

EGE ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

(YÜKSEK LİSANS TEZİ)

**GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ
TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASI İLE
BİR HACMİN ISITILMASI**

Ebru HANCIOĞLU

96541

Güneş Enerjisi Enstitüsü Ana bilim Dalı

Bilim Dalı Kodu : 10.8888.6100.000

Sunuş Tarihi : 03.08.2000

Tez Danışmanı : Doç. Dr. Arif Hepbaşlı

Bornova – İZMİR

III

Sayın Ebru HANCIOĞLU tarafından YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak sunulan “Güneş Enerjisi Destekli Toprak Kaynaklı Isı Pompası ile Bir Hacmin Isıtılması” adlı bu çalışma “Lisans Üstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliği”nin 12 inci madde (c) ve (d) bentleri ve Enstitü yönergesinin ilgili hükümleri dikkate alınarak tarafımızdan değerlendirilmiş olup yapılan sözlü savunma sınavında aday oy...*berdir* ile başarılı bulunmuştur. Bu nedenle Ebru HANCIOĞLU'nun sunduğu metnin yüksek lisans tezi olarak kabulüne oy *berdir* ile karar verilmiştir.

3.8.2000
Temmuz 2000

Jüri Başkanı : *Doç. Dr. Arif Hıncioğlu* imza *Arif Hıncioğlu*
Raportör : *Prof. Dr. Ali Güngör* imza *Ali Güngör*
Üye : *Doç. Dr. Firuz Balkan* imza *Firuz Balkan*

Bu tezin kabulü, Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun 14/8/2000 gün ve 32/29 sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Süleyman Boruzanlı
Dt Süleyman BORUZANLI
Enstitü Sekreteri

Prof. Dr. Alaettin Taysun
Prof. Dr. Alaettin TAYSUN
Enstitü Müdürü

V

ÖZET

GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASI İLE BİR HACMİN ISITILMASI

HANCIOĞLU, Ebru

Yüksek Lisans Tezi, Güneş Enerjisi Enstitüsü

Tez Yöneticisi: Doç. Dr. Arif HEPBAŞLI

Temmuz 2000, 227 sayfa

Bu çalışmanın amacı, İzmir’de güneş enerjisi destekli toprak kaynaklı ısı pompası ile bir hacmin ısıtılmasıdır.

Bu bağlamda, Toprak Kaynaklı Isı Pompası (TKIP) tasarlandı ve Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsü’nde Bir Hacmin Isıtılması için kuruldu. Isı Pompası ünitesi iki devreden oluşur. Bunlardan biri, refrigerant olarak kullanılan Refrigerant 22 ile soğutma çevrimidir. Diğer devre, torak serpantinleri içinde su-antifriz solüsyonunun dolaştırıldığı, sıvı dolaşım tipidir. Dikey TKIP, 50 m derinlikteki bir dikey sondaj içine U şekline yüksek yoğunluklu poli etilen (PE) boru yerleştirilerek kuruldu.

Deney düzeni toprak sıcaklıklarını ölçmek ve ısı pompasının etkinlik katsayısını belirlemek için gerekli ölçme cihazları ile donatılmıştır.

1999-2000 soğutma mevsimi esnasında,değişken salamura kütle verilerinde toplam 23 deneme yapılmıştır.topraktan soğurulan ısı gücü ölçülmüş ve teorik modellerin tahminleri ile karşılaştırılmıştır.

Anahtar sözcükler: Toprak kaynaklı ısı pompası

VII ABSTRACT

SPACE HEATING BY SOLAR ASSISTED GROUND SOURCE HEAT PUMP

HANCIOĞLU, Ebru

M.S in Solar Energy Institute

Supervisor : Assoc.Prof.Dr. Arif HEPBAŞLI

July 2000, 227 pages

The aim of this study is to examine the design of space heating by solar assisted ground source heat pump in İzmir.

In this regard, a ground-source heat pump was designed and constructed for heating a classroom in the Solar Energy Institute of Ege University. The heat pump unit consisted of two circuits. One of them was the refrigeration cycle in which Refrigerant 22 was used as the refrigerant. The other circuit was a liquid circulation type earth coil through which water-antifreeze solution was circulating. Vertical Ground Coupled Heat Pump constructed by placing two-diameter high density polyethylene (PE) tubes in a vertical bore hole with dept of 50 m.

The test apparatus was equipped with the necessary instruments to determine the performance variables of the heat pump and the soil temperature with the heat pump operation.

Totally, 23 runs of experiments were performed during 1999-2000 cooling seasons under brine circulation rate through the ground heat exchanger. The rate of heat absorption from the ground also measured and compared with the predictions of theoretical analysis.

Key words: Ground sources heat pump.

IX

TEŞEKKÜR

Bu çalışma süresince gerekli verilerin sağlanmasında kolaylık gösteren DSİ çalışanlarına, özellikle kıymetli görüşlerinden yararlandığım ve yakın ilgisini esirgemeyen Sayın Doç. Dr. Arif Hepbaşlı'ya, Yeşil Çizgi Firması sahibi Hakan sahibi Sayın Hakan Yılmaz'a ve Argeş Firması sahibi Sayın Oğuzhan Peker'e, ve ayrıca, gerek deney tesisatının montajının gerekse deneylerin yapılması süresinde hafta sonlarında dahil olmak üzere, rahat çalışabilmemiz için her türlü desteği veren Güneş Enerjisi Enstitüsü Müdürü Sayın Prof. Dr. Necdet Özbalta'ya, Enstitü sekreteri Sayın Sabire Tarhan'a ve Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsü çalışanlarına ve yüksek lisans öğrenim süresince beni büyük bir sabır ve özveri ile destekleyen eşim Tamer'e ve kardeşim Senem'e teşekkürü bir borç bilirim.

XI
İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	V
ABSTRACT	VII
TEŞEKKÜR	IX
İÇİNDEKİLER	XII
ŞEKİLLER DİZİNİ	XIV
TABLolar	XV
SİMGELER VE KISALTMALAR	XVII
1. GİRİŞ	1
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR	3
2.1 Tarihçe	3
2.2 Konuyla İlgili Yapılmış Araştırmalar	4
3. TEMEL BİLGİLER	13
3.1 Isı Pompalarının Temel Prensibi	13
3.2 Isı Pompasının Çalışma Prensibi	14
3.3 Isı Pompası Çevrimleri	15
3.3.1 Carnot Çevrimi	15
3.3.2 Teorik Çevrim	17
3.3.3 Gerçek Çevrim	20
3.3.4 Teorik Çevrimden Sapmalar	21
3.3.4.1 Aşırı Kızdırma	21
3.3.4.2 Aşırı Soğutma	23
3.3.5 Kompresörlü Isı Pompasının Termodinamik Analizi	23
3.3.5.1 Basınç oranı	23
3.3.5.2 Doldurma Derecesi	23
3.3.5.3 Volumetrik Verim	25
3.3.5.4 Buharlaşma Isı Akışı (Q_0)	25
3.3.5.5 Soğutucu Akışkanın Kütleli Debi	25
3.3.5.6 Hacimsel Soğutma Gücü (q_{ov})	26
3.3.5.7 Yoğuşturucu – Isı Akışı (Q)	27
3.3.5.8 Kompresör Kayıpları	27
3.3.5.9 Isı Pompalarında Kullanılan Etkinlik ve Verim Tanımları	29
3.4 Isı Kaynakları	39
3.4.1 Isı Pompalarının Adlandırılması	43

İÇİNDEKİLER (devam)

4. TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPALARI TASARIMI.....	49
4.1 Genel.....	49
4.2 Toprak Kaynaklı Isı Pompaları Tipleri.....	51
4.2.1 Toprak Serpantinli Isı Pompaları (TSIP).....	51
4.2.2 Yer altı suyu Isı Pompaları (YASIP).....	54
4.2.3 Yüzey Suyu Isı Pompası (YSIP).....	55
4.3 Toprak Kaynaklı Isı Pompalarının Yararları ve Sakıncaları.....	56
4.3.1 Yararları.....	57
4.3.2 Sakıncaları.....	61
4.4 TKIP'ları Tasarımı.....	62
4.5 Toprak Kaynaklı Uygulamalar için Isı Pompası Tipleri.....	62
4.5.1 Su-Hava Isı Pompaları için Standartlar.....	65
4.5.2 Su-Hava Isı Pompalarının Performans Karakteristikleri.....	67
4.5.3 TKIP Malzemeleri İçin Öneriler.....	75
4.5.4 Dış Hava ve Su-Hava Isı Pompası.....	77
4.6 Soğutucu Akışkanlar.....	89
4.6.1 Fiziksel özellikler.....	91
4.6.1.1 Donma Sıcaklığı.....	92
4.6.1.2 Kaynama Sıcaklığı ve Kritik Nokta.....	92
4.6.3 Çevresel Etkileri.....	92
4.6.4 Alternatif Soğutucu Akışkanlar.....	94
4.6.4.1 R-134a Soğutucu Akışkan.....	96
4.6.4.2 R-123 Soğutucu Akışkan.....	97
4.6.4.3 Diğer Alternatif Soğutucu Akışkanlar.....	99
4.6.5 Soğutucu Akışkanların Termodinamik Özellikleri.....	102
5. TOPRAK ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN TASARIMI.....	112
5.1 Genel.....	112
5.2 Isı Pompası Seçimi.....	114
5.3 Toprak serpantini-Boru uzunluğu hesaplamaları.....	135
6. GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ ISI POMPASI.....	152
6. 1 Seri Kaynaklı Isı Pompaları.....	153
6. 2 Paralel Kaynaklı Isı Pompaları.....	154
6. 3 Çift Kaynaklı Güneş Enerjisi Destekli Isı Pompaları.....	155
6. 4 Sistemlerin Karşılaştırılması.....	157
6.5 Deneysel Sonuçları Hesaplama Metotları.....	158
6. 6 Düzlemsel Toplayıcılar.....	159

İÇİNDEKİLER (devam)

6.6.1 Yatay Düzleme Gelen Toplam Güneş Işınımı Şiddeti	160
6.6.2 Eğik Konumdaki Toplayıcı Düzlemine Gelen Toplam Güneş Işınımının Bulunması	160
6.6.3 Kullanım Yerindeki Suyun Faydalı Isısı	160
6.6.4 Gerekli Toplayıcı Yüzeyi Hesabı	160
6.6.5 Sıcak Su Deposu Hacmi Hesabı	160
6.6.6 Sirkülasyon Pompası Debisi Hesaplanması	162
6.7 Depolama Tankı	162
7.DENEYSEL ÇALIŞMALAR	167
7.1 Deney Tesisatı	167
7.2 Deney Ölçümleri	172
7.3 Deney Sonuçlarının hesaplanması	173
8. EKONOMİK ANALİZ	178
8.1. Öneriler	178
8.2 Maliyetlere etki eden faktörler	179
8.2.1 Toprak Kaynaklı Isı için Maliyet bilgileri	182
8.2.1.1 Tipik toprak çevrimi Maliyetleri	182
8.3 Proje Değerlendirme Yöntemi	187
8.3.1. Net Bugünkü Değer	187
8.3.2. İç Karlılık Oranı (Gerçek Verim)	189
8.3.3. Geri Ödeme Süresi	190
8.3.4. Ortalama Karlılık Oranı	191
8.4 Teknik Ekonomik Model	191
8.4.1 Teknik Modelin İncelenmesi	193
9. SONUÇLAR	196
KAYNAKLAR DİZİNİ	198
EKLER LİSTESİ	203
ÖZGEÇMİŞ	227

XIV

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 3.1 Soğutma Makinası İle Isı Pompası Amaç Karşılaştırılması.....	13
Şekil 3.2 Isı Pompası Çalışma şeması	14
Şekil 3.3 Carnot çevirimi.....	16
Şekil 3.4 Teorik Çevrim	18
Şekil 3.5 Gerçek Çevrim	21
Şekil 3.6 Aşırı Kızdırma.....	22
Şekil 3.7 Basınç ve Doldurma oranları	24
Şekil 4.1 Toprak Kaynaklı ısı Pompası Tipleri.....	50
Şekil 4.2 TKIP için istenen tasarım.....	64
Şekil 4.3 Toprak Kaynaklı Uygulamalar İçin Su kaynaklı Isı Pompaları.....	65
Şekil 4.4 Hissedilir ısı geri kazanım alma ünitesi ile hava koşulları	76
Şekil 4.5 Hidronik serpantin ile Isı geri kazanım.....	82
Şekil 4.6 Kısım-yük soğutmada dış hava önkoşul seçeneklerini karşılaştırma.....	87
Şekil 5.1 Bir hendek içinde bir dallı yatay seri çevrim	122
Şekil 5.2 Dikey seri sistem	125
Şekil 5.3 Binanın Isı Kaybı Grafiği.....	131
Şekil 5.4 Binanın Isı Kazancı Grafiği	134
Şekil 6.1 Güneş Enerjisi Destekli Isı Pompası.....	152
Şekil 6. 1 Seri kaynaklı ısı pompaları.....	154
Şekil 6. 2 Paralel Sistemli Isı Pompaları	156
Şekil 6. 3. Çift Kaynaklı Güneş Enerjisi Destekli Isı Pompaları.....	157
Şekil 6.4 Depolama Tankı	164
Şekil 7.1 Sistem üzerinde ölçüm noktaları	173
Şekil 7.2 Sistemin T-S diyagramında Gösterimi	176
Şekil 7.3 Zamanla Cop'nin değişimi	176
Şekil 7.4 Zamanla Odanın Isının Değişimi.....	177
Şekil 7.5 Zamanla Sıcaklığın Değişimi Odanın Isının eğişiimi.....	177

XV TABLOLAR DİZİNİ

Tablo 3.1 Isı Kaynaklarının Karşılaştırılması.....	46
Tablo 3.3 Isı Pompaları ve Isı Pompaları Tesisinin Adlandırılması.....	47
Tablo 3.2 Isı Pompası Sistemleri.....	48
Tablo 4.1a Isı Pompaları ile ilgili Türk Standartları Listesi (TSE).....	66
Tablo 4.1b. Isı Pompaları ile ilgili Türk Standartları Listesi.....	68
Tablo 4.2 Su-Hava Isı Pompaları İçin ARI Standartları.....	69
Tablo 4.3 EPACT Minimum Su-Hava Isı Pompaları Etkinlikleri.....	71
Tablo 4.4 Su-Hava Isı pompaları için Performans Tablosu.....	72
Tablo 4.5 Soğutma Modunda 4-ton Isı Pompası için Performans Değişimleri.....	74
Tablo 4.6 Isıtma Modunda 4-ton Isı Pompası için Performans Değişimi.....	74
Tablo 4.7 Bir Üreticinin Isıtma ve Soğutma Teknik Özellikleri.....	77
Tablo 4.8 Tipik bir sınıfta dış havayı ön ısıtmak için saatlik enerji ve maliyet (375 ft ³ /dak (10,6 m ³ /dak), 0→49 °F (-17,7→9,4 °C)).....	85
Tablo 4.9 Havalandırma Hava Isı Geri kazanım Ünitesi ile veya Ünitesiz Yüksek Nem Tasarım Koşullarında Su-Hava Isı Pompalarının Soğutma Performansı.....	86
Tablo 4.10 Havalandırma Hava Isı Geri Kazanım Üniteleri olması veya Olmaması Durumunda Yüksek Nemli Kısmi-Yük Koşullarında Su-Hava Isı Pompalarının Soğutma Performansı.....	89
Tablo 4.11 ulusal Soğutucu Akışkan Emniyet Kodu.....	90
Tablo 4.12 Soğutucu akışkanların uygulama alanları.....	91
Tablo 4.13 Soğutucu akışkanların fiziksel özellikleri.....	92
Tablo 4.14 R 12 ile R 134a'nın karşılaştırılması.....	97
Tablo 4.15 R 11 ile R 123'ün karşılaştırılması.....	98
Tablo 4.16 Alternatif Soğutucuların Fiziksel Özellikleri.....	101
Tablo 4.17 Sıvı -yoğunluk eşitlik sabitleri.....	104
Tablo 4.18 Buhar basınç eşitlik sabitleri.....	105
Tablo 4.19 Soğutucu hal denklemleri için sabitler.....	106
Tablo 4.20 Isı kapasitesi eşitlik sabitleri.....	110
Tablo 5.1 Toprak sıcaklığı dalgalanması.....	118
Tablo 5.2 Farklı topraklar için çeşitli derinliklerde Tm karşılaştırılması.....	119
Tablo 5.4 Boru direnç değerleri.....	121
Tablo 5.3 Toprak Direnci (Courtesy Bard Manufacturing Co.).....	123

TABLÖLAR (devam)

Tablo 5.5 İzmir için sıcaklık aralığı verileri(Güneş Enerjisi Enstitüsü ölçümleri).....	129
Tablo 5.6 İşletme faktörünün hesaplanması	133
Tablo 5.7 Yatay Boru Uzunluğu Hesap Föyü.....	138
Tablo 5.8 WPH28-1H Kodlu Cihaz Özellikleri	143
Tablo 5.9 WPH22-1H Kodlu Cihaz Özellikleri	144
Tablo 5.10 Dikey Boru Uzunluğu Hesap Föyü	150
Tablo 5.11 Sondaj ölçüsü	151
Tablo 6.1 Yatay düzleme gelen toplam güneş ışınımı	161
Tablo 6.2 Enleme, Mevsime ve Toplayıcı Eğim açısına göre "R" faktörleri	161
Tablo 6.3 Yaz sonu dikkate alınarak hesaplanan kollektör yüzeyinin diğer sezonlarda ne kadar takviye enerji getireceğinin tablosu	162
Tablo 7.1 Isı Yükü Hesabı.....	169
Tablo 7.2 Ölçüm Verilerinin Açıklaması.....	172
Tablo 7.3 Deney Ölçümleri (25.07.200 tarihli)	175
Tablo 7.4 Deney sonuçları.....	175
Tablo 8.1 Toprak Çevrim Yerleştirme Maliyetleri	182
Tablo 8.2 Konutlardaki kullanım için yakıt fiyatlarının karşılaştırılması	183
Tablo 8.3 Enerji harcaması maliyet tablosu	185
Tablo 8.4 Klima Sistem İle Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Ekonomik Analizinin Karşılaştırılması	195

XVII SİMGELER VE KISALTMALAR

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
BH	Birim kapasite-ısıtma Btuh
BS	Birim kapasite-soğutma Btuh
EER	Enerji Yeterlilik Oranını
F_I	Birim ısıtma çalışma faktörü
F_S	Birim soğutma çalışma faktörü
HK	Hissedilir kapasite Btuh
Rb	Boru direnci (boru duvarlarına doğru ısı akış direnci)
Rbe	Dikey yerleştirilmiş boru direnci
Rt	Toprak direnci (toprak tipi ile değişen)
SIK	Su ısıtma kapasitesi
T_{GSI}	Giren su sıcaklığı- ısıtma, °C
T_{GSS}	Giren su sıcaklığı- soğutma, °C
TK	Toplam kapasite, kW
t_m	Karışmış hava sıcaklığı, °C
T_m	Yıllık ortalama toprak sıcaklığı, °C
T_o	Ortalama yıllık toprak sıcaklığı, °C
t_{or}	Dış hava sıcaklığı, °C
t_s	Sağlanan hava sıcaklığı, °C
β	Etki katsayısı
β_{ISIT}	Isıtma etki katsayısı
$\beta_{SOĞ}$	Soğutma etki katsayısı
E	Isı eşanjörü etki katsayısı

SİMGELER VE KISALTMALAR (devam)

ζ	Ekzerjetik verim
λ	Doldurma derecesi
π	Basınç oranı
η_{KT}	Kompresör toplam verimi
ε	Isıtma etki katsayısı
m_{hk}	kondenserdeki havanın kütle akış oranı (kg/h)
C_h	Havanın spesifik ısısı (kJ/kg°C)
T_{hk1}	kondensere giren havanın sıcaklığı (K)
T_{hk2}	kondenserden çıkan havanın sıcaklığı (K)
W_{komp}	kompresöre verilen iş (kJ/h)
W_p	Su sirkülasyon pompasına verilen iş (kJ/h)
W_{kf}	Kompresör fana verilen iş (kJ/h)
η_{kol}	Kollektör verimi
F_R	Isı alma faktörü
$(\tau\alpha)_{eff}$	Etkin soğurma
U	Kollektör ısı kaybı etkinliği (W/m ² K)
A_{ks}	Kollektör soğurucu alanı (m ²)
T_{ag}	Kollektöre giren akışkan(su) sıcaklığı (K)
T_h	Ortam hava sıcaklığı (K)
A_g	Kollektör alanı (m ²)
I	Gelen güneş ışınları etkisi (W/m ² K)
m_s	Sistemdeki su akış hızı (kg/h)
C_s	Suyun spesifik ısısı (kJ/kg°C)
T_{ag}	Kollektöre giren akışkan(su) sıcaklığı (K)

SİMGELER VE KISALTMALAR (devam)

T _{aç}	Kollektörden çıkan akışkan(su) sıcaklığı (K)
GS	Bir aydaki gün sayısı

Kısaltmalar

Acıklama

ARI	İklimlendirme ve Soğutma Enstitüsü (Air-Conditioning and Refrigeration Institute), Amerika
ASHRAE	Amerikan Isıtma, Soğutma ve İklimlendirme Mühendisleri Birliği (American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers)
TKIP	Toprak Kaynaklı Isı Pompası
TS	Türk Standardı
HDPE	Yüksek yoğunluklu polietilen
TSIP	Toprak Serpantinli Isı Pompaları
PE	Polietilen
EPACT	Enerji Politikası Hareketleri (The Energy Policy Act)
EPA	Çevre Koruma Acentesi (Environmental Protection Agency), Amerika

1. GİRİŞ

Günümüzde enerji ihtiyacı, daha çok fosil yakıtlardan karşılanmaktadır. Ancak dünya, fosil enerji kaynakları tükenme tehlikesi ile karşı karşıyadır. Bu yüzden enerji kullanımı bugün herkesin dilindedir. Kanuni talimatlar, artan fiyatlar ve tüketicinin bilinçlenmesi enerji tüketimini azaltmada önemli bir faktördür. Enerji ihtiyacının sınırlandırılması yanında, yeni enerji kaynaklarının da araştırılması gereklidir. Bunlara örnek olarak güneş enerjisi, yeraltı suları ve atık ısı verilebilir. Isı, kendiliğinden düşük sıcaklıktaki bir ortamdan daha yüksek sıcaklıktaki bir ortama geçemediği için hemen hemen kullanılamamaktadır. Bu faydalı ısıyı kullanmak için enerji tasarrufu sağlayabilecek, az enerji tüketerek aynı ihtiyaçları karşılayacak bir cihaza ihtiyaç duyulur. Isı pompaları, düşük sıcaklıktaki ısının kullanılmasına imkan veren sistemler olarak ortaya çıkmıştır.

Isı kaynağı olarak toprağın kullanılmasının yararı sıcaklığın sabit bir şekilde seyretmesidir. Isı ihtiyacının yüksek olduğu dönemlerde, sıcaklığın uygun değerlerde olması ve sıvı-soğutucu akışkan buharlaştırıcılarının yüksek verimli olmasından dolayı, ısı pompasının ısıtma tesir katsayısı, kaynak olarak havayı kullanan ısı pompalarına oranla yüksek çıkmasını sağlar.

Toprak kaynaklı ısı pompaları, topraktan ısıyı su veya salamura (antifriz-su karışımı) aracılığıyla çekerler. Bunun için salamuranın içinde dolaştığı toprak altına yerleştirilen boruların tasarımı uygun bir şekilde yapılmalıdır. Bu boruların ve toprağa döşenmelerinin maliyeti ilk yatırım masrafını arttıracığından bu toprak ısı değiştirici tasarımı büyük bir dikkatle yapılmalıdır. Ayrıca hem bu tasarıma, hem de istenilen ısıtma

değerlerine uygun ısı pompası seçimi önem kazanmaktadır. Deneysel sonuçları özenli bir şekilde incelenerek bölgeye uyumu araştırılmalıdır.

Ekonomik analizi aynı özenle yapıp, karlı olup olmadığı saptanmalıdır.



2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

2.1 Tarihçe

Isı pompasının basit prensibi ilk kez 1824 yılında Sadi Carnot tarafından öne sürülmüştür. Bu teoriden 26 yıl sonra, 1850 yılında Lord Kelvin ısıtma için soğutma makinelerinin kullanılabilineceğini öne sürmüştür. Kelvin 1852 yılında yayımladığı yazısında, kompresör ile bağlantılı genişletici kullanan bir sistem tanıtmıştır. Fakat normal ısıtma masraflarına oranla makinenin masrafının çok daha yüksek olması nedeniyle, bu hava-ısıtma ısı pompası o zamanlar kurulamamıştır.

Sıkıştırılmış buharla çalışan ısı pompasının prensibinin ilk olarak İsviçre’de, 1870-1880 yılları arasında Salina Bex’de mühendis Paul Piccard tarafından gerçekleştirilmesi dikkate değerdir. Böyle ikinci bir tesis 1917’de Aarau’da Faerberei Jenny’de işletilmiştir.

İlk pratik ısı pompası ise, 1930 yılında İskoç Haldane’in yapıp, evinde kullanılmasına kadar ortaya çıkmamıştır. Haldane bu makinede kaynak olarak havayı kullanmış ve hava koşullarının iyi olmadığı zamanlarda su ile desteklemiştir. 1950’lerde ısı pompasına ilgi az da olsa artmış; ancak petrol fiyatlarının gerilemesi ve bazı işletim zorluklarından ötürü fazla rağbet görmemiştir. Ancak soğutma endüstrisinin gelişip, kimi zorlukların alt edilmesi ve yeni modellerin üretilmesine, birde 1973-1974 yıllarında petrol fiyatlarının artması eklenince, ısı pompası yeniden ilginin odağı olmuştur.

1950’lerde Amerika ve İngiltere’de, evsel ısı pompalarında toprak kaynağının kullanımı ile ilgili çalışmalara başlanılmıştır. Baker, 1950-51 kış ayları boyunca ortalama ısıtma etki katsayısı 3’ün üzerine çıkan, çift

tesirli, toprak kaynaklı bir ısı pompası geliřtirmiřtir. 1950'den 1960'a kadar dūřuk üretim gūvenirlięi ve yūysek servis masrafları geliřmeyi engellemiřtir. 1960'da Amerika'da elektrik fiyatlarının dūřmesi ve daha dūřuk üretim gūvenirlikleri nedeniyle ilgiyi gene ısı pompaları ūzerine toplamıřtır.

2.2 Konuyla İlgili Yapılmış Araştırmalar

Alabama'daki dikey-toprak kaynaklı ısı pompası çalışmaları, gūney iklimli bōlgelerdeki dikey toprak-kaynaklı ısı pompalarının kabul edilir çalışma karakteristiklerini belirlemeye bir ūrnektir. Bu alışmada, Alabama'daki 150m² kurulu bir alandaki ısıtma ve soğutma performansı verilmiştir. Sistem, Mayıs 1988'de kurulmuştur. 30 yıllık eski yapının ısıtma ve soğutma yūykeri, 13kW ve 10 kW'tır. Su-hava ısı pompası, soğutmada %10'un altında bir verimle ve ısıtmada %15'in altında bir verimle çalışmıştır. Bununla birlikte enerji kullanımı ve talep ūnemli bir ūekilde azaltılmıştır. Yapının 1989'da yerel ikamet vergisine bağlı olarak, en yūysek 98.15\$ (şubat) ve en dūřuk 66.65\$ ile ortalama aylık faturası 83\$'dır (Kavanaugh,1992).

10-40 m. derinlikte dikey borular kullanılarak topraktaki mevsimlik depolama ile gūneř kaynaklı ısı pompaları hakkında geniş bir araştırma programı, İsveç'te birkaç yıldır devam etmektedir. Bu çalışmada, iki deneysel çalışmanın bazı başlıca sonuçları sunulmaktadır (Franck.and Berntson,1985).

Claesson and Eskilson (1986), ısı kaynağı olarak toprağın kullanıldığı ısı pompalarında, ısının çekilmesi esnasında, toprak içerisine yerleştirilmiş ısı değiştiricilerinin ısı analiz ve boyutlandırma kuralları

hakkında bilgiler vermişlerdir. Kuyulu sistem olarak adlandırılan sistemlerin, özellikle ABD ve Kanada'da mevcut olduğu ve İsviçre'de ise 5000'e yakın uygulaması bulunduğu açıklanmıştır. Bu çalışmada ısı depolama sistemi olarak kuyu içerisine yerleştirilmiş U şeklinde borular kullanılmıştır. Kuyuların derinliği 40-150 m, çapları 0.075 m ile 0.11 m arasında değişmektedir. Çalışmada, kuyudan ısı çekilmesi veya kuyuya ısı ilavesinin analizi yapılmıştır. Toprağın fiziksel özellikleri, iklim değişimleri, jeotermal eğim ve yer altı sularının sistem üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Kuyuda meydana gelen ısı işlemler, kuyu ısı direnci ile ifade edilmiştir. Çekilen ısı miktarının, gerekli ısı çekme sıcaklığı ile ilişkisi formüllerle verilmiştir. Toprağın ortalama ısı iletkenliği, kuyunun ısı direnci ve ortalama kararlı toprak sıcaklığı gibi üç önemli parametrenin esas olduğu bir metot sunulmuştur (Claesson and Eskilson,1988).

Eskilson and Hellström (1987), 25 kuyulu bir ısı deposu için bir analiz geliştirmişlerdir. Depoya birkaç gün boyunca yaklaşık olarak sabit 100 kW'lık bir ısı enerjisi ilave edilerek birbirine paralel 25 kuyuda ısı taşıyan suyun giriş ve çıkış sıcaklıkları ölçülmüştür. Bu çalışmada sıcaklık ölçümlerinden faydalanılarak kuyu cidarı ve akışkan arasındaki ısı direnç ve ortalama efektif ısı iletim katsayısı bulunmuştur. Geliştirilmiş olan analizin matematiksel ifadesi gerçekleştirilmiştir. Efektif ısı iletkenlik üç farklı zaman aralığı için 4.5, 3.8 ve 3.2 W/mK olarak, ısı direnç ise 0.1K/W olarak ölçülmüştür (Eskilson and Hellström,1987).

Giovani (1977), güneş enerjisinin yeraltında mevsimlik depolanmasının önemini ortaya koyarak, 150x150 m²'lik bir yalıtım

tabakası ile kaplanan 100x200 m² alan ve 20 m kalınlıktaki toprağı yer altı deposu olarak incelemiştir. Toprağın ısı iletkenliğı 2 W/mK, depo ile etrafındaki ortam arasındaki sıcaklık farkı 50 °C olarak tahmin edildiğinde, aşağıya doğru ve yanal yüzlerden kaybolan yıllık ısı miktarının 5.000.000 MJ olduğı hesaplanmıştır. Toplam güneş enerjisi, 22 500 m²'lik ve % 30 verimli toplayıcı için, 56.000.000 MJ/yıl olarak tahmin edilmiştir. Bu çalışmaya göre toplam yıllık ısı kaybı, toplanan enerjinin yaklaşık olarak % 10'nu kadardır. Bu sistemlerde, asıl zorluğun toprak altındaki depoya enerji ilavesinden çok kışın geri çekilmesi olduğunu belirtilen çalışmada, mevsimlik depolamada alternatif depolama ortamları teklif edilmiş ve bu ortamların yarar ve sakıncaları ortaya konmuştur. Önemli bir depolama ortamı, kuru toprak içerisinde suni olarak ıslatılmış topraktır. Islak toprağın yüksek ısı iletkenliğini kullanarak ısı geçişini artırmak, deponun etrafındaki kuru toprağın düşük ısı iletkenliğı nedeniyle de çevreye olan ısı kaybını azaltmak amaçlanmıştır (Giovani, 1977).

Goswami and Dhaliwal (1985), 1.83 m veya daha fazla derinlikteki yer altı toprak sıcaklığını kullanan tekniklerin ısı aktarım analizini sunmuşlardır. Bu çalışmada geliştirilen bir bilgisayar simülasyonu yardımıyla, yeraltındaki borudan geçen havanın sıcaklığı hesaplanmıştır. Hava sıcaklığı, nem, toprak sıcaklığı, toprağın fiziksel özellikleri, borunun geometrik özellikleri ve hava akış hızına bağılı olarak belirlenmiştir. Yapılan deneylerde 0.3 m çapında, 25 m uzunluğunda ve 2.1 – 2.4 m derinlikte toprak içerisine gömülmüş plastik borular kullanılmıştır. Deney sonuçları ile teorik sonuçların uyumu grafiklerle gösterilmiştir (Goswami and Dhaliwal, 1985).

Kenisarin et al. (1988), Taşkent'in iklim şartları için, mevsimlik ısı depolu, merkezi güneş ısıtma sisteminin modellenmesini yapmışlardır. Toplam ısı yükü 1000 MWh/yıl olan 50 konutlu bir sitenin incelendiği çalışmada, mevsimlik depo olarak toprağa gömülmüş silindirik bir depo kullanılmıştır. Düz güneş toplayıcılarının kullanıldığı modellemede, toplayıcı eğimi 27° alınarak, 5000 m^3 depo hacmi ve 1150 m^2 toplayıcı yüzey alanı için, güneş katkısı $F=0.50$ olarak tespit edilmiştir (Kenisarin et al., 1988).

Wijsman and Havinga (1985,1988), Hollanda'nın güney kesiminde bulunan Groningen kasabasındaki mevsimlik ısı depolamalı ısıtma sistemi hakkındaki bilgileri sunmuştur. Groningen ısıtma sistemi, 1984 Sonbaharı'ndan itibaren çalışmaktadır. Duct National Solar Energy Research Programı tarafından finanse edilen proje, 9 blokluk toplam 96 güneş evinden oluşmuştur. Konutlar mükemmel şekilde yalıtılmıştır ve tasarım şartlarında ısı yükü 6.3 kW, toplam ısı yükü ise 1200 MWh/yıl'dır. Her bir ev için 25 m^2 'lik Philips VTR-261 toplayıcısı kullanılmıştır ve toplam toplayıcı yüzey alanı 2400 m^2 'dir. Depolama sistemi günlük ve mevsimlik depolamadan ibarettir. Günlük ısı deposu, mevsimlik ısı deposunun merkezine yerleştirilmiş 100 m^3 'lük su tankı, mevsimlik ısı deposu ise $23\ 000 \text{ m}^3$ 'lük topraktır. Toprak, ince kil tabakalı ve kömür ile kaplanmış suya doymuş kumdur. Mevsimlik deponun yalnızca üst yüzeyi yalıtılmıştır. Toprak içerisinde düşey yerleştirilmiş ısı değiştiricisi, U şeklindedir ve esnek poliüretan malzemedен imal edilmiştir. Güneş evleri ve mevsimlik ısı deposu arasındaki dağıtım şebekesi 1900 m uzunluğundadır. Mevsimlik ısı depolamalı ısıtma sisteminde, tasarım için geliştirilmiş bir bilgisayar

simülasyon programı kullanılmıştır. Bu programda güneş enerjisi katkısının 310 kWh/m^2 olduğu ve toplayıcı yıllık veriminin % 48 olduğu belirlenmiştir. Ayrıca, simülasyon değerlerinde mevsimlik ısı deposunun $30 - 60 \text{ }^\circ\text{C}$ arasında çalışacağı ve sistemin toplam elektrik tüketiminin 77 MWh (800 MWh/konut) olduğu belirlenmiştir. Proje tamamlandıktan sonra sistem performansı için detaylı ölçümler yapılmıştır. Yapılan ölçümlerde bu CSHPSS tesisinin ilk yılında güneş katkısının 439 MWh , ikinci yılında 584 MWh , üçüncü yılında ise 628 MWh olduğu belirlenmiştir. Tasarım değeri ile karşılaştırıldığında bu değer %14 daha küçük olduğu saptanmıştır. Düşük güneş katkısının, güneş toplayıcılarından beklenenden daha düşük verim ve ısı deposundaki ısı kayıplarının beklenenden daha yüksek olmasından kaynaklandığı belirlenmiştir (Wijnsman and Havinga, 1985).

Hughes ve diğ.(1985) tarafından yapılan bir çalışmada, New York'da binalara ait toprak kaynaklı ısı pompası sistemleri için teknik ve ekonomik potansiyelini oluşturmak için çok evreli gösterimin kaydedilmiş raporlarını sunulmuştur. Isıtma ve soğutma yeterliliği ve evsel sıcak su, 1982-84 periodları esnasında yedi ila dokuz yerlerinde kaydedilmiştir. Bu gösterim, ticari bir şekilde mevcut binaya ait toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinin, New York'un kuzey iklim ve toprak karakteristiklerindeki (ortalama olarak 2.5-3 olan mevsimlik ısıtma yeterliliğinde) oluşumu göstermektedir. Toprak kaynaklı bu sistem bu bölgeye uygun görülmektedir. Teknolojinin elektriksel talep karakteristikleri de, çekicidir. Kısaca, kuzey iklimde, bu gösterim, binalara ait toprak kaynaklı ısı pompası sistemleri hakkında bir hayli teknik yetersizliği kaldırmıştır. Bununla birlikte, yerel koşullar ve

müteahhitlerin deneyimlerinin farklı olması, toprak kaynaklı sistemlerdeki yerleştirme maliyetlerindeki belirsizliğine sebep olmaktadır. Yeterliliği arttırmak, daha düşük maliyet ve Amerika'nın kuzey iklimlerinde elektrik talebini azaltmak için her iki teknoloji ve uygulamalar için yenilik mevcuttur (Hughes et al.).

Bu çalışmada, kuzey iklimlerde, bu gibi sistemlerin çalışması için tasarlanmış su kaynaklı ısı pompası ile toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinin yeterlilikleri incelenmiştir. Bu projenin amacı, hem ısı pompası paketini hem de toprak serpantinini tasarımı iyileştirerek toprak kaynaklı sistemlerinin maliyet dönüşüm süresini minimize etmektir. Bu amacı başarmak için, örnekleme aletlerinin sayısı, ısı pompasının yeterliliği ve maliyeti ve toprak serpantininin yeterliliği analiz edilmelidir.

Catan and Baxter (1985)'ın çalışmasına göre, Pittsburgh,'da 167 m² bir ev için TKIP (yatay toprak serpantinleriyle su-kaynaklı ısı pompası) sistemlerinin maliyet dönüşüm süresi, 7 yıl ekonomik süre için azaltılmıştır. Göreneksel hava-kaynaklı ısı pompası ile ilişkili, iyileştirilmiş TKIP sistemi için basit geri ödeme süresi 3 yılın altındadır. Bu iyileştirmeden meydana gelen su-kaynaklı ısı pompası paketi ısıtma yeterliliği (COP), yaklaşık %20 den daha yüksek ve soğutma yeterliliği yaklaşık %23'den daha fazla ise onun göreneksel karşı parçasından %21 daha çok maliyet için hesaplanmaktadır. Modellenen TKIP sistemlerinde, yıllık enerji tasarrufunun, aynı yerleştirme maliyeti olurken göreneksel ısı pompası çerçevesinde tasarım edilmiş bir sistemle karşılaştırılan yaklaşık %11 olacağı önceden tahmin edilmektedir (Maliyet farkı, daha küçük toprak serpantine bağlı olan tasarruf içinde yapılmaktadır). Daha küçük

TKIP sistemi yeterlilik iyileştirilmesi, daha uzun toprak serpantini kullanılarak yapılmaktadır. Bu çalışmanın ana sonucu; TKIP sistemi yeterlilik iyileştirmesi.

Bugünkü toprak serpantin tasarım yöntemleri, toprak teorisine bağlıdır. Maalesef, bu yöntemler, toprak serpantin yeterliliği üzerine olan kötü etkilere sahip faktörlerin sayısı-nem hareketi ve kuruluk, yüzey etkileri, vs.- için sayılamaz. Sonuçta, bu faktörleri içeren toprak serpantin bilgisayar modellerinin, geliştirilmesi zorunludur. Küçük ölçekli deneysel yöntemler, toprak serpantininin özel toprak çevresinde nasıl oluşturulacağını hızlı ve ucuz bir şekilde belirlemek için gereklidir. Küçük ölçekli testler, alan verilerinden alınamayan bilgisayar modeli gelişmelerindeki yardımı almak için değerli bilgileri de sağlar.

Couvillion (1985), bu çalışmada, küçük testler için analitik temelleri geliştirmektedir. Birkaç ispatlanmış ve potansiyel uygulamalar da sunulmaktadır. Yeraltı elektrik kablo kapasitesini belirlemek için kullanılan termal problemlerin çalışması tartışılmaktadır. Örneğin; soğutma mevsimi esnasında toprak serpantinlerini simulate etmek için kullanılmakta olan ve bazı değişikliklerle problemler, ters çevrimli kullanılabilen toprak kaynaklı ısı pompalarının ısı pompalarının yıllık dönüşümünü simulate etmek için kullanılmaktadır. Laboratuvar simülasyonlarının çalışması da tarif edilmektedir. Bu simülasyonlar, listelenmiş faktörlerin çoğundan ve de her bir faktörün etkilerini izole etmeden sorumlu olamaz. Isı pompasının uğramış olduğu yıllık dönüşüm, 2.3 günde simulate edilmektedir. Etkileri izole etme ve kısa bir zaman içinde testleri tamamlama yeteneği, bilgisayar model gelişmesi ve

deneysel iyileştirme çalışmaları için yararlı laboratuvar simülâtör aletlerini gerekli kılar.

Parker et al. (1985), bu çalışmada, ASHRAE'nin 9.4 ve 6.9 Teknik Komitesinin sponsorluğunda ASHRAE Araştırma Projesi RP-366 esnasında geliştirilen Design/Data Manual for Ground-Coupled Heat Pumps (Yer bağlantılı Isı pompaları için Tasarım/Veri El kitabı) vermişlerdir. El Kitabında, pratik tasarım mühendislerini yönlendirir, özel bir tasarım prosedürünü geliştirmek için teşvik etmez. El kitabı, toprak, malzeme ve ölçümlendirme ile yerleştirme sistemleri için teknikler hakkında mevcut bilgilerdeki boşlukların doldurulması amaçlanmıştır. (Parker et al.,1985)

Yurt dışında yürütölen bu çalışmalara paralel olarak, ölkemizde aşğıdaki çalışmalar gerçekleştirilmiştir.

Kaygusuz ve diğ. (1992) tarafından Türkiye'nin Karadeniz bölgesinde evsel ısıtma için enerji depolama ile güneş destekli ısı pompasının yeterliliğı üzerine bir çalışma yapılmıştır. Bu çerçevede, depolamayla güneş destekli ısı pompası sistemi ve depolamayla paralel ısı pompası sistemi, deneysel bir şekilde araştırılmakta ve karşılaştırılmaktadır. Deneysel ekipmanlar, 30 m² güneş kolektörları, ısıtma amaçlar için 75 m² alan ile bir laboratuvar, iki evaporatör (hava- ve su-kaynaklı) ve bir kondenserli ısı pompası, bir su sirkölasyon pompası ve diğör ölçüm ekipmanlarından oluşmuştur. Deneysel sonuçlar, kullanılan iki ısı pompası sistemi için 1991'in ısıtma mevsiminde Aralık, Ocak, Şubat, Mart, Nisan ve Mayıs'ta alınmaktadır. Deneysel alınmış sonuçlar, ısıtma mevsimi esnasında, kolektör etkisini, ısı pompası etki katsayısı, sistem etki katsayısı, depolama etkisi ve sistemin toplam enerji

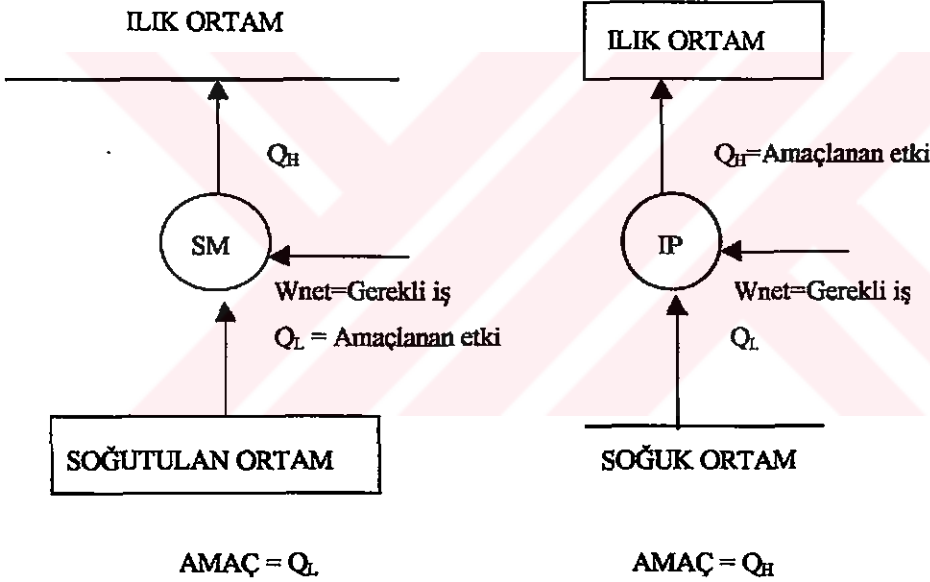
tüketimi hesaplamak için kullanılmaktadır. Kolektör etkisini, ısı pompası etki katsayısı, sistem etki katsayısı, depolama etkisi değerlerinin anlamı, % 70, 4.2, 4.0 ve 60 civarında olacaktır.



3. TEMEL BİLGİLER

3.1 Isı Pompalarının Temel Prensibi

Isı pompalarının temel prensibi olarak termodinamiğin ikinci kanunu kullanılır. Isı pompası, düşük sıcaklıktaki ısı kaynağından toplanan ısıyı yüksek sıcaklığa transfer edebilmek için yardımcı bir enerji kaynağına ihtiyaç duyar. Bu durumda ısı pompalarının çalışması, zorlanmış bir ısı transferi şeklinde yorumlanabilir.

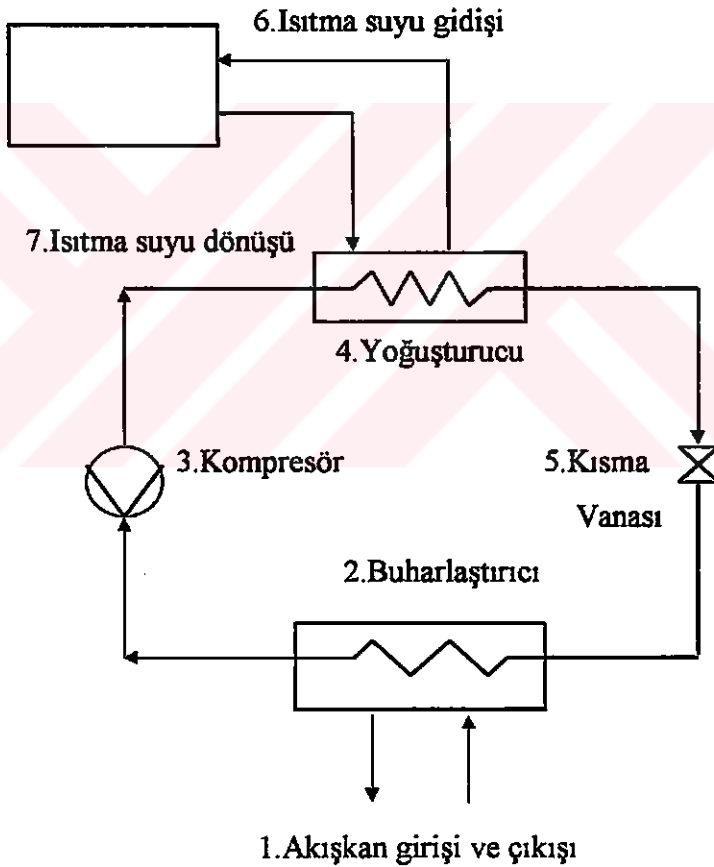


Şekil 3.1 Soğutma Makinası İle Isı Pompası Amaç Karşılaştırılması

Günümüzde soğutma makineleri herkesçe bilinmektedir. Soğutma makineleri ile ısı pompaları arasında temel prensip açısından fark yoktur. Fark amaçtır. Soğutma makinelerinde amaç “soğutmak”, ısı pompalarındaki amaç ise “ısıtmaktır”.

3.2 Isı Pompasının Çalışma Prensibi

Isı pompasının elemanları; buharlaştırıcı, kompresör, yoğuşturucu ve kısma vanasıdır. Burada soğutucu akışkan olarak adlandırılan çevrim akışkanını buharlaştırılır, sıkıştırılır, yoğuşturulur ve genişletilir. Buharlaştırılan akışkan kompresöre gider ve burada sıkıştırılır yani buharın basıncı ve sıcaklığı yükselir. Yoğuşturucuda çevrim akışkanını ısıtma suyuna ısı vererek soğur ve aynı basınçta sıvı hale geçer.



Şekil 3.2 Isı Pompası Çalışma şeması

3.3 Isı Pompası Çevrimleri

3.3.1 Carnot Çevrimi

Ters Carnot çevrimi ile ideal ısı pompası çevrimi gerçekleştirmek ve iki sıcaklık arasında yüksek verim almak mümkündür. Düşük sıcaklıktaki kaynaktan Q_o miktarında ısı alınır ve çevrim akışkanı aracılığı ile yüksek sıcaklıktaki ısı deposuna (ısıtılacak ortama) Q_c ısı transfer edilir. Şekil 3.3'deki T-S diyagramı iki eş sıcaklık ve iki eş entropi değişiminden oluşan bir çevrimde;

1-2 arasında tersinir adyabatik (izentropik) sıkıştırma

2-3 arasında sabit sıcaklık ve basınç şartlarında çevreye ısı verme (T_H, p)

3-4 arasında tersinir adyabatik genişleme

4-1 arasında sabit sıcaklık ve basınç değerinde (T_L, P_o) çevreden ısı alma yapılmaktadır.

T-S diyagramında soğutulacak ortamdan alınan ısı 3'-4-1-6, sisteme verilen iş ise 1234 alanına eşittir (Çengel 1996).

$$\beta_{soq} = \frac{143'6alanı}{1.2.3.4} = \frac{T_L(S_1 - S_4)}{(T_H - T_L)(S_1 - S_4)} \quad (3.1)$$

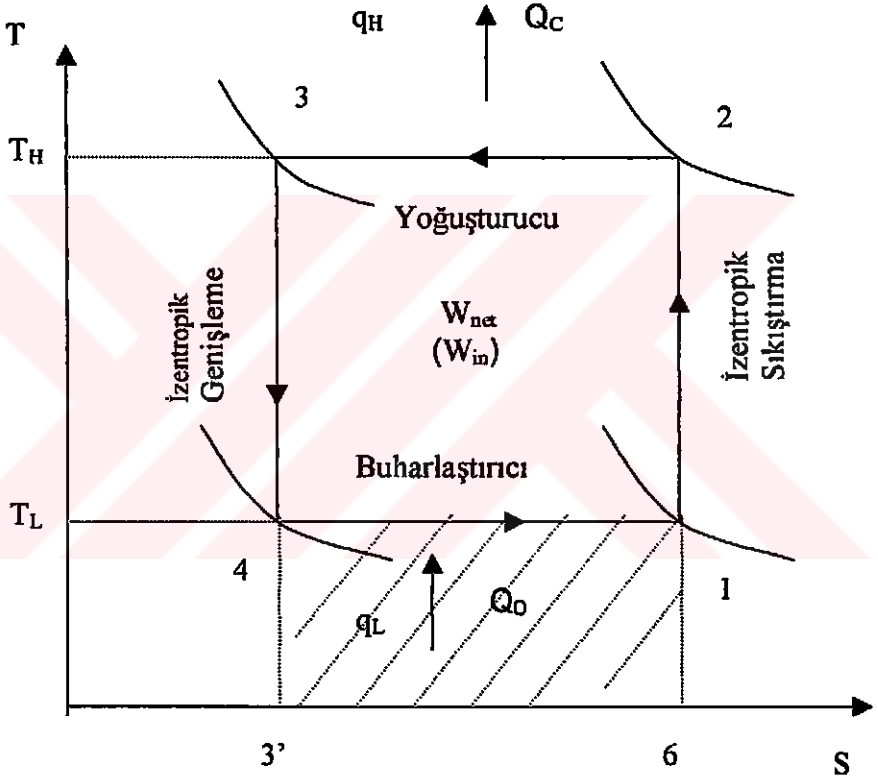
$$\beta_{soq} = \frac{T_L}{T_H - T_L} \quad (3.2)$$

Şekil 3.3'den çevrimin soğutma etki katsayısı

$$\beta_{ec} = \frac{Q_o}{W} = \frac{T_L}{T_H - T_L} = \frac{T_L(S_1 - S_{savı})}{(T_H - T_L)(S_1 - S_{savı})} \quad (3.3)$$

Ayrıca Carnot makinesi için ısıtma etki katsayısını yazacak olursak;

$$\beta_c = \frac{T_H}{T_H - T_L} \quad \text{elde edilir.} \quad (3.4)$$



Şekil 3.3 Carnot çevirimi

Gerçekte (3.2) bağıntısına çarpan olarak ekzerjiden faydalanma oranı (ζ) gelmektedir. Isı pompası ekzerjitik verimi (ζ) faydalı ısı

akısında alınan ekzerji akısının ısı pompası tahrik gücüne oranıdır. O halde gerçekte ısıtma etki katsayısı;

$$\beta_{\text{ısıt}} = \varepsilon = \frac{T_H}{T_H - T_L} \cdot \zeta \quad \text{olmaktadır.} \quad (3.5)$$

$$\beta_{\text{soq}} > \beta_{\text{ısıt}} \quad \beta_{\text{ısıt}} = \frac{2.3.3'.6\text{alanı}}{1.2.3.4\text{alanı}}$$

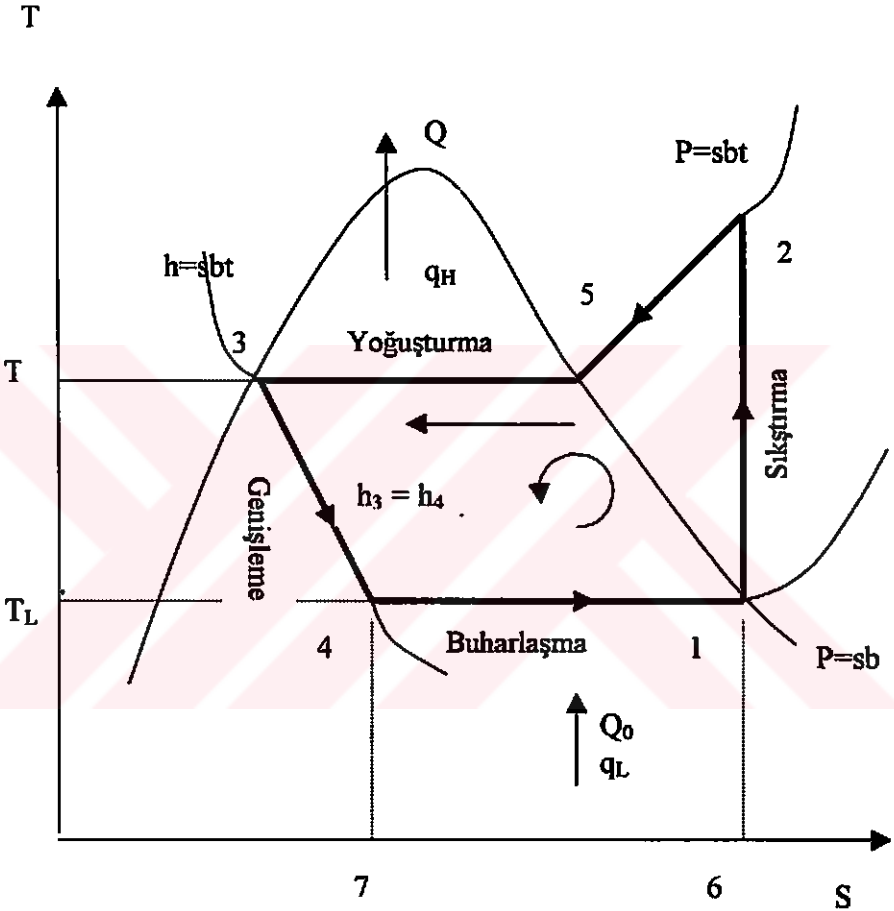
$$\beta_{\text{ısıt}} = \frac{T_H}{T_H - T_L} \quad (3.6)$$

3.3.2 Teorik Çevrim

Tersinir işlemlerden meydana gelen bir önceki şekildeki çevrimde, soğutma etkinliği diğer soğutma çevrimlerine göre en büyüktür. Fakat pratikte bu çevrim gerçekleşemez. Ters Rankine çevrimi soğutma amaçlı kullanılabilir. Bundan dolayı 3-4 arasında gerçekleşen genişleme işi 1-2 sıkıştırma işinin yanında çok küçük kaldığından sisteme katkısı azdır. Bu nedenle genişleme, bir iş yaparak değil soğutucu akışkanın genişleme vanasından geçirilerek genişletilmesi şeklinde olur.

