek 7'den } Q_{2,DG} = 68,59 \text{ A/V} + 32.3 = 96.15 \text{ [kWh / m}^2\text{]}$$

Bizim hesapladığımız Q değeri;

$$30,012,575 \text{ kj} \times 0.278 \cdot 10^{-3} = 8343 \text{ kWh}$$

$$8343 / 88 = 94.8 \text{ kWh / m}^2 \quad \Rightarrow \quad 94,8 < 95,9 \text{ seçilen U değerleri uygundur.}$$

Daha sonra İstanbul için minimum sıcaklık değeri olan -3°C'de ısı kaybını bulabilmek için TS 2164'e göre hesaplamalar yapılmıştır.

TS 2164'e göre yapılan hesaplar neticesinde;

ZEMİN KAT:

Salon: 1795W, Mutfak: 701W, WC: 112.5 W, Antre : 701W

NORMAL KAT:

Yatak Odası: 938W, Yatak Odası: 6.87, Banyo: 760W, WC: 94W, Antre: 341W

Toplam ısı kazancı: 6129W, 5270 kcal/h \Rightarrow %10 artırımla 5797 kcal/h

7.2 ISI KAZANCI

Dizayn koşulları İstanbul için KT :33°C, YT : 24°C ve $\Delta T_g = 10.5^\circ\text{C}$, denize göre kodu:10m

Dış sıcaklık düzeltme faktörü :

$$KT = 33 - 0.958 = 32^\circ\text{C}$$

$$YT = 24 - 0.25 = 23.75^\circ\text{C}$$

Güneş Radyasyonu:

DOĞU

BATI

GÜNEY

KUZEY

$$A = 3.6 \text{ m}^2, 28\text{W} / \text{m}^2$$

$$A = 11.6 \text{ m}^2, 464\text{W} / \text{m}^2$$

$$A = 1.76\text{m}^2, 28\text{W} / \text{m}^2$$

$$A = 0\text{m}^2$$

$$\Rightarrow 3.6 \times 28 = 100\text{W}$$

$$\Rightarrow 11.6 \times 464 = 5382\text{W}$$

$$\Rightarrow 1.76 \times 28 = 49\text{W}$$

İletim Kazancı :

DOĞU DUVARI :

$$\Delta t_{\text{establo}} = 5, \Delta t_1 = (32 - 24) - 8 = 0^\circ\text{C}, \Delta t_2 = (10.5) - 11 = -0.5^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{eşhesap}} = 5 + (0) - 0.5 (-0.5) = 5.25$$

$$\Rightarrow 32 \times 5.25 \times 0.5 = 84\text{W}$$

daha sonra aynı hesaplar diğer duvarlar için de yapılırsa;

BATI :

$$24 \times 4.1 \times 0.5 = 49W$$

KUZEY:

$$42 \times 2.45 \times 0.5 = 51W$$

GÜNEY:

$$37 \times 4.7 \times 0.5 = 87W$$

TAVAN

$$50 \times 0.3 \times 24.1 = 361W$$

PENCERE

$$2.8 \times 17 \times (32 - 24) = 380W$$

KAPI

$$5 \times 2.875 \times (32 - 24) = 115W$$

İÇ ISILAR

2 Kişi olduğu varsayılmıştır.

$$\text{Duyulur Isı : } 2 \times 32.23 = 64.46W$$

$$\text{Gizli Isı : } 82.05 \times 2 = 164W$$

AYDINLATMA

m²'ye 10W olduğu kabul edilirse;

$$10 \times 88 = 880W$$

ELEKTRİKLİ CİHAZLARDAN

$$\text{Duyulur Isı : } 2000W$$

$$\text{Gizli Isı : } 2000W$$

TOPLAM

$$\text{Duyulur Isı : } 9602 W$$

$$\text{Gizli Isı : } 2164 W$$

7.3 Toprak Isı Değiştiricisini Boyutlandırma Basamakları

Toprak ısı değiştiricisinin boyutlandırılmasında izlenecek yol aşağıdaki gibidir.

1. Binada ısı pompası hem soğutma hem de ısıtma amaçlı kullanılacağından maksimum ısı kazancı ve kaybı doğru bir şekilde hesaplanmalıdır.
2. Hangi sistem kullanılarak evin içinde ısıtma ve soğutma yapılacağına karar verilmelidir. Bu uygulama da sıvı - sıvı sistemi seçilmiş ve evin içinin ısıtılıp soğutulmasının fan - coil'ler tarafından sağlandığı düşünülmüştür.
3. Hangi ısı değiştirici sistemin kullanılacağına karar verilmelidir. Bu uygulama da dikey borulu seri sistem kullanılacaktır. Bu kararın verilmesindeki sebep diğer sistemler sonucu ortaya çıkan boru ve hendek boyutunun fazla olması ve bu ebaddaki bir konutun o kadar büyük bir bahçeye sahip olamayacağına düşünülmesi ve boru boyutunun artmasının ek yatırım maliyeti getireceğindedir. Ayrıca çift U borulu paralel sistemin kullanılmamasının sebebi de, ortalama toprak sıcaklığının 15.5°C ve daha düşük olduğu yerlerde kullanılmayacak olması sebebiyledir (Miles, 1994).
4. Kullanılacak boru materyali ve boyutu seçilmelidir. Projede kullanılacak boru olarak dirençleri Çizelge 6.2'de verilmiş olan $1^{1/2}$ " boyutunda polietilen schedule 40 tipi boru seçilmiştir.
5. Çizelge 6.2'den boru direnci " R_b " $0,046\text{mK/W}$ olarak seçilmiştir.
6. Daha sonraki aşama da toprak cinsi belirlenecektir. Yüzeyden 18m ile 91m derinlik arasında katmanlar arasındaki su ile karşılaşılacağından bütün topraklar nemli (Damp) toprak olarak sınıflandırılırlar.
7. Bu toprak cinsine göre, kullanılan sisteme ve boru boyutuna göre toprak direnci R_s belirlenir. Tablo 6.1'de bu değer 0.54 olduğu görülür.
8. Yıllık ortalama toprak sıcaklığı T_m belirlenir. Bu değer Ek 8'deki İstanbul için ortalama hava sıcaklığı hesaplanarak 1.1°C eklenerek bulunmuştur (Miles, 1994). $T_m = 14.4^{\circ}\text{C}$
9. Etkilenmiş toprak sıcaklığı hesaplanır. Isı değiştiricisinin yanındaki toprağın sıcaklığının artması veya yükselmesi borunun gömüldüğü derinliğe bağlı olarak değişir. Bu 1.66°C ile 10°C arasında değişir. Bu değer 5.55°C olarak kabul edilebilir (Miles, 1994). Bunun

anlamı soğutma durumunda toprak sıcaklığının 5.55°C artması, ısıtma durumunda ise 5.55°C azalmasıdır.

10. Daha sonra yüksek toprak sıcaklığı T_h bulunur. $T_h = 14.4 + 5.55 = 20^{\circ}\text{C}$

11. Düşük toprak sıcaklığı ise $T_L = 14.4 - 5.55 = 8.85^{\circ}\text{C}$

12. Daha sonra üretici firmaların hazırlamış olduğu kataloglardan ısı pompası ve ona ait bazı değerler seçilir. Bu uygulama da Addison Products firmasının sıvı - sıvı WWR-060 tipi ısı pompası seçilmiş ve uygulanmıştır.