Pratikte oldukça yaygın olarak kullanılan bu çevrim Şekil 3.4' de görülmektedir. Soğutucu akışkan kompresöre 1 halinde doymuş buhar olarak girer ve izentropik olarak yoğunlaştırıcı basıncına sıkıştırılır. Sıkıştırma işlemi sırasında, soğutucu akışkanın sıcaklığı çevre ortam sıcaklığının üzerine çıkar. Soğutucu akışkan daha sonra 2 halinde kızgın buhar olarak yoğunlaştırıcıya girer ve 3 halinde doymuş sıvı olarak ayrılır.

Yoğuşma sırasında akışkandan çevreye ısı geçişi olur. Soğutucu akışkanın sıcaklığı 3 halinde de çevre sıcaklığının üzerindedir. Doymuş sıvı halindeki akışkan daha sonra bir genişleme vanası veya kılcal



Şekil 3.4 Teorik Çevrim

borulardan geçirilerek buharlaştırıcı basıncına kısılır. Bu hal değişimi sırasında soğutucu akışkanın sıcaklığı, soğutulacak ortamın sıcaklığının altına düşer. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıya 4 halinde kuruluk derecesi düşük bir doymuş sıvı buhar karışımı olarak girer ve soğutulan ortamdaki ısı alarak tümüyle buharlaşır. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan doymuş

buhar halinde çıkar ve kompresöre girerek çevrimini tamamlar (Çengel 1996).

Bu çevrimin hal değişimi şöyledir;

- 1-2 Kompresörde izantropik sıkıştırma (S-sabit, tersinir adyabatik)
- 2-5 Sabit basınçta yoğuşarak doymuş buhar haline geçme
- 5-3 Sabit basınçta ve sabit sıcaklıkta yoğuşurma
- 3-4 İzantropik genişleme (h sabit)
- 4-1 Sabit basınç ve sıcaklıkta buharlaşma

Bu işlem boyunca buharlaştırıcı ortamdan alınan ısı miktarı,

$$q_L = Q_0 = h_1 - h_4 \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3.7)$$

Yoğuşurucudan ortama verilen ısı miktarı,

$$q_H = q = h_2 - h_3 \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3.8)$$

Gerekli iş ise ;

$$W_{in} = W = h_2 - h_1 \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3.9)$$

Bu değerler hem ısıtma, hem de soğutma da çevrimin etki katsayılarının hesaplanmasında yararlanır. Isıtma etki katsayısı;

$$\beta_{ısıt} = \varepsilon = \frac{Q}{W} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} = \frac{q_H}{W_{in}} \quad (3.10)$$

Benzer olarak ısıtma etki katsayısını Carnot çevrimine göre yazacak olursak,

$$\beta_{\text{ısıtıcı}} = \varepsilon_c = \frac{T_H}{T_H - T_L} \quad (3.11)$$

daha önce bulduğumuz denklemi elde ederiz. Ancak burada;

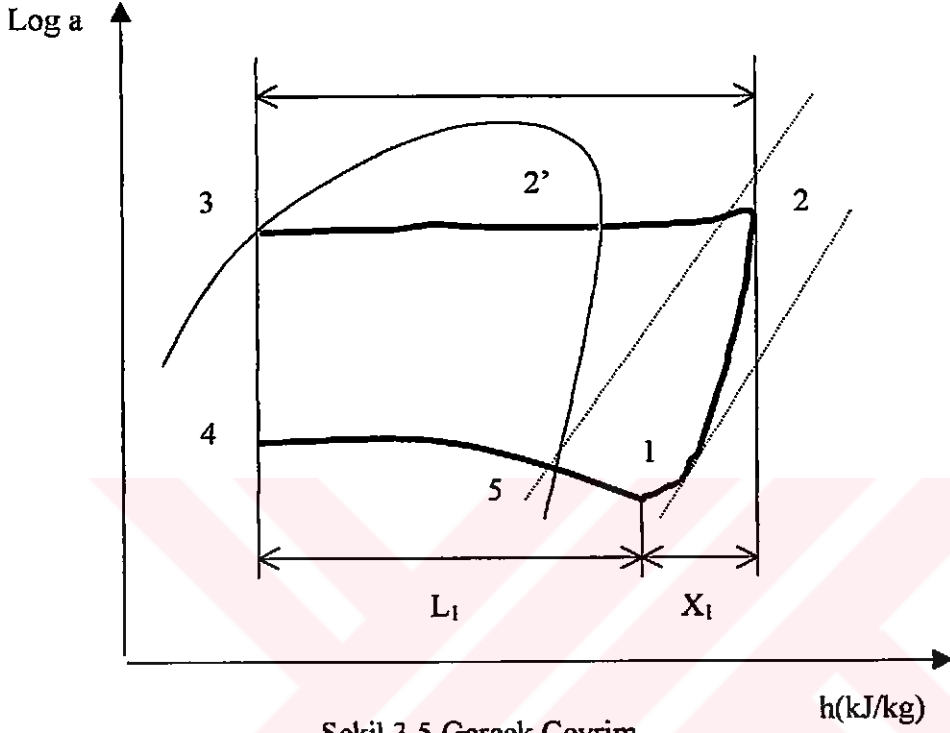
T_H = Yoğuşturma sıcaklığı (Yüksek sıcaklıktaki ısı enerji deposu sıcaklığı)

T_L = Buharlaşma sıcaklığını (Alçak sıcaklıklardaki ısı enerji depo sıcaklığı) ifade eder.

3.3.3 Gerçek Çevrim

Sistemdeki kayıplar (ventillerde, kompresörün emme basma borularındaki basınç kayıpları, akışkan sürtünmesi, mekanik sürtünme, sıkıştırmadaki kayıplar vb.) çevrimin ideal akışını değiştirmekte ve böylece prosesin etkinliği azalmaktadır.

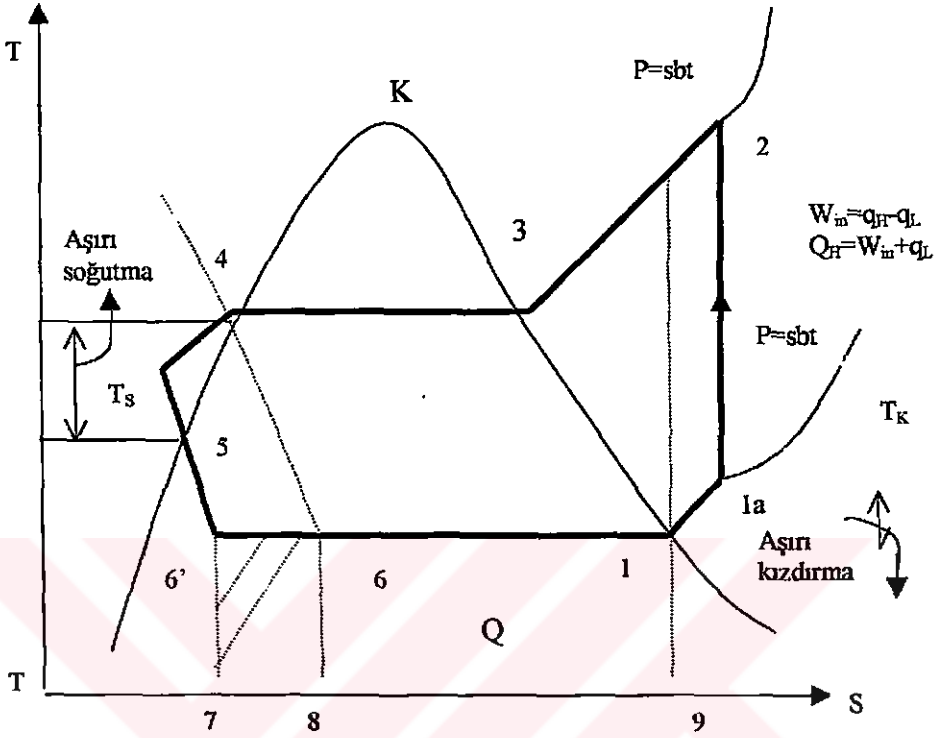
Adyabatik noktasında gözlenebilen hiçbir ısı değişimi meydana gelmez. Bu durum, yoğuşma sıcaklığı kompresörün çevre sıcaklığının üstünde ve buharlaştırıcı sıcaklığı bu sıcaklığın altında olduğu zaman geçerlidir. Emilen çevrim akışkanı buharın 5 noktasından 1 noktasına (Şekil 3.5)'de kızdırılması buharlaştırıcıda yapılır. Kompresörün hiçbir sıvı çevrim akışkanını emmemesi için bu işlem gereklidir.



3.3.4 Teorik Çevrimden Sapmalar

3.3.4.1 Aşırı Kızdırma

Tüm işletme durumlarında kompresörün çalışmasını ıslak buhar bölgesinde yapmaktan kaçınmak için aşırı kızdırma yapılır. Şekil (3.6)' da aşırı kızdırma ve soğutmalı ısı pompasının T-S diyagramı görülmektedir.



Şekil 3.6 Aşırı Kızdırma

İdeal çevrimin aksine soğutucu akışkanın sıcaklığı 1 noktasından 2 noktasına, yani sıkıştırma süresince yoğuşma sıcaklığının oldukça üzerine çıkmaktadır. Çünkü sıkıştırma basıncında soğutucu akışkan doymuş buhar halinde bulunmalıdır. Zira kompresör silindirine sıvı soğutucu akışkanın girmesi, kompresöre zarar veren sıvı darbelerin doğmasına neden olur. Her aşırı kızdırma etki katsayısını düşürür, bu yüzden mümkün olduğunca düşük tutulmalıdır (Çengel 1996).

Kızdırma ısısı;

$$h_k = h_{1a} - h_1 \text{ olarak belirlenir.} \quad (3.12)$$

3.3.4.2 Aşırı Soğutma

Akışkanın genişleme vanasında kısılmasının neden olduğu kaybın tümü genişleme kaybı olarak adlandırılır. Bu kayıp, sıvı soğutucu akışkan ısıtıcısı T_s sıcaklığında bir aracı akışkana verilebilirse ki $T_s < T$ olmak zorundadır. Bu durumda sıvı soğutucu akışkan 4 noktasındaki T sıcaklığından 5 noktasındaki sıcaklığa kadar soğutulabilir. Şimdi sabit entalpiye ki değişim 5 noktası ile 7 noktası arasındadır. Fazladan tahrik işi sarf etmeksizin çekilen Q_0 ısı artar. Kazanılan bu yeni ısıya yani;

$$h_s = h_4 - h_5 \quad (3.13)$$

değerine “ aşırı soğutma ısı” denir. Her aşırı soğutma kompresör tahrik değerini değiştirmeden, faydalı ısıtma gücünü artırır. Etki katsayısı daha iyi olur.

3.3.5 Kompresörlü Isı Pompasının Termodinamik Analizi

3.3.5.1 Basınç oranı

Basınç oranı, yoğuşma basıncının buharlaşma basıncına oranıdır.

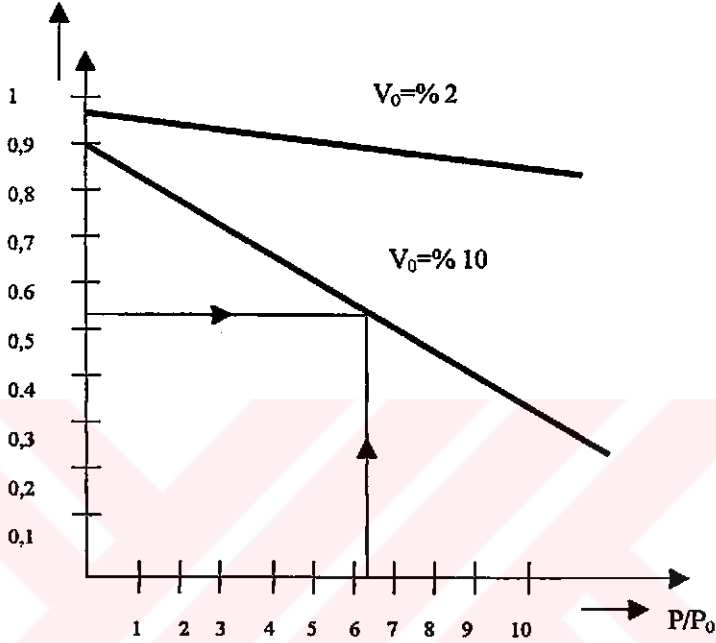
$$\pi = \frac{P}{P_0} \quad (3.14)$$

Basınç oranı ısı pompasının buharlaşma ile yoğuşma sıcaklıklarına ve kullanılan çevrim akışkanına bağlıdır.

3.3.5.2 Doldurma Derecesi

Doldurma derecesi kompresörün verdiği gerçek buhar debisinin V_g (m^3/s), geometrik strok hacmi debisine V_H (m^3/s) oranıdır.

$$\lambda = \frac{V_B}{V_H} V_H \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (3.15)$$



Şekil 3.7 Basınç ve Doldurma oranları

Kompresörün p basma basıncının, p_0 emme basıncına oranı ne kadar büyükse, bu doldurma derecesi o kadar küçük, yani kötü olmaktadır. Şekil (3.8) de doldurma derecesinin basınç oranı (π) ve V_0 ölü hacmine olan bağılılığı görülmektedir. Buradan artan V_0 zararlı hacminin, doldurma derecesini önemli ölçüde azalttığı ortaya çıkmaktadır.

3.3.5.3 Volumetrik Verim

Doldurma derecesinin yanında çoğu zaman kompresörün indikatör diyagramında bulunan ve sadece subap kayıplarını ve ölü hacmin içerisinde kalan soğutucu akışkan buharının genişleme kaybını içeren volumetrik (hacimsel) verim de kullanılır. Kompresör küçüldükçe, ölü hacmin strok hacmine oranı büyür ve volümetrik verim kötüleşir.

3.3.5.4 Buharlaşma Isı Akışı (Q_0)

Q_0 buharlaşma ısı akışı ısı pompasının buharlaştırıcı aracılığı veya ısı kaynağından çekilen ısı akısıdır. Buna soğutma gücü de denir. Q_0 ile gösterilir.

$$Q_0 = m_K (h_1 - h_4) \quad \text{kW} \quad (3.16)$$

olarak belirlenir.

3.3.5.5 Soğutucu Akışkanın Kütleli Debisi

Soğutucu Akışkanın m_K kütle debisi, V_H geometrik strok hacmi debisi, λ doldurma derecesi ve kompresör tarafından emilen soğutucu buharın V_1 özgül hacmi ile elde edilir.

$$m_K = V_H \cdot \lambda \cdot \frac{1}{V_1} \quad (\text{kg/s}) \quad (3.17)$$

$$\lambda = \frac{V_g}{V_H} \quad (3.18)$$

$$\lambda m_K = V_g \cdot \lambda_1 \quad V_g = \lambda \cdot V_H \quad (3.19)$$

$$Q_0 = V_H \cdot \lambda \cdot \frac{h_1 - h_3}{V_1} \quad (\text{kW}) \quad (3.20)$$

$$q_{ov} = \frac{h_1 - h_3}{V_1} = \text{hacimsel soğutma gücü} \quad (3.21)$$

V_H = Geometrik strok hacmi (m^3/s)

V_1 = Emilen soğutucu akışkanın buharlaşma sıcaklığındaki özgül hacmi (m^3/s)

h_3 = genişleme vanasından önceki sıvı akışkanın entalpisi (kJ/kg)

h_1 = buharlaştırıcıdan sonraki soğutucu akışkan buharının entalpisi (kJ/kg)

3.3.5.6 Hacimsel Soğutma Gücü (q_{ov})

q_{ov} hacimsel soğutma gücü kW olarak buharlaştırıcı ısı akısının (soğutma gücünün) m^3/s olarak emilen soğutucu akışkan buharının debisine oranıdır.

$$q_{ov} = \left(\frac{kW}{m^3/s} = \frac{kJ}{m^3} \right) \quad \frac{kJ}{s} \cdot \frac{s}{m^3}$$

bu durumda

$$q_{ov} = \frac{h_1 - h_3}{V_1} \quad \frac{\frac{kJ}{kg}}{\frac{m^3}{kg}} \quad (kJ/m^3)$$

bir önceki eşitlik aşağıdaki şekilde de yazılabilir:

$$Q_0 = V \cdot \lambda \cdot q_{ov}$$

Buradan volumetrik (hacimsel) soğutma gücü aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$q_{ov} = \frac{Q_0}{V \cdot \lambda} \quad (\text{kW/m}^3/\text{s} \cdot \text{kJ/ m}^3) \quad (3.22)$$

3.3.5.7 Yoğuşturucu – Isı Akısı (Q)

Isı pompalarında Q yoğuşturucu – ısı akısı (ısıtma gücü), Q_0 buharlaştırıcı ısı akısından (soğutma gücü) çok daha önemlidir. Q_0 yoğuşturucu – ısı akısı pompası tarafından verilen ısı akısıdır. Teorik olarak çevreden çekilen Q_0 ısı akısı ile P tahrik gücünün toplamıdır.

$$Q = Q_0 + P \quad (\text{kW}) \quad (3.23)$$

$$Q = m_K \cdot (h_2 - h_3) \quad (\text{kW}) \quad (3.24)$$

ve soğutucu akışkanın kütleli debisi

$$m_K = V \cdot \lambda \cdot \frac{1}{V_1} \quad (\text{kg/s}) \quad (3.25)$$

böylece

$$Q = V \cdot \lambda \cdot \frac{h_2 - h_3}{V_1} \quad (\text{kW}) \text{ elde edilir.} \quad (3.26)$$

$\frac{h_2 - h_3}{V_1}$ ifadesi hacimsel soğutma gücü (q_v) olarak adlandırılır.

$$q_v = \frac{h_2 - h_3}{V_1} \quad (\text{kJ/m}^3, \text{kW/m}^3 \cdot \text{s}) \quad (3.27)$$

buna göre yoğuşturucu ısı akısı şöyle yazılabilir.

$$Q = V \cdot \lambda \cdot q_v \quad (3.28)$$

3.3.5.8 Kompresör Kayıpları

Ekserji harcamasıyla yoğuşturucuya akan çevrim akışkan buharlarının içerilmediği bir kompresörün faydalı ısı akısı değişir. Ayrıca

kompresör ile yoğuşturucu arasındaki basınç borusu yolu ile ve yoğuşturucunun üst yüzeyi yolu ile ısı kaybı olur.

Bunu Q_K ile gösterirsek

Böylece Q_F faydalı ısı akısı ;

$$Q_F = Q - Q_K \quad (3.29)$$

$$Q_F = Q_0 + P - Q_K \quad (\text{kW}) \quad (3.30)$$

Buradan kompresörün termik verimi η_t aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\eta_t = \frac{Q_F}{Q} \quad \text{veya} \quad Q_F = Q \cdot \eta_t \quad (3.31)$$

$$Q_F = (Q_0 + P) \cdot \eta_t \quad (\text{W}) \quad (3.32)$$

Kompresörün "P" Elektrik Tahrik Akısı

Q_0 buharlaştırıcı akısı bilinirse buradan P tahrik gücü bulunabilir.

Bu durumda

$$P = \frac{Q_0}{q_b \cdot \eta_{KT}} \quad (\text{W}) \quad \text{veya} \quad P = \frac{Q_0}{\frac{h_1 - h_3}{h_2 - h_1} \cdot \eta_{KT}} \quad (3.33)$$

q_b bağıl özgül buharlaştırıcı ısı akısıdır.

Değeri;

$$q_b = \frac{h_1 - h_3}{h_2 - h_1} \quad \text{dir.}$$

$$P(h_1 - h_3) = Q_0(h_2 - h_1) \quad \frac{P}{Q_0} = \frac{h_2 - h_1}{h_1 - h_3} \quad (3.34)$$

ısı pompalarında q_{I_p} bağıl özgül yoğuşturucu ısı akısı kullanılabilir.

η almadan,

$$q_{I_p} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad \frac{P}{Q(q_H)} = \frac{h_2 - h_1}{h_2 - h_3} \quad P = \frac{Q}{q_{I_p} \cdot \eta} \quad (\text{W}) \quad (3.35)$$

3.3.5.9 Isı Pompalarında Kullanılan Etkinlik ve Verim Tanımları

Enerjinin ne denli verimli kullanıldığının belirlenmesinde, verimlilik (veya etkinlik) ile ilgili kavramların ve bunların standart değerlerinin bilinmesi büyük önem taşır. Hepbaşlı (1999) tarafından yapılan bir çalışmada, ısı pompalarında kullanılan etkinlik ve verim tanımları geniş kapsamlı olarak ele alınmıştır.

Bu bağlamda, farklı model ve marka cihazların performansını kıyaslayabilmek için göz önüne alınan temel üç yol vardır (Lund, 1988):

- Evin ısıtılması veya soğutulması için cihazın ne kadar enerji tükettiği; verim
- Cihazın varlığının ne kadar hissedildiği; ses düzeyleri
- Cihazın sağladığı his; konfor

Bu çerçevede, 1992 yılında, Amerika'da tüm ısıtma ve iklimlendirme ekipmanları için minimum verim (veya etkinlik) değerleri belirlenmiştir. Bu tarihten önce satın alınan ve montajı yapılan kazan, ısı pompası veya iklimlendirme sistemi gibi HVAC (Isıtma, Havalandırma ve İklimlendirme) ekipmanı, Amerika' daki bugünkü standartlara kıyasla oldukça verimsiz olabilmektedir.

Genel anlamda verim, aynı periyod veya işletme çevrimi boyunca, dinamik bir sistemden (makine veya motor gibi) elde edilen faydalı enerjinin sisteme verilen enerjiye oranıdır. Bu oran, genellikle belirli test koşullarında belirlenir. Konfor sağlayan ekipmanın verimi (veya etkinliği) arabalarda kullanılan litre başına km yakıt tüketimiyle benzerdir. Oran ne kadar yüksek ise, sistem o kadar fazla verimlidir ve böylece yakıt tüketimi daha az olacaktır.

Etki Katsayısı, soğutucu akışkan kullanılan sistemlerin verimini belirlemek için kullanılan temel bir parametredir. Bu terim, ısı pompası gibi, ısıtma verimi veya soğutma veriminin her ikisini belirtmek için kullanılır. *Soğutma için, soğutma etki katsayısı (SEK) adını alır ve birbirine uygun birimlerde, çekilen ısı miktarının kompresöre verilen enerji miktarına oranı olarak tanımlanır.* Başka bir deyişle, cihazın kW soğutma başına ürettiği enerjinin, toplam çektiği enerjiye (kW) oranıdır. *Isıtma için ise, ısıtma etki katsayısı (IEK) adını alır ve uygun birimlerde, elde edilen ısı miktarının, kompresöre verilen enerji miktarına oranı olarak açıklanır.*

EK, aynı zamanda tek (standard veya standard dışı) değerde veya ağırlıklı ortalama (mevsimsel) koşulunda verimi belirlemek için kullanılabilir. Kullanımına bağlı olarak, bu terim; iç ve dış ünite fanları, soğutulmuş su pompaları veya soğutma kuleleri gibi, yardımcı sistemlerin enerji tüketimlerini içerebilir yada içeremez. Kıyaslama amaçları için kullanıldığı zaman, EK ne kadar büyükse, sistem o kadar daha fazla verimlidir. Elektrikli ısıtıcı için $EK = 1$ olduğundan, 1' den daha yüksek değerler, aynı miktarda elektrik enerjisi verilirken, daha fazla ısının elde edildiğini gösterir.

EK, dış hava sıcaklığıyla değişir; sıcaklık düştükçe, EK da düşer. Çünkü ısı pompası daha düşük sıcaklıklarda daha az verimlidir. EK, kompakt ısı pompalarında; ARI (Air-Conditioning and Refrigeration Institute, İklimlendirme ve Soğutma Enstitüsü) standartlarına göre; $- 8.3^{\circ}\text{C}$ ve 8.3°C 'lık iki standart dış hava sıcaklıkları için tipik olarak belirtilir. ARI, Amerika' da, ısıtma, iklimlendirme ve soğutma imalatçılarına içine alan, kar amacı güdmeyen, gönüllülerden oluşan bir organizasyondur. Bu

kuruluş, kullanıcılara standart kıyaslama değerini sunmak amacıyla, ısı pompaları ve iklimlendirme cihazlarının testi ve kapasitelerinin belirlenmesi için standartlar yayınlar.

Isı pompası etki katsayısı ısı pompasının en önemli karakteristik büyüklüğüdür. β ile gösterilir. Yoğuşturucu – ısı akısının tahrik gücüne oranıdır. Yararlanılan ısı akısının tahrik gücünden ne kadar büyük olduğunu gösterir.

$$\beta(\text{COP}) = \frac{Q_o}{P} \quad Q_o = \text{Yoğuşturucu ısı akısı} \quad (3.36)$$

$$P = \text{Tahrik Gücü}$$

veya;

$$\beta = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \cdot \eta_{KT} \quad (3.37)$$

(Q_o ve P büyüklükleri log P-h diyagramı ile bulunursa tahrik motoru toplam verimi ile ilgili η_{KT} verimi göz önüne alınmalıdır. Bu verim C.O.P.'yi düşürmektedir.)

$$\beta = \frac{T_H}{T_H - T_L} \cdot \zeta \quad \text{elde edilir.} \quad (3.38)$$

Bu eşitlik T-S diyagramından elde edilmiştir. Log p-h diyagramının kullanılması ile elde edilen verimin ζ ekzerjetik faydalanma oranı ile aynı ile aynı olmadığına dikkat edilmelidir.

Kompresörün Toplam Verimi;

Toplam verim (η_{KT}); formülde sıralanan verimlerin çarpımından oluşmaktadır.

$$\eta_{KT} = \eta_m \cdot \eta_{el} \cdot \eta_t \cdot \eta_i \quad (3.39)$$

η_m = Mekanik verim

η_{el} = Motor verimi

η_t = Termik verim

η_i = İndike verim

Enerji Verimlilik Oranı (EVO veya EER)

EVO'nun hesaplanmasında kullanılan terimlerin ikisi, EK'da kullanılan iki verimle aynı olup, sadece farklı birimlerde belirtilir. EVO, tüketiciler tarafından daha kolay kullanılması ve anlaşılması amacıyla geliştirilmiştir. Cihazın belirli değerleri için EVO'yu etikete yazmak imalatçılar tarafından yasal bir gereklilik olmuştur. Bu EVO'lar, belirli bir dizi standart sıcaklıklarda, ARI tarafından belirlenen test koşullarında ölçülür (Hepbaşlı ve Ertöz,1999).

EVO, ünite şeklinde klima cihazlarının ve ısı pompası sistemlerinin soğutma verimini belirlemek için genellikle kullanılan bir terimdir. *Bu terim*, verimin, uygun ekipman standardıyla, belirli tek kapasite koşulunda belirlendiğini açıklar ve *net soğutma kapasitesinin*, Q_{ns} (*Btu/h olarak çekilen ısı*) *verilen toplam elektrik enerjisine*, W_{te} (*W*) *oranı olarak tanımlanır.*

$$EVO = Q_{ns} (\text{Btu/h}) / W_{te} (\text{W}) \quad \text{Btu/h-W}$$

EVO' nun birimleri, Btu/W-h 'dır. Bu terimin, iç ve dış ünite fanları gibi yardımcı sistemlerin enerjilerini de içerdiği göz ardı edilmemelidir. Kıyaslama amaçları için, EVO ne kadar yüksekse, sistem o kadar verimlidir. EVO ile EK arasındaki ilişki aşağıda verilmiştir:

$$EK = EVO / 3.412$$

EVO, Amerika'da, federal standartlara göre minimum 9 olarak belirlenmiştir. Bununla beraber, EVO değeri en azından 10.5 olan cihazların kullanılması önerilir.

Isıtma Mevsimsel Performans Faktörü (IMPF veya HSPF; SPFH)

IMPF terimi, ısı pompalarının mevsimsel ısıtma verimini açıklamak için kullanılması hariç olmak üzere, Mevsimsel Enerji Verimlilik Oranı (MEVO veya SEER) terimiyle benzerdir. *IMPF, tüm ısıtma sezonu boyunca, ısı pompasıyla verilen ısı enerjisinin (ek ısıtma dahil), elektrik enerjisi tüketimine oranıdır.* Bir başka deyişle, belirli standard test yöntemini izleyen dış hava koşullarının bir aralığı boyunca ağırlıklı ortalama verimdir. IMPF, aşağıdaki şekilde hesaplanabilir:

$$\text{IMP} = \frac{\text{Isıtma Sezonu Boyunca (ISB) Hacme Verilen Toplam Isı Enerjisi Miktarı}}{\text{ISB Isıtma Sistemi İçin Gerekli Olan Toplam Elektrik Enerjisi}}$$

$$\text{IMPF} = (Q_{\text{IP}} + Q_{\text{IL}}) / (W_{\text{IP}} + W_{\text{IL}})$$

Burada;

Q_{IP} : Isıtma sezonu boyunca ısı pompasıyla verilen ısıtma enerjisi, Btu/h

W_{IP} : Isıtma sezonu boyunca ısı pompasına verilen elektrik enerjisi, W

Q_{IL} : Isıtma sezonu boyunca verilen ilave ısıtma enerjisi, Btu/h

W_{IL} : Isıtma sezonu boyunca ilave ısıtma sistemine verilen elektrik enerjisi, W

EK ile IMPF eşit olarak kıyaslanamaz. Hava kaynaklı bir cihaz IMPF veya EK ve jeotermal bir cihaz; EK ile değerlendirilir. ARI standartlarına göre, hava kaynaklı bir cihaz, iki sıcaklıkta; -8.3°C ile 8.3°C ve jeotermal bir ekipman ise, sadece 0°C su giriş sıcaklığında kıyaslanır.

Bu faktör, günümüz ısı pompası teknolojisiyle, 2' den daha yüksektir. Bu terim, genellikle, yaklaşık 17.6 kW 'dan daha az olan ısı pompalarında kullanılır. IMPF' nin birimi, Amerikan Enerji Departmanı (U.S.D.O.E, U.S. Department of Energy; Amerika'da, endüstriyel verimlilik standartlarının ayarlanmasından ve enerji kaynaklarının tüketiminin izlenmesinden sorumlu olan federal bir acentadır.) tarafından belirtildiği gibi, Btu/W-h 'dır. Bu terimin, iç ve dış ünite fanları gibi yardımcı sistemlerin enerji miktarlarını içerdiğine dikkat edilmelidir. Kıyaslama amaçları için, IMPF ne kadar büyükse, sistem o kadar daha fazla verimlidir.

Isıtma modunda bir ısı pompasının "verimi" olan IMPF, yeni ısı pompaları için, 1992 yılında Amerika'da hükümet tarafından minimum 6.8 olarak belirlendi. 1992 yılından önce imal edilen çoğu ısı pompalarının IMPF değerleri 5' in altında idi. Bugün, IMPF = 7.5 veya daha fazlası "yüksek verimli" olarak göz önüne alınıyor; maksimum mevcut IMPF = 10 'dur.

Entegre Edilmiş Kısmi Yük Değeri (EKYD veya IPLV)

EKYD terimi, tek bir kapasite koşulundan çok, tipik bir mevsimle ilgili soğutma verimini açıklamak için kullanılır. *EKYD, kabul edilen tek bir standardla belirlenen kısmi-yük kapasitelerinde ağırlıklı ortalama*

verimin belirlenmesiyle hesaplanır. Aynı zamanda, EKYPD'nin her kısmi-yük koşulu için aynı yoğuşma sıcaklığı kullanılarak hesaplandığına ve yüklü/yüksüz kayıpları içermediğine dikkat edilmelidir. EKYPD'nin birimi literatürde yoktur. Ancak, bu terim kullanıldığı zaman kastedilen birimler birbirini doğrulamalıdır. ASHRAE Standart 90.1' de EKYPD terimi, ekipman kapasite sınıflandırmasına bağlı olarak, Mevsimsel EK'larının (birimsiz) ve Mevsimsel Enerji Verimlilik Oranlarının (Btu/W-h) her ikisini açıklamak için kullanılıyor. Bunun yanı sıra, çoğu soğutma grubu imalatçıları büyük soğutma grupları için kW/ton birimleri kullanılarak EKYPD olarak belirtiyor. Soğutma sisteminin nasıl yüklendiğine ve yüksüz olduğuna bağlı olarak, standart oran koşulunda EVO'nunkinden % 5 ile 50 arasında daha büyüktür.

kW/ton (KWT)

kW/ton terimi, genel olarak büyük ticari ve endüstriyel iklimlendirme cihazları, ısı pompası ve soğutucu sistemler için kullanılır. *Bu terim, bir yük koşulunda enerji tüketim miktarı(kW)nın çekilen ısı miktarı(ton)na oranı olarak tanımlanır.*

$$KWT = W_{\alpha} / Q_{\phi}$$

Bu terimin birimi, kW/ton'dur. Bu kapasitedeki soğutma sistemleri, tipik olarak müşteriye yönelik tasarlanmış sistemler olduğu için, belirtilen kW/ton genel olarak sadece kompresörü açıklar ve yardımcı ekipmanları içermez. Bununla beraber, belirli referanslar için, yardımcı ekipmanlar bu terim kullanılarak toplam sistem verimini belirlemek için ilave edilebilir. Bu terimin diğer etkinlik ve verim terminolojisinin aksi

olduğuna dikkat edilmelidir. Bu yzden, kıyaslama amaçları için, kW/ton ne kadar küçükse, sistem o kadar verimlidir.

Bir ton soğutma, bir cihazın soğutma kapasitesinin belirlenmesi için kullanılan bir ölçüdür. 24 saatte bir ton buzı oluşturmaya eşit soğutma etkisidir. Başka bir deyişle, 0 °C sıcaklıkta 1 ton (2000 libre, lbm) suyu 24 saatte 0 °C sıcaklıkta bir ton buza dñnüştürmek için çekilmesi gereken ısı enerjisiye eşittir. Bir ton soğutma, 211 kJ/dakika veya 200 Btu/dakika = 12000 Btu/h' a eşdeğerdir.

Etkinlik katsayısı ile kW/ton arasındaki ilişki,

$$EK = (12000 \text{ Btu/h}) / (3412 \text{ kW/ton}) \quad \text{şeklinde yazılabilir.}$$

Mevsimsel Enerji Verimlilik Oranı (MEVO veya SEER)

MEVO terimi, bir iklimlendirme cihazı veya ısı pompası sisteminin ortalama yıllık soğutma verimini belirlemek için kullanılır. MEVO, EVO ile benzerdir. Ancak, tek kapasite koşulundan daha çok tipik bir mevsimle ilişkilidir. EVO ve MEVO, eşit olarak kıyaslanamaz. Hava kaynaklı bir cihaz MEVO ve jeotermal kaynaklı bir cihaz ise, EVO ile değerlendirilir.

MEVO, belirli bir standard test yöntemine göre dış hava koşullarının aralığı boyunca EVO'larının ağırlıklı ortalamasıdır. Başka bir deyişle, ARI' de ağıklanan test yöntemi kullanılarak belirlendiği gibi, cihazın, soğutma için normal kullanım periyodu boyunca Btu birimlerde toplam soğutma kapasitesinin, aynı periyod süresince W-h olarak verilen toplam elektrik gücüne oranını ifade eder. Bu terim, sadece 65000 Btu/h (yaklaşık 19 kW)' dan daha düşük soğutma kapasiteli sistemler için kullanılır. MEVO' nun birimi Btu/W-h' dir. Bu verim teriminin iç hava

ve dış hava fanları gibi yardımcı sistemlerin enerji tüketimlerini içerdiği göz ardı edilmemelidir. Kıyaslama amaçları için, MEVO ne kadar büyükse, sistem o kadar verimlidir. MEVO ve EVO'lar doğrudan kıyaslanamadığı için, MEVO, buna karşı gelen EVO' nunkinden genellikle 0.5 ile 1.0 aralığında daha fazladır.

Geçmişte, MEVO değeri 8 olan bir cihaz standard verim olarak göz önüne alınıyordu ve MEVO=10 olan bir cihaz ise, yüksek verimli olarak kabul ediliyordu. 1992'den önce imal edilen cihazların MEVO'su 6 idi. 1992 yılında, Amerikan hükümeti yeni evlere kurulan cihazlar için minimum soğutma verimini MEVO=10 olarak belirledi. Yüksek verimli cihazlar için MEVO en azından 12 ve MEVO=15; yüksek verimli olarak kabul ediliyor. Bunun yanı sıra, maksimum elde edilen değer olarak yaklaşık MEVO=17 söz konusudur. Birçok eski modelde MEVO; 7 veya 8 kadar düşük iken, daha fazla verimli modellerde MEVO değerleri 13 ile 16 kadar yüksektir.

Mevsimsel Performans Faktörü (MPF veya SPF)

Bir ısı pompasının performansını sıvı veya gaz yakıtlı ocakların performansıyla kıyaslamak için, aşağıdaki sorular göz önüne alınmalıdır.

- Cihaz, ülkenin hangi bölgesinde kullanılacaktır ?
- Elektriğin fiyatı, fosil yakıtların fiyatına kıyasla nasıldır ?
- İlave ısıtma (örneğin; elektrikli ısıtıcı) gerekli midir ? Gerekliyse, ne kadar ve hangi sıklıkta ?
- Hangi tip ısı pompası gereklidir ?

Isı pompalarının gerçek kıyaslamaları, EK yerine MPF ile yapılır. Bu faktör, ısıtma sezonu boyunca, ısıtıcı ekipmanın veriminin bir

ölçüsüdür. Günümüz ısı pompası teknolojisiyle, MPF; 2' den biraz daha yüksektir.

MPF, Isıtma Mevsimsel Performans Faktörü (IMPF) ile benzerdir. Isı pompası ve ilave ısı kaynağının toplam kış verimidir. *Aynı birimlerde (Btu/h veya kW-h), ısıtma sezonu boyunca toplam çıkan (elde edilen) enerjinin, toplam giren(verilen) enerjiye oranıdır.* Bu faktör, bir bakıma, sistemin yıllık elektrik tüketiminin bir göstergesidir. Örneğin; ısı pompasıyla ısıtılan bir konutta, MPF; yıllık gerekli elektrikli ısıtıcı ısıısının, ısı pompası sisteminin yıllık elektrik enerjisi tüketimine bölünmesiyle bulunabilir. Bunların hesaplanması için hazır formlar mevcuttur.

Enerji Faktörü (EF)

Depolu sıcak su ısıtıcılarının “enerji verimini” göstermek için kullanılır ve 64.3 galon/gün (243.4 litre/gün)’ lük ortalama sıcak su tüketimi baz alınır. *Satın alınan gaz veya elektrik başına üretilen sıcak su miktarıdır.* Başka bir deyişle, sıcak su ısıtıcısının geri kazanım verimine, durma kayıplarına (yalıtım çeketiyile depolama tankından kaçan ısı) ve giren enerjiye dayalı bir sıcak su ısıtıcısının toplam verimidir. U.S.E.O.D (Amerikan Enerji Departmanı) test yöntemlerine göre belirlenir ve yıllık işletme giderini tahmin etmek için yerel yakıt fiyatlarıyla birlikte kullanılır. EF ne kadar büyük ise, su ısıtıcısının verimi o denli yüksektir. Yeni depolu su ısıtıcıları için şu değerler söz konusudur:

- Gaz : 0.56 - 0.86 , Elektrik : 0.87-0.98 ve Fuel-oil: 0.53-0.65

Ekzerjetik Faydalanma Oranı ;

Sistemde bulunan mevcut Ekzerjetik faydalanma oranı E_Q ekserjisinin sisteme verilen teknik veya elektrik işe oranıyla elde edilir.

$$\zeta = \frac{E_Q}{W_t} = \frac{Q}{W} \quad \text{veya} \quad \zeta = \frac{E_Q}{P} = \frac{Q}{W} \quad (3.40)$$

Ayrıca aşağıdaki şekilde de yararlanılabilir.

$$\varepsilon = \frac{T_H}{T_H - T_L} \cdot \zeta = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \cdot \eta_{KT} \quad (3.41)$$

$$\frac{\eta_{KT}}{\zeta} = \frac{T_H}{T_H - T_L} \cdot \frac{h_2 - h_1}{h_2 - h_3} \quad \text{elde edilir.} \quad (3.42)$$

3.4 Isı Kaynakları

Isının çekildiği ve atıldığı kaynakların aynı sıcaklıkta olmaları halinde, ısı pompası maksimum verimde çalışır. Dolayısıyla mümkün olan en sıcak kaynak ısı pompası için en uygun kaynaktır. Aynı zamanda, kaynak sıcaklığının direkt olarak kullanılamayacak bir sıcaklıkta olması gerekir. Aksi takdirde ısı pompasına ihtiyaç olmaz (Mullan and Morgan, 1981).

Isı kaynağını seçerken aşağıdaki faktörler göz önüne alınır:

1. Coğrafi durum
2. İklim şartları
3. İlk maliyet
4. Uygunluk

Isı pompası tasarımında başlıca zorluklardan biri de, kullanılacak kaynaklarla ilgili dotaların elde edilmesidir. Isı pompalarında başlıca dört kaynaktan yararlanılır. Bunlar, hava su, toprak ve güneş enerjisidir. Bunlardan ilk üçü tek başlarına kullanılabilirle beraber, güneş enerjisi genellikle yardımcı kaynak olarak kullanılmaktadır. Bu dört kaynağın dışında atık ısı ve lağım sularından da özel durumlarda ısı kaynağı olarak yararlanılır.

Tablo 3.1’de çeşitli ısı kaynaklarının özellikleri gösterilmiştir.

Hava:

Hava, ısı pompası için üniversal, ucuz bol bir ısı kaynağıdır. En büyük yararları, sürekli bulunmasından başka, her ortamda kullanılması; kullanılan ekipmanların makul boyutlarda olması ve düşük işletme ve tesis maliyetleri gerektirmesidir. Ayrıca tasarımı için, şu anda çok geniş ve ayrıntılı bilgi kaynakları mevcuttur.

Hava kaynaklı ısı pompalarının iki büyük dezavantajı sıcaklık değişimi ve buzlanma problemidir. Hava kaynaklı ısı pompalarının tasarımı hava sıcaklığı değişimi ile çok ilgilidir. Bir çok yerde hava sıcaklığının değişimi büyüktür. Buna göre, ısıtma yükü, hava sıcaklıklarının düşük olduğu zaman, yüksek değerlerde olmaktadır. 0 °C veya daha alçak sıcaklıklarda ısı değiştirici yüzeylerinde don meydana gelir. Periyodik olarak donun çözülmesi gerekir.

Su:

Kuyulardan, göllerden, nehirlerden, şehir şebekesinden ve üretim işlerinden elde edilen su, ısı kaynağı olarak kullanılabilir.

10m ve daha fazla derinliklerde yer altı suyunun sıcaklığı yıl boyunca çok az değişir. Sıcaklığı ortalama olarak 10 °C'tır. Kuyuların yerleştirildiği sahaya ve suyun çıkarıldığı yer altı suyu stok durumuna göre, yer altı suyu sıcaklığı kış ortasında 8-12 °C ve yaz ortasında 10-14 °C arasında değişir.

Su kaynağı olarak göller, nehirler gibi yerüstü sularından yararlanıldığında ise, sıcaklık kuyu sularına göre daha fazla değişmekle beraber, hava kadar değişmemektedir (ASHRAE Systems Handbook,1984). Ülkemizde yerüstü sularının genellikle 0 °C'ın altına düşmemesi de ayrıca bir yarardır.

Kaynak olarak su kullanıldığı takdirde, kullanılan suyun kalitesi de önemlidir. Su kalite testi, kesinlikle yapılmalı ve içerdiği mineraller korozyon problemlerinden ötürü önceden incelenmelidir.

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

Toprak:

Toprağın bir yıl boyunca az değişen (1-2 m derinlikte) bir sıcaklığı vardır. Isı bir yıl boyunca güneşin yeryüzüne ısıdığı ve toprağın depoladığı güneş enerjisinden kaynaklanmaktadır. Güneş yazın öğle zamanlarında 1000 W/m²-yeryüzü alanı, kışın 50-200 W/m²-yeryüzü alanı ışınlar. Toprağın içinden yeryüzüne akan ısı akısı sadece 0,042-0,063 W/m²-toprak alanı tutmaktadır (Baker, 1983). Bu nedenle pratikte ihmal edilebilir.

Toprak, sıcaklık sabiti, sıcaklık durumu, yerel ve zamansal varlığı ve de depolama imkanı açısından çok elverişli bir ısı kaynağıdır. Sakıncaları ise; ısı çekilen elemanların yüksek masrafı, toprağın bünyesinden ve yerel ile zamansal değişimlerinden dolayı ölçülmesinin emniyetsizliği, boş toprak alanına olan ihtiyaç, yerleştirilmesindeki güçlükler, tamir veya değişimlerdir. Bu mahsurların yanında sistematik denenmesi ve pratik deneyimlerin değerlendirilmesine dayanarak, bugün hala mevcut emniyetsizlikleri ortadan kaldırmak ve uygun metotlarla toprağı küçük taban alanı ihtiyacıyla yetinerek kullanmak uygundur.

Toprak altına gömülen borulardan doğrudan soğutucu akışkan veya daha ucuz olması bakımından, genellikle, salamura geçirilir. Bu ısı geçişini sağlayan yüzeyler (toprak ısı değiştiricileri), yatay ve dikey olmak üzere iki şekilde yerleştirilir.

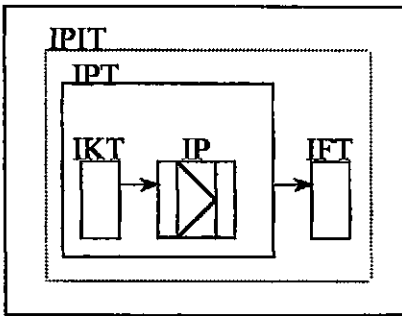
Toprağın bileşimi, yoğunluğu, içerdiği nem miktarı ve gömme derinliği, toprak ısı değiştirici seçimini ve boyutlandırılmasını etkiler. Toprak özelliklerinin zamana bağlı olarak değişmesi projelendirmede güçlük yaratan sebeplerden birisidir. Aynı şekilde ısı pompası çalıştırıldığı andan itibaren toprağın özelliklerini değiştirir. Örneğin; ısı pompası ile ısıtma yapıldığı takdirde, toprak ısı değiştiricisine yakın yerlerde toprak sıcaklığı düşer. Dolayısıyla bu bölgede nem miktarı ve toprak özellikleri değişir. Geri dönüş suyu sıcaklığı da aynı sebeple düşer ve bu da, ısı pompasının gerek kapasitesini gerekse ısıtma tesir katsayısını doğrudan etkiler. Soğuk yörelerde, ısıtma yapıldığı süre içinde toprağı yeteri kadar ısı girişi olmazsa; kış aylarında topraktan sürekli çekilen ısı nedeniyle, toprağın donması tehlikesi de mevcuttur (ASHRAE Systems Handbook,1984).

Güneş: Güneş yeryüzüne sürekli olarak dev enerji miktarları ışıır, öyle ki yazın öğlen zamanı bu enerji miktarı 1000 W/m^2 , kışın yeryüzünde sadece $50\text{-}200 \text{ W/m}^2$ 'dir. Bu enerjiden alışlagelmiş güneş kolektörleri ile % 50 yararlanılabilir. Güneş enerjisinden tek başına veya diğer kaynaklarla birlikte yararlanılır.

Kaynak olarak güneş enerjisinden yararlanıldığında iki sistem söz konusudur. Bunlar direkt ve endirekt sistemlerdir. Direkt sistemlerde buharlaştırıcılar doğrudan güneş kolektörüne yerleştirilir. Endirekt sistemlerde ise kolektörlerden su veya su buharı geçirilerek kaynak olarak bunlardan yararlanır. Ancak hava kaynağında olduğu gibi, ısı ihtiyacı bulunan günlerde güneş enerjisi de az olduğundan; ek bir ısıtma tesisatına veya ısının depolanmasına ihtiyaç vardır ki bu da, zaten pahalı olan sistemin maliyetinin artmasına neden olur.

3.4 Isı Pompalarının Adlandırılması

Isı pompalarının adlandırılmasına geçmeden önce, bir ısı pompası-ısıtma tesisi ile elemanları hakkında bilgi vermek yerinde olacaktır.



IKT : Isı kaynağı Tesisi

IP : Isı Pompası

IPT : Isı Pompası Tesisi

IFT : Isıdan Faydalanma Tesisi

IPIT : Isı Pompaları-Isıtma Tesisi

Isı Pompası Tesisi (IPT):

Bir ısı pompası tesisi, ısı pompası ile buna ait yedek düzenler ve de ısı kaynakları tesisinden oluşmaktadır.

Isıdan Faydalanma Tesisi (IFT):

Isıdan faydalanma tesisi, ısının ısı pompası tesisinden alınması ve tüm yedek düzenler dahil, ısı pompasının sıcak kısmıdır.

Isı Kaynağı Tesisi (IKT):

Isı kaynağı tesisi, ısının bir ısı kaynağından çekilmesi ve tüm yedek sistemler dahil ısı kaynağı ile ısı pompasının soğuk kısmı arasında ısı taşıyıcısının nakli için bir tesistir.

Isı Pompası Tesisinin Yedek Tertibatları:

Yedek düzenlerden, ısı pompası tesisindeki işletme için gerekli olan, ısı pompası hariç, tüm yapı elemanları anlaşılmaktadır. (Örneğin yeraltı suyu basma pompası, ayar cihazları vb.)

Isı Pompası Sistemleri:

Tablo 3.2'de ısı pompası sistemleri özetlenmiştir. Ancak bunlar sadece konut ısıtılması ve sıcak su kullanımında kullanılmaktadır. Burada bir veya iki ailelik evlerde kurulmuş olan ısı pompası sistemleri, işletme deneyimlerinden elde edilen analizin konusu olacaktır.

Maksimum ısıtma gücü 50 kW olan elektrikle çalışan ısı pompalarında doğal ısı kaynaklarından çekilişi ile ısı iletiminde teknik

tesislerden geri kazanılan ısı arasında ayırt edilebilir. Son sözü edilen ısı pompası, yapı türü ve fonksiyonuna göre, kendisinden alınan artık ısıyı teknik prosese direkt tekrar veren veya ilk sözü edilenden bağımsız çalışan ikinci bir proses için artık ısıyı tekrar faydalı kılan tesislere ayrılabilir.

Birincil Isı Pompaları:

Esas itibarıyla ısıyı doğal kaynaktan çeken ısı pompaları “primer (birincil) ısı pompaları” olarak tanımlanırlar. Bu sistemler için ısı kaynakları, ısı kaynağı sıcaklığının yaklaşık verilen sınır değerleriyle, yer altı ve yerüstü suyu, toprak ve dış havadır.

İkincil Isı Pompaları :

İkincil ısı pompaları, esas olarak ısıyı geri kazanılan sistemlerden çekerler. Elde edilen ısı artık ısı birikimi süresinden bağımsız olan tüketiciye ihtiyacı nispetinde verilir. Mekan ısıtmasında örneğin kanalisasyonun pis sularından ısı çeken ısı pompaları “ikincil ısı pompaları”dır. Isı kaynağı sıcaklığı 10 °C’den büyüktür.

Üçüncül ısı pompaları:

Elde edilen artık ısı direkt olarak tekrar prosese geri verilirse, örneğin ısı pompalı çamaşır makinelerinde, kurutma, klima sistemleri ve diğerleri, bu ısı pompası “üçüncül ısı pompası” olarak adlandırılır. Bu tür ısı pompaları için ısı kaynağı genelde 20 °C’den fazla bir sıcaklık gösterir.

Tablo 3.1 Isı Kaynaklarının Karşılaştırılması

ISI KAYNAĞI	HAVA	ŞEHİR SUYU	KUYU SUYU	YÜZEY SUYU	ATIK SU	TOPRAK	GÜNEŞ ENERJİSİ
KAYNAK SİNFLANDIRMASI	Birincil	Birincil veya Yardımcı	Birincil	Birincil	Birincil veya Yardımcı	Birincil veya Yardımcı	Yardımcı
ISININ ATILMASI İÇİN UYGUNLUĞU	İyi	İyi	İyi	İyi	Kaynağa göre Değişmekte	Genellikle Zayıf	Isıyı Havaya Almada Kullanılabilir
BULUNABİLİRLİK (YÖRE)	Üniversal	Şehirler	Belirsiz	Nadir	Sınırlı	Yaygın	Üniversal
BULUNABİLİRLİK (ZAMAN)	Süreklili	Süreklili	Süreklili	Süreklili	Değişken	Süreklili	Tahmin Edilemez
İLK YATIRIM MASRAFLARI	Düşük	Genellikle En Düşük	Kuyu Açmanın Maliyetine göre Değişmekte	Düşük	Düşük	Değişken	Yüksek
İŞLETME MASRAFLARI	İzafi Olarak Düşük	Yüksek	Düşük-Orta	İzafi Olarak Düşük	Düşük	İzafi Olarak Orta	Yardımcı Kaynak Olarak İşletme Maliyetlerini Düşürür
SICAKLIK SEVİYESİ	Uygun	Genellikle Tatmin Edici	Tatmin Edici	Tatmin Edici	Genellikle İyi	Aşırı Miktarlarda İstisna Çekilmediği Sürece İyi	Çok İyi
SICAKLIK DEĞİŞİMİ	Aşırı	Yöreyle Göbre Değişmekte	Düşük	Orta	Genellikle Orta	Derinliğine Göbre Değişmekte Ancak Havadan Düşük	Aşırı
EKİPMANLARIN BOYUTLARI	Orta	Küçük	Küçük Ekipmanları Haricinde Küçük	Küçük	Değişken Genellikle Orta	Toprak İstisna Değişiricileri Haricinde Küçük	Sadece Bazı Yörelere İçin Elverişli

Isı pompasının veya bir ısı pompası tesisinin tanımlanmasında, ilk olarak soğuk taraftaki ısı taşıyıcısı veya ısı kaynağı ve ikinci olarak sıcak taraftaki ısı taşıyıcısı, yani ısı dağıtıcı sistem söylenir.

Örnek: Hava / Su - Isı Pompası :

Burada ısı kaynağı olarak havadan yararlanan ve ısı pompasının sıcak kısmında suyu dolaştıran bir cihaz söz konusudur. Bu su ile, örneğin; ısı döşemeden ısıtmaya verilir.

Toprak / Su - Isı Pompası Tesisi :

Bu ısı pompası tesisinde asıl ısı pompası cihazı örneğin bir Salamura / Su - Isı Pompası, ısı kaynağı ; toprak ve ısı pompasının sıcak kısmındaki ısı taşıyıcısı sudur. Bu ısı pompasının soğuk kısmında salamura ve sıcak kısmında ise suyun dolaştığını ifade eder.

Tablo 3.3’de ısı pompaları ve ısı pompa tesislerinin adlandırılması için bazı örnekler bulunmaktadır.