13. Isı pompası seçildikten sonra, Ek 8'deki ısı pompasının tasarlandığı ısı kayıpları ve kazançlarının en yüksek olduğu ayların ortalama sıcaklık değerlerinden ortalama ısı kaybı ve kazanç değerleri hesaplanır ve bu değerler cihazın sırasıyla ısıtma ve soğutma için seçilen kapasitesine bölünerek ısıtma ve çalışma faktörleri bulunur. (F_c ve F_h)

14. Cihaza giren en yüksek su sıcaklığı (EWT_c) katalogdan bu değer 32.2°C olarak belirlenmiştir.

15. Cihaza giren en düşük su sıcaklığı (EWT_h) yine katalogdan $-1,1^{\circ}\text{C}$ olarak seçilmiştir.

16. Sistem de antifriz olarak %20 calcium chloride kullanılmıştır.

17. Katalogdan soğutma kapasitesi ve ısı değiştiricinin içindeki salamura debisi belirlenebilir.

18. Cihazın ısıtma ve soğutma durumu için verilmiş COP değerleri belirlenir. Üretici firma soğutma COP değeri yerine EER kullanmıştır. Daha önceki konularda açıklandığı gibi $COP_c = EER / 3,41$ 'dir.

19. Bütün bu hesaplamalar yapıldıktan sonra boru boyu hesabına geçilebilir.

7.4 Gerekli Boru Boyunun Bulunması

BORU UZUNLUĞU (SOĞUTMA) : 527m

BORU UZUNLUĞU (ISITMA) : 125m

MAHAL : İSTANBUL

DELİK SAYISI : 4

EBADI : 4 3/4"

DERİNLİK: 67,37m

A. BORU BİLGİLERİ

1. BORU MATERYALİ : POLİETİLEN - SCHEDULE 40 (TABLO 6.2)
2. BORU EBADI : 1 1/2"
3. BORU DİRENCİ : 0.046 mK / W (Çizelge 6.2)

B. TOPRAK BİLGİLERİ :

4. TOPRAK CİNSİ : AĞIR TOPRAK - NEMLİ (HEAVY SOİL - DAMP)
5. TOPRAK DİRENCİ (R_s) : 0,54 mK / W (Çizelge 6.1)

C. YER BİLGİLERİ

6. ORTALAMA TOPRAK SICAKLIĞI : (T_m) = 14,4°C
7. ETKİLENMİŞ TOPRAK SICAKLIK DEĞİŞİMİ : 5,6°C
8. YÜKSEK TOPRAK SICAKLIĞI : 14,4 + 5,6 = 20°C
9. DÜŞÜK TOPRAK SICAKLIĞI : 14,4 - 5,6 = 8,8°C

D. ISI POMPASI BİLGİLERİ

10. EN YÜKSEK GİRİŞ SUYU SICAKLIĞI (EW_{th}) : 32,2°C

11. EN DÜŞÜK GİRİŞ SUYU SICAKLIĞI : (%20ANTİFRİZ) : -1.1°C
12. CİHAZ SOĞUTMA KAPASİTESİ : (35 lt /dak) debide ve maksimum sıcaklıkta 40860 BTU, 11974W
13. CİHAZ ISITMA KAPASİTESİ : (35 lt /dak) debide ve minimum sıcaklıkta 33540 BTU, 9829 W,8452kcal/h
14. MAX. SICAKLIKTAKİ SOĞUTMA DURUMU İÇİN PERFORMANS KATSAYISI:
COP_c = 11,7 / 3.41 = 3,43 (DEBİ = 35 lt/dak)
15. MAX. SICAKLIKTAKİ ISITMA DURUMU İÇİN PERFORMANS KATSAYISI:
COP_h = 2,28 (DEBİ = 35 lt/dak)

E. CİHAZ ÇALIŞMA FAKTÖRÜ

16. SOĞUTMA YÜKÜ DIŞ DİZAYN SICAKLIĞI: 33°C
17. ISI KAZANCI : 11745 W, 10099kcal/h, 40075BTUH
18. ISITMA YÜKÜ DIŞ DİZAYN SICAKLIĞI : -3°C
19. ISI KAYBI : 5798 kcal/h, 23000BTUH
20. SOĞUTMA ÇALIŞMA FAKTÖRÜ 7063 kcal/h / 10296 kcal/h = 0,686

Soğutma çalışma faktörü F_c tasarımın yapıldığı aydaki ortalama dış sıcaklık değerine göre bulunan ısı kayıp oranının cihaz kapasitesine bölümüyle bulunmuştur.

21. ISITMA ÇALIŞMA FAKTÖRÜ = 4057 kcal/h / 8452kcal /h = 0,48

F. BORU BOYUNUN HESAPLANMASI:

Denklem 5.15'den;

$$20. \text{ Soğutma durumu için boru uzunluğu}(L_c) = \frac{Q \times \frac{COP+1}{COP} \times [R_b + (R_s \times F_c)]}{(T_{MAX} - T_h)}$$

$$L_c = \frac{11975 \times \frac{3.43+1}{3.43} \times [0,046 + (0,686 \times 0,54)]}{(32,2 - 20)}$$

$$\Rightarrow L_c = \frac{11975 \times 1.291 \times (0,046 + 0,37)}{12,2} = 527m$$

Kullanılan ısı değiştiricisi tipi U - tipi olduğu için açılacak deliğin uzunluğunu hesaplarken çıkan boru boyunu ikiye blmemiz lazımdır;

$527 / 2 = 263,5m$; müsaade edilen maksimum delik uzunluğu 91m olduğu için (Miles, 1994).

$263,5 / 91 = 2.89$ çıkan sayı tam sayıya tamamlanarak kaç tane delik aılacağına karar verilir.

Delik sayısı : 3 $\Rightarrow 263,5/3 = 87,8m$ delik uzunluğu, bu uzunluğa 1,5m'de genleşmeler için eklenerek nihai delik uzunluğu bulunur. $87,8 + 1,5 = 89,3m$

Açılacak delik uzunluğunu kısaltmak için, bahçe alanının da müsaade edeceği düşünülerek 4 olarak tasarlanırsa; oluşacak yeni delik uzunluğu $263,5 / 4 = 65,87m$, 1,5m'de genleşmeler için ilave edilirse, $65,87 + 1,5 = 67,37m$ olarak bulunur.

Açılacak delik çapı ise aşağıdaki çizelgeden bulunur;

Çizelge 7.1 açılacak delikler için minimum aplar (Miles, 1994)

Nominal Boru Uzunluğu	Tek U Boru	ift U boru
3/4"	3 1/4"	4 1/2"
1"	3 1/2"	5 1/2"
1 1/4"	4"	5 3/4"
1 1/2"	<u>4 3/4"</u>	6"
2"	6"	7"

22. ISITMA İÇİN GEREKLİ BORU BOYUNUN HESAPLANMASI

Denklemler 5.14'den;

$$L_h = \frac{Q \times \frac{COP - 1}{COP} \times [R_b + (R_s \times F_c)]}{(T_L - T_{Mtl})}$$

$$L_h = \frac{9829 \times \frac{2,28-1}{2,28} \times [0,046 + (0,48 \times 0,54)]}{[8,9 - (-1,1)]}$$

$$L_h = \frac{9829 \times 0,561 \times 0,3}{10} = 165\text{m}$$

165/2 = 82,5m, ısı pompasının toplam ısıtma yükünü karşılaması için gereken derinlik 82,5m'dir. Bütün toprak ısı değiştiricilerinde boru uzunluğu ve açılacak delik derinlikleri büyük olan yüke göre seçilir. Bu hesaplamada da büyük olan yük soğutma yükü olduğu için ona göre seçim yapılmıştır.