	ISI TAŞIYICISI		ADLANDIRMA	
	Soğuk Kaynağı	Sıcak Kısım	Isı Pompası (IP)	Isı Pompası Tesisi (IPT)
Toprak	Salamura	Hava	Salamura/Hava-IP	Toprak/Hava-IPT
Toprak	Salamura	Su	Salamura/Su-IP	Toprak/Su-IPT
Güneş	Salamura	Hava	Salamura/Hava-IP	Güneş/Hava-IPT
Güneş	Salamura	Su	Salamura/Su-IP	Güneş/Su-IPT
Su	Su	Su	Su/Su-IP	Su/Su-IPT
Su	Su	Hava	Su/Hava-IP	Su/Hava-IPT
Hava	Hava	Su	Hava/Su-IP	Hava/Su-IPT
Hava	Hava	Hava	Hava/Hava-IP	Hava/Hava-IPT

Tablo 3.3 Isı Pompaları ve Isı Pompaları Tesisinin Adlandırılması

Tablo 3.2 Isı Pompası Sistemleri

Tahrik Enerjisi	ELEKTRİK										GAZ		
	Doğal Isı Kaynakları					Isı Naklinde Teknik Tesisler						Kombine Edilmiş Gaz-Isı P.	
İsmin Çekilişi	Birincil Isı Pompası					Kapalı Olmayan Çevrim Kapalı Çevrim İkincil Isı Pompaları					Yanmış Gaz		
Tanımı	Toprak					Isının Geri Kazanıldığı						Hava Su	
Isı Kaynağı	Yer Altı ve Yer Üstü Suyu		Dış Hava			Artık su, Pis Gazlar vb.		Soğutma suyu, Artık havavb			150°C		
Kaynak sıcaklığı	5 - 10°C		-15 - 20°C			≥ 10°C		≥ 20°C				-15 ila 20°C	
İşletme Şekli	monovalent		Monovalent ve bivalent			Monovalent ve bivalent		bivalent			Monovalent ve bivalent		
Yedek Enerji			Akışkan			Akışkan		Yağ, Akışkan vb.				-	
Isı Dağıtıcı Sistem	D	R	D	R	R	D	R	R	R	R	D		R
	≤45	≤45	≤45	≤60	≤60	≤45	≤60	≤60	≤60	≤60	≤45	≤60	
	≤60	≤60	≤60	≤60	≤60	≤60	≤60	≤60	≤60	≤60	≤60		
≤40	≤50	≤40	≤50	≤50	≤40	≤50	≤50	≤50	≤50	≤40			

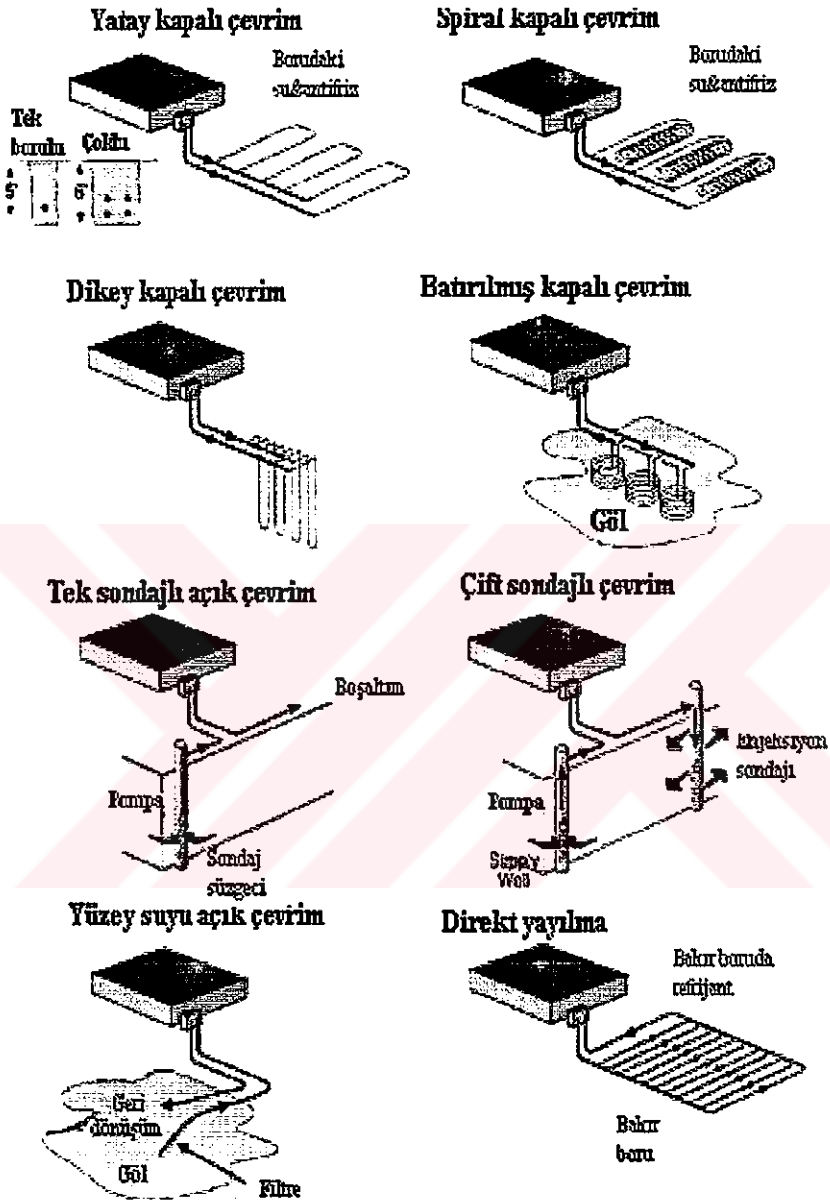
D : Döşeme Isıtma R : Radyatör Isıtma

4. TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPALARI TASARIMI

4.1 Genel

Toprak kaynaklı ısı pompaları (TKIP), sıklıkla yöresel bölgede geliştirilmiş jeotermal ısı pompalarını işaret eder ve günümüzde ticari sektörde de uygulanmaktadır. Yerleştirme önerileri, tasarım rehberleri ve kaba hesaplama kurallarının çoğu, daha geniş yapıların ihtiyacını karşılamak için düzeltilmelidir. Bu çalışmada, başka yüklerle ve iş örnekleriyle toprak kaynaklı ısı pompaları tasarımı incelenmektedir. Kavanaugh, toprak kaynaklı ısı pompalarının daha geniş tam bir incelemesini yapmıştır. Kavanaugh (1989) ve National Rural Journal Electric Cooperative Association Reserch Project 86-1 (1988), TKIP'nin tasarımı ve kurulmasının daha detaylı bir iyileştirilmesini sağlayacaktır, fakat bu iki dokümanın odağı, öncelikle yöresel ve hafif ticaridir.

Toprak kaynaklı ısı pompaları, toprağın kullanıldığı sistemlerin yersularının ve bir ısı kaynağı olarak yüzey sularının çeşitleri için tümü dahil bir terim olarak kullanılmaktadır. Pazar veya kuruluş ihtiyaçlarının çeşitliliğini, karşılaştırmak için kullanılan birçok paralel terimler, örneğin jeotermal ısı pompaları (JIP), yer enerji sistemleri ve toprak kaynaklı sistemler bulunmaktadır. Bununla birlikte, ASHRAE, tarafından standart bir adlandırma şekli oluşturulmuştur. Şekil 4.1., Kapalı serpantin toprak kaynaklı ısı pompaları (TSIP), yer altı suyu ısı pompaları (YASIP) ve yüzey suları ısı pompaları (YSIP)'na bölünmüş olan toprak kaynaklı ısı pompalarının değişik tip birkaç örneğini göstermektedir.



Şekil 4.1 Toprak Kaynaklı ısı Pompası Tipleri

4.2 Toprak Kaynaklı Isı Pompaları Tipleri

4.2.1 Toprak Serpantinli Isı Pompaları (TSIP)

TSIP, TKIP'nın bir alt takımını oluşturur ve sıklıkla kapalı serpantin toprak kaynaklı ısı pompaları olarak işaret eder. TSIP, toprak içine gömülmüş kapalı bir yer ısı değiştiricisine bağlanmış olan tersine çevrilebilir bir buhar sıkıştırımlı çevrimden oluşan bir sistemdir. Çok yaygın bir şekilde kullanılan ünite, bir sıvı-soğutucu serpantin ve gömülmüş termoplastik boru şebekesine doğru bir su veya su-antifriz karışımının dolaştırıldığı, su-hava ısı pompasıdır. Isıtılmış veya soğutulmuş olan hava geleneksel üstün tüp hava-soğutucu serpantin ve kanal sistemleri vasıtasıyla, dolaştırılır. Su-su ısı pompaları da, hidronik (sulu sistem) serpantin ile kuvvetlendirilmiş hava sistemlerine yerleştirmek suretiyle kullanılmaktadır. TSIP'nın üçüncü tipi, soğutucunun sirküle edilmesiyle ısı pompası serpantinlerinden biri olarak kazılmış bakır boru şebekesinin kullanıldığı TSIP'nın direkt genişmesidir (DG). Bu sistemler, normal olarak, hidronik sistemin kullanılıyor olmasına rağmen, zorlanmış hava dağıtım sistemini içerirler. Su-hava ve su-su ısı pompalarının kullanıldığı sistemler, sıklıkla DG TSIP'ından ayırt etmek için ikincil solüsyonlu serpantin ile TSIP olarak gösterilmektedir. Bu sistemler, normal olarak, zorlanmış hava dağıtım sistemleri içermelerine rağmen, hidronik sistemlerde de kullanılmaktadır. Su-hava ve su-su ısı pompaları kullanan sistemler, DG TSIP'den ayırt etmek için sıklıkla ikincil solüsyonlu serpantin ile TSIP olarak işaret edilmektedir. Bu çalışma, ikincil solüsyonlu sistemlerin tasarımı üzerine yoğunlaştırılmış ve DG TSIP'ı kapsamayacaktır.

TSIP, toprak ısı değiştirici tasarımına göre de sınıflandırılmıştır. Dikey TSIP, genellikle dikey bir sonda deliği içinde, iki küçük çaplı, yüksek yoğunluklu polietilen (PE) tüplerin yerleştirilmesiyle oluşturulmuştur. Borular, kapalı U şeklinde dönen deliğin altında termal olarak eritilip kaynaştırılmaktadır. Dikey tp ölçüleri, $\frac{3}{4}$ in'ten $1 \frac{1}{2}$ in nominal çapa kadar uzanmaktadır. Sondaj deliğinde yerel delme koşulları ve mevcut ekipmana bağlı olarak 50 ila 600ft (15,24 m – 182,88 m) arasında yer alır.

Dikey TSIP'nın yararları; sıcaklık ve termal özellikler içinde çok küçük değişiklik gösteren toprak ile temasta olan yerin göreceli olarak küçük bir alanını gerektirmesi, boru ve pompalama enerjisinin en küçük olması ve en etkin TSIP sistem performansını vermesidir. Sakıncaları ise; uygun ekipman ve kurma personelinin sınırlı mevcudiyetinden dolayı, maliyetin tipik bir şekilde yüksek olmasıdır.

Çoğu mühendis, çok devirli veya çeşitli devire (şekil 4.2) sahip olan merkezi pompalar ile merkezi bir çevrimi birleştirmeği tercih eder. Bu uygulamanın, geleneksel soğutulmuş su sistemlerinde birkaç ekonomik yararı varken, TSIP sistemlerinde, ekonomi ölçeğinde aynı derecede yararlı değildir. Mühendisler, şekil 4.1'de gösterilen diğer seçenekleri, çok özenli bir şekilde analiz etmek zorundadır. Toplam yer çevrimi, hafif bir şekilde merkezi bir çevrimden daha geniştir. Fakat, koruma, azaltılmış i borulama ve birkaç kontrol vasıtasıyla gerçekleştirilebilir (yüksek yoğunluklu polietilen (HDPE) olduğu, böylece korozyon inhibitörleri için ihtiyaç seçimi yapılır).

Yatay toprak ısı pompaları üç gruba ayrılmıştır: Tek borulu, çoklu borulu ve serpantinli borulu. Tek borulu yatay TSIP, ilk olarak en

azından 4' derinlikte dar hendekler halinde yerleştirilmektedir. Bu tasarım, yer alanının büyük bir kısmını istemektedir. Çoklu borular (genellikle 2 veya 4), istenen yer alanının miktarını azaltarak tek hendek içine yerleştirilir. Mütcahhit tarafından, hem derin dar hendekler hem de geniş hendekler 12''den 24''e kadar ayrılmış borular ile kullanılırlar. Hendek uzunluğunun azaltılması mümkün olmasına rağmen, toplam boru uzunluğunun, bitişik borular ile ısı etkileşimini yenmek için çoklu borulu TSIP'nın ile artırılması zorunludur. Slinky tipi serpantin, istenen yer alanını azaltmak için kullanılabilir. Bu yatay toprak ısı değıştircileri, geniş hendeğin altında, dar hendek veya yayılmış kat içine dikey olarak yerleştirilen yayılan serpantin içine sıkı serpantinden küçük çaplı PE tüpü uzatarak, kurulabilir. İstenen hendek uzunluğu, sadece tek borulu yatay TSIP'nın % 20'si % 30'dur, fakat boru uzunluğu, önemli bir şekilde, denk ısı performansı için artabilir.

Yatay TSIP'nın yararları, dikey TSIP'dan tipik bir şekilde daha az pahalı olmasıdır. Çünkü; uygun yerleştirme elemanları geniş bir şekilde mevcuttur. Çoğu yerel uygulamalar yer alanına uygundur ve yetişmiş makine-eleman operatörleri daha geniş bir şekilde mevcuttur. Daha fazla toprak alanı gerektirmesine ek olarak, sakıncaları, mevsim, yağmur ve kazılmış derinlikle ilgili olarak yatay yer sıcaklıkları ve termal özellikleri düzensizce değıştiğinden dolayı performansında daha büyük zıt varyasyonlar, hafif bir şekilde daha yüksek pompalama enerjisi ihtiyacı ve daha düşük sistem yeterliliği içerir.

4.2.2 Yer altı suyu Isı Pompaları (YASIP)

TKIP'larının ikinci alt takımı, yeraltı suyu ısı pompalarıdır. TSIP'nın son gelişmelerine kadar, YASIP, TKIP'nın en çok kullanılan bir tipi olmuştur. Ev sahiplerini, TSIP'nın düşük bakımı çekmiştir, böylece çoğu potansiyel müşteri YASIP'tan sakındılar. Ticari sektörde, YASIP, geniş su miktarı, çok küçük yer alanı gerektiren nispeten ucuz kuyudan çekilmesi yüzünden çekici bir alternatif olabilir. Tonda toprak ısı değiştirici maliyeti, nispeten TSIP için sabit iken, kuyu suyu sistemlerinin maliyeti (ton başına temel üzerine) geniş bir sistem için çok daha düşüktür. Tek yüksek-hacimli kuyu, tüm bir bina için hizmet eder. İyi-geliştirilmiş su kuyusu ile uygun bir şekilde tasarlanmış yer altı suyu çevrimi, geleneksel hava ve su merkezi HVAC sistemleri daha çok bakım istemez.

Sistemlerin çeşitliliği, mümkündür. Geniş bir şekilde kullanılan sistemler, binaya yerleştirilmiştir olan su-hava ısı pompalarına bağlanan yeraltı suyu ve kapalı su çevrimi arasındaki merkezi su-su ısı değiştiricileri yer alır. Daha küçük binalarda, her bir ısı pompası vasıtasıyla yer altı suyunu direkt bir şekilde dolaştırmak mümkündür. Daha büyük dikkat, iyileştirilmemiş su, dağıtılmış sistem vasıtasıyla dolaştırıldığında sonuçlanabilen serpantin ve kontrol valflerinde korozyon ve kirlenme problemlerini minimize etmek için gerekir. Üçüncü olasılık, yer altı suyunu merkezi bir soğutucu vasıtasıyla dolaştırmak ve boru dağıtım sistemi ile binayı ısıtmak ve soğutmaktır.

Amerika'nın çoğunda, sistemlerin bu üç tipi ve diğer çeşitler, direkt ön soğutma veya soğutma olasılığını verir. 60 °F(15,56 °C)'ın altındaki yeraltı suyu, seri veya paralel ısı pompası ile hidronik serpantin

vasıtasıyla dolaştırılabilir. Bu, soğutma için istenen enerjinin büyük bir miktarı yerinden çıkartılabilir.

YASIP'nın avantajları, TSIP ile karşılaştırıldığında maliyetinin daha düşük olması, kuyu suyu birleştiricileri, geniş yaygın bir şekilde mevcuttur ve teknoloji 10 yıldır kullanılmaktadır.

Sakıncaları, yerel çevresel düzenlemelerin kullanım ve yer altı suyu enjeksiyonunu engellemesi, suyun sınırlı olması, eğer kuyu, uygun bir şekilde geliştirilmemişse veya su kalitesi zayıfsa kirlenme ön uyarısı, gereklidir ve pompalama enerjisi, eğer pompa aşırı ölçüdeyse, zayıf kontrollü veya binaya uzaksa aşırı olacaktır.

4.2.3 Yüzey Suyu Isı Pompası (YSIP)

Yüzey suyu ısı pompaları, uygulamalardaki benzerlik ve yerleştirme metodları yüzünden, TKIP'nin bir alt takımı olarak dahil edilmiştir. YSIP, hem kapalı-çevrim TKIP'si sistemlerine benzer hemde açık-çevrim YSIP sistemlerine benzerdir. Bununla birlikte, yüzey suyunun termal karakteristikleri, toprağınkinden oldukça farklıdır. Bazı tek uygulamalar, mümkündür ve özel önlem alınabilir.

Kapalı-çevrim YSIP, binaya yerleştirilen, su-hava veya su-su ısı pompalarına ve göl, nehir veya diğer açık sulara yerleştirilen boru ağına bağlanmasıyla oluşmuştur. Bir pompa, ısı pompalarının su-refrigerant serpantinleri vasıtasıyla su-antfriz solüsyonunu dolaştırır ve ısıyı gölden transfer edilen batırılmış borulama çevrimini dolaştırır. Önerilmiş borulama malzemeleri, ultraviyole radyasyon korumasının bazı tipi ile yüksek yoğunluklu polietilen (PE) tüpü termal bir şekilde birleştirilmektedir. Bakır ve polibütlen de kullanılmaktadır. Fakat

polivinil klorid (PVC)ten sakınılmalıdır. Çoğu yerleştirmeler, başlıca ısı değiştirici serpantinleri için ¾ in. veya 1 in. PE boru kullanılır. Daha geniş çaplı (1 ¼ in. veya 1 1/2 in.), daha kalın duvarlı boru, gemilerden zarar görebilen alanlar için önerilir. Serpantinler, basınç kayıplarını minimize etmek için çoklu paralel borulama örneklerinde düzgün bir şekilde düzenlenmektedir. Başlıca ısı değiştirici serpantinlerine bağlanan ana başlık borular, kayıpları minimize etmek için ölçülandırılmaktadır ve normal bir şekilde bireysel serpantin borularından daha geniş çaplı olduğudur.

Kapalı çevrim YSIP'nın yararları, nispeten daha düşük maliyet (TKIP ile karşılaştırıldığında), düşük pompalama enerji ihtiyaçları, yüksek güvenlik, düşük bakım ihtiyaçları ve düşük operasyon maliyetleridir. Sakıncaları, halk göllerinde ve göller küçük ve/veya sığ ise dış koşullarla geniş sıcaklık değişikliklerinde serpantin zararı olasılığıdır. Bu, yeterlilik ve kapasitedeki bazı arzu edilemeyen değişikliklerle sonuçlanabilir, fakat bu, hava ısı pompaları ile şiddetli olmaz.

Açık-çevrim YSIP, fan enerjisi ve sık bakım için ihtiyaç olmaksızın soğutma kulelerine benzer bir tarz içinde yüzey suyu kullanılabilir. Sıcak iklimde, göller, kışın ısıtma modu esnasında ısı kaynağı olarak da hizmet edebilir. Bununla birlikte, kapalı-çevrim sistemleri, daha soğuk iklimlerde ısıtma için sadece uygulanabilir bir seçenektir.

4.3 Toprak Kaynaklı Isı Pompalarının Yararları ve Sakıncaları

Toprak kaynaklı ısı pompalarının yararları ve sakıncaları aşağıda açıklanmıştır:

4.3.1 Yararları

a) Yüksek Etkinlik ve Kararlı Kapasite :

TKIP'ları uygun bir şekilde tasarlandığı zaman, çevrimdeki sıvı sıcaklığı, ekipmanın, alışagelmış hava kaynaklı ısı pompası ve fosil yakıtlı düzeneklerden daha fazla yüksek bir etki katsayısıyla ve ekonomik olarak işletilmesini sağlar. Soğuk su, sıcak hava yerine ekipmanın kondenserine beslenir, böylece kompresör daha düşük güç ihtiyacı gerektirerek, düşük soğutucu akışkan basınç farklarında işletilir. Isıtma modunda, dış havadan daha fazla sıcak olan sıvılar, evaporatördeki (buharlaştırıcıdaki) soğutucu akışkana ısı verirler. Bu ise; daha yüksek kapasite ve hava sıcaklığı sağlar. Çevrim sıcaklıkları, dış hava sıcaklıklarıyla çok az değişir. Bu yüzden kapasitesi kararlıdır. TKIP'ları, aynı zamanda, daha büyük yapılarda yaygın olarak kullanılan merkezi ve değişken-hava debili sistemlere kıyasla, çok daha küçük fan ve pompa enerjisini gerekli kılar.

b) Konfor ve Hava Kalitesi :

TKIP'ları, gizli soğutma kapasitesini içermeden, yüksek etki katsayısı sağlarlar. “Yüksek etki katsayısının, kompresörün basma basıncının emme basıncına oranının azaltılmasıyla elde edildiğini”tekrar hatırlatmakta büyük yarar vardır. Dış hava sıcaklığı, basma basıncının daha düşük limitini gösterdiği için, bazı imalatçılar etkinliği yükseltmek için emme basıncını arttırırlar. Bu, konfor ve iç hava kalitesi sorunlarını bir bütün haline getiren, zayıf nem almaya yol açar. Bu sorunlar, özellikle, yüksek dış hava gerektiren halk ve ofis binalarında artış gösterir. TKIP'larında sık sık, birçok uygulamada belirgin olan ayrı nem alma veya gizli ısı geri kazanım ekipmanı olmadan, nemlendirme

sorunlarıyla etkin bir şekilde uğraşılır. TKIP'ları ayrı zamanda, ısıtma modunda sıcak konforlu hava verir.

c) Basit Kontroller ve Ekipman :

Karmaşık kontroller, konforu ve kısmi yükteki etkinliği sağlamak için gerekli değildir. TKIP sistemin giderini düşürmek için, pahalı ve özel cihazların kullanılmaması önerilir. Her zonda, optimum konforu sağlamak için yerel olarak kontrol edilebilen ayrı bir ısı pompası vardır. Hava debisi, sabit hacimde olup, merkezi kontrol sadece su pompasındaki isteğe bağlı değişken hızlı sürücüdür. Günümüzde, gider açısından en etkin ve verimli ekipman, yüksek verimli kompresörleri, alışagelmış havalı serpantinleri, düşük sıcaklık yaklaşımı olan sulu serpantinleri, termostatik genişleme valfleri ve yüksek verimli fanları/motorları olan su/hava ısı pompalarıdır.

d) Düşük Bakım Gideri :

TKIP'ları, dış ünite olmadan kurulabilirler. Böylece, korozyon ve hava etkisiyle oluşan değişiklikler olağan sorunlar değildir. Tüm ısı pompası ekipmanı, iç ünite şeklindedir. Ekipman, alışagelmış ekipmanla ortaya çıkan yüksek veya düşük soğutucu akışkan basınçlarıyla asla karşı karşıya kalınmaz. Çoğu sistemde, yüksek bakımlı soğutma kulelerinden kaçınılabilir.

e) Hiçbir İlave Isıtma İhtiyacı Gerektirmemesi :

TKIP'larının kapasitesi her zaman, ticari ve kuruluşa ait yapılarda zon ısıtma ihtiyacını aşar. Isıtma modu, dönüşüm vanasıyla (termostatla) kolayca gerçekleştirilebilir. Isıtma etkinliği ve ekonomisi alışagelmış ekipmandan üstündür.

f) Düşük Giderli Su Isıtması :

Çoğu ticari yapılarda (hatta soğuk iklimlerde) soğutma sistemiyle yutulan iç yüklerden ortaya çıkan atık ısı söz konusudur. Bu atık ısı, su ısıtma ihtiyaçlarını karşılamak için, TKIP'larıyla kolayca pompalanabilir. Bu, seçilen ısı pompalarındaki ısı geri kazanım serpantinleriyle veya bu amaçla kullanılan su/su ısı pompalarıyla yapılabilir. Gideri çok düşük olan ısıtma yöntemine ilaveten, ısı geri kazanımıyla, toprak ısı değiştiricisi için gerekli olan boyut azaltılabilir. Çünkü, ısının çoğu, kritik soğutma modunda toprak ısı değiştiricisine girmeden önce çekilir.

g) Hiçbir Dış Ünite Ekipmanı Gerektirmemesi :

Çoğu TKIP'larında, göze hoş görünmeyen dış ünite gerekli değildir. Böylece, diğer kullanımlar için boş hacim sağlanır ve alışagelmış dış üniteyle oluşabilecek emniyet sorunları ile olası zararlar ortadan kaldırılır. Bu özellikle, okul uygulamalarında büyük önem taşır. Çünkü; çocukların dış üniteye girişini kısıtlamak için özel önlemlerin alınması gereklidir. Servis bakımından iç üniteli ısı pompalarına genellikle kolayca ulaşılabilir.

h) Paket Şeklinde Soğutucu Ekipman :

Su/hava ve su/su ısı pompalarının, kendi içinde bulunan soğutma sistemleri vardır. Bu; soğutucu akışkanın uygun olmayan saha doldurması veya bağlantıları nedeniyle, soğutucu akışkanın sızma ve arıza yapma olasılığı vardır. Bu paket üniteler, aynı zamanda, alışagelmış ekipmanın soğutucu akışkan ihtiyacının sadece % 20 - % 70'ini gerektirirler.

l) Çevre Dostu :

EPA raporuna göre, TKIP'ları; "analiz edilen tüm teknolojilerin en düşük CO₂ emisyonları ve en düşük toplam çevre giderleri" olarak

tanıtılmaktadır. İyi tasarlanan ve kurulan TKIP'larının etkinliğinin artması, gerekli olan enerji miktarını azaltır. Böylece, bundan kaynaklanan kirleticiler ve diğer emisyonlar azaltılır.

j) Tasarım Esnekliği :

TKIP'ları önemli ölçüde esneklik sağlarlar. Çünkü; değişik boyut ve yerleşim şekillerinde tasarlanabilir. Isı pompaları, çatı arası boşluğa veya küçük mekanik odalara konulabilir. Yapıda oturanların veya zon yükleri değişince, ilave bir ekipman veya daha büyük ısı pompaları eklenebilir.

k) Düşük Talep Karakteristikleri :

Yurt dışında, soğutmada ticari yapılarda kullanılan ekipman türlerine göre, kW/ton olarak talep azaltmaları söz konusudur.

l) Mükemmel Ömür Gideri :

TKIP'larının ilk yatırımı yüksek olmasına rağmen, bir yapım-kullanım ömrü gider hesabı (life-cycle cost) yapıldığı zaman, TKIP'larını belirgin olarak öncü kılan üç karakteristik ortaya çıkar : (i) Enerji ve talep giderlerinin düşük olması, (ii) Bakım giderlerinin düşüklüğü ve (iii) Ekipman ömrünün uzatılması.

m) İlerleme için Çarpıcı Potansiyel :

Tasarımcılar ve ekipman imalatçıları, daha çok TKIP'nın performansının yararı üzerinde odaklanmıştır. Oysa , standart ekipman etkinliği, imalat giderlerinde önemli artışlar olmadan çarpıcı bir şekilde iyileştirilebilir. Sıcak su üretimi, soğutma ekipmanı entegrasyonu ve ısı depolama kullanımı tam olarak araştırılmayan konulardır.

4.3.2 Sakıncaları

a) İlk Yatırım Giderlerinin Daha Yüksek Olması :

Konutlarda : Yatırım gideri, daima standart merkezi ekipmanın giderinin iki katıdır.

Ticari : Çatı üstü tek zonlu, sabit hava hacimliden % 20 - % 40 daha yüksektir.

Multizonlu veya merkezi iki borulu soğutulmuş sulu sistemden % 0 - % 20 daha yüksektir

Dört borulu olandan % 0 - % 20 daha düşüktür.

b) Performansın, Toprak Isı Değiştiricisine ve Ekipmana Bağlı Olması :

Birçok kişi, sistem “jeotermal” olduğu için, daha iyi olması gerektiğini farz ediyor. Deneyimi olmayan kişiler ise, gideri yüksek ekipman olarak tanımlıyor ve toprak ısı değiştiricisinin tasarımı ile montaj kalitesi nasıl olursa olsun, yüksek performansa işletilmesini bekliyor. Toprak ısı değiştiricisi giderleri aşırı görüldüğü zaman bilinen başka bir uygulamaya göre, düşük kaliteli ısı pompaları ve adi su dolaşımli sistemler olarak belirleniyor.

c) Nitelikli (Ehliyetli) Tasarımcıların Sayısının Sınırlı Olması :

HVAC tasarımcıları, daralan inşaat bütçeleri, artan standart istemleri ve giderek çoğalan yasal sorumluluk arasında sıkışmış durumdadır. Genellikle yapmak istedikleri son şey “yeni” bir şeyi denemektir.

d) Nitelikli Müteahhitlerin Sayısının Sınırlı Olması :

Uzman toprak ısı değiştiricisi müteahhidi olmak için gerekli olan ekipman ve zamana yapılan yatırım önemlidir.

e) HVAC Ekipmanı Satıcı Karınının Az Olması :

TKIP'lerinin satıcılar bakımından çekiciliği düşüktür. Bununla beraber, TKIP'lerinin basitliği, bu konuda çalışan mühendisi daha fazla bağımsız kılmaktadır. Böylece , ekipman satıcıları için iş başına toplam kar daha az olup, alışagelmış ekipmanı satmak genellikle daha az yararlıdır.

4.4 TKIP'ları Tasarımı

Şekil 4.2 TKIP'ları için istenen tasarım adımlarını göstermektedir. Birinci adım, mevcut birçok bilgisayar programı ile veya el kitaplarında bulunan metotlarla yapılmaktadır (ASHRAE, 1993). İkinci adım, ekipman seçimidir ve bu her bölge için farklı tasarım koşullarında kapasite ve yeterliliğe göre bir seçim gerektirir. Üçüncü adımda ise toprağın iletkenlik vs. özellikleri, boru tipi, boyutu ve gereken boru uzunluğu hesaplamaları yer almaktadır.

4.5 Toprak Kaynaklı Uygulamalar için Isı Pompası Tipleri

Toprak kaynaklı uygulamalarda kullanılan ısı pompasının en yaygın tipi, su-hava birimidir. Su-soğutucu serpantin, dış su ilavesi ile birleştirilmektedir ve soğutmada kondenser, ısıtmada buharlaştırıcı olarak görev görür. Hava-soğutucu serpantin genellikle, zorlanmış hava sistemi ile birleştirilmektedir. Yeterlilik, performans ve bu ünitelerin esnekliği, son 15 yılda etkileyici bir şekilde iyileşmiştir. Bununla birlikte, su-su ısı pompalarının (soğutma ve ısıtma birimlerine odaklanmış) kullanımı artıyor. Su-su birimleri, hidronik yer ısıtması, evsel su ısıtılması, dış hava

TASARIJM AŞAMASI	AÇIKLAMA
A. Binanın Yüğü	Kat planını zonlara bölün. Her bir zon için ısı kaybı/kazancı hesaplamaları yapın. Bir merkezi veya çoklu toprak devresi için bina alanı grubunu ele alın.
B. Ekipman Seçimi	Tasarım koşullarında kapasite ve yeterliliğe bağlı olarak her zon için ısı pompası seçimini yapın. Isı kaybı, sıcaklık alanları, paket tipi, ses, servis incelenir. Eğer mümkünse su kaynağı su ısıtma ve soğutucu ekipmanı belirleyin. Havalandırma sistemi komponentleri-kanal, ısıyı geri kazanım, boru vs.- seçimini yapın.
Ca- TKIP	Toprak özelliklerini belirleyin. Tüp tipini, ölçüsünü, delik ayrılmasını, geri doldurmayı belirleyin. İstenen sonda hesabını yapın. İç başlığı tasarlayın. Tasfiye sistem tasarımını yapın.
Cb-YASIP	Yer altı su miktarını/kalitesini belirleyin. İstenen kıyu akışını belirleyin. Su boşaltım metodunu belirleyin. Yer altı suyu ile ısı değiştiricisi çevrimini belirleyin.
Cc-YSIP	Su deposu için akış, derinlikve sıcaklık(yüksek/düşük) bulun. Özel serpantin ölçüsünü&tipini hesaplayın. İstenen serpantin uzunluğunu hesaplayın. Dış başlıkları tasarımını yapın. Tasfiye sistemi tasarımını yapın.
D. Bina Borulama Tasarımı	Merkezi çevrim ile çoklu çevrimin yararlarını tartışın. Alçak basınç kaybı için yol ve ölçü borulama sistemini tasarlayın. Isı pompası ve izolasyon valfleri için kontrol sistemi sağlayın. Malzemeleri-giriş borusu, antifriz, inhibitör- belirleyin.

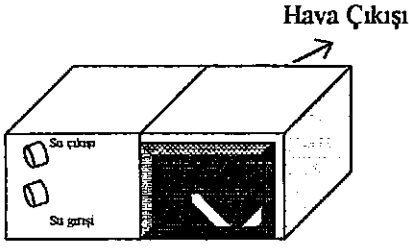
<p>E. Pompa ve Kontrol Metodunu Belirleme</p>	<p>Merkezi pompalar veya uzak çoklu pompaların yararlarını tartışın. Pompa eğrisi üzerinde maksimum yeterliliğe yakın çalışan pompayı seçin. Pompa kontrol seçeneklerini inceleyin- kontrolsüz, çoklu hız, çeşitli hız. Toplam isteğin % 10'undan daha büyükse çevrim pompa gücünü hesaplayın ve sistemi tekrar tasarlayın.</p>
<p>F. Diğer Alternatifleri İnceleme</p>	<p>İstenen toprak çevrim boyunu azaltmak için daha yüksek yeterlilikte ısı pompası kullanılamaz mı? Boru boyunu azaltmak için soğutma kulesi veya soğutucu akışkan kullanılamaz mı? Sonda ayrılması veya serpantin tüp ölçüsünü artırma veya azaltma yapılamaz mı? Çoklu çevrim ve pompa vs. merkezi çevrime ve pompanın maliyetine bakın- kontrol maliyeti dahil.</p>

Şekil 4.2 TKIP için istenen tasarım

koşulları, hidronik ısıtma ve soğutma için kullanılmaktadır. Su-hava soğutma birimleri sadece soğutma uygulamalarında kullanılmaktadır.

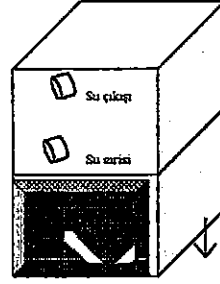
Su kaynaklı ısı pompalarının gelişimi, öncelikle tahmin edilen yerel sektör ihtiyaçlarına doğru yönelmiştir. İlerlemeler, 19 045 W'tan daha az kapasitelerle, birimlerde az yada hiçbir iyileştirme bulunmaması ile ticari sektöre uygulanıyor olabilir. Bununla birlikte, daha geniş ünitelerin gelişimi, geniş elemanlar için birkaç yerel uygulamalar olduğundan beri, daha yavaş olmuştur.

TKIP sistemler, su-serpantinli ısı pompası uygulamaları için tasarlanan ısı pompaları, 1980'den önce sıklıkla kullanıldı.



Filtre

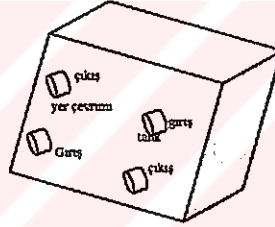
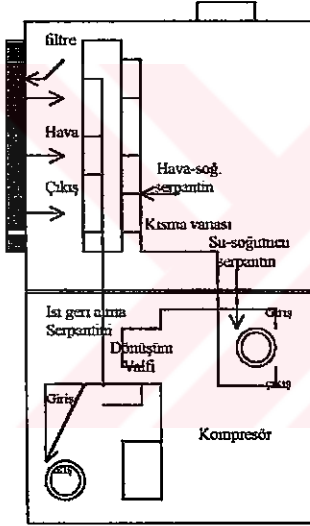
Su-Hava Yatay Paket



Filtre

Hava Çıkışı

Su-Hava Isı Pompası- Zıt Akımlı

Su-su ısı pompası,
Soğutucu veya su ısıtıcı

Şekil 4.3 Toprak Kaynaklı Uygulamalar İçin Su kaynaklı Isı Pompaları

4.5.1 Su-Hava Isı Pompaları için Standartlar

Isı Pompaları ile ilgili olarak TSE tarafından 14 adet standart hazırlanmıştır. Tablo 4.1a'da gösterildiği gibi, bu standartlardan sadece ikisi (TS prEN 255-3 ve TS 10055) TKIP ile ilgilidir (Hepbaşlı, 1999).

Tablo 4.1a Isı Pompaları ile ilgili Türk Standartları Listesi (TSE)

Sıra No	TS No	Tarih	Açıklama
1	TS prEN 255-3	04.04.1996	Isı Pompaları Elektrik enerjisiyle Tahrik Edilen Kompresörle Çalışan Isıtma veya Isıtma /Soğutma Amacıyla Kullanılan Bölüm 3: Sudan / suya ve Tuzlu Sudan / suya Isı Pompaları Deneyler ve İşaretleme Kuralları
2	TS 10055	31.03.1992	Isı Pompaları- Mekanik Tahrikli Sudan Suya Tip

Su-hava ısı pompalarının, Air Conditioning and Refrigeration Institue (ARI)'nın üç standardından biri veya daha çoğu tarafından belirlenebilir. Bunların tümü, tasarım koşulları için tek veya çift noktada yapılır. Toprak kaynaklı ısı pompaları için mevsimsel oranlar yoktur.

Maalesef, üç standardın hiçbiri, ticari TSIP sistemleri için uygulanan su sıcaklıklarında kullanılamaz. Giren su sıcaklığı 29,44°C, ticari binalarda, eşitliğin çalıştığı koşullara en uygun ARI 320'de soğutma için kullanılır. Bununla birlikte, bu standart, pompalama hatasına sahip değildir ve ısıtma için kullanılan su sıcaklığı, TSIP'ında gözlemlenmiş koşullardan normal bir şekilde daha yüksektir.

ARI 325'de, iki su giriş sıcaklıkları 50 °F (10°C) ve 70 °F (21,11 °C) kullanılır. Bu standartta kullanılan su sıcaklıkları ticari YSIP sistemleri için uygundur. Bununla birlikte, pompa hatası, ikamete mahsus sistemlerinin, zayıf pompa etkinlik karakteristiklerini etkiler. Ticari bina sistemleri, daha küçük hata gerektirir.

ARI 330, ikamete mahsus TSIP içindir, fakat koşullar, sadece soğuk iklimler için uygundur. Soğutma T_{GSS} 77 °F (25°C), orta yüklerin periodları esnasında oluşur, böylece soğutma kapasitesi ve etkinlik değerleri mevsimlik değerlere yakın olacaktır. Isıtma T_{GSI} ticari TSIP ile

normal bir şekilde karşı karşıya gelen değerlerden çok daha düşüktür. Böylelikle, gerçek sistem COPs ve ısıtma kapasitesi, oranlanmış değerlerden çok daha yüksek olacaktır.

The Energy Policy Act (EPACT), 1 Ocak 1994'te başlayarak minimum izin verebilir etkinlikleri oluşturdu. Malzemelerin tümü kapsamakta, fakat değerler sabit su sıcaklıkları içindir ve hiçbir mevsimlik veya tamamlanmış kısım yükleri (IPLVs) saptanmamıştır.

4.5.2 Su-Hava Isı Pompalarının Performans Karakteristikleri

Çeşitli tipteki malzemeleri karşılaştırmak için, bir çok sınıflandırma sistemleri kullanılmaktadır. Bir standart içinde değerlendirilen malzemenin sınıflandırılması, başka bir standart içinde değerlendirilen ünitenin performansı ile karşılaştırılmamalıdır. Su-hava ısı pompasının sınıflaması, çok daha karışık olup hava kaynaklı ısı pompası ile değerlendirilen malzemeyle karşılaştırılmamalıdır.

Tasarımcılar, malzemeyi seçmek ve su sirkülasyon sisteminden beklenen su giriş (veya sıvı) sıcaklıklarına bağlı olan yeterliliği tahmin etmek zorundadırlar. Bunun yanı sıra, fan gücü ve pompa gücü (tasarımcılar tarafından kontrol edilebilen) dahil güç girdilerinden emin olmak zorundadırlar.

Tablo 4.4'de, ticari uygulamalara uygun nominal dört ton kapasitesindeki su-hava ısı pompalarının performans verisini gösterilmektedir. Çalışma koşullarındaki (giren su sıcaklığı, giren hava sıcaklığı ve su akış hızı) dört öncelikli değişikliğin üçü, tablonun ana bölümleri kullanılarak düzeltilebilir. Hava akış hızı, hava hacim tablosundaki faktörlerle ana tablodaki 1500 ft³/dak (42,47m³/dak) için

Tablo 4.1b. Isı Pompaları İle İlgili Türk Standartları Listesi

Sıra No	TS No	Tarih	Açıklama
1	TS prEN 255-2	04.08.1996	Isı Pompaları Elektrik enerjisiyle Tahrik Edilen Kompresörle Çalışan Isıtma veya Isıtma /Soğutma Amacıyla Kullanılan Bölüm 2: Havadan/Suya Isı Pompaları Deneyler ve İşaretleme Kuralları
2	TS prEN 255-4	09.03.1996	Isı Pompaları Elektrik enerjisiyle Tahrik Edilen Kompresörle Çalışan Isıtma veya Isıtma /Soğutma Amacıyla Kullanılan Bölüm 4: Havadan/Havaya Isı Pompaları Deneyler ve İşaretleme Kuralları
3	TS prEN 255-6	15.10.1996	Isı Pompaları Elektrik enerjisiyle Tahrik Edilen Kompresörle Çalışan Isıtma veya Isıtma /Soğutma Amacıyla Kullanılan Bölüm 6: Kullanma Sıcak Suyu Isıtmada Kullanılan Isı Pompaları-Tarifler. Deney Metodları ve İşaretleme Kuralları
4	TS prEN 255-7	09.03.1996	Isı Pompaları Elektrik enerjisiyle Tahrik Edilen Kompresörle Çalışan Isıtma veya Isıtma /Soğutma Amacıyla Kullanılan Bölüm 2: Kullanma Sıcak Suyu Isıtmada Kullanılan Isı Pompaları-Hava Kaynaklı Gürültü için Ölçülmesi-Ses Gücü Seviyesinin Tayin Edilmesi
5	TS EN 378-1	07.11.1995	Soğutma Sistemleri ve Isı pompaları Güvenlik ve Çevre Kuralları Bölüm 1: Temel Kavramlar
6	TS EN 378-2	07.11.1995	Soğutma Sistemleri ve Isı pompaları Güvenlik ve Çevre Kuralları Bölüm 2: Genel Tarifler
7	TS prEN 378-9	28.03.1996	Soğutma Sistemleri ve Isı pompaları Güvenlik ve Çevre Kuralları Bölüm 9: Soğutucu Akışkanlara Karşı Şahsi Koruyucu Donanım
8	TS 9340	26.04.1991	Isı Pompaları-Mekanik Tahrikli-Sınıflandırma ve Çalışma Esasları
9	TS 9340 EN 255-1	03.12.1996	Isı Pompaları Elektrik enerjisiyle Tahrik Edilen Kompresörle Çalışan Isıtma veya Isıtma /Soğutma Amacıyla Kullanılan Bölüm 1: Terimler Tarifler ve Adlandırma
10	TS 9607	26.11.1991	Isı Pompaları-Mekanik Tahrikli-Havadan-Havaya Tip
11	TS 9971	03.10.1992	Isı Pompaları-Mekanik Tahrikli-Havadan-Havaya Tip
12	TS prEN 12263	16.12.1997	Soğutma Sistemleri ve Isı pompaları-Basınçlı Sınıflandırılmasında Kullanılan Emniyet Cihazları ve Tip Deneyler

Tablo 4.2 Su-Hava Isı Pompaları İçin ARI Standartları

	ARI 320 Su Kaynağı		ARI 325 Yeraltı Su Kaynağı		ARI 330 Toprak Kaynaklı Kapalı Serpantin	
	°F	°C	°F	°C	°F	°C
Giren Su Sıcaklığı (°C)	70	21,1	50&70	10&21,1	32	0
Isıtma Soğutma	85	29,4	50&70	10&21,1	77	25
Giren Hava Sıcaklığı (°C)	70	21,11	70	21,11	70	21,11
Isıtma (KT)	80/67	26,6/19,4	80/67	26,6/19,4	80/67	26,6/19,4
Soğutma(KT /YT)						
Pompa Hatası (W)		Yok		$G_{pmx}[(PB \times \Delta) + 65]$ Psi için ΔP PB= 1-4 gpm için 5,0 4-8 gpm için 3.88 8-12 gpm için 2.69		$0.8 \times g_{pmx}(\Delta h + 17)$ $\Delta h = \text{suyun ft'indeki}$ kayıp birim

ORANLAR: Toplam Soğutma (TS) Btu/h
Toplam Isıtma (TI) Btu/h
Isı Pompası Gücü (IPG) W

ETKİNLİK: EER= TSx(IPG+PH)
 $\beta = TIx[3.412x(IPG+PH)]$
Pompa Hatası (PH) W

bulunan güç değerleri ve kapasite çarpılarak düzeltilebilir. Üçüncü tablo, giren kuru hava 80 °F (26,66 °C) olmadığı zaman giren kuru ve yaş hava değerleri için hissedilir soğutma düzeltme faktörleri listelenir (Giren kuru hava toplam kapasiteyi etkilemez). Tablo 4.4'ün kullanımı aşağıdaki örneklerle gösterilmiştir.

Örnek 2.1. 1700 ft³/dak (48,13 m³/dak)'lük hacimsel debi, 10 galon/dak (.....kg/dak) kütleli debi, 85 °F (29,4 °C) su giriş sıcaklığı (T_{GSS}) ve 76 °F (24,4 °C) yaş termometre (YT) ve 63 °F (17,2 °C) kuru termometre (KT) sıcaklığı için nominal dört ton için toplam kapasiteyi (TK), hissedilir kapasiteyi (HK), kompresör ve fana gücü (KW), enerji yeterlilik oranını (EER) ve su ısıtma kapasitesini (SIK) bulunuz.

Tablo 4.4'ün üst bölümlerindeki TK, HK, KW ve SIK için değerler bulunur. KT=63°F için ana sıraya, T_{GSS} =85°F için yan sıraya ve gpm=10 için ana sütuna gidin. Bu koşullar için ;

$$TK = 13,3 \text{ kW,}$$

$$HS = 11,66 \text{ kW,}$$

$$KW = 3.39$$

$$SIK = 1,96 \text{ kW.}$$

Bu sonuçlar YT=80 °F (26,6 °C) ve ft³/dak =1500 içindir. 1700 ft³/dak için TK, HS, KW ve SIK'yı doğrulamak için, Tablonun üçüncü bölümündeki doğrulama faktörleri kullanılmaktadır.

$$TK_{1700} = TK_{1500} \times DF = 45.5 \times 1.02 = 46.4 \text{ KW,}$$

$$HK_{1700} = HK_{1500} \times DF = 39.8 \times 1.02 = 42.2 \text{ KW,}$$

$$KW_{1700} = KW_{1500} \times DF = 3.39 \times 1.02 = 3.46 \text{ kW.}$$

Hissedilir kapasite, tablo 4.4'ün alt bölümlerinde kullanılarak 76°F (TK ve KW yapılamaz) için düzeltilmelidir. 76°F YT (ve 63°F KT) için, 0.84 doğrulama faktörü uygulanır.

$$HK_{1700,76} = HK_{1700,80} \times DF = 42.2 \times 0.84 = 35.4 \text{ Mbtu/h,}$$

EER için;

$$EER = TK + KW = 46.4 + 3.46 = 13.5 \text{ Mbtu/kWh (Btu/Wh gibi).}$$

Su ısıtma kapasitesi doğrulama bilgisi, bu tabloda üreticiler tarafından sağlanmadı. Mühendisler, kapasitenin, eğer üniteye giren su 80°F'tan daha az (değerlendirilen değer) ise azalacağını ve daha sıcak girse artacağını farz ettiler. Su ısıtma kapasitesinin yaklaşık büyüklüğünü, normal olarak üretici departmanlarındaki mühendislerle danışarak tamamladılar.

Tasarımcılar, sistemi kesin prensibe uydurmayı sağlayarak ilgilenirler. Örneğin soğutmada, ton başına 3gpm (...kg/dak), ton başına 450 ft³/dak (12,7 m³/dak) veya 85 °F (29,4 °C) T_{GSS} olabilir. Tablo 4.5 ve 4.6 değişen tasarım parametreleri için tasarımcılara yardımcı olur. Bazı parametreler, çok kritiktir (T_{GSS}); diğerleri sistem performansı üzerine daha az etkilerle ayarlanabilir.

Tablo 4.7, bir üreticinin ısı pompasının nominal performansını listeler.

Tablo 4.3 EPACT Minimum Su-Hava Isı Pompaları Etkinlikleri

Soğutma Kapasitesi	Minimum Soğutma EER	Minimum Isıtma β
Su Kaynağı 65MBtu/h'dan az	<u>9.3@85°F</u> T _{GSS} <u>10.2@75°F</u> T _{GSS}	<u>3.8@70°F</u> T _{GSI}
65'ten 130MBtu/h'a kadar	<u>10.5@85°F</u> T _{GSS}	<u>3.8@70°F</u> T _{GSI}
Yer altı Su Kaynağı, 135Mbtu/h'dan az	<u>11.0@70°F</u> T _{GSS} <u>11.5@50°F</u> T _{GSS}	<u>3.4@70°F</u> T _{GSI} <u>3.0@50°F</u> T _{GSI}

Tablo 4.4 Su-Hava Isı pompaları için Performans Tablosu

1500 ft ³ /dak & 80°F YT ile 4 ton Soğutma Performansı														
		12.0 gpm – 5.7 psi ΔP						10.0 gpm – 4.1 psi ΔP						
KT	T _{GSS}	TSK	HSK	KW	HR	SIK	EER	TSK	HSK	KW	HR	SIK	EER	
67 °F	19.4 °C	55	53.0	35.8	2.49	37.6	3.9	21.2	52.1	35.5	2.55	56.8	4.0	20.4
		65	51.4	35.2	2.68	54.4	6.1	19.2	50.6	34.8	2.74	53.6	6.3	18.5
		75	50.3	34.6	2.98	54.0	6.4	16.9	49.4	34.4	3.04	53.1	6.6	16.2
		85	49.4	34.3	3.39	54.3	6.7	14.9	48.6	34.1	3.48	53.6	6.9	14.0
		95	48.6	33.9	3.79	54.4	7.1	12.8	47.7	33.7	3.9	53.8	7.2	12.2
63 °F	17.2 °C	55	49.6	41.6	2.43	54.1	3.8	20.4	48.8	41.3	2.49	53.4	3.9	19.6
		65	48.1	40.9	2.60	51.1	5.9	18.5	47.7	40.6	2.67	50.4	6.1	17.8
		75	47.1	40.4	2.89	50.6	6.3	16.3	46.2	40.1	2.96	50.0	6.4	15.6
		85	46.3	40.0	3.30	50.9	6.6	14.0	45.5	39.8	3.39	50.3	6.7	13.4
		95	45.3	39.5	3.71	51.2	6.9	12.3	44.8	39.4	3.79	50.6	7.0	11.8

Hava Akışı için Düzeltme Faktörü						
ft ³ /dak	Soğutma Faktörü			Isıtma		
	TS	HS	KW	GI	KW	
1100	0.96	0.86	0.98	0.96	1.06	
1300	0.98	0.93	0.99	0.98	1.03	
1500	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	
1700	1.02	1.06	1.02	1.02	0.96	
1900	1.04	1.11	1.03	1.03	0.94	

Hissedilir Soğutma Kapasitesi Düzeltme Faktörü							
Giren Havanın Kuru Termometre Sıcaklığı °F							
KT	74	76	78	80	82	84	86
71	-	-	-	1.00	1.08	1.17	1.26
67	-	0.82	0.92	1.00	1.07	1.16	-
63	0.78	0.84	0.93	1.00	-	-	-

Tablo 4.4 -devam

1500 ft ³ /dak & 80°F YT ile 4 ton Soğutma Performansı													
12.0 gpm - 5.7 psi ΔP							10.0 gpm - 4.1 psi ΔP						
KT	T _{GSS}	TI	İK	KW	İÇ	SIK	β	TI	İK	KW	İÇ	SIK	β
	25	36.1	34.4	2.68	27.0	27.0	3.9	34.8	33.2	2.59	26.0	1.6	3.9
	35	39.9	36.7	2.82	30.3	30.3	4.1	38.6	35.4	2.80	29.1	3.3	4.0
	45	43.8	38.9	2.95	33.7	33.7	4.3	42.4	37.6	2.93	32.4	4.8	4.2
	55	47.5	42.0	3.09	37.4	37.4	4.5	46.4	40.6	3.07	35.9	5.6	4.4
	65	52.3	45.9	3.17	41.5	41.5	4.8	50.6	44.3	3.07	40.1	6.3	4.8
	25	35.3	33.5	2.91	25.4	25.4	3.6	34.1	32.3	2.82	24.5	1.8	3.5
	35	39.1	35.6	3.06	28.7	28.7	3.7	37.8	34.2	3.04	27.5	3.6	3.6
	45	42.9	37.5	3.26	31.7	31.7	3.8	41.5	36.3	3.15	30.7	5.2	3.8
	55	47.0	40.6	3.32	35.7	35.7	4.1	45.4	39.1	3.29	34.2	6.3	4.0
	65	51.3	44.4	3.39	39.8	39.8	4.4	49.6	42.8	3.35	38.2	6.8	4.3

B-Etkinlik katsayısı KT- Giren yaş hava HR-İsı çekilmesi TI- Toplam Isı kapasitesi (Hava+Su) SIK-Su ısı kapasitesi

T_{GSS} - Su giriş sic. KW- Güç (Komp.+Fan) EER- Enerji verimlilik oranı İK- Isı kapasitesi HSK-Hissedilir soğut.kap.

YT-Giren kuru hava İÇ- Isı Çekilmesi TSK- Toplam soğut. Kap.

Tablo 4.5 Soğutma Modunda 4-ton Isı Pompası için Performans Değişimleri

Giriş Koşulları	Giriş Değişiklikleri	Yeni TS	Yeni kW	Yeni β
T_{GSS}	\uparrow 95°F	47.7 (-2%)	3.90 (+12%)	12.8 (-9%)
	\downarrow 75°F	49.4 (+2%)	3.04 (-13%)	16.3 (+16%)
Su Akışı	\uparrow 3gpm/ton	49.4 (+2%)	3.39 (-3%)	14.6 (+4%)
	\downarrow 2gpm/ton	47.8(+2%)	3.57 (+3%)	13.4 (-4%)
KT(Kuru termometre)	\uparrow 71°F	51.7 (+6%)	3.57 (+3%)	14.5 (+4%)
	\downarrow 63°F	45.5 (-6%)	3.39 (-3%)	13.4 (-4%)
Hava Akışı	42 5 ft ³ /dak /ton	49.6 (-2%)	3.55 (+2%)	14.0 (0%)
	32 5 ft ³ /dak /ton	47.6 (+2%)	3.45 (-1%)	13.8 (-1%)

TS=48.6MBtu/h, kW=3.48, EER=14.0 T_{GSS} =85°F, EAT=80/67°F

Su Akış=10gpm(2.5gpm/ton) Hava Akış=1500 ft³/dak (375 ft³/dak /ton)

Tablo 4.6 Isıtma Modunda 4-ton Isı Pompası için Performans Değişimi

Giriş Koşulları	Giriş Değişiklikleri	Yeni TI	Yeni kW	Yeni β
T_{GSS}	\uparrow 55°F	45.4 (-2%)	3.29 (+12%)	4.0 (+5%)
	\downarrow 35°F	37.8 (+2%)	3.04 (-13%)	3.6 (-5%)
Su Akışı	\uparrow 3gpm/ton	42.9 (+2%)	3.26 (-3%)	3.8 (0%)
	\downarrow 2gpm/ton	40.1(+2%)	3.14 (+3%)	3.7 (-3%)
YT(Kuru termometre)	\uparrow 80°F	40.6 (+2%)	3.45 (+2%)	3.5 (-8%)
	\downarrow 60°F	42.4(+2%)	2.93(+2%)	4.2(+11%)
Hava Akışı	42 5 ft ³ /dak /ton	41.9 (-2%)	3.03 (+2%)	4.0 (+7%)
	32 5 ft ³ /dak /ton	40.7 (+2%)	3.25 (-1%)	3.7 (-3%)

TI=41.5MBtu/h, kW=3.29, β =3.8 T_{GSS} =45°F, EAT=70°F

Su Akış=10gpm(2.5gpm/ton) Hava Akış=1500 ft³/dak (375 ft³/dak /ton)

4.5.3 TKIP Malzemeleri İçin Öneriler

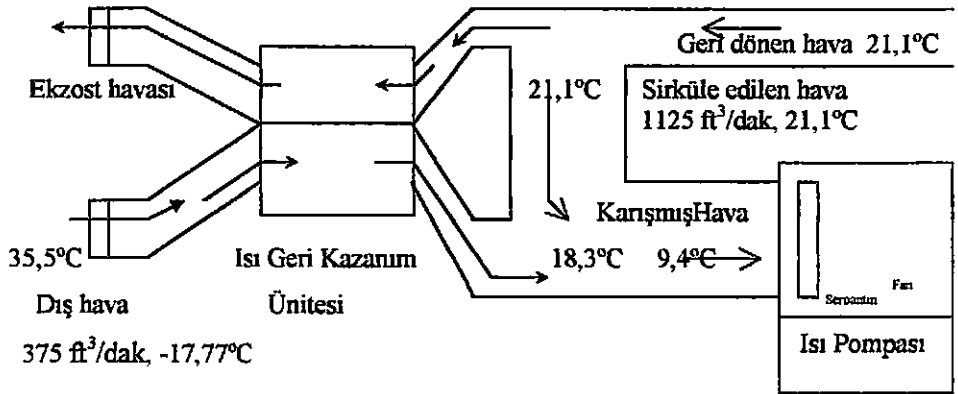
TKIP için önerilen malzeme, geniş bir alana yayılmış olan su hava ısı pompalarının genel kategorisinde yer almaktadır. Bu malzeme, bazı malzemelerin ARI 325-93 ve ARI 320-93 standardı altında değerlendirilmesine rağmen, normal bir şekilde ARI 330-93 standardı altında değerlendirilmektedir. Bununla birlikte, sadece ARI 320 tarafından değerlendirilen malzeme, ısıtmadaki TKIP sıcaklıkları bu standart tarafından verilen 70 °F (21,11 °C)'tan daha düşük olduğu zaman uygun olmayabilir.

Su “kaynaklı” su ısıtıcıları, su-soğutulmuş soğutma üniteleri ve su- su üniteleri, su hava üniteleri için eşit yeterliliğe veya benzer yoğunlaştırma ve buharlaştırma sıcaklıklarına sahip olması gerekmektedir.

- Isıtmada 32 °F (0 °C) altında ve soğutmada 100 °F (37,77 °C) üstünde giren sıvı sıcaklıklarını dahil etmek için geniş alan yeteneği,
- 13 Btu/Wh'ın minimum ARI 330-93 sınıfı.
- Bu sınıf ile malzeme, SEER=10 Btu/Wh ile bir hava-kaynaklı soğutma ünitelerine eşit yeterlilikte (kompresör, fan, hava serpantin) parçalara sahip olacaktır. Çoklu hızlı veya değişken hızlı üniteler, yüksek hız içinde değerlendirilmek zorundadır (Closed-Loop/Geothermal Heat pump Systems: Design and Installation Standards).
- Soğutma kapasitesinin nominal ton başına 3gpm'de (veya ton başına 2.5 gpm'de suyun 9 ft (2,74 m)'i) suyun 12 ft (3,65m)'nin maksimum su- yarı başlık kaybı.

- Su-ısıtma ünitesi (şayet kullanılıyorsa), evaporatöre su giriş sıcaklığı 50 °F (10 °C) (toprak çevriminden) ve kondensere su giriş sıcaklığı 100 °F (37,7 °C) (su ısı tankından) ile minimum β 3.0 olmalıdır.
- Geleneksel termostatlarla donatılmamış malzeme kullanımından sakınılmalıdır. Bazı üreticiler, markalı dış kontrol gerektiren yazılmış serpantin levhası kullanmaktadırlar. Bu aletler, malzeme tipleri üzerine çalışan teknikerler için hizmet sunma, diğer üreticilerin kontrolleri ile karşılaşması bakımından zor, yerleştirmesi daha pahalı ve kontrollerin ileride iyileştirmesi açısından zor olabilir.

Not: 1995 ARI Direktörü, 20'nin üstünde EER ile iki hız ekipmanı içerir. ARI 330-93'ten düşük kompresör ile yüksek fan hızındaki malzemelerden üreticileri korumadığı için fazla etkilenmemeye dikkat edilmelidir. Eğer bu tarzda çalışılırsa ünite, gerçekçi olmayan yüksek evaporatör serpantin sıcaklıklarına (ve basınca) sahip olacaktır. Son soğutma kapasitesi, çok düşük olabilir veya hiç olmayabilir. Isıtma modunda, malzeme, 100 °F (37,77 °C) civarından ziyade 80 °F (26,66 °C) civarlarında hava temin sıcaklıklarına sahip olacaktır.



Şekil 4.4 Hissedilir ısı geri kazanım alma ünitesi ile hava koşulları

Tablo 4.7 Bir Üreticinin Isıtma ve Soğutma Teknik Özellikleri
(Kapasitesi 2 - 10 ton aralığında olan Su-Hava Isı Pompaları)

Soğutma-29.44°C T _{GSS}		Isıtma-10°F T _{GSS}		Sıvı Akışı	Hava Akışı	Hd. Kaybı
Mbtu/h	kW	Mbtu/h	kW	Gpm	ft ³ /dak	Ft su
21.2	1.46	20.1	1.41	5	700	11.0
27.6	1.86	25.6	1.85	6	900	5.2
34.4	2.22	30.7	2.17	7	1000	9.1
39.9	2.70	38.2	2.54	8	1300	8.3
46.0	3.22	43.5	3.16	9	1500	12.4
56.2	4.24	55.3	4.17	12	1900	8.0
78.8	5.4	76.4	5.1	16	2600	8.0
93.2	6.4	87.0	6.4	18	3000	12.0
113.0	8.5	110.0	8.4	24	3800	8.0
Ort. EER=14.2		Ort. β=4.05				

4.5.4 Dış Hava ve Su-Hava Isı Pompası

İç hava kalitesinin (IAQ) iyileştirilmesine yönelik ihtiyacın artması, mühendislerin, binalara taze dış havanın önemli miktarını almalarına sebep olur. Bu çalışma, birçok problemleri sağlıklı bir şekilde azalttığı zaman, enerji tüketimini ve HVAC malzemelerini şiddetli bir şekilde arttırmaya yöneltecektir. Mühendisler için mevcut bazı seçenekler aşağıdadır.

1. İstenen daha geniş yükü çalıştırmak için malzeme ölçüsü artarken dolaşan hava (ve tüketilen bazı geri dönen hava) ile dış hava sırası karıştırılır.
2. Atılan (harcanan) hava ile değişen ısı üniteye geri alınan hissedilir ısı vasıtasıyla dış hava çizilir.

3. Soğutma uygulamalarında, üniteye dönen hissedilir ısının içindeki üniteye dönen toplam ısı kullanılır.

4. Dış hava koşulu için merkezi su-su ısı pompası kullanılır ve sirküle edilen hava ile karışan her bir ısı pompasına dış havayı dağıtır.

5. Ön koşul (durum dış hava) için geleneksel ısı kaynağını (sıcak su, buhar, elektrik direnci) birleştirilir.

6. Isı boruları (ısı pompası kabineleri için değişiklik gerektirebilir) kullanılır.

Aşağıdaki tartışma, enerji tüketimi, gücü ve ısı performans terimlerindeki 1 ila 5'in karşılaştırılmasıdır.

Örnek olarak, dış tasarım sıcaklığının olduğu iklime yerleştirilen 24 öğrenci ve bir öğretmen tarafından yapılan inceleme sonucu, kışın 0 °F (17,77°C) ve yazın 95 °F (35°C) (kuru termometre sıcaklığı) 175 °F 79,4°C (yaş termometre sıcaklığı) bulunmuştur. ASHRAE Standardı 62, 15 ft³/dak.insan (1,759 m³/dak.insan) veya 375 ft³/dak.insan (10,618 m³/dak.insan) dış hava gereklidir.

Karşılaştırmanın amacı için, Tablo 4.4'ün ısı pompası, sınıf için kullanılacaktır. T_{GSS} 45 °F (7,2°C) giriş havası 70 °F (21,1°C)'ın 1500 ft³/dak (42,474 m³/dak.insan) ile 12,15 kW ısıtma kapasitesidir. Isı pompasına giren karışmış hava sıcaklığı yaklaşık olarak aşağıdaki formülden hesaplanır.

$$T_m = \frac{t_r \times Q_r + t_o \times Q_o}{Q_m} = \frac{1125 \text{ ft}^3/\text{dak} \times 70^\circ\text{F} + 375 \text{ ft}^3/\text{dak} \times 0^\circ\text{F}}{1500 \text{ ft}^3/\text{dak}} \quad (4.1)$$

$$T_m = 53^\circ\text{F} = 11,39^\circ\text{C}$$

Bu senaryo, ısı pompasına giren 53 °F havaya izin verecektir. Bu ünitenin kapasitesini % 3 arttırırken, çoğu üretici ve tasarımcılar, bu koşullar altında çalışmak için isteksiz olabilir.

Elde edilen hava, sert dış sıcaklıkları esnasında bir hava ısı pompasını andıracaktır. Bu durumda, elde edilen hava sıcaklığı (42,700 Btu/h (12,510 W) Toplam Isıtma (TI) için % 3 artacağı farz edilir.) aşağıdaki gibi olacaktır.

$$T_s = T_m + \frac{TI}{1,1 \times \text{ft}^3/\text{dak}} = 53^\circ\text{F} + \frac{42,700}{1,1 \times 1500} \quad (4.2)$$

$$T_s = 79^\circ\text{F} (26^\circ\text{C})$$

Dış hava ayarı için ikinci senaryo, egzost (dışarı atılan) havasında ısı geri kazanımı olacaktır. Bu düzenlemenin basitleştirilmiş diyagramı Şekil 4.4'te gösterilmiştir. Isı geri kazanım üniteleri ile İKÜ (HRU), tipik olarak egzost havası enerjisinin % 80 ila % 60'ını geri kazanılabilir. Bu analizde, tipik değerler % 70 olduğu kabul edilecektir. Geri kazanılan yüzde, (veya yeterlilik) İKÜ içinden geçtikten sonra dış hava sıcaklığını hesaplamak için kullanılacaktır.

$$T_{or} = \eta_{HCU} (t_r - t_o) + t_o$$

$$T_{or} = 0.70(70^\circ\text{F} - 0^\circ\text{F}) + 0^\circ\text{F} = 49^\circ\text{F} (9,4^\circ\text{C}) \quad (4.3)$$

Bu sıcaklık, İKÜ kullanıldığı zaman ısı pompasına giren havanın sıcaklığını bulmak için Eşitlik 4.1'de yerine konulabilir.

$$T_m = \frac{1125 \times 70 + 375 \times 49}{1500}$$

$$T_m = 65^\circ\text{F} (18,3^\circ\text{C})$$

Denklem 4.2, 65°F EAT (TI, 41,9 Btu/h (12,27 W) için % 1 artacaktır) ile ısı pompası için elde edilen hava sıcaklığını bulmak için uygulandığı zaman, formül, aşağıdaki gibi olacaktır.

$$T_s = 65^\circ\text{F} + \frac{41,900\text{Btu/h}}{1.1 \times 1500 \text{ ft}^3/\text{dak}} = 96^\circ\text{F} (35,5^\circ\text{C})$$

Böylelikle, hissedilir ısıyı geri kazanım ünitesi, soğuk iklimde, dış hava ihtiyacını karşılamaya çaba gösterildiğinde çok yararlı bir ek olacaktır. Bu seçenek de aşağıdaki malzeme ve kanal maliyeti ilave olarak gereklidir. Ayrıca, fanların enerjisi, İKÜ içinde kayıpları yenmek için harcanmak zorundadır.

Enerjinin yaklaşık miktarı, 2000 ft³/dak (56,63 m³/dak) İKÜ akıcı bir şekilde mevcut olarak incelenerek bulunabilir. İki 1 hp'lik fan motoru ile donatılmaktadır. Motorun % 80 veriminin olduğu farz edilerek, istenen güç aşağıdaki formülden bulunur.

$$W = \frac{746(\text{W/hp}) \times \text{hp}}{\eta_{\text{motor}}} = \frac{746 \times 2}{0.80} = 1865 \text{ W} \quad (4.4)$$

Bu ünite, 375 ft³/dak (10,618 m³/dak) dış hava ile beş sınıftan daha fazla çalışacaktır. Enerjinin miktarı, her bir sınıf için aşağıdaki formül ile orantılanabilir. Isının miktarı, dış sıcaklığın, Eşitlik 4.2'nin geri formundan hesaplanan 0 °F (-17,7 °C) olur.

$$W/\text{sınıf} = 375 \text{ ft}^3/\text{dak} / 2000 \text{ ft}^3/\text{dak} \times 1865\text{W} = 350 \text{ W}$$

$$q_{\text{HCU}}(\text{Btu/h}) = 1.1 \times \text{ft}^3/\text{dak} \times (t_i - t_o) = 1.1 \times 375 \text{ ft}^3/\text{dak} \times (49^\circ\text{F} - 0^\circ\text{F}) \quad (4.5)$$

$$q_{\text{HCU}} = 20,200 \text{ Btu/h} (5,918 \text{ W})$$

Yukarıdaki koşullar altında, İKÜ, 17 β (HSBF=58 Btu/Wh)'nin eşdeğer ile çalışır. Hiçbir ısı pompası veya fosil yakıt, ön ısıtma sistemi, hissedilir İKÜ'nün düşük enerji tüketimine denk olmayabilir. Bununla

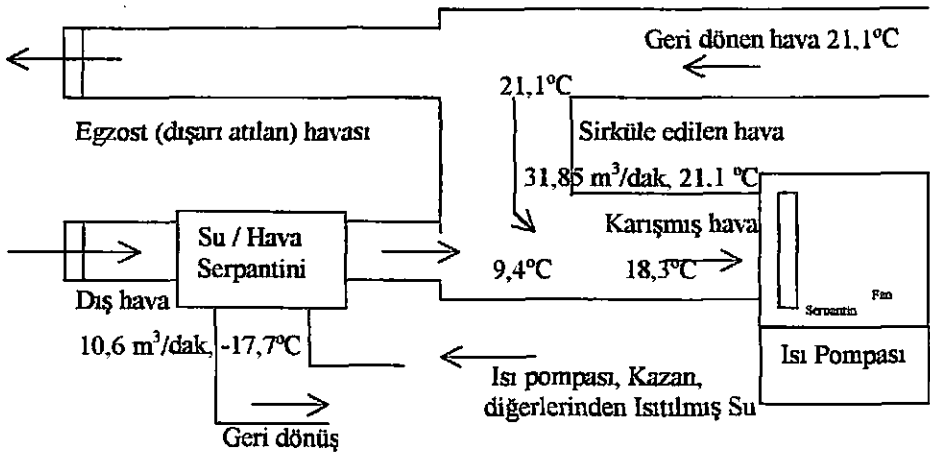
birlikte, dış sıcaklık arttığı, kapasite azaldığı için sezonluk performans etkili olmayacaktır. (Bu eşitlik içindeki T_0 için daha yüksek değer yerine konularak gösterilebilir.) Böylelikle, hissedilebilir ısı geri alım ünitesi, aşırı dış hava koşulları ile iklimde daha büyük yarar ve ekonomik değer anlamına gelir.

Şekil 4.5’de, önceden hazırlanan dış hava için ek seçenekler sunulmuştur. Isıtma serpantini, dış hava temin kanalına yerleştirilir. En yaygın serpantin tipi, merkezi bir su-su ısı pompası, su-buhar serpantin, gaz su ısıtıcı veya daha basit aletlerden sağlanan sıcak su (antifriz su karışımı) dur. Toprak kaynaklı solüsyonlarda, bir ısı pompası, merkezi toprak çevrimine bağlanmaktadır. Bu ünite (veya üniteler), binanın ısı kaybı, ısı kazancından daha az veya yakın ise, istenen toprak serpantin ölçüsünü etkileyebilir. Bununla birlikte, ısı kaybı, kritik tasarım modunda ise, bu malzeme daha geniş istenen toprak serpantini ile sonuçlanır.

Ön ısıtma serpantin düzenekleri ve ölçülerinin detayları, bu çalışmada tartışılmamıştır. Bununla birlikte, kış tasarım koşullarında kullanılan enerjinin karşılaştırılabilir miktarı incelenmiştir. Tartışılan ilk seçenek, su-su ısı pompası olacaktır.

β ’si 3,5 olan bir sistem, iyi bir su-su ısı pompasından beklenmektedir. Eğer bu malzeme, bir önceki örnekteki İKÜ için ısının eşdeğer miktarını sağlamak için ise, kış tasarım koşullarında giriş ihtiyaçları:

$$W = \frac{q_{HCU}}{3,412 \times \beta} = \frac{20,200 \text{ Btu/h}}{3,412 \times 3,5} = 1690 \text{ W/sınıf} \quad (4.6)$$



Şekil 4.5 Hidronik serpantin ile Isı geri kazanım

Eğer doğal bir gaz kazan veya su ısıtıcı, dış havayı ön ısıtmak için birleştirilirse, verilen elektrik enerjisi, ısı geri kazanım ünitesinin sınıfı başına yaklaşık 350 W düşecektir. Hidronik serpantin yüzünden basınç kaybı, ısı geri kazanım serpantinlerinden daha az olacağından, fan gücü, daha düşük olacaktır, fakat akışkanı sirküle etmek için kullanılan pompa gücü eklenmektedir. Doğal gazın eklenen maliyeti, % 80 verimli bir ısıtıcı için saat başına yaklaşık 0,25 kalori (100.000 BTU) olacaktır.

$$\text{Therm} = \frac{q_{\text{HCU}}}{\eta \times 100,000 \text{ Btu/therm}} = \frac{20,200}{0.80 \times 100,000} = 0,25 \text{ therm} \quad (4.7)$$

1.800 W elektrik yükü (gaz için kalori başına 50 º ve elektrik için kWh başına 7 º bağlı olan)'nın maliyeti karşılaştırılabilir. Fan enerjisi ve pompa enerjisi eklendiği zaman, gaz ile ön ısıtmanın maliyeti etki katsayısı 3,5 olan ısı pompası ile olandan yaklaşık % 25 daha yüksek

olacaktır. Gaz ile ön ısıtılmalı ısıyı geri kazanım karşılaştırması, bu örnekte pahalı tasarım koşulları altında yapıldığı zaman 6 kat olacaktır. Gaz kazan ve su-su ısı pompası etkinliği, oldukça sabit iken, ısı geri kazanım ünitesinin etkinliği aşırı koşullarda en yüksek olduğu için mevsimlik enerjinin kullanımının ilgili miktarı, çok daha az olacaktır.

Soğutma modunda, dış hava iyileştirmesi eşit bir şekilde önemli olur. Çoğu iklimde, giriş hava kalitesini (IAQ) iyileştirmek için daha yüksek havalandırma oranı, binalardaki nem miktarının artmasından dolayı, karşı verimli olabilir. Bununla birlikte, su-hava ısı pompasının yüksek son soğutma kapasitesini hafifletir. Yüksek etkili hava kaynaklı malzeme için daha geniş bir derece ile bu problemi hafifletir. Aşağıdaki tartışma, ısı geri kazanım üniteleri ile veya ünitesiz kullanılan su-hava ısı pompalarının performanslarını gösterir.

Isı geri kazanım ünitesi, soğutma modundaki birçok uygulama için önerilmiştir. İstenen dış havanın miktarı nispeten yüksek olduğu zaman, bu uygulamaların çoğundaki kritik görünüş nemin çekilmesidir. Çoğu malzeme satıcısı, dış hava akımından ısının yanı sıra nemi aldığından toplam ısı geri kazanım ünitesi kullanımını teşvik eder. Çoğu nem uygulamalarında, eğer malzemenin son soğutma kapasitesi yeterli değilse, ihtiyaç haline gelebilir. Bu, sıklıkla, bazı yüksek etkili hava-soğutma üniteleri ile ilgili bir durumdur. Bununla birlikte, mühendisler çoğu tek hızlı su-hava ısı pompasının son soğutma kapasitesinin, göze çarptığını hatırlatmalıdır ve toplam ısı geri kazanım üniteleri, dış hava ihtiyaçlarını azaltmak için düşük uygulamalarda gereksiz olabilir. Dış hava sıcaklıkları 95/75 °F (35/23,8 °C) olduğu nemli iklimdeki 375 ft³/dak (10,6 m³/dak)'lık dış havayı gerektiren sınıflandırmayı

inceleyelim. Bu ölçü sınıflaması için, aydınlatma ve bina kaplamasının hissedilir ısı kazancı için tipik değerler, sırasıyla 7000 Btu/h (2051 W) ve 12000 Btu/h (3515 W)'dır.

Normal sınıf koşulları altında, her bir öğrenci, son ısının 155 Btu/h (45,4 W)'nı veya eğer öğrenciler çok aktifse yaklaşık 200 Btu/h (58,5 W)'nı üretecektir (ANSI/ASHRAE Standart 62-89,1989). Hissedilir ısının insan başına eklenilen 250 Btu/h (73,2 W), üretilmektedir.

Tipik durum farzedilerek;

$$q_1 = 25 \text{ insan} \times 155 = 3875 \text{ Btu/h (1135 W)}$$

$$q_2 = 25 \text{ insan} \times 250 = 6250 \text{ Btu/h (1831 W)}$$

Dış hava (hiçbir ısı geri kazanımı farz ederek ısıyı geri kazanım olmaksızın)'nın ısı kazancını hesaplamak için eşitlikler 1993 ASHRAE El kitabı- temellerinden sağlanabilir.

$$q_1 = 4840Q_o (W_o - W_i) = 4840 \times 375 \text{ ft}^3/\text{dak} \times (0,0142 - 0,0096) \text{ lb}_w/\text{lb}_a = 8350 \text{ Btu/h (2446 W)}$$

$$q_s = 1,08Q_o (t_o - t_i) = 1,08 \times 375 \text{ ft}^3/\text{dak} \times (95^\circ\text{F} - 75^\circ\text{F})$$

$$q_s = 8100 \text{ Btu/h (2373 W)}$$

Toplam son kapasite, her iki kaynaktan 12,225 Btu/h (3581 W) olur. Hissedilir ısı ihtiyacı, 5600 Btu/h (1640 W)'lık toplam soğutma yükünü vermek için eklenmeyle 33,350 Btu/h (9771 W) elde edilecektir. Hissedilir, istenen hissedilebilir ısı oranını (HIO) bulmak için toplama bölünür.

$$\text{HIO} = 33350 / 45699 = 0.73$$

Tablo 4.8 Tipik bir sınıfta dış havayı ön ısıtmak için saatlik enerji ve maliyet (375 ft³/dak (10,6 m³/dak), 0→49 °F (-17,7→9,4 °C))

Ünite Tipi	Eff(%)veya β	kWh	Therm	Maliyet
Hissedilir ısı geri kazanım ünitesi	70%	0,35	-	2,5¢
Su-hava ısı pompası	3,5	1,70	-	12,0¢
Su-su ısı pompası	3,5	1,70	-	12,0¢
Doğal gazlı ısıtıcı	80%	0,35	0,25	15,0¢

*Elektrik için 7¢/kWh ve doğal gaz için 50¢/therm'e bağlı.

Toplam ve son soğutma ihtiyaçlarını karşılaştırmak için bir ünite seçilmelidir. Nemli iklimlerde, sıklıkla, bu, IG yükünden daha düşük veya eşit bir HIG ile emniyetli seçilen bir ünedir.

375 ft³/dak (10,6 m³/dak)'lik dış hava öncelikle kullanılan 4-ton- ısı pompasının 1125 ft³/dak (31,85 m³/dak)'lik geri dönen havası ile karşılaştırıldığında, üniteye giren hava, 80°F/67°F (25/19,4 °C)'ta olacaktır. Tablo 4.4'den (giren suyu 85°F (29,4 °C) ve 10 gpm'de farz ederek) toplam soğutma kapasitesi, 48600 Btu/h (14239 W) ve hissedilir 34100 Btu/h (9991 W) (HIG=0.70) olacaktır. Bundan dolayı, son kapasite, oda ihtiyaçlarından daha büyük ve HIG, ihtiyaçlardan daha düşük olacaktır. Böylelikle, su-hava ısı pompası, toplam ısı geri kazanım ünitesi kullanımı olmaksızın tasarım koşullarında nem çekme ihtiyaçlarıyla karşılaşacaktır.

Eğer daha büyük nem çekme arzu edilirse, ilk alternatif, pahalı İKÜ eklenmeden önce malzeme içinden hava akışını azaltmaktır. Eğer ısı pompası hava akışı, 1300 ft³/dak (36,8 m³/dak)'e azaltılırsa, son kapasite, 15200Btu/h'a artacak ve hissedilir ısı oranı, 1500 ft³/dak (42,4 m³/dak)'de 0.70 ile karşılaştırılan 0.68'e düşecektir. %70 verimli hissedilir ısı geri kazanım eki, nem oranında (Wb) değişiklik olmaksızın

dış hava sıcaklığını 81°F'a düşürür. IKÜ, hava akımından 5.8 Btu/h (1,69 W) alacaktır ve sistemin (IKÜ+ısı pompası) toplam soğutma kapasitesi, 52.9 Mbtu/h(15,49 kW)'a artacaktır. Hiçbir ısı geri kazanım, hissedilir IKÜ'inde oluşmamasına rağmen, ısı pompasının son kapasitesi, üniteye giren karışmış hava sıcaklığı, çok daha nemli (76°F/65°F) (/18,3 °C) olacağından dolayı, 16.4Mbtu/h'a artacaktır.

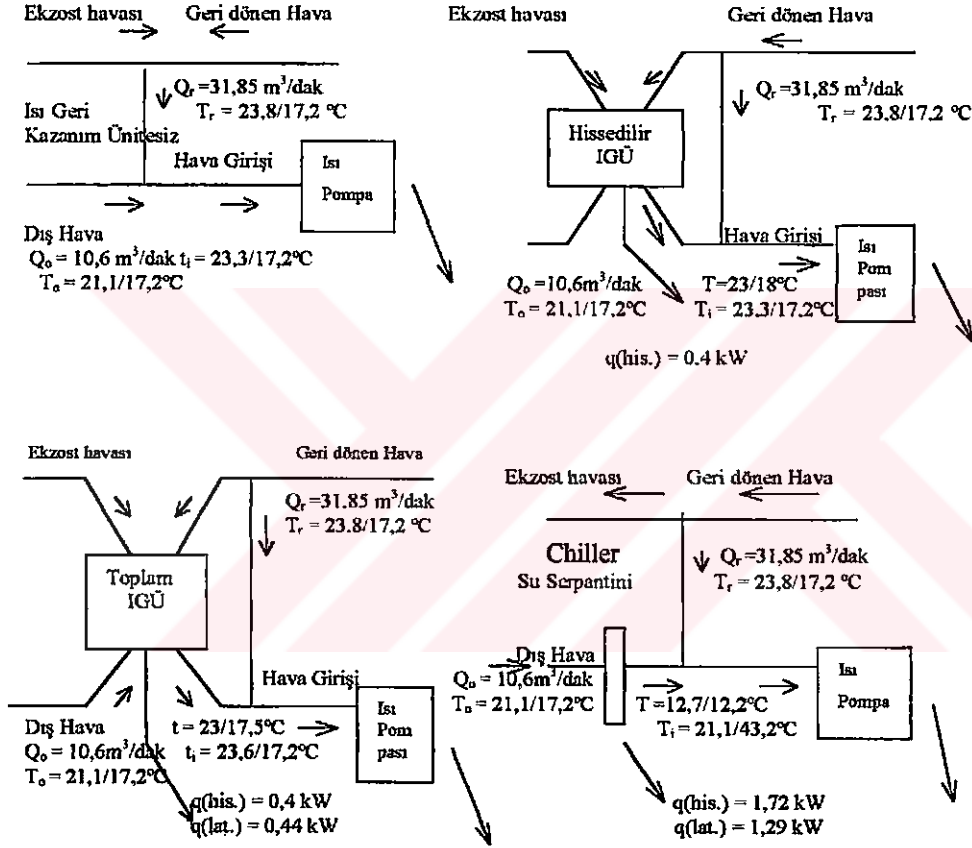
Tablo 4.9 Havalandırma Hava Isı Geri kazanım Ünitesi ile veya Ünitesiz Yüksek Nem Tasarım Koşullarında Su-Hava Isı Pompalarının Soğutma Performansı

	Toplam Kapasite		Son Kapasite		Toplam Güç kW	Hissedilir Isı Oranı
	MBtu/h-kW		MBtu/h-kW			
Sınıf ihtiyaçları	46,7	13,7	13,5	3,9		0,71
4 Ton Ünite @ 1500 ft ³ /dak	48,6	14,2	14,5	4,2	3,48	0,70
4 Ton Ünite @ 1300 ft ³ /dak	47,6	13,9	15,2	4,4	3,45	0,68
4 Ton Ünite + Hissedilir IKÜ	52,9	15,5	16,4	4,8	3,83	0,69
4 Ton Ünite+Toplam IKÜ	59,5	17,4	21,6	6,3	4,03	0,64
3 Ton Ünite+1.0ft ² ,8fpi,4 Sıra Serpantin	51,4	15	17,2	5	4,30	0,67

Toplam ısı geri kazanım ünitesi kullanımında, eğer eklenmiş son kapasite, gerekli ise, kapasite daha fazla artacaktır. % 70 hissedilir ve % 60 son verime sahip IKÜ'si, üniteye giren hava sıcaklığını 75/64 °F (23,8/17,7 °C)'a azaltacaktır. Toplam sistem kapasitesi, 59.5 MBtu/h'a iyileşecek ve son kapasite, 21.6 MBtu/h olacaktır.

Tam yükte bir diğer verim seçeneği, ısı pompasını üç tona düşürmek, ve dış hava yükünü çalıştırmak için soğutma suyu serpantinini eklemek. Bu analizde kullanılan serpantin, 4-sıra, 8fpi, 45 °F soğutulmuş

su ile 1ft^2 ($0,0929\text{ m}^2$) (ısı pompasından)dir. Bununla birlikte, bu düzenleme toplam ısı geri kazanım ünitesi dahil üstteki seçeneklerin herhangi birinden yük parçasındaki kabul edilebilir nem seviyesini sürdürmede daha etkilidir.



Şekil 4.6 Kısımlı-yük soğutmada dış hava önkoşul seçeneklerini karşılaştırma.

Nem alma kapasitesi tam yükte ilgili olarak tüm beş seçenekte de kabul edilebilir olduğuna dikkat edilmelidir.

Yüksek nem problemleri kısmi yükte daha fazla olduğunda binalar yüksek yük duyarlılığına sahip değildir. Eğer (kişilerden ve dış tavandan gelen) son yük yüksekse hissedilir yüklerle karşılaştırılabilir, düşük ekipmanlı HIG, gereklidir. Dış ortam 70 °F (21,1 °C) ve % 70 bağıl nemde olduğunda sınıf incelendi. Dahili yükler (kişiler ve aydınlatma) aynı olacaktır, binadan net kazanımın sıfır olduğu farz edilebilir ve geri kalan dış hava ihtiyacı 375 ft³/dak (10,6m³/dak)'dır.

Bağıl nem yüksek olsa bile, havadaki nem miktarı tasarım koşullarından düşüktür. Dış havaya bağlı son yük, 2500 Btu/h (732,4 W)'tır, fakat dış hava, tüketilmiş bina havasından daha soğuk olduğu için, hava gerçekten ısıtılmış olur (2,000 Btu/h ile). Toplam oda ihtiyaçları, 0.60 HIG ile 18.8 Mbtu/h (5,5 kW)'tır.

Eğer ısı pompası, herhangi bir ısı geri kazanım ünitesi olmaksızın kullanılıyorsa, son kapasite, tam yük koşullarından sadece zayıf bir şekilde değişmektedir. Toplam kapasite, son ihtiyaç için çok yüksek olan 0.68 HIG ile 45.5 Mbtu/h (13,3 kW)'dır. Malzeme, yüksek nem problemini zorlaştırmaya eğilimli olan sınıflamanın 18.8 Mbtu/h (5,5 kW)'ıyla karşılaşmak için bir devir yapar. (bir serpantinden geçer.)

Tipik reaksiyon, toplam IKÜ'ni birleştirmek için olacaktır. Bununla birlikte, malzemenin etkinliği, tüketilen ve havalandırma hava akımı arasındaki spesifik nem içindeki fark oldukça küçük olduğu için hissedilir, IKÜ ile de aynıdır. Bu, nem değişimi (bağıl nem değil) için süren kuvvettir ve nem alma kapasitesi küçüktür. Kısmi yük koşulları üstünde, toplam ısı geri kazanım ünitesi ile sistem, ikisi birden su-hava ısı pompası ile birleşmede kullanıldığında hissedilir geri kazanım ünitesi ile olandan daha etkili olmayacaktır. Kısmi yükünde (part-load) daha

etkili seçenек, soğutma suyu serpantinleri ile havalandırma hava akımından nemi geri almaktadır.

Tablo 4.10, 45°F soğutma suyu (ısı pompasından) ile 1 ft² serpantin 8 fpi, 4-sıra kullanılarak psikrometrik analizin sonuçlarını içerir. Serpantinin HIG, oda ihtiyaçlarına daha yakın olduğunda net 0.62 HIG ile sonuçlan 3 ton ısı pompası çevrimi ile birleştiğinde 0.58 olur. Tam yük analizinde gösterildiği gibi, dış hava serpantinlerine eklenmiş kapasite, oda yükü ile karşılaştığı için ısı pompası notu daha küçük olur. Tablo 4.10'da, hava koşulları, akış oranı ve dört farklı seçenек için ısı akımı gösterilmektedir.

Tablo 4.10 Havalandırma Hava Isı Geri Kazanım Üniteleri olması veya Olmaması Durumunda Yüksek Nemli Kısmi-Yük Koşullarında Su-Hava Isı Pompalarının Soğutma Performansı

	Toplam Kapasite ¹		Isı Pompası Son Kapasite	Son Kapasite IKÜ/OA Serpantin	Hissedilir Isı Oranı
	Mbtu/h-kW				
Sınıf İhtiyaçları	18.8	5.5	7.5		0.60
4 Ton Ünite@ 1500 ft ³ /dak	18.8	5.5	6.0	-	0.68
4 Ton Ünite + Hissedilir IKÜ	18.8	5.5	6.4	-	0.66
4 Ton Ünite+Toplam IKÜ	18.8	5.5	4.9	1.5	0.66
4 Ton Ünite+1.0ft ² ,8fpi,4 Sıra Serpantin	18.8	5.5	2.9	4.3	0.62

¹ ısı pompalarının toplam kapasite sürekli ısı geri kazanım ünitesi

(veya dış hava serpantin) ve çevrim çalışması

4.6 Soğutucu Akışkanlar

Bir ısıtma veya soğutma sistemi tasarlanırken kullanılabilir bir çok aracı akışkan vardır. Bunlar arasında Freonlar veya

kloroflorokarbonlar (CFC), amonyak, propan, etan etilen gibi hidrokarbonlar ve karbon dioksit sayılabilir.

Soğutucu akışkanlar, toksite ve tutuşurluk özelliklerine göre 3 grupta sınıflanır.

- 1.grup: R11, R22, R12, R502, R500, R503, R744(CO₂); En güvenli soğutuculardır.
- 2.grup: R717 (Amonyak), R40 (Metilklorit), R764 (Sülfirdioksit); Toksik özellikte ve bir şekilde yanıcı.
- 3.grup: R600 (Bütan), R290 (Propan); Yanıcı.

Tablo 4.11 ulusal Soğutucu Akışkan Emniyet Kodu

Soğutucu Akışkan	NRSC Grup	Toksosite/NBFU-sınıflandırma
R11	1	6
R12	1	6
R22	1	5
R500	1	6
R502	1	6
R503	1	6
R744	1	5
R717	2	2

NRSC- National Refrigerant Safety Code. 6- en çok 1- en az

Endüstriyel ve ticari kesimlerde, zehirleyici olmasına karşın, amonyak yaygın olarak kullanılmıştır. Amonyakın iyi tarafları arasında, ucuzluğu, daha yüksek etkinlik katsayılarına olanak sağlaması ve bu nedenle işletim giderlerinin az olması, termodinamik ve ısı geçişi özelliklerinin üstünlüğü, buna bağlı olarak daha küçük ve ucuz ısı değiştiricileri gerektirmesi, sızma durumunda kolayca belirlenmesi ve ozon tabakasına zarar vermemesi sayılabilir. Fakat amonyakın zehirleyici olması kullanımını kısıtlayıcı bir unsurdur (Yusuf Çengel).

Tablo 4.12 Soğutucu akışkanların uygulama alanları

Kaynama noktası °C, 1 atm.	Soğutucu Akışkan	Uygulama	
48	R113	Yüksek sic.	Ticari ve endüstriyel iklimlendirme ve soğutmalar için, düşük kapasiteli santrifüj ünitelerde kullanılır. Çok düşük basınçlarda ve yüksek gaz hacimlerinde çalışırlar. Ticari chiller. (R113'ten daha yüksek sistem basınç ve kapasitede)
24	R11		Düşük sıcaklıklı sistemlerde ikinci soğutucu olarak kullanılır.
4	R114		
-30	R12	Orta sic.	Bazı ticari chiller, hareketli soğutma, ticari buzdolapları, buz yapıcılar, otomobil iklimlendirme.
-33	R500		Bazı ticari chiller.
-41	R22		Büyük sanayi chillerler, buz makineleri, direkt genişlemeli üniteler, ısı pompaları, ev ve ticari tipte soğutma sistemleri.R12'den daha yüksek basınçlarda kullanılır.
-46	R502		Ticari soğutmalar(süpermarket freezer,soğuk oda....). R22'dendaha düşük kompresör emme sıcaklığında çalışır. Daha düşük kompresyon oranı ve emme sıcaklıkları ile daha yüksek kapasite temin eder.
-58	R13B1		Bir veya iki kademeli kompresyon uygulamalarında kullanılır.
-78	R116	Düşük sic.	Düşük sıcaklık uygulamalarında.
-82	R13		Kaskad soğutma sistemlerinin düşük sıcaklık kademasında (-73°C gibi) düşük evaporatör sıcaklığının üretiminde kullanılır.
-89	R503		Bir azeotropür. (R23 ve R13). Birinci kademedede R502, R12 ve R22 ile çalışan kaskad sistemin ikinci kademesinde düşük sıcaklık kabiliyetini ve kompresör kapasitesini iyileştirmek üzere kullanılır.
-128	R14		Üçlü cascade sisteminin 3.kademesindeki evaporatör sıcaklığının (-129)'a kadar indirildiği eksonel kompresörler ile kullanılır.

4.6.1 Fiziksel özellikler

Tablo 4.13'de, artan kaynama sıcaklıklarına göre soğutucu akışkanların, fiziksel özellikleri gösterilmiştir (Hepbaşlı,1987).

Tablo 4.13 Soğutucu akışkanların fiziksel özellikleri

Freone	Kimyasal Formülü	Donma sıcaklığı °C	Kaynama sıcaklığı °C	Kritik sıcaklık °C	Kritik basınç bar
13B1	CBrF ₃	-168	-57,8	67,0	39,8
502	1)	-160	-45,6	82,2	40,8
22	CHClF ₂	-160	-40,8	96,2	49,9
115	C ₂ ClF ₅	-106	-38,0	80,0	31,3
500	2)	-159	-33,5	105,5	44,3
12	CCl ₂ F ₂	-158	-29,8	112,0	41,6
12B1	CBrClF ₂	-161	-3,7	154,6	41,2
114	C ₂ ClF ₄	-94	3,6	145,7	32,6
11	CCl ₃ F	-111	23,8	198,0	44,0
113	C ₂ Cl ₃ F ₃	-35	47,6	214,1	34,1
1) %48,8 CHClF ₂ (Kütleselel)		2) %73,8 CCl ₂ F ₂ (Kütleselel)			
%51,2 C ₂ ClF ₅ (Kütleselel)		%26,2 C ₂ H ₄ F ₃ (Kütleselel)			

4.6.1.1 Donma Sıcaklığı

Çoğu ısı pompaları düşük basınç aralığında çalıştırılmadığı için, genelde donma sıcaklığı ısı pompalarının projelendirilmesi için bir anlam ifade etmemektedir. Sadece özel kullanımlarda yüksek bir donma sıcaklığı (örneğin R113'de 35 °C) gerekmektedir.

4.6.1.2 Kaynama Sıcaklığı ve Kritik Nokta

Buhar basınç eğrilerinin bu her iki noktalarıyla ısı pompaları için çevrim akışkanı şimdiden güvenli bir kullanma sahasında koordine edilebilir. Çünkü tesisin sıcaklık aralığıyla kaynama sıcaklığının (çevre basıncında) üstünde ve kritik sıcaklığın altında kalmak denilebilir.

4.6.3 Çevresel Etkileri

CFC'lar kimyasal olarak bir hayli kararlı olmalarına karşın, strosferde kuvvetli radyasyon etkisi ile kimyasal olarak ayrışmakta ve klorin atomu açığa çıkmaktadır. Bilindiği gibi CFC'ların atmosferik yaşam süreleri oldukça yüksektir. Çünkü bunlar strosfere ulaşınca

kadar uzun süre bozulmazlar. Açığa çıkan klorin atomu ozon molekülü ile reaksiyona girmekte ve klorin monoksit ve oksijen açığa çıkmaktadır. Klorin monoksit tekrar ayrışarak yeni bir ozon molekülü ile reaksiyona girebilecek klorin atomu açığa çıkmaktadır. Bunun neticesinde strosferdeki ozon tabakası tahrip olmaktadır. CFC'ların ozon tabakasına bu şekilde zarar vererek mor ötesi ışınların geçmesini kolaylaştırdıkları ve kızıl altı ışınların geçmesini engelledikleri belirlenmiştir. Böylece CFC'lerin atmosferin sera etkisine ve yeryüzünün ısınmasına katkıda buldukları anlaşılmıştır (Çengel). 1987 yılında Birleşmiş Milletler tarafından soğutucu akışkanların ozon tabakasına etkisini belirlemek ve bu hususta alınacak önlemleri oluşturmak amacıyla Montreal'de bir toplantı düzenlendi. Bu toplantı neticesinde Bugün Montreal Protokolü olarak adlandırılan belge oluşturuldu. Bugün itibari ile bu gazların ODP (Ozon Tahribat Potansiyeli) ve GWP (Global Isınma Potansiyeli)'leri ve Montreal protokolü ve Kopenhag Revizyonuna göre getirilen sınırlamalar aşağıdaki gibidir (Kalataş,1995).

Akışkan	ODP	GWP
CFC-11	1.00	1.00
CFC-12	1.00	3.05
HCFC-22	0.05	0.37
HCFC-123	0.05	0.02
HCFC-134a	0.00	0.29

ODP: Ozone Depletion Potential –İzafi ozon tahribat potansiyeli

GWP:Global Warming Potential – Global ısınma potansiyeli

4.6.4 Alternatif Soğutucu Akışkanlar

Alternatif akışkanlar açısından şu andaki durum şudur;

	HCFC-123 →	?
CFC-11		→
	HFC-134a	HFC-134a
	HCFC-22	?
CFC-12	→	→
	Karışımlar	

Ozon tabakasına en büyük zararı R-11, R-12 ve R115 verirken, R-22'nin verdiği zarar R-12'nin % 5'i kadardır. R-22 pencere tipi iklimlendirme sistemlerinde, ısı pompalarında, büyük binaların soğutma sistemlerinde kullanılmakta ve amonyakla yarışmaktadır. Yeni geliştirilen R134a'nın R-12'in yerini alması beklenmektedir. R-502, R-115 ve R-22'nin bir karışımıdır (Yusuf Çengel).

Soğutmada kullanılan freon gazlarını 4 grupta toplayabiliriz;

CFC'ler : Freon 11, 12, ve 502

HCFC'ler : Freon 22 ve 23

HFC'ler : Freon 134a, 32 ve 25

KARIŞIMLAR :134a, 32 ve 125 gazlarının çeşitli yüzdelerle karışımı.

CFC gazları ODP değeri 1.00 olan 1995 yılına kadar yasaklanması kesinleşmiş olan gazlardır. Yoğun kullanımları düşük basınçlı santrifüj makineleridir.

HCFC'ler ODP değeri 0.02-0.05 olan, uluslar arası anlaşmalarla 2020 yılına kadar kademeli olarak yasaklanmasına karar verilen, Dünya çapında soğutmada kullanılan gazların % 99'unu oluşturan (R 22 olarak), hemen her türlü kompresörde kullanılan gazlardır.

HFC gazları chlorine sahip olmayan florokarbon grubundadır. Bu nedenle ODP değeri 0.0'dır. özellikle CFC gazlarının yerine yapılan bu gazlar, çeşitli uyumsuzlukları nedeniyle hiçbir zaman sadece gaz değişimi ile çözümlenemezler. Ancak sistem tasarımı bu gazlara göre yapılr, hem eski, hem de yeni gazı kullanabilirler.

Karışımlar (Blends) birden fazla gazdan oluşan, ancak tek gaz halini alan yeni karışım gazlardır. ODP değerleri 0.0 olduğundan iptalleri söz konusu değildir. CFC, HCFC ve HFC gazları yerine kullanılmak üzere geliştirilmektedir.

Tüm HFC ve karışım gazları kompresörlerin kapasite ve tiplerine göre (pistonlu, vidalı, santrifuj) farklı sonuçlar verir. Bütün gazlar, her kapasitede, çözüm olacak tek bir gaz mevcut değildir. Birçoğu için araştırmalar halen devam etmektedir. Bu yeni gazların karışım olmaları nedeni ile ısı-basınç dengeleri ve reaksiyonları sabit değildir, ufak değişiklikler büyük farklar gösterebilir. Kullandıkları yağ polyester tarzı, higroskopik bir yağdır. Kullanımı ve bakımı normal yağlara göre daha çok özen gerektirir. Yeni olmaları nedeniyle bu gazlar ve beraberinde kullanılan yağların temini zor ve pahalıdır.

Freon 11 ve 12 ile bugün soğutma cihazı teklifi almak bile yanıştır. Freon 134a ve diğer yeni gazlar, kapasite ve kullanımına göre profesyonel bir değerlendirme gerektirir. Freon 134a hiçbir şekilde Freon 22'nin veya tüm gazların alternatifidir, sadece Freon 12 alternatifi olarak imal edilmiştir. Freon 22 ise halen tüm firmaların cihaz sattığı, kolaylıkla bulunan, yağı ve kullanımı en iyi şekilde bilinen en ekonomik gazdır. Ayrıca, Freon 22 gazı diğer 12 ve 134a gazlarına göre kompresörlerde daha yüksek verim sağlamaktadır (Korun,1995).

Alternatif akışkanlardan beklenen özellikler :

- Zararlı etkilerinin minimum düzeyde olması
- Eşdeğer buhar basınçları
- Artan soğutma kapasitesi ve performans katsayısı
- Termal iletkenlik, vizkozite, çözünürlük gibi fiziksel özelliklerinin iyi olması
- Eşdeğer termodinamik özellikler
- Toksikite ve tutuşurluğun olmaması
- Yüksek sıcaklıklarda stabil olması
- Çevresel kabul edilebilirlik
- Düşük fiyat, ekonomiklik

4.6.4.1 R-134a Soğutucu Akışkan

Soğutma çevriminde şu an en çok kullanılan R-12'nin alternatifi R134a'dır. R134a'nın içinde hiç klor atomu bulunmamaktadır. Dolayısıyla, ODP=0'dır. Atmosferik ömrü oldukça kısadır ve soğutma sisteminin dışına çıktıktan sonra stratosfere ulaşmadan bozulacaktır.

Her iki akışkanın kritik değerlerinin birbirine çok yakın olmasından dolayı birbirinin yerine rahatlıkla kullanılacaktır.

R-134a, tutuşmama özelliğine sahiptir. Yapılan testlere göre emniyetlidir ve zehirsizdir. R-134a'nın kaynama sıcaklığı R-12'ye göre biraz daha yüksektir. R-12'den 10 kez daha az ve R-22'den ise çok daha düşük sera etkisi vardır. Artı basınçlı bir akışkan olduğundan geri kazanım sistemi gerektirmez.

R-12 veya R500 yerine R134a kullanıldığında, performansı korumak veya arttırmak için chiller'lerdeki donanım bileşenlerinin değiştirilmesi gerekebilir.

Tablo 4.14 R 12 ile R 134a'nın karşılaştırılması

	R 134a	R 12	birim
Formül	CF ₃ CH ₂ F	CCl ₂ F ₂	
Molekül Ağırlığı	102.0	120.0	
Kaynama Sıc. (1 atm.)	-26.5	-29.8	°C
Buhar Basıncı (20°C)	572	567	kPa
Buharlaştırma Isısı (0°C)	197.3	152.4	kJ/kg
Yoğunluğu (80°F=27°C)	1201	1305	kg/m ³
Kritik sıcaklık	101	112	°C
Kritik basınç	4046	4113	kPa
Kritik hacim	1.962	1.792	dm ³ /kg
Yanabilirlik	Yanmaz	Yanmaz	
Zehirlilik	Değil	Değil	
Klor Atomu	0	2	
Klor Ağırlık	0	0.69	
Atmosferik Ömür	20	120	yıl

4.6.4.2 R-123 Soğutucu Akışkan

Termodinamik özellikleri bakımından R 11 'e benzemesinden dolayı tüm endüstride çok iyimser yaklaşımlar olmuş ve bu refrijanın R 11 yerine kullanılması planlanmış. Fakat, bu çeşitli uygulama problemleri gündeme getirmiştir.

Daha düşük akut zehirlilik seviyesine sahiptir. Tavsiye edilen maksimum R 123 konsantrasyonu ekstra emniyet tedbirlerini gerekli kılmaktadır (ASHRAE Journal, 1992).

Ozon tabakasındaki tahrip açısından ve küresel ısınma potansiyelinde bir düşüş sunmaktadır. R-123'ün ODP değeri 0,02'dir.

R 123 de R 11 gibi eksi basınçlı bir akışkandır ve soğutma gruplarında “havasını alma” sisteminin kullanılmasını gerekli kılmaktadır.

Tablo 4.15 R 11 ile R 123’ün karşılaştırılması

	R 123	R 11	birim
Formül	CHCl_2CF_3	CCl_3F	
Molekül Ağırlığı	152.9	137.4	
Kaynama Sic. (1 atm.)	27.9	23.8	°C
Buhar Basıncı (20°C)	75	89	kPa
Buharlaşma Isısı (0°C)	181.8	190.6	kJ/kg
Kritik sıcaklık	184	198	°C
Kritik basınç	3732	4406	kPa
Kritik hacim	1.804	1.804	dm ³ /kg
Yanabilirlik	Yanmaz	Yanmaz	
Zehirlilik	Daha Az	Daha Fazla	
Klor Atomu	2	3	
Klor Ağırlık	0.46	0.78	
Atmosferik Ömür	201-4	65	yıl

R 123 agresif bir solventtir ve makine contalarında tahribata sebep olmaktadır. R 123 ile çalışmaya en uygun conta malzemesi olan asbestin birçok binalarda kullanımı yasaktır.

R 123 kullanımı ile gerçek verim R 11’den % 5 oranında daha düşüktür ve ideal çevrim için hesaplanan % 3’lük değer yerine % 20’lik bir kapasite düşüşü vardır.

R 11’e oranla R 123 kullanımı hem ozon tabasındaki tahrip açısından hem de küresel ısınma potansiyelinde bir düşüş sunmaktadır.

Amonyak ve propan karışımlarının çok daha geniş kullanım alanları araştırılmaktadır. Özellikle insandan izole soğutma teçhizatlarında ve Chiller’lerde bunların kullanımı söz konusudur.

Örnek verecek olursak; Amonyak mükemmel termodinamik özelliklere sahiptir. 14.696 psia'daki -28°F 'lık kaynama noktası bir çok soğutma uygulamalarında pozitif buharlaşma basınca izin vermektedir.

271.4 °F (133 °C) olan yüksek kritik sıcaklık ve -108°F (-77°C) olan düşük donma sıcaklığının olması, Amonyakın çok geniş sıcaklık aralığında kullanılmasını mümkün kılmaktadır.

Amonyakın yüksek buharlaşma gizli ısı, soğutucu için yüksek soğutma etkisini oluşturmaktadır. Isı değiştirgecinden gereken yüzey alanının azaltılmasını sağlayan mükemmel ısı transfer karakteristiğine sahiptir. Ayrıca Amonyak teminindeki kolaylık ve maliyetin ucuz olması, onun hala tutulan bir soğutucu olmasının başlıca nedenidir.

Amonyaklı sistemler ısı değiştirgecinde ve boru donanımında alüminyumun bazı özel alaşımlarını kullanabilirler. Amonyak bakır ve bazı tip alüminyumlarla reaksiyona girdiğinde, alüminyumun reaktif olmayan alaşımları kullanılabilir. Fakat bakır kullanılmaz.

Küçük kapasitelerdeki $\text{NH}_3 / \text{H}_2\text{O}$ ve büyük boyutlardaki $\text{H}_2\text{O} / \text{LiBr}$ absorpsiyon Chiller 'ler yıllardır kullanılmaktadır.

4.6.4.3 Diğer Alternatif Soğutucu Akışkanlar

R 123 ve R 134a'dan başka HCFC'lara en çok alternatif olma ümidi veren soğutucu akışkanlar şunlardır.

R 32, R 143a, R 152a, R 125 ve klor içeriği çok düşük olan R 124 ve R 142b'dir.

Her ne kadar bazıları tutuşma özelliğine sahip olsalar da (R 32, R 143a ve R 152a gibi), bunlar diğer tutuşmazlık özelliği olan refrijanlar ile karşılaştırıldıklarında, tutuşmaz karışımlar üretilmektedir. Örnek

olarak; R 32/R 125 verilebilir. Tutuşma özelliğinden başka, diğer bir konu da toksisite'dir.

R 22 için çeşitli alternatifler geliştirilmektedir ve araştırmalar 10 tane klorinsiz refrijanda odaklanmıştır. Araştırmaların odağı, aynı zamanda toksisite, tutuşmazlık, uygun yağ ve malzeme bakımından refrijanların kabul edilebilirliği noktasındadır. (ASHRAE Journal, 1992)

U.S. E.P.A. (Environmental Protection Agency;Çevre Koruma Acentası)'daki araştırmacılar CFC ve HCFC'ler için iyi alternatifler olarak görünen 11 tane yeni kimyasal madde belirlenmiştir. Bunların 9 tanesi hidroflorakarbon (HFC₅), 2 tanesi hidrofloraether (HFE₅) dir. Bunların fiziksel özellikleri ve adları aşağıdaki tabloda verilmiştir. Bunları şöyle sıralayabiliriz;

H F C 227 a, H F C 227 ea, H F C 236 cb, H F C 236 ea, H F C 236fa, H F C 245 ca, H F C 245 cb, H F E 125, H F E 143 a, H F C 245 fa, H F C 254 cb'dır.

HCFC olan R 22 halen geniş alanda kullanılmaktadır. R 22 birçok uygulamalarda pencere tipi klimalarda, ısı pompaları ve çok büyük Chiller 'lerde çok yaygın olarak kullanılan bir soğutucu akışkandır. Her ne kadar R 22 yerine geçebilecek uygun alternatif araştırılmakta ise de bu soğutucu kullanımı bazı ülkelerde şu an kısıtlanmış durumdadır (Almanya, İsveç gibi).

R 290 - propan (bir hidro karbon) propan karışımları ve amonyak yakın dönem için alternatif seçenekleridir. Propan ve Amonyak tutuşma özelliklerine sahip olsalar da ikisi de endüstriyel uygulamalarda kullanılmaktadır.

Tablo 4.16. Alternatif soğutucuların fiziksel özellikleri

ALTERNATİF SOĞUTUCULARIN FİZİKSEL ÖZELLİKLERİ								
	KAYNAMA NOKTASI °C	ERGİME NOKTASI °C	BUHARLAŞ ISISI °C	KRİTİK SICAKLIK Kj / mol	KRİTİK BASINÇ kPa	KRİTİK YOĞUNLUK kg / m ³	ISI KAPASİTESİ Kj / kg (40°)	YERİNE GEÇECEĞİ REFRİJERAN CFC
HCF 227 ca	-16,30	-140,3	23,69	106,3	2,874	594	1,254	12
HCF 227 ea	-18,30	-127,1	22,73	102,8	2,943	580	1,258	12
HCF 236 cb	-1,44	-105,4	25,29	130,1	3,118	545	1,438	114
HCF 236 ea	6,50	-146,1	27,00	141,1	3,533	579	1,304	114
HCF 236 fa	-1,10	-94,2	25,62	130,6	3,177	556	1,371	114
HCF 245 ca	24,96	-73,4	29,05	178,4	3,855	529	1,454	11
HCF 245 cb	-18,30	-81,1	23,65	108,5	3,264	499	1,457	12
HCF 245 fa	15,30	-102,1	28,05	157,5	3,644	532	1,522	11
HCF 254 cb	-0,78	-121,1	24,82	146,1	3,753	467	1,590	114
HFE 125	-34,60	-156,1	21,81	80,7	3,253	584	1,327	115
HFE 143 a	-23,65	-149	21,58	104,9	3,588	439	N / A	12

Günümüzde ısı pompalarında kullanılan soğutucularda daha iyi verim elde edebilmek için çalışmalar devam etmektedir. Şu andaki kısıtlamaların en büyük nedeni, ozon tabakası tahribi nedeni ile klor içeren soğutucu akışkanlar için uygulanmaktadır.