7.5 Toprak Isı Değiştiricisi için Gerekli Sirkülasyon Pompasının Hesaplanması

A. Gerekli bilgiler

1. Su Debisi = 1.748 m³/h
2. Soğutma için gerekli boru boyu = 527m.
3. Isıtma için gerekli boru boyu = 125m.
4. Toplam boru boyu, gidiş-dönüş borularının da eklenmesiyle;
(hesapta kullanılacak boru boyu) = 527 + 24 = 551m.
5. Boru ebadı 1 1/2"
6. Cihaz bağlantısı için 3m 1" flexible boru
7. Cihaz basınç düşüşü 2.72 mSS
8. Isı değiştiricide %20 Calcium Chloride içeren salamura kullanılmıştır.
9. Kullanılan boru türü polietilen'dir.

B. Boru ve fitting bilgileri

10. Boru Boyu = 551m, Kullanılan boru türü PESCH40, boyut = 1 1/2"

$$\text{Basınç kaybı (tablodan)} = 0.158 \text{ mSS} / 30.48\text{m}, \text{ Basınç Kaybı} = \frac{551 \times 0.158}{30.48} = 2.856\text{mSS}.$$

11. Flexible boru bağlantısı = 3m. Boyut = 1"

$$\text{Basınç Kaybı (tablodan)} = 1.06 \text{ mSS/ } 30.48\text{m, Basınç Kaybı} = \frac{3 \times 1.06}{30.48} = 0.1\text{mSS.}$$

12. 20 adet 11/2" boyutunda dirsek, Eş uzunluk = 2.43m.

$$\text{Basınç Kaybı} = \frac{20 \times 2.43 \times 0.158}{30.48} = 0.25\text{mSS.}$$

$$13. 2 \text{ adet redüksiyon } 1". \text{ Basınç Kaybı} = \frac{2 \times 1.08 \times 0.91}{30.48} = 0.06\text{mSS.}$$

C. Kontrol elemanları

14. Akış vanası (flow switch) 1adet 1". Eş uzunluk 1.21m.

$$\text{Basınç kaybı} = 1.08 \text{ mSS/ } 30.48\text{m, Basınç kaybı} = \frac{1 \times 1.2192 \times 1.08}{30.48} = 0.0432\text{mSS.}$$

15. Akış metre (flow meter) 1 adet 1" Eş uzunluk 1.21m.

$$\text{Basınç kaybı} = 1.08 \text{ mSS/ } 30.48\text{m, Basınç kaybı} = \frac{1 \times 1.2192 \times 1.08}{30.48} = 0.0432\text{mSS.}$$

D. Pompa boyutu hesabı

Cihaz kaybı 2.81 mSS.

Toplam Boru Kaybı 2.956 mSS.

Toplam Fitting Kaybı 0.31 mSS.

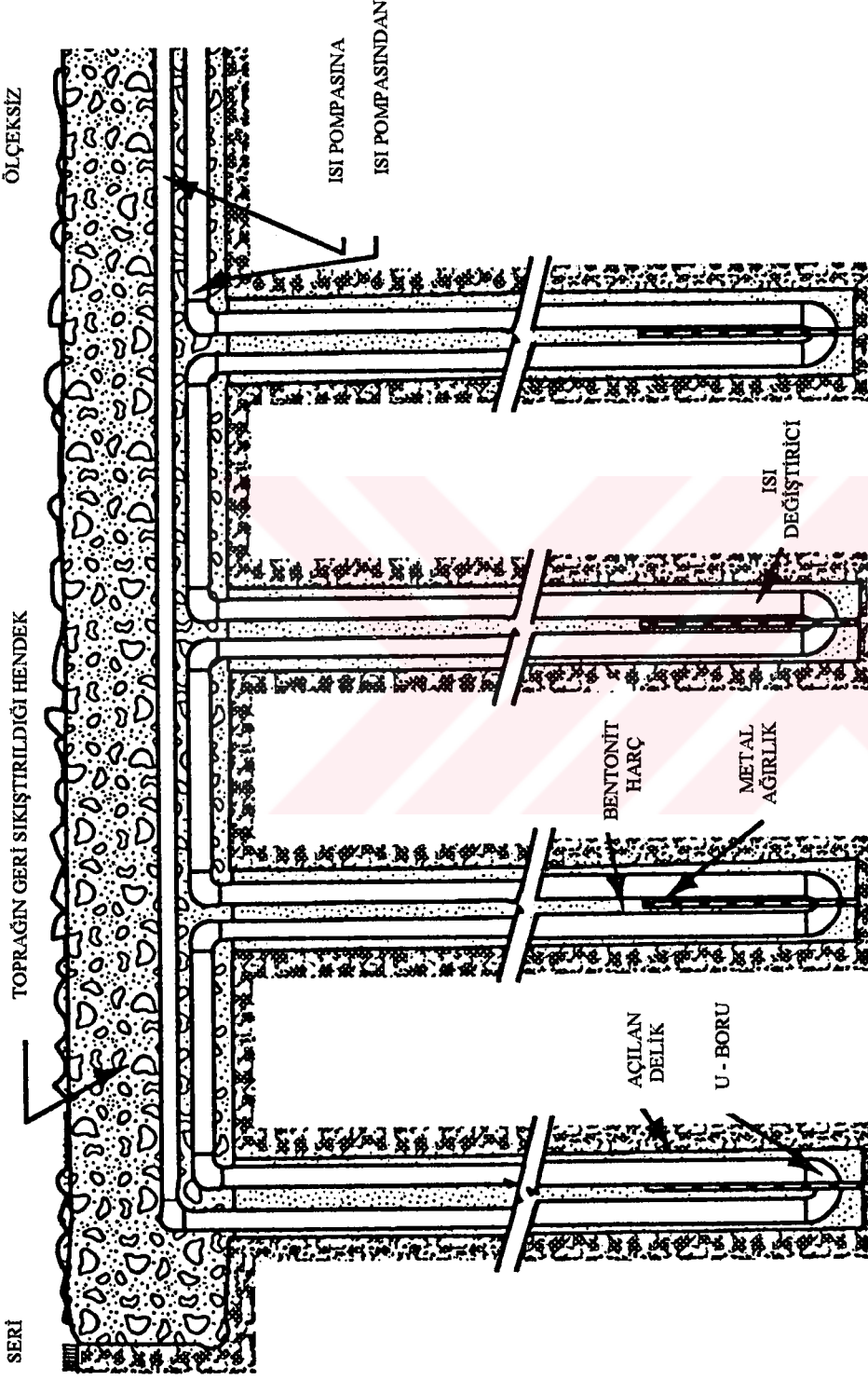
Toplam Kontrol Elemanları Kaybı 0.0864 mSS.

TOPLAM 6.16 mSS.