Diğer çevresel etkiler göz önünde tutulduğunda küresel ısınma ile problemlerin en üst noktada olduğu bilinmektedir (Willcox Company 1992).

4.6.5 Soğutucu Akışkanların Termodinamik Özellikleri

Literatürde bu konuda bir çok çalışma mevcuttur. Ancak bu çalışmalardan en kullanışlı olanı Downing tarafından yapılan çalışmadır. Downing çalışmasında temel eşitlikleri verirken R 11, 12, 13, 14, 21, 22, 23, 113, 114, 500, 502 ve C 318 soğutkanlarına ilişkin sabitleri de vermiştir.

R 11, 12, 13, 14, 21, 22, 23, 113, 114, 500, 502, C 318 soğutkanlarına ilişkin denklemler aşağıda verilmiştir. Bu eşitliklerde kullanılan sabitler, Downing'in çalışmasından alınmıştır. (Downing; R.C.,1974) Bu denklemler İngiliz birim sistemine göre düzenlenmiştir ve SI birim sistemine dönüştürmek için denklemlerdeki sabitlerin SI birim sistemindeki değerleri alınmalıdır.

Sıvı yoğunluğu;

$$d_L = A_L + B_L \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^{1/3} + C_L \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^{2/3} + D_L \left(1 - \frac{T}{T_c}\right) + E_L \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^{4/3} + F_L \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^{1/2} + G_L \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^2$$

Burada;

T_c = Kritik sıcaklık

T = Sıvı yoğunluk sıcaklığı (F+459.67)

D_L = Sıvı yoğunluğu (kg/m^3)

Soğutucular için kullanılan sabit değerler aşağıdaki tablo 4.16'de verilmiştir.

Buhar Doyma Basıncı;

$$\log_{10} P = A + \frac{B}{T} + C \log_{10} T + DT + E \left(\frac{F-T}{T} \right) \log_{10} (F-T)$$

Burada; P basıncı ifade etmektedir, $T = (F + 459.67)$ sıcaklığı göstermektedir.

Hal denklemi;

$$P = \frac{RT}{V-b} + \sum_{i=2}^5 \frac{A_i + B_i T + C_i e^{-KT/T_c}}{(V-b)^i} + \frac{A_6 + B_6 T + C_6 e^{-KT/T_c}}{e^{aV} (1 + C' e^{aV})}$$

Burada; P basıncı, V hacmi, $T = F+459.67$ sıcaklığı gösterir.

Soğutucuların durum eşitlikleri için gerekli sabitler aşağıda verilmiştir.

Buhar için sabit hacimde özgül ısı;

$$C_v = a + bT + cT^2 + dT^3 + \frac{f}{T^2} - \frac{JK^2 T e^{-KT/T_c}}{T_c^2} \left[\frac{C_2}{V-b} + \frac{C_3}{2(V-b)^2} + \frac{C_4}{3(V-b)^3} + \frac{C_5}{4(V-b)^4} + \frac{C_6}{a e^{aV}} - \frac{C_6 C'}{a} (\ln 10) \log_{10} \left(1 + \frac{1}{C e^{aV}} \right) \right]$$

$C_v =$ Sabit hacimde ısı kapasitesi

$$T = F + 459.7$$

$$J = 0.185053$$

$$\ln 10 = 2.30258509$$

Tablo 4.17 Sıvı -yoğunluk eşitlik sabitleri

Sıra No	A _L	B _L	C _L	D _L	E _L	F _L	G _L	T _C	R	F Toplam
11	34.57	57.63811	43.6322	-42.82356	36.70663	0	0	848.07		459.67
12	34.84	53.341187	0	18.69137	0	21.98396	-3.150994	693.3		459.7
13	36.06996	54.395124	0	8.512776	0	25.879906	9.589006	543.60		459.69
14	39.06	69.568489	4.5866114	36.1716662	-8.058986	0	0	409.50		
21			-0.0000501	0	0	0	0	812.9		459.6
22	116.3786	-0.03106808	36.74892	-22.2925657	20.4732886	0	0	664.50		459.69
23	32.7758	63.37784	-25.30533	144.16182	-106.1328	0	0	538.33		459.69
113	112.872	-0.0128	0.0000636	0	0	0	0	877.0		459.6
114	36.32	61.146414	0	16.418015	0	17.476838	1.119828	753.95		459.69
500	31.00	43.562	74.709	-87.593	56.483	0	0	681.59		459.69
502	35.0	53.48437	63.86417	-70.08066	48.47901	0	0	639.56		459.67
C318	38.70	70.858318	23.609759	15.989182	-8.9243856	0	0	699.27		459.69

Tablo 4.18 Buhar basınç eşitlik sabitleri

Soğ. Akışkan	A	B	C	D	E	F	F TOPLAM
11	42.14702865	-4344.343807	-12.84596753	$4.0083725 \cdot 10^{-3}$	0.0313605356	862.07	459.67
12	39.88381727	-3436.632228	-12.47152228	$4.73044244 \cdot 10^{-3}$	0	0	459.7
13	25.967975	-2709.538712	-7.17234391	$2.545154 \cdot 10^{-3}$	0.280301091	546.00	459.67
14	20.71545389	-2467.505285	-4.69017025	$6.4798076 \cdot 10^{-4}$	0.770707795	424	459.69
21	42.7908	-4261.34	-13.0295	$3.9851 \cdot 10^{-3}$	0	0	459.6
22	29.35744453	-3845.193152	-7.86103122	$2.1909390 \cdot 10^{-3}$	0.445746703	686.1	459.69
23	328.90853	-7952.76913	-144.5142304	0.24211502	$-2.1280665 \cdot 10^{-4}$	$9.434955 \cdot 10^{-8}$	459.69
113	33.0655	-4330.98	-9.2635	$2.0539 \cdot 10^{-3}$	0	0	459.6
114	27.071306	-5113.7021	-6.3086761	$6.913003 \cdot 10^{-4}$	0.78142111	768.35	459.69
500	17.780935	-3422.69717	-3.63691	$5.0272207 \cdot 10^{-4}$	0.4629401	695.57	459.67
502	10.644955	-3671.153813	-0.369835	$-1.746352 \cdot 10^{-3}$	0.8161139	654	459.67
C318	15.63242	-4301.063	-2.128401	$-1.19759 \cdot 10^{-3}$	0.6625898	714	459.69

Tablo 4.19 Soğutucu hal denklikleri için sabitler

	11	12	13	14	21	22
R	0.078117	0.088734	0.102728	0.1219336	0.10427	0.124098
B	0.00190	0.0065093886	0.0048	0.0015	0	0.002
A ₂	-3.126759	-3.40972713	-3.083417	-2.162959	-7.316	-4.353547
B ₂	1.318523*10 ⁻³	1.59434848*10 ⁻³	2.341695*10 ⁻³	2.135114*10 ⁻³	4.6421*10 ⁻³	2.407252*10 ⁻³
C ₂	-35.76999	-56.7627671	-18.212643	-18.941131	0	-44.066868
A ₃	-0.023341	0.0602394465	0.058854	4.404057*10 ⁻³	-0.20382376	-0.017464
B ₃	4.875121*10 ⁻⁵	-1.87961843*10 ⁻⁵	-5.671268*10 ⁻⁵	1.282818*10 ⁻⁵	3.593*10 ⁻⁴	7.62789*10 ⁻⁵
C ₃	1.220367	1.31139908	0.571958	0.539776	0	1.483763
A ₄	1.687277*10 ⁻³	-5.4873701*10 ⁻⁴	-1.026061*10 ⁻³	1.921072*10 ⁻⁴	0	2.310142*10 ⁻³
B ₄	-1.805062*10 ⁻⁶	0	1.338679*10 ⁻⁶	-3.918263*10 ⁻⁷	0	-3.605723*10 ⁻⁶
C ₄	0	0	0	0	0	0
A ₅	-2.358930*10 ⁻⁵	0	5.260649*10 ⁻⁶	-4.481049*10 ⁻⁶	0	-3.724044*10 ⁻⁵
B ₅	2.448303*10 ⁻⁸	3.468834*10 ⁻⁹	-7.395111*10 ⁻⁹	9.062318*10 ⁻⁹	0	5.355465*10 ⁻⁸
C ₅	-1.478379*10 ⁻⁴	-2.54390678*10 ⁻⁵	-3.874233*10 ⁻⁵	-4.836678*10 ⁻⁵	0	-1.845051*10 ⁻⁴
A ₆	1.057504*10 ⁸	0	7.378601*10 ⁷	5.838823*10 ⁷	0	1.363387*10 ⁸
B ₆	-9.472103*10 ⁴	0	-7.435565*10 ⁴	-9.263923*10 ⁴	0	-1.672612*10 ⁵
C ₆	0	0	0	0	0	0
K	4.50	5.475	4.00	4.00	0	4.2
A	580	0	625	661.199997	0	548.2
C'	0	0	0	0	0	0
T _{cR}	848.07	693.3	543.60	409.50	664.50	664.50
F _T	459.67	459.7	459.67	459.69	459.69	459.69

Tablo 4.19 Soğutucu hal denklikleri için sabitler-devam

	23	113	114	500	502	C-318
R	0.15327	0.05728	0.062780807	0.10805000	0.096125	0.053645698
B	0.00125	0	0.005914907	0.006034229	0.00167	0.0060114165
A ₂	-4.679499	-4.035	-2.3856704	-4.549888	-3.2613344	-1.8947274
B ₂	3.472778*10 ³	2.618*10 ⁻³	1.0801207*10 ⁻³	2.308415*10 ⁻³	2.0576287*10 ⁻³	9.8484745*10 ⁻
C ₂	-59.775232	0	-6.5643648	-92.90748	-24.24879	-28.542156
A ₃	0.012475	-0.0214	0.034055687	0.08660634	0.034866748	0.026479892
B ₃	7.733388*10 ⁷	5.00*10 ⁻⁵	-3.336494*10 ⁻⁶	-1.41665*10 ⁻⁵	-8.6791313*10 ⁻⁶	-8.62101*10 ⁻⁶
C ₃	5.941212	0	0.16366057	2.742282	0.33274779	0.66384636
A ₄	2.06804210 ⁻³	0	-3.857481 *10 ⁻⁴	-8.726016*10 ⁻⁴	-8.57677*10 ⁻⁴	-2.4565234*10 ⁻⁴
B ₄	-3.68423810 ⁻⁶	0	0	0	7.0240549*10 ⁻⁷	0
C ₄	0	0	0	0	0.022412368	0
A ₅	-3.86854610 ⁻⁵	0	1.6017659*10 ⁻⁶	-1.375958*10 ⁻⁶	8.8368967*10 ⁻⁶	6.0887086*10 ⁻⁷
B ₅	6.455643*10 ⁸	0	6.263234110 ⁻¹⁰	9.149570*10 ⁻⁹	-7.9168095*10 ⁻⁹	8.269634*10 ⁻¹⁰
C ₅	-3.94214*10 ⁷	0	-1.016531410 ⁻⁵	-2.102661*10 ⁻⁴	-3.7167231*10 ⁻⁴	-3.849145*10 ⁻⁵
A ₆	7.502357*10 ⁷	0	0	0	-3.8257766*10 ⁷	0
B ₆	-1.14202*10 ⁵	0	0	0	5.5816094*10 ⁴	0
C ₆	0	0	0	0	1.5378377*10 ⁹	0
K	5.50	0	3.0	5.475	4.2	5
A	520.0	0	0	0	609	0
C'	0	0	0	0	7*10 ⁻⁷	0
T _{C,R}	538.33	877.0	753.95	681.59	639.56	699.27
TOP _{F,T}	459.69	459.69	459.69	459.69	459.67	459.69

Soğutucuların buhar ısı kapasitesi eşitliklerinin bulunmasında gerekli sabitler aşağıda verilmiştir.

Sabit basınçta özgül ısı aşağıdaki gibi hesaplanır; (Çengel and Boles, 1989).

$$C_p - C_v = T \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_P \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_V$$

Denklemdaki kısmi türevler hal denkleminde türetilerek elde edilir.

Buharlaştırma gizli entalpisi;

$$H_{fg} = JT(V_g - V_f) \left[P \ln 10 \left(\frac{-B}{T^2} + \frac{C}{T \ln 10} + D - E \left(\frac{\log_{10} e}{T} + \frac{F \log_{10}(F - T)}{T^2} \right) \right) \right]$$

Burada;

H_{fg} = Kızgın buhar entalpisi V_g = Doymuş buharın özgül hacmi

V_f = Doymuş sıvı özgül hacmi P = Buhar basıncı

$\ln 10 = 2.302585093$ $\log_{10} e = 0.4322944819$

$J = 0.185053$

Buhar entalpisi;

$$H = aT + \frac{bT^2}{2} + \frac{cT^3}{3} + \frac{dT^4}{4} - \frac{f}{T} + JPV + J \left[\frac{A_2}{Z} + \frac{A_3}{2Z^2} + \frac{A_4}{3Z^3} + \frac{A_5}{4Z^4} + \right.$$

$$\left. \frac{A_6}{a} \left(\frac{1}{e^{av}} - C' [\ln 10] \log \left[1 + \frac{1}{C' e^{AV}} \right] \right) + J e^{-KT/T} \left(1 + \frac{KT}{T_c} \right) \right]$$

$$\left[\frac{C_2}{Z} + \frac{C_3}{2Z^2} + \frac{C_4}{3Z^3} + \frac{C_5}{4Z^4} + \frac{C_6}{ae^{AV}} - \frac{C_6 C' (\ln 10) \log \left(1 + \frac{1}{C' e^{AV}} \right) \right] + X$$

Burada;

H = Entalpi

P = Basınç

T = [R]

Z = (V-b)

V = Hacim

X = $H_{fg}(\text{referans sic.}) - H(\text{referans sic.})$

Buhar entropisi;

$$S = a (\ln 10) \log T + bT + \frac{cT^2}{2} + \frac{dT^3}{3} - \frac{f}{2T^2} + JR (\ln 10) \log(Z) -$$

$$J \left[\frac{B_2}{Z} + \frac{B_3}{2Z^2} + \frac{B_4}{3Z^3} + \frac{B_5}{4Z^4} + \frac{B_6}{a} \left(\frac{1}{e^{aV}} - C' [\ln 10] \log \left[1 + \frac{1}{C' e^{AV}} \right] \right) \right] +$$

$$\frac{JK e^{-KT/T_0}}{Tc} e^{-KT/\pi} \left[\frac{C_2}{Z} + \frac{C_3}{2Z^2} + \frac{C_4}{3Z^3} + \frac{C_5}{4Z^4} + \frac{C_6}{ae^{AV}} - \right.$$

$$\left. \frac{C_6 C' (\ln 10) \log}{a} \left(1 + \frac{1}{C' e^{AV}} \right) \right] + Y$$

Burada;

Z = (V-b)

J = 0.185053

V = Hacim

Y = $H_{fg}(\text{referans})/T(\text{ref.}) - S(\text{referans})$

S = Entropi

a,b,c,d,f = Isı kapasitesi eşitlik sabitleri

A,B,C,K,a,c' = Hal denklik sabitleri

Tablo 4.20 Isı kapasitesi eşitlik sabitleri

SÖĞ	a	b	c	d	f	f _t
AKIŞKAN						
11	0.023815	$2.798823 \cdot 10^{-4}$	$-2.123734 \cdot 10^{-7}$	$5.999018 \cdot 10^{-11}$	-336.80703	459.67
12	$8.0945 \cdot 10^{-3}$	$3.32662 \cdot 10^{-4}$	$-2.413896 \cdot 10^{-7}$	$6.72363 \cdot 10^{-11}$	0	459.7
13	0.01602	$2.823 \cdot 10^{-4}$	$-1.159 \cdot 10^{-7}$	0	0	459.69
14	0.0300559282	$2.3704335 \cdot 10^{-4}$	$-2.85660077 \cdot 10^{-8}$	$-2.95338805 \cdot 10^{-11}$	0	
21	0.0427	$1.40 \cdot 10^{-4}$	0	0	0	459.6
22	0.02812836	$2.255408 \cdot 10^{-4}$	$-6.509607 \cdot 10^{-8}$	0	257.341	459.69
23	0.07628087	$-7.561805 \cdot 10^{-9}$	$3.9065696 \cdot 10^{-7}$	$-2.454906 \cdot 10^{-10}$	0	459.69
113	0.07863	$1.159 \cdot 10^{-4}$	0	0	0	459.6
114	0.0175	$3.49 \cdot 10^{-4}$	$-1.67 \cdot 10^{-7}$	0	0	459.69
500	0.026803537	$2.8373408 \cdot 10^{-4}$	$-9.7167893 \cdot 10^{-8}$	0	0	459.69
502	0.020419	$2.996802 \cdot 10^{-4}$	$-1.409043 \cdot 10^{-7}$	$2.210861 \cdot 10^{-11}$	0	459.67
C318	0.0225178157	$3.69907814 \cdot 10^{-4}$	$-1.64842522 \cdot 10^{-7}$	$2.152780846 \cdot 10^{-11}$	0	459.69

Termodinamikte bir duruma ait en az bir özellik biliniyorsa diğer özellikleri hesaplamak mümkündür. Yukarıdaki eşitlikler yakından incelendiğinde P, V, T'den en az ikisini bilmek gerektiği açıkça görülür. Örneğin her hangi bir noktada T ve V biliniyorsa ve bu noktadaki entalpi hesaplanmak isteniyorsa, hal denkleminde basınç bulunur ve entalpi denkleminde yerine konularak entalpi hesaplanır. Fakat basınç ve entalpinin bilindiği bir noktada entropiyi hesaplamak istiyorsak o zaman işimiz biraz zorlaşır. Bu durumda P ve H değerlerini hal denkleminde yerine yazarsak;

$$\text{Hal denkleminden} \quad f_1(T, V) = 0$$

$$\text{Entalpi denkleminden} \quad f_2(T, V) = 0$$

Şeklinde iki denklem elde ederiz. Bu iki denklem T ve V'ye göre çözümlenip daha sonra entropi hesaplanır (Yusuf A. Kara, 1999).

5. TOPRAK ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN TASARIMI

5.1 Genel

Toprak kaynaklı sistemler, kuyu sistemlerinden farklı bir şekilde çalışır. Kuyu sistemlerinde, akiferdeki su, bir ısı kaynağıdır. Toprak kaynaklı sistemlerde, toprak kitlesi kendi kendine, bir ısı kaynağıdır. Boru içindeki sıvı sirkülasyonu ve istenilen ısı akımını almak toprak malzemesi arasındaki farklı sıcaklıktan dolayı, ısı pompası, en düşük 25 °F (-3,9 °C) ve en yüksek 100 °F (37,8 °C) sıcaklıkta sirküle eden sıvı ile çalışmak zorundadır.

Bu toprak kaynaklı uygulamalar için ısı pompası seçildiğinde, ünitenin, bu minimum ve maksimum sıcaklık alanlarında çalışması son derecede önemlidir. Piyasadaki bazı modeller, su giriş sıcaklığı 45 °F (7,2 °C)'tan 85 °F (29,4 °C) veya 60 °F (15,5 °C)'tan 85 °F (29,4 °C) gibi çok daha küçük çalışma alanlarına sahiptir. Bu üniteler, toprak kaynaklı uygulamalarda tatmin edici bir şekilde çalışmazlar.

Isı; ünite ve toprağa gömülmüş, içinden akışkanın geçtiği borular ile toprak arasında transfer edilir. Bir pompa, bu akışkanı sirküle etmek için kullanılmaktadır. Kazılmış yatay hendekler veya dikey deliklere yerleştirilmiş plastik borular, ısı transfer akışkanını taşımak için kullanılmaktadır. Yatay borular, genellikle kuzey yarım kürede 3 ft ila 6 ft (0,91 m ila 1,82 m)'in altındaki katmanlara döşenmektedir. Boruların derine gömülmesi, kışın güneşin etkisini azaltır.

Kullanılan sığ derinlik dolayısıyla, antifriz, sistemdeki suyun donmasını önlemek ve topraktaki suyun donması halinde, toprak malzemesinden alınan ısıyı kullanarak kapasite ve verim kazanmak için sisteme izin vermesi amacıyla sıvı sirküle sisteminde kullanılmaktadır.

Kullanılan antifriz malzemesi, genellikle propilene glikol veya kalsiyum klorittir.

Güney yarım kürede, borular, 4 ft ila 12 ft (1,22 m ila 3,65 m)'in altındaki katmanlara döşenmektedir. Bu, sistem performansı üzerindeki yaz güneşinden kaynaklanan yüksek toprak sıcaklığının etkisini azaltmak içindir.

Kazılmış dikey delikler, 300 ft (91,44 m) derinde olabilir. Bu, delme esnasında karşılaşılan malzemenin tipine bağlı olacaktır. Çoklu delikler, bir derin delikten daha çok arzu edilebilir.

Sistemlerin her ikisi içinde kullanılan boru uzunluğu, aşağıdakilere bağlı olarak, 12,000 BTUH (3515,9 W) birim kapasite başına 150 ft ila 1000 ft (45,72 m ila 304,8 m) arasında çeşitlilik gösterebilir:

BS (birim kapasite-soğutma)

BH (birim kapasite-ısıtma)

β_{SOG} (soğutma etki katsayısı)

β_{ISIT} (ısıtma etki katsayısı)

T_o (ortalama yıllık toprak sıcaklığı)

T_{GSS} (giren su sıcaklığı- soğutma)

T_{GSI} (giren su sıcaklığı- ısıtma)

R_t -toprak direnci (toprak tipi ile değişen)

R_b -boru direnci (boru duvarlarına doğru ısı akış direnci)

Toprak serpantin tipi

Toprak serpantin derinliği

F_s (birim soğutma çalışma faktörü)

F_1 (birim ısıtma çalışma faktörü)

5.2 Isı Pompası Seçimi

Isı pompasının büyüklüğünü veya kapasitesini belirlemeden ve bir seçim yapmadan önce, iki önemli faktör incelenmelidir.

1. Binanın tam bir ısı kazancı ve kaybı incelenmelidir. Bu hesaplamaların doğru bir şekilde yapılması büyük önem taşır.

2. Boruların yerleştirildiği derinlikteki, maksimum ve minimum toprak sıcaklığı belirlenmelidir. Bu, cihazın çalışacağı su sıcaklık aralıklarını seçmek için gereklidir.

Hava-hava ısı pompaları için, cihaz, istenen soğutma kapasitesini karşılamak için seçilmelidir. Eğer soğutma yükü, ısıtma yükünden daha az ise, aradaki farkı yenmek için ek bir ısı kullanılır. Eğer soğutma yükü, istenen ısıtma yükünü aşıyorsa, ek bir ısı ihtiyacı yoktur. Bununla birlikte, yararlı ihtiyaçlar, hava-hava üniteleri yanı sıra sıvı-hava ünitelerine uygulanır. Bu, binanın tasarım ısı kaybı çalışmalarına yeterli ilave ısının, yerleştirmeye dahil edilmek zorunda olduğu anlamına gelir.

Soğutma modu içinde ünitenin verdiği hissedilir kapasitesi, ne hesaplanmış toplam hissedilir yükten az olmalı nede % 25'den çok hesaplanmış hissedilir yükten aşırı olmalıdır. Soğutma modu içinde ünitenin son kapasitesi, hesaplanmış toplam son yükten daha az olmamalıdır. Hissedilir ve son kapasite eşitlikleri, üreticilerin teknik özelliklerinden bulunabilir. Bu kapasiteler, beklenen tasarım koşulları yanı sıra yerel yer altı suyu sıcaklıklarına bağlıdır.

β_s (Soğutma Etki Katsayısı)

Ünitenin soğutma etki katsayısı (β), kapasiteyi sağlamak için gerekli olan elektrik enerjisi ile bölünmüş birimin BTUH soğutması

olarak tanımlanmaktadır. Birimin soğutma β 'sı, gerekli olan elektrik enerjisinin eş ısı enerjisi ile bölünmüş birimin BTUH soğutma kapasitesidir.

$$\text{Soğutma } \beta = \frac{\text{BTUH Birim Soğutma Kapasitesi}}{\text{Verilen Elektrik Enerjisi (W) x 3.413BTU/W}}$$

Üreticiler, EER (Enerji Verimlilik Oranı) metodu ile ünitelerini karşılaştırabilirler. EER oranı, elektrik enerjisi W ile bölünmüş Btu soğutma kapasitesinin toplamıdır. EER oranını β oranına dönüştürmek için, EER oranı 3.413'e bölünür.

β_1 (Isıtma Etki Katsayısı)

Performans Yeterliliği-Isıtma β_1 , W girdisinin eş Btu ile bölünen birimin ısıtma kapasitesidir.

$$\text{Isıtma } \beta = \frac{\text{BTUH Birim Isıtma Kapasitesi}}{\text{Verilen Elektrik Enerjisi (W) x 3.413BTU/W}}$$

To (Ortalama Yıllık Toprak Sıcaklığı)

Ortalama yıllık toprak sıcaklığının, 50 ft (15,24 m)'den 150 ft (45,72 m)'e kadar kuyu derinliğindeki kuyu sıcaklığına eşit olduğu farz edilir. Bu, yaklaşık ortalama yıllık hava sıcaklığına 2 °F (1,1 °C) ekleyerek bulunabilir.

Ortalama yıllık hava sıcaklığı (T_o), tüm yıl boyunca değişen toprağın ortalama sıcaklığıdır. Yüzey sıcaklığı, toprak sıcaklığı üzerine etki yapar, fakat daha büyük etki güneş ışınlarından olur.

Toprak, yüzeyden uzaklığının yanı sıra, toprak malzemesinin yayınımlı olarak adlandırılan, toprak malzemesinin yoğunluğuna ve nem içeriğine bağlı olarak onun ısı alma ve verme kabiliyeti yüzünden, sıcaklık değişimi üzerine nemlilik etkisi vardır. Derinliğin artmasıyla, yıllık eğri azalır.

Tablo 5.1'deki eğrilerde, yüzeyden 12 ft (3,65 m) aşağı seviyede toprak üzerindeki hava ve güneş değişimlerinin etkileri gösterilmektedir. Eğriler, 2'(0,6 m), 5'(1,5 m) ve 12'(3,65 m) seviyeleri için verilmiştir. Bu eğriler, aynı zamanda, yılda ulaşılan minimum (T_{min}) ve maksimum (T_{max}) sıcaklıkları da göstermektedir. Örneğin, minimum yüzey sıcaklığı yaklaşık olarak yılın 35.gününe denk gelmesi beklenmektedir. Bazı hava koşulları varyasyonları, bu zamanın ± 3 gün civarlarında değişiklik gösterir.

Toprağın depolama etkisi, 2'(0,6 m) seviyede minimum sıcaklığa ulaşmak için 14 günlük, 5'(1,5 m) seviyede 35 günlük ve 12'(3,65 m) seviyede 83 günlük gecikmeye neden olacaktır. Toprağın depolama kapasitesi, yüzeyde ortalama sıcaklığın 23°F (-5°C) altında ile 12'(3,65 m) seviyede ortalama sıcaklığın 5°F (-15°C) altında, minimum sıcaklık varyasyonları ile gösterilmektedir.

Soğutma mevsiminde, Ağustosun 6.günü veya ± 3 gün civarlarında en yüksek yüzey sıcaklığı ile oluşarak sıcaklık dönüşümü tamamlanır. Tekrar, yüzeyden aşağı derinliklerde artar, maksimum sıcaklık (T_{max}) gecikmenin yanı sıra azalır. 2'(0,6 m)'de T_m 17°F ($-8,3^\circ\text{C}$) azalır ve

yaklaşık 14 günlük (Ağustos 20) gecikmeyle olur. 12'(3,65 m)'lik derinlikte, maksimum sıcaklık (Tmax) Ekim'in 29.günü civarlarında oluşur ve yıllık ortalama sıcaklığın (Tm) 5 °F (-15 °C) üstüne ulaşır.

Şekil 5.1'de, ortalama bir toprak yoğunluğu ve nem içeriği (yayınımı) için eğriler gösterilmektedir.

Bu bilgiler kullanılarak, toprak çevriminin yerleştirilmek zorunda olunan derinlikte, ısı pompasının su giriş sıcaklıkları (T_{GSS} ve T_{GSI}) belirlenebilir. Böylece, her uygulama için boru uzunluğunu ve derinliğini belirlemek için kullanılan adımların bir kısmı ortaya çıkar.

T_{GSS} (Su Giriş Sıcaklığı-Soğutma)

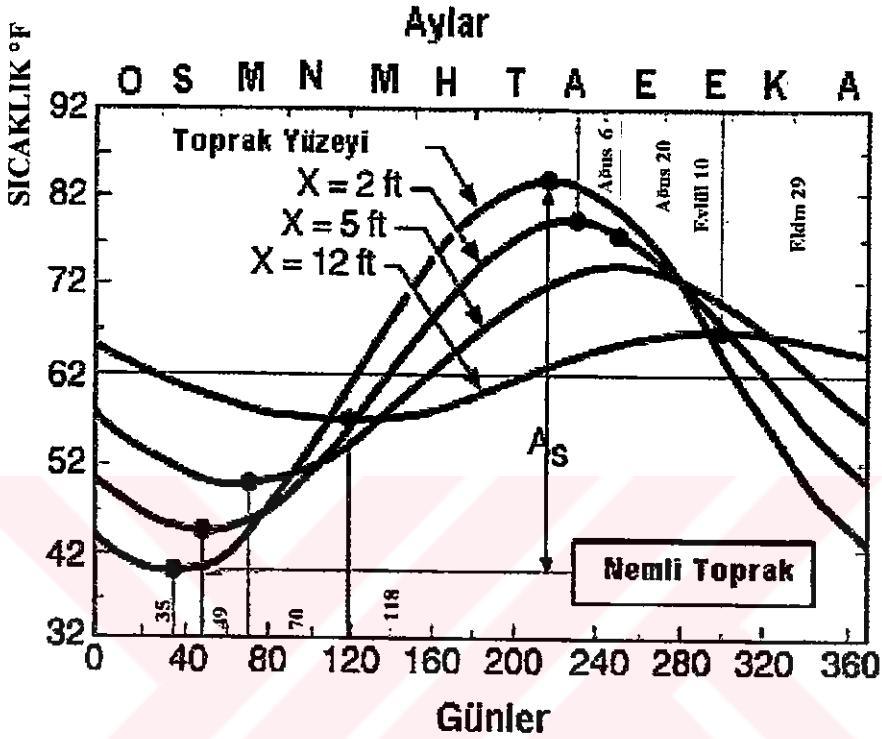
Üniteye giren su sıcaklığı, toprak borularından ayrılan su sıcaklığı, toprağın normal sıcaklığından daha yüksek olacaktır. Bu, borular içinde dolaşan sudan toprağa ısının atılması nedeniyledir. Sıcaklık farklılıkları, ısı transferini almak için bir ihtiyaçtır.

Bu sıcaklık farklarının bir miktarı, ısıyı iletmek için boru yüzeyinin bir miktarının yanı sıra atılan Btu'a bağlıdır. Ünitenin su sıcaklığı sınırlarını geçmeksizin arzu edilen iletim oranını elde etmek için, bu iki faktörün dengesine ulaşılmalıdır.

T_{GSI} (Su Giriş Sıcaklığı-Isıtma)

Aynı etkiler ısıtmada da oluşur. Toprak ısının alınması ile soğutulmaktadır. Bununla birlikte, değişiklik, oldukça azdır. Çünkü, atılan ısı, ünitenin toplam veya bütün kapasitesi olurken, çıkarılan ısı, ünitenin net kapasitesidir.

Tablo 5.1 Toprak sıcaklığı dalgalanması



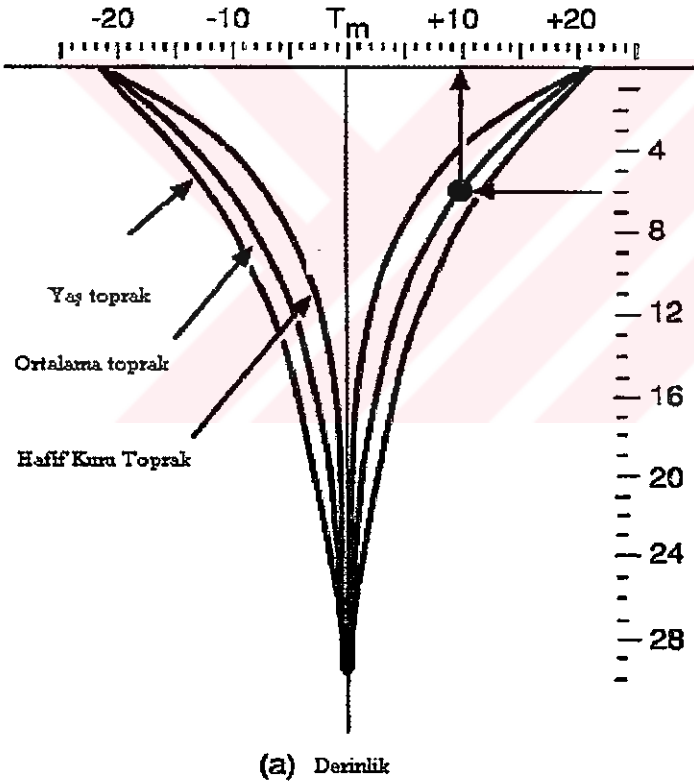
Tam anlamıyla, ısı miktarı arasındaki farklılığa dayandırılarak, soğutma modunun, daha çok boru yüzeyi isteyeceği açıktır. Bununla birlikte, tüm faktörler incelendiğinde, bu daima uygulanmaz.

Dağılmış toprak etkileri

“Dağılmış toprak” başlığı, toprak sıcaklığını etkileyen ısı kapasite değişimini göstermek için kullanılmaktadır. Bu sıcaklık eğrileri, ortalama toprak yayılımına bağlıdır.

Örneğin, T_m 53 °F (11,6 °C) olan bir yer göz önüne alalım. Isıtma modunda, dağılmış toprak ile 6 °F (3,3 °C) düşüş ve toprak ile yer altı çevrim suyu arasındaki ΔT 10°F (5,5 °C) ile üniteye giren su sıcaklığı (T_{GS1}), 37 °F (2,8 °C) olacaktır. Soğutma modunda, dağılmış toprakta 15 °F (8,25 °C) artış ile ve toprak ve yer altı çevrim sıvısı arasındaki ΔT 10 °F (5,5 °C) ile üniteye giren su sıcaklığı, 78 °F (25,5 °C) olacaktır.

Tablo 5.2 Farklı topraklar için çeşitli derinliklerde T_m karşılaştırılması



Rt (Toprak direnci)

Toprak direnci, toprak içinden ısı akış direncidir. Kuru hafif toprak, nemli yoğun toprak kadar hızlı bir şekilde, ısı enerjisini taşımaz. Ek olarak, tüm toprak kaynaklı sistemlerdeki yüzey altındaki boru derinlikleri, borular arasındaki uzaklık ve boruların boyutu ve sayısı, toprak direnci üzerine bir etkidir.

Tablo 5.3'de, kaya ve ağır nemli toprak içindeki dikey sistemlerin yanı sıra, tek borulu, çift borulu ve dört borulu çoklu sistemlerde kullanılan ¾"den 2"e kadar çeşitli boru ölçüleri için ağır nemli toprak, ağır kuru toprak ve hafif nemli toprak için, toprak direnci tablosunu gösterilmektedir. Örneğin, tek borulu bir çevrim sisteminde, 3' (0,91 m)'te 1" boru ölçüsünde, toprak direnci, ağır nemli toprak için 0,97 ve ağır kuru toprak veya hafif (yumuşak) nemli toprak için 1,32 olacaktır.

Bu tablo, belirli koşullar için hesaplama adımlarından çok, toprak koşulları için ortalamalar olarak kullanılır. Bu tabloda kullanılan hata oranı genellikle % 3'den daha azdır. Son hesaplamalar, boru uzunluğu hesaplamalarında, 100'(30,48 m) hata için 3'(0,91 m)'den daha az ile sonuçlanır.

Rb (Boru direnci)

Endüstriyel deneyimlerden, toprak kaynaklı sistemlerde kullanılan borular için önerilen malzeme tipleri üzerine bilgiler oluşturulmuştur. Plastik malzemeler, toprak malzemesinin korozif etkisinden az etkilenir ve uzun boru ömürlüdür. Tablo 5.4'de, toprak kaynaklı sistemler için boru üretiminde kullanılan dört farklı malzeme gösterilmektedir.

1. Polietilene-Schedule 40

2. Polietilene-Schedule 11
3. Polietilene-Schedule 17
4. Polietilene-Schedule 13.5

Tüm bu malzemelerden ısı transferi direnci-Rb (boru direnci faktörü) Tablo 5.4’de verilmiştir. Aşağıda sunulan iki farklı direnç, yatay pozisyondaki boru Rb ve dikey pozisyondaki boru ile Rbd verilmiştir. Bu faktörler, toprak/sıvı ısı değiştiricileri için gerekli boru uzunluğu hesaplarının yapılmasında kullanılmaktadır.

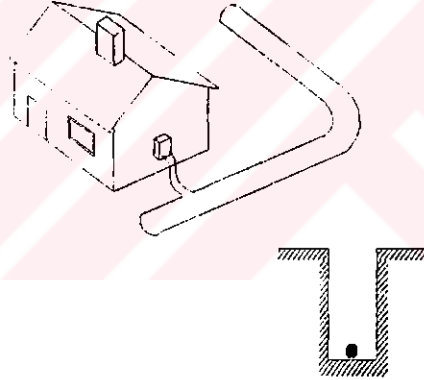
Tablo 5.4 Boru direnç değerleri

		Rb Rbd			
		PE SCH 40	PE SDR-11	PB SDR-17	PB SDR-13.5
BORU ÖLÇÜSÜ	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	↓	↓	↓

Toprak Serpantin Tipi

Kullanılmakta olan toprak serpantin tipi, boru uzunluluğunu etkileyecektir. Hendekte sadece tek boru kullanılıyorsa, boru ft'i başına en yüksek ısı akımı oluşur. Olan hendek-kanal miktarı arttıkça, tabaka için daha büyük bir alan gerektirmektedir.

Şekil 5.1'de, sürekli sistemlerde kullanılan tipik bir yatay serili sistemlerin tarifini gösterilmektedir. Tek borulu sistemlerde önerilmiş maksimum ısı pompası boyutu 2500' (762 m)'lik boru uzunluğu anlamına gelen 6000 Btuh (1758 W)' tır. Hendekte-kanal-ki tek boru ile, kazılan derinlik, kuzey iklimde 3.5'(1,06 m) ve güney iklimde 6'(1,83 m) olacaktır.



TOPRAK ISI DEĞİŞTİRİCİSİ TİPİ : YATAY-TEK BORU
 AKIŞ TİPİ : SERİ
 BORU ÇAP : 1 1/4-2 inç
 BORU UZUNLUĞU : 30-45 m²kW
 GÖMME DERİNLİĞİ : 1-1.5 m
 MAKSİMUM ISI POMPASI KAPASİTESİ : 17.6 kW

Şekil 5.1 Bir hendek içinde bir dallı yatay seri çevrim

Tablo 5.3 Toprak Direnci (Courtesy Bard Manufacturing Co.)

		RI (AĞIR TOPRAK-NEMLİ)										RI (KAYA)	
		RI (AĞIR TOPRAK-KURU VEYA HAFİF TOPRAK-NEMLİ)										RI (AT-NEMLİ)	
3/4		1,02	1,06	1,09	1,11	1,31	1,37	2,05	2,15	2,11	1,88	0,6	
		1,38	1,44	1,47	1,49	1,77	1,84	2,75	2,86	2,85	2,53	1,06	
1		0,97	1,02	1,04	1,06	1,26	1,32	2	2,1	2,07	1,84	0,57	
		1,32	1,37	1,4	1,42	1,7	1,77	2,88	2,79	2,78	2,47	1,01	
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	1,7	2,61	2,72	2,71	2,4	0,96	
1/2		0,89	0,94	0,97	0,98	1,19	1,25	1,92	2,02	1,99	1,76	0,53	
		1,21	1,27	1,3	1,32	1,59	1,66	2,57	2,68	2,67	2,36	0,94	
2		0,85	0,89	0,92	0,94	1,14	1,2	1,88	1,98	1,94	1,71	0,5	
		1,15	1,2	1,24	1,26	1,53	1,6	2,51	2,62	2,61	2,29	0,89	
B O R U Ö L Ç Ü S Ü													

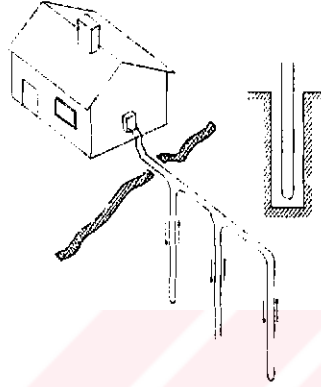
Hendekte iki boru ile çift bir geri sarım kullanılarak tipik bir yatay serili sistemlerde, iki borunun bulunması toprak direncini artırır, daha uzun boru uzunluğu, istenilen ısı akımını elde etmek için gerekmektedir. Bu şartlar altında, pratik bir şekilde boru uzunluğu, 12,000 BTUH (3,515 W) başına 350' ila 500'(106.5 m ila 152,4 m)'den 12,000 BTUH (3515 W) başına 420' ila 600'(128 m ila 182,8 m)'e kadar artar. Hendek uzunluğu, tek borulu hendekte 12,000 BTUH (3515 W) başına 350' ila 500'(106.5 m ila 152,4 m)'den 12,000 BTUH (3515 W) başına 210' ila 300'(64 m ila 91,4 m)'e azaltılmaktadır. Bu ikisi, boru derinlikleri ve kuzey bölgede 3'(0,91 m) ve 5'(1,5 m) ve güney bölgede 4'(1,2 m) ve 6'(1,82 m) önerilmektedir.

Yatay sistemin üçüncü tipi, çoklu-seviye veya paralel sistemdir. Burada, dar hendekte, dört-boru yığını örnek olarak verilmiştir. Tablo 5-3'deki toprak direnci de geniş hendeğin her bir yanındaki çift yığındaki dört boruyu gösterir. Yığın halindeki dar hendekte, boru derinliği kuzey bölgede 6', 5', 4' ve 3'(1,82 m, 1,5 m, 1,2 m ve 0,91 m) ve güney bölge için 7', 6', 5' ve 4'(2,1m, 1,82 m, 1,5 m ve 1,2 m)'tür. Çift-yığın daha geniş hendekte, boru derinliği, tek çevrimli geri dönüşümlü sistemlerle aynı olacaktır - kuzey bölgede 3'(0,91 m) ve 5'(1,5 m) ve güney bölgede 4'(1,2 m) ve 6'(1,82 m).

Boru yığınları arasındaki yatay alan 1' (0,3 m) ve 2'(0,6 m)'den daha az olmamalıdır. Tablo 5-3, 1'(0,3 m) ve 2'(0,6 m) alanında kullanılan boru direnci (R_b) farklılıklarını gösterir.

Şekil 5.2, devamlı seri serpantinlerde kullanılan dikey serileri gösterir. Sondalanmış veya kazılmış toplam delikte, 200'(60,9 m) ila 350'(106,6 m) boru gerektirecek 12,000 BTUH (3515 W) başına

100'(30,48 m) ila 175'(53,34 m)'tir. Kullanılan yaklaşık 140'(42,67 m) 12,000 BTUH (3515 W) başına boru, tek sonda deliği 300'(91,44 m)'den daha çok olmamalıdır.



TOPRAKIN DEĞİŞİRCİSİ İÇİN DİKEY-SERİ SİSTEMİ
 AKIŞTIRICI: SERİ
 BORU ÇAP: 3/4" İNÇ (1,915 m)
 DELİK UZUNLUĞU: 85m-10m
 BORU UZUNLUĞU: 17m-10m

Şekil 5.2 Dikey seri sistem

Sonda delikleri arasındaki minimum açıklık, ağır ıslak toprak için 10'(3 m) ve ağır kuru toprak veya hafif ıslak toprak için 15'(4,57 m)'dir. Sonda delikleri arasındaki açıklık, minimumu aşmamalıdır. Çünkü, bu, atık bir boru uzunluğudur ve daha uzun borular arasından gereksiz bir akış direnci yaratır.

Dikey borular arasından paralel akışlı dikey sistemde bir diğer kullanımı göstermektedir. Sonda ve boru derinliği, yaklaşık olarak aynıdır. Bununla birlikte, paralel sistemin yararı, her bir çevrim içinden

daha düşük akış oranıdır. Böylelikle, daha az ısı transfer direncine(R_b) sahip daha ince duvarlarla, daha küçük borular kullanılabilir.

Çevrim arasından eşit akış oranını sağlamak için uygun tasarım, en yüksek çalışma oranını elde etmek için çok önemlidir.

Toprak Serpantin Derinliği

Serpantin katmanının her bir tipinin gösteriminde, ortalama toprak derinliği verilmektedir. Bununla birlikte, bazı durumlarda, üniteye (cihaza) giren su sıcaklığının, üretici önerilerini aşmadığını farz etmek gerekli olacaktır. Su sıcaklıkları, sistemin işletilmesinde, özellikle kuzey bölgede ısıtma modunda kritiktir. Uygulamada, tüm ısı pompası üreticileri, ünitelerini, soğutma modunda 45°F ($7,2^{\circ}\text{C}$) ila 90°F ($32,2^{\circ}\text{C}$) T_{max} ve ısıtma modunda 45°F ($7,2^{\circ}\text{C}$) ila 80°F (16°C) T_{min} 'ta değerlendirirler. Bazı üreticiler, aynı üniteleri değerlendirir veya 25°F ($-3,9^{\circ}\text{C}$) T_{min} 'de çalışacak düşük sıcaklıklı üniteleri imal ederler. 25°F ($-3,9^{\circ}\text{C}$) T_{min} 'taki daha yüksek sıcaklıklı ünitelerini çalıştırmak için, iki sınırlama, zorla yapılmaktadır:

1. Eğer, düşük bir basınçlı sabit ortam kontrol düğmesi, ünite içinde kullanılıyorsa, bu kaldırılmalı ve uygun bir düğmenin, daha düşük uygun ortama ulaşmak için yerine koyulması zorunludur.

2. Su ve antifriz karışımı, ısı pompasını donmadan korumak için kullanılmalıdır. Eğer, sıcaklığın 35°F ($1,7^{\circ}\text{C}$)'ın altına düşmesi söz konusu ise, antifriz solüsyonu, göz önüne alınmalıdır.

Hatırlatma: Toprak ısı değiştirici sistemi için % 20 propilen-glikol antifriz solüsyonu kullanıldığı zaman, ısı pompası için seçilmiş minimum su debisi, aynı ısı akımını elde etmek için % 40 artırılmalıdır. Örneğin, su

için 6 gpm debi gerekli ise, % 20 antifriz solüsyonu kullanıldığında pompa seçimi kullanılan debi 6GPM x 1.4 veya 7.2 GPM olacaktır.

Boru akış direnci veya boru basınç kaybı da antifriz solüsyonu kullanımıyla artar.% 20 propilen-glikol solüsyonu akış direncini % 36 artırır. Su için akış direnci x 1.36 = solüsyon için akış direnci olur.

Çevrim için istenen boru derinliğini belirlemek için, toprak sıcaklığı eğrisi, belirlenmelidir. Üniteye giren minimum ve maksimum su sıcaklığına (T_{GSS} ve T_{GSI}) ve alanın ortalama yıllık toprak sıcaklığına T_m bağlı olarak, Tablo 5.2'deki sıcaklık değişim eğrisi, istenilen boru derinliğini belirlemek için kullanılmaktadır.

Örneğin, ortalama yıllık toprak sıcaklığı T_m , 73 °F (22,7 °C) olan bir üniteyi ele alalım. Dağılmış olan toprak sıcaklığındaki beklenen 15 °F (-9,4 °C) artış ile, üniteye 80 °F (26,7 °C) maksimum T_{GSS} içerisinde su sağlamak için, T_m sıcaklığından su için maksimum sapma, 7 °F (3,85 °C) olacaktır. Tablo 5.2'deki eğri kullanılarak, borunun, toprak içinde 8'(2,4 m)'te olacağı hesaplanacaktır.

Ünite, T_m 'nin 42 °F (5,5°C) olduğu soğutma modunda, T_m 'ye 15°F (8,25 °C) dağılmış toprak farkı eklenerek sonuçlanacaktır veya 52 °F (11,1°C) toprak sıcaklığı olacaktır. Ünite, ünitenin T_{GSS} 72°F(22,2°C) ile sonuçlanması için soğutma modu için toprak sıcaklığı ve T_{GSS} arasındaki 20 °F (11 °C)'lık bir fark kullanabilir. Öneri, 72 °F (22,2 °C) T_{GSS} ile sonuçlanarak 15 °F (8,25 °C) ΔT olacaktır. Bunun anlamı, ıslak toprak içinde 4' ile kuru toprak içinde 2' boru derinliği olacaktır. Ortalama toprak derinliği 4'(1,2 m) olacaktır.

Aynı proses, ısıtma modu için boru derinliğini belirlemede kullanılmaktadır. Isıtma için dağılmış toprak soğutmadan daha az olur-

yaklaşık olarak 6 °F (3,3 °C). T_m 'si 73 °F (22,7 °C) olan bir uygulama için, ısıtma boru derinliği, toprak ve su arasındaki 10°F (5,5 °C)'dan az sıcaklık farklılığı 6°F(67°F)'dan az dağılmış toprak faktörü ile sonuçlanan 73°F(22,7°C) T_m 'den belirlenir ve üniteye T_{GSI} 57 °F (13,8 °C)'tır. Bu ünite tasarım alanı içindedir ve boruda antifriz solüsyonu istenmez.

Isıtma modunda, ıslak toprak 8'(2,4 m) derinlik, kuru toprak 4'(1,2 m) ve ortalama toprak 6'(1,82 m) derinlik ister. Çünkü, soğutma modu ana yüküdür, soğutma derinliği gerekleri kullanılmaktadır.

T_m 'nin 42 °F (5,5°C) olduğu bir uygulamada, 6 °F (3,3 °C) dağılmış toprak faktöründen az 42 °F (5,5 °C) T_m , 36 °F (2,2 °C) toprak sıcaklığı anlamına gelir. Toprak ve su arasında kullanılan 10 °F (5,5 °C) ΔT , 26 °F (-3,3 °C) sıvı sıcaklığı anlamına gelir. Çalışma sıcaklığını 32 °F (0°C)'ın üstünde tutmak için, 5 °F (2,75 °C) ΔT kullanılmak zorunda olacaktır. Bu, 15'(4,5 m) ıslak toprakta, 8'(2,4 m) hafif kuru toprakta ve 12'(3,65 m) ortalama toprakta boru derinliği anlamına gelmektedir. Antifriz solüsyon, 32 °F (0 °C) sıvı sıcaklığı üstünde sistemin çalışmasına izin vermesi için kullanılmaktadır. 10 °F (-12,2 °C) ΔT , 8'(2,4 m) ıslak toprakta, 4'(1,2 m) hafif kuru toprakta ve 6'(1,82 m) ortalama toprakta boru derinliğine izin verecektir. Antifriz kullanımı, boru akış direnci faktörü düzeltme gerektirecektir.

Çalışma Faktörü

Çalışma Faktörü, ünitenin, en soğuk ay (Ocak) ve en sıcak ay (Ağustos) esnasında, ısıtma yükünün kullanılmasıyla çalışmasının beklenildiği zamanın yüzdesidir.

Her iki faktörde, çalışma modlarının her birinde istenen boru uzunluğunu belirlemek için hesaplanması gerekmektedir. Daha uzun boru ihtiyacı, sistem tasarımında kullanılmaktadır. Çalışma faktörünü saptamak için, saatteki ısı kazancı ortalaması hesaplanmakta ve birim kapasite ile karşılaştırılmaktadır.

$$\text{Çalışma Faktörü} = \frac{\text{Ortalama Isı Kazancı veya Kaybı/Saatte}}{\text{BTUH'daki Birim Kapasite}}$$

Saatteki ortalama ısı kazancı veya kaybı hesaplamalarının sıcaklık aralığı yöntemi önerilir (ACCA Environmental Sistem Library).

Aşağıda ise İzmir için sıcaklık aralığı verileri bulunmaktadır (Bornova, İzmir).

Tablo 5.5 İzmir için sıcaklık aralığı verileri(Güneş Enerjisi Enstitüsü ölçümleri)

Sıcaklık Aralığı	Hava Datası (h/yıl)
5 - 0	54
0 - 5	1320
5-10	3965
10-15	5649
15 - 20	4842
20 - 25	4679
25 - 30	3518
30 - 35	1847
35 - 40	285
40 - 45	14

Bu zaman/sıcaklık bilgisi, yıllık ısıtma veya soğutma enerji ihtiyaçlarına ulaşmak için her sıcaklık kategorisinde saatlik ısı kaybı veya kazancını kurmak için kullanılmaktadır. Yıllık enerji ihtiyacı belirlendikten sonra, ortalama saatlik ihtiyaç belirlenmekte ve ünitenin

soğutma ve ısıtma kapasitesi karşılaştırılmaktadır. Bu, ünitenin ısıtma ve soğutma ihtiyaçlarını hesaplamak için çalışılmak zorunda olunan olası zaman yüzdesini belirler. Bu yüzdeler, ısıtma ve çalışma faktörü diye adlandırılmaktadır.

Çalışma faktörü hesaplamalarının sıcaklık aralığı yöntemini kullanmak için, aşağıdaki adımlar izlenmelidir.

F₁ (Isıtma Çalışma Faktörü)

Adım 1. Yerleştirme(tesisat)'nin denge noktasını belirlemek için binanın ısı kaybı eğrisi çizilir (Şekil 5.3). Kışın dış tasarım sıcaklığında ısı kaybını hesaplamak için 13 °C dış sıcaklıkta 0 W ısı kaybından ısı kaybı eğrisi, diğer tasarım noktaları sıcaklıklarındaki ısı kaybını gösterecek olan eğrileri üretecektir. Örneğin, ısı kaybının hesaplandığı İzmir/Bornova, uygulamaları, 3 °C kışın tasarım sıcaklığında 2,724 W' dır.

Adım 2. Tablo 5-5'deki sıcaklık aralığı hava verileri ile uyuşan dış sıcaklıklar arasındaki orta noktadaki ısı kaybı eğrisi (Şekil 5.3) üzerinde noktaları yerleştirmek. Örneğin, 10 °C – 15 °C arasında orta nokta 12.5 °C olacaktır. Orta nokta kullanılarak, yeterli doğruluk sağlanır ve hesaplama sayılarını minimuma çeker.

Adım 3. Tablo 5.6'deki çalışma sayfası kullanılarak, İzmir'e uygulanan sıcaklık aralığı verileri için sütun A'daki yıl başına saatlik hava verileri rapor edilmiştir. En düşük sıcaklığın -5 -0 °C arasında olduğunu görebiliriz. Dış sıcaklık, yılda 54 saat ortalama ile -5 - 0 °C alanlarında yer almıştır. Bu -5-0 °C sırası üzerinde sütun A'ya işlenmiştir.



Şekil 5.3 Binanın Isı Kaybı Grafiği

Bu noktadan, yıllık ortalama saatler, her bir sıcaklık aralığı verileri için, 0 – 5 °C'ta 1320 saat, 5 – 10 °C'ta 3965 saat, 10 – 15 °C 5649 saattir.

Adım 4. Şekil 5.3'deki grafik üzerinde ısı kaybı çizgisinden, kW olarak bina ısı kaybı grafiğın solundan belirlenir ve bin sıcaklığına uygun çizgi üzerine kaydedilir. Örneğın, ısı kaybı, -5 – 0 °C arasında 3,6 kW'tır.

Adım 5. Sütun B'deki kW'lar ile sütun A'daki saatleri çarparak her bin sıcaklığı için yıl başına kW olarak toplam ısı enerjisi kaybını bul ve sütun C'ye kaydet. Örneğın, sütun A'daki 54 saat ile sütun B'deki 3,6

kW bu sıcaklık aralığında 194,4 kW'a eşit olur. Bu hesaplamalar, tüm sıcaklık aralığında yapılmaktadır.

Adım 6. Tüm sıcaklık aralığındaki ısı kayıplarını topla (sütun C) ve D'deki toplama kaydet.

Adım 7. Sıcaklık aralığındaki(sütun A) hava veri saatlerinin sayısını topla ve E kutusu içindeki toplamı kaydet.

Adım 8. D'deki toplam kW'yi E'deki toplam saatlere böl ve sonuçları F kutusuna yerleştir. Bu saat başına kW ortalaması olacaktır.

Adım 9. F kutusundaki kW'tı 1000 ile çarparak saat başına ortalama kW ısı kaybını bul. Bu ortalamayı G kutusuna kaydet.

Adım 10. Üreticilerin spesifik literatürlerinden seçtiğin kendine uygun ısı kapasitesini H kutusuna yerleştir.

Adım 11. kW (G kutusundaki) saat başına ortalama ısı kaybını ünite ısıtma kapasitesi(H kutusundaki)'ne bölerek ısıtma çalışma faktörünü belirle. Sonuç, ünitenin, ısıtma ihtiyaçlarını karşılamak için çalışmak zorunda olduğu zamanın yüzdesidir. Bu yüzde I kutusuna kaydedilir.

F_s (Soğutma Çalışma Faktörü)

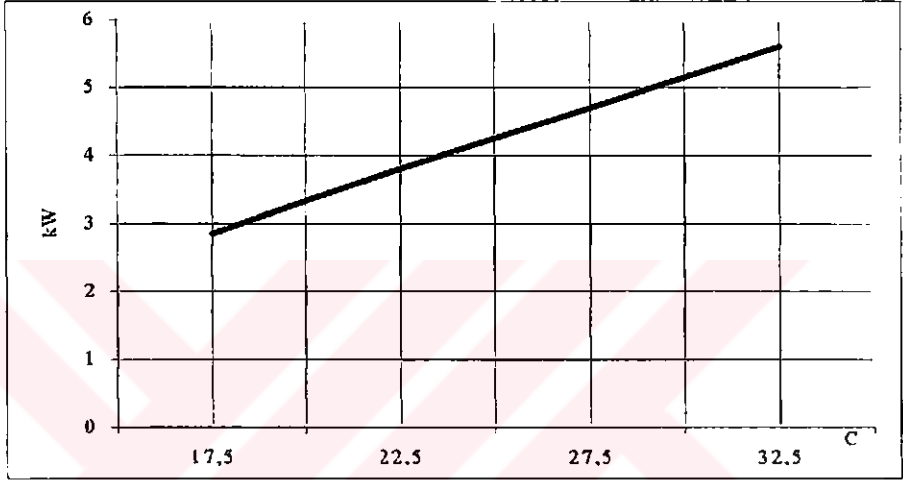
F_s (soğutma çalışma faktörü) hesaplamalarını içeren adımlar F₁ (ısıtma çalışma faktörü) hesaplamalarına benzer şekilde yapılmaktadır.

Adım 1. Uygulamalar için binanın ısı kazancı eğrisi çizilir. 32,7 °C soğutma dış tasarım sıcaklığında, ısı kazancı eğrisinden 5,6 kW olduğu görülür. Tablo 5.5'de İzmir için sıcaklık aralığına göre dış sıcaklık, 35-40°C'a ulaşmaktadır. Böylelikle ısı kazancı eğrisi 40°C sıcaklık aralığına ulaşmak zorundadır.

Tablo 5.6 İşletme faktörünün hesaplanması

İŞLETME FAKTÖRÜNÜN HESAPLANMASI				
İsim: Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsü				
Yer: Bornova / İZMİR				
Sıcaklık Aralığı	(A) Hava Datası (h/yıl)	(B) Kayıp/Kazanç (KW/h)	(C) Toplam Isı Kaybı/ Kazanç AxB (KW)	(D) Hesaplamalar
5 - 0	54	3,6	194,4	(D) Isıtma:
0 - 5	1320	2,85	3762	Toplam Isı Kaybı
36804	3965	1,47	5828,55	10632,3 KW/3yıl
05.Eki	5649	0,15	847,35	(E) Mevsim Başına
15 - 20	4842	2,8	13557,6	Toplam Saatler
20 - 25	4679	3,8	17780,2	10988 HR/3yıl
25 - 30	3518	4,7	16534,6	(F) Ortalama KW/h
30 - 35	1847	5,6	10343,2	0,967628 KW/HR
35 - 40	285	6,2	1767	(G) Ortalama KW/h
40 - 45	14			0,967628 KW/HR
				(H) Cihazın Isıtma
				Kapasitesi (KW)
				5,7 KW
				(I) $F_1 = 0,16975935$
				(J) Soğutma:
				Toplam Isı Kazancı
				44658 KW/3yıl
				(K) Mevsim Başına
				Toplam Saatler
				10343 HR/3yıl
				(L) Ortalama KW/h
				4,317703 KW/HR
				(M) Ortalama KW/h
				4,317703 KW/HR
				(N) Cihazın Soğutma
				Kapasitesi (KW)
				6,2 KW
				(O) $F_2 = 0,69640368$

Adım 2. Tablo 5.5'deki sıcaklık aralığı verileri ile uyuşan sıcaklık aralığındaki orta noktadaki sıcaklık verilerinden ısı kazancı eğrisi (Şekil 5.4) üzerinde noktaları yerleştirilir. Orta nokta kullanılarak, yeterli doğruluk sağlanır ve hesaplama sayılarını minimuma çeker.



Şekil 5.4 Binanın Isı Kazancı Grafiği

Adım 3. Tablo 5.6'deki çalışma sayfasının daha düşük kısmı kullanılarak, İzmir'e uygulanan bin sıcaklıkları için sütun A'daki yıl başına saatlik hava verileri rapor edilmiştir. En yüksek sıcaklığın $-30 - 35^{\circ}\text{C}$ arasında olduğunu görebiliriz.

Adım 4. Tablo 5.6'daki grafik üzerinde ısı kazancı eğrisinden, kW olarak bina ısı kazancı grafiğın solundan belirlenir ve sıcaklık aralığına uygun çalışma sayfasının (Şekil 5.4) B sütünü üzerine kaydedilir. Örneğın, ısı kazancı, $30 - 35^{\circ}\text{C}$ arasında(oku $32,5^{\circ}\text{C}$) $5,6 \text{ kW}$ 'tır. Bu, çalışılmak zorunda olunan, toplam sayıların ölçüsünü azaltmak için $5,6$

kW olarak kaydedilir. 25 – 30°C'ta, ısı kazancı, 4,7, 20 –25°C'ta 3,8 ve bunlar B sütununa kaydedilmiştir.

Adım 5. Sütun B'deki kW'lar ile sütun A'daki saatleri çarparak her bin sıcaklığı için yıl başına kW olarak toplam ısı enerjisi kazancını bul ve sütun C'ye kaydet. Bu hesaplamalar, tüm sıcaklık aralığında yapılmaktadır.

Adım 6. Tüm bin sıcaklıklarındaki ısı kaybını topla (sütun C) ve J'deki toplama kaydet.

Adım 7. Sıcaklık bin'deki(sütun A) hava veri saatlerinin sayısını topla ve K kutusu içindeki toplamı kaydet.

Adım 8. J'deki toplam kW'yi K'deki toplam saatlere böl ve sonuçları L kutusuna yerleştir. Bu saat başına kW ortalaması olacaktır.

Adım 9. K kutusundaki kW'tı 1000 ile çarparak saat başına ortalama kW ısı kaybını bul. Bu ortalamayı M kutusuna kaydet.

Adım 10. Üreticilerin spesifik literatürlerinden seçtiğin kendine uygun ısı kapasitesini N kutusuna yerleştir.

Adım 11. KW (M kutusundaki) saat başına ortalama ısı kaybını ünite ısıtma kapasitesi(N kutusundaki)'ne bölerek ısıtma çalışma faktörünü belirle. Sonuç, ünitenin, ısıtma ihtiyaçlarını karşılamak için çalışmak zorunda olduğu zamanın yüzdesidir. Bu yüzde O kutusuna kaydedilir.

5.3 Toprak serpantini-Boru uzunluğu hesaplamaları

Boru Uzunluğu Tasarımı- Genel

Boru ısı transfer uzunluğu hesaplamak için aşağıdaki formül kullanılır:

$$\text{Bu soğutma} = \frac{12,000 \text{ BTUH} \times \beta_s + 1 \times [R_b + (R_t \times F_s)]}{\beta_s \times (T_{\max} - T_h)}$$

$$\text{Bu ısıtma} = \frac{12,000 \text{ BTUH} \times \beta_I - 1 \times [R_b + (R_t \times F_s)]}{\beta_I \times (T_l - T_{\min})}$$

Bu soğutma – Her 12,000 BTUH (3515,9 W) soğutma kapasitesi için gerekli olan boru uzunluğu

Bu ısıtma – Her 12,000 BTUH (3515,9 W) ısıtma kapasitesi için gerekli olan boru uzunluğu

β_I – Seçilmiş ünitenin ısıtma etki katsayısı

β_s – Seçilmiş ünitenin soğutma etki katsayısı

R_t – Toprak direnci

R_b – Boru direnci

T_l – Yılın düşük nokta gününde düşük toprak sıcaklığı – T_o

T_h – Yılın peak gününde yüksek toprak sıcaklığı – $T_o + 180$ gün

T_{\min} – Üniteye giren minimum su tasarım sıcaklığı ($T_{GSS \ 1}$)

T_{\max} – Üniteye giren maksimum su tasarım sıcaklığı ($T_{GSS \ 2}$)

F_h – Isıtma çalışma faktörü

F_s – Soğutma çalışma faktörü

Kuzey bölgelerde, istenen toprak çevrimi boru uzunluğu, genellikle soğutma için olandan ısıtma için daha uzun olacaktır. Güney bölgelerde, dönüşüm genellikle, bunun tersi olmaktadır. Bununla birlikte, bu her zaman doğru değildir. Böylelikle, her iki operasyon modu için boru uzunluğu, hesaplanmak zorundadır.

Boru Uzunluğu Hesaplamaları

Tablo 5.7'deki boru uzunluğu hesaplama föyü kullanılarak, İzmir'de tek çevrimli bir sistem için ısı değiştirici boru uzunluğunu hesaplayacağız.

Boru bilgisi

Adım 1. Boru malzemesi olarak PE 40 (polietilen 40) kullanacağız.

Bu bilgi birinci sırada yer almaktadır.

Adım 2. İstenen boru uzunluğu hesaplamaları için temel oluşturacak boru çapını tahmin edeceğiz. Pompa boyutunun belirlenmesi için boru uzunluğu ve akış direnci hesaplandıktan sonra, ayarlar yapılabilir. Son akış direncine bağlı olarak, son sonuç, daha geniş veya daha küçük boru çapı olabilir.

Başlangıç boru çapı, toprak çevrim sistemi tipine de bağlı olacaktır. Tek sürekli çevrim veya tek çift geri çevrim için 1¼"ten 2"e kadar boru kullanılmaktadır. Daha küçük üniteler ve daha düşük GPM ihtiyaçları ile 1¼"ten 1½"e kadar boru kullanılmaktadır. Daha büyük üniteler için, 1¾"ten 2"e kadar boru kullanılmaktadır.

Daha küçük üniteler, hesaplamaya başlamak için iyi bir ölçü tahmini 1½"tir. Daha büyük üniteler için, 2" ile başlanır. Bu bilgiyi ikinci sıraya kaydet.

Adım 3. Boru direnci. Tablo 5.4'deki tablodan, yatay pozisyon boru direncini, iç ve dış yüzeyler arasındaki her °F, saat ve feet başına 0.117 BTUolarak okuruz. Bu değere, 3. sıraya kaydedilir.

Toprak bilgisi

Adım 4. Ünitenin yerleştirileceği alandaki toprak tipi kaydedilir. Bizim örnek için, iyi bir su içeriğine (nemli) sahip hafif toprağı bulacağız.

Tablo 5.7 Yatay Boru Uzunluğu Hesap Föyü

İsim: Ege Üni. Güneş Enerjisi Enst.		Boru Uzunluğu Soğutma:			270,55	
Yer: Bornova /İzmir		Boru Uzunluğu Isıtma:			102,83	
GRUP	SIRA		TEKNİK DEĞERLER	BİRİM	GÖSTERİM	FORMÜL
	NO	AÇIKLAMA				
BORU BİLGİSİ	1	Malzemesi	PE 40			
	2	Ölçüsü	1 1/2 "			
	3	Direnci	0,117		Rb	
TOPRAK BİLGİSİ	4	Tipi	Ortalama			
	5	Çukurdaki boru sayısı	1			
	6	Borular arası açıklık	0			
	7	Direnci	0,98		Rt	
YER BİLGİSİ	8	Ortalama toprak sıcaklığı	66	°F	Tm	
	9	Dağıtılmış toprak sıcaklığı	10	°F	TSV	
	10	Yatay serpantin derinliği	1,82	m		
	11	Yüksek toprak sıcaklığı	76	°F	Th	Tm+STV
	12	Düşük toprak sıcaklığı	56	°F	Tl	Tm-STV
ISI POMPASI BİLGİSİ	13	En yüksek GSSs	85	°F	Tmax	
	14	En düşük GSSı	45	°F	Tmin antif.yok	
	15	En düşük GSSı	25	°F	Tmin%20antf.	
	16	Soğutma Kapasitesi	21200	BTUH	SK	
	17	Isıtma Kapasitesi	19700	BTUH	İK	
	18	Isıtma Kapasitesi	13500	BTUH		
	19	Soğutma etkinlik katsayısı	3		βs	
	20	Isıtma etkinlik katsayısı	3,2		βi antif.yok	
	21	Isıtma etkinlik katsayısı	2,7		βi %20 antf.	
	ÇALIŞMA FAKTÖRÜ	22	Soğutma dış dizayn sic.	93	°F	
23		Soğutma dizayn ısı kazancı	14335	BTUH		
24		Isıtma dış dizayn sic.	32	°F		
25		Isıtma dizayn ısı kazancı	12970	BTUH		
26		Soğutma çalışma faktörü	0,169			
27		Isıtma çalışma faktörü	0,696			
ISI DEĞİŞTİRİCİ BORU UZUNLUĞU		28	Soğutma boru uzunluğu	502,44	Ft.	
	29	Toplam Soğutma Boru Uz.	270,55	m		TBU _s = BU _s *SK
	30	Isıtma boru uzunluğu	599,31	Ft.	Antifriz Yok	BU _i *
	31	Toplam Isıtma Boru Uz.	299,88	m		TBU _i = BU _i *İK
	32	Isıtma boru uzunluğu	194,76	Ft.	% 20 Antifriz	BU _i *
	33	Toplam Isıtma Boru Uz.	102,83	m		TBU _i = BU _i *İK

$$* BU_s = \frac{12000 B_{tuh}(\beta + 1)/\beta \times [R_b + (R_s \times F_s)]}{(T_{max} - T_h)} \quad * BU_i = \frac{12000 B_{tuh}(\beta + 1)/\beta \times [R_b + (R_s \times F_s)]}{(T_l - T_{min})}$$

Adım 5. Hendekteki boru sayısı. Tablo 5.3'te boru düzenlemelerinin yanı sıra hendekteki boru sayısı nedeniyle toprak direnci üzerine etki, çeşitli boru çapları için sütunlarda gösterilmiştir. Örneğin, 1 ½" boru için, hafif toprak-nemli toprak direnci, tabaka seviyesinden aşağı boru derinliğine bağlı olarak, 0.89'dan 0.98'e kadardır. Eğer hendekte iki boru bulunuyorsa, toprak direnci, 1.19'dan 1.25'e kadar olacaktır.

Adım 6. Dikey şekil içindeki dört boru direnci 1.92'den 2.02'e artırır. Her bir dipten ayrı iki borunun iki tabaka dört boru, toprak direnci 1.99'dur. Eğer yatay tabaka içindeki borular 2 feet'den ayrı ise, toprak direnci 1.78'e düşer.

Toprak direncindeki bu değişimler, her bir borudan ısı enerjisinin diğer borular üzerine olan etkisini gösterir. Boruların kapalı yakınlığı, verilen ısı enerjisini transfer etmek için daha yüksek boru sıcaklığı gerektirir. Bu, toprak direnç faktörüne yansır.

Adım 7. Adım 4,5 ve 6'da belirlenmiş olan bilgilerden, toprak direnci faktörü, Tablo 5.3 içindeki tablodan belirlenir. Uygun değer 7 nolu sıraya yerleştirilir.

Yer bilgisi

Isıtma ve soğutma çalışma modları esnasında karşılaşılabilecek olan toprak sıcaklığını belirlemek için, yerleştirme alanındaki toprak koşulları hakkında bilgi, 8 ila 12 nolu şıklara kaydedilir.

Adım 8. Ortalama toprak sıcaklığı (T_m). Ortalama yıllık toprak sıcaklığı 50' ila 150' derinliğindeki bir kuyudan kuyu suyu sıcaklığına eşit olarak kabul edilebilir. Bu İzmir için 66 °F (18,8 °C)'tır (Meteoroloji Müdürlüğü, İzmir). Bu değer 8. sıraya yerleştirilir.

Adım 9. Toprak yüzeyi sıcaklığı (As). Bu, yıl boyunca toprak yüzeyinde oluşan sıcaklık değişimleridir. Örneğin, Tablo 5.1'deki eğriler, yaz esnasında ortalama sıcaklık üstünde 44°F-22°F (6,6 °C-5,5 °C) ile kışın ortalama sıcaklık altında 22 °F (-5,5 °C) bir yüzey sıcaklık dalgalanması gösterir. Yöresel deney sıcaklık derinliği artarken, toprak malzemesinin kondansatör etkisi termal değişimi geciktirir ve sıcaklık dalgalanmasını azaltır.

Toprak sıcaklığı değişimi (TSD). Bu, var sayılan şeklin, izin verebilir toprak sıcaklığı ve yerleştirme maliyetlerini etkileyen yer boru derinliği arasındaki denge olduğudur. Küçük bir boru derinliği birim performansları etkileyen daha geniş bir yüzey sıcaklığı dalgası (TSD) anlamına gelir. Sonuç, kışın daha düşük bir su sıcaklığı ve yazın daha yüksek su sıcaklığı olacaktır. Daha geniş bir boru uzunluğu, daha yakın sıcaklık değişimi anlamına gelir, fakat daha yüksek maliyet gerektirir.

Deneyim, tercih edilen 10°F (5,5 °C) ile maximum 15 °F (8,25 °C) toprak sıcaklığı değişimiyle (TSD) sınırlanmıştır. Bu, soğutma modunda ortalama yıllık toprak sıcaklığı (Tm) üstünde 10 °F (5,5 °C) artırmak için çevredeki boru sıcaklığına izin verir ve ısıtma modunda ortalama yıllık toprak sıcaklığı (Tm) altında 10 °F (5,5 °C) düşer.

Islak toprak, ortalama toprak ve kuru toprak için, Tablo 5.2'deki eğriden, arzu edilen toprak sıcaklığı değişimini (TSD) üretmek için istenen boru derinliği belirlenir.

Örneğin, ağır, nemli toprak (yaş toprak) için 10°F (5,5 °C) TSD ile sınırlı ise, boru derinliği en fazla 8' olmak zorundadır.

Hafif toprak daha çok boru gerektirir, fakat boru azaltılmış bir derinlikte kazılacaktır. Amaç, karşılaşılan toprak ve hava koşulları için

boru miktarını, boru derinliğini (yerleştirme maliyeti) ve ünite verimini dengelemektir.

Adım 10. Yatay toprak serpantin derinliği. Tablo 5.2'deki, borunun 8'(2,43 m)'e kazılacağını belirledik. Eğer yerleştirme aynı hendekte iki boru gerektiriyorsa, ortalama derinlik 8'(2,43 m)-aralarında minimum 2'(0,6 m) ile 7'(2,13 m)'te bir ve 9'(2,74 m)'da bir olacaktır.

Dört-boru kat sistemi, tepe borunun, 2'(0,6 m) aralıkta -7'(2,13 m), 8'(2,43 m) ve 9'(2,74 m)- yerleştirilen diğerleri ile yüzeyden 5'(1,5 m) olacağı için önerilmeyecektir. Daha derin hendekler, yerleştirme maliyetini yükseltecektir. Bununla birlikte, küçük boru alanlarında, bu belki de gerekli olabilir.

Ortalama boru derinliği, 10.sıraya kaydedilir.

Adım 11. Yüksek toprak sıcaklığı (T_m+STD). Yüksek toprak sıcaklığı, ortalama yıllık toprak sıcaklığına tasarım toprak sıcaklığı değişiminin (TSD) eklenmesi ile bulunur. Bizim örneğimizde, 66 °F (18,8 °C) olan T_m 'ye 10 °F (5,5 °C) TSD'nin eklenmesiyle 76 °F (24,4 °C) (T_h) bulunur. 11.sıraya kaydedilir.

Adım 12. Düşük toprak sıcaklığı (T_L). Düşük toprak sıcaklığı, ortalama yıllık toprak sıcaklığına (T_m) tasarım toprak sıcaklığı değişiminin (TSD) çıkarılması ile bulunur. Bizim örneğimizde, 66 °F (18,8 °C) olan T_m 'ye 10 °F (5,5 °C) TSD'nin çıkarılması 56 °F (13,3 °C) (T_h) bulunur. 12.sıraya kaydedilir.

Isı pompası bilgisi

Adım 13'ten 22'e kadar verilen değerler, uygulamada kullanılacak cihaz için üreticinin teknik özelliklerini göstermektedir. Antifriz

kullanımının gerekli olması veya olmamasına bağlı olarak, ünitenin, su debi yanı sıra tatmin edici bir şekilde karşıt çalışacağı maksimum ve minimum su sıcaklıklarını ve ünite verim karakteristiklerini kaydeder.

Adım 13. En yüksek soğutma giren su sıcaklığı (T_{GSS}). Üniteye giren en yüksek su sıcaklığı, T_{max} olarak sınıflandırılır ve 13.sırada gösterilir. Örneğin, Tablo 5.8'den alınan WPH28-1H ünitesini ele alalım ve limit 85 °F (29,4 °C) olsun.

Adım 14. Antifriz kullanılmaksızın, en düşük giren su sıcaklığı (T_{GSI}). Su sistemlerinde antifrizsiz olarak, ünitenin en düşük su sıcaklığı, 45 °F (7,2 °C) olarak alınmaktadır. (Bakınız Tablo 5.8) Böylelikle, T_{min} bu durumda, 45 °F (7,2 °C)'tır. 14.sıraya kaydedilir.

Adım 15. % 20 antifriz solüsyonlu en düşük giren su sıcaklığı (T_{GSI}). Toprak çevrim sistemlerinde % 20 antifriz karışımı kullanılarak, ünitenin, 25 °F (-3,8 °C) olan bir T_{min} T_{GSI} 'da çalışmasına izin verilir. Bu, 15.sıraya kaydedilir.

Adım 16. Ünite soğutma kapasitesi (ÜK). Adım 14'te seçilmiş T_{max} sıcaklığı ve Tablo 5.8'deki ünite kapasite tablosu kullanılarak, 4 GPM'de 21200 BTUH (6211,5 W), 6 GPM'de 28600 BTUH (6328,7 W) ve 8 GPM'de 28800 BTUH (6358,0 W) olduğunu buluruz. Tahmin edilen soğutma yükü 19,112 BTUH (5599,7 W)'dır.

% 10 tolerans kullanılarak, 21,024 BTUH (6159,7 W)'lık bir kapasiteye ihtiyacımız vardır. Aşırı ölçü olmaksızın buna yakın bir kapasitenin üstesinden gelmek için, biz 4 GPM şeklini kullanacağız. ÜK 21,200 BTUH (6211,5 W) 16..sırada kaydedilir.

Tablo 5.8 WPH28-1H Kodlu Cihaz Özellikleri (Courtesy Addison Products Co.)

WPH28-1H

TGSS	GPM	TOP. Kw	IHS.kw	Waat	EER	EER	HEAT
45	2	9258,7	6475,2	2300	13,7	13,1	11280
	3	9698,2	6563,1	2180	15,2	14	11573
	4	9903,3	6651,0	2130	15,9	14,3	11749
50	2	9053,6	6416,6	2350	13,1	12,5	11105
	3	9493,1	6504,5	2240	14,5	13,4	11427
	4	9698,2	6563,1	2180	15,2	13,7	11573
55	3	9258,7	6416,6	2300	13,7	12,7	11280
	4	9493,1	6504,5	2240	14,5	13,1	11456
	5	9639,6	6563,1	2220	14,8	13,2	11573
60	3	9082,9	6299,4	2350	13,2	12,3	11134
	4	9258,7	6387,3	2300	13,7	12,4	11280
	5	9405,2	6445,9	2260	14,2	12,5	11368
65	4	9024,3	6328,7	2360	13,1	11,8	11105
	6	9229,4	6416,6	2300	13,7	12,1	11251
	8	9346,6	6475,2	2280	14,0	11,6	11339
70	4	8819,2	6240,8	2420	12,4	11,3	10958
	6	9024,3	6328,7	2370	13,0	11,3	11105
	8	9112,2	6387,3	2340	13,3	11	11163
75	5	8702,0	6152,9	2450	12,1	10,8	10870
	7	8819,2	6211,5	2420	12,4	10,6	10958
	9	8907,1	6270,1	2400	12,7	10,3	11017
80	5	8467,6	6065,0	2520	11,5	10,3	10694
	7	8584,8	6123,6	2490	11,8	10,1	10782
	9	8643,4	6182,2	2470	11,9	9,8	10812
85	5	8233,2	5977,1	2590	10,8	9,7	10519
	7	8379,7	6035,7	2550	11,2	9,6	10636
	9	8438,3	6094,3	2540	11,3	9,4	10694
90	6	8057,4	5889,2	2640	10,4	9,2	10401
	8	8174,6	5947,8	2600	10,7	9,1	10489
	10	8233,2	5977,1	2580	10,9	8,8	10519

TGSS	GPM	TOP. Kw	Waat	β	β	HEAT
45	4	6709,64	2140	3,1	2,8	4834
	7	7149,14	2200	3,2	2,7	4922
	10	6709,64	2240	3,0	2,6	5098
50	4	7266,33	2220	3,3	3	5040
	7	7764,43	2300	3,4	2,9	5743
	10	7998,83	2340	3,4	2,7	5655
55	4	7852,33	2310	3,4	3,1	5538
	7	8379,72	2400	3,5	3	5977
	10	8614,12	2440	3,5	2,8	6153
60	3	8028,13	2340	3,4	3,2	5684
	5	8702,02	2450	3,6	3,2	6241
	8	9112,22	2520	3,6	3	6563
65	3	8467,62	2410	3,5	3,3	6036
	5	9200,12	2520	3,7	3,3	6651
	8	9668,91	2600	3,7	3,1	7061
70	3	8995,02	2500	3,6	3,4	6475
	5	9786,11	2620	3,7	3,4	7149
	8	10284,2	2700	3,8	3,2	7559
75	2	8702,02	2440	3,6	3,4	6241
	4	10049,8	2660	3,8	3,5	7384
	6	10606,5	2750	3,9	3,6	7852
80	2	9229,42	2520	3,7	3,5	6680
	4	10665,1	2760	3,9	3,6	7882
	6	11280,4	2860	3,9	3,6	8204

Tablo 5.9 WPH22-1H Kodlu Cihaz Özellikleri (Courtesy Addison Products Co.)

WPH22-1H

TGSS	GPM	TOP. Kw	HIS.k W	Waut	EER	EER	HEAT
7,2	2	7266,3	4893,1	1730	14,3	13,4	8731,3
	3	7530,0	5010,3	1660	15,5	14,0	8936,4
	4	7647,2	5068,9	1630	16,0	14,0	9024,3
10,0	2	7090,5	4834,5	1770	13,7	12,8	8584,8
	3	7354,2	4951,7	1710	14,7	13,3	8789,9
	4	7471,4	4981,0	1670	15,3	13,4	8877,8
12,8	3	6944,0	4775,9	1820	13,0	12,2	8496,9
	4	7178,4	4863,8	1750	14,0	12,7	8672,7
	5	7295,6	4922,4	1720	14,5	12,7	8760,6
15,6	3	7002,6	4805,2	1800	13,3	12,1	8526,2
	4	7119,8	4834,5	1770	13,7	12,1	8614,1
	5	7178,4	4863,8	1750	14,0	12,0	8672,7
18,3	4	6826,8	4717,3	1850	12,6	11,5	8409,0
	6	6944,0	4775,9	1820	13,0	11,5	8496,9
	8	7002,6	4805,2	1790	13,4	11,4	8526,2
21,1	4	6651,0	4658,7	1900	11,9	10,9	8291,8
	6	6826,8	4717,3	1840	12,7	10,9	8409,0
	8	6914,7	4775,9	1820	13,0	10,5	8467,6
23,9	5	6475,2	4570,8	1950	11,3	10,4	8174,6
	7	6651,0	4658,7	1900	11,9	10,3	8291,8
	9	6709,6	4688,0	1880	12,2	10,0	8321,1
26,7	5	6416,6	4541,5	1960	11,2	10,0	8116,0
	7	6533,8	4570,8	1920	11,6	9,8	8203,9
	9	6563,1	4600,1	1910	11,7	9,4	8233,2
29,4	5	6211,5	4482,9	2020	10,5	9,4	7969,5
	7	6328,7	4512,2	1990	10,9	9,2	8057,4
	9	6358,0	4541,5	1970	11,0	8,9	8057,4
32,2	6	6094,3	4424,3	2060	10,1	8,8	7881,6
	8	6152,9	4453,6	2040	10,3	8,5	7940,2
	10	6182,2	4482,9	2030	10,4	8,2	7940,2

TGSS	GPM	TOP. Kw	Waut	β	β	HEAT
7,2	4	5772,0	1780	3,2	2,7	4248,5
	7	5918,5	1800	3,3	2,6	4395,0
	10	5977,1	1820	3,3	2,5	4424,3
10,0	4	5918,5	1820	3,3	2,9	4365,7
	7	6240,8	1860	3,4	2,8	4629,4
	10	6387,3	1890	3,4	2,7	4746,6
12,8	4	6475,2	1910	3,4	3,0	4834,5
	7	6768,2	1950	3,5	2,9	5068,9
	10	6914,7	1980	3,5	2,8	5186,1
15,6	3	6944,0	1980	3,5	3,1	5215,4
	5	7266,3	2040	3,6	3,0	5479,1
	8	7442,1	2070	3,6	2,9	5625,5
18,3	3	7295,6	2040	3,6	3,2	5508,4
	5	7705,8	2120	3,6	3,1	5830,6
	8	7823,0	2130	3,7	3,0	5947,8
21,1	3	7442,1	2060	3,6	3,3	5654,8
	5	8028,1	2180	3,7	3,2	6123,6
	8	8291,8	2220	3,7	3,1	6328,7
23,9	2	7910,9	2160	3,7	3,4	6006,4
	4	8262,5	2210	3,7	3,4	6328,7
	6	8496,9	2260	3,8	3,3	6504,5
26,7	2	7910,9	2160	3,7	3,5	6006,4
	4	8526,2	2270	3,8	3,5	6533,8
	6	8936,4	2340	3,8	3,5	6856,1

Adım 17. Isıtma ünitesi kapasitesi (antifriz yok) (IK). 45°F (7,2 °C) T_{min}'de soğutma için seçilmiş 6 GPM kullanılarak, Tablo 5.8'den ünitenin IK'nin 19,700 BTUH (5772 W) verildiğini belirleriz. Bu, 17.sıraya yerleştirilir.

Adım 18. Isıtma ünitesi kapasitesi (% 20 antifriz) (IK). % 20 antifriz solüsyonu kullanılarak, ünite, 25°F (-3,8 °C)'lık bir T_{GSS} kabul edilir. 6 GPM debi ile, ünite 13,500 BTUH (3955,5 W) olacaktır. 18.sıraya kaydedilir.

Adım 19. T_{max}'ta ünite soğutma β. Tablo 5.8'den seçilmiş ünitenin β_s (etkinlik katsayısı), 6 GPM su akış hızı ile 80 °F (26,6 °C) T_{max}'da 3,0.

Tablo'da etkinlik katsayısı, su sirküle pompası olmaksızın 10,5 EER oranı (enerji yeterlilik oranı) olarak verilmiştir. EER oranını β dönüştürmek için, EER oranı 3.413'e bölünür. Böylelikle, 3.413 ile bölünmüş 10,5 EER oranı, β oranı olarak 3.0 elde edilir. Bu 19.sıraya kaydedilir.

Adım 20. Isıtma ünitesi β₁ oranı (antifriz yok). Antifriz kullanılmadan, ünite 45 °F (7,2 °C) bir T_{min} gerektirir. 6 GPM su akış hızı ile, sirkülasyon pompası olmaksızın, ünite 3.2'lik bir β₁ oranına sahip olur (Tablo 5.8). Bu 20.sıraya kaydedilir.

Adım 21. Isıtma ünitesi β₁ oranı (% 20 antifriz). % 20 antifriz kullanılarak, T_{min} (minimum giren su sıcaklığı), 25 °F (-3,89 °C)'tır. 6 GPM su akış hızı ile, sirkülasyon pompası olmaksızın, ünite 2.7'lik bir β₁ oranına sahip olur. Bu 21.sıraya kaydedilir.

Ünite çalışma faktörü

Çalışma faktörü, ünitenin soğutma ve ısıtma modunda çalışması beklenen zamanın yüzdesidir. Metod, Tablo 5.6'da kullanılmıştır.

Çalışma faktörü hesap metodunu kullanmak için bilgi, tasarım sıcaklıkları ve ısı kazancı ve kaybı şekilleri 22, 21, 22, 23, 24, 25, 26 ve 27.sıralara kaydedilmiştir.

Adım 22. Soğutma dış tasarım sıcaklığı. Bu İzmir şartlarında, 93 °F (33,8 °C). Bu 22.sıraya kaydedilir.

Adım 23. Soğutma tasarım ısı kazancı. Soğutma tasarım ısı kazancı, 19112 BTUH (5599,7 W) olduğu belirlenmiştir. Bu 23.sıraya kaydedilir.

Adım 24. Isıtma dış tasarım sıcaklığı. Bu İzmir şartlarında, 32 °F (0 °C). Bu 24.sıraya kaydedilir.

Adım 25. Isıtma tasarım ısı kaybı. Isıtma tasarım ısı kaybı, 12088,4 BTUH (3541,9 W) olduğu belirlenmiştir. Bu 25.sıraya kaydedilir.

Adım 26. Soğutma çalışma faktörü. Tablo 5.6 kullanılarak, İzmir için soğutma çalışma faktörü, 0,696 olarak belirlenmiştir. Bu 26.sıraya kaydedilir.

Adım 27. Isıtma çalışma faktörü. Tablo 5.6 kullanılarak, İzmir için soğutma çalışma faktörü, 0,169 olarak belirlenmiştir. Bu 27.sıraya kaydedilir.

Toprak çevrimi ısı değiştirici uzunluğu

Soğutma ve ısıtma çalışma modunda , geri kalan adımlar, istenilen ısı transferini almak için ihtiyaç olan kazılımış borunun miktarını belirlemek için matematiksel hesaplamalardır. Eğer antifriz solüsyon

gerekli ise belirlemek için, ısıtma boru uzunluğu her koşul için hesaplanmaktadır. Verilmiş olan yerdeki tecrübeler, bu hesaplama adımlarını azaltmaya yöneliktir. Bununla birlikte, her adım dikkate alınmalıdır.

Hesaplama metotlarını, 12,000 BTUH (3515,9 W) ısı transferine bağlı olarak ısıtma ve soğutma için ihtiyaç olan boru miktarını belirler. Boru uzunluğu hesaplamalarından sonra, toplam boru uzunluğu ünitenin doğru ısıtma ve soğutma kapasitesine uyarlanır.

Boru uzunluğu-Soğutma

Adım 28. Hesaplama formülü. Adım 1'den 28'e kadar bu değerler, İzmir'deki uygulamaya bağlıdır. Adım 28, ünite soğutma kapasitesinin her 12,000 BTUH (3515,9 W) için soğutma boru uzunluğunu hesaplamak için kullanılan tüm formülü gösterir.

$$BU \text{ soğutma} = \frac{12,000 \text{ BTUH} \times \beta_{s+1} \times [R_b + (R_t \times F_s)]}{\beta_s \times (T_{\max} - T_h)}$$

Değerler yerine konular ve 12,000 BTUH başına Soğutma boru uzunluğu 1047,75 ft (319,35 m) bulunur.

Adım 29. Toplam soğutma boru uzunluğu ünitemizin soğutma kapasitesi ile çarpımının 12,000 BTUH'a bölünmesiyle bulunur. Soğutma kapasitesi 16. sırada 21200 BTUH (6211,5 W) olarak verilmiştir. Tablo'da Bu değer, 0,3048 ile çarpılıp metreye çevrilmiştir. Sonuç, 564,19 m bulunmuştur ve bu 29.sıraya yerleştirilmiştir.

$$TBUs = \text{BusxSK}/12,000$$

Isıtma (antifriz yok)

Isıtma ısı değiştirici boru uzunluğunu hesaplamak için, aynı basit formül ve adımlar kullanılmaktadır.

Adım 30. Boru uzunluğunu formülü-ısıtma-antifriz yok. Değişenler, β , F_1 , T_L , ve T_{min} 'dir. Bunlar, 20, 27, 12 ve 14.sıralarda verilmiştir.

$$\text{Bu ısıtma} = \frac{12,000 \text{ BTUH} \times \beta_{T-1} \times [R_b + (R_t \times F_1)]}{\beta_1 (T_L - T_{min})}$$

Buradan, ısıtma boru uzunluğu, 383,22 ft (116,8 m) bulunur. 30.sıraya yerleştirilir.

Adım 31. Toplam ısıtma boru uzunluğu 30. Adımda bulunan Bu değerinin 17.adımdaki IK ile çarpılıp 12,000 BTUH'a bölünmesiyle bulunur. Bulunan değer 0,3048 ile çarpılıp m'ye çevrilerek, sonuç 191,76 m bulunmuştur.

Isıtma (%20 antifriz)

45°F'ın altında su sıcaklığında (T_L) kullanılan ünite, farklı T_{min} , IK ve β 'ya sahip olacaktır. Bunlar 15, 18 ve 21.sıralarda gösterilmiştir.

Adım 32. Temel formül. Formülde her birinin yerine gerçek değerleri yerleştirilir Bizim örneğimizde, 25°F (T_{min}) ünite düşük giren su sıcaklığı ve 56°F (T_L) üniteye giren su sıcaklığı ile bulacağız, ısı transferi için toprak ve %20 antifriz karışımı arasındaki sıcaklık farkı 31°F olarak bulacağız. Bu sayı, payda ile bölünerek, 12,000 BTUH (3515,9 W) ısıtma kapasitesi başına boru uzunluğu 124,54 feet bulunur.

Adım 33. Isıtma için toplam boru uzunluğunu bulmak için, 12,000 BTUH (3515,9 W) başına uzunluk, T_{GSI} ve GPM'de ünitenin ısıtma

kapasitesine 12,000 BTUH (3515,9 W)'in oranı ile ayarlanmaktadır. Bu uygulamada, 12,000 BTUH (3515,9 W) ile bölünen 12,000 BTUH (3515,9 W) başına 124,54 ft kere 25°F'de ünitenin ısıtma kapasitesidir. Isıtma operasyonu için ısı değiştiricinin toplam boru uzunluğunun (TBU), 65,75 m olduğu belirlenir.

Isıtma ve soğutma için daha uzun boru uzunluğu uygulamalarda kullanılmıştır.

Bulunan sonuçlar Tablo 5.7'de özetlenmiştir.

Dikey Sistem

Şekil 5.2, dikey boru sondajı içindeki U-tüp ısı değiştirici boru kullanılan seri sistemi göstermektedir. Bu sistem, tek U-tüp'ün içinden, tüm sıvının akışıyla tek bir dolaşımdır. Tablo 5.10'nu kullanarak, ihtiyacımız olan toplam ısı değiştirici boru uzunluğunu hesaplayacağız.

Yerleştirme için termo füzyon kaynağı ile birleştirilmiş 1 ½"lik polietilen 40 boru kullanacağız. Tablo 5.11, ¾"den 2"e kadar plastik borular için tek U-bükme ve çift U-bükme (her delik için çift U-bükme) için istenen minimum çaplı boru sondajını gösterir. Çift U-bükmenin kullanımı yüksek maliyet nedeniyle sınırlıdır. Çift U-bükme, yıllık ortalama yer sıcaklığının (Tm), 60 °F (15,56 °C) veya daha aşağısında olan bölgelerde kullanımı sınırlıdır.

66 °F (18,8 °C) Tm ile İzmirde, 4 ¾" boru sondajı içinde 1 ½"lik boru ile tek U-bükme sistemi kullanılacaktır. Burada, yatay boru değiştiricisinde kullanılan temel formül aynıdır. Değerlerden, boru direnci Rb (3.sıra) ile toprak direnci Rt (5.sıra) değişir. Boru direnci için Tablo 5.4'deki Rbd değeri ve Rt için Tablo 5.3'deki U-bükme kısmı kullanılacaktır. Örneğimizde, Rb için 0,080 ve Rt için 0,94 kullanılmıştır.

Tablo 5.10 Dikey Boru Uzunluğu Hesap Föyü

Isim: Ege Üni. Gtneş Enerjisi Enst.			Boru Uzunluğu Soğutma: 702,89 m			
Yer: Bornova / İzmir			Boru Uzunluğu Isıtma: 43,45 m			
Sondaj sayısı: 4 Ölçüsü: 4 3/4 "			Derinlik: 88 m			
GRUP	SIRA		TEKNİK DEĞERLER	BİRİM	GÖSTERİM	FORMÜL
	NO	AÇIKLAMA				
BORU BİLGİSİ	1	Malzemesi	PE 40			
	2	Ölçüsü	1 1/2 "			
	3	Dirinci	0,08		Rb	
TOPRAK BİLGİSİ	4	Tipi	Ortalama			
	5	Dirinci	0,94		Rt	
YER BİLGİSİ	6	Ortalama toprak sıcaklığı	66	°F	Tm	
	7	Dağılmış toprak sıcaklığı	10	°F	TSV	
	8	Yüksek toprak sıcaklığı	76	°F	Th	Tm+STV
	9	Düşük toprak sıcaklığı	56	°F	Tl	Tm-STV
ISI POMPASI BİLGİSİ	10	En yüksek GSSs	85	°F	Tmax	
	11	En düşük GSSs	45	°F	Tmin antf.yok	
	12	En düşük GSSs	25	°F	Tmin%20antf	
	13	Soğutma Kapasitesi	21200	BTUH		
	14	Isıtma Kapasitesi	19700	BTUH		
	15	Isıtma Kapasitesi	13500	BTUH		
	16	Soğutma etkinlik katsayısı	3		βs	
	17	Isıtma etkinlik katsayısı	3,2		βI antf.yok	
	18	Isıtma etkinlik katsayısı	2,7		βI %20 antf.	
ÇALIŞMA FAKTÖRÜ	19	Soğutma dış dizayn sic.	93	°F		
	20	Soğutma dizayn ısı kazancı	14335	BTUH		
	21	Isıtma dış dizayn sic.	32	°F		
	22	Isıtma dizayn ısı kazancı	12970	BTUH		
	23	Soğutma çalışma faktörü	0,696			
	24	Isıtma çalışma faktörü	0,169			
ISI DEĞİŞTİRİCİ BORU UZUNLUĞU	25	Soğutma boru uzunluğu	2306,06	Fl.		BU _s *
	26	Toplam sonda uzunluğu	1153,03	Fl.		TSU _s = BU _s /2
	27	Sonda adeti	4			SA _s = TSU _s / 300
	28	Sonda uzunluğu	87,86	m		SU _s = TSU _s / SA
	29	Isıtma boru uzunluğu	561,46	Fl.	Antfriz Yok	BUI
	30	Toplam sonda uzunluğu	281	Fl.		TSUI = BUI/2
	31	Sonda adeti	1			SAI = TSUI / 300
	32	Sonda uzunluğu	85,57	m		SUI = TSUI / SA
	33	Isıtma boru uzunluğu	142,55	Fl.	Antfriz Var	BUI
	34	Toplam sonda uzunluğu	71,27	Fl.		TSUI = BUI/2
	35	Sonda adeti	0,24			SAI = TSUI / 300 *
	36	Sonda uzunluğu	21,72	m		SUI = TSUI / SA

Soğutma ve ısıtma boru ısı değiştiricisi için temel formül aşağıdadır.

$$BU_s = \frac{12000BTUHx\beta+1x[Rb+(RtxFs)]}{\beta} = \dots\dots\dots Ft.$$

$$(T_{max} - T_h)$$

$$BU_1 = \frac{12000BTUHx\beta-1x[Rb+(RtxFs)]}{\beta} = \dots\dots\dots Ft.$$

$$(T_l - T_{min})$$

Tablo 5.10'da, 25.sırada verilen soğutma ısı değiştirici uzunluğu 12000 BTUH başına soğutma ısı değiştirici uzunluğu bulunduktan sonra, soğutma kapasitesi ile çarpılıp, 12,000 BTUH'a bölünmüş ve 2306,06 ft (702,89 m) bulunmuştur.

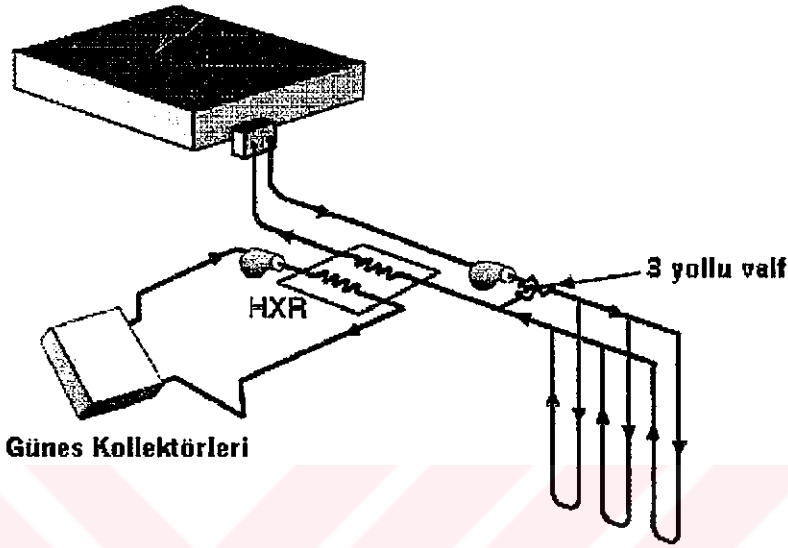
Tek U-bükme çevriminde her sondajda iki boru kullanılır. Toplam boru derinliği, 2306,06 ft (702,89 m)'in yarısı veya 1153,03 ft (351,44 m)'tir. Maksimum boru derinliği, 300 ft (91,44 m)'tir. Böylelikle, 288 ft (87,86 m) derinlikte 4 sonda, soğutma kapasitesini kullanmak için gerekmektedir.Bu, 26, 27 ve 28.sıralarda gösterilmiştir.

Tüm toprak çevrim sistemlerinde ve sondajda boru uzunluğu, daha yüksek olan yüke bağlıdır.

Tablo 5.11 Sondaj ölçüsü

SONDAJ İÇİN MİNİMUM ÇAP		
Boru çapı	Tek U-bükme	Çift U-bükme
¾"	3 ¼"	4 ½"
1"	3 ½"	5 ½"
1 ¼"	4"	5 ¾"
1 ½"	4 ¾"	6"
2"	6"	7"

6. GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ ISI POMPASI



Şekil 6.1 Güneş Enerjisi Destekli Isı Pompası

Kuzey iklimlerde ısı yükü, toprak ısı değiştirici uzunluğunu azaltmak için güneş enerjili ek bir sistem gerektirebilir. Güneş kollektörleri, sıcak su için tasarlanabilir ve Şekil 6.1'deki gibi, toprak serpantin çevrimine (ısı değiştirici vasıtasıyla veya direkt olarak) yerleştirilebilir. Paneller, ısı transfer akışkanına ek bir ısı sağlar. Bu tip, gerekli toprak serpantin ölçüsünü azaltır ve daha yüksek sıcaklıklı ısı transfer akışkanı sağlayarak ısı pompası verimliliğini artırır (Federal Technology Alert, 1999).

Buhar enerjisine dayalı üç çeşit ısı sistemi tasarısı geliştirilmiştir. Seri sistemlerde, ısı pompası enerjiyi güneş enerjisi ile ısıtılan ısı depodan alır. Paralel sistemde ise; ısı pompası enerjiyi dış atmosferden

alır. Çift kaynaklı sistemde ise; seri ve paralel sistemlerin bir karışımı olarak ısı pompası enerjisi ile ısıtılan ısıl depodan veya atmosfer havasından alır.

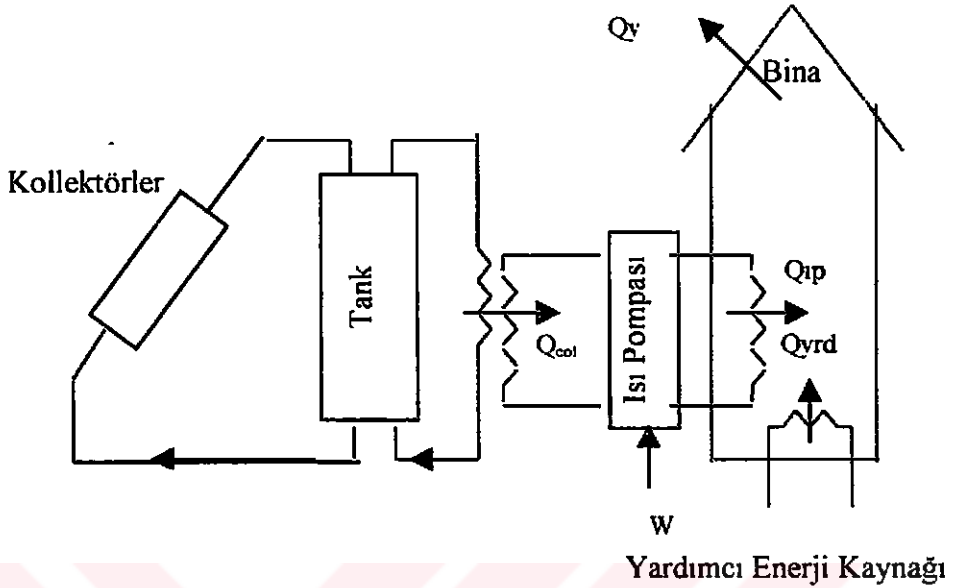
6. 1 Seri Kaynaklı Isı Pompaları

Şekil 6.1’de görüldüğü gibi seri sistemler, bir güneş enerjisi toplayıcısı, bir enerji deposu, ısı pompası, su soğutucusu, ısı değiştiricisi, yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve sirkülasyon pompası ile diğer ekipmanlardan oluşur.

Seri sistemde sıcak su güneş kollektörlerinden gelir ve depolama tankına gider. Depolama tankı; metal malzemeden yapılmış ve ısı yalıtımının sağlanabilmesi için cam yünü ile izole edilmiştir. Depolama tankının içerisinde Kalsiyum Klorür (CaCl_2) kullanılmıştır (Kaygusuz vd. 1992).

Depolama tankında, ısı enerjisinin bir kısmı depoda bulunan P.C.M.(Faz değiştirme materyali)’ye bırakılır. Daha sonra ısı pompasının su kaynaklı buharlaştırıcısı tarafından ısı kaynağı olarak kullanılır. Su sirkülasyon pompası ile güneş kollektörlerine gönderilir.

Bununla birlikte; gece ve bulutlu günlerde ısı pompası buharlaştırıcısından gelen suyun sıcaklık azalışında, su güneş kollektörleri yerine enerji depolama tankına gönderilir. Soğuk su depodaki P.C.M. den buharlaştırıcı için gerekli ısıl enerjiyi alır. Almış olduğu enerjiyi ısı kaynağı olarak kullanmak için buharlaştırıcıya gönderir. Böylece gece ve bulutlu günlerde tanktaki depolanmış enerji, ısı pompası için enerji kaynağı olarak kullanılabilir.



Şekil 6. 1 Seri kaynaklı ısı pompaları

Isıl enerji depo ile kullanılan güneş enerjisi destekli seri ısı pompalarının avantajları; ısı pompası β 'nin ve kolektör verimliliğinin artışıdır.

6. 2 Paralel Kaynaklı Isı Pompaları

Paralel güneş ısı pompa sistemleri için ilk olarak Audit, tarafından proje tasarımı gerçekleştirilmiştir. Sistem Şekil 6.2'de gösterilmiştir. Geleneksel ya da sıvı güneş sistemleri, su ısıtma ve ev ısıtmak için kaynak olarak kullanılmaktadır (Anderson vd., 1980).

Havadan havaya ısı pompaları yardımcı ısıtma kullanılarak gerçekleştirilir. Yardımcı kaynak olarak ya elektrik yada fosil yakıtlar kullanılır.

Isı pompaları bu sistemde enerjiyi yalnızca atmosfer havasından alır. Depolama sıcaklığının derecesi, güneş enerjisinin depolanma

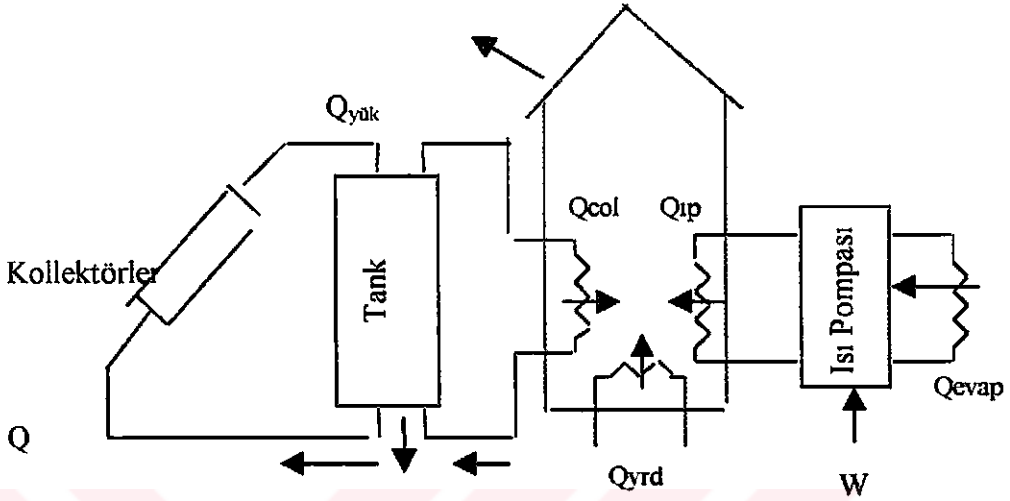
sıcaklığını gösterir ve direkt olarak sistem için gerekli enerjiyi sağlar. Buna karşılık seri ve karışık kaynaklı sistemlerde enerji ısı pompası tarafından sık sık absorbe edilerek çekilir ve depo sıcaklığı direk güneş ısıtması için istenen değerinin altında kalır.

Eğer sistemin güneş sistemi bölümü olmasa idi ,sistem bağımsız tek başına havadan-havaya ısı pompası olurdu. Alan (yer) ısıtılmasında ana (temel) kaynak olurken, fosil yakıt ya da elektrik enerjisi yer ısıtılması ve su ısıtılmasında destekleyici kaynak olacaktır.

Paralel ısı pompası sistemi iki ana parçanın birleşimidir. Güneş sistemi ve paralel ısı pompası sistemi, bu sistem içerisinde de sudan havaya ısı değiştirici, ısı kaynağı olarak güneş enerjisini kullanırken, ısı pompası da enerji kaynağı olarak atmosfer havasını kullanır. Kendi enerjilerini ayrı ayrı yüke verirler. Güneş enerjisi mümkün olabilecek ısı ihtiyacının çoğunu kullanım için karşılar. Böylece sistemde toplam kullanılabilir enerji, İki farklı sistemden (Güneş enerjisi ve ısı pompa sistemi) çıkan enerjilerini toplamıdır.

6. 3 Çift Kaynaklı Güneş Enerjisi Destekli Isı Pompaları

Seri ve paralel kaynaklı ısı pompalarının bir karışımı olarak görünmektedir. Çift kaynaklı sistemde ısı pompası iki buharlaştırıcıya sahiptir. Bir tanesi su kaynaklı buharlaştırıcı , bu eleman depo tankına Spiral olarak yerleştirilmiştir. Diğeri de hava kaynaklı buharlaştırıcıdır. Atmosfer havasını rahatça alabilecek ortama yerleştirilmiştir (Eğrican A.N.,1991).