Kullanılan Antifriz %20 Calcium Chloride

Kullanılan Antifriz türüne ve miktarına bağlı olarak;

$$\text{Düzeltilmiş Debi} = 1.748 \times 1.23 = 2.15\text{m}^3/\text{h}$$

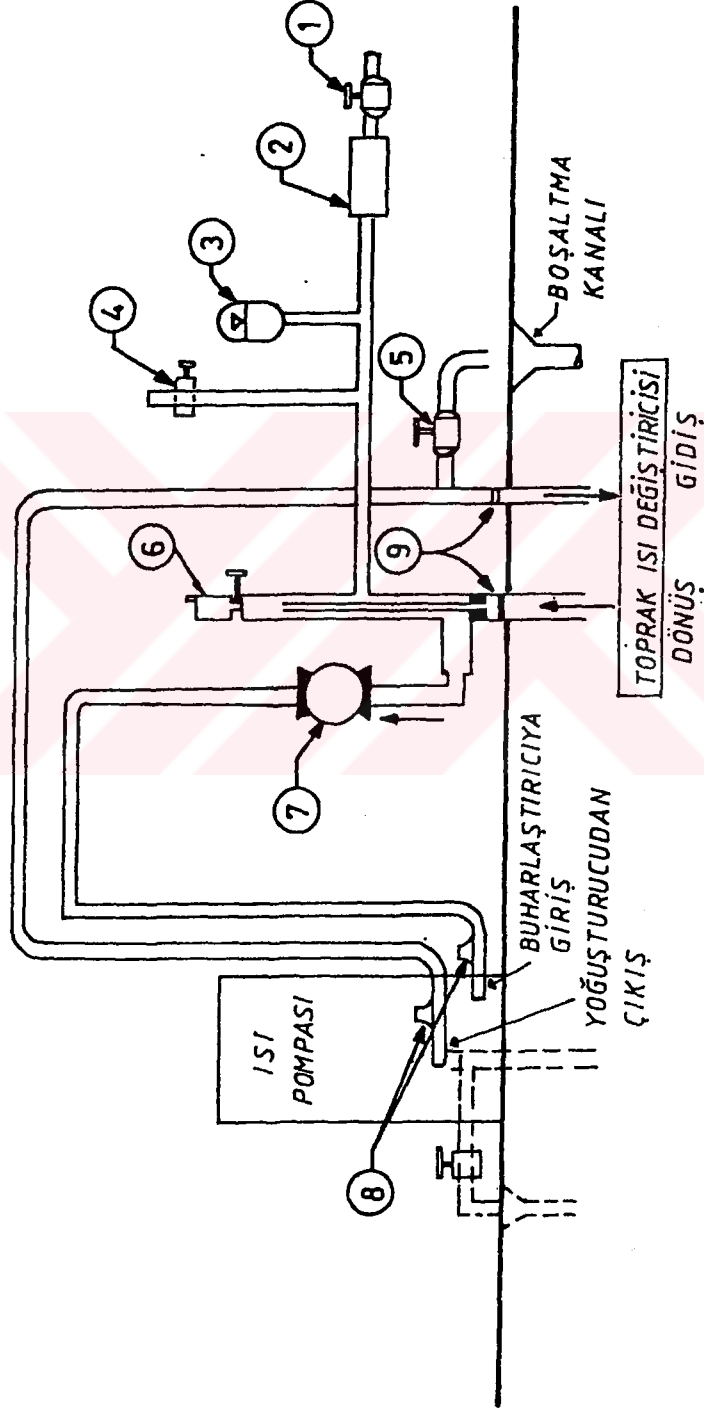


HENDEKLER ARASI YATAY MESAFELER

AĞIR - NEMLİ TOPRAK İÇİN (HEAVY - WET) : 3m
 AĞIR - KURU TOPRAK İÇİN (HEAVY - DRY) : 4.5m
 HAFİF - NEMLİ TOPRAK İÇİN (LIGHT - WET) : 4.5m

Şekil 7.1 Isı Değiştiricisinin Yerleştiriliş Şekli

- 1-PLASTİK VE BAKIR BORULARIN BAĞLANTISI 7-DEVRIDAIM POMPASI
 2-BASINÇ DÜZENLEYİCİ KAPAMA VANASI 8-SICAKLIK VE BASINÇ ÖLÇÜ CİHAZLARI
 3-GENİŞLEME DEPOSU 9-BORU BAĞLANTI ELEMANLARI
 4-SALAMURA DOLDURMA VANASI 6-HAVA BOŞALTIMA VANASI
 5-BOŞALTIMA VANASI



Şekil 7.2 Toprak Isı Değiştiricisi - Isı Pompası Bağlantısı

8. EKONOMİK ANALİZ

8.1 Toprak Kaynaklı Isı Pompası İlk Yatırım Maliyeti

Kullanılan ekipmanların fiyatları Temmuz 2000 tarihine aittir.

Malzeme	Adet	Fiyat
1 1/2" Küresel Vana	1	8.790.000 TL.
Basınç Düzenleyici	1	25.000.000 TL.
Zilmet Kapalı Genleşme Tankı 30 lt	2	100.000.000 TL.
1/2" Küresel Vana	1	1.670.000 TL.
1/2" Şiber Vana	1	2.270.000 TL.
1/2" Otomatik Purjör	3 (2.800.000×3)	8.400.000 TL.
Toprak Isı Değiştiricisi Sirkülasyon pompası	1	162.000.000 TL.
(Mass inline pompa, Mil ST60, Gövde GG25, 0.25 KW, 1450 dev/dak. 50 Hz. Hesaplanan değerde çektiği güç 0.12 KW.)		
Hidrometre	1	5.000.000 TL.
Termometre	1	3.500.000 TL.
Isı Pompası (Addison Products)	1 (5969\$×624949TL)	3.730.320.581TL.
Toprağa Gömülen PESCH40 boru	551m. (3.33\$/m×551m)	
	(1834.83\$×624949TL.)	1.146.675.174TL.
Boru Gömme Maliyeti	269.48m. (6.66\$/m×269.48m)	
	(4489.54\$×624949TL)	2.805.733.533TL.
HSK marka Döşeme Tipi, Kasetli Termostatlı Fan - Coil VP 25	7 (579.760 ITL×7)	
	(4.058.320ITL×307.13TL)	1.246.431.822TL.
1/2" Fan - coil vanaları	14 (3.000.000TL×14)	42.000.000 TL.
Fan-coil Sistemi Sirkülasyon Pompası		

Malzeme	Adet	Fiyat
Alarko Marka SCP 4/70 5 m ³ /h 3mSS 75W	1	63.000.000 TL.
Tüm Elektrik İşçiliği Ve Malzeme Gideri		95.000.000 TL.
Nakliye ve Hammaliye Gideri		100.000.000 TL
Sarf Malzemesi ve Muhtemel Fitting Gideri		75.000.000 TL
İşçilik, Tesisat		75.000.000 TL
		<hr/> 9.695.791.110 TL.

8.2 Klasik Sistem İlk Yatırım Maliyeti

Malzeme	Adet	Fiyat
Vaillant Hermetik Kombi 15.000 kcal/h	1 (1681DM× 303.272TL)	509.800.232TL
Kombi Bağlantı Elemanları		30.000.000TL
HSK marka Döşeme Tipi Kasetli, Termostatlı Fan-coil VD 25 modeli	7 (579.760ITL× 7) (4.058.320ITL× 307.13TL)	1.246.431.822TL
1/2" Fan-Coil Vanaları	14 (300.000TL× 14)	42.000.000TL
Elektrik İşleri Toplam		100.000.000TL
HSK marka CLİENT 114 ZC Hava soğutmalı Su soğutma grubu Soğutma = 14.2 KW	1 (8.562.000ITL× 307.13TL)	2.629.650.000TL
Nakliye ve Hammaliye Giderleri		80.000.000TL
Sarf Malzemesi ve Muhtelif Fitting Giderleri		125.000.000TL
İşçilik Giderleri		100.000.000TL
İğdaş Abone katılım Bedeli		170.000.000TL
İğdaş Tüketim Sözleşmesi Güvence Bedeli		35.000.000TL
Doğalgaz Tesisat Maliyeti		85.000.000TL
		<hr/> 5.152.882.054TL.
GENEL TOPLAM		5.152.882.054TL.