Şekil 6. 2 Paralel Sistemli Isı Pompaları

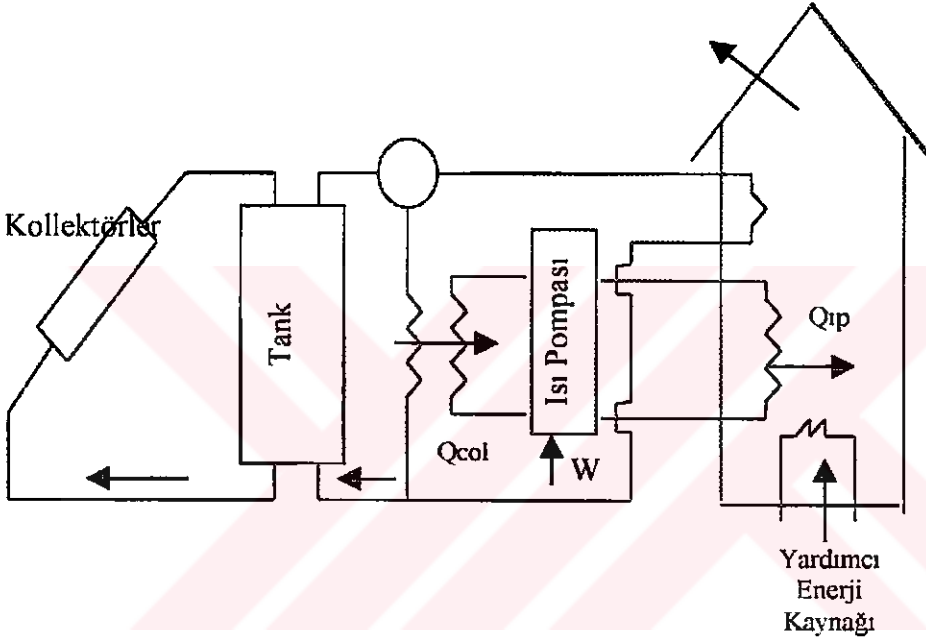
Bunlar ısı kaynağı olarak ya atmosfer havasını ya da toplanan güneş enerjisini kullanırlar. Sistemin C.O.P. sinin yüksek oluşu da bu durumun bir sonucudur.

Karışık (çift) kaynaklı sistemde 3 ısıtma modu vardır. Şekil 6.3'de direk güneş ısıtma modunda yapılmıştır. Bu sistemde önceden belirlenen kontrol sıcaklığına göre (303 K) depo tankının sıcak olması gerekmektedir. Ev ısıtılmasında direkt olarak kullanılır. Bu durumda ısı pompası kapalıdır. Fazla güneş enerjisi depoda toplanmaya başlar.

Tank sıcaklığı kontrol değerinin altında olduğu zaman bile atmosfer sıcaklığından daha yüksektir. Akışkan depo tankından buharlaştırıcıya pompalanır ve ısı kaynağı olarak kullanılır. Ev ısıtma yükünün büyüklüğüne bağlı olarak güneş enerjisi sıcak su deposunda toplanır.

Tank sıcaklığı ya minimum yada atmosfer sıcaklığından daha az olduğu zaman, atmosfer havası buharlaştırıcı için ısı kaynağıdır. Yardımcı ısıtıcıya ihtiyaç duyulduğunda elektrikli ısıtıcıdan yararlanır.

Karışık kaynaklı ısı pompaları, seri ve paralel güneş enerjisi destekli ısı pompalarının en önemli avantajlarını sağlamaktadır.



Şekil 6. 3. Çift Kaynaklı Güneş Enerjisi Destekli Isı Pompaları

6. 4 Sistemlerin Karşılaştırılması

Güneş enerjisi destekli ısı pompaları üzerinde yapılan analizlerde, aynı kollektörün, geleneksel güneş sistemi ile paralel sisteminin sezonsal kollektör performansının eşit olduğunu göstermektedir. Seri ve çift kaynaklı sistemlerde de aynı eşitlik söz konusudur. Geliştirilmiş toplama verimliliği, güneş kaynaklı ısı pompasının kapasitesinin bir sonucudur. Seri ve karışık (çift) kaynaklı ısı pompalarında düşük kollektör ısı ve ortalama depo sıcaklığı düşer (Fremann et al., 1979).

6.5 Deneysel Sonuçları Hesaplama Metotları

Isı pompası COP'si aşağıdaki şekilde tanımlanır;

$$\text{COP} = \frac{\text{Kondenserden alınan termal enerji}}{\text{Kompresöre giren elektrik işi}}$$

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{kon}}}{W_{\text{komp}}}$$

Sistem COP'si;

$$\text{COP} = \frac{\text{Sistemden alınan termal enerji}}{\text{Sisteme giren elektrik işi}}$$

Depolama ile güneş enerjisi destekli ısı pompasının COP'si aşağıdaki eşitlik kullanılarak hesaplanabilir.

$$\text{COP} = \frac{m_{\text{hk}} C_h (T_{\text{hk1}} - T_{\text{hk2}})}{W_{\text{komp}} + W_p + W_{\text{kr}}}$$

Anlık kollektör verimi:

$$\eta_{\text{kol}} = F_R \left[(\tau\alpha)_{\text{eff}} \frac{UA_{\text{ks}} (T_{\text{sg}} - T_h)}{A_g I} \right]$$

Net kollektör verimi aşağıdaki gibi tanımlanır,

$$\eta_{\text{kol}} = \frac{\text{Toplanan yararlı enerji}}{\text{Kollektör alanına gelen enerji}}$$

$$\eta_{\text{kol}} = \frac{m_s C_s (T_{\text{sg}} - T_{\text{aq}})}{A_g I}$$

Isı Pompası Performans Verileri

Deneysel sonuçlardan elde edilen gerçek performans verileri, kaynak sıcaklığı için ısı pompası COP'siyle bağıntılı olarak üçüncü polinomu üretmek için kullanılmaktadır. Çift kaynaklı ısı pompaları (su ve havadan havaya) için, iki farklı polinom takımı kullanılmaktadır, bir takım su kaynaklı ile ilişkili ve diğeri ise hava kaynaklı.

Su kaynaklı ısı pompası için:

$$COP_I = 5,46 + 5,53E-02T_s - 5,33E-04T_s^{-2} + 1,20E-06T_s^{-3}$$

Hava kaynaklı ısı pompası için:

$$COP_I = -27,86 + 0,121T_h + 1,601E-04T_h^{-2} - 7,035E-07T_h^{-3}$$

Isı Yüğü Hesaplamaları

Alan ısıtma yüğü hesaplamaları, her ayın derece gün sayısı (DG)_a ve bina için etkin UA (ısı transfer etkinliğı x alan) değerleri kullanılarak, ortalama günlük temelleri üzerinden yapılır. Bina için etkin UA değeri, ürünlerin tüm ısı transfer etkinlikleri (Ut) ve binanın çeşitli dış yüzeyleri (çatı, duvarlar, pencereler vs.) için bina alanları (At)'nin toplamıdır. Derece-gün sayısı, 18.3 °C ve her ortalama günlük sıcaklık arasındaki tüm negatif farkların toplamıdır. Böylelikle, ortalama günlük yer ısıtma yüğü Q_{g.yı}, ay için, aşağıdaki eşitlikten hesaplanır. (Kaygusuz vd., 1992)

$$Q_{g.yı} = 24(DG) \frac{UA}{GS}$$

6. 6 Düzlemsel Toplayıcılar

Düzlemsel kolektörler, güneş enerjisini ısı enerjisine dönüştüren en basit düzeneklerden biridir. Genelde, bunlar bir cam örtü, bir absorblayıcı levha ve bir kasadan ibarettir. Gözle görülebilen güneş ışınları cam örtü tarafından yaklaşık % 85-90 geçirilirler ve absorblayıcı levha tarafından absorblanırlar. Absorblayıcı levha tarafından yayılan ısı ışınları ise, cam örtü tarafından % 90 yakın atmosfere geçirilmezler. Böylece, güneş ışınlarının taşıdığı enerjiden büyük bir kısmı absorblayıcı levhaya entegre edilmiş borulardan geçen akışkana aktarılırlar.

6.6.1 Yatay Düzleme Gelen Toplam Güneş Işınımı Şiddeti

$$Q_{t_{yatay}} = \text{kcal} / \text{m}^2 \text{ gün}$$

Tablo 5.13'de bazı illerimiz için yatay düzleme gelen toplam güneş ışınımı şiddeti ortalaması verilmiştir.

6.6.2 Eğik Konumdaki Toplayıcı Düzlemine Gelen Toplam Güneş Işınımının Bulunması

$$Q_{t_{eğik}} = Q_{t_{yatay}} * R \text{ kcal} / \text{m}^2 \text{ gün}$$

$$R = Q_{t_{eğik}} / Q_{t_{yatay}} * \text{Cos}(\psi - S) / \text{Cos} \psi$$

R = Dönüşüm faktörü

R faktörleri; enleme, mevsime ve S toplayıcı eğim açısına bağlı olarak Tablo (5.14)'den alınır.

6.6.3 Kullanım Yerindeki Suyun Faydalı Isısı

$$Q_{f_{ay}} = Q_{t_{eğik}} * \eta_{topl.} * \eta_m \text{ kcal} / \text{m}^2 \text{ gün}$$

η_m = Toplayıcı dışında, boru donanımı ve depolamanın verimidir.

Küçük tesisatlarda 0,40-0,6 büyük tesisatlarda 0,50-0,80 alınabilir.

$$Q_{f_{ay}} = Q_{t_{yatay}} * R * \eta_{topl.} * \eta_m \text{ kcal} / \text{m}^2 \text{ gün olur.}$$

6.6.4 Gerekli Toplayıcı Yüzeyi Hesabı

$$F_k = Q_{gerekli} / Q_{faydalı} \text{ m}^2 \text{ bulunur.}$$

6.6.5 Sıcak Su Deposu Hacmi Hesabı

$$V = \beta_1 * F_k \text{ m}^3$$

$$\beta_1 = 0,06 \text{ m}^3 / \text{m}^2 \text{ topl.}$$

Tablo 6.1 Yatay düzleme gelen toplam güneş ışınımı Q_{yatay} kcal / m² gün ortalama değerleri

Mevsimi İstasyonu	Enlemi	Haziran Temmuz Ağustos	Ekim Mart	Yıllık
Adana	36°59'	4890	2103	3255
Ankara	39°57'	4793	1867	3085
Antalya	36°53'	4817	2163	3279
Bursa	40°11'	4313	1598	2696
Diyarbakır	37°55'	5267	2142	3432
Erzurum	39°55'	4757	2020	3178
İst. (Florya)	40°59'	4480	1570	2774
İzmir	38°24'	4717	1912	3089
Gaziantep	37°05'	5053	2218	3407
Kayseri	38°43'	4733	1972	3116
Konya	37°52'	4613	2038	3122
Trabzon	41°00'	3477	1560	2385

Tablo 6.2 Enleme, Mevsime ve Toplayıcı Eğim açısına göre "R" faktörleri

Enlemi	Mevsimi	ψ (°)	15°	30°(S)	45°(S)	60°
36°	Haz- Ağus	19,12	1.056	1,039	0.952	0.800
	Bütün yıl	36,00	1.154	1.229	1.221	1.129
38°	Haz-Ağustos	20.00	1.060	1.059	0.964	0.815
	Bütün yıl	38.00	1.168	1.257	1.260	1.177
40°	Haz-Ağustos	22.84	1.075	1.077	1.005	0.865
	Bütün yıl	40.00	1.183	1.286	1.301	1.227

6.6.6 Sirkülasyon Pompası Debisi Hesaplanması

$$G = \beta_2 * F_k \text{ lt / dak.}$$

$$\beta_2 = 1 \text{ lt / dak.m}^2 \text{ topl.}$$

Tablo 6.3 Yaz sonu dikkate alınarak hesaplanan kollektör yüzeyinin diğer sezonlarda ne kadar takviye enerji getireceğinin tablosu

Sezon	Q _{ger.} Kcal /gün	Q _{iny.} Kcal/ m ² Gün	F _k m ²	F _k m ²	Güneşten Yararlanma	Gerekli Takviye Enerji
Haz. Tem. Ağus.	118500	1656	71,56	72	%100	%0
Ekim Mart	138000	350	384.28	72	%18	%82
Bütün Yıl	122500	761	160,97	72	%45	%55

6.7 Depolama Tankı

Depolama tankı, ısı enerjisini muhafaza etmek için kullanılmaktadır. Amaç tüketimin üzerinde gelen fazla enerjiyi depolamak ve daha sonra enerji gerektiğinde depolanan enerjiyi kullanmaktır. Tankın hacmi zamana bağlı olarak tankın içerisindeki sıcaklık değişimini belirler. Çünkü geniş hacim yüksek ısı kapasitesi anlamına gelmektedir. Tank su-antifriz çözeltisi ile doldurulur. Antifrizin fonksiyonu soğuk kış günlerinde donmayı önlemektedir. Tank içerisindeki su antifriz ile karıştırıldığından dolayı konut için gerekli sıcak su talebini karşılamakta direkt olarak kullanılmaz .

Isı pompasının buharlaştırıcısı da tankın içerisine konmuştur. Bu nedenle depolama tankı, genellikle ısıtılacak alana yakın bir yere konulan ısı pompasından çok uzakta bulunamaz. Eğer uygun olduğu takdirde tank ısıtılacak alana da yerleştirilebilir. Böylece sistemdeki enerji kaybı önlenmiş olur. Çünkü, tank kaybı alandan kazanca dönüşecektir. Eğer tank bina dışına yerleştirilirse bu durumda soğuk günlerde ısı kaybını önlemek için iyi yalıtılması gerekir. Modelleme konusundaki dikkat edilmesi gereken en önemli noktalar; tankın hacmi, tankın konumu, tankın toplam alanı bazında genel ısı kaybı katsayısıdır.

Şekil’de dikkate alındığında sistem için enerji dengesi şekilde tanımlanabilir.

$$m_w C_{pw} \frac{\partial T_{\text{tank}}}{\partial t} = Q(t, T_{\text{atm}}, T_{\text{tank}}) - Q_{\text{HP}}(t, T_{\text{tank}}, T_{\text{oda}}) - Q_L(T_{\text{tank}}, T_{\text{atm}})$$

$$m_w = d_w V_{\text{tank}}$$

Burada;

Q_u : Toplayıcılardan elde edilen faydalı enerjiyi gösterir , bu çevrenin ve tankın sıcaklığının aynı zamanda toplayıcı yüzeyine gelen güneş ışınım şiddetinin bir fonksiyonudur.

Q_L = Tanktan çevreye oluşan enerji kaybıdır.

Bu kayıp, yalıtım ve tankın yerleşim konumuna bağlı olarak önemsiz seviyede de olabilir.

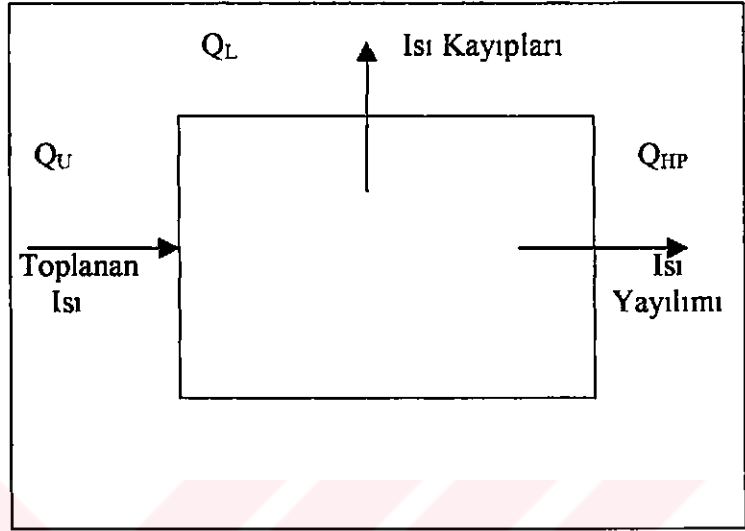
Q_{HP} = Tankta ve oda sıcaklığına bağlı olarak ısı pompası tarafından çekilen ısıyı göstermektedir.

m_w = Tank içerisindeki sıvının kütlesidir.

C_{pw} = Tank içerisindeki sıvının özgül ısısıdır.

V_{tank} = Tank hacmini

d_w = Tank içerisindeki sıvının yoğunluğunu gösterir.



Şekil 6.4 Depolama Tankı

(Duffie JA., 1980)'ye göre depolama tankındaki enerji dengesi aşağıdaki gibi tanımlanır;

Yararlı ısı:

$$Q_u = A_c F_R [S - U_L (T_f - T_a)]^+$$

$$Q_u = (\dot{m} c_p)_c (T_o - T_i)$$

Burada;

\dot{m} = Kollektöre doğru sirkülasyon pompa debisi

Eğer depolama ünitesi hissedilir (duyulur) bir ısı ile karşılaştırılırsa eşitlik;

$$Q_u - L - (UA)_s (T_s - T_a) = (\dot{m} C_p)_s \frac{dT_s}{d\tau}$$

Bu eşitlik depolama tanklarında geçerlidir.

Düzlemsel toplayıcı (kollektör) ısı değiştirme faktörü :

$$Q_{HX} = (\dot{m} C_p)_{\min} (T_{C,O} - T_I)$$

Burada;

$(\dot{m} C_p)_{\min}$

\dot{m} = akış debisi

C_p = ısı kapasitesi

$T_{C,O}$ = kollektörden çıkan akışkan sıcaklığı

T_I = ısı eşanjörüne giren su sıcaklığı

ϵ = ısı eşanjörü etki katsayısı

$$\epsilon = \frac{1 - e^{-NTU(1-C^*)}}{1 - C^* e^{-NTU(1-C^*)}}$$

Burada $NTU = [(UA)_{HX} / (\dot{m} C_p)_{\min}]$ katsayısı olarak tanımlanır.

$$C^* = \frac{(\dot{m} C_p)_{\min}}{(\dot{m} C_p)_{\max}} \quad \text{dır.}$$

$$Q_U = A_c F R [(S - U_L(T_i - T_a))]^*$$

Burada; değiştirilmiş ısı taşıma faktörü $F R$ = ısı değiştiricisinin hazır bulunuluğunu karşılar ve

$$\frac{FR}{FR} = \frac{1}{1 + \left(\frac{A_c F_R U_L}{(\dot{m} C_p)_c} \right) \left(\frac{(\dot{m} C_p)_c}{E(\dot{m} C_p) - 1} \right)}$$

Depolama tanklarındaki sıcaklık değişimi;

$$(mC_p)_s \frac{dT_s}{d\Gamma} = A_c F_R [(S - U_L(T_i - T_a))]^+ - (UA)_s (T_s - T_a) - (mC_p)_L (T_s - T_{L,r}) \quad (5.68)$$

$$T_s' = T_s + \frac{\Delta\tau}{(mC_p)_s} \{ A_c F_R [(S - U_L(T_s - T_a))]^+ - (UA)_s (T_s - T_a) - (mC_p)_L (T_s - T_{L,r}) \} \quad (5.69)$$

$$\sum Q_U - \sum \text{Losses} - \sum \text{Loads} \quad (5.70)$$

$$\eta = \frac{Q_U}{I_T A} \quad (5.71)$$

7.DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Bu çalışmada, Enstitü binası içinde 65m^2 alana sahip bir derslik toprak kaynaklı bir ısı pompası ile ısıtılması amaçlanmıştır. Dış hava sıcaklığı 0°C olarak belirlenmiştir ve istenen iç sıcaklığın 20°C olması planlanmıştır.

Bu amaçla, dersliğin ısı yükü hesaplanmış ve buna göre uygun ısı pompası ve toprak altı boru uzunluğu hesaplanmıştır.

Isıtma sistemlerinin analizi ve tasarımı için geliştirilmiş simülasyon modellerinin en önemlileri arasında TRNSYS ve SİMSAC bulunmaktadır.

7.1 Deney Tesisatı

Tasarım aşamasında Şekil 4.2 izlenmiştir.

A. Bina Yüğü

Aşağıdaki değerler baz alınarak ısı yükü hesaplanmıştır. Tablo

7.1'e işlenmiştir.

Dış Sıcaklık : 0°C

Hacmin iç sıcaklığı : 20°C

Komşu Hacimlerin Sıcaklığı: 8°C

Döşeme Sıcaklığı : 10°C

Tavan Sıcaklığı : 16°C

Hacim için Isı Taşınım Katsayısı : $8,14 \text{ W/m}^2\text{K}$

Dış Ortam İçin Isı Taşıma Katsayısı: $11,63 \text{ Wm}^2\text{K}$

Döşeme Üstü Isı Taşıma Katsayısı : $5,81 \text{ W/m}^2\text{K}$

İki Cam Arasındaki Hava İçin Isı Taşıma Katsayısı : $0.1638 \text{ m}^2\text{K/W}$

Kısaltmalar:

İ.D. : İç Duvar (Doğu,Batı veya Kuzey Duvarı)

D.D.: Dış Duvar (Cam Duvar veya Cam Altında Kalan Duvar)

D.P.: Dış Pencere Duvar

İ.K.: İç Kapı

Dö: Döşeme

Ta: Tavan

B. Ekipman Seçimi

Hem soğutma ve hem de ısıtma dönemi için 4.3 Kw'lık bir ısı pompası tasarlanmıştır.

Kullanılan Ekipmanların Özellikleri

Kompresör (Tecumseh hermetik)

Kompresör hermetik tipte imal edilmiş olup R-22 gazı ile çalışmaktadır. Elektrik motoru ile pistonlar kapalı muhafaza içindedir. Motorun elektrik devresinde, aşırı akım nedeniyle sargıların yanmasını önlemek amacıyla bir yüksek basınç prosestat kullanılmıştır. İmalatçı firmadan alınan kompresör özellikleri aşağıda verilmiştir.

Marka : Tecumseh hermetik kompresör.

Tipi : TFH 45.24 F

Motor gücü : 2 HP (1.4 kW)

Kapasitesi : 4131 W

Çalışma Şartı : 0/45 °C

Gaz : R22

Faz : 3 Faz

Bağlantı :5/8", 1/2"

Tablo 7.1 Isı Yüğü Hesabı

Yapı bileşeni	Alan			Isı Kaybı hesabı			Arttırmalar				Qt	
	İşaret Yön	Uzunluk	Yükseklik	Toplam Alan	Isı Geçirme Kat.	Sıcaklık Farkı	Isı Kaybı	Zd	Zw	Zh		Z
		m	m	m ²	W/m ² K	K	w					w
1-İ.D	B	10,30	3,67	37,80	1,38	12	625,968					
2-İ.K	K	1,40	2,89	4,05	1,70	12	82,62					
3-İ.D	K	1,40	0,78	1,09	0,42	12	5,4936					
4-İ.D	K	2,14	3,67	7,85	0,42	12	39,564					
5-İ.D	D	3,30	3,67	12,11	1,38	12	200,5416					
6-İ.D	K	4,40	3,67	16,15	1,38	12	267,444					
7-İ.D	B	7,00	3,67	25,69	1,38	12	425,4264					
8-D.D	G	7,70	2,55	19,64	2,65	20	1040,92					
9-D.D	G	7,70	0,3	2,31	1,45	20	66,99					
10-Dö				64,79	0,38	10	246,202					
11-Ta				23,10	0,43	4	39,732					
12-Ta				41,69	0,56	4	93,3856					
							3134,29	7		5	1,1	3510,402
												344,4
												3854,8

Eşanjör

Kondenser ve Evaporatör için Alfa Laval Marka iki plakalı tip eşanjör kullanılmıştır.

Eşanjör 1 – Plakalı Tip, Kondenser

Tipi : CB26-34(R1,B1)

Gaz : R22

Isı Değiştirme Kapasitesi : 8.20 kW

Isı Transfer Alanı : 0,8 m²

Plaka Malzemesi : AISI 316

Plaka Sayısı : 34

Test Basıncı : 30 bar

Eşanjör 2 – Plakalı Tip, Evaporatör

Tipi : CB26-H24

Gaz : R22

Isı Değiştirme Kapasitesi : 6.6 kW

Isı Transfer Alanı : 0,55 m²

Plaka Malzemesi : AISI 316

Plaka Sayısı : 24

Test Basıncı : 30 bar

Sirkülasyon Pompaları

Toprak ısı değiştirgeci ve fan-coil'ler içindeki suyu sistemde dolaştırmak için iki adet sirkülasyon pompası kullanılmıştır. Bu pompaların debileri yaklaşık 1 m³/h civarındadır. Özellikleri aşağıda verilmiştir.

Marka : Marina

Tipi : KPM 50

Gücü : 0.5 Hp (0.37 kW)

Akım 2.8 A monofaze

Koruma : IP 44

Debi Aralığı : 0.5 – 3.8 m³/h

Basma Ağırlığı : 37-6 m

Devir : 2800 d/d

Dört Yollu Vana

Dört yollu vana, sistemin yaz ve kış çalışma şartlarında çalışmasını sağlar. Seçim, tamamen sistemde konulacağı yerin boru çapına bağlı olup, gerekli giriş ve çıkış çapına sahip dört yollu vana seçilir.

Kılcal Boru

Kılcal boru, kısma vanası olarak kullanılmıştır. Düşük maliyet, güvenli ve oynak parça olmaması gibi nedenlerle seçilmiştir.

Elektrik ve Otomasyon

Elektrik devresi, güç ve kumanda devresi olmak üzere iki bölümden oluşur. Güç devresi, kompresörü ve sirkülasyon pompalarını harekete geçiren kısımdır. Kumanda devresi, kontaktörler vasıtasıyla güç devresine kumanda eden kısımdır. Elektrik devresinde, sigortaların yanı sıra kompresöre aşırı yük bindiğinde kompresörü korumak amacıyla devreden çıkarabilecek aşırı akım yük röleleri ve termik röleler bulunur.

Ayrıca, sistemin kolayca gözlenebilmesi için elektrik panosu üzerine sinyal lambaları konulmuştur. Kumanda elemanları şunlardır;

Elektronik sensör (Mikroprosesör)

Basınç presostatı

C. Toprak Isı Değiştirici Boru Uzunluğunun Hesaplanması

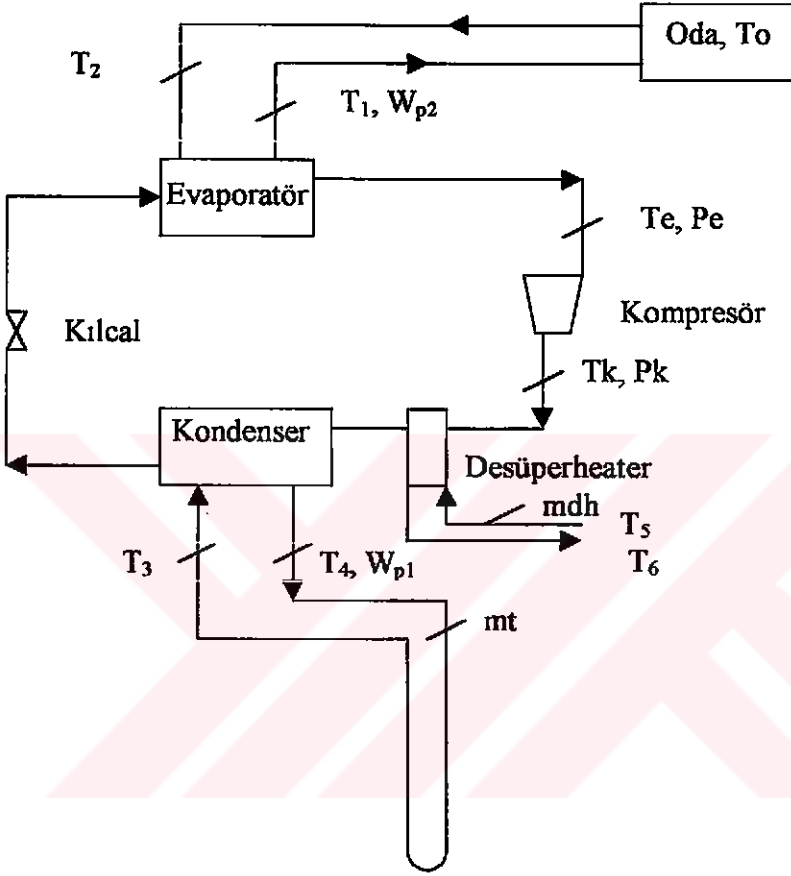
Tablo 5.10'da toprak ısı değiştirici uzunluğu hesaplanmıştır. Biz, 50 m.'de sondaj yapıp U-şeklinde poli etilen borumuzu yerleştirdik.

7.2 Deney Ölçümleri

Ölçüm noktaları Şekil 7.1'de gösterilmiştir. Aşağıdaki veriler, düzenli olarak çalışma periodlarında kaydedilmiştir.

Tablo 7.2 Ölçüm Verilerinin Açıklaması

Gösterim	Birim	Açıklama
T ₁	°C	Odaya Giden Su Sıcaklığı
T ₂	°C	Odadan Dönen Su Sıcaklığı
T ₃	°C	Toprak Isı Değiştiricisinden Gelen Su Sıcaklığı
T ₄	°C	Toprak Isı Değiştiricisine Dönen Su Sıcaklığı
T _o	°C	Odanın Sıcaklığı
T _b	°C	Dış Hava Sıcaklığı
T _e	°C	Evaporatör Sıcaklığı
T _k	°C	Kondenser Sıcaklığı
P _e	bar	Evaporatör Basıncı
P _k	bar	Kondenser Basıncı
P _t	bar	Toprak Isı Değiştiricisi Basıncı
m _t	l/h	Toprak Isı Değiştiricisi Debisi
T _{t1}	°C	1 m'deki Toprak Sıcaklığı
T _{t50}	°C	50 m'deki Toprak Sıcaklığı



Şekil 7.1 Sistem üzerinde ölçüm noktaları

7.3 Deneý Sonuçlarının hesaplanması

Topraktan çekilen ısı:

$$Q_t = m_t \times C_p \times (T_4 - T_3)$$

Q_t : Isı akımı . kW

C_p : Özgül ısı, kJ/kg°C

T_4 : Toprağa geri dönen salamura sıcaklığı, °C

T_3 : Toprağa giden salamura sıcaklığı, °C

m_t : Salamura kütleli debisi, kg/s

Odanın ısısı:

$$Q_o = m_o \times C_p \times (T_2 - T_1)$$

Q_o = Odadan çekilen ısı, kW

C_p : Özgül ısı, kJ/kg°C

T_2 : Odadan geri dönen salamura sıcaklığı, °C

T_1 : Odaya giden salamura sıcaklığı, °C

m_o : Salamura debisi, kg/s

Desüperheater'ın ısısı:

$$Q_{dh} = m_{dh} \times C_p \times (T_6 - T_5)$$

Q_{dh} = Desüperheater'ın ısısı, kW

C_p : Özgül ısı, kJ/kg°C

T_6 : Desüperheater'dan geri dönen su sıcaklığı, °C

T_5 : Desüperheater'a giden su sıcaklığı, °C

m_{dh} : Su debisi, kg/s

Soğutma etki katsayısı:

$$COP = \frac{Q_o}{W_{komp} + W_{p1} + W_{p2}}$$

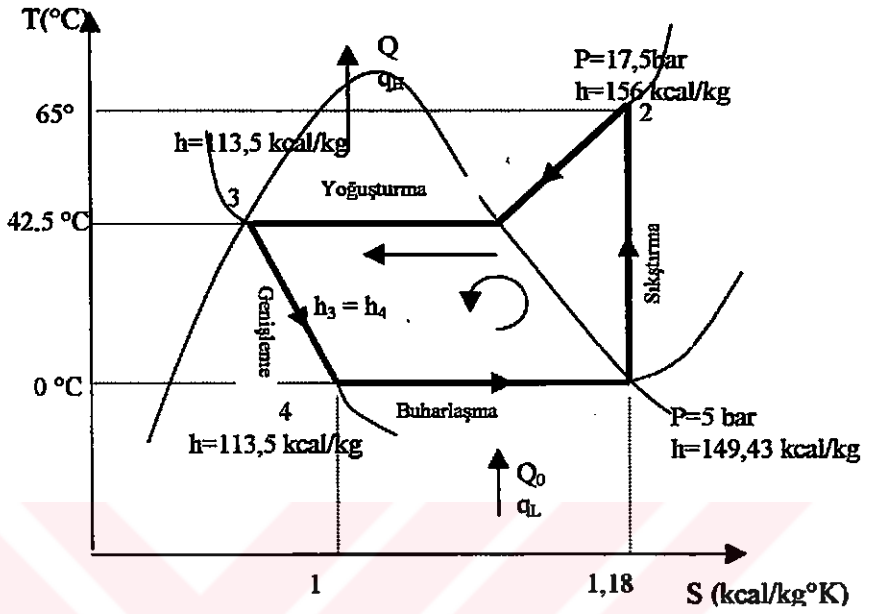
Deney ölçümleri Tablo 7.3'da gösterilmiştir.

Tablo 7.3 Deney Ölçümleri (25.07.200 tarihli)

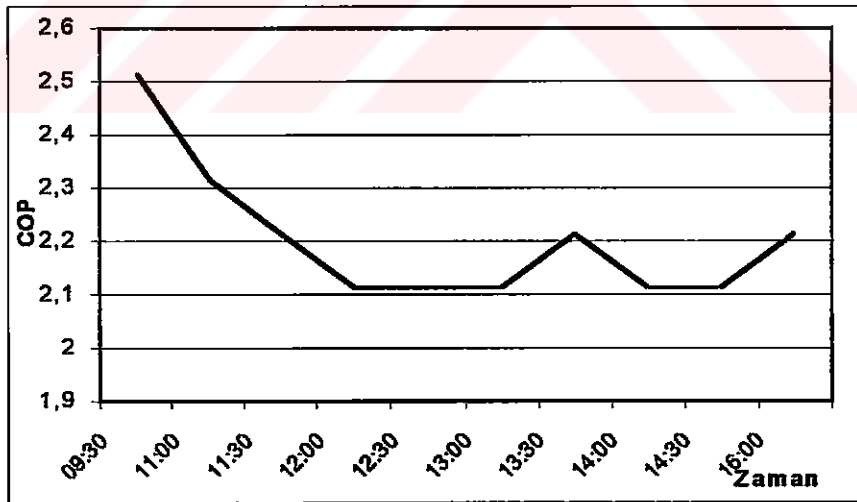
Zaman	09:30	11:00	11:30	12:00	12:30	13:00	13:30	14:00	14:30	16:00
T ₁ C	10,4	10,3	10,1	10,2	10,5	10,4	10,4	10,4	10,5	10,7
T ₂ C	12,9	12,6	12,3	12,3	12,6	12,5	12,6	12,5	12,6	12,9
T ₃ C	24,6	29	31,2	32	33,2	34,3	35	35,5	36	36
T ₄ C	26,6	31,2	33,1	34,2	35,4	36,3	36,9	37,7	38,2	37,4
T _e C	0	-1,5	-1	-0,5	0	0	0	0,5	0,7	0,8
T _k C	65,8	61,5	62	62,8	63,5	64	65	65,7	66	66
P _a bar	4	3,8	3,81	3,9	4	4	4	4,1	4,1	4,1
P _k bar	24,7	24	24,1	24,7	25	25,5	26	26,1	26,5	26,5
m _i l/h	1780	1800	1750	1780	1700	1750	1750	1700	1700	1700
P _i bar	0,3	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
I _{komp}	3,1	3,1	3	3	3,1	3	3	3	3,1	3,1
Ip ₁	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1
Ip ₂	1,3	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
V ₁	225	223	224	224	225	224	225	223	224	225
V ₃	392	386	388	390	389	387	391	387	392	389
T _a C	26,2	25	25	25,3	25,5	25,8	25,9	25,9	25,8	26
T _b C	30	32	33	33,5	34	36	36	36,5	36,5	36,5
T _{t1} C	25	26,8	27	27,5	27,9	28,2	28,6	28,5	27,7	27,8
T _{t50} C	24,4	28,8	30,8	32	32,8	33,7	34	34,6	35,2	34,8

Tablo 7.4 Deney sonuçları

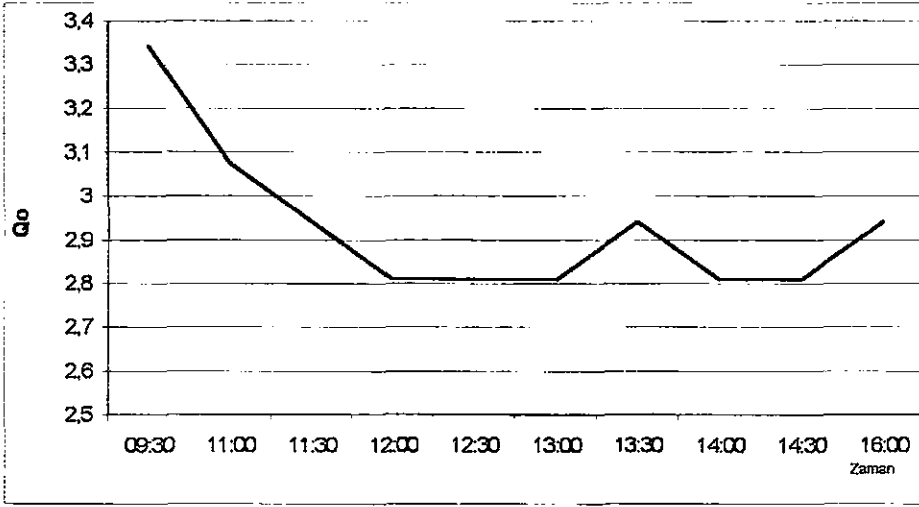
Zaman	09:30	11:00	11:30	12:00	12:30	13:00	13:30	14:00	14:30	16:00
W _{komp}	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85
W _{p1}	0,24	0,24	0,24	0,24	0,24	0,24	0,24	0,24	0,24	0,24
W _{p2}	0,24	0,24	0,24	0,24	0,24	0,24	0,24	0,24	0,24	0,24
Q _o	3,34	3,08	2,94	2,81	2,81	2,81	2,94	2,81	2,81	2,94
Q _i	4,14	2,69	4,61	3,87	4,56	4,35	4,07	3,87	4,35	4,35
COP _{min}	2,51	2,31	2,21	2,11	2,11	2,11	2,21	2,11	2,11	2,21
COP _{tp}	3,93	3,62	3,46	3,3	3,3	3,3	3,46	3,3	3,3	3,46



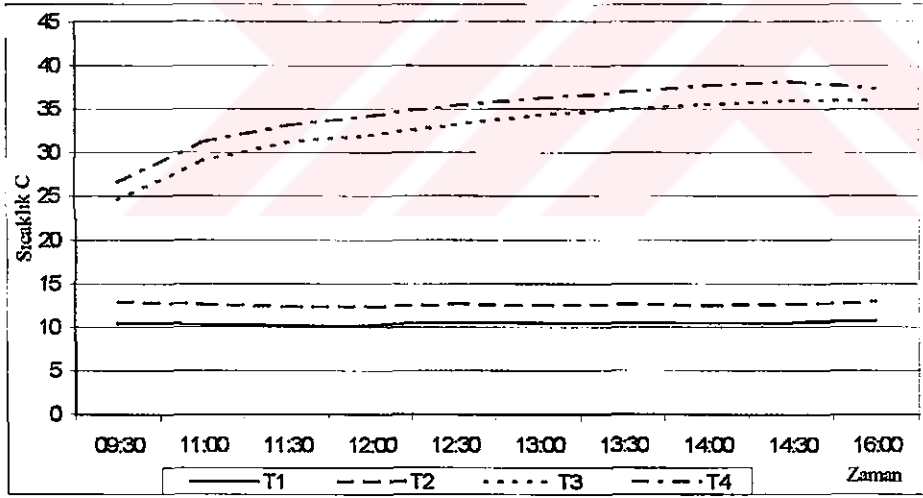
Şekil 7.2 Sistemin T-S diyagramında Gösterimi



Şekil 7.3 Zamanla COP'nin değişimi



Şekil 7.3 Zamanla Odanın Isının Değişimi



T₁: Odanın giriş sic. T₂: Odanın çıkış sic. T₃: Toprak ısı değiştirici dönüş sic. T₄: Toprak ısı değiştirici giriş sic.

Şekil 7.4 Zamanla Sıcaklığın Değişimi Odanın Isının Değişimi

8. EKONOMİK ANALİZ

8.1. Öneriler

1. Toprak çevrimini tasarım etmeden önce, alanda geoteknik bir araştırma yapılmalı ve açıkça belirtilmelidir. Sığ derinliklerde ki (10'dan 40ft'e, 3'den 12m'ye) örnekleme, elek analizi ve nem içeriği dahil edilmelidir. Bu, toprak tipi (kum, kaya, kil, çakıl vs.), statik yer suyu seviyesi, delme zorluğu ve dikey bir U-tüp ısı değiştirici yerleştirme zorluğu tanınılan daha derin borular ile aynı olabilir. Metotlar, U-tüp yerleştirerek bu aktivitenin çoğunu bypass etmek için geliştirilmiş olabilir, alanda termal bir yük yükler ve ters metotlar ile termal özellikler belirlenir.
2. Tüm toprak borulama için termal bir şekilde erimiş yüksek yoğunluklu polietilen (HDPE) açıkça belirtilir. (Closed-Loop/Geothermal Heat pump Sytems: Tasarım and Installation Standarts,1995) Bu boru, sağlam, güvenli ve nispeten ucuzdur. TKIP uygulamaları için tesisat uzmanlığı, artan bir şekilde mevcuttur. Bina içinde kullanımı içinde önerilmektedir ve bazı kodlar özel bir şekilde kullanımına izin verir. (Standard Mechanical Code,1994) İstenen boru makas köprücüğü sayısının artmasına rağmen, metal borudan daha az pahalı ve su çevriminde inhibitör için ihtiyaçtan kurtarmaktadır.
3. TKIP'da düşük termal iletkenlik sıvası kullanımından sakınılmalı. Bu sıvalar sistemin maliyetini iki şekilde etkilerler: bunlar pahalıdır ve çevrimin etkisini azalttır, dolayısıyla daha

çok uzunluk gerektirir. Boru delik çapları, sıva maliyetini ve termal hatayı azaltmak için minimize edilmelidir.

4. Deneyimli toprak-çevrim uzmanlarına danışılmalı. İyi uzmanlar, U-tüp yerleştirme ve toprak başlıklarındaki borulama metotlarını yaparlar ve kolayca hava, kir ve enkazın temizleyebilirler. Acemi TKIP tasarımcıları, derin, çamurlu hendek içinde geniş bir alana geri dönüşümlü başlığı takmanın zorluğunu anlarken, başlığın değerinin farkında bile olmazlar.
5. Tam ve dikkatli bir ısı kazancı ve kaybı çalışması yapılmalıdır. TKIP sistemlerindeki çok daha fazla maliyet yüzünden müşteriler yüksek toprak çevrimine ek olarak gerekli malzeme içinde daha fazla öderler.
6. Daha uzun çevrim ile dengelenen uzun-dönem ısı depolama etkilerini minimize etmek için dikey boruları ayırmak. Tasarım programları boru ayırma uzaklıklarının etkilerini incelemeye mühendisler izin vermesine rağmen, minimum öneri, tipik ticari binalar için 20 ft (6m)'tir.

8.2 Maliyetlere etki eden faktörler

Toprak kaynaklı ısı pompalarının maliyetini etkileyen bir çok faktör vardır. Bunlar, boru cinsi, boru çapı, salamura cinsi, toprak dolgu malzemelerinin kullanılıp kullanılmayacağı, yatay veya dikey olarak seçilmelerine göre gömme derinliği, delikler arası mesafe, ısı pompası, gerekli elektrik enerjisi maliyetleridir.

Bu parametrelerden bazılarının maliyetlere etkileri şöyledir:

Boru cinsi: Isı iletkenliği yüksek borular, toprak ısı değiştiricilerinin performansını artırır. Ancak toprak direncinin yanında boru direncinin etkisi ufak olduğundan boru malzemesi seşilirken, korozif ve ısı mukavemet değerleri daha önemli rol oynar.

Boru apı: Boru apı arttıkça toprak direnci azalır. Aynı şekilde sürtünme kayıpları da azalacağından devri daim pompasının gücü de düşer. Böylece daha büyük boru çapının seşilmesiyle işletme maliyetleri düşerken, ilk yatırım maliyeti artmış olur.

Salamura cinsi: Salamuraların fiyatları faydaları ile orantılı bir şekilde artmaktadır. Ancak salamura seşiminde de ilk kriterimiz, maliyetten önce donma noktası, korozif özellikler, zehirlilik gibi sistemin ve vrenin zarar görmesini önleyici faktörler olmalıdır.

Toprak dolgu malzemesi: Toprak dolgu malzemesinin cinsinden çok, kullanılıp kullanılmayacağına karar vermek daha önemlidir. Isıl zellikleri zaten iyi olan topraklarda, pahalı olan dolgu malzemelerinin kullanımı ekonomik değildir. Ancak kimi yerlerde toprak dolgu malzemelerini kullanmak şarttır.

Borular arası mesafe: Borular arası mesafeyi, dikey değiştiricilerde, delikler arası mesafe; yatay değiştiricilerde ise hendek genişliği, hendekler arası mesafe ve birkaç kat boru dşendiğinde kot farkı belirler. Bu faktörlerin hepsi maliyetleri direkt olarak etkilemekle beraber, ilk cnn seçimi, ekonomik analizden önce, döşeme yapılacak alan miktarı tarafından sınırlanmıştır. Kot farkının belirlenmesi ise gömme derinliği ile birlikte dşnlmelidir.

Gömme derinliği: Gömme derinliği arttıkça toprak direnci azalır. Böylece, derine gömülen ısı değiştiriciler hafriyat masraflarını

arttırmakla beraber, işletme maliyetlerini düşürürler. Tam tersi olarak, yüzeye yakın döşenen borular da, ilk yatırım maliyetini düşürecek; ancak düşük performans nedeniyle işletme maliyetlerini arttıracaklardır.

Maliyetleri etkileyen en önemli faktörler boru çapı, gömme derinliği ve yeteri kadar büyük döşeme alanının varlığında borular arası mesafelerdir. Dolayısıyla, ekonomik analiz yapılırken, boru ve hafriyat fiyatları ile işçilik ücretleri iyi araştırılmalıdır. Ayrıca, ısı değiştiricilerinin performansları ısı pompasının seçimini etkileyeceğinden, çeşitli firmaların değişik kapasitelerdeki ısı pompalarının fiyatlarını da bilmek gerekir. İşletme maliyetlerinin hesabı içinse, elektrik fiyatının yıllık artış oranı ve enflasyon oranı iyi tahmin edilmelidir.

Tüm bu kararlar neticesinde uygun toprak altı sistemi seçildikten sonra, ısı pompası sisteminin ısı konforu gerçekleştirecek diğer sistemlerle karşılaştırılması lazımdır.

Isıl konforun sağlanması için mevcut alternatifler şunlardır.

- Isı ihtiyacının tek başına ısı pompası tarafından karşılanması,
- Isı ihtiyacının ısı pompası ve ek bir ısı kaynağı tarafından karşılanması,
- Isı ihtiyacının ısı pompası kullanılmadan karşılanması.

Isı ihtiyacı ısı pompası ve ek bir ısı kaynağı tarafından karşılandığında, ısı pompası, ısı ihtiyacımızı belli bir oranda karşılar.

8.2.1 Toprak Kaynaklı Isı için Maliyet bilgileri

8.2.1.1 Tipik toprak çevrimi Maliyetleri

Dikey toprak çevrimi yerleştirme maliyetleri, sürekli değişkendir. Delme koşulları ve uzmanların deneyim ve malzeme yeterliliği seviyesi, büyük bir belirsizlik ekler. Tablo 8.1, iki rapora (Caneta Research, 1995; S.P. Kavanaugh and C.R. Gilbreath, 1995) ve 20 deneyimli çevrim uzmanlarının bu konudaki maliyet araştırmalarına göre geliştirilmiştir.

Tablo 8.1 Toprak Çevrim Yerleştirme Maliyetleri
(Borunun ft'i başına U.S. doları)

U-tüp ölçüsü	Kil, kum, çakıl, yumuşak kaya içinde çamur dönmesi. Yüzey kaplaması yok	Yumuşak orta kayada hava dönmesi. Yüzey kaplaması yok.	Kil, kum, çakıl, yumuşak kaya içinde çamur dönmesi. Yüzey kaplamalı	Yumuşak orta kayada hava dönmesi. Yüzey kaplamalı	Yumuşak orta kayada hava vurma. Yüzey kaplaması yok
¾in.	\$3.75 - \$5.00	\$4.00 - \$5.50	\$4.50 - \$6.00		\$5.00 - \$8.50
1in.	\$4.00 - \$5.25	\$4.25 - \$5.75	\$4.75 - \$6.25		\$5.50 - \$9.00
1¼in.	\$4.50 - \$5.75	\$4.75 - \$6.00	\$5.25 - \$6.50		\$5.75 - \$9.50
1½in.	\$3.75 - \$5.00	\$5.00 - \$6.25	\$5.50 - \$6.75		\$6.00 - \$10.00

Tahminler:

1. U-tüp yerleştirme, geridoldurma, başlık yerleştirme dahil @ 4ft. toprak çevrimi artırması
2. ¾ in. ve 1 in. U-tüp için 4.75 boru; 1 ¼ in. ve 1 ½ in. U-tüp için 6 in. boru
3. 250 ft. ortalama boru derinliğinin 20 ft için bentonit doldurmak.
4. Başlık- malzeme odası uzaklığı 150 ft.'dir.
5. 40 ft'den daha az yüzey kaplaması.

Maliyet, yakın veya aşırı alanda olursa:

1. Uzman, yüksek yol alma maliyeti (yani bölge dışı)
2. Giren boru, sıvalı olmalı.
3. Kesme, sitenin dışında hazırlanmalıdır.
4. İş oranı, ortalama iş oranından daha yüksek ve çevrim uzmanları deneyimsizdir.
5. Standart olmayan başlık düzenlemeleri, açıkça belirtilmektedir.

Tablo 8.2 Konutlardaki kullanım için yakıt fiyatlarının karşılaştırılması
(Nisan 1999 Tarihinde Belirlenmiş Olan Fiyatlarla)

	Isıl değeri	Birin fiyatı	Ortalama verim	TL/1000 kcal	TL/1000 kcal	* Yıllık fiyat artışı	Ucuzluk sıralaması
Doğal gaz konut (İzmit)	8250 kcal/m ³	72.468 TL/m ³	% 90	72.468x1.000 8.250x0.90	9.760	% 39	1
Doğal gaz konut (Bursa)	8250 kcal/m ³	76.032 TL/m ³	% 90	76.032x1.000 8.250x0.90	10.240	% 43	2
Doğal gaz konut (Eskişehir)	8250 kcal/m ³	76.032 TL/m ³	% 90	76.032x1.000 8.250x0.90	10.240	% 43	2
Doğal gaz konut (İstanbul)	8250 kcal/m ³	76.140 TL/m ³	% 90	76.140x1.000 8.250x0.60	10.255	% 46	3
İthal kömür (Bursa)	6500 kcal/m ³	40.000	% 60	40.000x1.000 6.500x0.60	10.256	% 36	4
İthal kömür (İstanbul)	7000 kcal/m ³	45.000 TL/m ³	% 60	45.000x1.000 7.000x0.60	10.714	% 36	5
Doğal gaz konut-işyeri (Ankara)	8250 kcal/m ³	79.897 TL/m ³	% 90	79.897x1.000 8.250x0.90	10.761	% 53	6
Soma köm. (İstanbul)	5500 kcal/m ³	40.000 TL/m ³	% 60	40.000x1.000 5.500x0.60	12.121	% 33	7
Fuel-oil kalorifer yakıtı (İstanbul)	9700 kcal/m ³	102.000 TL/kg	% 80	102.000x1.000 11.100x0.90	13.144	% 62	8
Doğal gaz resmi daire (Ankara)	8250 kcal/m ³	103.906 TL/m ³	% 90	103.906x1.000 8.250x0.90	13.994	% 53	9
İthal kömür (Ankara)	6000 kcal/m ³	65.000 TL/kg	% 68	65.000x1.000 6.000x0.68	15.931	% 55	10
LPG-mix dökme gaz	11000 kcal/m ³	155.350 TL/kg	% 84	155.350x1.000 11.000x0.84	16.813	% 68	11

Tablo 8.2 - devam

Odun (İstanbul)	2500 kcal/m ³	25.300 TL/kg	% 60	25.300x1.000 2.500x0.60	16.867	% 49	12
LPG-propan dökme gaz (İstanbul)	11100 kcal/m ³	175.950 TL/kg	% 90	175.950x1.00 11.100x0.90	17.613	% 31	13
LPG 12kg tüp (İstanbul)	11000 kcal/m ³	213.333 TL/kg	% 88	213.333x1.000 11.000x0.88	22.039	% 77	14
Motorin (İstanbul)	10200 kcal/m ³	219.763 TL/kg	% 84	219.763x1.000 10.200x0.84	25.649	% 67	15
Gazyağı (İstanbul)	10400 kcal/m ³	232.375 TL/kg	% 84	232.375x1.000 10.400x0.84	26.600	% 53	16
Elektrik (İstanbul)	860 kcal/m ³	30.240 TL/kg	% 99	30.240x1000 860x0.99	35.518	% 66	17

* Sen bir yıllık Dolar artışı %53 olmuştur.