8.3 İşletme Maliyetlerinin Karşılaştırılması

A. Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sisteminin İşletme Maliyeti

Gider Kalemleri : Elektrik ve Bakım Giderleri

Isıtma durumu için: Sistem günde 12 saat ve yılda 150 gün çalıştığı düşünülecek olursa;

Elektrik Sarfıyatı: Sirkülasyon Pompaları: $0.12KW+0.1KW= 0.22KW$.

Fan-Coil Fanları: $0.06KW \times 7= 0.42KW$.

Isı Pompası: 4.4KW.

Toplam: 5.04KW.

Elektrik birim fiyatı vergiler dahil 50.681 TL/KWh.

$12h/gün \times 150gün / yu \times 50.681TL / KWh \times 5.04KW = 459.778.032TL/yıl$.

Soğutma Durumu için: Sistem günde 10 saat ve yılda 120 gün çalıştığı düşünülürse;

Elektrik sarfıyatı: Sirkülasyon Pompaları: $0.12KW+0.1KW = 0.22KW$:

Fan-Coil fanları: $0.06KW \times 7 = 0.42KW$.

Isı Pompası: 3.5KW.

Toplam: 4.14KW.

$10h/gün \times 120gün / yu \times 50.681TL / KWh \times 4.14KW = 251.783.208 TL/yıl$.

GENEL TOPLAM = 741.888.440TL.

B. Konvansiyonel Sistemin İşletme Maliyetleri

Gider Kalemleri: Elektrik Gideri, Doğalgaz gideri, Bakım ve servis gideri

Elektrik sarfıyatı: Isıtma Durumunda; Sirkülasyon Pompası: 0.16KW.

Fan-Coil Fanları:0.42KW.

Toplam: 0.58KW.

Isıtma durumu için: Sistem günde 12 saat ve yılda 150 gün çalıştığı düşünülecek olursa;

$$12\text{h/gün} \times 150\text{gün/yıl} \times 50.681\text{TL/KWh} \times 0.58\text{KW} = 52910964\text{TL/yıl.}$$

Soğutma Durumunda; Sirkülasyon Pompası: 0.16KW.

Fan-Coil Vanaları: 0.42KW.

Chiller: 3.6KW.

Toplam: 4.18KW.

Soğutma Durumu için: Sistem günde 10 saat ve yılda 120 gün çalıştığı düşünülürse;

$$10\text{h/gün} \times 120\text{gün/yıl} \times 50.681\text{TL/KWh} \times 4.18\text{KW} = 254.215.896\text{TL/yıl.}$$

Doğalgaz Gideri: Sistem günde 12 saat ve yılda 150 gün çalıştığı düşünülecek olursa;

$$\text{Tüketim} = \frac{5789}{8250 \times 0.9} = 0.78 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q: 5789\text{kcal/h}$$

$$\eta_k: \text{Kazan Verimi: } 0.9$$

$$H_u: \text{Doğalgaz alt ısı değeri } 8250\text{kcal/m}^3$$

Doğalgazın vergiler dahil m³ fiyatı: 192.000TL.

$$12\text{h/gün} \times 150\text{gün/yıl} \times 0.78\text{m}^3/\text{h} \times 192.000\text{TL/m}^3 = 269.568.000\text{TL/yıl.}$$

Bakım ve Servis Gideri: 200DM/yıl \times 303.272TL = 60.654.400TL/yıl.

GENEL TOPLAM: 637.349.260TL/yıl.

8.4 Sistemlerin Kıyaslanması

1. İlk Yatırım Maliyetleri

a. Isı Pompalı Sistem: 9.695.791.110TL.

b. Klasik Sistem: 5.152.882.054TL.

2. İşletme Maliyeti

a. Isı Pompalı Sistem: 741.888.440TL.

b. Klasik Sistem: 637.349.260TL.

NOT: Kullanılan döviz kurları 4 Temmuz 2000 tarihli Merkez Bankası efektif kurudur.

8.5 Yıllık Toplam maliyetler

	İlk Yatırım Maliyeti	Yıllık İşletme Maliyeti
Kazan ve Chiller	5.152.882.054 TL.	637.349.260 TL.
Isı Pompası	9.695.791.110 TL.	741.888.440 TL.

$$YYM = İYM \times a_f$$

YYM= Yıllık yakıt maliyeti

İYM= İlk yatırım maliyeti

YEM= Yıllık enerji maliyeti

i=Yıllık Faiz oranı = %25

n= Sistemin ömrü=15yıl

$$a_f = \frac{(1+i)^n \times i}{(1+i)^n - 1} \Rightarrow a_f = 0.259$$

Yıllık toplam maliyet = YTM = YYM + YEM

Kazan ve chiller grubu :

$$YYM = 5.152.882.054 \text{ TL} \times 0.259 = 1.334.596.452 \text{ TL.}$$

$$YTM = 1.334.596.452 + 637.349.260 = 1.971.945.712 \text{ TL.}$$

Isı Pompası Grubu :

$$YYM = 9.695.791.110 \times 0.259 = 2.511.209.897 \text{ TL.}$$

$$YTM = 2.511.209.897 + 741.888.440 = 3.253.098.337 \text{ TL.}$$

Yıllık toplam maliyette ısı pompası grubu kazan ve chiller grubuna göre %60 daha pahalıdır.

9. SONUÇLAR

Toprak kaynaklı ısı pompası tasarımında, ısı kayıp ve kazançları dikkatle yapılmalıdır. Dizayn için gerekli olan, toprak dirençleri, çalışma faktörleri, boru dirençleri (boruların birbirine olan ısı etkileşimlerini gözönüne alarak) ve kullanılacak ısı pompasına ait özellikler (müsaade edilen giriş suyu sıcaklıkları ve bu değerlerdeki COP değerleri) doğru bir şekilde elde edilmelidir.

Bu çalışma sonucunda dikey U tipi seri ısı değiştirici kullanılmasının sebebi, yatay olarak hesaplanan sistemdeki boru uzunluğunun çok fazla çıkması ve bunun hem ekonomik açıdan, hem de sahip olunan kullanılabilir boş alan açısından uygun olamayacağının düşünülmesindedir. Dikey paralel sistemin kullanılmamasının sebebi ise ortalama dış sıcaklığı 15.5°C ve altında olan yerlerde kullanılmaması gerektiğindedir.

Isı pompalarının konvensiyonel sistemlere göre çok daha az birincil enerji tükettiği düşünülecek olursa; bu sistemin çevreye çok fazla zarar veren CO₂, SO₂ ve NO_x gibi gaz emisyonlarının azaltılması için çok önemli bir teknoloji olduğu görülmektedir. Fakat burada önemli olan bir başka nokta da tabiki ısı pompasında tüketilen elektriğin nasıl üretildiğidir, örneğin hidroelektrik santrallerde veya yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanıldığı santrallerde üretilen elektriğin, termal santrallerde üretilen elektriğe göre, zararlı emisyonların azaltılmasındaki katkısının çok daha fazla olacağı açıkça görülecektir.