Tablo 8.3 Enerji harcaması maliyet tablosu

HEAT-PUMP (ISI POMPASI) ENERJİ HARCAMASI MALİYET TABLOSU (Dış hava sıcaklığına bağlı olarak, 1000 kcal/saat Enerji ihtiyacı için) Nisan 1999 tarihli itibari ile										
KONUTLARDAKİ KULLANIM										
Dış sic. °C	Standart COP	Kapasite Btu/h	Enerji kW/h	Tahmini defrost dakika	Düzeltilmiş		Enerji bedeli TL/Kw/h	Enerji harcaması TL	Verim TL/1000 Kcal/h	
					Kapasite Btu/h	COP				
16	3,19	25.400	2,333	0	25.400	3,19	30.429	70.993	11.180	
16	2,98	25.400	2,497	0	25.400	2,98	30.429	75.995	11.968	
12	3,09	24.700	2,342	0	24.700	3,09	30.429	71.269	11.541	
12	2,89	24.700	2,496	0	24.700	2,89	30.429	75.937	12.298	
8	3,01	24.000	2,336	0	24.000	3,01	30.429	71.091	11.849	
8	2,81	24.000	2,503	0	24.000	2,81	30.429	76.150	12.692	
4	2,90	22.850	2,309	4	22.850	2,55	30.429	70.250	13.975	
4	2,71	22.850	2,471	4	22.850	2,38	30.429	75.176	14.954	
0	2,73	21.650	2,324	4	21.650	2,40	30.429	70.706	14.845	
0	2,55	21.650	2,488	4	21.650	2,24	30.429	75.697	15.893	
-4	2,5	20.550	2,409	8	20.550	1,90	30.429	73.289	18.770	
-4	2,34	20.550	2,573	8	20.550	1,78	30.429	78.299	20.054	
-8	2,27	18.400	2,375	12	18.400	1,45	30.429	72.271	24.548	
-8	2,12	18.400	2,543	12	18.400	1,36	30.429	77.384	26.285	
-12	2,03	16.200	2,338	12	16.200	1,3	30.429	71.151	27.450	
-12	1,89	16.200	2,511	12	16.200	1,21	30.429	76.421	29.483	
-16	1,78	14.750	2,428	12	14.750	1,14	30.429	73.881	31.306	
-16	1,67	14.750	2,588	12	14.750	1,607	30.429	78.747	33.367	

Tablo 8.3 devam

İŞYERİNDEKİ KULLANIM										
Dış sic. °C	Standart COP	Kapasite Btu/h	Enerji kW/h	Tahmini defrost dakika	Düzeltilmiş		Enerji bedeli TL/Kw/h	Enerji harcaması TL	Verim TL/1000 Kcal/h	
					Kapasite Btu/h	COP				
16	3,19	25.400	2,333	0	25.400	3,19	37.420	87.304	13.749	
16	2,98	25.400	2,497	0	25.400	2,98	37.420	93.455	14.717	
12	3,09	24.700	2,342	0	24.700	3,09	37.420	87.643	14.193	
12	2,89	24.700	2,496	0	24.700	2,89	37.420	93.385	15.123	
8	3,01	24.000	2,336	0	24.000	3,01	37.420	87.425	14.571	
8	2,81	24.000	2,503	0	24.000	2,81	37.420	93.647	15.608	
4	2,90	22.850	2,309	4	22.850	2,55	37.420	86.391	17.185	
4	2,71	22.850	2,471	4	22.850	2,38	37.420	92.448	18.390	
0	2,73	21.650	2,324	4	21.650	2,40	37.420	86.952	18.256	
0	2,55	21.650	2,488	4	21.650	2,24	37.420	93.089	19.544	
-4	2,5	20.550	2,409	8	20.550	1,90	37.420	90.128	23.083	
-4	2,34	20.550	2,573	8	20.550	1,78	37.420	96.289	24.661	
-8	2,27	18.400	2,375	12	18.400	1,45	37.420	88.876	30.189	
-8	2,12	18.400	2,543	12	18.400	1,36	37.420	95.164	32.325	
-12	2,03	16.200	2,338	12	16.200	1,3	37.420	87.499	33.757	
-12	1,89	16.200	2,511	12	16.200	1,21	37.420	93.979	36.257	
-16	1,78	14.750	2,428	12	14.750	1,14	37.420	90.857	38.499	
-16	1,67	14.750	2,588	12	14.750	1,607	37.420	96.840	41.034	

8.3 Proje Değerlendirme Yöntemi

Bir projenin, yatırım açısından, yatırım karlılığını ölçmek için uygulanan ana proje değerlendirme yöntemleri şunlardır:

1. Net Bugünkü Değer (Net Present Value)
2. İç Karlılık Oranı (Internal Rate of Return)
3. Geri Ödeme Süresi (Pay-Back Period)
4. Ortalama Karlılık Oranı (Average Rate of Return)
5. Başabaş Noktası
6. Fayda / Maliyet Oranı (Cost / Benefit Ratio)

8.3.1. Net Bugünkü Değer

Bir yatırım projesinin kabul edilmesi için aranan ilk koşul, projeden elde edilecek gelirlerin ya da nakit girişlerin proje için yapılan masraflardan veya nakit çıkışlardan fazla olmasıdır. Bir yatırım projesinin net bugünkü değeri, yatırımın ekonomik ömrü boyunca sağlayacağı nakit girişin önceden belirlenen bir iskonto oranı (yatırımdan beklenen minimum iç karlılık oranı) üzerinden bugüne indirgenmiş değerleri toplamı ile yatırımın gerektirdiği nakit çıkışın aynı iskonto oranına göre bugünkü değerleri toplamı arasındaki farktır. Bu tanıma göre bir yatırım projesinin bugünkü değeri;

$$NBD = \sum_{t=1}^n \frac{G_t}{(1+i)^t} + \frac{H}{(1+i)^n} - \sum_{t=1}^n \frac{I_t}{(1+i)^t} \quad (8.1)$$

eşitliği ile gösterilir. Burada,

NBD = Net Bugünkü Değer

G_t = n.yıldaki gelir veya nakit girişler

H = Yatırım projesinin ekonomik ömrü sonundaki kalıntı (hurda) değeri,

n = Yatırımın ekonomik ömrü, 1, 2, ..., n,

i = Kabul edilmiş iskonto (net faiz) oranı,

It = t yıldaki toplam yatırım tutarı (nakit çıkışları).

Eşitlik (8.1)'den, NBD, yani projenin net bugünkü değeri sıfırdan büyük veya en azından ona eşit ise, o proje karlılık açısından kabul edilebilir. Alternatif projeler arasında seçim yaparken, en yüksek bugünkü değeri gösteren yatırım projesi uygulanmak üzere seçilmiş olur. (Muammer Doğan, 1995) Bu eşitliği aşağıdaki şekilde basitleştirelim.

$$NBD = \frac{Gt}{(1+i)^t} \quad (8.2)$$

Formülüyle elde edilir. Burada;

NBD = Şimdiki değer

Gt = Gelecekteki nakit miktarı

i = İndirim oranı veya banka faiz oranı

Enflasyonist ortamlarda paranın değeri azalacağından belirli bir malı satın almanın fiyatı artacaktır. Yıllık enflasyon oranına "e" dersek , Şimdiki satın alma maliyetine "E" dersek ; "n" yıl sonra gelecekte bu maliyet Gt ;

$$Gt = E (1+ e)^n \quad (8.3)$$

Gelecekteki değer "Gt" nin bugünkü değeri;

$$NBD = \frac{E(1+e)^n}{(1+i)^n} \quad (8.4) \quad \text{formülü ile}$$

bulunur.

Yukarıda ki eşitlik gelecekte bir kerede elde edilecek paranın bugünkü değerini verir. "n" adet gelecekteki ödemelerin bugünkü değerlerinin toplamı, toplam bugünkü değeri verir ;

$$TNBD = E \sum_{t=1}^n \left(\frac{1+e}{1+i} \right)^t = E \cdot NBD(n,e,d) \quad (8.5)$$

NBD (n,e,d) bugünkü değer faktörünü göstermektedir.

$$NBD(n,e,d) = \sum_{t=1}^n \left(\frac{1+e}{1+i} \right)^t \quad (8.6)$$

Yatırım karlılığını ölçmek için kullanılan net bugünkü değer yönteminin başlıca yararı, projenin ekonomik ömrünü veya faydalı yaşam süresini göz önünde tutmasıdır. Ayrıca projenin gelecekteki nakit akımlarını bugünkü değere indirgemekle, zaman tercihlerini de göz önünde tutar. Öte yandan, belirli bir iskonto oranı kullanarak sermayenin fırsat maliyetini de dikkate alır. En büyük dezvararı, gerçek faiz oranını sağlıklı olarak saptama güçlüğüdür.

8.3.2. İç Karlılık Oranı (Gerçek Verim)

İç karlılık oranı, bir yatırım projesinin ekonomik ömrü boyunca sağlayacağı gelirlerin bugünkü değerini, yapılan yatırıma eşit kılan iskonto (faiz) oranıdır. İç karlılık oranı, bir yatırım projesinin net

bugünkü değerini sifıra eşit kılan iskonto oranı olarak da tanımlanır. İç karlılık oranları aşağıdaki eşitlikten yararlanarak saptanabilir;

$$I_0 = \sum_{t=1}^n \frac{G_t}{(1+i)^t} + \frac{H}{(1+i)^n}$$

I_0 = İlk yatırım tutarı,

G_t = Yatırımın ekonomik ömrü boyunca sağlanacak yıllık gelirler ya da nakit girişler,

H = Proje ömrü sonundaki kalıntı (hurda) değer,

n = Yatırımın ekonomik ömrü,

i = İskonto oranı (iç karlılık oranı).

Yukarıdaki eşitliklerden, yatırım tutarı ile yatırımın ömrü süresince sağlanacak gelirler belirli olduğu zaman, deneme – yanılma yoluyla iç karlılık oranı bulunabilir. Yatırım kararı, bulunan iç karlılık oranı (i), yatırılan sermayenin ödenmesini gösteren minimum kabul edilebilir bir oranı ifade eden sınırlı bir oranı (i_{min}) ile karşılaştırılarak alınır:

Eğer $i > i_{min}$ ise, değerlendirilen yatırım projesi kabul edilir.

$i < i_{min}$ ise, değerlendirilen yatırım projesi reddedilir.

8.3.3. Geri Ödeme Süresi

Bu ölçüt, bir projeye yatırılan sermayenin ne kadar süre içinde geri alınabileceğini gösterir. Geri ödeme süresi, bir projenin kendi toplam yatırımını ödemesi için kaç yıllık süre için net karını biriktirmesi gerektiğini ifade eder. Geri ödeme süresi ne kadar kısaysa, yatırım da o kadar cazip olacaktır.

$$\text{Geri Ödeme Süresi} = \frac{\text{İlk Yatırım}}{\text{Net Yıllık Nakit Akışı}}$$

Şeklinde formülize edilir. Yöntem basittir ve gelecekteki uzun zaman periodları için tasarrufların belirsizlik hesaplarını azaltan kısa geri ödeme süreli projeler için tercih edilir.

8.3.4. Ortalama Karlılık Oranı

Ortalama karlılık yöntemine göre, yatırımın karlılığı, normal bir yıl içinde oluşan net veya brüt ortalama karın başlangıç yatırım tutarına oranlanmasıyla bulunur. Net veya brüt ortalama kar/yatırım oranı, ya toplam yatırım veya öz sermaye üzerinden hesap edilebilir.

$$KO = \frac{\text{Ortalama Yıllık Net Tasarruflar}}{\text{Başlangıç Yatırım Maliyeti}}$$

$$KO = \frac{\sum_{t=1}^n Gt}{n} / I_0 \quad (8.7)$$

Bu eşitlikte,

KO = brüt ortalama karlılık oranı

Gt = Yatırım projesinin t'inci yılındaki brüt karı

I₀ = Başlangıç yatırım tutarı

n = Yatırımın ekonomik ömrü.

8.4 Teknik Ekonomik Model

Yatırım yapmayı düşünen herhangi bir organizasyon, yatırımın kendisine sağlayacağı faydaları ve yatırım geri dönüş süresini araştıracaktır. Planlama aşamasında yararlanılacak bir çok teknik vardır. Temel olarak, her teknik yapısal olarak bir projenin diğeriyle kıyaslanmasını sağlar. Örneğin, iki yeni projenin düşünüldüğü durumu göz önüne alalım;

1. İşletme bakımından pahalı, ama yatırım gideri bakımından ucuz olabilir.
2. Satın alınması pahalı, işletilmesi daha düşük olabilir.

Biz burada, klima ile ısıtılan bir hacim ile toprak kaynaklı ısı pompasıyla ısıtılan bir hacmin ısıtılmasını kıyaslayarak, yararlı olup olmadığını görmeye çalışacağız. Her bir sistem yıllık masrafları, ilk yatırım maliyeti, yakıt giderleri ve bakım onarım ve işletme giderlerinden oluşmaktadır.

Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi enstitüsünde bulunan 65 m² alana sahip bir dersliğin ısıtılması ve soğutulması yapılacaktır. Bu derslik, aynı zamanda güneş enerjisi ile pasif olarak ısıtılmaktadır. Burada sadece ısıtmanın ekonomik analizi yapılacaktır. Isıtma yükü, 0°C'a göre 3.8 kW'tır. Fakat seçimin soğutma yüküne göre yapıldığından ısı yükü 4.3 kW olarak seçilmiş ve COP'nin 3 olduğu hesaplanmıştır. Her iki tasarımda ekonomik ömrün 20 yıl olacağı ve hurda değerinin olmayacağı varsayılmıştır. Günde 8 saatlik bir çalışma olacağı ve hafta sonraları çalışılmayacağı düşünülmüştür. Isıtma mevsimi olarak Kasım-Mart arası 5 aylık bir süre hesaplanacaktır. Sistemin yatırım maliyeti 1.933.800.000 TL'dir. Isı pompasının saatlik enerji maliyeti 66.500 TL/saat'tir. Yıllık toplam enerji ve işletme maliyeti 58.520.000 TL'dir. Bu sistemin yıllık bakım onarım masrafları 50.000.000 TL'dir.

Klima, 4.3 kW soğutma yüküne göre seçilmiş ve COP'sinin 2.3 olduğu katalogdan alınmıştır. Klimanın ilk yatırım maliyeti 1.100.000.000 TL'dir. Yıllık enerji ve işletme maliyetlerinin yıllık

toplamı 76.120.000 TL olduğu hesaplanmıştır. Yıllık bakım ve onarım masrafları 50.000.000 TL'dir,

T.C. Ziraat Bankası Haziran 2000 verilerine göre yıllık faiz oranı net % 35 , İzmir Ticaret Odası Haziran 1999 verilerine göre yıllık enflasyon oranı % 60 olarak belirlenmiştir. Her iki sistem için yapılan araştırma da bakım onarımları düzenli yapıldığı takdirde ekonomik ömürlerinin 20 yıl olduğu hesaplanmıştır.

8.4.1 Teknik Modelin İncelenmesi

Net bugünkü değer kullanılarak, 20 yıl boyunca yapılacak bütün masraflar bulunur. Tablo 8.4'de hesaplama sonuçları gösterilmiştir.

$$NBD = \frac{E(1+e)^n}{(1+i)^n}$$

NBD = Şimdiki değer

e = Enflasyon oranı

i = İndirim oranı veya banka faiz oranı

n = Yıl

E = Şimdiki satın alma maliyeti

Tüm hesap, enerji giderleri, satın alma ve montaj giderleri ve bakım-onarım giderlerinin toplanmasıyla elde edilir. Tabloda P_K geleneksel sistemin satın alma maliyetini, P_I ısı pompalı sistemin satın alma maliyetini, B_K klima sistemin bakım onarım B_I ısı pompalı sistemin bakım onarım giderlerini, E_K klima sistemin enerji ve işletme giderlerini, E_I ısı pompalı sistemin enerji ve işletme giderlerini, YKM_K , klima sistemin yapım kullanım maliyetlerini, YKM_I ısı pompalı sistemin

yapım kullanım maliyetlerini, YKT, yapım kullanım tasarruflarını göstermektedir. Bu tabloyu incelediğimizde, YKT değerlerini ısı pompalı sistemin lehine ikinci yıldan itibaren pozitif değerler aldığı görülüyor. İlk yılda negatif olmasının nedeni ilk yatırım maliyetinin klima sisteme göre daha yüksek oluşudur. Kümülatif ısı YKT değerinin on dördüncü yıl içinde pozitif değere geçeceği yani on dördüncü yılın sonunda ısı pompalı sistemden dolayı elde edilecek yapım kullanım tasarruflarının 96.607.000 TL olacağı gözlenmektedir. Bu durumda toprak kaynaklı ısı pompasına yatırım yapılması uygun görülmektedir.



Tablo 8.4 Klima Sistem ile Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Ekonomik Analizinin Karşılaştırılması

YIL	P _k	P _t	E _k	E _t	B _k	B _t	YKM _k	YKM _t	YKT	Kümülatif YKT
1	1100000	1933800	76.120	58520	50000	50000	1226120	2042320	-816200	-816200
2			90216,3	69357	59259	59259	149476	128616	20859,26	-795340,7
3			106923	82201	70233	70233	177156	152434	24722,09	-770618,7
4			126724	97423	83239	83239	209963	180663	29300,25	-741318,4
5			150191	115465	98654	98654	248845	214119	34726,22	-706592,2
6			178004	136847	116923	116923	294927	253770	41157	-665435,2
7			210968	162189	138576	138576	349544	300765	48778,67	-616656,5
8			250036	192224	164238	164238	414274	356462	57811,76	-558844,8
9			296339	227821	194652	194652	490991	422474	68517,64	-490327,1
10			351216	270010	230699	230699	581915	500709	81206,09	-409121,0
11			416256	320012	273421	273421	689678	593433	96244,25	-312876,8
12			493341	379274	324055	324055	817396	703328	114067,3	-198809,5
13			584700	449510	384065	384065	968765	833574	135190,8	-63618,7
14			692978	532752	455188	455188	1148166	987940	160226,2	96607,5
15			821307	631410	539482	539482	1360790	1170892	189897,7	286505,2
16			973401	748338	639386	639386	1612788	1387724	225063,9	511569,1
17			1153661	886919	757791	757791	1911452	1644710	266742,4	778311,5
18			1367302	1E+06	898123	898123	2265425	1949285	316139,2	1094450,7
19			1620506	1E+06	1E+06	1E+06	2684948	2310264	374683,5	1469134,1
20			1920600	1E+06	1E+06	1E+06	3182160	2738091	444069,3	1913203,4

P_k: Klimalı sistemin ilk yatırım maliyetiE_k: Klimalı sistemin yıllık enerji giderleriB_k: Klimalı sistemin yıllık bakım onarım giderleriYKM_k: Klimalı sistemin yıllık kullanım maliyetleri

YKT: Yapım kullanım tasarrufları

P_t: Isı pompalı sistemin ilk yatırım maliyetiE_t: Isı pompalı sistemin yıllık enerji giderleriB_t: Isı pompalı sistemin yıllık bakım onarım giderleriYKM_t: Isı pompalı sistemin yıllık kullanım maliyetleri

9. SONUÇLAR

Toprak kaynaklı ısı pompaları (TKIP) yurt dışında, örneğin özellikle Amerika 'da 50 yıldan beri yaygın olarak kullanılmaktadır. Ülkemizde ise, son iki yıldır ticari olarak uygulanmaktadır. Şu sıralar ülkemizde, 60'ın üzerinde TKIP'sının çeşitli firmalarca montajı gerçekleştirilmiştir. Ancak, bu çalışmalarda, yurt dışından ithal edilen TKIP'ları kullanılmıştır. Bunun yanı sıra paket programlardan yararlanılmıştır.

Dikey toprak ısı değiştirgeci olarak, Üniversite bazında ilk defa olarak bu çalışmalarda gerçekleştirilmiştir. Güneş Enerjisi Enstitüsünde bulunan bir dersliğin(65 m², 4,3 kW soğutma yüküne sahip) soğutma ve ısıtılması amaçlanmıştır. Bu çalışma, teorik ve deneysel olmak üzere, iki kısımda gerçekleşmiştir. Deneysel sonuçlarda, soğutma ısı etki katsayısı, ısı pompası için 3,3, ısı pompası tesisi için 2,11 (yardımcı düzenekler; 2 adet sirkülasyon pompası) bulunmuştur. Sirkülasyon pompaları büyük seçilmiş, dolayısıyla sistem ısı etki katsayımızda bir düşüş gözlenmiştir. İyileştirme çalışmaları yapılması gerekmektedir.

Bu tür sistemlerde, toprak ısı değiştiricisi önemli bir maliyet unsuru oluşturmaktadır. Bu maliyetin azaltılması için dolgu malzemesinin uygun seçilmesi büyük önem taşımaktadır. Güneş kolektörlerinin, toprak ısı değiştiricisine bağlanmasıyla, özellikle kuzey iklimlerde toprak ısı değiştirici yükünde bir düşüş sağlanabilir ve toprak ısı değiştirici uzunluğu azaltılabilir ve dolayısıyla maliyette düşüş sağlanabilir. İkincisi Ayrıca dolunun iyi bir şekilde yapılması ve boşluk kalmamasına özen gösterilmelidir. Aksi takdirde, ısı geçişi istenen düzeyde olmayacaktır. Bu da bizim ısı pompasına daha fazla yüklenmemiz anlamına gelecektir.

Toprak ısı değiştirici uzunluğu hesaplamaları büyük önem taşıamaktadır. Bizim çalışmada, maliyet vd. sebeplerden dolayı, istenenden daha az seçilmiş ve dolayısıyla ısı yükümüzü karşılayamamaktadır. Yapılan hesaplarda, 1 1/4"lik boru için, sonda derinliği 90 m ve sonda adedi 4 bulunmuştur.

Bu çalışmada, ekonomik analizimiz iyi çıkmamaktadır. Sistemimizi bina bazında düşündüğümüzde ve her odaya ayrı bir klima eklendiğinde, toprak kaynaklı ısı pompası daha uygun bir seçenek olacaktır. Ayrıca, bu kıyaslama, geleneksel sistemlerle yapıldığında geri ödeme sresindeki rakamlar dikkat çekecektir. Sanayide, bu gibi çalışmalar üniversitelerle birlikte yapılmalıdır. Isı pompaları dışardan ithal edilmekte ve bunların bizimki ile aynı kapasitedekinin fiyatı 6 milyar civarındadır. Bizim bulduğumuz maliyet ise 2 milyardır.

Sonuçta, hem temiz bir enerji kaynağı olarak hemde fosil enerji kaynaklarının giderek azalması nedenleriyle yenilebilir enerji kaynaklarının kullanımını gerekli bir hale getirmiştir. Toprak sıcaklığının yıl boyunca sabit olması ilgiyi toprak kaynaklı ısı pompalarına çekmiştir. İlk yatırım maliyetinin pahalı olmasına rağmen ısı pompalı sistemin uzun süre kullanımda daha avantajlı olacağı değerlendirilmektedir.

KAYNAKLAR DİZİNİ

ANSI/ASHRAE Standart 62-89,1989, Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 1989.

ASHRAE Handbook-Fundamentals, 1993, Non-Residential Air-Conditioning Cooling and Heating Load, pp.26.1-26.65. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 1993.

ASHRAE Journal, 1992, The Magazine of the American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Mart 92, Temmuz 92.

ASHRAE Systems Handbook,1984, Applied heat pump systems.

Baker,G., 1983, "Report on installation of earth coupled heat pump demonstration." Louisiana Cooperative Extension Service.

Bedi Korun,1995

Caneta Research, 1995, "Operating Experiences with Commercial Ground-Source Heat Pumps." Final Report, ASHRAE Research Project 863. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.

Catan M.A., Baxter V.D.,1985, An Optimized Ground-Coupled Heat Pump System Design for Northern Climate Applications. V.91, Part 2B, HI-85-24 No.2

Claesson,J. And Eskilson,P.,1988, Conductive Heat Extraction to a Deep Borehole: Thermal Analyses and Dimensioning Rules. Energy. Vol.13, No.6, 509-527.

KAYNAKLAR (devam)

Closed-Loop/Geothermal Heat pump Sytems: Tasarım and Instllation Standarts,1995, Stillwater, Okla.: International Ground Source Heat Pump Association.

Couvillion R.J., Ph.D., P.E.,(1985), Field and Laboratory Simulation of Earth-Coupled Heat Pump Coils. HI-85-26 No.4

Çengel Y., Termodinamik

Çengel,Y., and Boles,M.A., 1989, Thermodynamics. McGraw Hill Book Company, Singappore, p550.

Doğan M., 1995, İşletme Ekonomisi ve Yönetimi.

Downing; R.C.,1974, Refrigerant equations. ASHRAE Trans., 80, 158-163.

Eğrican A.N.,1991, Performans of A Solar Assisted Heat Pump System

Eskilson,P. And Hellström,G.,1987, Response Test for a Heat Store with 25 Boreholes Measured Data. Notes on Heat Transfer. Lund Institue of Technology.

Federal Technology Alert, Ground-Source Heat Pumps Applied to Commercial Facilities_ www.pnl.gov/fta/2_ground.htm.

Franck.P,Berntson.Ph.D.,1985, Ground-Couple Heat Pumps with Low-Temperature Heat Storage:Some Swedish Experiences, Part 2B,V.91.

Fremann T.L., Mitchel J.W. and Audit T.E. 1979, Performans of Combined Solar-Heat Pump Systems, Solar Energy Vol 22 (125-135)

KAYNAKLAR (devam)

Giovani,B., 1977,Underground Long Term Storage of Solar Energy-an Overview. Solar Energy. 19.617-623.

Goswami,D.Y. and Dhaliwal,A.S., 1985, Heat Transfer Analysis in Environmental Control Using an Underground Air Tunnel. Journal of Solar Energy Engineering. Vol.107, 141-145.

Gönenli. A.,1988, İşletmelerde Finansal Yönetim, İstanbul Üniversitesi Yayın No:3463.

Hepbaşlı A.,1999, HVAC Sistemlerinde Etkinlik ve Verim Tanımları, Mart,1999.

Hepbaşlı,A. ve Ertöz,Ö., 1999, Geleceğin Teknolojisi: Yer Kaynaklı Isı Pompaları, 99'TESKON Program Bildirileri / IPS-31

Hepbaşlı,A.,1985,Yüksek Lisans Tezi, Toprak kaynaklı ısı pompası.

Kamil Kaygusuz, Nurbay Gültekin, Teoman Ayhan, 1992, Solar-Assited Heat Pump and Energy Storage for Eysel Domestic Heating in Turkey. Vol.34, No.5, pp.336-346,1993

Kara Y. A., 1999, Doktora Tezi, Düşük sıcaklıktaki Jeotermal Kaynakların Isı Pompası Yardımıyla Bina Isıtmada Kullanımı.

Kavanaugh S.P. and Gilbreath C.R., 1995, "Cost Containment for Ground Source Heat Pumps." Final Report, Tennessee Valley Authority.

Kavanaugh S.P. and Rafferty K., 1997, Ground Source Heat Pumps:Design of Geothermal Systems for Commercial and Institutional Buildings.

KAYNAKLAR (devam)

Kavanaugh S.P., , Commercial ground-coupled heat pumps. ASHRAE journal 34 (9), September 1992.

Kavanaugh S.P.,1989, Ground and Water Source Heat Pumps. Stillwater, Okla.:International Ground Source Heat Pump Association, 1989.

Kavanaugh,S.P.,1992, Field test of a vertical ground-couple heatpump in Alabama,ASHRAE Transactions:Symosia p.2,v.98.

Kenisarin,M.M., Lund,P.D. and Karabaev,M.K., 1988, Numerical Modelling of a Centrallized Solar Heating System with Seasonal Thermal Storage. Applied Solar Energy. Vol.24, No.2, 52-56.

Lund J.W.,1988, Geothermal Heat Pumps Utilization in tha United States, Geo Heat Center Quarterly Bulletin Vol.11, No.1,Sayfa: 1,1988.

Mc Mullan,J.T. ve Morgan,R.,1981, Heat Pumps, Page Bros.

Modern Refrigerant and Air Conditioning, 1992, The Goodheart-Willcox Company, Inc. Publishers South Holland Illinois-U.S.A

National Rural Journal Electric Cooperative Association Reserch Project 86-1, Closed-Loop/ Ground Source Heat Pump Systems. Stillwater, Okla.:International Ground Source Heat Pump Association, 1988.

P.J.Hughes.P.E., L.Loomis, R.A:O'Neil.P.E.(1985), J.Rizzuto, Result of the Residential Earth-Coupled Heat Pump Demonstration in Upstate New York. HI-85-26 No.3

KAYNAKLAR (devam)

Parker J.D.,Ph.D., Bose J.E., Ph.D., McQuiston F.C., Ph.D.,1985, The ASHRAE Design/Data Manual for Ground-Couple Heat pumps. P.2B, HI-85-24 No.1

Standard Mechanical Code,1994, Birmangham:Southern Building Code Congress International.

Tesisat Dergisi, 1999, Sayı 40, sayfa 61, Nisan 99.

TSE, Türk Standartları Enstitüsü.TS Kataloğu, Ankara, Böl.1 ve 2,1076 ve688 Sayfa,1998.

Wijsman,A.J.Th.M. and Havinga,J.,1985, Groningen Project: 96 Solar Houses with Seasonal Heat Storage in the Soil.

Wijsman,A.J.Th.M. and Havinga,J.,1988, National Evaluation Summary of the Netherlands the Groningen CSHPSS.

EKLER LİSTESİ

EK 1 Toprak sıcaklıkları.....	205
EK 2 Hava sıcaklıkları	216
EK 3 Deney Ölçüm ve Sonuçları.....	220
Ek 4 Fotoğraflar.....	224



EK 1 Toprak sıcaklıkları

Yıllara göre aylık toprak sıcaklığı.

	1987	1988	1989	1990	1991	1992	1993	1994	1995	1996
OCAK	4.3	2.9	0.2	-0.4	2.1	-0.7	0.8	4	4	2.6
ŞUBAT	3.4	2.2	3.6	2.4	3.2	0.5	0.5	3	3.4	4.6
MART	0.1	3.5	4.7	2.2	4.6	2	2.3	3.1	4.2	3.2
NİSAN	5	6.2	7.3	6.8	5.9	4.6	7	7.9	4.6	4.9
MAYIS	8.1	10.6	10.1	9.7	10.1	9.3	10.7	11.1	9.7	11.3
HAZİRAN	14.4	15	12.3	15.6	14.7	15	15	14.5	15.2	15.7
TEMMUZ	20	21.3	19.5	20	18.3	17.2	18.1	19.8	20.3	18.5
AĞUSTOS	18.4	19.1	18.5	19.3	19.9	21	19.2	18.8	18.5	18.8
EYLÜL	16.5	14.3	14	13	13	15.3	13.2	16.3	13.3	13.3
EKİM	11.1	10.9	10.5	10.3	9.9	12.8	10.6	13.7	9.8	10
KASIM	6.3	5.1	6.1	8.8	6.1	5.8	6.1	5.4	4.2	6.2
ARALIK	4.2	4.4	3.2	5.8	1.4	1.8	5.5	3.4	6.2	7.1

	1987	1988	1989	1990	1991	1992	1993	1994	1995	1996
OCAK	7.8	7.3	4	4.8	6.8	5	5.2	9.2	8.2	6.4
ŞUBAT	8.9	8.2	7.5	8.3	8.4	5.6	5.6	8.8	9.6	9.2
MART	8.2	11.4	13.6	13.6	14	10.8	12.2	12.8	12.8	10.4
NİSAN	16.8	16.8	21.4	18.4	17.9	17.2	18.2	19.7	17.1	17
MAYIS	23	24.5	24.1	25.3	21.9	23.6	23.7	25.8	25.4	25.9
HAZİRAN	30.8	31.6	29.5	31.6	30	31	31.7	30.9	34	30.9
TEMMUZ	34.9	37	34.9	36.3	34.2	32.8	34.7	35.4	33.8	34.4
AĞUSTOS	33.3	34.9	34.2	34.2	33.4	34.3	34	34.8	33.3	33.7
EYLÜL	29.4	28.8	28.9	28.1	27.9	28.2	28.1	31.2	28.8	25.7
EKİM	20.8	20.5	18.4	21.3	20.5	23.2	21.9	22.6	19.8	18.3
KASIM	11.9	9.7	11.6	15	12.5	12.4	11	11	9.8	12.7
ARALIK	8.2	8.8	8	10.1	5.7	6	7.2	7.2	9.3	11.1

1971-1996 Yılları arası 5 cm. toprak sıcaklığı.

Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül	Ekim	Kasım	Aralık
7	8.3	12.1	17.9	24.6	30.9	34.5	33.5	28.2	20.2	12.5	8.8

1963-1996 Yılları arası aylık ortalama 5 cm. toprak sıcaklığı.

	1987	1988	1989	1990	1991	1992	1993	1994	1995	1996
OCAK	8.4	7.7	4.5	5.2	7.2	5.4	5.6	9.4	10.6	6.4
ŞUBAT	9.4	8.5	7.5	8.4	8.4	5.6	5.9	8.8	9.7	9
MART	8.4	11.4	13.5	13.3	13.8	10.6	11.9	12.8	12.7	10.2
NİSAN	16.5	16.6	20.9	18.3	17.8	17	17.8	19.3	17.	16.8
MAYIS	22.9	24.2	23.8	24.5	21.2	22.5	23	25.1	24.4	25.6
HAZİRAN	30.1	30	28.3	29.6	28.6	29.1	29.6	29.2	31.9	30.5
TEMMUZ	34	34.9	33.2	34	32.7	31.2	32.7	33.7	32.4	33.5
AĞUSTOS	32.7	33.7	33.3	33.1	33.1	32.9	32.8	33.5	32.6	33.2
EYLÜL	29.4	28.6	28.7	27.8	27.6	28	28	30.9	27.9	25.7
EKİM	21.2	21.1	18.9	21.5	21.2	23.3	22.2	23	19.1	18.3
KASIM	12.7	10.7	12.4	15.5	13.1	13.2	12.7	11.9	10	12.8
ARALIK	9	9.1	8.5	10.7	6.3	6.5	10.2	7.6	9.2	11.1

1971-1996 Yılları arası 10 cm. toprak sıcaklığı.

Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül	Ekim	Kasım	Aralık
7.3	8.5	12.1	17.7	24.1	29.9	33.4	32.7	28.1	20.5	13	9

1964-1996 Yılları arası aylık ortalama 10 cm. toprak sıcaklığı.

	1987	1988	1989	1990	1991	1992	1993	1994	1995	1996
OCAK	8.9	8	5.7	6.2	8	5.9	6	10.1	8.9	7.5
ŞUBAT	10	8.6	8.2	8.2	8.5	6.1	5.8	9.4	9.9	9
MART	8.5	10.8	12.8	12.5	12.6	10.1	10.8	12	12.2	10
NİSAN	16	15.5	20.1	17.2	16.9	15.7	16.9	17.9	15.2	15.3
MAYIS	22.2	23.4	23.6	23.5	21	18.8	21.3	22.8	23.3	25.1
HAZİRAN	29.2	29.1	27.9	28.6	27.1	28	28.3	27.7	30.5	29.6
TEMMUZ	32.6	33.7	32.5	33	31.8	30.5	31.8	32	31.6	32.3
AĞUSTOS	31.6	32.1	32.4	32.3	32.1	31.7	31.6	32.7	32.3	31.9
EYLÜL	29.1	28.6	28.4	27.6	27.2	28.2	27.6	30.1	27.2	25.9
EKİM	21.9	22.5	19.6	22.2	22.2	24.2	23.1	23.4	20.3	18.9
KASIM	13.8	12.2	13.2	16.6	14.2	14.6	14.3	13.6	11.7	13.8
ARALIK	9.8	10.3	8.9	11.2	7.4	7.4	10.5	8.3	10	11.6

1971-1996 Yılları arası 20 cm.toprak sıcaklığı.

Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül	Ekim	Kasım	Aralık
7.9	8.8	11.7	16.9	23	28.8	32.2	32	28	21.4	14.1	9.9

1964-1996 Yılları arası aylık ortalama 20 cm. toprak sıcaklığı.

	1987	1988	1989	1990	1991	1992	1993	1994	1995	1996
OCAK	10.2	9.7	7.8	8.4	10.7	8.3	7.9	11.8	10.5	9.7
ŞUBAT	10.8	10	8.5	9.4	9.6	8	7.9	10.4	10.4	10.3
MART	9.3	11.2	12.7	12.4	12.9	10.5	10.8	12.6	12.5	10.6
NİSAN	15	15.1	17.7	16.1	16.1	15	15.6	16.8	14.4	14.6
MAYIS	19.6	20.3	21.4	21.2	19.6	20	20	21.9	20.7	21.4
HAZİRAN	26.1	26.3	23.8	26.2	24.2	26	26.1	26.3	27.5	26.5
TEMMUZ	30.5	31.1	29.9	30.4	26.3	28.7	28.9	29.9	29.6	30.1
AĞUSTOS	31.1	31.5	31	30.8	30.6	30.5	30.1	30.6	30.7	30.7
EYLÜL	28.8	28.8	28.7	28.8	27.5	28.2	28	29.3	28	26.9
EKİM	24.1	24.1	22.3	23.8	23.7	24.5	24.1	24.8	22.3	21
KASIM	16.9	15.6	16	18.8	17.2	18.2	18	16.8	15	15.8
ARALIK	12.4	12.6	11.2	14.2	11.4	10.9	12.8	10.6	11.5	13.6

1971-1996 Yılları arası 50 cm. toprak sıcaklığı.

Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül	Ekim	Kasım	Aralık
9.8	9.9	11.7	15.7	20.9	26.2	30	30.7	28.2	23.1	16.8	12.2

1965-1996 Yılları arası aylık ortalama 50 cm. topra, rak sıcaklığı.

	1987	1988	1989	1990	1991	1992	1993	1994	1995	1996
OCAK	11.6	11.2	10.3	10.6	13.2	11.8	10.6	13.7	12.6	12.3
ŞUBAT	10.8	10.2	9.3	10.1	11.2	19.1	10.6	12.1	11.6	11.5
MART	10.6	10.8	11.9	11.8	12.9	10.7	10.8	12.8	12.9	11.5
NİSAN	13	13.9	15.6	14.8	15.3	13.9	14.4	15.5	14.2	14
MAYIS	16.7	16.9	19	18	18	17.5	17.9	19.3	18.3	17.8
HAZİRAN	20.8	21.5	23.3	23	20.5	22.9	22.9	23.7	24.2	23.7
TEMMUZ	25.2	26.4	27.3	27	25.9	26.2	26.4	27.1	27.3	27.7
AĞUSTOS	29.2	29.5	29.3	28.6	28.8	28.3	28.2	29.1	28.7	29
EYLÜL	28.2	28.6	28	27.5	27.1	27.7	28.4	28.3	27.5	27.1
EKİM	24.4	25.1	23.9	24.8	24.4	25	24.7	25.7	24	22.8
KASIM	19.7	19.5	18.8	20.7	19.9	21.6	21	20.2	15.4	18.3
ARALIK	14.7	14.5	13.9	17.1	15.3	15.5	15.6	13.9	14.1	15.6

1971-1996 Yılları arası 100 cm. toprak sıcaklığı.

Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül	Ekim	Kasım	Aralık
11.4	11.1	11.8	14.8	18.8	23.5	27.5	29.2	27.8	24	18.9	14.5

1964-1996 Yılları arası aylık ortalama 100 cm. toprak sıcaklığı.

18 OCAK 1996 1'er saat ara ile 20 cm. toprak sıcaklığı:

4.9	4.9	4.8	4.8	4.7	4.7	4.6	4.5	4.5	4.5	4.5	4.5
4.6	4.7	4.7	5	5.1	5.2	5.2	5.1	5	5	4.9	4.8

ORTALAMA: 4.8

AYLIK ORTALAMA (OCAK - 20 CM.TOPRAK SICAKLIĞI):

7.6	7.5	7.4	7.4	7.3	7.2	7.1	7.1	7.0	7.0	7.1	7.2
7.3	7.5	7.7	7.8	7.9	7.9	7.9	7.9	7.9	7.8	7.7	7.6

ORTALAMA: 7.5

18 OCAK 1996

Ortalama toprak sıcaklıkları:

5 cm. = 3 10 cm. = 3.1 20 cm. = 4.8 50 cm. = 8.7 100 cm. = 11.9
(saat:14)

Hava sıcaklıkları (1'er saat ara ile):

2.9	2.8	2.6	2.5	2.7	3	3.2	3.2	3.7	4.2	5.2	6.2
6.2	6.2	5.7	5	4.2	3.7	3.3	3	3	3	2.7	2.3

Ortalama: 3.8

ŞUBAT 96 GÜNLÜK ORTALAMALAR:

20 cm. toprak sıcaklığı

6.3	5.1	5	7.1	8.7	10.2	10.1	9.7	9.7	8.3
7.2	7.5	8	8.9	10.1	9.7	9.7	9.6	10.2	10.6
11.3	11.5	10.9	10.4	9.9	8.3	7.9	7.8		

50 cm. toprak sıcaklığı

9.3	8.7	8.5	8.3	8.4	9.3	9.9	10.5	10.6	10.6
10.4	10.2	9.7	9.8	10.3	10.6	10.8	10.8	10.8	10.9
11.3	11.7	11.9	11.8	11.4	10.8	10.4	10		

100 cm. toprak sıcaklığı (saat: 14:00)

11.2	11	10.9	10.9	10.9	10.8	10.8	10.8	10.8	11
11.4	11.4	11.4	11.4	11.5	11.5	11.4	11.6	11.6	11.8
11.9	11.9	11.9	12.1	12.1	12.7	12.2	12.2	12.1	

Hava sıcaklığı

3.2	3.6	5.8	11.1	12.6	12.5	12.2	11.7	10.4	4.3
4.8	6.7	9.6	12.7	13.1	10.8	9.4	10.6	11.6	12.5
15.6	15.8	11.9	9.6	7.8	5.4	5.9	6.8	6.2	

MART 96 GÜNLÜK ORTALAMALAR:

20 cm. toprak sıcaklığı

7.7	7.2	8.1	7.2	6.7	4.8	5	6.7	7.4	7.5	7.7
9	10.8	11	11.7	12.6	12.5	11.7	11.2	11.5	11.7	11.4
10.5	10	10	10.1	11.2	11.8	12.9	13.9	14.1	13.7	

ORTALAMA: 10

50 cm. toprak sıcaklığı

9.9	9.9	9.7	9.8	9.7	9.5	8.9	8.7	8.8	9.1	9.1
9.4	10	10.3	10.6	11.1	11.7	11.6	11.5	11.2	11.2	11.3
11.3	10.9	10.9	10.9	11.3	11.6	12	12.5	12.7		

ORTALAMA: 10.6

100 cm. toprak sıcaklığı

11.8	11.7	11.6	11.6	11.4	11.4	11.4	11.2	11.1	11.1	10.9
10.8	10.8	10.9	11.2	11.3	11.4	11.6	11.7	11.8	11.8	11.8
11.9	12	11.9	11.9	11.9	11.8	12	12.1	12.1		

ORTALAMA: 11.5

Hava sıcaklığı

5.3	6.4	6.2	5.8	3.1	3.2	4.8	6.9	6.9	5.9	5.6
10.8	11.9	12.5	11.8	13.6	10.3	6.8	7	8.6	9.3	7.6
6.8	7.4	9	10.1	10.9	16.8	15	14.9	13.4		

ORTALAMA: 8.9

HAZİRAN 96 GÜNLÜK ORTALAMALAR:

20 cm. toprak sıcaklığı

26.1	27.3	27	27.1	27.9	28.6	29.2	29.5	30.2	30.2
30.3	30.3	5	8	7	29.9	1	28.7	9	9
29.2	7	30.2	6	31	6	7	31	30.7	30.8

ORTALAMA: 29.6

50 cm. toprak sıcaklığı

22.8	23.1	4	6	9	24.5	7	25.4	6	26.1
26.4	8	27	3	5	5	3	27	1	1
27.2	4	6	9	28.2	5	9	8	8	8

ORTALAMA: 23.7

100 cm. toprak sıcaklığı

21.2	21.3	21.4	4	6	8	9	22.3	5	7
23.1	3	6	6	8	24	2	4	6	6
24.6	8	9	25.2	3	4	5	6	8	9

ORTALAMA: 23.7

Hava sıcaklığı

24.5	22.8	23	25.2	26.4	25.8	26.7	27.6	29.1	28.5
27.2	28	29.2	24.8	22.5	22.3	24	23.5	23.7	24.3
25.7	27.5	27.4	29	30.9	27.6	24.4	25.1	24.8	

ORTALAMA: 25.9

TEMMUZ 96 GÜNLÜK ORTALAMALAR:

20 cm. toprak sıcaklığı

30.7	8	31.2	5	9	32.6	8	33.7	33.6	6
33.1	32.2	3	9	33.3	7	4	32.8	4	2
32.4	4	31.7	30.9	31.4	7	32.2	4	6	4

ORTALAMA: 32.4

50 cm. toprak sıcaklığı

28.8	8	9	29.1	29.3	29.6	29.8	30.2	30.5	7
30.6	6	4	4	6	8	9	6	6	2
30.1	2	3	1	1	30	0	1	5	7

ORTALAMA: 30.1

MİN.: 28.8

MAX.: 31

100 cm. toprak sıcaklığı

26.1	26.2	3	4	6	6	7	27	2	4
27.5	6	6	7	8	9	28	1	2	4
28.4	4	4	4	4	4	4	4	4	28.5

ORTALAMA: 27.7

Hava sıcaklığı

25	9	27.1	3	28.5	30.4	31.5	30.2	31.0	28.6	26.5
26	28	28.7	29.2	29	28.5	26.9	27	28.2	27.3	28.6
23.9	25.5	26.7	26.9	28.8	28.7	29	26.1	26.6		

ORTALAMA: 27.7

EK 2 Hava sıcaklıkları

	1987	1988	1989	1990	1991	1992	1993	1994	1995	1996
OCAK	13.7	13.7	11.6	11.5	12.4	11.1	11.8	15.1	13	10.7
ŞUBAT	14.9	13.6	14.7	13.8	13.3	11	10.5	13.6	13.6	13.4
MART	12.5	15.6	18.17	19.9	18.4	15.6	17.1	17.4	16.2	13.5
NİSAN	19.8	20.7	25.8	22.3	20.9	21.7	21.4	24.3	19.9	19.7
MAYIS	25.6	27.9	26.3	26.7	23.7	25.5	25.3	28.3	26.7	28.7
HAZ	31.6	32.1	30.5	31.8	31.4	31.6	32.4	31.6	33.6	32.6
TEMMUZ	35.2	36.4	34.2	35.3	33	33	34.1	34.5	34.2	34.4
AĞUSTOS	33.4	34.5	34.3	33.4	33.7	34.8	34.4	35.7	33.1	33.8
EYLÜL	31.7	30.5	30.4	29.7	29.6	30.1	30.5	33.1	30.2	28.4
EKİM	22.9	23.5	22.7	25.1	24.7	29	27.8	26.6	22.9	22.4
KASIM	18.1	14.8	17.1	22	19.8	18	16.7	16	15	20.1
ARALIK	13.1	13.5	14.4	15.1	9.9	10.4	16.3	12.5	14.4	16

HAVA SICAKLIKLARI

Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Mayıs	Haz	Tem	Ağus	Eylül	Ekim	Kasım	Aralık
12.2	13.3	16.6	21.4	26.5	31.4	33.9	33.5	29.7	25.9	18.5	14

1929-1937 1963-1970 1971/1996 Yılları arası aylık ortalama maximum hava sıcaklığı değerleri.

	1987	1988	1989	1990	1991	1992	1993	1994	1995	1996
OCAK	5.9	5.3	2.1	2.1	4.3	2	3.1	6.7	5.9	4.3
ŞUBAT	5.6	4.4	3.8	4.5	5.2	1.6	2.7	5.3	3.4	6.2
MART	1.9	6.1	7.4	5.8	7.5	4.8	5	3.1	6.7	4.8
NİSAN	8	8.8	11	10.4	9.4	8.2	10	10.8	7.7	7.9
MAYIS	11.7	13.4	13.2	12.9	12.4	13	13.4	14.1	13.3	14.7
HAZİRAN	17.5	17.9	15.8	17.4	18	13.6	17.8	18.3	19	19.2
TEMMUZ	22.2	23.7	22	22.5	21.1	20.1	21	22.3	22.6	21.4
AĞUSTOS	20.3	21.7	21.5	21.4	22.1	22.3	20.9	22.5	20.7	21.3
EYLÜL	18.9	17.3	17.3	15.9	16.1	17.9	15.7	19.3	16.9	15.4
EKİM	12.7	12.8	13.1	12.7	12.7	15.5	12.9	16.2	12	11.9
KASIM	8.1	6.6	8.1	11.4	8.5	7.7	7.4	8	6.1	8.3
ARALIK	6	6.5	5.4	7.4	3.3	3.4	7.9	4.9	8	8.7

Aylık ortalama minimum sıcaklık değerleri.

Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Mayıs	Haz	Tem	Ağus	Eylül	Ekim	Kasım	Aralık
4.5	4.5	5.9	9	13.2	17.2	20.7	20.5	16.7	12.7	8.8	6.2

1929-1937 1963-1970 1971/1996 Yılları arası aylık ortalama minimum sic. değerleri.

Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Mayıs	Haz	Tem	Ağus	Eylül	Ekim	Kasım	Aralık
4	4.5	5.9	7.1	9.1	11.3	12.3	11.5	9.9	7.3	5.1	3.7

1963-1996 Yılları arası

Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Mayıs	Haz	Tem	Ağus	Eylül	Ekim	Kasım	Aralık
2.5	2.4	2.2	1.8	1.8	2	2.7	2.6	2.2	2	1.9	2.1

1959-1996 Yılları arası ortalama rüzgar hızı (m/s).(10 m. yükseklikte)

Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Mayıs	Haz	Tem	Ağus	Eylül	Ekim	Kasım	Aralık
68	67	65	62	58	50	47	50	56	63	68	70

1927-1937 1963-1970 1971-1996 Yılları arası ortalama nisbi nem (%).

Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Mayıs	Haz	Tem	Ağus	Eylül	Ekim	Kasım	Aralık
14	9	9	12	10	13	5	12	13	13	11	14

1929-1937 1963-1970 1971-1994 Yılları arası min. nisbi nem (%).

Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Mayıs	Haz	Tem	Ağus	Eylül	Ekim	Kasım	Aralık
1014.5	1012.7	1012	1010	1010.1	1008.7	1006.7	1007.2	1010.6	1013.4	1014.8	1014.6

1971-1996 Yılları arasındaki hava basıncı ölçümleri (mbar).

Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Mayıs	Haz	Tem	Ağus	Eylül	Ekim	Kasım	Aralık
5.3	5.3	4.8	4.5	3.6	1.9	1.8	0.7	1.4	3.2	4.5	5.3

1929-1937 1963-1970 1971-1994 Yılları arasındaki bulutsuzluk ölçümleri. (0-10 değerleri arasında)

Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Mayıs	Haz	Tem	Ağus	Eylül	Ekim	Kasım	Aralık
2.7	3	3.9	6.6	10.8	15	18.7	18.4	14.7	10.8	6.7	4.4

1965-1996 Yılları arası aylık ortalama minimum toprak üstü sıcaklığı.

EK 3 Deney Ölçüm Ve Sonuçları

26.07.2000 Tarihli Deney Ölçümleri ve Sonuçları

Zaman	12:45	13:15	13:45	14:15	15:15	15:45
T ₁ C	7,6	7,6	8	7,7	7,8	7,9
T ₂ C	10,5	10,5	10,9	10,5	10,8	10,8
T ₃ C	27	27	27	26,7	27,8	28
T ₄ C	28,1	27,6	27,6	27,6	28,4	28,6
Te C	2,8	3	3,5	3	2,9	3
Tk C	65	63,5	64,5	59	64,5	64,5
Pe bar	4,45	4,5	4,6	4,5	4,21	4,22
Pk bar	26	25	25,7	25	25,5	25,5
mts	1700	1700	1700	1700	1700	1700
Pt bar	0	0	0	0	0	0
I _{komp}	3,4	3,4	3,5	3,5	3,5	3,5
Ip1	1	1	1	1	1	1
Ip2	1	1	1	1	1	1
V1	224	226	225	222	223	225
V3	387	389	387	386	386	389
To C	26,5	26	26	25,2	25,5	25,3
Th C	34	36	36	36,5	36,5	36,5
Tt ₁ C	27,9	28,2	28,6	28,5	27,7	27,9
Tt ₅₀ C	26,8	27,8	28,2	28,5	28,6	28,9

Zaman	12:45	13:15	13:45	14:15	15:15	15:45
Wk	0,850	0,850	0,850	0,850	0,850	0,850
Wp1	0,240	0,240	0,240	0,240	0,240	0,240
Wp2	0,240	0,240	0,240	0,240	0,240	0,240
Qo	3,878	3,878	3,878	3,744	4,012	3,878
Qt	2,176	1,187	1,187	1,780	1,187	1,187
COPsis	2,916	2,916	2,916	2,815	3,016	2,916
COPip	4,562	4,562	4,562	4,405	4,720	4,562

29.07.2000 Tarihli Deney Ölçümleri ve Sonuçları

Zaman	15:15	15:45	16:15	17:15
T ₁ C	9,5	9,6	9,5	9,3
T ₂ C	12,5	12,5	12,4	12,2
T ₃ C	24	25,6	26	27
T ₄ C	24,6	26	26,6	27,3
Te C	4,9	4,8	4,8	4,8
Tk C	66,5	66,5	66,5	66,5
Pe bar	4,8	4,8	4,8	4,8
Pk bar	26,8	26,8	26,8	26,8
mts	1600	1600	1700	1700
Pt bar	0,2	0	0	0
I _{komp}	3,3	3,3	3,3	3,5
I _{p1}	1	1	1	1
I _{p2}	1	1	1	1
V1	223	226	223	222
V3	391	389	388	386
To C	29,4	28,7	28,2	27,7
Th C	34	36	36	36,5
Tt ₁ C	30,6	30,4	30,5	29,7
Tt ₅₀ C	25,5	26,6	27,2	28

Zaman	15:15	15:45	16:15	17:15
Wk	0,850	0,850	0,850	0,850
Wp1	0,240	0,240	0,240	0,240
Wp2	0,240	0,240	0,240	0,240
Qo	3,878	3,878	3,878	4,012
Qt	1,117	0,745	1,187	0,593
COP _{sis}	2,916	2,916	2,916	3,016
COP _{ip}	4,562	4,562	4,562	4,720

31.07.2000 Tarihli Deney Ölçümleri

Zaman	10:30	11:00	11:30	12:10	12:30	13:00	13:20	15:10	15:40	16:10	16:30	16:40	17:00
T ₁ C	8,5	8,4	8,5	8,4	8,6	9,3	9,7	10,7	10	9,2	8,9	8,9	8,7
T ₂ C	11,4	11,3	11,4	11,3	11,4	12	12,4	13,4	12,7	12	11,8	11,8	11,6
T ₃ C	24,6	25	25	26	26	26	26	27	27	27	27	28	28
T ₄ C	24	25,3	25,8	26,3	26,4	26,7	26,9	27,8	27,9	28	28,1	28,2	28,2
Te C	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	4	4,5	5,2	5	4,2	4	4	4
Tk C	64	64	64	64	64	65,2	66	68	66	65,8	65,5	65,1	65,1
Pe bar	4,6	4,6	4,6	4,6	4,6	4,7	4,8	4,9	4,8	4,7	4,7	4,7	4,7
Pk bar	25,5	25,5	25,5	25,5	25,5	26	26,6	27,5	27	26,3	26,1	26	26
mts	1600	1600	1600	1600	1600	1600	1600	1600	1600	1600	1600	1600	1600
Pt bar	0,2	0,1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
I _{teamp}	3,1	3,1	3	3	3,1	3	3	3	3,1	3,1	3	3	3,1
Ip1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1
Ip2	1,3	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
V1	225	223	224	224	225	224	225	223	224	225	225	224	226
V3	392	386	388	390	389	387	391	387	392	389	390	388	391
To C	26,6	26,3	26,4	26,5	26,6	26,9	27,3	28	27,8	27,3	27	27	27
Th C	30	30,5	31	32,5	32,5	33	33,5	37	37	36	36	36	36
Th C	28	27,8	28	28,2	28,1	28,7	29,4	30,7	30,2	29,5	28,7	29,3	29,3
Tt ₅₀ C	25,2	26,1	26,6	27,5	27,7	28	28	28,8	29	29,3	29,2	29,1	29,2

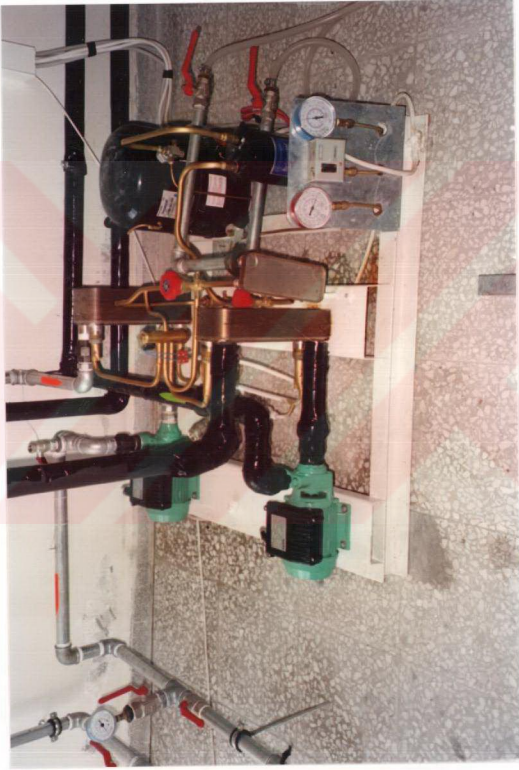
31.07.2000 Tarihli Deney Sonuçları

Zaman	10:30	11:00	11:30	12:10	12:30	13:00	13:20	15:10	15:40	16:10	16:30	16:40	17:00
Wk	0,850	0,850	0,850	0,850	0,850	0,850	0,850	0,850	0,850	0,850	0,850	0,850	0,850
Wp1	0,240	0,240	0,240	0,240	0,240	0,240	0,240	0,240	0,240	0,240	0,240	0,240	0,240
Wp2	0,240	0,240	0,240	0,240	0,240	0,240	0,240	0,240	0,240	0,240	0,240	0,240	0,240
Qo	3,878	3,878	3,878	3,878	3,744	3,610	3,610	3,610	3,610	3,744	3,878	3,878	3,878
Qt	-1,117	0,559	1,490	0,559	0,745	1,303	1,676	1,490	1,676	1,862	2,048	0,372	0,372
COP _{sis}	2,916	2,916	2,916	2,916	2,815	2,715	2,715	2,715	2,715	2,815	2,916	2,916	2,916
COP _{tp}	4,562	4,562	4,562	4,562	4,405	4,248	4,248	4,248	4,248	4,405	4,562	4,562	4,562

EK 4 Fotoğraflar
Termal Füzyon Kaynağı



Isı Pompası Sistemi



ÖZGEÇMİŞ

Ebru HANCIOĞLU, 22 Ocak 1970 yılında Balıkesir ilinin Bandırma ilçesinde doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini Bandırma'da tamamladı. 1991 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Kimya Mühendisliği Bölümünden mezun oldu. 1992 yılından itibaren özel sektörde çalışmakta olan Ebru HANCIOĞLU 1996 yılında Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsü Enerji Teknolojisi Bölümüne kaydını yaptırdı.