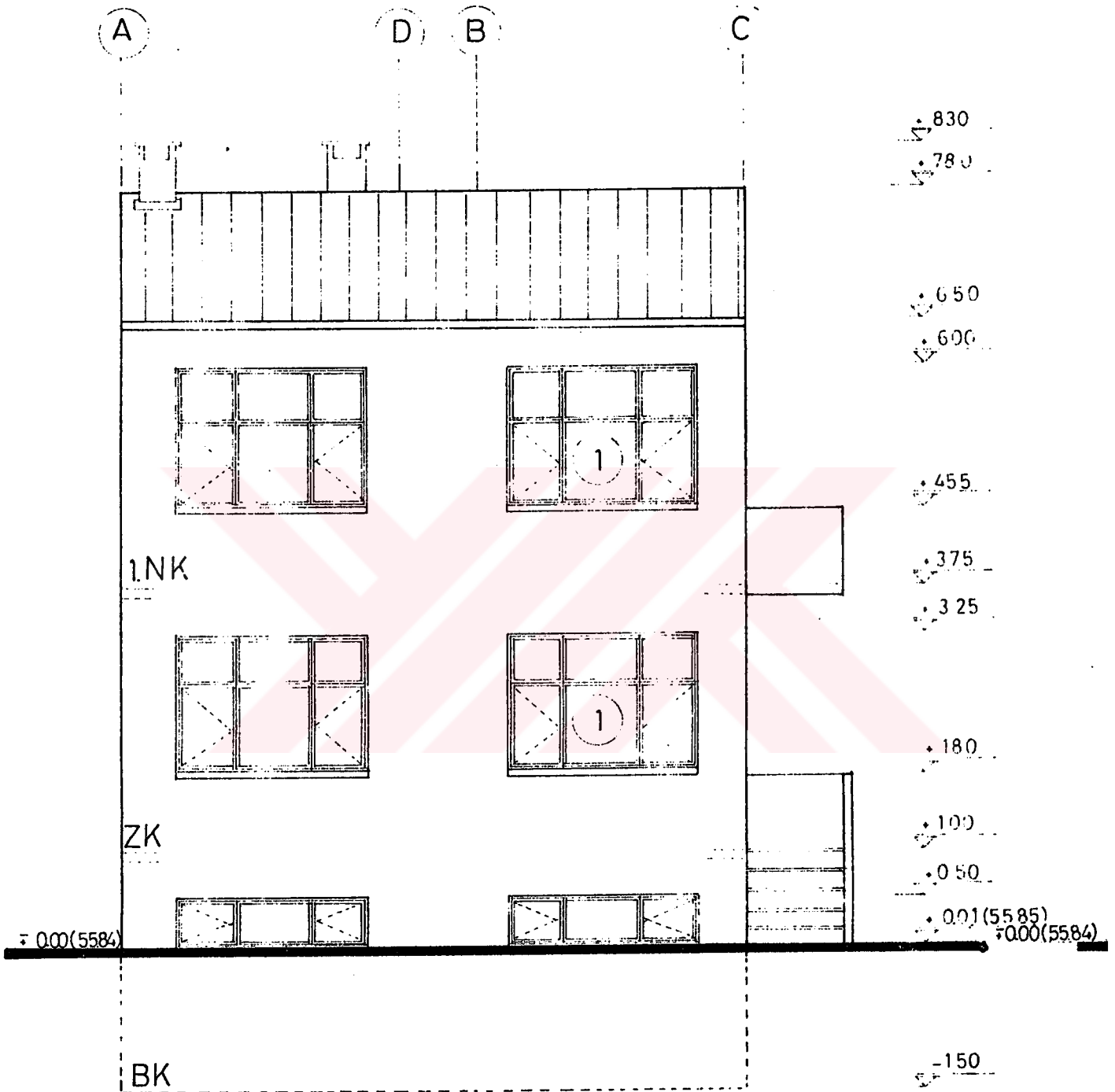
Yapılan hesaplamalar sonucu, dizayn yapılan konut için ısıtma soğutma amaçlı kullanılan ısı pompasının, kullanılan klasik sistemlere göre hem ilk yatırım maliyeti hem de işletme maliyeti bakımından daha pahalı olduğu görülmüştür.

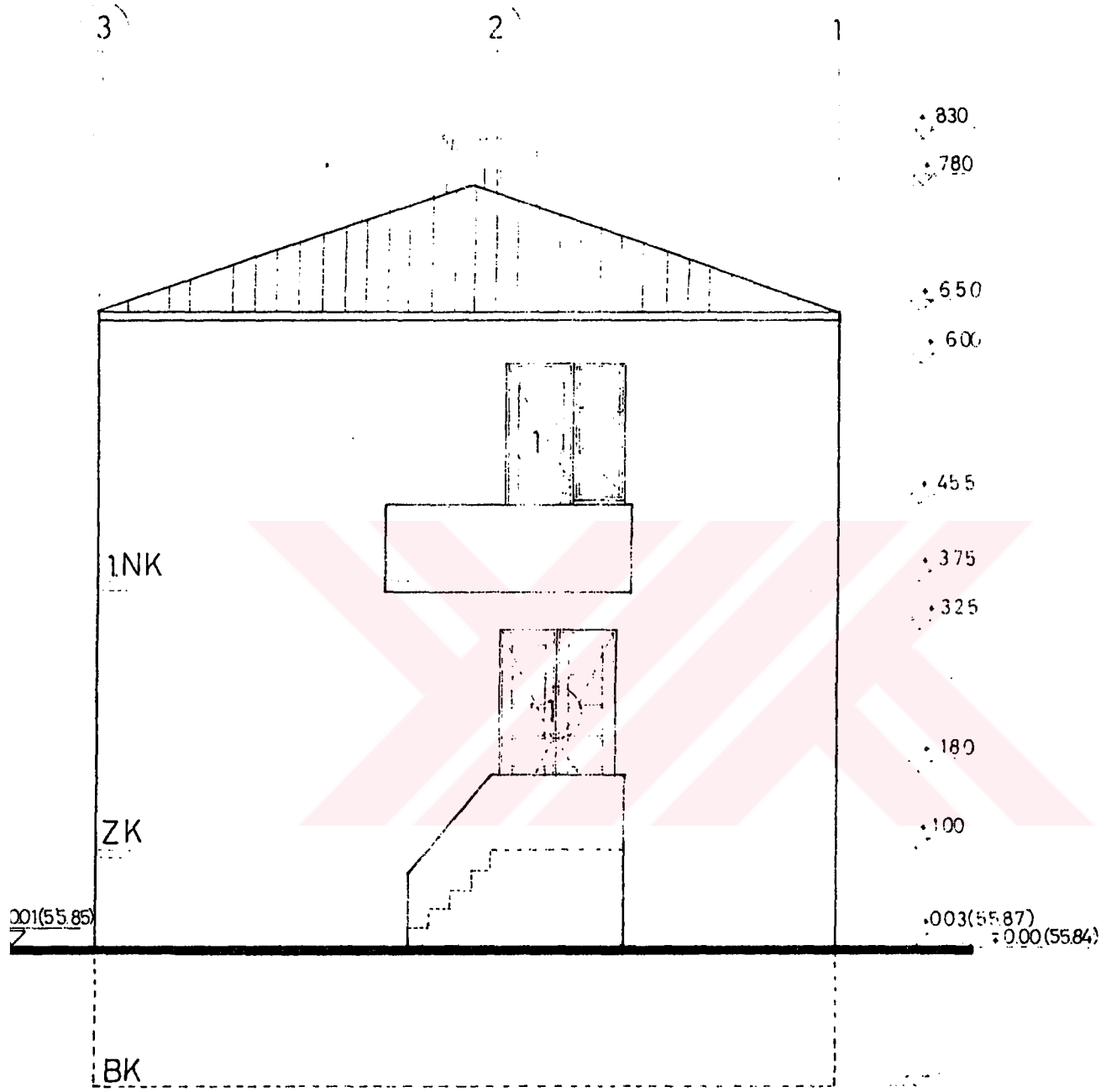
KAYNAKLAR

- Bose, J.E., (1981), "Design and Testing of an Solar Assisted Coils" , DOE Bildirisi, Ock. 1981, Washington.
- Claesson, J. ve Dunand, A. (1983), Heat Extraction from the Ground by Horizontal Pipes- a Mathematical Analysis, Swedish Council for Building Research.
- Freeston, P.H. (1996), "Direct Uses of Geothermal Energy 1995", Geothermics, 25(2): 189-214.
- Ingersoll, L.R. (1954), Theory of Earth Exchangers, Wisconsin Üniversitesi yayını, Wisconsin.
- İnternet, URL : [http:// www.phl.gov/fta/2 ground.htm](http://www.phl.gov/fta/2_ground.htm), "Ground Source Heat Pumps Applied to Commercial Facilities"
- Kemler ve Oglesby, (1950), Heat Pump applications, Mc-Graw Hill, Newyork.
- Lieanu, P.J., Lund, J.W. ve Culver, G.G. (1995), "Geothermal Direct Use in The United States", Proc.World Geothermal Congress, 1995: 363-372
- Lund W.J. (1998), Direct Heat Utilization of Geothermal Sources, Geo-Heat Center, Klamath Falls
- Miles, Lee. (1994) Heat Pumps Theory and Service, Delmar Publishers Inc, New York.
- Özkol, Nuri. (1992) Uygulamalı Soğutma Tekniği, Makina Mühendisleri Odası, İstanbul.
- Parker, J.D. ve Cohite, J. (1982), "Comparisions of an Air Source Heat Pumps", .Isı Pompası Kongresi, Oklahoma Eyalet Üniversitesi, Tulsa.
- Reay, D.A. (1979), Heat Recovery Systems, Pergamon Press, New York.
- Reay, D.A. ve Macmichael D.B.A. (1988), Heat Pumps, Pergamon Press, New York.
- TS-825 (1985), Resmi Gazete, (14 Haziran 1999), Sayı: 23275, Ankara.

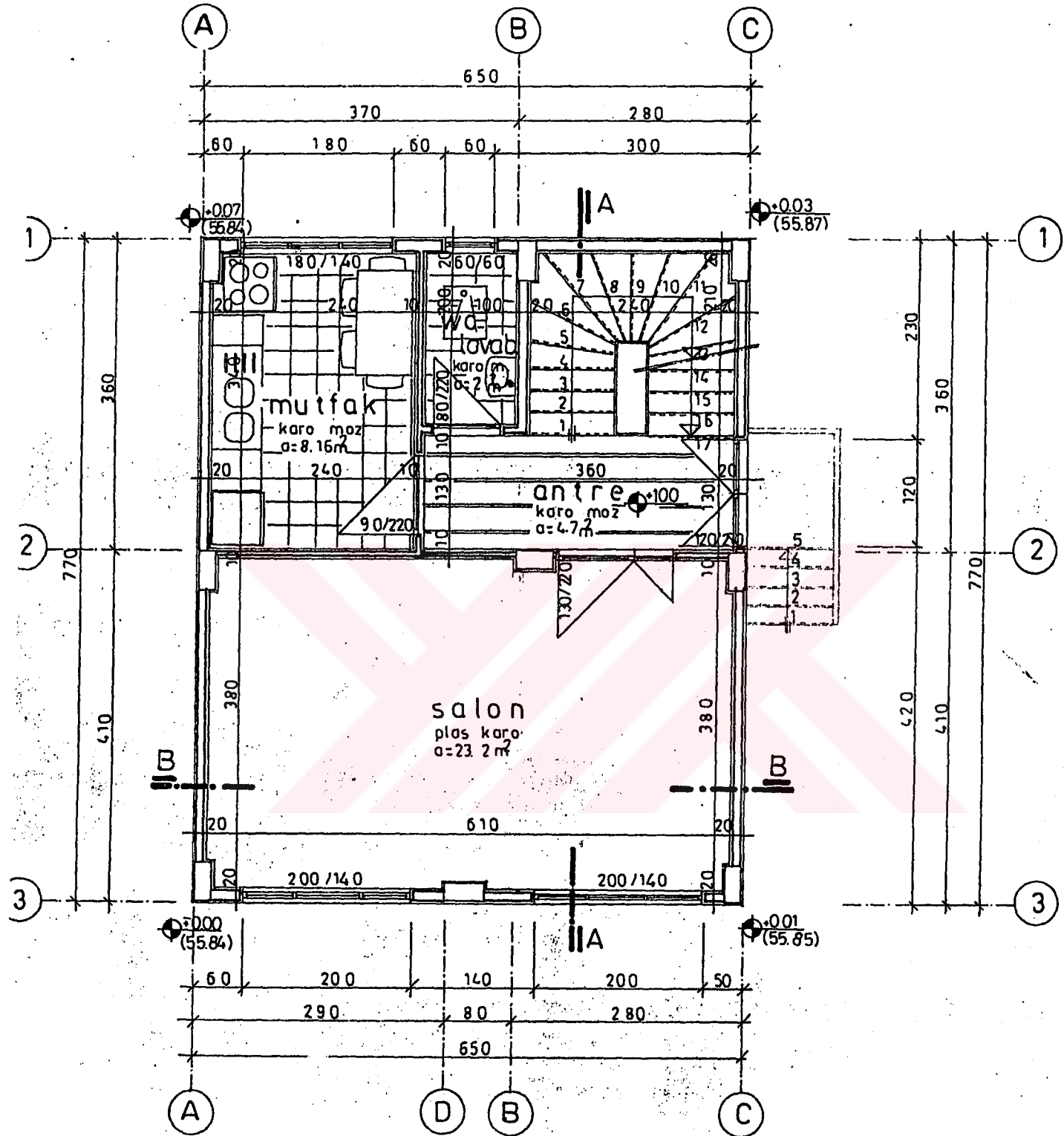


EKLER





YAN GÖRÜNÜŞ_____



ZEMİN KAT PLANI

Ek 5

İllere Göre Derece Gün Bölgeleri

1. BÖLGE DERECE GÜN İLLERİ			
ADANA	AYDIN	İÇEL	OSMANIYE
ANTALYA	HATAY	İZMİR	
İli 2. Bölgede olupda kendisi 1.Bölgede olan Belediyeler			
AYVALIK (Balıkesir)	DALAMAN (Muğla)	FETHİYE (Muğla)	MARMARIS(Muğla)
BODRUM (Muğla)	DATÇA (Muğla)	KÖYCEĞİZ (Muğla)	MİLAS (Muğla)
GÖKOVA (Muğla)			

2. BÖLGE DERECE GÜN İLLERİ				
ADAPAZARI	ÇANAKKALE	KAHRAMANMARAŞ	RİZE	TRABZON
ADIYAMAN	DENİZLİ	KİLİS	SAMSUN	YALOVA
AMASYA	DİYARBAKIR	KOCAELİ	SİİRT	ZONGULDAK
BALIKESİR	EDİRNE	MANİSA	SİNOP	
BARTIN	GAZİANTEP	MARDİN	ŞANLIURFA	
BATMAN	GİRESUN	MUĞLA	ŞIRNAK	
BURSA	İSTANBUL	ORDU	TEKİRDAĞ	
İli 3. Bölgede olupda kendisi 2.Bölgede olan Belediyeler				
HOPA (Artvin)	ARHAVI (Artvin)		DÜZCE (Bolu)	
İli 4. Bölgede olupda kendisi 2.Bölgede olan Belediyeler				
ABANA(Kastamonu)	BOZKURT (Kastamonu)		ÇATALZEYTİN (Kastamonu)	
İNEBOLU (Kastamonu)	CİDE (Kastamonu)		DOĞANYURT (Kastamonu)	

3. BÖLGE DERECE GÜN İLLERİ			
AFYON	BURDUR	KARABÜK	MALATYA
AKSARAY	ÇANKIRI	KARAMAN	NEVŞEHİR
ANKARA	ÇORUM	KIRIKKALE	NİĞDE
ARTVİN	ELAZIĞ	KIRKLARELİ	TOKAT
BİLEÇİK	ESKİŞEHİR	KIRŞEHİR	TUNCELİ
BİNGÖL	İĞDIR	KONYA	UŞAK
BOLU	İSPARTA	KÜTAHYA	
İli 1. Bölgede olupda kendisi 3.Bölgede olan Belediyeler			
POZANTI (Adana)		KORKUTELİ (Antalya)	
İli 2. Bölgede olupda kendisi 3.Bölgede olan Belediyeler			
MERZİFON (Amasya)		DURSUNBEY (Balıkesir)	ULUS(Bartın)
İli 4. Bölgede olupda kendisi 3.Bölgede olan Belediyeler			
TOSYA (Kastamonu)			

4. BÖLGE DERECE GÜN İLLERİ			
AĞRI	ERZURUM	KAYSERİ	
ARDAHAN	GÜMÜŞHANE	MUŞ	
BAYBURT	HAKKARİ	SİVAS	
BİTLİS	KARS	VAN	
ERZİNCAN	KASTAMONU	YOZGAT	
İli 2. Bölgede olupda kendisi 4.Bölgede olan Belediyeler			
KELES (Bursa)	ŞEBİNKARAHİSAR (Giresun)	ELBİSTAN (K.Maraş)	MESUDİYE (Ordu)
ULUDAĞ (Bursa)	AFŞİN (K.Maraş)	GÖKSUN (K.Maraş)	
İli 3. Bölgede olupda kendisi 4.Bölgede olan Belediyeler			
KIĞI (Bingöl)	PÜLÜMÜR (Tunceli)	SOLHAN (Bingöl)	

Her Bir Derece Gün Bölgesi İçin Ortalama Aylık Güneş Işınımı Şiddeti Değerleri (W / m²)

	OCAK	ŞUBAT	MART	NISAN	MAYIS	HAZİRAN	TEMMUZ	AĞUSTOS	EYLÜL	EKİM	KASIM	ARALIK
1. Bölge	73,18	83,34	91,84	80,26	91,15	94,78	92,26	90,43	85,60	80,70	67,20	65,60
İl güney =												
İl kuzey =	27,45	38,25	53,72	66,74	79,55	83,32	81,29	73,62	58,33	41,67	28,31	24,02
İl ba/do =	44,32	57,88	78,21	90,21	115,05	122,45	118,45	106,12	81,68	60,38	42,82	38,74
2. Bölge	71,87	85,09	96,61	84,24	93,29	94,88	93,29	94,60	90,47	83,38	66,80	63,57
İl güney =												
İl kuzey =	24,56	35,42	51,30	65,33	79,12	83,44	81,17	72,58	56,29	39,02	25,58	21,22
İl ba/do =	41,46	55,75	76,88	89,18	113,96	121,19	117,28	105,22	80,59	58,61	40,39	35,83
3. Bölge	73,12	83,49	92,18	80,51	91,25	94,73	92,28	90,68	85,93	80,91	67,20	65,49
İl güney =												
İl kuzey =	27,25	38,05	53,55	66,64	79,52	83,33	81,29	73,55	58,19	41,48	28,12	23,82
İl ba/do =	44,13	57,73	78,11	90,13	114,96	122,35	118,36	106,05	81,60	60,26	42,66	38,54
4. Bölge	72,24	84,77	95,59	83,31	92,70	94,72	92,93	93,60	89,39	82,85	66,96	64,10
İl güney =												
İl kuzey =	25,18	36,03	51,83	65,64	79,23	83,42	81,21	72,82	56,74	39,59	26,17	21,82
İl ba/do =	42,10	56,22	77,17	89,38	114,16	121,42	117,50	105,39	80,82	59,00	40,93	36,48

A - En büyük ve en küçük $A_{top}/V_{brüt}$ oranları için ısıtma enerjisi değerleri

	$A/V \leq 0.2$ için	$A/V \geq 1.05$ için	
$Q'_{1,0G} =$	27	66	kWh/m ²
	8,5	21	kWh/m ³
$Q'_{2,0G} =$	48	104	kWh/m ²
	14,7	33	kWh/m ³
$Q'_{3,0G} =$	64	121	kWh/m ²
	20,4	39	kWh/m ³
$Q'_{4,0G} =$	104	175	kWh/m ²
	33,4	56	kWh/m ³

B - Bölgelere göre $A_{top}/V_{brüt}$ oranlarına bağlı olarak gereken Q 'nun hesaplanması

A_N ile ilişkili	$Q'_{1,0G} =$	46,62	A/V	+ 17,38	[kWh/m ²]
$V_{brüt}$ ile ilişkili	$Q'_{1,0G} =$	14,92	A/V	+ 5,56	[kWh/m ³]
A_N ile ilişkili	$Q'_{2,0G} =$	68,59	(A/V)	+ 32,30	[kWh/m ²]
$V_{brüt}$ ile ilişkili	$Q'_{2,0G} =$	21,95	A/V	+ 10,34	[kWh/m ³]
A_N ile ilişkili	$Q'_{3,0G} =$	67,29	A/V	+ 50,16	[kWh/m ²]
$V_{brüt}$ ile ilişkili	$Q'_{3,0G} =$	21,74	A/V	+ 16,05	[kWh/m ³]
A_N ile ilişkili	$Q'_{4,0G} =$	82,81	A/V	+ 87,70	[kWh/m ²]
$V_{brüt}$ ile ilişkili	$Q'_{4,0G} =$	26,5	A/V	+ 28,06	[kWh/m ³]

C - Bölgelere göre tavsiye edilen U değerleri

	U_G (W/m ² K)	U_T (W/m ² K)	U_I (W/m ² K)	U_p^* (W/m ² K)
1. Bölge	0,80	0,50	0,80	2,80
2. Bölge	0,60 -	0,40 -	0,60 -	2,80 -
3. Bölge	0,50	0,30	0,45	2,80
4. Bölge	0,40	0,25	0,40	2,80

* : U_p olarak verilen ısı iletim kat sayıları Ek 1C'de bir cam türü için verilmiştir. Diğer kapı ve pencere türleri için ısı iletim kat sayıları TS 2164'den alınır ve hesaba katılır.

Ek 8

Farklı Derece Gün (DG) Bölgeleri İçin Hesaplamalarda Kullanılacak Aylık Ortalama
Dış Sıcaklık Değerleri [T_a (°C)]

	1. Bölge	2. Bölge	3. Bölge	4. Bölge
OCAK	8,0	3,3	1,3	-5,2
ŞUBAT	9,3	4,5	2,0	-4,1
MART	11,5	7,2	5,0	-1,3
NİSAN	15,7	12,6	9,8	5,1
MAYIS	20,6	17,8	14,1	10,1
HAZİRAN	25,4	21,9	18,1	13,5
TEMMUZ	28,0	24,4	21,1	17,2
AĞUSTOS	27,2	23,8	20,6	17,2
EYLÜL	23,3	19,6	16,5	13,2
EKİM	18,1	14,1	11,3	6,9
KASIM	13,3	9,1	6,5	1,3
ARALIK	9,4	4,9	2,6	-3,0

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi 12.09.1975

Doğum yeri İSTANBUL

Lise 1986 - 1993 Özel Fatih Erkek Lisesi

Lisans 1993 - 1998 Yıldız Teknik Üniversitesi Mühendislik fak.
Makina Müh. Bölümü

Yüksek Lisans 1998 - 2000 Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makina Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı