

50080

TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASI İLE
KONUT ISITILMASI

Ahmet Fevzi SAVAŞ


DUMLUPINAR ÜNİVERSİTESİ
Fen Bilimleri Enstitüsü
Lisansüstü Yönetmeliği Uyarınca
Makina Eğitimi Enerji Ana Bilim Dalında
YÜKSEK LİSANS TEZİ
Olarak Hazırlanmıştır.


Danışman : Yrd.Doç.Dr. Fethi HALICI

Ocak - 1996

Ahmet Fevzi SAVAŞ'ın YÜKSEK LİSANS tezi olarak hazırladığı "Toprak Kaynaklı Isı Pompası İle Konut Isıtılması" başlıklı bu çalışma, jürimizce lisansüstü yönetmeliğinin ilgili maddeleri uyarınca değerlendirilerek kabul edilmiştir.

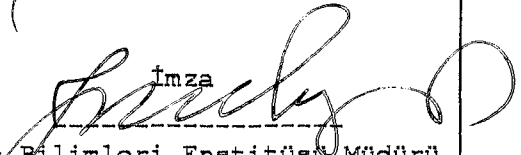
27 / 02 / 1996


Üye : Doç.Dr. Veli ÇELİK


Üye : Yrd.Doç.Dr. Nedim SÖZBİR


Üye : Yrd.Doç.Dr. Fethi HALICI

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun 14.03.1996
gün ve-05-... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

İmza

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü
Yrd. Doç. Dr. İlyas NUHOŞLU

ÖZET

Günümüzde enerji problemi kaynakların daha verimli kullanılmasını ve yeni enerji türlerinden faydalanma çalışmalarını zorunlu kılmaktadır. Isı pompaları alışılmışın dışında, düşük sıcaklıktaki ve sınırsız enerji kaynağındaki ısıyı, daha yüksek sıcaklıkta sınırlı bir ortama transfer eden sistemlerdir. Enerji kaynağı atmosfer, yer altı ve yer üstü suları, güneş ve toprak olabilir.

Topraktan ısı pompası yardımıyla transfer edilen enerji, genellikle ısıtma alanı fazla olmayan hacimlerin ısıtılmasında kullanılır.

Bu projede ısı kaynağı olarak topraktan faydalanılarak, toprak-su/ısı pompası tesisi ile, konut ısıtılması üzerinde çalışılmıştır.

Projelendirmeye esas olan tek katlı ve toprak ısı değiştiricilerinin yerleştirilmesine uygun, yeterli toprak alanı bulunan binaya döşmeden ısıtma metodu uygulanmıştır. Toprak kaynaklı ısı pompalarında yatay ısı değiştiricilerinin yerleştirilmesi için, ısıtılması istenen bina alanının yaklaşık 2-3 katı toprak alanı gerekmektedir. Buna çözüm olarak son yıllarda düşey toprak-ısı değiştiricileri kullanılmaya başlamıştır. Bu çalışmada hem yatay hem de düşey toprak-ısı değiştiricisi için dizayn yapılmış ve bu iki farklı metodun birbirlerine göre üstünlükleri incelenmiştir.

Bu projede yakıt, maliyeti analizi üzerinde de çalışılmış ve Türkiye'deki yüksek elektrik fiyatları nedeniyle bu proje olumsuz olarak etkilenmiştir.

Anahtar kelimeler: Isı Pompası Sistemleri, Düşey Toprak Isı Değiştirici, Yatay Toprak Isı Değiştirici, Isı Pompası Tesir Katsayısı, Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sistemi, Sıvı Akışkanlar

SUMMARY

Today, the energy crisis, forces us to study on using the sources more efficiently and finding methods to utilize new types of energy. Heat pumps, on the contrary of the usual, are systems which transfer heat from an infinite source at low temperature to a limited space at higher temperature. The source of energy may be the atmosphere, the sun, underground or onground water-and the earth.

The transmitted energy from the earth by heat pumps are generally used for heating spaces which are not to large. In this project too it has been worked on house heating with soil-water heat pumps using the earth as the source of energy.

Floor type heating was applied to the one-storey house based on the desing which have enough area to place the heat exchangers under the ground. For heat pumps which use the earth as the heat source, it is required 2 or 3 times large area of soil than the house itself to place the heat exchangers horizontally. To solve this problem, recently, vertically placed heat exchangers had been in use. Both types were studied in this investigation and analysed in superiority to each other.

In this project it has been worked on fuel cost analyce, and because of high elektric prices in Tüekiye this project has been affected negatively.

Key Words: Heat Pump Systems, Vertical Ground-Heat Exchanger, Horizontal Ground-Heat Exchanger, The Heat Pump Coefficient of Performance (ITK), Ground Coupled Heat Pump Systems, Fluids-Refrigerant.

TEŞEKKÜR

Bu alıőmamda karőılaőtıőım zorlukları aőmak için bana yol gosteren, değerli bilgi ve tecrübelerini benden esirgemeyen Sayın Yrd.Do.Dr. Fethi HALICI hocama teşekkür ederim.



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	iv
SUMMARY.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER.....	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xiii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	xvi
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Isı Pompalarının Tanıtılması.....	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	2
2.1. Tarihçe.....	2
3. TEMEL BİLGİLER.....	3
3.1. Termodinamik Esaslar.....	4
3.1.1. Isı pompası çevrimleri.....	4
3.1.2. İdeal çevrim.....	5
3.1.3. Yoğuşan buhar ile çalışan sıkıştırırmalı ısı pompaı.....	7
3.1.4. Kompresörlü ısı pompasının termodinamik analizi.....	11
3.1.4.1. Basınç oranı.....	11
3.1.4.2. Doldurma derecesi.....	11

İÇİNDEKİLER (devam)

	Sayfa
3.1.4.3. Volumetrik verim.....	12
3.1.4.4. Buharlaştırma ısı akısı.....	13
3.1.4.5. Yoğuşturucu ısı akısı.....	14
3.1.4.6. Kompresör kayıpları.....	15
3.1.4.7. Kompresörün N_e elektrik tahrik gücü.....	16
3.1.4.8. Isı pompasının tesir katsayısı.....	17
3.1.4.9. Kompresörün toplam verimi.....	18
3.1.4.10. Ekzerjetik faydalanma oranı.....	18
3.2. Isı kaynakları.....	19
3.2.1. Hava.....	20
3.2.2. Toprak.....	22
3.2.3. Su.....	23
3.2.4. Güneş.....	24
3.3. Isı Pompalarının Sınıflandırılması.....	26
3.3.1. Giriş.....	26
3.3.1.1. Isı kaynağı tesisi.....	26
3.3.1.2. Isı pompası tesisi.....	26
3.3.1.3. Isıdan faydalanma tesisi.....	27
3.3.1.4. Isı pompası tesisinin yedek tertibatları.....	27
3.3.2. Isı pompası sistemleri.....	27
3.3.2.1. Birinci ısı pompaları.....	27
3.3.2.2. İkinci ısı pompaları.....	29
3.3.2.3. Üçüncü ısı pompaları.....	29
3.3.3. Isı pompaları prosesi türüne göre sınıflandırma	29
3.3.3.1. kompresörlü ısı pompaları.....	29
3.3.3.2. Absorbsiyonlu ısı pompaları.....	29
3.3.3.3. Buhar-jet ısı pompaları.....	30
3.3.4. Isı kaynakları ve ısı dağıtıcı sistemlere göre sınıflandırma.....	30
3.3.5. İşletme şekline göre sınıflandırma.....	30
3.3.6. Tekli işletme şekli.....	31
3.3.7. İkili işletme şekli.....	34
3.3.8. Çoklu işletme şekli.....	34

İÇİNDEKİLER (devam)

Sayfa

4. ISI POMPALARINDA KULLANILAN SOĞUTUCU AKIŞKANLAR.....	41
4.1. Soğutucu Akışkanlar.....	41
4.1.1. Freon 11 (CCL ₃ F).....	41
4.1.2. Freon 12 (CCL ₂ F ₂).....	42
4.1.3. Freon 13 (CCLF ₃).....	42
4.1.4. Freon 21 (CHCL ₂ F).....	42
4.1.5. Freon 22 (CHCF ₂).....	43
4.1.6. Freon 114 (C ₂ CL ₂ F ₄).....	43
4.1.7. Freon 502 (ağırlıkça %48,8 F22+%51,2 F115).....	43
4.2. Soğutucu Akışkanlarda Aranılan Özellikler.....	43
4.2.1. Buharlaşma sıcaklığı.....	44
4.2.2. Buharlaşma basıncı.....	44
4.2.3. Yoğuşma basıncı.....	44
4.2.4. Özgül hacim.....	45
4.2.5. Gizli ısı.....	45
4.2.6. Kritik sıcaklık.....	45
4.2.7. Vizkozite.....	45
4.2.8. Isı iletkenliği.....	45
4.2.9. Kararlılık.....	46
4.2.10. Yanma ve patlama.....	46
4.2.11. Yağda erime özelliği.....	46
4.2.12. Ekonomik faktör.....	47
4.2.13. Koku ve zehirlilik.....	47
4.3. Isı Pompası İçin Soğutucu Akışkanın İrdelenmesi.....	49
4.4. Isı Pompası İçin Soğutucu Akışkan Seçimi.....	51
4.4.1. Freon 12.....	51
4.4.2. Freon 22.....	51
4.4.3. Freon 114.....	51
4.4.4. Freon 502.....	51
4.5. Yağlama Yağları.....	52

İÇİNDEKİLER (devam)

	Sayfa
4.6. Malzeme Seçimi.....	53
4.6.1. Metaller.....	53
4.6.2. Plastik maddeler.....	54
4.6.3. Elastik malzemeler.....	54
4.6.4. Conta malzemesi.....	54
5. ISI POMPASI ELEMANLARI.....	55
5.1. Kompresörler.....	55
5.1.1. Pistonlu kompresörler.....	55
5.1.2. Rotatif (Dönel) kompresörler.....	56
5.1.3. Dişli (Vida tipli) kompresörler.....	60
5.1.4. Turbo (Santrifüj) kompresörler.....	61
5.1.5. Hermetik kompresörler.....	62
5.1.5.1. Tam hermetik kompresörler.....	62
5.1.5.2. Yarı hermetik kompresörler.....	63
5.2. Buharlaştırıcılar (Evaporatörler).....	64
5.2.1. Gövde borulu buharlaştırıcılar.....	64
5.2.2. Koaksiyal buharlaştırıcılar.....	65
5.2.3. Kanatlı buharlaştırıcılar.....	66
5.3. Yoğuşturucular (Kondensatörler).....	66
5.3.1. Gövde borulu yoğuşturucu.....	66
5.3.2. Helikon borulu yoğuşturucu.....	67
5.3.3. İğ iğ borulu yoğuşturucu.....	68
5.4. Basınç Ayarlayıcılar (Genleşme valfleri-Kapiler borular).....	68
5.4.1. El ayar valfi (Sabit çikily basıncılı valfler).....	68
5.4.2. Otomatik genişleme valfi.....	69
5.4.3. Termik genişleme valfi.....	70
5.4.4. Şamandıralı ayar valfi.....	75
5.4.5. Kapiler borular.....	75
5.5. Kumanda Kontrol Cihazları Ve Diğer Yardımcı Elemanlar... ..	76

İÇİNDEKİLER (devam)

	Sayfa
5.5.1. Kapama valfleri.....	76
5.5.2. Termostat.....	77
5.5.3. Presostat.....	78
5.5.4. Manometre.....	79
5.5.5. Çekvalf.....	79
6. ISI KAYNAĞI OLARAK TOPRAKTAN YARARLANMA İMKANLARI.....	80
6.1. Giriş.....	80
6.2. Toprak Isı Değiştiricisinin Kullanımı.....	81
6.2.1. Yatay yerleştirilmiş toprak ısı değiştiricisi..	81
6.2.1.1. Toprak tesisinin işleme şekli.....	85
6.2.1.2. Buz oluşumu.....	86
6.2.1.3. Yapılardaki kenar açıklıkları.....	86
6.2.1.4. Toprak dağıtıcısı.....	86
6.2.1.5. Boruların özellikleri.....	87
6.2.1.6. Toprakta boruların terleştirelmesi.....	87
6.2.1.7. Akışkan seçimi.....	89
6.2.1.8. Pompalar.....	90
6.2.1.9. Suları akıtma.....	90
6.2.2. Düşey toprak ısı değiştiricileri.....	90
7. ISI POMPASININ PROJELENDİRİLMESİ.....	100
7.1. Sistemin Seçilmesi.....	100
7.2. Projede İzlenecek Yol.....	100
7.2.1. Isı kaynağının belirlenmesi.....	101
7.2.2. Isı ihtiyacının belirlenmesi.....	101
7.2.3. İşletme şeklinin belirlenmesi.....	103
7.2.4. Isı pompasının boyutlandırılması.....	103
7.2.4.1. Buharlaştırma ve yoğunlaştırıcı sıcaklıklarının bulunması.....	103
7.2.4.2. Isıtma tesir katsayısının bulunması (ITK).....	105

İÇİNDEKİLER (devam)

	Sayfa
7.2.4.3. Akışkan miktarının hesaplanması	108
7.2.5. Isı kaynağının projelendirilmesi.....	116
7.2.5.1. Yatay yerleştirilmiş ısı değiştiricisi için toprak alanının bulunması.....	116
7.2.5.2. Yatay toprak ısı değiştiricisi için gerekli boru uzunluğunun bulunması.....	117
7.2.5.3. Düşey toprak ısı değiştiricisinin boyutlandırılması.....	119
7.2.5.4. Düşey toprak ısı değiştiricisi için boru uzunluğunun bulunması.....	119
8. EKONOMİK KARŞILAŞTIRMA	122
8.1. Seçilen Sistemler	122
8.1.1. III-L Tipi Bilzer kompresörü	122
8.1.2. Buderus GE 134 LPLT Atmosferik Doğal Gazlı kat kaloriferi	123
8.1.3. Buderus GE 115 ULT Motorinli döküm villa kaloriferi	123
8.1.4. Demirdöküm DK 200 Fuel-Oil yakıtlı kazan	124
8.1.5. Demirdöküm DK 200 Katı yakıtlı kazan	124
8.1.6. Yakıt fiyatlarının karşılaştırılması	125
9. SONUÇ	128
KAYNAKLAR DİZİNİ	130

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil		Sayfa
3.1	Isı pompası prensip şeması.....	4
3.2	T-S diyagramında ters karnot çevrimi.....	5
3.3	Yoğuşan buhar ile çalışan sıkıştırırmalı devre.....	7
3.4	Yoğuşan buhar ile çalışan sıkıştırırmalı çevrimin p-h ve T-S diyagramlarında gösterilişi.....	8
3.5	Evaporatöründe aşırı kızdırma ve kondenserinde aşırı soğutma olan çevrim.....	10
3.6.	Doldurma derecesinin p/p_0 ve V_0 'a olan bağılılığı.....	12
3.7	Isı pompası kaynaklarının aylara göre sıcaklık dağılımı..	19
3.8	Isı pompaları ısıtma tesisleri.....	26
3.9	İkili alternatif çalışan ısıtma sistemleri.....	35
3.10	İkili paralel çalışan ısıtma sistemleri	36
3.11.a	Isı ihtiyacı tek kaynaktan karşılanan ısı pompası tesisinin prensip şeması.....	37
3.11.b	Isı ihtiyacı tek kaynaktan karşılanan enerji deposu ile desteklenen ısı pompası tesisinin prensip şeması.....	38
3.12.a	Tercihli çalışan ısı pompası tesisinin prensip şeması....	39
3.12.b	Paralel halde çalışan ısı pompası sistemi.....	40
5.1	Çeşitli kompresör tipleri.....	56
5.2	Pistonlu kompresörlerin çalışma çevrimi.....	57
5.3	Tek paletli rotatif kompresör ve çalışma prensibi.....	59
5.4	Çok paletli dönel kompresör.....	60
5.5	Dişli (Vida tipi) kompresör.....	61
5.6	Tam kapalı hermetik kompresör.....	63
5.7	Gövde borulu buharlaştırıcı.....	64
5.8	Koaksiyal buharlaştırıcı.....	65
5.9	Kanatlı buharlaştırıcı.....	66
5.10	Boru kazanlı buharlaştırıcı.....	67
5.11	Helikon borulu yoğuşturucu.....	67
5.12	İç içe borulu yoğuşturucu.....	68
5.13	El kumandalı ayar valfi.....	69
5.14	Otomatik genleşme valfi.....	70
5.15	İç dengelemeli termik genişleme valfi (şemati).....	72
5.16	Valf iğnesini etkileyen faktörler.....	73

ŞEKİLLER (devam)

Şekil	Sayfa
5.17 İç dengelemeli termik genişleme valfi.....	74
5.18 Dış dengelemeli termik genişleme valfi.....	74
5.19 Kapama valflerine ait bazı örnekler.....	76
5.19 Kapama valflerine ait bazı örnekler.....	77
5.20 Termostadın iç ve dış yapısına ait örnekler.....	78
5.21 Presostat türleri.....	79
5.22 Çekvalf.....	80
6.1 Isı değiştirici borularının yerleştirilmesi.....	82
6.2 Çeşitli sabit tutulan ısı miktarlarında toprak ısı değiştiricisinin üst yüzey sıcaklığı.....	83
6.3 Topraktaki sıcaklıkların tipik değişimi.....	84
6.4 Isı değiştirici borularının toprakta yerleştirilmesi.....	88
6.5 Kesit geometrilerine göre dikey toprak ısı değiştiricileri.	92
6.6 Dikey U-tüp toprak ısı değiştiricisi seri akış yolu.....	93
6.7 Dikey U-tüp toprak ısı değiştiricisi paralel akış yolu.....	94
6.8 Çeşitli U-tüp ve eş eksenli ısı değiştiricileri.....	95
6.9 Bölünmüş tüp ısı değiştiricisi.....	96
6.10 Geniş çaplı eksenli dikey ısı değiştirici.....	97
6.11 Eş eksenli dikey ısı değiştiricisi.....	98
7.1 Toprak-su ısı pompası tesisi.....	101
7.2 Yoğuşma sıcaklığı.....	103
7.3 Buharlaşma sıcaklığı.....	103
7.4 Freon-22 akışkanın log p-h diyagramı	105
7.5 İTK'nın yoğuşma ve buharlaşma sıcaklığına bağlı olarak bulunması.....	106
7.6 Buharlaştırıcıdaki sıcaklık değişimi.....	110
7.7 Yoğuşturucudaki sıcaklık değişimi.....	111
7.8 Boruların toprağa yerleştirilme planı.....	117
7.9 Düşey toprak ısı değiştiricisinin arazide dizilişi.....	121

ÇİZELGE DİZİNİ

Çizelge	Sayfa
3.1 Isı kaynaklarının kararlaştırılma kriterleri.....	25
3.2 Isı pompası sistemleri.....	28
3.3 Isı pompaları ve ısı pompaları tesislerinin adlandırılması için örnekler.....	32
3.4 Tekli ve ikili ısıtma sistemleri için örnekler.....	33
4.1 Soğutucu akışkanlarda kullanılan yağlar.....	47
4.2 Soğutucu akışkanların zehirlilik durumu.....	48
6.1 Toprak türü ve boru açıklığına bağlı olarak maksimum özgül ısı gücü.....	85
7.1 Su hızına bağlı olarak toplam ısı geçiş katsayısını değerleri	113
8.1 Ocak 96 tarihli yakıt fiyatlarının TL/1000 kcal olarak karşılaştırılması (konut için)	125
8.2 Sistemin yıllık yakıt maliyetinin karşılaştırılması	126

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
a	Salamuranın yoğunluğu, kg/m^3
B_y	Yıllık yakıt tüketimi, kg , m^3 , kWh
c_a	Salamuranın özgül ısısı, $\text{kJ/kg}^\circ\text{C}$
c_s	Suyun özgül ısısı, $\text{kJ/kg}^\circ\text{C}$
d	Çap, m.
d_b	Boru çapı, m.
d_s	Silindirin çapı, m.
E_Q	Isının ekzerjisi kısmı, kJ , kWh .
F	Alan, m^2
F_b	Boru alanı, m^2
F_d	Dış yüzey alanı, m^2
F_i	İç yüzey alanı, m^2
F_k	Konut alanı, m^2
F_t	Toprak alanı, m^2
f_t	Toprak uyum faktörü
H	Strok, m.
H_u	Yakıtın alt ısı değeri, kcal/kg , kcal/Nm^3
h	Özgül entalpi, kJ/kg
h_k	Kızdırma ısısı, kJ/kg , kcal/kg
h_s	Soğutma ısısı, kJ/kg , kcal/kg
K	Isı geçiş katsayısı, $\text{w/m}^2^\circ\text{C}$
k	Isı iletim katsayısı, $\text{w/m}^\circ\text{C}$
L	Uzunluk, m.
L_b	Çevrim uzunluğu, m.
L_n	Tabii logaritma, $e = 2,7182\dots$
L_t	Toplam boru uzunluğu m.
m	Kütle, kg .
M_a	Salamura kütle debisi, kg/s .
M_k	Soğutucu akışkanın kütle debisi, kg/s
M_s	Suyun kütle debisi, kg/s
N_e	Kompresörün tahrik gücü, kW
n	Boru sayısı
n_d	Devir sayısı, d/d
ν	Viskozite, kg/ms .

SİMGELER VE KISALTMALAR (devam)

Simge	Açıklama
p	Yoğuşma basıncı, bar.
p_0	Buharlaştırma basıncı, bar.
Q_F	Faydalı ısı, kw
Q_h	Binanın toplam ısı ihtiyacı, kw
Q_k	Kazan Gücü kcal/h
Q_s	Sürekli rejimdeki ısıtma gücü, kw
Q_t	Topraktan çekilen ısı miktarı, w/m ²
Q_y	Kompresörden verilen yararlı ısı, kcal
Q_1	Kaynaktan alınan ısı, kcal
Q_2	Kaynağa verilen ısı, kcal
q_B	Buharlaştırıcıdan çekilen ısı, kw
q_b	Isıtılan alana ait buharlaştırıcı ısı akısı, w/m ²
q_h	Özgül ısı ihtiyacı, w/m ²
q_k	Kayıp ısı, kw
q_t	Topraktan çekilen ısı miktarı, w/m ²
q_v	Hacimsel ısıtma gücü, kj/m ³
q_y	Yoğuşturucudan verilen ısı, kw
q_y^*	Isıtılan alana ait yoğuşturucu ısı akısı, w/m ²
q_{ov}	Hacimsel soğutma gücü, kj/m ³
q_{rb}	Relatif özgül buharlaştırıcı ısı akısı.
q_{rp}	Relatif özgül yoğuşturucu ısı akısı.
q_{yp}	Gerçek değerlerde verilen yoğuşturucu ısı akısı, kj/kg
T	Sıcaklık, K, °C
T_{B_L}	Buharlaştırma sıcaklığı, °C
T_y	Yoğuşturma sıcaklığı, °C
T_{dd}	Döşemede ısıtma suyunun dönüş sıcaklığı, °C
T_{dg}	Döşemede ısıtma suyunun gidiş sıcaklığı, °C
$T_{dış}$	Dış sıcaklık, °C
v	Hacim debisi, m ³ /s
V_a	Salamuranın hacimsel debisi, m ³ /s
V_H	Geometrik strok hacim debisi, dm ³ /s
V_g	Gerçek buhar debisi, dm ³ /s
V_Y	Sıvı yakıt hacmi, lt.
V_1	Kompresör girişindeki akışkanın özgül hacmi, m ³ /kg

SİMGELER VE KISALTMALAR (devam)

Simge	Açıklama
W	İş, kw, kwh
W_t	Teknik iş, kw, kwh
z	Günlük işletme süresi, saat
z_g	Tesisin bir yılda işletme süresi, gün
z_s	Silindir sayısı
	iki büyüklük arası fark
ΔT_a	Salamura sıcaklık farkı, °C
ΔT_k	Aşırı kızdırma sıcaklık farkı, °C
ΔT_m	Logaritmik sıcaklık farkı, °C
ΔT_s	Suyun sıcaklık farkı, °C
ΔT_{so}	Aşırı soğutma sıcaklık farkı, °C
ζ	Ekzerjetik verim, %
η	Verim, %
η_{el}	Elektrik motorunun verimi, %
η_i	Kompresörün izentropik verimi, %
η_m	Kompresörün mekanik verimi, %
η_{KT}	Kompresörün toplam verimi, %
λ	Kompresörün doldurma derecesi
ϵ	Kompresörün basınç oranı
ρ	Yoğunluk, gr/cm ³

Kısaltmalar

ITK	Isıtma Tesir Katsayısı
STK	Soğutma Tesir Katsayısı
ITK_c	Karnot makinası ısıtma tesir katsayısı
ITK_g	Gerçek ısıtma tesir katsayısı
YET	Yıllık elektrik tüketimi

1.GİRİŞ

1.1.ISI POMPALARININ TANITILMASI

Isı pompaları, birincil enerji kaynaklarını en yüksek verimde kullanan ısıtma sistemleridir. Özellikle 1970 ' li yıllarda yaşanan enerji krizi ile, ısı pompalarının önemi daha çok artmıştır.

Dünyanın değişik yerlerinde yıllardan beri çalışmakta olan ısı pompası tesislerinin faydaları memnuniyet verici olup ekonomik avantajları da açıkça görülmektedir. Ayrıca uzun yıllardan beri soğutmaya ve konforo olan ilginin giderek artması ısı pompasını ısıtma-havalandırma sanayisinde önemli bir yere getirmiştir. Ülkemizde ise ısı pompalarına gereken önem yeni yeni verilemeye başlanmıştır.

Son yıllarda enerji maliyetlerinin hızla artması,enerjiyi maksimum verimli şekilde kullanmaya zorlamaktadır.Isı pompalarının,çalışmaları esnasında çok az enerjiye ihtiyaç duymaları,hem kullanıcıya hemde ülke ekonomisine katkıda bulunmaları büyük avantajdır.Isı pompalarının güncelliklerini sağlayan diğer ana etken ise çevre koruması konusunda günümüz toplumunun bilinçlenmesidir.Ülkemizde hava kirliliği problemi olan şehirlerimizde çözüm olarak ısı pompasıyla konut ısıtılması önerilebilir.Özellikle elektrik enerjisini ucuza üreten ülkeler için ısı pompası endüstriyel tesisler ve konutların ısıtılmasında uygulanması gereken en ekonomik yöntemdir.

Isı pompaları, prensip olarak, ısıyı düşük sıcaklıktaki ısı kaynağından yüksek sıcaklıktaki ısı kaynağına aktarırlar.Bir ısı pompasıyla toprak,çevre havası,yer altı ve yer üstü suyunu ısıtma amaçları için direkt faydalanılmayan enerji potansiyellerinden yararlanılabilir.Bir pompanın mekanik enerjisiyle enerji bir ortamdan diğer ortama pompalanır.Gerekli mekanik enerji, elektrik enerjisi veyahutta fosil yakıtlardan elde edilebilir.

Isı pompası adı ile bilinen bu sistem ile, gerçekte kullanılmayan bu enerji kaynaklarından alınan enerjinin üç kata varan

ısıtma tesirkatsayısıyla,enerji sıkıntısına çözüm olarak bir çok ısı bilimcisini bu konuda araştırmaya yöneltmiştir.

2.KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1. Tarihçe

1852 yılında Lord Kelvi'in (W.Thomson) soğutma çevriminin evlerin ısıtılmasında kullanılabileceğini belirtmesiyle ısı pompalarının temel prensibi ortaya atılmıştır. Bu sistem soğuk ısı kaynağından ısı çekerek sıcak ısı kaynağına aktardığı için (görünüşte ısıyı pompalamakta) ısı pompası olarak adlandırılmıştır.

W.Thomson, Aralık 1852'de havanın kompresörlü ve genişleme silindirli bir makinayla hem ısıtılabilceğini hem de soğutulabileceğini ispatlamıştır.Fakat çok masraflı olmasından dolayı, bu ilk hava-ısıtma ısı pompası o tarihlerde kurulamamıştır.

Sıkıştırılmış buharla çalışan ısı pompası prensibinin ilk olarak İsviçre'de,1870-1880 yılları arasında Salina Bex'de mühendis Paul Piccard tarafından gerçekleştirilmesi dikkate değerdir.

Faydalı ısı veren ve ısı kaynağı olarak topraktan yararlanan termodinamik bir makinayı gerçekleştirebilmek için, Lord Kelvin(1852) endüstri çağının başlamasından önce çok çaba sarfetmiştir.Ancak bundan yaklaşık olarak yetmiş beş yıl sonra Helden Schottland'daki evini ısıtmak için bu makinanın prensibini kullanmıştır.

İkinci Dünya Savaşı'ndan kısa bir süre sonra İsviçrede dışarıdan mümkün olduğunca bağımsız enerji temini amaç edinmek zorunda kalınmıştır.Bu nedenle mekan ısıtma için sayısız ısı pompa tesislerinin meydana gelmesine neden olunmuştur.

İlk ısı pompası tatbiki 1920'lerde,Kelvin'in çalışmaları geliştirilerek,Krauss ve Morley tarafından düşünülmüştür.Gerçek bir ısı pompası varolmasa da, uygunluklarını incelemek, mevcut soğutma ekipmanlarının performanslarını analiz etmekle mümkündür.

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

1950'lerde Amerika ve İngiltere'de, konut ısı pompalarında toprak kaynağının kullanımı ile ilgili çalışmalara başlanmıştır. Baker, 1950-51 kış ayları boyunca ortalama ısıtma tesir katsayısı 3'un üzerine çıkan, çift tesirli, toprak kaynaklı bir ısı pompası geliştirmiştir.

1950-60 yıllarında piyasadaki düşük kaliteli ısı pompaları soğuk geçen ısıtma mevsimlerinde, zorlu şartlarda çalışmaya uygun olmadıklarından, başarısızlığa uğramış ve bu durum ısı pompası endüstrisini çöktürmüştür.

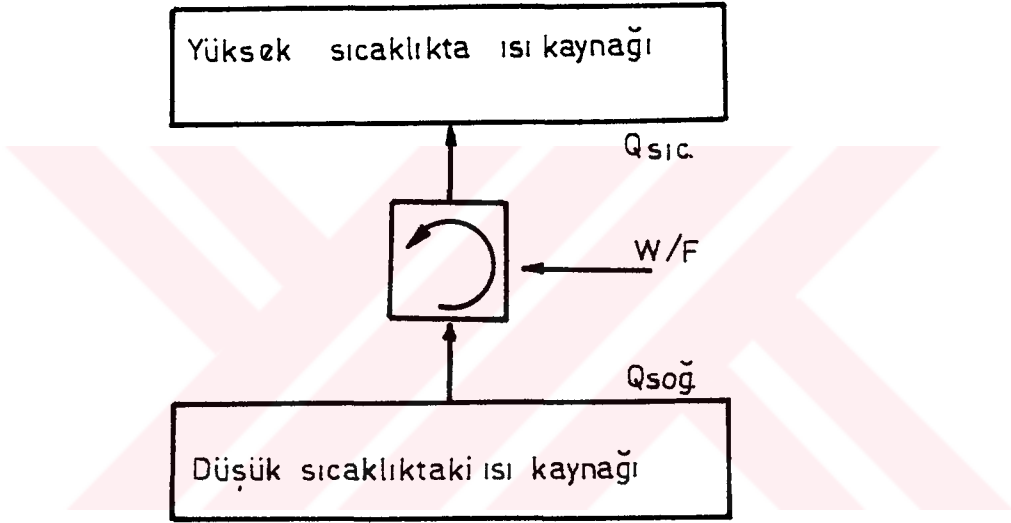
Ancak 1970'lerdeki ekonomik kriz sonrasında, petrol fiyatlarının çok fazla artması nedeniyle, ısı pompalarının geliştirilmesinde büyük aşamalar kaydedilmiştir.Tüm bu çalışmalar sonucunda,sadece ABD'nde 1972 yılında 94.000 olan hava/hava ısı pompası adeti, 1978 yılında 560.000'e yükselmiştir. Ancak 1980'lerde, doğal gazın ısıtmada kullanılması sonucunda, piyasanın gelişmesi gerilemese bile, azalmıştır.

3.TEMEL BİLGİLER

3.1. Termodinamik Esaslar

Isı pompası gerçekte bir soğutma makinasıdır ve ikisini bir birinden ayıran tek şey kullanım amacıdır.Isı pompasının kullanımındaki amaç,ısıtma ihtiyacı duyulan aylarda düşük sıcaklıktaki ısı kaynağından ısı çelerek, bu ısıyı yüksek sıcaklıktaki ısı kaynağını

ısıtmakta kullanılır.Çift tesirli ısı pompaları soğutma makinası olarak kullanılabilir.Temel olarak,yine düşük sıcaklıktaki ısı kaynağından ısı çekilir,fakat çekilen ısının yüksek sıcaklığa atılmasındaki gaye, yüksek ısı sıcaklığını ısıtmak değil,düşük sıcaklıktaki ısı kaynağını soğutmaktır.bu yüzden soğutma makinası adını alırlar. Şekil 3.1 'de ısı pompasının prensip şeması görülmektedir.(Ayber, 1983)



Şekil 3.1 Isı pompası prensip şeması

3.1.1. Isı pompası çevrimleri

Isı pompası çevriminin temelini ideal bir çevrim olan ters carnot çevrimi oluşturur. Isı pompalarında kullanılan diğer termodinamik çevrimler şöyle sıralanabilir.

1. Adyabatik sıkıştırma çevrimi
2. İzotermik sıkıştırma çevrimi
3. Termoelektrik sistem
4. Kimyasal esaslı ısı pompası

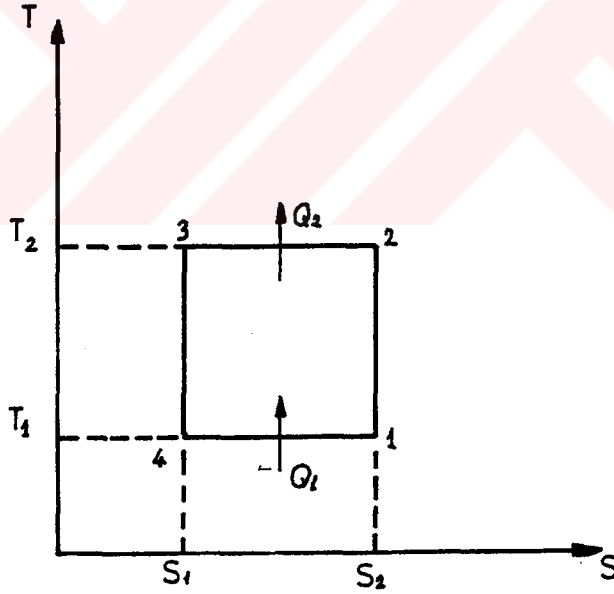
5.Sıvı buharlaştırmalı çevrim;

- a)Ters Rankin çevrimi (buharlaştırmalı)
- b)Su buharıyla çalışan enjektörlü sistem
- c)Absorbsiyonlu sistem

Bu çevrimler içersinde ısı pompası çevrimi olarak en etkili olanı buhar sıkıştırmalı çevrimdir.

3.1.2. İdeal çevrim

İdeal ısı pompası veya soğutma makinası çevrimi ters carnot çevrimidir.Bu çevrim şekil 3.2. de görülen sıcaklık entropi (T-S)diyagramında izlenebilir.Burada çevrim iki tersinir adyabatik ve iki izotermden ibarettir.



Şekil 3.2. T-S diyagramında ters Carnot çevrimi

Bu çevrime göre 1-2 arasında adyabatik sıkıştırma yapılmakta 2-3 arasında yüksek sıcaklıktaki (T_2) kaynağı Q_2 ısısı verilmekte, 3-4 arasında adyabatik genişleme ile sıcaklık T_1 'e düşürülmekte ve 4-1 arasında düşük T_1 sıcaklığındaki kaynaktan Q_1 ısısı alınmaktadır.

Bu durumda çevrime verilmiş olan iş W

$$W=Q_2 - Q_1 \quad (3.1)$$

olacaktır. Isı pompasının, ısıtma tesir katsayısı ITK ve soğutma tesir katsayısı STK

$$ITK = \frac{Q_2}{W} = \frac{Q_2}{Q_2 - Q_1} \quad (3.2)$$

$$STK = \frac{Q_1}{W} = \frac{Q_1}{Q_1 - Q_2} \quad (3.3)$$

olmalıdır.

1-3 arasında T_2 sıcaklığındaki kaynağa verilen Q_2 (ısısı işlem izoterm olduğundan)

$$Q_2 = T_2 (S_2 - S_1) \quad (3.4)$$

ve aynı şekilde 4-1 arasında T_1 sıcaklığındaki kaynaktan alınan Q_1 ısısı

$$Q_1 = T_1 (S_2 - S_1) \quad (3.5)$$

değerine eşittir. Q_2 ve Q_1 için bulunan bu değerler (3.2) ve (3.3) denklemlerinde yerlerine konulursa,

$$ITK = \frac{T_2 (S_2 - S_1)}{T_2 (S_2 - S_1) - T_1 (S_2 - S_1)} = \frac{T_2}{T_2 - T_1} \quad (3.6)$$

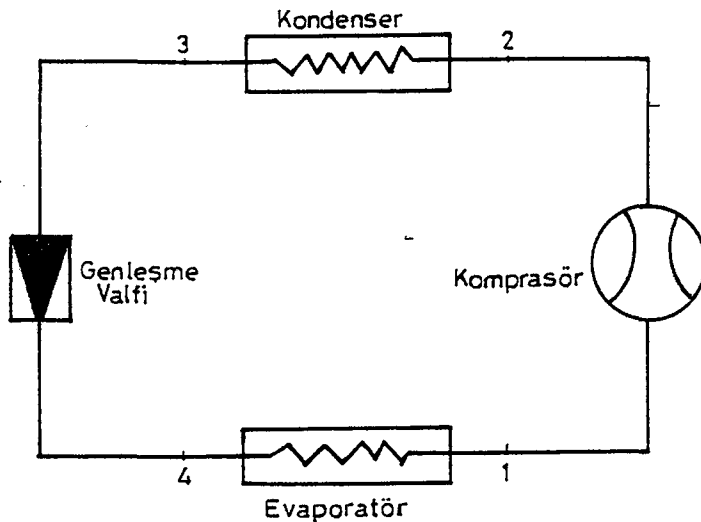
$$STK = \frac{T_1 (S_2 - S_1)}{T_2 (S_2 - S_1) - T_1 (S_2 - S_3)} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \quad (3.7)$$

elde edilir.

(3.6)ve(3.7) denklemleri teorik olarak sağlanabilecek en yüksek ısıtma ve soğutma tesir katsayılarını verir.Fakat pratikte bu değerlere ulaşmanın imkanı yoktur.Carnot çevrimi tersinirdir ve iş yapan akışkanla ısı kaynakları arasındaki sıcaklık farkının sonsuz küçük olmasını gerektirir.Ancak ısı değiştiricilerindeki ısı transferinin etkin olabilmesi için sonlu sıcaklık farkına ihtiyaç vardır ve buda çevrimin tersinmez olmasına yol açar.Böylece sistemin entropisindeki artma çevrime verilen işi arttırır ve dolayısıyla tesir katsayısını düşürür.Bunlar çevrimdeki dış tersinmezliklerden ileri gelmektedir.Ayrıca sistemde sürtünme,kısılma vesair sebeplerle iç tersinmezlikler de meydana gelir ve çevrime uygulanması gereken işi arttırır, böylece tesir katsayısını dahada düşürürler.

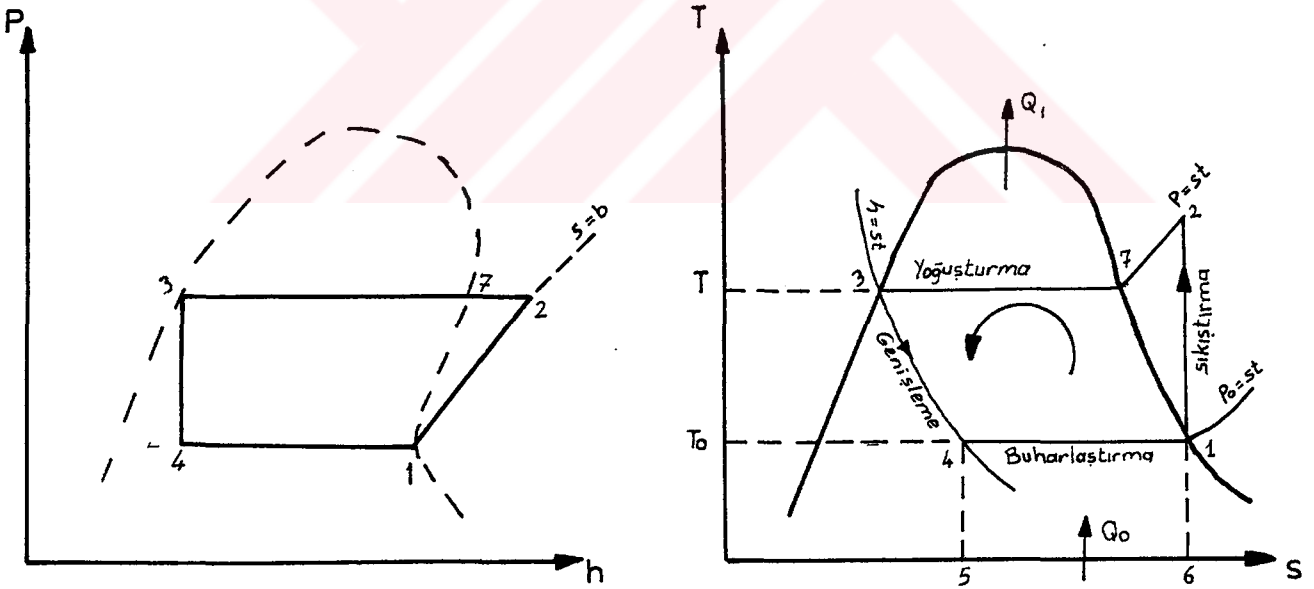
3.1.3. Yoğuşan buhar ile çalışan sıkıştırırmalı ısı pompası

Şekil3.3'de görüldüğü gibi yoğuşan buhar ile çalışan sıkıştırırmalı devre;kopresör,kondenser,genişleme valfi ve evaporatör olmak üzere dört ana elemandan oluşmaktadır.



Şekil 3.3.Yoğuşan buhar ile çalışan sıkıştırırmalı devre

Çevrimi inceleyerek kompresörün basmış olduğu yüksek basınçlı kızgın buhar halindeki soğutucu akışkan kondenserde yoğunlaşır. Kondensere giren kızgın buharın önce kızgınlığı alınır sonra yoğunlaşma olur. 3 noktasında doymuş sıvı halindeki yüksek sıcaklık ve basınçtaki soğutucu akışkan genişleme valfinden geçirilir. Genişleme işlemi sırasında soğutucu akışkanın sıcaklığı ve basıncı evaporatör sıcaklığı ve basıncına düşürülür. Bu işlem sırasında soğutucu akışkanın bir kısmı buharlaşır ve 4 noktasında evaporatöre düşük kuruluk dereceli ıslak buhar olarak girer. 4-1 arasında düşük sıcaklık ve basınçtaki akışkan evaporatörde ısı alarak buharlaşır. 1 noktasında doymuş kuru buhar halindeki akışkan kompresörde adyabatik olarak sıkıştırılır ve 2 noktasında yüksek basınç ve sıcaklıkta kızgın buhar olarak kondensere girer. Bu işlemler Şekil 3.4'te verilen sıcaklık entropi (T-S) ve basınç entalpi (P-h) diyagramlarından izlenebilir. (Dağsöz, 1984)



Şekil 3.4 Yoğuşan buhar ile çalışan sıkıştırırmalı çevrimin p-h ve T-S diyagramlarında gösterilişi.

Çevrimde 2-7 arasında kızgın buhar halindeki soğutucu akışkanın kızgınlığının alınması sonlu sıcaklık farkı nedeniyle tersinmezdir. Bu yüzden işlem (T-S) diyagramı üzerinde uygun bir şekilde gösterilemez. Sadece kısılmanın başlangıç ve bitim noktaları işaretlenebilir.

Çevrimin ısıtma ve soğutma tesir katsayıları entalpilerin yatay eksenden okunabileceği (p-h) diyagramından tayin edilebilir.

1-2 arasındaki sıkıştırma işi	$h_2 - h_1$
2-3 arasındaki yoğuşma ısısı	$h_2 - h_3$
3-4 arasındaki sabit entalpideki genişleme	$h_3 = h_4$
4-1 arasındaki buharlaşma ısısı	$h_1 - h_4$

Böylece ITK (ısıtma tesir katsayısı) ve STK (soğutma tesir katsayısı)

$$\text{ITK} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (3.8)$$

$$\text{STK} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (3.9)$$

olur. Bu denklemler tesir katsayılarının hesaplanmasına temel teşkil ederler. Tabiatıyla tesir katsayısını etkileyen pek çok faktör mevcuttur. Pratikte kondenser ve evaporatördeki ısı transferleri sonlu sıcaklık farkında gerçekleşir. Ayrıca ısı değiştirilerinde, borularda ve valflerde basınç kayıpları olur. Bu faktörlerden başka pratik çevrim bazı nedenlerden dolayı farklılık gösterir. Buharlaşmayı tam kuru doymuş buhar noktası 1'de sona erdirmek güç olduğundan kompresördeki sıkıştırma kızgın buhar bölgesinden başlatılır. Bu sayede soğutucu akışkanın tamamen buharlaşması temin edilir ve kompresöre sıvı maddenin gelmesi önlenir. Sıvı haldeki soğutucu akışkanın kompresöre gelmesi, sıkıştırılamaz olması nedeniyle valflere ve kompresöre hasar verir. Bu yüzden akışkan evaporatörde tamamen buharlaştırılır ve bir miktar aşırı kızdırma yapılır. Bu işlem

evaporatöre giden akışkan miktarını kontrol eden termostatik genleşme valfi ile sağlanır. Genleşme valfi evaporatöre daha önce ayarlanmış belirli bir kızgınlık değerini sağlayacak miktarda akışkan gönderir. Kompresöre sıvı soğutucu akışkanın gelip hasar yapmaması bakımından aşırı kızdırmanın yapılması teknolojik bir zorunluluktur. Diğer taraftan soğutucu akışkanın kondenserde yoğuşması bittiği anda genleşme vanasından geçireceği yerde daha fazla soğutulur yani aşırı soğutma yapılır. Evaporatörde aşırı kızdırma ve kondenserde aşırı soğutma olan çevrim şekil 3.5'de (T-S) ve (p-h) diyagramlarında gösterilmiştir. Şekil 3.5'den anlaşılacağı gibi her aşırı kızdırma katsayısını düşürür, bu yüzden mümkün olduğunca küçük tutulmalıdır, ve kızdırma ısısı ;

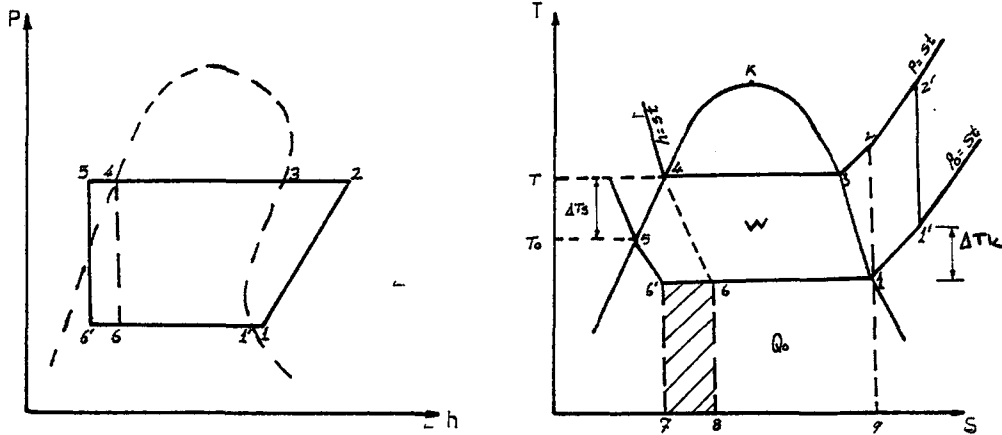
$$h_k = h_2 - h_3 \quad (3.10)$$

olarak hesaplanabilir.

Her aşırı soğutma, kompresörün tahrik gücü değişmeden, faydalı ısıtma gücünün arttırır ve etki katsayısı daha iyi olur. Soğutma ısısı ;

$$h_s = h_4 - h_5 \quad (3.11)$$

olarak hesaplanabilir.



Şekil 3.5 Evaporatöründe aşırı kızdırma ve kondenserde aşırı soğutma olan çevrim

şekil 3.5'den de anlaşılacağı gibi aşırı soğutma kondenserde verilen ısıyı ve evaporatörde çekilen ısıyı arttırır. Aynı kompresör işine karşılık daha fazla ısı nakledilir yani tesir katsayısı yükselir. (Dağsöz, 1985)

Diyagramların incelenmesinden şu sonuçlara varılabilir. Soğutucu akışkanın kritik sıcaklığı, çevrimde oluşabilecek en yüksek yoğuşma sıcaklığının üzerinde olmalıdır. Kullanma sıcaklığındaki buharlaşma basıncı atmosfer basıncından büyük olmalıdır. Bu sayede kaçak halinde içeriye hava sızması önlenmiş olur. Evaporatör ve kondenser sıcaklıklarına karşı gelen basınçlar arasındaki oran mümkün olduğu kadar küçük olmalıdır. Ayrıca kondenserdeki basınç fazla yüksek olmamalıdır. Soğutucu akışkanın buharlaşma gizli ısısının yüksek olması ve kompresör girişinde buhar özgül hacminin küçük olması kompresörün belirli bir ısıtma yükü için devrettirmesi gereken soğutucu akışkan miktarının daha az olmasını sağlar.

3.1.4. Kompresörlü ısı pompasının termodinamik analizi

3.1.4.1. Basınç oranı

Basınç oranı, yoğuşma basıncının buharlaşma basıncına oranıdır.

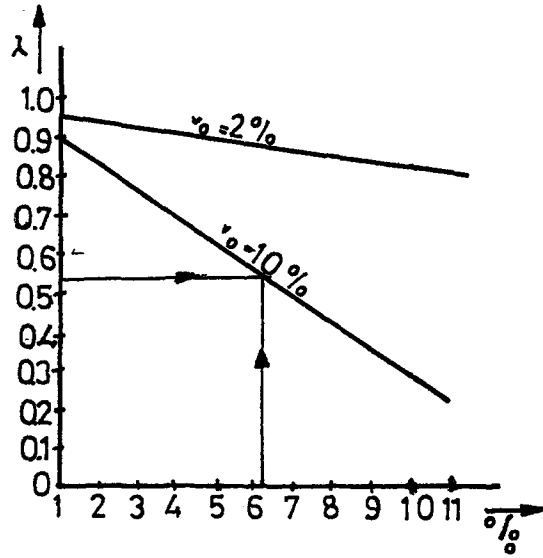
$$\xi = \frac{P}{P_0} \quad (3.12)$$

Bu basınç oranı ısı pompasının buharlaşma ile yoğuşma sıcaklıklarına ve kullanılan çevirim akışkanına bağlıdır.

3.1.4.2. Doldurma derecesi

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

$$\lambda = \frac{V_g}{V_H} \quad (3.13)$$



şekil 3.6. Doldurma Derecesinin, P/P_0 ve V_0 'a olan bağıllığı

Kompresörün P basma basıncının, P_0 emme basıncına oranı ne kadar büyükse, bu doldurma derecesi o kadar küçük, yani kötü olmaktadır. Şekil 3.6' da doldurma derecesinin basınç oranı (ϵ) ve V_0 hacmine olan bağıllığı görülmektedir. Buradan artan V_0 zararlı hacminin doldurma derecesini önemli ölçüde azalttığı ortaya çıkmaktadır.

3.1.4.3. Volumetrik verim

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

3.1.4.4. Buharlaştırıcıdan çekilen ısı (q_B)

q_B buharlaştırıcıdan çekilen ısı, ısı pompasının buharlaştırıcısı vasıtasıyla ısı taşıyıcısı veya ısı kaynağından çekilen ısıdır. Buna soğutma gücü de denir. Şekil 3.4' göre buharlaştırıcıdan çekilen ısı ,

$$q_B = m_K(h_1 - h_3) \quad (\text{kW}) \quad (3.14)$$

olarak hesaplanır.

a) Soğutucu Akışkan Kütle Debisi (m_K)

Soğutucu akışkanın m_K kütle debisi, v_H geometrik stork hacmi debisi, doldurma derecesi ve kompresör tarafından emilen soğutucu buharın v_1 özgül hacmi ile elde edilir.

$$m_K = v \cdot \lambda \cdot \frac{1}{v_1} \quad (\text{Kg/s}) \quad (3.15)$$

Böylece :

$$q_B = v \cdot \lambda \cdot \frac{h_1 - h_3}{v_1} \quad (\text{kW}) \quad (3.16)$$

Burada ;

v_H	: Geometrik stork hacmi	(dm^3 / s)
v_1	: Emilen soğutucu akışkan buharının buharlaşma sıcaklığındaki özgül hacmi	(m^3 / s)
h_3	: Genişleme vanasından önceki sıvı akışkanın entalbisı	(kJ / kg)
h_1	: Buharlaştırıcıdan sonraki soğutucu akışkanın buharının entalbisı	(kJ / kg)

b) Hacimsel Soğutma Gücü : (q_{0v})

$$q_{0v} = \left(\frac{\text{kW}}{\text{m}^3 / \text{s}} = \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3} \right)$$

O halde ;

$$q_{0v} = \frac{h_1 - h_3}{v_1} \quad (\text{kJ} / \text{m}^3) \quad (3.17)$$

(3.12) eşitliği aşağıdaki gibi de yazılabilir :

$$q_B = v \cdot \lambda \cdot q_{0v} \quad (3.18)$$

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

$$q_{0v} = \frac{q_B}{v \cdot \lambda} \quad (\text{kW/m}^3 / \text{s} = \text{kJ} / \text{m}^3) \quad (3.19)$$

3.1.4.5. Yoğuşturucudan verilen ısı (q_y)

Isı pompalarında q_y yoğuşturucudan verilen ısı (ısıtma gücü), q_B buharlaştırıcıdan çekilen ısıdan (soğutma gücü) çok daha önemlidir. q_y yoğuşturucudan verilen ısı, ısı pompası tarafından verilen ısıdır ve teorik olarak çevreden çekilen q_B ile N_e tahrik gücünün toplamıdır.

$$q_y = q_B + N_e \quad (\text{kW}) \quad (3.20)$$

Ayrıca (3.10) ve şekil 3.4'e benzer olarak

$$q_y = m_K \cdot (h_2 - h_3) \quad (\text{kW}) \quad (3.21)$$

Ve (3.11) eşitliğine göre soğutucu akışkanın kütle debisi

$$m_K = v \cdot \lambda \cdot \frac{1}{v_1} \quad (\text{kg/s})$$

Böylece ;

$$q_y = v \cdot \lambda \cdot \frac{h_2 - h_3}{v_1} \quad (\text{kW}) \quad (3.22)$$

elde edilir.

$\frac{h_2 - h_3}{v_1}$ ifadesi hacimsel soğutma gücü (Q_v) olarak adlandırılır.

$$q_y = \frac{h_2 - h_3}{v_1} \quad (\text{kJ} / \text{m}^3 \quad \text{kW/m}^3 \quad / \text{s}) \quad (3.23)$$

Buna göre yoğuşturucudan verilen ısı, şöyle de yazılabilir.

$$q_y = v \cdot \lambda \cdot q_v \quad (3.24)$$

3.1.4.6. Kompresörün kayıpları

Ekzerji harcamasıyla, yoğuşturucuya akan çevrim akışkan buharlarının içerilmediği, bir kompresörün faydalı ısısı değişir. Ayrıca kompresör ile yoğuşturucu arasındaki basınç borusuyla ve yoğuşturucunun üst yüzeyi ile ısı kaybı olur.

Bunu q_k ile gösterirsek ,

Böylece Q_F faydalı ısı :

$$Q_F = q_y - q_k$$

$$Q_F = q_B + N_e - q_k \quad (\text{kW}) \quad (3.25)$$

Buradan kompresörün termik verimi η_t aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\eta_t = \frac{Q_F}{q_y} \quad (3.26)$$

veya

$$Q_F = q_y \cdot \eta_t$$

$$Q_F = (q_B + N_e) \eta_t \quad (\text{W}) \quad (3.27)$$

3.1.4.7. Kompresörün N_e elektrik tahrik gücü

q_B buharlaştırıcıdan çekilen ısı bilinirse , buradan N_e tahrik gücü bulunabilir. O halde,

$$N_e = \frac{q_B}{q_{rb} \cdot \eta_{KT}} \quad (\text{W}) \quad (3.28)$$

Burada q_{rb} relatif özgül buharlaştırıcı ısı aksıdır.

Değeri ise,

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

Isı pompalarında q_{rp} relatif özgül yoğuşturucu ısı aksı kullanılabilir :

$$q_{rp} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (3.29.a)$$

Böylece tahrik gücü,

$$N_e = \frac{q_y}{q_{rp} \cdot \eta_{KT}} \quad (W) \quad (3.29.b)$$

elde edilir.

3.1.4.8. Isı pompasının tesir katsayısı

Bir ısı pompasının en önemli karakteristik büyüklüklerinden birisi etki katsayısıdır. (3.8) eşitliğinde görüldüğü gibi yoğuşturucudan verilen ısının tahrik (işletme) gücüne oranıdır. Yani faydalı ısının tahrik gücünden ne kadar büyük olduğunu ifade etmektedir.

$$ITK = \frac{Q_F}{N_e}$$

Q_F : Faydalı ısı (kW)

N_e : Tahrik gücü (kW)

Q_F ve N_e büyüklükleri log p-h diyagramının yardımıyla bulunursa, tahrik motorunun toplam verimi ile ilgili η_{KT} verimi dikkate alınmalıdır. Bu verim etkinliği azaltmaktadır. Şekil 3.5 ' e göre ,

$$ITK = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \cdot \eta_{KT} \quad (3.30)$$

$$\text{ITK} = \frac{T}{T-T_0} \cdot \zeta$$

elde edilir.

Bu eşitlik T-s diyagramından elde edilmiştir. Bu arada, Log p-h diyagramının kullanılmasıyla elde edilen verimin ζ ekzerjetik faydalanma oranıyla aynı olamadığına dikkat edilmelidir.

3.1.4.9. Kompresörün toplam verimi

Kompresörün toplam verimi η_{KT} aşağıdaki verimlerin çarpımından oluşmaktadır.

- η_m : Mekanik verim
 η_{el} : Motor verimi
 η_i : İş verimi

$$\eta_{KT} = \eta_m \cdot \eta_{el} \cdot \eta_i \quad (3.31)$$

Ölçülebilen güçler arasındaki oranlar verim olarak, termik güç veya ısı ile iş makineleri ile ilgili olanlar faydalanma oranları olarak adlandırılırlar.

3.1.4.10. Ekzerjetik faydalanma oranı

Isı pompası çevrim prosesinin karakterize edilmesinde bundan ötürü ekzerjetik verimi araştırmak daha mantıklı olacaktır. Bu, mevcut E_Q ekzerjesinin prosesine verilen teknik veya elektirik işine oranı ile elde edilir.

$$\zeta = \frac{E_Q}{W_t} \quad \text{veya} \quad = \frac{E_Q}{N_e} \quad \text{dir.} \quad (3.32)$$

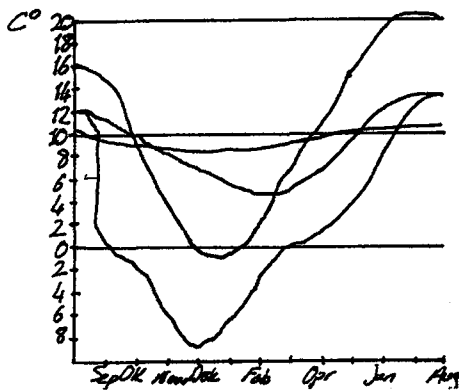
Ayrıca aşağıdaki gibi de hesaplanabilir.

$$\text{ITK} = \frac{T}{T-T_0} \cdot \zeta = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \cdot \eta_{KT}$$

$$\frac{\eta_{KT}}{\zeta} = \frac{T}{T-T_0} = \frac{h_2 - h_1}{h_2 - h_3} \quad (3.33)$$

3.2. Isı Kaynakları

Isı pompalarında hava, su, toprak ve güneş enerjisi olmak üzere başlıca dört kaynaktan yararlanır. Bunlardan, ilk üçü tekbaşlarına kullanılabilmekle beraber, güneş enerjisi genellikle yardımcı kaynakla birlikte kullanılır. Atık su ve laçım sularında özel durumlarda ısı kaynağı olarak kullanılabilir. Isı pompalarında ilk olarak kaynak tesbiti yapmamız gerekir, bu da kaynaklarımızın ne denli güvenilir olduğunu incelememizi gerektirir. Isı pompaları için kaynakların güvenilirliğinin SULZER firması tarafından her hangi bir bölge için hazırlanmış olan şekil 3.7'deki grafikte görebiliriz.



1m Derinlikteki Toprak sıcaklığı
Göl veya Deniz suyu sıcaklığı
Kuyu suyu sıcaklığı
Hava sıcaklığı

Şekil 3.7 Isı pompası kaynaklarının, aylara göre sıcaklık değişimi

Grafikten de anlaşıldığı gibi kuyu suyu sıcaklıkları hariç diğer kaynakların sıcaklıkları aylara göre çok değişmektedir. Kuyu suyundan sonra daha düzenli olan toprak sıcaklığı gelmektedir. Kuyu suyuyla beraber toprak sıcaklıkları negatife geçmeyen

kaynaklarımızdır. Bu özellikte ısı pompası tesir katsayısının oldukça az değişiklik göstermesine neden olur. Isı pompalarında, kaynağın sıcaklığının 0°C 'nin altına indiği hallerde tesir katsayısı oldukça fazla düşüş gösterir. Bu da buharlaştırıcıda buz oluşumuna meydan verir. Isı transferi açısından buz, iyi bir yalıtkan malzemesi durumuna gelir ve bunun sonucu da kaynaktan ısı çekilemez. Kaynaklarımızdan hava için de aynı şey söz konusudur. Yani hava sıcaklığı çok değişken bir durum arzettiğinden bizim ısıya ihtiyacımız olduğu zamanlarda istediğimiz kapasiteyi sağlayamaz. Aynı durum su için de geçerlidir. Fakat deniz suyu sıcaklığının ülkemizin bulunduğu enlemler dahilinde 0°C sıcaklığın altına düşmesi çok nadirdir. Yani deniz suyu ve göller ülkemizde ısı pompaları için iyi birer kaynaktır. Güneş ışınımı da ısı pompaları için bir kaynak olarak kullanılabilir. Gerçekte güneş kollektörü ısı pompasının buharlaştırıcısı için oldukça iyi bir kaynak teşkil etmektedir. Fakat bu kaynağın çok önemli bir sakıncalı yönü vardır ki, geceleyin güneş ışınımından yararlanamayız yani ısı ihtiyacımızı başka kaynaklardan sağlama ihtiyacı duyarız. Ayrıca gündüzleri de güneş ışınımı olduğu vakit bizim fazla ısı enerjisine ihtiyacımız olmaz. Yine bulutlu ve soğuk günlerde kışın gündüz olmasına rağmen güneş ışınımından yararlanamayız. Bütün bu olumsuzlukların yanında güneş enerjisi ve başka bir kaynakla kombine çalışan ısı pompaları mevcuttur. Kısacası güneş enerjisine bağımlı ısı pompaları bağımsız olarak ek ısı kaynağı olmadan kullanılamaz. (Kent, 1988)

3.2.1. Hava

Isı pompalarında en çok kullanılan ısı kaynağı havadır. Hava ısı pompası için her yerde bulunabilen, ucuz ve bol bir ısı kaynağıdır. Bu yüzden bütün ülkelerde kullanılır. En büyük avantajları, sürekli bulunmasından başka geniş bir uygulama alanının bulunması; kullanılan ekipmanların makul boyutlarda olması ve nispeten düşük işletme ve tesis maliyetleri gerektirmesidir. Ayrıca tasarım için çok geniş ve ayrıntılı bilgi kaynakları mevcuttur ve kompakt çok geniş çalışma şartlarında nispeten ucuza üretilmektedir. Hava kaynaklı ısı pompalarının iki büyük dezavantajları vardır;

1. Hava sıcaklığının çok değişken olması
2. Buzlanma problemi

Isı ihtiyacımızın yüksek olduğu anlarda kaynak sıcaklığı da düşüktür. Bu da,ısı pompasının ısıtma kapasitesinin düşmesine neden olur.Bu yüzden genellikle ek bir ısıtma kaynağına ihtiyaç vardır.Havanın sıcaklığının çok değişken olması projelendirme ve ekipman seçimini zorlaştırır. Hava kaynaklı ısı pompalarında, buharlaştırıcıda ısı geçişini sağlamak amacıyla, kaynak sıcaklığı ile soğutucu akışkan sıcaklığı arasında genellikle 5-10°C civarında fark olur.Buharlaştırıcı. Yüzey sıcaklığı 0°C ' nin altına indiğı zaman,hava içinde bulunan su buharı buharlaştırıcı yüzeyleri üzerinde yoğunlaşarak bozulmaya sebep olur.Buharlaştırıcı yüzeyinden oluşan buzun uzun süre bekletilmesine mücade edilmez, mücade edildiğı taktirde ısı transferi engellenmiş olur.Bu durum ise ısı pompası ısıtma tesir katsayısı ve kapasitenin düşmesine neden olur.Buharlaştırıcı yüzeyinde oluşan buzların periyodik olarak eritilmesi gerekir.

Isı pompası dizaynı hava sıcaklığının düşük olduğu zamanlar için yapılırsa büyük bir dönemde kapasite fazlalığı olur.Bu da birkaç günlük çalışma için ilk yatırım maliyetlerini arttırır.Ayrıca kapasitenin fazla olması sık sık çalışıp durması ve buna bağlı olarak deneyler sonucu sık sık çalışıp durmanın sürekli çalışmaya göre ısıtma tesir katsayısını düşürdüğü ispatlanmıştır.Kompresörün kısa aralıklarla devreye girip çıkması arıza ihtimalini arttıracakıda düşünülmelidir.Çözüm olarak belli bir dizayn noktası seçilmeli ve yukarıda bahsedildiğı gibi gerekli hallerde ek ısıtma kaynağından yararlanılmalıdır.

Hava kaynaklı ısı pompalarının bir başka problemi ise, buharlaştırıcıda ısı geçişinin düşük olmasıdır.Bu nedenle ısı geçişini arttırmak için genişletmiş yüzeylerden ve fanlardan yararlanılır.Hava/Hava ısı pompalarında buharlaştırıcı yüzeyleri, yoğunlaştırıcı yüzeylerinden daha büyük ve buharlaştırıcı yüzeylerden geçirilen hava debisinin yoğunlaştırıcı yüzeylerden geçirilen hava debisininin % 50-100 oranından daha fazladır.

3.2.2. Toprak

Isı pompalarında toprağın ısı kaynağı olarak kullanılması diğer kaynaklara nazaran pahalı bir yöntemdir. Isı, bir yıl boyunca güneşin yeryüzüne ısıdığı ve toprağın depoladığı güneş enerjisinden kaynaklanmaktadır. 1-2 metre toprak derinliğinde sıcaklık değişimi yıl boyunca çok az değişime uğradığından bu derinliklere bir ısı değiştiricisi yerleştirildiğinde topraktan yararlanılabilir. Daha elverişli hiç bir ısı kaynağı olmadığı zaman toprak özellikle serbest şekilde inşa edilmiş tek ailelik evlerin ısıtılması için ısı kaynağı olarak uygundur.

Toprak altına gömülen borulardan doğrudan soğutucu akışkan veyahutta daha ucuz olması bakımından, genellikle salamura geçirtilir. Toprak ısı değiştiricilerinin, yatay ve dikey olmak üzere iki şekilde yerleştirilirler.

Toprağın bileşimi, yoğunluğu, içerdiği nem miktarı ve gömme derinliği, toprak ısı değiştiricisinin seçimini ve boyutlandırılmasını etkiler. Toprak özelliklerinin zamana bağlı olarak değişmesi projelendirme güçlükleri oluşturan sebeplerden birisidir. Aynı şekilde ısı pompası çalıştırıldığı andan itibaren toprağın özelliklerini etkiler. Örneğin, ısı pompası ile ısıtma yapıldığı takdirde, toprak ısı değiştiricisine yakın yerlerde toprak sıcaklığı düşer. Buna bağlı olarak bu bölgede nem miktarı ve toprak özellikleri değişir. Salamuranın buharlaştırıcıya giriş sıcaklığı da aynı nedenle düşer, dolayısıyla ısı pompası kapasitesi ve ısıtma tesir katsayısı doğrudan etkilenir. Soğuk yörelerde, ısıtma yapıldığı süre içinde toprağa yeteri kadar ısı girişi olmaz ise; kış aylarında topraktan sürekli çekilen ısı nedeniyle, toprağın donma tehlikesi mevcuttur. Toprağın ısı kaynağı olarak mahsurlarına, boş toprak alanına duyulan büyük ihtiyaç, boruların yerleştirilmesindeki güçlükleri ve tamir zorluklarında ekleyebiliriz.

Toprak kaynaklı ısı pompaları, buharlaştırıcısında topraktan çekilen ısıyı kullanan ısı pompalarıdır. Toprakla olan ısı alışverişi, toprağa yatay ve dikey olarak gömülmüş toprak ısı değiştiricileriyle gerçekleşir. Su veya salamura, toprak ısı

değiştiricisini oluşturan borulardan geçirilerek elde edilen ısı enerjisi, ısı pompasındaki buharlaştırıcıdan soğutucu akışkana aktarılır. Toprak kaynaklı ısı pompalarında her ne kadar ısı kaynağı toprak ise de, ısı topraktan sıvı akışkan aracılığıyla çekildiğinden kullanılan ısı pompaları su (salamura / hava), su (salamura/ su) ısı pompalarıdır. (Ashrae Systems Handbook , 1984)

3.2.3. Su

Isı kaynağı olarak su geniş ölçüde kullanılmaktadır. Bu amaçla deniz suyu, göl, ırmak suyu ve kuyu suyu kullanılabilir.

Kuyu suyunun (yeraltı suyunun) 10 m. ve daha fazla derinliklerde sıcaklığı yıl boyunca çok az değişir, ortalama olarak sıcaklık 10°C civarındadır. Kuyuların yerleştirildiği sahaya ve suyun çıkarıldığı yeraltı suyunun stok durumuna göre, yeraltı suyu sıcaklığı kış ortasında $8-12^{\circ}\text{C}$ ve yaz ortasında $10-14^{\circ}\text{C}$ arasında değişir. Göl, nehir ve benzeri yerüstü sularında ise, sıcaklık, yıl boyunca kuyu sularına nazaran daha fazla değişmekle beraber; değişim havada olduğu kadar çok değildir. Özellikle su sıcaklığının 4°C 'den az olması istenmez. Diğer taraftan ikinci bir ısıtma sistemine ihtiyaç duyulur. Yerüstü suyundan ısı kaynağı olarak yararlanıldığında bünyesinde bulunan zarar verici maddelerin buharlaştırıcıda ısı geçiş katsayılarının kötüleşmesine neden olacağı unutulmamalıdır. (Kent,1988)

Kuyu suyundan yararlanıldığında, sıcaklığı düşmüş olarak, buharlaştırıcıyı terkeden suyun kaynak sıcaklığını düşürmemesi için, genellikle bir daha kullanılmamak üzere bir başka yere atılması gerekmektedir. Ayrıca kuyu suyundan yararlanabilmenin bir başka şartı ise yüksek debilerde su elde etmenin mümkün olmasını gerektirmektedir. Bundan dolayı suyun bir defaya mahsus kullanılması ve büyük miktarlarda gerekmesi, kuyu suyundan yararlanma imkanını kısıtlar. Buna rağmen arazide yeterli derecede ve uygun özelliklerde suyun bulunma belirsizliği, sondaj ve bakım maliyetinin yüksek olması kullanımı pek azaltmamıştır. Ancak kuyu suyunun maliyeti küçük tesisler için pek ekonomik değildir. Ayrıca kuyu suyunun kalitesi de

Önemlidir.Su kalite testi, kesinlikle yapılmalı ve içerdği minerallerin korozyon problemi önceden belirlenmelidir.

Suyun kaynak olarak kullanımının bir başka avantajı ise, ısı değiştiricilerinde, ısı geçişinin daha yüksek olmasıdır. Ancak ısı değiştiricilerinin daha verimli ve kompakt yapılmaları gerekmektedir. (Ashrae Systems Handbook , 1984)

3.2.4. Güneş

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

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

Güneş enerjisi kaynağı, hava kaynağında olduğu gibi, ısı ihtiyacının fazla olduğu günlerde güneş enerjisi de az olduğundan;güneş enerjisi ile birlikte yardımcı ısı kaynağı ya da bina içerisine bir ısı deposu koymak suretiyle elverişli bir sistem kurulabilir.Bu da, pahalı olan sistemin maliyetinin artmasına neden olur. çizelge 3.1 ' de ısı kaynaklarının karşılaştırma kriterleri verilmiştir. (Kirn und Hadenfeldt, 1979)

Isı Kaynakları		Yer altı Suyu	Toprak	Yer üstü Suyu	Hava	Güneş Kolektörleri
Isı Kaynakları	Maksimum	15 °C	12 °C	15 °C	15 °C	Kolektöre göre 50 - 80 °C
	Minimum	6 °C	Yüzeyin özgül yüküne göre 0 - 8 °C	0 °C	İklim bölgesine göre 12 - 18 °C	Dış hava eibi 12 - 18 °C
Sıcaklığın Binanın Isıl İhtiyacına Olan Bağlılığı		Hemen hemen İhmal Edilebilir	Yerleştirme Derinliğine Göre	Buz oluşuncaya kadar faydalanma mümkün, bundan ötrü bivalent işletme	Tamamen	Büyük
Zamana Olan Bağlılığı		Hemen hemen Sınırsız	Kış boyunca Toprağın büyük özgül yük. azalması	Sular Güçlü Soğutmada Soğuduğu İçin Azalmış	Düşük dış hava sıcaklıkları oluşursa, sınırlı	Büyük
Yere Olan Bağlılığı		Fazla Azaltılmış	Zemin Büyüklüğü ve Duruma Bağlı	Fazla Azaltılmış	Sınırsız	Kolektörler için mevcut çatı veya duvar alanına bağlı

Çizelge 3.1 ISI KAYNAKLARININ KARŞILAŞTIRMA KRİTERLERİ

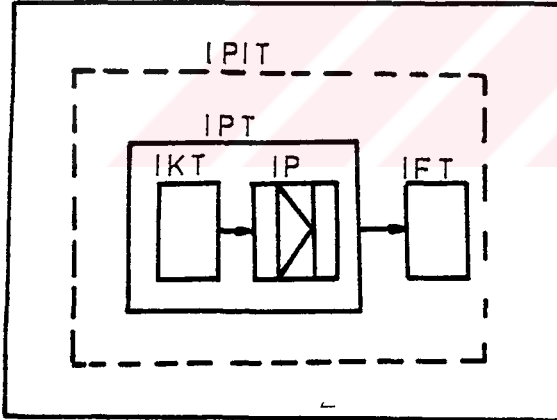
3.3. Isı Pompalarının Sınıflandırılması

3.3.1. Giriş.

Isı pompalarının sınıflandırılmasına geçmeden önce, Şekil 3.8.' de görülen bir ısı pompası-ısıtma tesisi ile elemanlarını kısaca tanımlamak yararlı olacaktır.

3.3.1.1. Isı kaynağı tesisi (IKT)

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



Açıklama:

IKT : Isı kaynağı tesisi

IP : Isı pompası

IPT : Isı pompası tesisi

IFT : Isıdan faydalama tesisi

IPIT : Isı pompaları ısıtma tesisi

Şekil 3.8. Isı pompaları -ısıtma tesisi

3.3.1.2. Isı pompası tesisi (IPT)

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

3.3.1.3. Isıdan faydalanma tesisi (IFT)

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

3.3.1.4. 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.)

3.3.2. Isı pompası sistemleri

Çizelge 3.2'de ısı pompası sistemleri özetlenmiştir. Ancak bunlar sadece konut ısıtılması ve sıcak su hazırlanmasında kullanılır.Burada bir ve iki ailelik evlerde kurulmuş olan ısı pompası sistemleri, işletme deneyimlerinden elde edilen analizin konusu olacaktır. Buna rağmen Çizelge 2'de Gaz-ısı pompaları da yer almaktadır.

Maksimum ısıtma gücü 50 kw olan elektrikle çalışan ısı pompalarında doğal ısı kaynaklarından ısı çekilişi ile ısı iletiminde teknik tesislerden geri kazanılan ısı arasında ayırddedilebilir. 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.

3.3.2.1. Birinci ısı pompaları

Esas itibariyle ısıyı doğal kaynaktan çeken ısı pompaları ''primer (birinci) ısı pompaları'' olarak tanımlanırlar. Bu sistemler için ısı kaynakları, ısı kaynağı sıcaklığının yaklaşık verilen sınır değerleriyle, yeraltı ve yerüstü suyu, toprak ve dış havadır.

3.3.2.2. İkinci ısı pompaları

İkinci ısı pompaları, esas olarak ısıyı geri kazanılan sistemlerden çekerler. Elde edilen ısı artık ısı birikimi süresinden bağımsız olan tüketiciye ihtiyacı nisbetinde verilir. Mekan ısıtmasında örneğin kanalizasyon pis sularından ısı çeken ısı pompaları (ikinci ısı pompaları) dir. Isı kaynağı sıcaklığı 10 °C'den büyüktür.

3.3.2.3. Üçüncü 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 (üçüncü ısı pompası) olarak adlandırılır. Bu tür ısı pompaları için ısı kaynağı genelde 20 °C'den fazla bir sıcaklık gösterir.

3.3.3. Isı pompaları prosesi türüne göre sınıflandırma

Çevirim akışkanı buharlarının buharlaştırıcıdan emilmesi prosesi, elektrikle veya yanmalı motorla tahrik edilen mekanik kompresörle veya çözücü maddeyle, yani absorpsiyonla yapılır.

3.3.3.1. Kompresörlü ısı pompaları

Şayet buharların emilmesi ve yoğunlaştırucu basıncına kadar sıkıştırılması mekanik bir kompresörle yapılıyorsa, bu metoda sıkıştırma metodu veya kompresörlü ısı pompası denir.

3.3.3.2. Absorpsiyonlu ısı pompaları

Soğutucu burada uygun bir emici eriyiğin sirkülasyonu ile hareket eder.

3.3.3.3. Buhar-Jet ısı pompaları

Soğutucunun hareketi bir enjektör vasıtasıyla yapılır.

3.3.4. Isı kaynakları ve ısı dağıtıcı sistemlere göre sınıflandırma

Her iki gruptaki kompresörlü ve absorpsiyonlu ısı pompaları, kullanılan ısı kaynaklarına göre, örneğin toprak veya yeraltı suyu ve ısı dağıtıcı sistemlerine göre; örneğin sıcak su ısıtmaları veya sıcak hava ısıtmaları olarak sınıflandırılabilirler.

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 yararlanılan ve ısı pompasının sıcak kısmında suyu dolaştıran bir cihaz sözkonusudur. 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 - ısı 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. Çizelge 3.3 de ısı pompaları ve ısı pompa tesislerinin adlandırılması için bazı örnekler bulunmaktadır.

3.3.5. İşletme şekline göre sınıflandırma

Isı kaynağı, cihaz türü ve ısı pompaları ile ısı pompaları tesislerinin adlandırılmasından bağımsız olarak, ısı pompaları işletme şekline göre de sınıflandırılabilir.

Çeşitli enerji taşıyıcılarıyla çalışan bir çok ısı üreticilerinin kombinasyonu, yani sistemlerin gelişimi, bu sistemlerin karakteristiklerine göre sınıflandırılmasını gerektirmiştir. (Çizelge 3.4.)

Göz önüne alınan enerji taşıyıcısının sayısına bağlı olarak ısıtma tekniğinde üç çeşit işletme şekli söz edilir. Bunlar :

- 1) Tekli işletme şekli
- 2) İkili işletme şekli
- 3) Çoklu işletme şekli

Isı ihtiyacının karşılanmasında her bir ısı üreticisinin müşterek etkilerine dayanarak , ayrıca

- 1) Alternatif (Tercihli) işletme
- 2) Paralel işletme olarak da ikiye ayrılır.

Böylece ısıtma sistemlerini enerji taşıyıcı ve de işletme şekillerinin kombinasyonuna bağlı olarak sınıflandırmak ve daha yakından tanımak mümkün olmaktadır.

3.3.6. Tekli işletme şekli

Şayet ısı üreticisinin gerekli tüm ısıyı aynı enerji türüyle karşılanıyorsa, tekli işletmeden söz edilir.

Burada ısı ihtiyacı, sadece bir ısı üreticisiyle (örneğin fuel-oil kazanı) veya bir çok ısı üreticisiyle (örneğin iki fuel-oil kazanı, elektrikle çalışan ısı pompası artı enerji deposu) de karşılanabilir.

Bir çok ısı üreticisinden oluşan ısıtma sistemleri alternatif ve paralel işletme şekline göre de ayrılabilir. Gerekli yıllık ısıtma gücü aynı enerji türünün iki ısı üreticisi tarafından üretilirse-Bu arada sıcaklık için belirli bir dış sıcaklıkta bulunan, sadece yedek ısı üreticisi çalışan (tekli-tercihli işletme şekli) söz edilir. Bu sistemin karakteristiği sadece bir ısı üreticisinin çalışmasıdır.

Isi Kaynağı	ISI TAŞIYICISI		A D L A N D I T İ M A	
	Söjuk Kısmı	Sıcak Kısmı	Isı Pompası (IP)	Isı Pompası Tesişi (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

ÇİZELGE:33 Isı Pompaları ve Isı Pompaları Tesişinin Adlandırılması İçin Örnekler

	TEK Lİ	İKİLİ
Ana Isı Üreticisi	Dizel Motoruyla Çalışan Isı Pompası	Dizel Isı Pompası
Yedek Isı Üreticisi	Fuel - Oil Kazan	Gaz Kazanı
Ana Isı Üreticisi	Gaz Motoruyla Çalışan Isı Pompası	Elektrikli Isı Pompası
Yedek Isı Üreticisi	Gaz Kazanı	Gaz Kazanı
Ana Isı Üreticisi	Elektrikli Isı Pompası	Gazla Çalışan Isı Pompası
Yedek Isı Üreticisi	Enerji Deposu	Isı Enerjisi Deposu
Ana Isı Üreticisi	Fuel - Oil Kazan	Elektrikli Isı Pompası
Yedek Isı Üreticisi	-	Fuel - Oil Kazan
Ana Isı Üreticisi	Güneş Enerjisi Deposu	Güneş Enerjisi Deposu
Yedek Isı Üreticisi	-	Fuel - Oil Kazan

ÇİZELGE:3.4 (Tekli) ve (İkili) Isıtma Sistemleri için Örnekler

"Tekli-Parelel işletme"de ısı ihtiyacı belirli bir dış sıcaklığın altına kadar her iki ısı üreticisi tarafından müşterek olarak karşılanır, yani ısı üreticileri "parelel" olarak çalışırlar.Bu tanımlama açısından yalnız ısı üreticisi olarak ısıtma kazanlı tüm konveksiyonel ısıtma sistemlerinde tekli bir işletme şekli söz konusudur.

3.3.7 İkili işletme şekli

İkili işletme şeklinde tüm ısı ihtiyacı daima iki ısı üreticisi tarafından karşılanır. Bu arada bu ısı üreticileri çeşitli enerji taşıyıcılarıyla çalışırlar. İkili işletme şekillerinin sınıflandırılmasına benzer olarak ikili çalışan ısıtma sistemleride alternatif (tercihli) ve paralel işletme olarak sınıflandırılabilir.

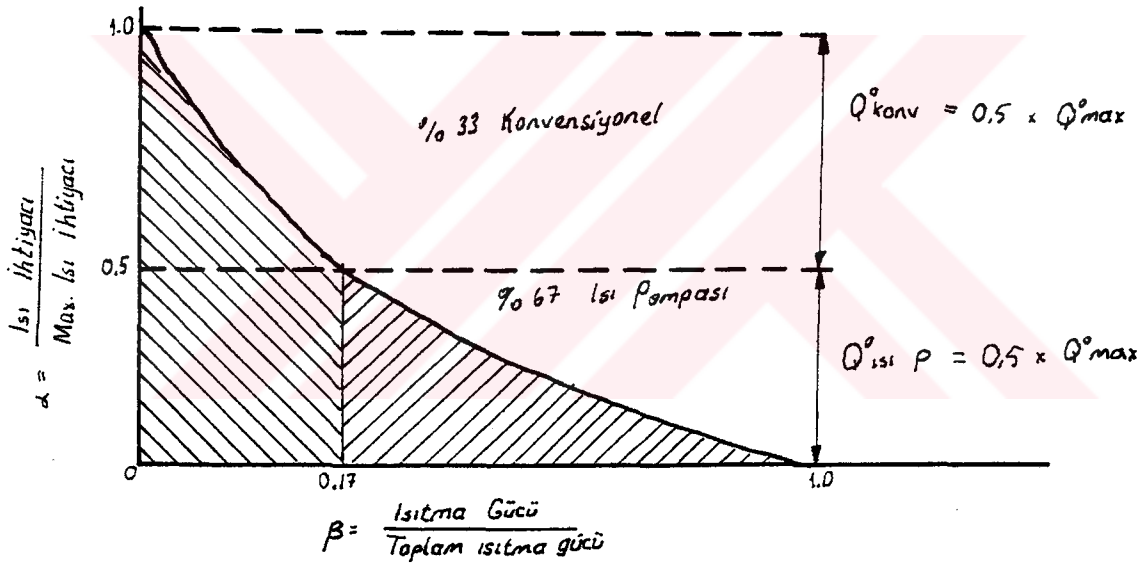
Alternatif işletmede belirli bir dış sıcaklığın altındaki dış sıcaklıklarda ısı üretimi,yalnız yedek ısı üreticisiyle karşılanır.Belirli bir dış sıcaklığın altındaki sıcaklık "ikili sıcaklık" olarak da tanımlanır.

Parelel işletmede, ikili sıcaklığın altındaki dış sıcaklıklarda ısı üretimi yedek ısı üreticisiyle tamamlanır. Yani her iki ısı üreticisi müşterek olarak çalışır. Pratikte en fazla ortaya çıkan ikili işletme şeklinde, yıllık ısıtma gücünün tamamının karşılanmasında bir elektrikli ısı pompası yanında yedek ısı üreticisi olarak bir konveksiyonel ısıtma kazanı kullanılır.

3.3.8 Çoklu işletme şekli

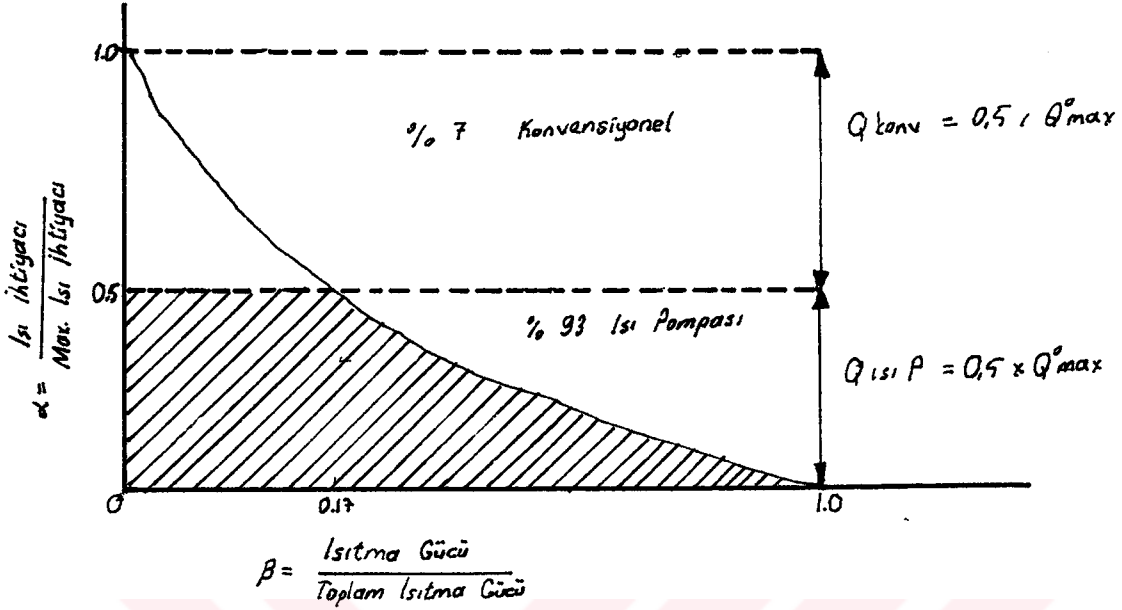
Çoklu işletme şeklinin karakteristiği, ısı ihtiyacının karşılanması çeşitli enerji taşıyıcılarıyla çalışan ikiden fazla ısı üreticisiyle yapılır.Böylece örneğin güneş enerjisi ısı deposunun ısı pompası ile ısıtma kazanının kombinasyonu çoklu işletme şekli olarak tanımlanır.

Şekil 3.9' da elektrikli ısı pompası ve konvensiyonel ısı üreticisinden (mesela fuel-oil kazanı) oluşan ikili alternatif çalışan işletme şekli için tüm ısı ihtiyacının karşılanmasında her iki ısı üreticisinin farklı payları gösterilmiştir. Isı pompasının ana yükü düştüğü zaman, kalan yük yedek ısı üreticisi tarafından karşılanmaktadır. Şekil 3.9 de %50 tam güçde projelendirilen ısı pompasının ısıtma gücüne payı %67 olduğu açıkça görülmektedir.



Şekil 3.9 İkili- Alternatif Çalışan Isıtma Sistemleri

Şekil 3.10 da ikili- paralel çalışan bir ısıtma sistemi şekli (elektrikli ısı pompası artı konvensiyonel ısı üreticisi) görülmektedir. Burada gücün %93'ü ısı pompası tarafından karşılanır ve ısı ihtiyacının sadece %7'si yedek ısı üreticisiyle karşılanmaktadır. Isı pompası tüm ısıtma sistemlerinde çalışmaktadır.

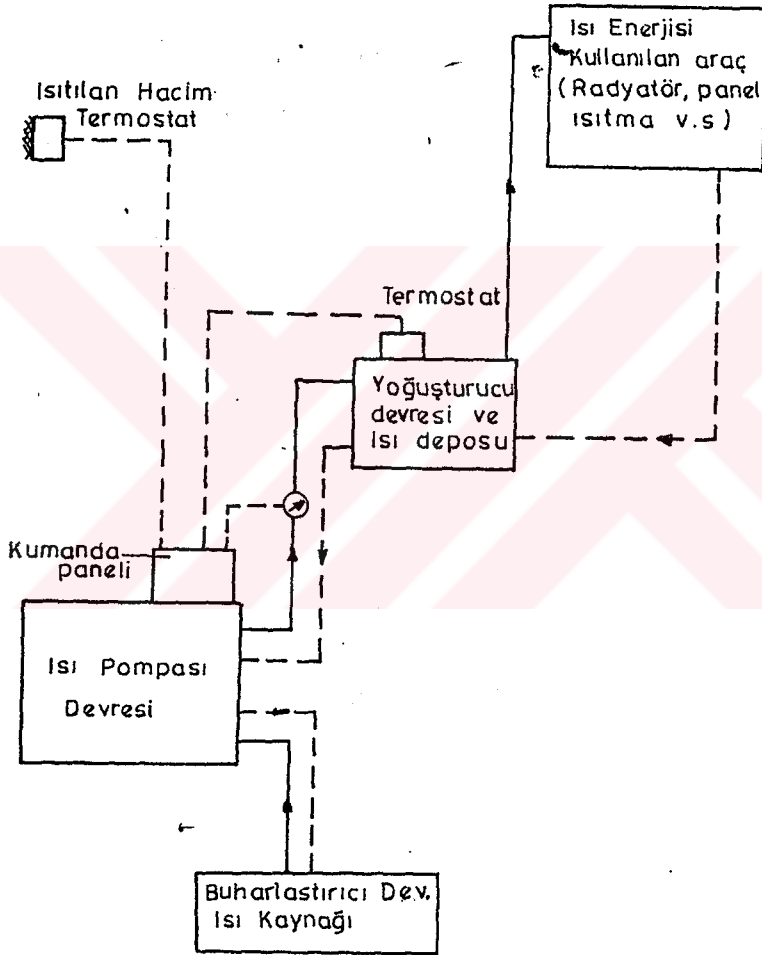


Şekil 3.10. İkili -Parelel Çalışan Isıtma Sistemleri

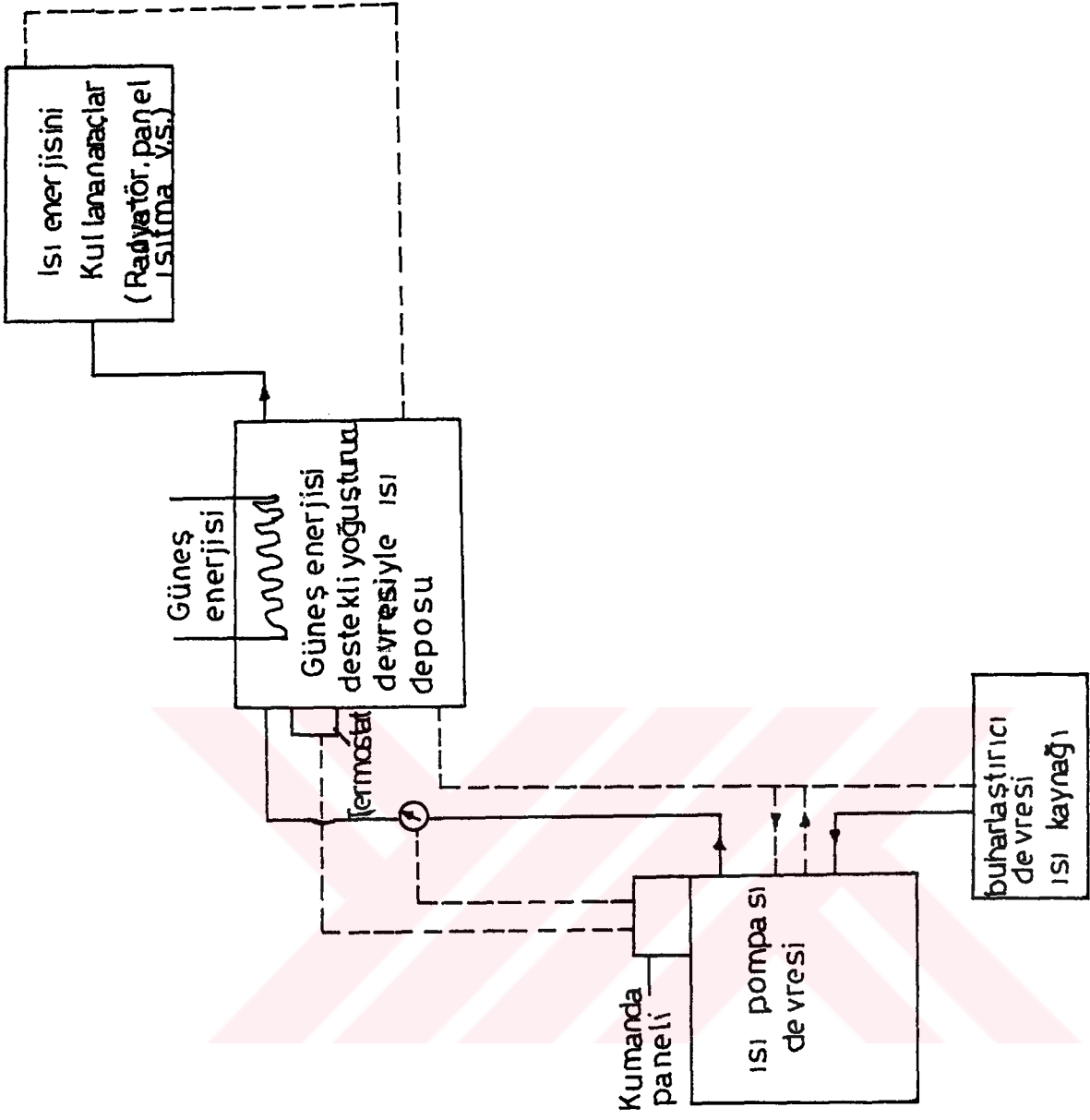
Her iki şekilden, ikili paralel işletmenin, primer enerji tüketimi göz önüne alındığında, daha uygun bir işletme şekli olduğu görülmektedir. Buna rağmen çeşitli ısıtma sistemlerinin ekonomikliği hakkında genel elverişli bir ifade ancak etki katsayısı, işletme verimi v.b gibi çeşitli karakteristik büyüklüklerine göre yapılır. Şekil 3.11.a ve b'de ısı pompasıyla tek kaynaklı ısıtma tesisinin prensip şemaları verilmektedir. Birinci şemada ihtiyacın tamamı ısı pompası tarafından karşılanmakta, ikinci şemada ise ısı ihtiyacının bazen çok yüksek olduğu durumlarda devreye giren enerji depolu sistem görülmektedir. Sistemin depo kaynaklı olmasındaki amaç ısı pompasının sık sık devreye girmesini önlemektir. Bu özellik kompresörün emniyeti açısından önemlidir. Ayrıca elektrik saat ücretlerinin sık sık değiştiği ülkelerde deponun avantajı gözardı edilmemelidir. Depo için gerekli enerji kaynağı olarak güneş enerjisinden yararlanılabilir. Burada tek dez avantaj olarak ek bir yatırım gerektirmesi söz konusudur.

Şekil 12 a ve b'de ise ısı ihtiyacının bir kısmı ısı pompası bir kısmı yardımcı ısı kaynağı tarafından sağlanan (Tercihli çalışan ısı

pompası sistemi ve Paralel halde çalışan ısı pompası sistemi) tesisat şemaları görülmektedir. Tercihli sistemde dış sıcaklık ısı pompasının çalışma sıcaklığının altına düşünce kazan devreye girer. Paralel çalışma tesisatı kuyu suyu veya topraktan enerji temini olan durumlarda tercih edilir. Sistemlerdeki depo sıcaklığının o andaki yoğuşturucu sıcaklığı üzerine çıkmamalıdır, aksi halde sistemlerin basıncı artar.

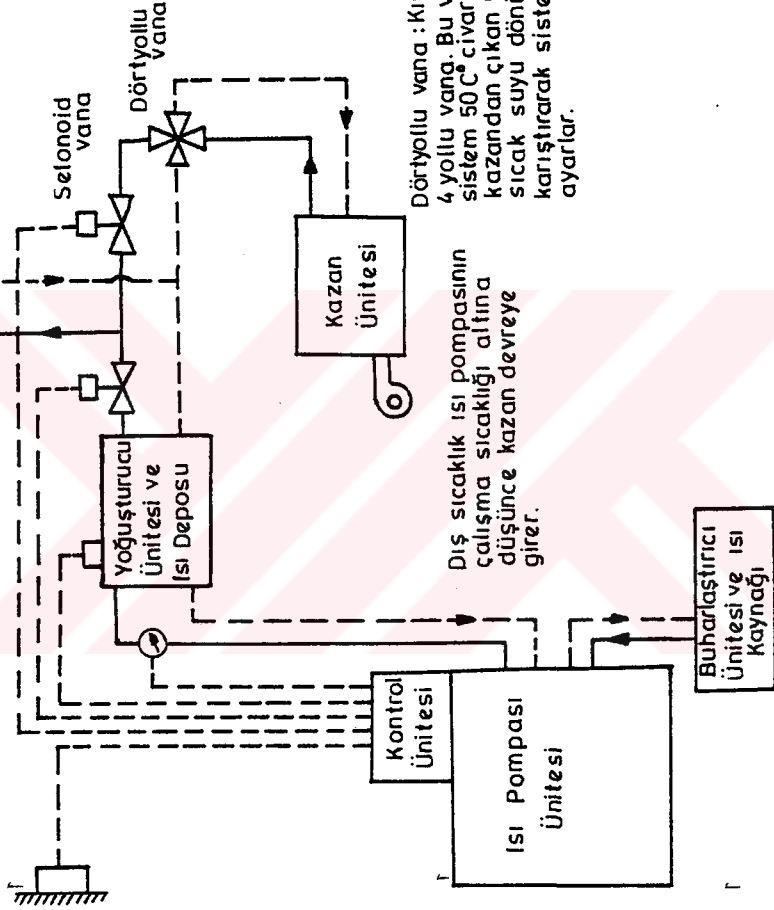


Şekil 3.11.a Isı İhtiyacı Tek Kaynaktan Karşılanan Isı Pompası Tesisinin Prensipteki Şeması



Şekil 3.11.b. Isı ihtiyacı tek kaynaktan karşılanan enerji deposuyla desteklenen ısı pompası tesisin prensip şeması

Isı Enerjisi Kullanılan Arac
(Radyatör panel Isıtma v.s.)



Dört yöllü vana : Kısa devre yaptırıcı 4 yöllü vana. Bu vananın amacı sistem 50°C civarında çalıştığı için kazandan çıkan 90°C civarındaki sıcak suyu dönüş suyuyla karıştırarak sistem sıcaklığını ayarlar.

Dış sıcaklık ısı pompasının çalışma sıcaklığı altına düşünce kazan devreye girer.

Şekil 3.12.â Tercihli Çalışan Isı Pompası Tesisinin PrensiP Şeması

4. ISI POMPALARINDA KULLANILAN SOĞUTUCU AKIŞKANLAR

4.1. Soğutucu Akışkanlar

Batı Almanya'da Frigen, Doğu Almanya'da Fridohna, USA'da Freon, İngiltere'de Arcton olarak adlandırılan soğutucu akışkanlar firmaların patentli imalatıdır. Bu güne kadar bilinen ve üretilmiş soğutucu akışkanları sayarsak,

1. Sülfür dioksit	SO ₂	R764
2. Amonyak	NH ₃	R717
3. Kloroform	CHCL ₂	
4. Tetraklor Karbon	CCL ₄	
5. Klorometil	CH ₂ CL	R10
6. Dikloroetilen	C ₂ H ₂ CL ₂	
7. Etilbromid		
8. Karbondioksit	CO ₂	
9. Freon 11		
10. Freon 12 Bl		
11. Freon 113		
12. Freon 12		
13. Freon 13		
14. Freon 13 Bl		
15. Freon 22		
16. Freon 23		
17. Freon 114		
18. Freon 115		
19. Freon 500		
20. Freon 502		
21. Freon 503		

olduğu görülmektedir. Gün geçtikçe firmalar tarafından yeni yeni soğutucu akışkanlar bulunmaktadır. Böyle bir araştırmaya iten sebepler bölüm içerisinde açıklanacaktır. Bu soğutucu akışkanların bazılarının fiziksel özelliklerini inceleyelim.

4.1.1. Freon 11 (CCL₃F)

Husisi bir gazdır.Yüksek soğutma gücüne sahiptir.Bu gaz lastiği harap attığından türbo kompresörlerde kullanılması tercih edilir.

4.1.2.Freon 12(CCL₂F₂)

Soğutma tesislerinde çok kullanılan bir gazdır.Sıvı ve buhar halinde renksiz olup eter kokuludur.Kurşun, magnezyum ve alaşımları ihtiva eden alemünyum alaşımları ile lastik ve yağ harticindeki malzemeye tesiri yoktur.Eğer sıvı ihtiva ederse sıcaklıkla korozyon tesiri artar.1 kg F12 içinde 10 mg'dan fazla su bulunmaktadır.Bu sebeble devreyi doldururken çok dikkat edilmesi gerekir.Su miktarını kontrol etmek için bir miktar F12,P₂O₅ ile dolu bir kaptan geçirilir ve tertılarak fark bulunur.Sıvı F12 her nispette ve sıcaklıkta yağ ile kolayca karışabilirse de buhar halindeki F12 çok az karışır.F12 buharı ile temas eden yiyecek maddeleri zarar görmez ve yenilebilir.F12 patlamaz veyanmaz.Kaçaklar hemen öldürmemekle beraber hacimce %20, ağırlıkla 1000 gr/m³ olduğu zaman yarım saatte hayati tehlike doğurur.Göze kaçması halinde saf madeni yağ damlatılmalı veya bor yağı ile silinmelidir. F12 yağla karışmasından dolayı vizkositesi artar.Bundan dolayı kapiler borulu ve buz dolapları için 150, eksperşin valfli sistemler için 300 vizkositeli yağ kullanılmalıdır.

4.1.3. Freon 13 (CCL F₃)

-60° C ve -100° C arasındaki çok düşük sıcaklıkların elde edilmesinde uygundur.Kimya endüstrisi ile hava tünellerinde yapılan araştırmalarda 3 kademeli soğutma tesislerinden faydalanılmıştır. Çalışma basıncı diğer freon tiplerine nazaran yüksektir. F13, yağ ile karışmaz. Kaçaklar halojen lamba ile tespit edilir.

4.1.4. Freon 21(CHCL₂F)

Klima tesislerinde tercih edilir.Korozyon sebebiyle su ihtiva etmemelidir.Yağ ile karışımı F12 gibidir.Sıkıştırılma basıncı çok düşük olduğu için türbo kompresörlerde kullanılmaya uygundur

4.1.5. Freon 22 (CHC F₂)

Çok berrak, renksiz ve etere benzer kokusu vardır. Saf halde yağ ile karışık olduğu zaman malzemeye tesir eder. 1 kg F22 içinde 25 mgr'den fazla su bulunmamalıdır. -40° C civarında iki düşük sıcaklıkların elde edilmesinde uygundur. Kaçakların tesbit ve tesiri F12 ye benzer. Yağlama yağı olarak madeni ve yarı sentetik yağlar kullanılır.

4.1.6. Freon 114 (C₂CL₂F₄)

Alçak basınç akışkanı olarak yüksek yoğunlaşma sıcaklıkları için uygundur. Yağlama yağı olarak yarı sentetik yağlar kullanılır. Zehirlilik durumu F12 ile aynıdır. Turbo kompresörlerde kullanılabilir. maktadır.

4.1.7. Freon 502 (ağırlıkça % 48.8 F 22 + %51.2 F115)

Türetilmiş bir soğutucu akışkandır. Sıkıştırılma sonucu sıcaklıkları düşük olduğundan tesisatın ömrünü arttırır. Yağlama yağı olarak genellikle yarı sentetik yağlar kullanılır. Yüksek sıcaklıklarda muhtemel bozulma tehlikesine dikkat edilmelidir.

4.2. Soğutucu Akışkanlarda Aranılan Özellikler

Soğutucu akışkanlar, genel olarak duyulur ve gizli ısı, doyma sıcaklığı ve doyma basıncı, özgül hacim ve özgül ağırlığı ile, diğer hususlar bakımından su ile aynı özelliği içerirler. Fakat soğutucu akışkanların çoğu çok düşük kaynama noktalarına haiz olduklarından atmosfer basıncıda ve normal sıcaklıklarda sıvı halde değil, buhar halde bulunurlar. Bu bölümün başında sayılan soğutucu akışkanların çoğunun bazı uygun olmayan karakteristiklerinden dolayı kullanıma sahaları kısıtlı veya hiç yoktur.

Bugün için elde edilen soğutucu akışkanlar arasında mükemmel olanı olmadığı için soğutucu akışkanlar konusunda, kullanılacak yerin özelliğine göre değişik fikirler ileri sürülebilir. Bunlar şu konular üzerinde özetlenebilir: Buharlaştırma ve Yoğuşma basıncı, Özgül hacim, Gizli ısı, Kritik sıcaklık, Viskosite, Isı iletkenliği, Karalılık, Yanma ve Patlama, Yağda erime ve Çözülme, Ekonomik faktörler, Koku ve Zehirlilik durumu.

4.2.1. Buharlaştırma sıcaklığı

Soğutucu akışkanın düşük değerinde bir buharlaştırma sıcaklığına sahip olması istenir. Buharlaştırma sıcaklığı düşük değerinde olmaz ise yeteri derecede soğutma yapabilmek için kompresörü yüksek bir vakum altında çalıştırmak gerekir. Bu durumda kompresör verim ve kapasitesinin düşük olmasına sebep olur. Bununla beraber, ısı pompalarında, çok düşük sıcaklıklarda çalışılmadığından, aşırı derecede düşük buharlaştırma noktasına ihtiyaç yoktur.

4.2.2. Buharlaştırma basıncı

Soğutma sistemi içine girebilecek hava sızıntılarının önlenmesi bakımından bir soğutucu akışkanın buharlaştırma basıncının, atmosfer basıncından az olmaması istenir. Aksi takdirde vakum altında çalışma zorunluğu meydana gelir, bu durum sistem içine hava sızıntılarına sebep olabileceği gibi kompresör veriminin ve kapasitesinin de düşük olmasına neden olur.

4.2.3. Yoğuşma basıncı

Atmosfer veya normal su sıcaklığının tesiri altında yoğuşan soğutucu akışkan buharın yoğuşma basıncı, düşük değerinde olmalıdır. Yüksek bir yoğuşma basıncı kompresör, boru sistemi buharlaştırıcı ve yoğuşturucu gibi makina teçhizatının gerektiğinden fazla ağır ve sağlam malzeme ile yapılmasını gerektirir. Ayrıca yüksek basınç altında kaçak eğiliminde artar.

4.2.4. Özgül hacim

Soğutucu akışkan gaz durumunda iken düşük bir özgül hacimde olmalıdır. Böyle bir özelliğe sahip soğutucu akışkan hem kullanılan makina ve teçhizatın küçük boyutta olmasını, hem de kompresör veriminin yüksek olmasını sağlar.

4.2.5. Gizli ısı

Belirli bir kapasite için daha az soğutucu akışkan sirkülasyonu, daha büyük gizli ısıyla elde edileceği bilinmektedir. Fakat başka bir soğutucu akışkanın diğer özellikleri yeterli olduğunda kompresörlerin hız, boyut ve silindir sayıları arttırılarak düşük gizli ısı soğutucu akışkanlar da kullanılır.

4.2.6. Kritik sıcaklık

Bir soğutucu akışkanın buhar kritik sıcaklığın üstünde yoğunlaştırulamaz. Karbondioksit hariç tüm soğutucu akışkanların kritik sıcaklıkları bir hayli yüksek olduğundan herhangi bir sorun söz konusu değildir.

4.2.7. Vizkozite

Bir soğutucu akışkanın vizkozitesinin o soğutucu akışkanın ısı iletimi karakteristiklerinin ve borulardaki akış direncinin tayininde büyük önemi vardır. Vizkozitesi düşük olan bir soğutucu akışkan iyi bir ısı iletimi ve borularda minimum bir sürtünme ile akış özelliğine sahiptir. Bir buharın vizkozitesi, buharlaşma noktasına yaklaşmanın haricinde heme hemen basıncın etkisi altında çok az miktarda değişir. Doymuş buharla kızgın buharlara nazaran fark edilebilir şekilde daha büyük değerlerde vizkoziteye sahiptirler.

4.2.8. Isı iletkenliği

Sıvı ve gaz halindeki soğutucu akışkanların ısı iletimleri, bir soğutucu akışkanın buharlaşması, yoğunlaşması veya bir borudan akış esnasında meydana gelen ısı iletiminin tayini için, film katsayılarının hesap edilmesinde çok önemlidir. Genelde soğutucu akışkanların iyi bir ısı iletimi özelliğine sahip olmaları istenir.

4.2.9. Kararlılık

Bir soğutucu akışkan, soğutma çevriminin farklı kısımlarında oluşan sıcaklık ve basınç etkisiyle değişmeyecek derecede kararlı olmalıdır. Sistemi oluşturan makina ve teçhizatın yapıldığı standart metallere karşı çok az aşındırıcı etki göstermelidir. Sıvı soğutucu akışkanın yağlama yağı ile karışmaması arzu edilir. Genişleme vanasında buz tutmasını önlemek için soğutucu akışkanda mevcut olabilecek kaçak suyu, bünyesinde eritmeli ve düşük sıcaklıklarda su ile bir eriyik halini muhafaza etmelidir.

4.2.10. Yanma ve patlama

Sistemdeki soğutucu akışkanlar atmosferle temas edmiyecek şekilde kumanda altına alınmış olsalarda, yine de sızıntı olma ihtimali vardır. Bu nedenle akışkanın yanıcı özelliği varsa ve çalışma yerini tutuşturacak şartlara sahipse, oluşacak yangın ve patlama büyük hasara neden olabilir. Bu nedenle soğutucu akışkanların yanıcı ve patlayıcı olmaları istenmez.

4.2.11. Yağda erime özelliği

Yağda oldukça güç çözünen soğutucu akışkanlar, kolay çözünenlere oranla daha avantajlıdırlar. Bununla beraber, yağda çözünen soğutucu akışkanlar kullanıldığında kompresörün daha iyi yağlanması sağlanmış olur. Bir sistemin projesi hazırlanırken, soğutucu akışkanın yağda çözülme kabiliyeti bilinmeli ve hesaba katılmalıdır. Çizelge 1'de soğutucu akışkanların hangi yağlarla kullanılabilir olduğu görülmektedir. (Evyapan, 1984)

Çizelge 4.1. Soğutucu akışkanlarda kullanılan yağlar

Soğutucu Akışkan	Saf Minaral Yağ	Yarım Sentetik Yağ	Sentetik Yağ
F 11	X		
F 12	X		
F 12 B1	X		
F 13		0	X
F 13 B1	0	X	
F 22		X	
F23		0	X
F 113	X		
F 115		X	
F 500	X		
F502		X	
F503		0	X

0 : - 80° C ' a kadar kullanılabilir.

4.2.12. Ekonomik faktör

Bakımı iyi yapılan bir sistemin kaçak kayıpları çok çaz olmakla beraber, soğutucu akışkanın maliyet fiyatı üzerinde durulacak bir konudur.İstenilen zamanda, istenilen miktarda elde edilebilme imkanınında üzerinde durulması gerekir.Bir soğutucu akışkan, kolay şekilde kaçak bulunmasına imkan sağlayacak özellikte olmalıdır.Aksi takdirde kaçak bulununcaya kadar soğutucu akışkan tamamen sistemden kaçar.Bu da üzerinde durulması gereken bir ekonomik faktördür.Diğer taraftan, bir soğutma sisteminin çeşitli soğutucu akışkanların kullanılmasına göre tesis maliyetinin ve yukarıda ele alınan konuların dışında, mekanik yönden de işletme masraflarınının ne değerde olacağı konusu her zaman büyük önem taşımaktadır.

4.2.13. Koku ve zehirlilik durumu

Koku, bir akışkan için hem faydalı hemde sakıncalı durum oluşturur. Akışkanın belli bir kokusu olması halinde kaçaklar daha kolay hissedilip bulunabilir. Fakat kaçak olan mahalde bulunan insan ve diğer canlılar ve gıda maddelerine karşı zehirleyici tesir göstermemelidir.

Laboratuvarlarda yapılan araştırmalar soğutucu akışkanlar zehirlilik bakımından 6 gruba ayrılmıştır. 1. grupta olanlar en fazla, 2. grupta olanlar en az zehirli soğutucu akışkanlardır. Zehirlilik durumu Çizelge 2'de gösterilmiştir. (Evyapan, 1984)

Çizelge 4.2. Soğutucu akışkanların zehirlilik durumu

Zehirlilik Sınıfı	Kullanılan İşaret	Konsantrasyon Miktarı ppm (Milyondaki Tane Sayısı)	Soğutucu Akışkan
1	Çok keskin Zehirleyici	<10	SO ₂
2	Keskin Zehirleyici	10-100	Amonyak
3	Orta Zehirleyici	100-1000	Kloroform CCl ₄
4	Hafif Zehirleyici	1000-10000	Klorometil Dikloretilen Etilbromit
5	Pratik olarak Zehirsiz	10000-100000	CO ₂ F11 F12 B1 F113

6

Orta Zararsız

>100000

F12

F13 B1

F22

F23

F115

F500

F502

F503

4.3. Isı Pompası İçin Soğutucu Akışkanların İrdelenmesi

Isı pompası çevirimi soğutma çevirimleri ile aynı olmakla beraber, ısı pompalarının çalışma aralıkları daha farklı, özellikle yüksek sıcaklıklarda olması kullanılacak soğutucu akışkanlarının dikkatle seçimini gerektirir. Bu bölümde ısı pompası çeviriminin değerlerini gözönüne alarak, mevcut soğutucu akışkanlar arasında en iyi verime sahip olanını bulmaya çalışacağız. İlk dikkate alınması gerekli hususun zehirlilik olduğu şüphesizdir. Çizelge 2 'ye baktığımızda Freon serisi soğutucu akışkanlarının seçimini bize getirmektedir. Çünkü ısı pompasını, yaşam hallerini ısıtma amacıyla kullanacağımızdan, tehlikeli neticeler doğurabilir.

Amonyak, uygulama sahası en eski olan bir soğutucu akışkandır. Termodinamik özellikleri yeterlidir. Kritik sıcaklığı oldukça yüksektir. Düşük hızlarda bile küçük kompresör kullanılmasına imkan sağlayacak şekilde düşük özgül hacimlidir. Kilogram başına en yüksek gizli ısıya sahip bir akışkandır. Bu, belirli bir miktarda ısıtma elde etmek için, ağırlıkça az bir değerde olan akışkanın sirküle edilmesine ihtiyaç olması demektir. Amonyak bütün soğutucu akışkanların en ucuzudur. Zehirlilik oranı yüksektir. Amonyakın genellikle ısı pompalarında kullanılması tavsiye edilmez. Belirli şartlar oluşunca yanar ve hava ile karışarak şiddetli bir patlayıcı madde haline gelir.

Kükürtdioksit ise havada az miktarda bulunması halinde insanlar üzerinde zehirleyici bir tesir gösterir. Çok pis kokulu olduğundan günümüzde kullanılmamaktadır. Gizli ısı amonyaka rağmen üçte birden

daha düşüktür. Kritik sıcaklığı oldukça yüksek, karaklı bir akışkandır. Yanıcı ve patlayıcı değildir. Saf haliyle aşındırıcı bir tesir göstermez. Fakat nem ihtişva ettiği zaman sülfüröz asit (H_2SO_3) veya sülfirik asit (H_2SO_4) şeklini alır ki ; bu durumda demir ve çeliğe karşı şiddetli bir aşındırıcı tesir gösterir.

Metiklorür ise amonyağa nazaran biraz düşük buharlaşma basıncını gerektirmesine rağmen termodinamik karakteristikleri tatmin edicidir. Yanma ve patlama açısından tehlikeli değildir. Alçak çalışma basınçları hafif makina ve teçhizat yapımına olanak verdiğiinden küçük ısıtma tesislerinde kullanılması avantajlıdır. Fakat daha az karalıdır.

Karbondioksit ise, yüksek yoğuşma basıncı ve düşük kritik basıncı nedeniyle ısı pompaları için kullanımı imkansızlaştırmaktadır.

Freon soğutucu akışkanlar ise kararlılıkları nedeniyle yaygın bir kullanılma alanına sahiptirler. Çok çeşitli olmalarına rağmen, bugün için 13 çeşidi pratikte kullanılmaya elverişlidir. Freon soğutucu akışkanlar ısı pompalarının sıcaklık ortalamalarını devamlı değiştirmelerine rağmen yüksek verimle cevap verirler. Yoğuşmamış gaz kalması pek az görülür.

Freon soğutucu akışkanlar en az zehirleyici akışkanlardır. Buharları parlayıcı değildir, Ancak büyük güçlkle yanarlar.

Freon 13-haricinde hepsinin kritik sıcaklığı ısı pompaları için çok elverişlidir. Bu nedenle ısı pompaları için en avantajlı ve tavsiye edilecek akışkanlar grubunu oluştururlar.

0° C 'deki emme basınçlarının atmosfer basıncından düşük olması, kaynama noktası sıcaklıklarının oldukça yüksek olması nedenleri ile F11, F13, F21 ve F113 akışkanları ısı için tercih edilmemektedir. Sistemdeki alçak basıncı önlemek için buharlaşma sıcaklığının altındaki sıcaklıklardan kaçınılmalıdır. Bu yüzden günümüzde ' ısı pompoalarında tercih edilen soğutucu akışkanlar F12, F22, F502 ve F114 'dür. Bunlarla, -30° C ile +20° C buharlaşma

sıcaklıkları ve 40° C ile 120° C yoğuşma sıcaklıklarından yararlanmak mümkündür. (Reay, 1977)

4.4. Isı Pompası İçin Soğutucu Akışkan Seçimi

4.4.1. Freon 12

Yüksek ısıtma tesir katsayıları sağlamasına rağmen hacimsel ısıtma gücü Freon 22'ninkinden üçte bir oranda düşüktür. Buna karşılık alçak sıkıştırma sonu sıcaklıkları için uygundur. Bu nedenle F12, tesisat ölçüleri kritik değilse veya yoğuşma sıcaklığının 55°C değerlerine erişmesi gerekiyorsa daima kullanılır.

4.4.2. Freon 22

Isı pompalarında daha fazla tercih edilen bir akışkandır. Yüksek hacimsel ısıtma gücü sayesinde tesisatta daha küçük boyutlar ve daha az akışkan miktarı kullanmak mümkündür. Sıkıştırma sonu sıcaklıklarının R12'ye göre daha yüksek olduğu göz önünde tutulmalıdır. Yoğuşma basıncında yüksek oluşu sebebiyle tesisatın mukavemeti açısından bir külfet getirmektedir.

4.4.3. Freon 114

Alçak basınç akışkanı olarak yüksek yoğuşma sıcaklıkları için uygundur. Diğer soğutucu akışkanlara göre en yüksek soğutma tesir katsayısına sahip olmasına rağmen en düşük hacimsel ısıtma gücü veren akışkandır. Termik stabilitesi nisbeten yüksektir.

4.4.4. Freon 502

Isıtma tesir katsayısı ve hacimsel ısıtma gücü bakımından R-22'ye yakındır. Bu nedenle sadece R-22'ye nazaran daha düşük sıkıştırma sonu sıcaklıklarında kalmak gerektiğinde ki bu tesisatın

Ömrünü arttırır.Yoğuşma basıncı R-22'den de fazla olduğundan gaz kaçakları artabilir; bunun için yüksek mukavemetli tesisat yapılmalıdır.

Sonuç olarak, bu özelliklere göre ısı pompalarında en çok tercih edilen ve kullanılan soğutucu akışkanlar R12 ve R22 olmaktadır. (Refah, 1983)

4.5.Yağlama Yağları

Yoğuşan buhar ile çalışan sıkıştırmalı sistemlerde, hareket eden parçaların bir-birleriyle temas ettiği yüzeylerindeki sürtünmeyi minimum seviyeye indirmek üzere yağlama yapılması gereklidir. İyi bir yağlama yapılmaması halinde, hem sürtünen yüzeylerde hızlı bir aşınma, hemde mekanik kayıpların artmasıyla aşırı ısınma ve güç israfı meydana gelecektir.Yağlama yapılan yüzeyler genellikle soğutucu akışkanla temas etme durumundadır ve yağ ile soğutucu akışkanın karışması, birbirlerinin kimyasal ve görmeleri gereken işlem yönlerinden etkilenmeleri söz konusudur.Örneğin yağlama yağının evaporatör iç yüzeylerine sıvaşarak ısı transferini azaltması,soğutucu akışkanın yağlama yağını yataklardan yıkayıp atması,basınç ve yüksek sıcaklık altında yağ ile soğutucu akışkanın kimyasal reaksiyonlara girerek asit ve diğer zararlı maddeler meydana getirmesi gibi olaylara rastlamak mümkündür.

Isı pompası ve soğutma kompresörlerinde kullanılan yağlama yağlarında beklenen özellikler şunlardır;

1-Yağ, sıkıştırılan soğutucu akışkanın basınç tarafından emme tarafına sızmasını önlemelidir.

2-Soğutucu olarak yardımcı olmalıdır.Yataklardaki ısıyı almalı ve karterde biriken ısının dış cidarlara ve dolayısıyla çevreye iletilmesini sağlamalıdır.

3-Kompresör içinde hareket eden parçaların oluşturduğu gürültüyü kismende olsa yutmalıdır.

4-Hermetik ve yarı hermetik kompresörlerde, motor sargıları yağ ile temas edeceğinden, yağın elektrik geçirgenliği çok düşük olmalıdır.

5- Ne kadar önlem alınırsa alınsın, yağlama yağının bir kısmı kondenser ve evaporatöre taşınır.Önemli olan, yağın borularda toplanıp kalmaması, süratle tekrar kompresör karterine geri dönmesidir.Bunu sağlamak için yağlama yağı düşük sıcaklık seviyelerinde de yeterince akıcı olmalıdır.

6-Yağ içinde tortu, reçine gibi yabancı maddeler bulunmamalıdır.Bunlar, kapiler boru veya genişleme valfi yuvasını tıkayıp soğutucu akışkan geçişini engeller,evaporatör iç yüzeyine sığışıp ısı transferini azaltır

7- Bilhassa hermetik tip kompresörlere yağlama yağı bir defa konulur ve kompresörün ömrü boyunca yenilenmeden kullanılması istenir.

8-Yağlama yağının temasta bulunduğu; soğutucu akışkan, metal yüzeyler, motor sargılarının emayesi, izolesi ile kimyasal reaksiyonlara girip bozulmaması, bu maddeleri bozmaması ve kimyasal yönden stabil olması gerekir.

Bütün bu özellikleri birarada yerine getiren yağlama yağı mevcut değildir.Uygulamanın durumuna göre bazı özellikler diğerine tercih edilir veya feda edilir. Örneğin, vizkositesi yüksek bir yağ komresörde gaz basıncını muhafazada iyi sonuç veririrken sistemde komresöre dönüş zorluğu ve gerekse evaporatör ısı transferini azaltıcı(iç yüzeye sığışarak) yönlerden istenmeyen durumlar ortaya çıkarır.Bu tür bir yağın sürtünmeyi azaltıcı etkisi de daha azdır.

4.6. Malzeme Seçimi

4.6.1. Metaller

Kompresör ısı değiştiricisi ve boru bağlantıları için hemen hemen tüm metalik malzemeler kullanılabilir. Saf şekilde Çinko, Kalay ve Alüminyum sahta %2 'den daha fazla Magnezyum miktarı istisna

olarak bulunmalıdır. Alkali veya Fluorhidrokarbon, doğal alkali metaller asla kullanılmazlar.

Depo malzemesi olarak bugün Makina Mühendisliğinde alışıl gelmiş alaşımlar kullanılabilir. Alüminyumlu alaşımlardan silumin oldukça iyi sonuç vermiştir.

4.6.2. Plastik maddeler

Yapay maddeler herşeyden önce yarı hermetik veya hermetik kompresörlerde kullanılır. Genelde soğutucu akışkanın tesiri altında Steinle göre, kütleli olarak %1 'den daha az bir öz gösteren böyle malzemeler kullanılabilir. Fluorhidrokarbon etkisi altında yapay maddeler ölçülerini pratik olarak sadece çok az değiştirdikleri için, şişme durumu hemen hemen hiç bir rol oynamamaktadır.

4.6.3. Elastik malzemeler

Uygun elastik conta malzemesinin seçimi için mantıklı bir şişme durumu ilk koşuldur. Bugün genel olarak çevirim akışkanı ve yağlama maddesinin etkisi altında %6' dan daha az lineer uzunluk değişimi gösteren böyle elastik malzemeler kullanılabilir. Bu arada az bir şişme istenmektedir.

4.6.4. Conta malzemesi

Yapı elemanlarının kendi aralarındaki statik contası için yapay reçine ile yapıştırılmış asbest özünde düz contalar çok iyi netice vermektedir. Böyle contalar piyasada çok sayıda farklı kalitede imal edilmiştir. Kullanılan malzemelerin soğutucu akışkana karşı dayanıklı olmalarına önemle dikkat edilmelidir. Uygun veriler imalatçı firma tarafından sağlanmalıdır.

5. ISI POMPASI ELEMANLARI

5.1 Kompresörler

Kompresörler evaporatörde bulunan alçak basınç ve buhar halindeki soğutucu akışkanı emerek daha yüksek basınçta olan kondenser kısmına gönderen iş makineleridir.

Kompresörler başlıca dört ana gruba ayrılırlar:

- 1- Pistonlu kompresörler
- 2- Rotatif(dönel) kompresörler
- 3- Turbo(santrifuj) kompresörler
- 4- Hermetik kompresörler

Kompresörler genellikle elektrik motorlarıyla tahrik edilirler. Tahrik doğrudan doğruya veya gücün büyüklüğüne göre bir yada daha fazla V kayışlı kayış kasnak mekanizması ile olmaktadır.

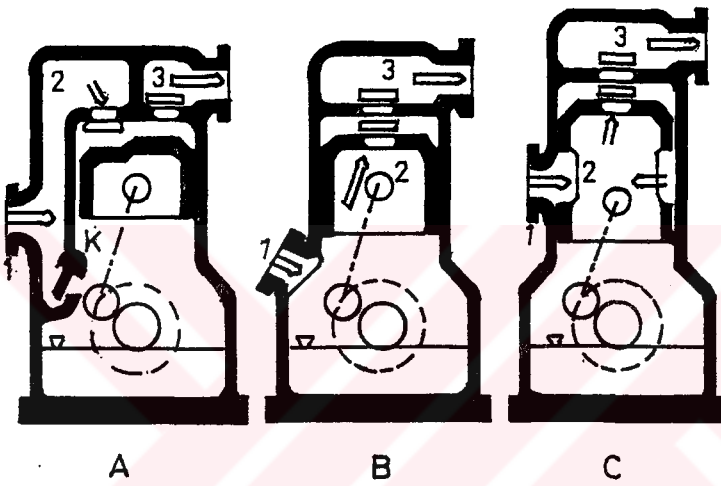
5.1.1. Pistonlu kompresörler

Bir silindir içersinde gidip gelme hareketiyle bir pistonla sıkıştırma işlemini yapan bu tip kompresörlerde tahrik motorunun dönme hareketi bir krank-biyel sistemi ile doğrusal harekete çevirir. Silindir durumuna göre yatay veya düşey olurlar. Yatık tipler çok yer işgal ettikleri, montajı pahalı ve yağlaması zor olduğu için tercih edilmezler. Ayrıca bunların devir sayıları da düşüktür. Düşey tip kompresörler yatık olanlara nazaran daha kullanışlıdır , daha az yer kaplarlar ve daha hafiftirler.

Pistonlu kompresörlerin uygulama şartları, birim soğutucu akışkan soğutma kapasitesine isabet eden silindir hacmi gereksinimi az olan fakat emme ve basma basınç farkı oldukça fazla olan soğutucu akışkanlar için uygun düşmektedir. Amonyak, F12, F22 ve F502 bu soğutucu akışkanların en başta gelenleridir.

Basma ve emme kısımlarındaki basınç oranı 5 ' in üstünde olduğu zaman kademeli pistonlu kompresörler yapılmaktadır. Bu kompresörler

kademeli pistonlu veya çok silindirli olabilir. Silindirler sıralı olabileceği gibi V veya yıldız şeklinde yerleştirilebilirler ve motorlardakine benzeyen biyel mekanizması kullanılır. Biyeler küçük kompresörlerde dövme çelik, büyük kompresörlerde ise dökme demirden yapılırlar.



Şekil 5.1. Çeşitli Kompresör tipleri.

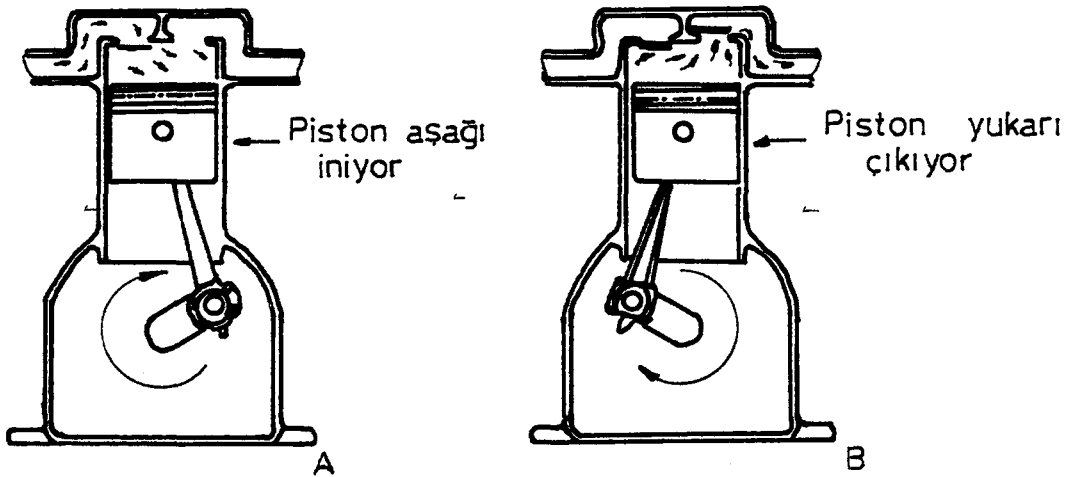
Dikkat edilirse A tipinde emme sübabından emilen buhar halindeki soğutucu akışkan silindir içersinde bir dönme yapmakta ve tekrar basma sübabından basınçla çıkmaktadır. Halbuki B ve C tiplerinde ise silindir içinde bir yönde akmaktadır. Bu sebeple pistonlu kompresörleri soğutucu akışkanın hareketine göre;

- 1- Doğru akımlı
- 2- Dönüştü akımlı

olmak üzere sınıflandırmak mümkündür. Dönüştürme akım olan kompresörlerde, buhar ile silindir yüzeyleri arasındaki ısı geçişi sebebiyle yüzey kayıpları aleyhte bir faktördür. Şekil 5.1 de A tipi dönüştürme, B ve C tipleri ise doğru akımlı kompresörleri göstermektedir.

B tipinde yağ soğutucu akışkan ile birlikte kompresörden çıkar ve yağ ayırıcı iyi değilse bütün devreyi dolaşır. A tipinde her iki sübap da silindirin üst kısmındaki sübap blokuna konulmuştur, emiş kısmındaki K borusu yoluyla yağ alt kısma akar. Bu tip genellikle yağ ile çabuk karışarak sürükleyen soğutucu akışkan kullanan tesislerde tercih edilir.

Sübaplar genellikle krom -nikelli çelikten ve yuvaları ise normal basınçlar için kır dökme demir, yüksek basınçlar için su verilmiş çelikten yapılır. Sübaplardaki hızlar soğutucu akışkanın cinsine göre belirli değerlerin üstüne çıkmamalıdır. Mesela amonyak kullanılan tesislerde emme sübapındaki hız 20 m/sn, basma sübapındaki hız ise 25m/sn'den yüksek olmamalıdır. Freon için emmede 12-27m/sn'lik, basmada ise 12-20 m/sn'lik hızlar uygundur. Şekil 5.2 de pistonlu kompresörlerin çalışma çevrimi görülmektedir.



Şekil 5.2. Pistonlu kompresörlerin çalışma çevrimi

Şekil 5.2'in A kısmında görüldüğü gibi piston silindir içinde aşağıya doğru inerken silindirin içersindeki basıncı emme hattındaki basıncın altına düşürür. Bu basınç farkı emme sübabını açar ve soğutucu akışkan silindire girer. Bu arada basma hattındaki basınç silindir içersindeki basınçtan büyük olduğu için basma sübabını kapalı tutar.

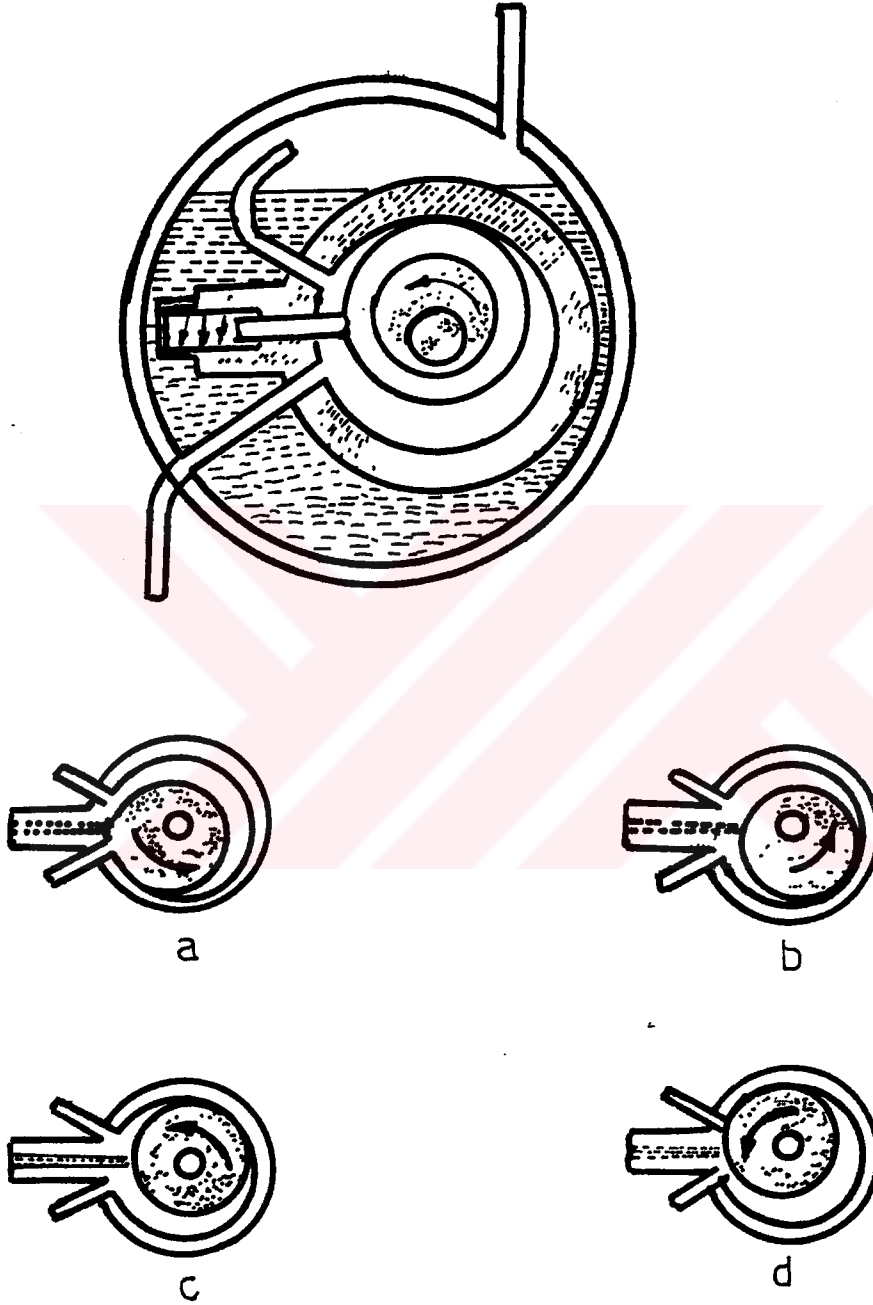
B kısımdan görüleceği üzere piston yukarıya doğru çıkarken sıkıştırma işlemini gerçekleştirir. Bu sırada silindir içindeki soğutucu akışkan buharının basıncı büyük ölçüde artar. Silindir içindeki yüksek basınç bu kez emme sübabını kapalı tutar. Silindir içersindeki basınç basma hattındaki basıncı aştığı zaman basma sübabı açılır ve yüksek basınçlı soğutucu akışkan buharı basma hattına girer. Basma hattında soğutucu akışkan buharını kondensere iletir. Böylece kompresör çevrimdeki görevini yapmış olur.

5.1.2. Rotatif (Dönel) kompresörler

Rotatif kompresörler, pistonlu kompresörlerin gidip gelme hareketi yerine sıkıştırma işlemini yaparken dönel hareketi kullanırlar. Bu dönel hareketten yararlanma şekline göre dişli, tek veya çok paletli kompresörler söz konusudur. Rotatif kompresörlerde krank mili bulunmaz ve yüksek devir sayılarında kullanılabilirler. Sezgisiz çalışmalarına ve az yer işgal etmelerine rağmen imalattaki hassas işçilik ve yağlama zorluğu ile yüksek basınçlardaki kaçaklar aleyhte faktörlerdir.

Daha ziyade küçük kapasiteli ve tam kapalı tip motor-kompresör dizaynına uygulanan tek paletli dönel kompresörlerde palet dış gövdeye yerleştirilmiştir ve dönel harekete katılmaz, sadece dönel rotorun eksantrik hareketini takip ederek doğrusal hareket yapar.

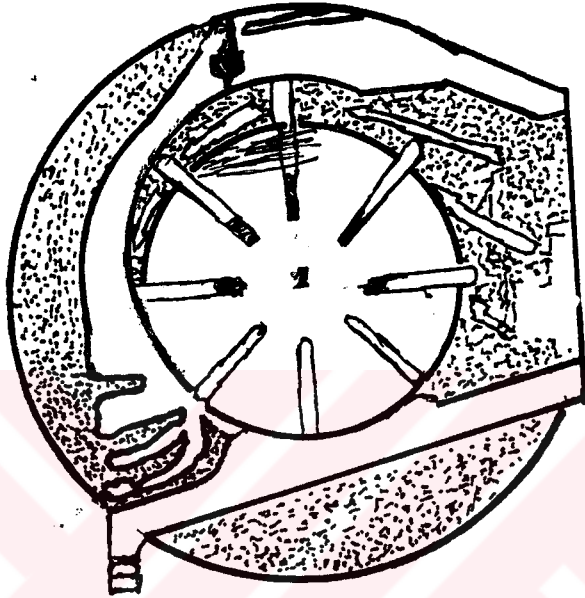
Şekil 5.3. de tek paletli bir kompresör ve çalışma prensibi görülmektedir.



Şekil 5.3 Tek paletli rotatif kompresör ve çalışma prensibi

Çok paletli dönel kompresörler büyük kapasiteli kompresörlerdir. Bu dizayn şeklinde paletler de rotorla birlikte dönel harekete katılırlar.

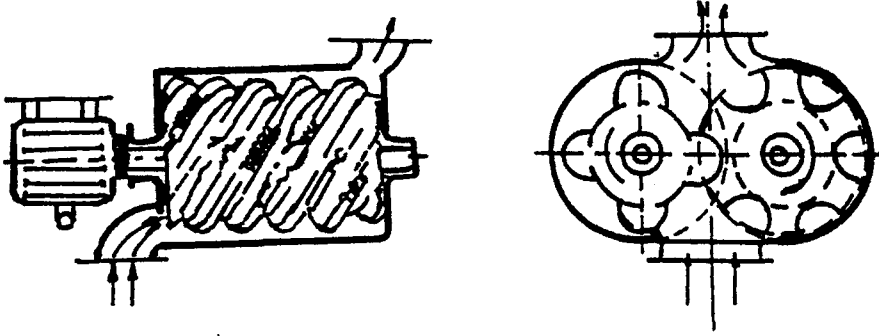
Şekil 5.4. da çok paletli dönel kompresör görülmektedir.



Şekil 5.4. Çok paletli dönel kompresör.

5.1.3. Dişli (Vida tipi) kompresörler

Dişli (Vida tipi) kompresörler F12, F22, F502 ve amonyak gibi çok kullanılan yüksek yoğunluklu soğutucu akışkanlara uygulanabilirler. Düzgün (kesintisiz) soğutucu akışkan gaz akışı sağlamaları, emme ve basma subablarının bulunmaması (arıza kaynağının ve basınç kayıplarının ortadan kalkması), ve diğer tip kompresörlerden daha hafif ve küçük boyutta olmaları dişli kompresörlerin avantajlarını oluşturur. Şekil 5.5. de vida tipi kompresör görülmektedir.



ŞEKİL 5.5. Dişli (Vida tipi) kompresör

5.1.4. Türbo (Santrifüj) kompresörler

Türbo kompresörlerin, pistonlu, dönel paletli veya vida tipi kompresörlerden farkı pozitif sıkıştırma işlemi yerine santrifüj kuvvetlerden faydalanarak sıkıştırma işlemini yapmasıdır. Krank milleriyle sübapları bulunmayıp 3000d/d'nin üzerindeki yüksek hızlarda çalışırlar.

Türbo kompresörlerde emme tarafı ile basma tarafı arasındaki basınç farkını sağlamak için önce emilen soğutucu akışkan buharına bir hız (kinetik enerji) verilir ve sonra bu hız basınca (potansiyel enerji) dönüştürülür. Bu dönüştürme işlemi sırasında kayıplar olur ve basma tarafı basıncı yükseldikçe bunlar dahada artar. Bu nedenle, türbo kompresörlerde basma basıncının (yoğuşma basıncının) mümkün olduğu eniştten az bir farkla oluşması istenir. Bu yüzden yoğuşma basıncı düşük olan soğutucu akışkanlar (F11 ve F113 gibi) türbo kompresörler için uygun olmaktadır. Ayrıca büyük molökül ağırlığı olan F11, F21, ve F114 gibi soğutucu akışkanlar da türbo kompresörler için uygundur.

5.1.5. Hermetik kompresörler

Hermetik kompresörler soğutucu akışkan olarak freon serisi soğutucu akışkanları kullanırlar.Devir sayıları 3000d/d'ya kadar yükselmiş olup uzun ömürlüdürler.Hermetik kompresörleri;

1-Tam hermetik kompresörler

2-Yarı hermetik kompresörler

olmak üzere iki gruba ayırmak mümkündür.

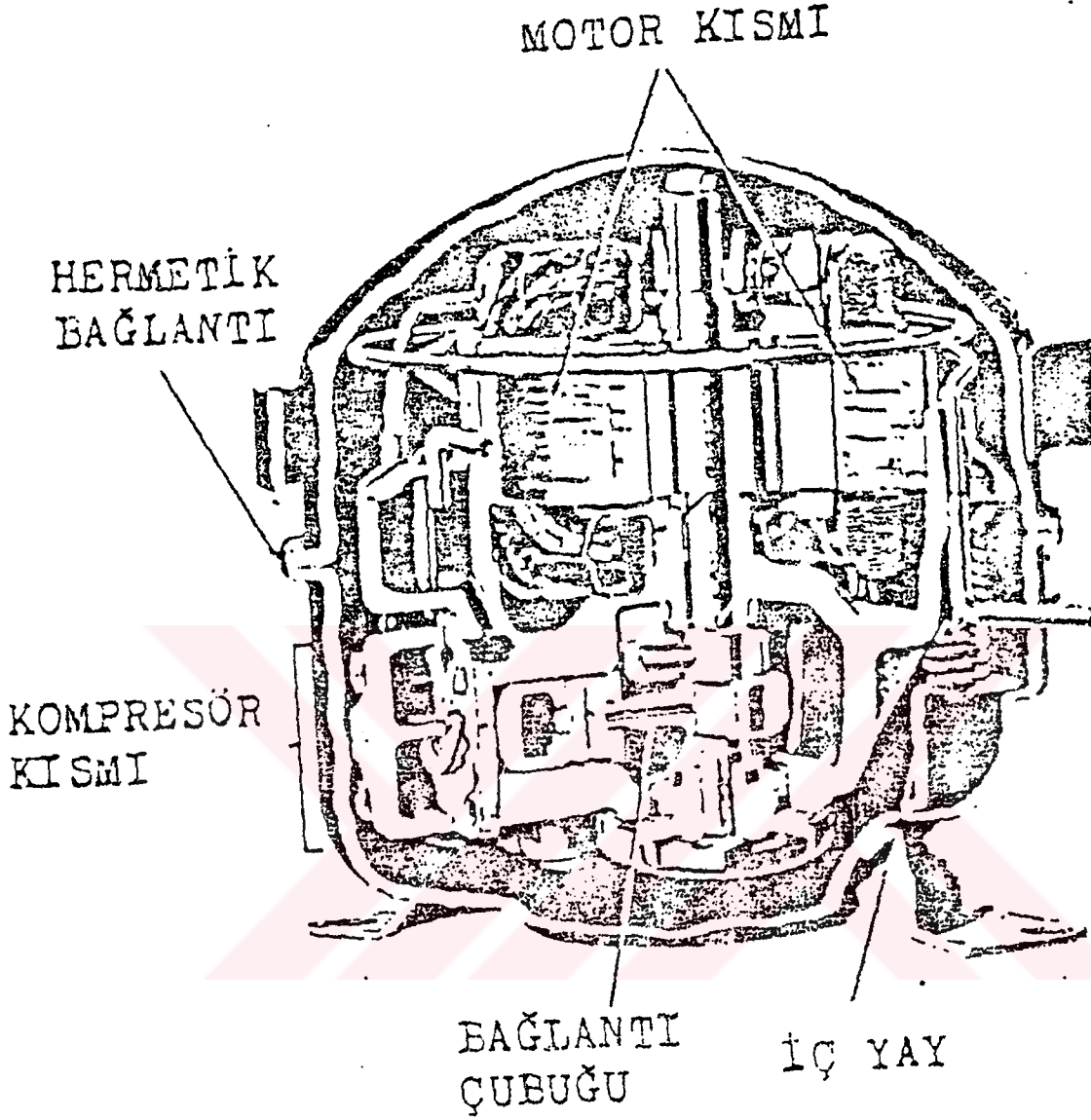
5.1.5.1. Tam hermetik kompresörler

Tam hermetik kompresörlerde silindir, biyel, tahrik için kullanılan elektrik motoru ile yağ kısmı tamamen kapalıdır ve sızdırmazlığı tam olan çelik kap içersinde bulunurlar.Kayışkasnak mekanizması yoktur ve elektrik motorunun sargısı silikonlak ile özel olarak yalıtılmıştır.

Sızdırmaz kabın dip tarafında bulunan yağ hem yağlama hem de motoru soğut ma vazifesi görür.Ayrıca evaporatörden emilen soğuk durumdaki soğutucu akışkan buharı motoru soğutur ve silindir içinde sıkıştırıldıktan sonra basma borusuyla kondensere iletilir.

Freon 12 kullanan tam hermetik kompresörlerde 0,52 ile 6,3 m³/h akışkan devreder.Küçük güçlü olanlarda kapiler boru, büyük güçlü olanlarda da genişleme valfi kullanılır.

Tam hermetik kompresörler kapalı kap şeklinde olduğundan dış zorlanmalara karşı mukavimdir, soğutucu akışkan kayıpları az olur, gürültüsüz çalışır ve arıza halinde değiştirilmeleri kolaydır.Şekil 5.6'da Tam hermetik bir kompresörün kesit şekli görülmektedir.



Şekil 5.6. Tam kapalı hermetik kompresör

5.1.5.2. Yarı hermetik kompresörler

Yarı hermetik kompresörlere nazaran daha büyük kapasitelerde tercih edilirler. Yarı hermetik kompresörler şimdiye kadar sanayi soğutma tesislerinde soğutma makinası olarak kullanılmışlardır. Motor ve kompresör aynı bir muhafaza içinde bulunur, ancak tam hermetik

kompresörlerde olduğu gibi sızdırmaz şekilde kaynaklı değildir, blakis sökülen kapağı yardımıyla açılır.

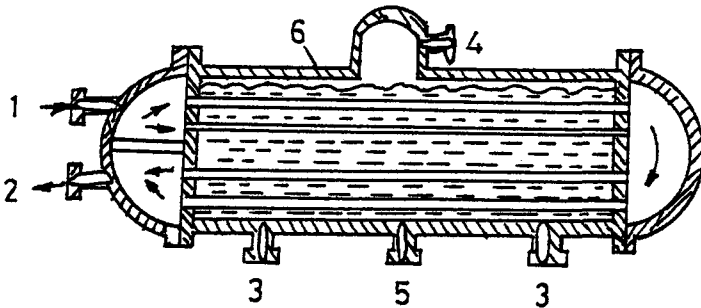
Bu tip kompresörler genellikle 4-40 kw işletme güçleri arasında piyasaya sürülür ki bu bir evin ısıtılmasında gerekli güçlerdir. Tahrik motoru, boyutları küçük tutmak için genellikle iki kutba sahiptir ve yaklaşık 1400 d/d 'lık devir sayısı vardır. Kompresör sıra formda, V şeklinde veya VV şeklinde çok sayıda silindirli veya bir silindirli olarak yapılır.

5.2. Buharlaştırıcılar (Evaporatörler)

Evaporatörler, genişleme valfinde ya da kapılar boruda basıncı düşürülmüş olan soğutucu akışkanın çevreden ısı çekerek buharlaştığı kısımdır. Soğutucu akışkanın cinsine bağlı olarak muhtelif malzemeden yapılırlar. Genellikle bakır veya çelik borular kullanılır. Korozyona karşı bakır boruların dış yüzeyleri kalaylanır, çelik boruların ise galvanizlenir.

5.2.1. Gövde borulu buharlaştırıcılar

Büyük tesislerde turbokompresörlü gövde borulu buharlaştırıcılarda, şekil 5.7'de görüldüğü gibi soğutucu akışkan buharı 4 nolu yerden alınır. Bir buhar deposu üzerinden emilir, böylece buharın hızı düşeceğinden soğutucu akışkan damlacıkları geri düşer. Boru çapı ve sıcaklık farkına göre, toplam ısı geçiş katsayısı 1-1,6 m/s ' lik su hızında yaklaşık olarak 460- 700 W/m²K tutar.

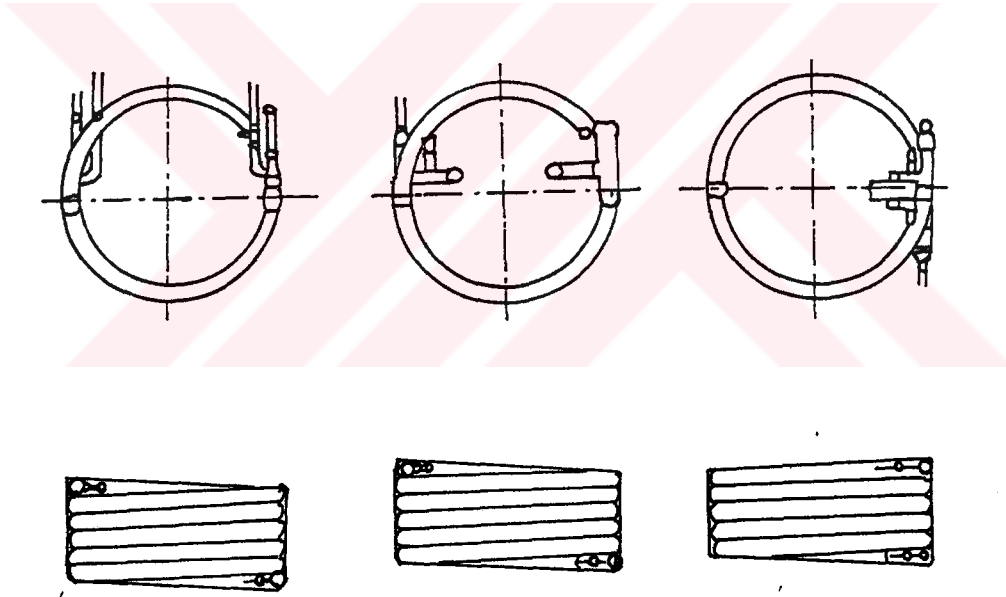


- 1-Isı taşıyıcısı girişi
- 2-Isı taşıyıcısı çıkışı
- 3-Sıvı soğ. akışkan girişi
- 4-Soğ. akışkan buhar çıkışı
- 5-Yağ çıkışı
- 6-Sıvı-soğ. akışkan seviyesi

Şekil 5.7. Gövde Borulu Buharlaştırıcı

5.2.2. Koaksiyal buharlaştırıcı

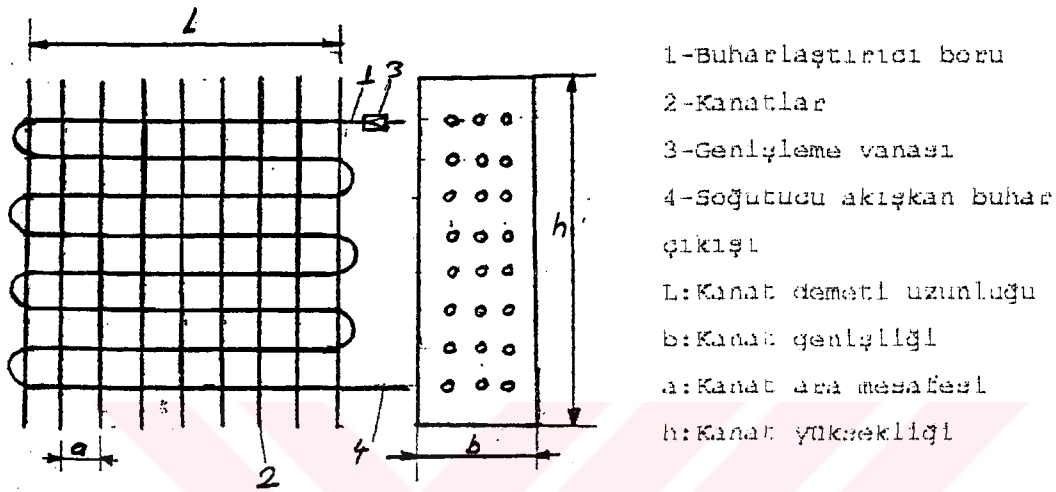
Koaksiyal buharlaştırıcı, i ve diş boru olmak üzere, iki borudan oluşur.Uygun kanatlarla i ve diş boru arasında eşit aralık sağlanır. İ ile diş boru arasındaki hacimde, ısı taşıyıcısı örneğın yeraltı suyu, i boruda buharlaşan çerim akışkanı karşıt akışlı olarak ısı değiştircisine akar. şekil 5.8.'de koaksiyal buharlaştırıcı tipleri görölmektedir.



şekil 5.8. Koaksiyal Buharlaştırıcı

5.2.3. Kanatlı buharlaştırıcı

Kanatlı buharlaştırıcı, gerekli ısının dış havadan çekildiği dışhava ısı pompalarında kullanılır. (Dış hava soğutucu akışkan ısı değiştiricisi) (Özkol, 1992)



şekil 5.9. Kanatlı Buharlaştırıcısı

Kanatlı buharlaştırıcı, üzerinde alüminyum kanatlar takılı bakır borulardan oluşur. Kanatlar sayesinde yüzey önemli ölçüde büyük (şekil 5.9.) de soğuyan hava lameller açısından çapraz gönderilir ve böylece ısı verir.

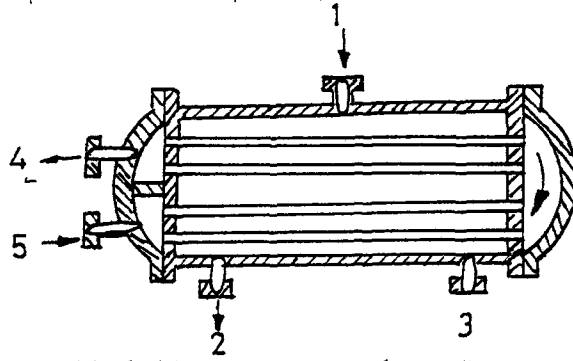
5.3. Yoğulturucular (Kondenserler)

Kondenserler, kompresörlerden kızgın buhar olarak basılan soğutucu akışkanın kızgınlığının alındığı, yoğuştuğu ve aşırı soğutma halinde aşırı soğutulduğu ısı değiştiricileridir.Kondenserlerde evaporatörlerden alınan ısı ile kompresör yoluyla sisteme verilen ısı alınmaktadır.

5.3.1. Gövde borulu yoğulturucu

Ev ısıtmasında kullanılan ısı pompalarında çoğu kez Şekil 5.10.'da gösterilen bu tip yoğuşturucular kullanılır. Kazan içinde yoğuşan soğutucu akışkanın ısı geçişi, borulardan akan suyunkinden önemli ölçüde düşüktür. Bu nedenle çoğunlukla dış kaburgalar ile bakır borular kullanılır. Böylece boru dış yüzeyinin iç yüzeyine oranı 3:1 olur. Bu tür yoğuşturucuda toplam ısı geçiş katsayısı K su hızına göre (0,5-3m/s), 500-1050 W/m²K (500-900 kcal/m²hK) civarındadır.

- 1-Soğutucu akışkan buharı
- 2-Sıvı soğutucu akışkan
- 3-Boşaltma ağızı
- 4-Isıtma suyu gidişi
- 5-Isıtma suyu dönüşü



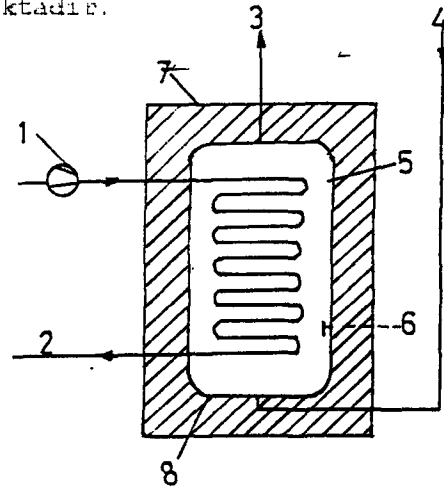
Şekil 5.10. Gövde borulu Yoğuşturucu

5.3.2. Helezon borulu yoğuşturucu

Şekil 5.11'de görülen helezon borulu yoğuşturucuda sıcak suyu ısıtma sisteminin ara deposunda doğrudan doğruya içinde yoğuşan soğutucu akışkan akan helezon şeklinde boru bulunur. Her iki kütle akışı zıt yönlüdür. Suyun düşük akış hızı nedeniyle toplam ısı geçiş katsayısı ancak 230W/m²K (200kcal/m²h°C) tutar.

Isı geçiş katsayısının düşük olması, helezon borulu yoğuşturucunun kullanım alanını azaltmaktadır.

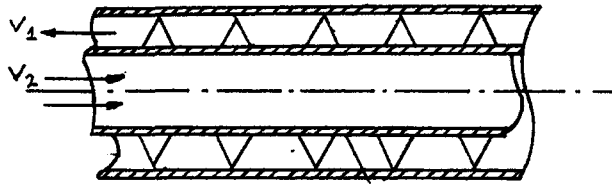
- 1-Kompresör
- 2-Kondenser devresi
- 3-Isıtma devresi gidişi
- 4-Isıtma devresi dönüşü
- 5-Helezon boru
- 6-İç hazne
- 7-Saç muhafaza
- 8-Sıcaklık kontrolü



Şekil 5.11 Helezon borulu yoğuşturucu

5.3.3. İç içe borulu yoğurturucu

Bir yoğurturucunun en az depo etkisi olan biçimi iç içe borulu yoğurturucudur. Bu iç boru ile dış boru arasında sıralanmış soğutma kanatları olan aynı merkezli iç içe sokulmuş iki borudan oluşmaktadır. (Şekil 5.12.) Suyun hızına bağlı olarak toplam ısı geçiş katsayısı $520-820 \text{ W/m}^2\text{K}$ ($450-700 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$) dir.



Şekil 5.12 İç İçe Borulu Yoğurturucu

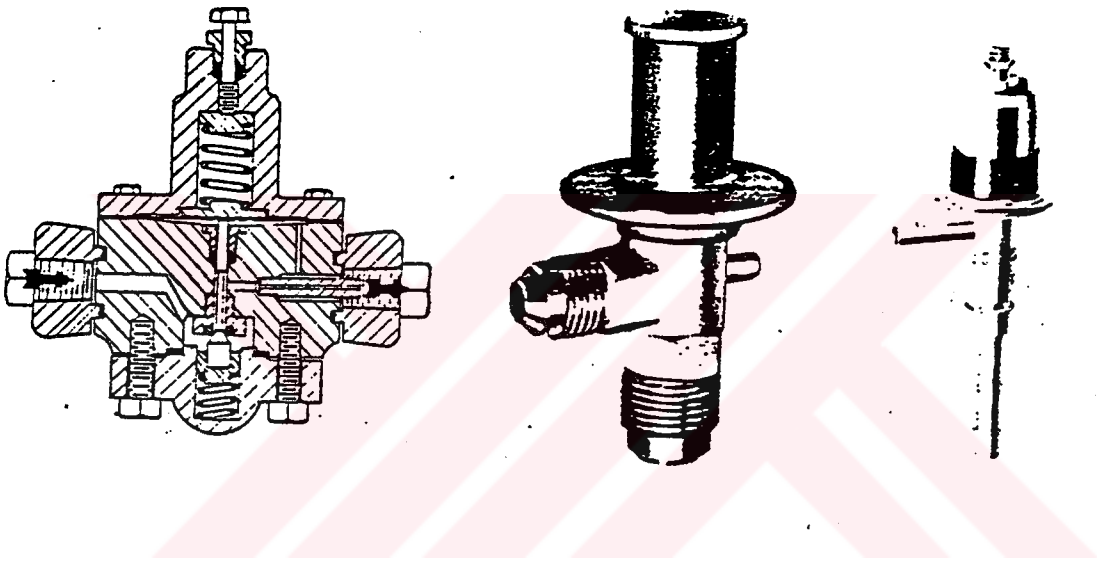
5.4. Basınç Ayarlayıcılar (Genleşme Valfleri - Kapiler Borular)

Genleşme valfleri, soğutucu akışkanın basıncını arzu edilen evaporatör basıncına düşürmeye yarayan elemanlardır. Basınç ayarlayıcı olarak kapiler borulardan faydandırıldığı gibi evaporatör için gerekli soğutucu akışkan miktarını da ayarlayan el ayar valfi, otomatik genleşme valfi, termik genleşme valfi ile alçak ve yüksek basınç şamandıralı tipleri de mevcuttur.

5.4.1. El ayar valfi (Sabit Çıkış Basıncılı Valfler)

Takriben 10 devirde tamamen açılırlar ve en açık olduğu halde kesit alanı valf giriş kesitinin %20-25'i kadardır. Valf ait olduğu evaporatörde gerekli soğutucu akışkan geçecek şekilde ayarlanmalıdır. Elle yapılan çıkış basıncı ayarını devamlı olarak muhafaza eder. Evaporasyon sıcaklığı, böylece basınç kontrolü suretiyle muhafaza edilmeye çalışılır. Evaporatör yüklerinin

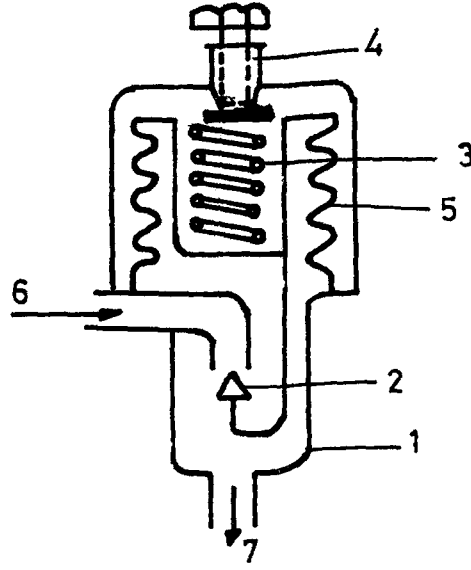
değişimlerine bağlı olarak değişen kızgınlık değerini belirli bir seviyede tutmak veya sıvının emişe yürütmesini önlemek bu tip valflerle mümkün değildir. Bu nedenle bu tür valfler genellikle yük değişimi çok az olan evaporatörler için kullanılır. Ayrıca büyük kapasiteli emiş basınç regülatörlerinin pilot kontrol valfi olarak kullanılabilirler. Şekil 5.13' de el ayar valfi görülmektedir.



Şekil 5.13. El kumandalı ayar valfi

5.4.2. Otomatik genişleme valfi

Otomatik genişleme valfi Şekil 5.14'de şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 5.14. Otomatik genişleme valfi

Otomatik genişleme valfi parçaları: 1 Gövde, 2 İğne, 3 Yay, 4 Ayar vidası, 5 Bükümlü esnek boru, 6 Akışkan girişi, 7 Akışkan çıkışı.

Evaporatördeki basınç değişimi 5 nolu bükümlü esnek boruya (veya bir membran olabilir) tesisi ile valfin 2 nolu iğnesinin oynamasını temin eder. İğnenin açılma miktarı ile esnek boruya temas eden 3 nolu yayın üstündeki 4 nolu ayar vidasının sıkıştırılması ile ayar edilir. Valfin giriş tarafında ayrıca bir filtre bulunur. Otomatik genişleme valfi sadece ayar edilen belirli bir basıncı sabit tuttuğu için avantajlı değildir. Mesela evaporatörden alınan ısının küçük olması halinde buharlaşma sıcaklığı ile basıncı azaldığı için valf açık kalır ve kompresör tarafından yağ buhar emilir. Aksi halde ise kompresör oldukça sıcak çalışır. Bu tip valfler daha ziyade kükürt dioksi metil klorit ve freon 12'li tesislerde kullanılır.

5.4.3. Termik genişleme valfi

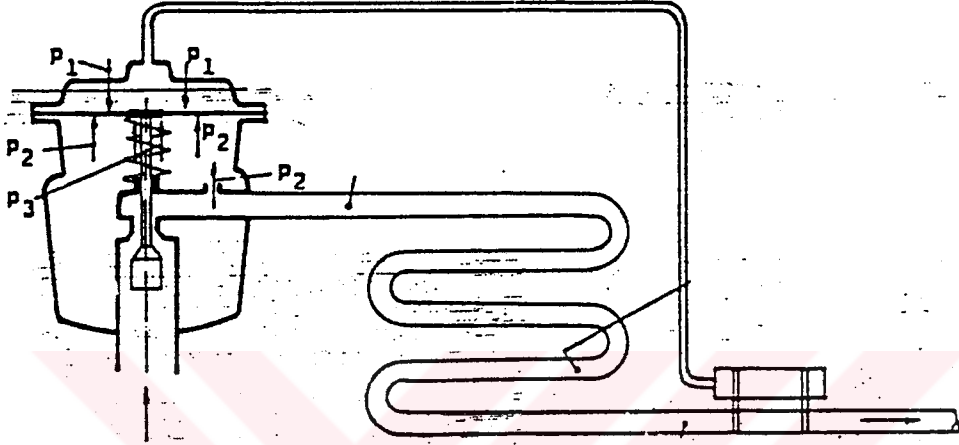
Termik genişleme valfleri evaporatöre sıvı soğutucu akışkan akışını kontrol ve ayar eden, evaporatörde buharlaşan miktar kadar sıvı soğutucu akışkanı hassas ölçüde tekrar evaporatöre sevkeden bir cihazdır. Sıcaklığa karşı hassas olarak uç (kuyruk) evaporatörün sonuna iyice temas edecek şekilde tesbit edilir. Böylece evaporatör ile uç

arasında iyi bir ısı iletkenliği sağlanmış olur. Termik ucun içindeki basınç, ucun, dolayısıyla evaporatörün sıcaklığına bağlıdır. Böylece evaporatöre gönderilecek sıvı soğutucu akışkan miktarı, evaporatörden çıkan soğutucu akışkanın sıcaklığının ölçülmesiyle saptanır. Evaporatör çıkışına tesbit edilen hassas uç bir kapiler boru yardımıyla diyaframın üst tarafına irtibatlandırılmıştır. Kapiler boru içinde genellikle soğutucu akışkan özelliğinde bir sıvı bulunur. Diyafram iğnenin hareketine tesir etmek suretiyle evaporatöre geçen sıvı soğutucu akışkan miktarını kontrol eder. Bu suretle evaporatöre sıvı soğutucu akışkanın ölçülü bir şekilde göndertilmesi ve dolayısıyla kompresöre sıvı soğutucu akışkan gelerek hasar yapmasının önlenmesi sağlanmış olur. Termik genişleme valfi soğutucu akışkanın evaporatörü terk ederken belirli ve emniyetli bir kızgınlık değerini muhafaza etmesini sağlar.

Bir termik genişleme valfinin ayar işlemini yapan mekanizmasını etkileyen üç basınç mevcuttur.

- 1- Hassas uç ve kapiler boru vasıtasıyla diyaframın üst tarafına iletilen p_1 basıncı
- 2- Evaporatördeki basınç p_2
- 3- Kızgınlık yayının eşdeğer basıncı p_3

Termik genişleme valfleri genel olarak iç ve dış dengelemeli olmak üzere iki değişik konstrüksiyona sahiptirler. Şekil 5.15' de iç dengelemeli termik genişleme valfi şematik olarak gösterilmiştir.

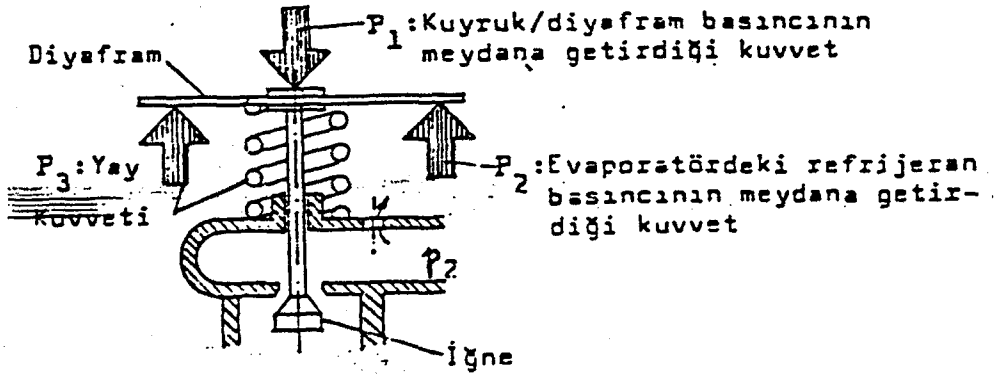


Şekil 5.15 iç dengelemeli termik genişleme valfi (şematik)

Bu tip valflerin çalışması sırasında üç çalışma rejimi ortaya çıkabilir;

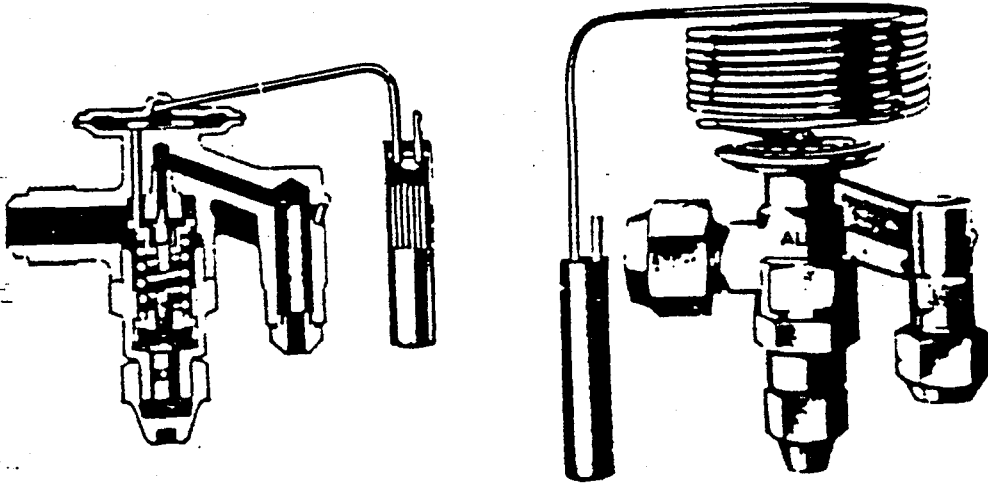
- a-Kuvvetlerin dengede olması
- b-Kızgınlık değerinde artma olması
- c-Kızgınlık değerinde azalma olması

P_1 basıncı evaporatörden çıkan soğutucu akışkanın doymuş buhar basıncı olup bu basınç valf iğnesini açmaya çalışmaktadır. Bu açıcı kuvvete karşı koyacak olan ve diyaframın alt tarafında bulunan, yani valf iğnesini kapatmaya çalışan iki ayrı kuvvet mevcuttur. Bunlar evaporatör basıncı P_2 ile kızgınlık ayar yayının meydana getirdiği P_3 basıncıdır. Şekil 5.16' da bu kuvvetler açık bir şekilde gösterilmiştir.



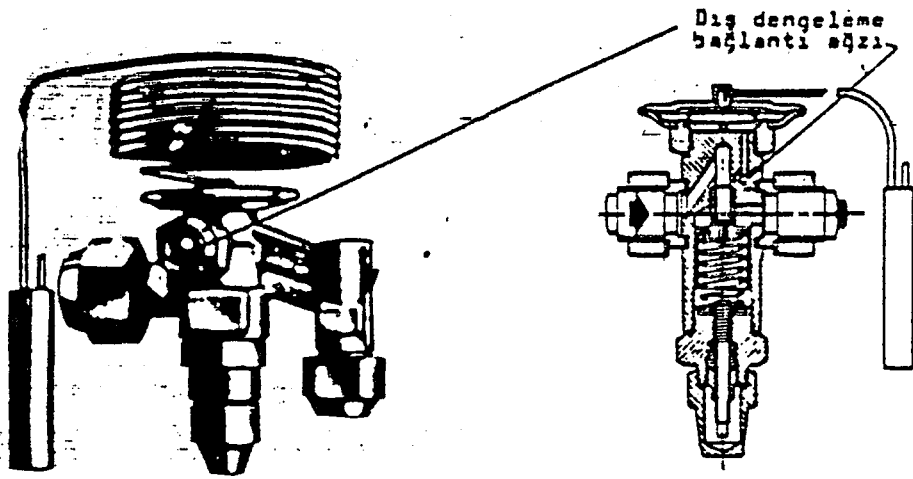
Şekil 5.16. Valf iğnesini etkileyen faktörler

Görüldüğü gibi $P_1 = P_2 + P_3$ olduğunda denge sağlanmıştır. Kızgınlık değerinde artma olması halinde, evaporatör çıkışındaki sıcaklığın yükselmesine bağlı olarak kuyruk sıcaklığı da yükselir ve bunun sonucu olarak diyaframa gelen basınç artar. Bu durumda $P_1 > P_2 + P_3$ olur ve P_1 kuvveti valf iğnesini açar. Kızgınlık değerinde azalma olması durumunda evaporatör sıcaklığının azalmasıyla kuyruk sıcaklığı da düşer ve diyaframın üst tarafına gelen basınç azalır. Bu suretle $P_1 < P_2 + P_3$ olur ve sonuçta valf iğnesi kapanmaya başlar. Şekil 5.17.'de iç dengelemeli termik genleşme valfi görülmektedir.



şekil 5.17 iç dengelemeli termik genişleme valfi

Eğer evaporatör giriş ve çıkış arasındaki basınç farkı çok fazla ise (evaporatör büyük boyutlu ise) dış dengelemeli termik genişleme valfi kullanılır. Bu durumda diyaframın alt kısmı evaporatörün çıkış kısmıyla itibatlandırılır. Böylece diyaframın, hassas ucun bulunduğu kısımdaki doymuş buhar basıncını alması sağlanır. Bu şekilde evaporatör giriş basıncına göre verilen aşırı miktardaki ısıtılma önlenmiş, valfin çok kısık çalışmasının ve evaporatör kapasitesinin düşmesinin önüne geçilmiş olur.



şekil 5.18 Dış dengelemeli termik genişleme valfi

5.4.4.Şamandıralı ayar valfi

Alçak basınçlı ve yüksek basınçlı olmak üzere iki tipi mevcuttur.Şayet şamandıra kondenserden gelen kısımda ise yüksek basınçlıdır,evaporatörde yani alçak basınç kısmında ise alçak basınçlıdır ve evaporatörde sıvı seviye şişesini sabit tutar.

5.4.5. Kapiler borular

Soğutucu akışkanın basıncını evaporatör basıncına düşürmede kapiler (kılcal) borudan yararlanılabilir.Bunlar küçük kapasiteli sistemlerde sıvı haldeki soğutucu akışkanın yüksek basınç tarafından alçak basınç tarafına ölçülü şekilde geçişini kontrol etmede pratik ve ekonomik çözüm sağlar.Kılcal borunun çalışma prensibi, belirli bir basınç farkında kılcal borudan geçen sıvı debisinin buhar debisinden fazla olmasıdır.Normal çalışma durumunda, soğutucu akışkan kılcal borunun ilk bölümlerinde tamamen sıvıdır ve sonraki kısımlarda kısmen buhar fazına geçer. Eğer sistemin debisi herhangi nedenle artarsa kondenser buharın tamamını yoğuşturamaz ve birmiktar buhar kılcal boruya girer.Bu durumda kılcal borunun yukarıda belirtilen özelliğinden dolayı direnç artar, geçiş zorlaşır.Böylece debi azalır ve normal çalışma durumuna gelir. Sistemin debisi azalırsa ve sıvı haldeki soğutucu akışkan kılcalın girişine birikir ve aşırı soğutma miktarı artar.Bu durumda soğutucu akışkan kılcal borunun daha uzun bir kısmında sıvı fazda bulunur.Yine kılcal borunun özelliğinden debi artar ve normal çalışma durumuna geçilir.Kılcal borunun, emiş ve basma tarafı basınçlarını sistem durduktan kısa bir süre sonra dengelemesi özelliği, kompresör kalkışının yüksüz olmasını ve dolayısıyla ve alçak tork karakteristikli elektrik motoru kullanılabilmesini mümkün kılar ve bu ekonomik yönden önemlidir. Kapiler boruların mekanik hareketli kısımlarının bulunmaması arıza yapmalarını bakımından avantajlıdır.Ancak soğutucu akışkan içinde bulunabilecek artıkların kılcal borunun dar kesitini tıkamaması için, kılcal borudan evvel kondenser çıkışına filtre kurutucusu konulur. Kılcal borunun diğer bir avantajı soğutucu akışkanın her iki tarafından geçebilmesidir.Kılcal borular basit ve ucuzluklarına rağmen termik genişleme valfleri kadar geniş bir çalışma aralığına

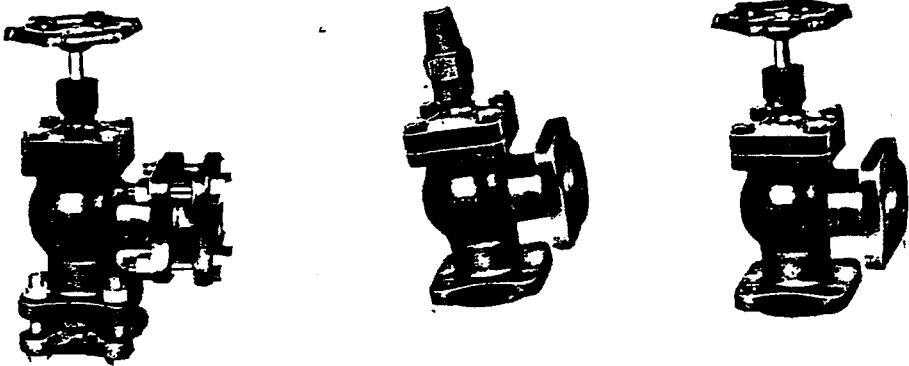
sahip değildir.Kapiler boru seçimi oldukça tecrübe, bilgi ve dikkat gerektiren bir konudur.

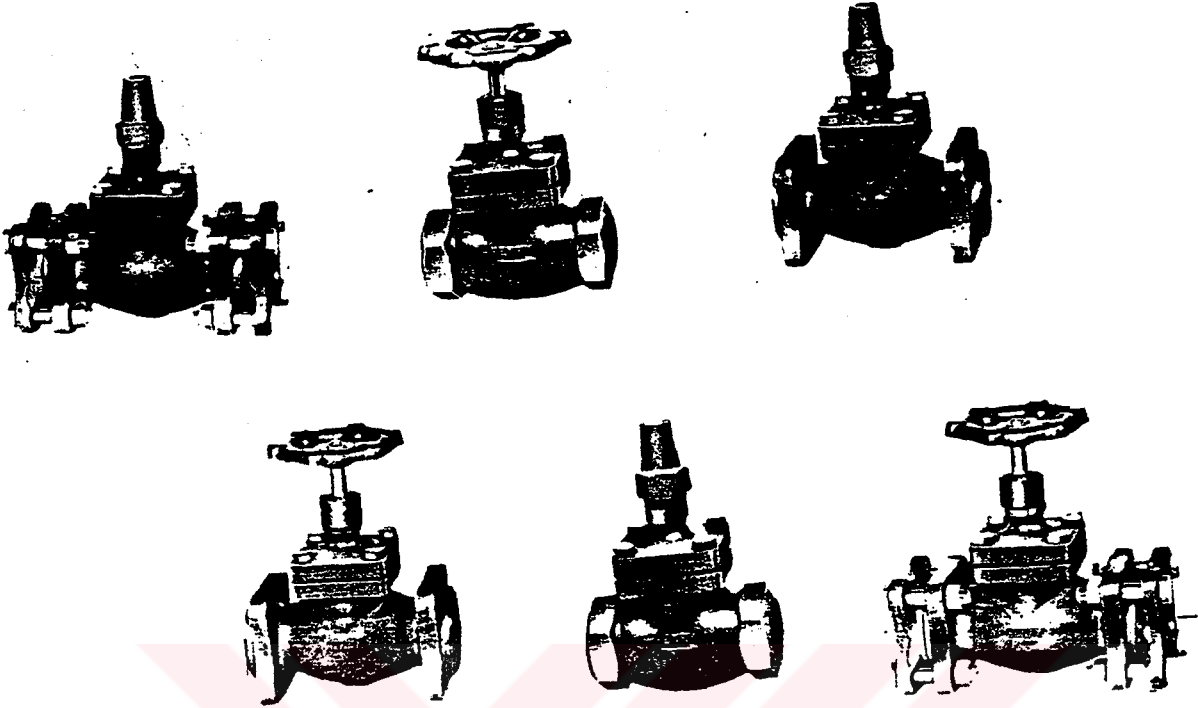
5.5. Kumanda Kontrol Cihazları Ve Diğer Yardımcı Elemanlar

Sistemde sıcaklık, basınç, geçen akışkan miktarı gibi yönlerden istenilen sınırlar arasında işletmeye sokan veya işletmeden çıkaran kumanda kontrol cihazları ile devrenin özellik ve işletme şartlarına göre aşağıdaki eleman ve cihazlar kullanılmaktadır.

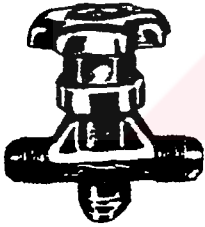
5.5.1. Kapama valfleri

Sistemde gerekli olduğu zamanlar bir kısmın diğer bir kısımdan ayırmak maksadıyla kullanılırlar.Kapama valflerinin sayısı mümkün olduğunca az tutulmalıdır, çünkü bu valfler hem basınç kayıplarını artırırılar hemde akışkan kaçakları için kaynak oluştururlar.Salmastıralı ve salmastırasız valfler diye sınıflandırıldıkları gibi düz veya dirsek tipi; iki veya uç yollu; glop, topa veya iğne tipi ve daha pek çok değişik adlarla anılırlar.Kapama valfleri herhangi bir sıkıntıya meydan vermeyecek tarzda imal edilirler.Şekil 5.19' da kapama valflerine ait bazı örnekler verilmiştir.





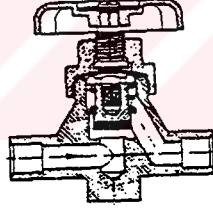
Glob Tipi Valfler



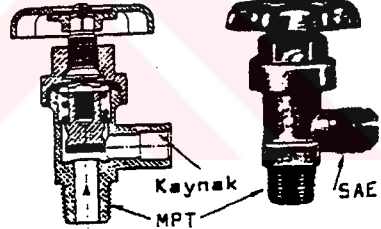
a) 2-Yollu Vidalı Düz
Tip Glob Valf



b) 3-Yollu Vidalı
Glob Valf



c) Kaynaklı Tip
Glob Valf



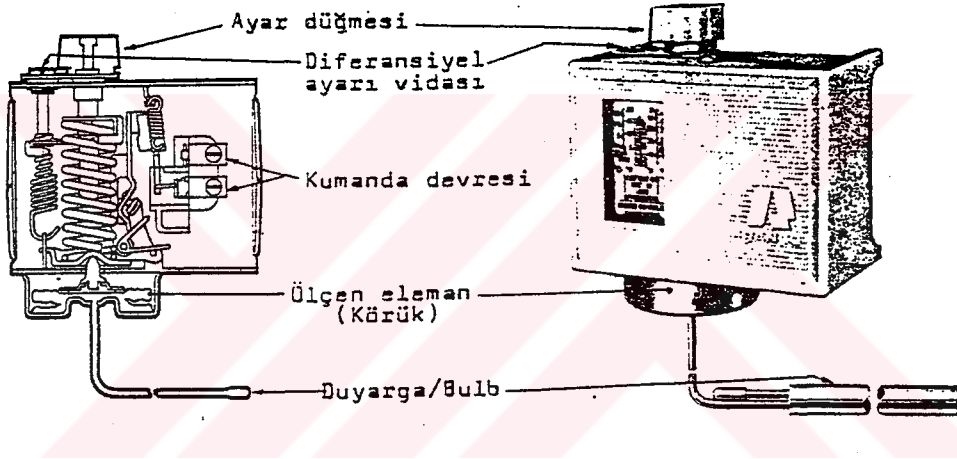
d) DİRsek Tipi Glob Valfler

Şekil 5.19. Kapama valflerine ait bazı örnekler

5.5.2 Termostat

Isıtılan veya soğutulan hacmin sıcaklıklarının belirli değerler arasında kalmasını temin gayesiyle kullanılan kumanda kontrol cihazlarıdır. Termik genişleme valfinde olduğu gibi, termostadın hassas olan ucu (kuyruk) sıcaklığı kontrol edilecek yere tesbit edilir. Ayar edilen sıcaklığa elektrik devresi (kontakt) acılıp

kapanarak kompresörü tahrik eden elektrik motorunu kumanda eder. Şelilde termostadın iç ve dış yapısına ait bir örnek gösterilmiştir.



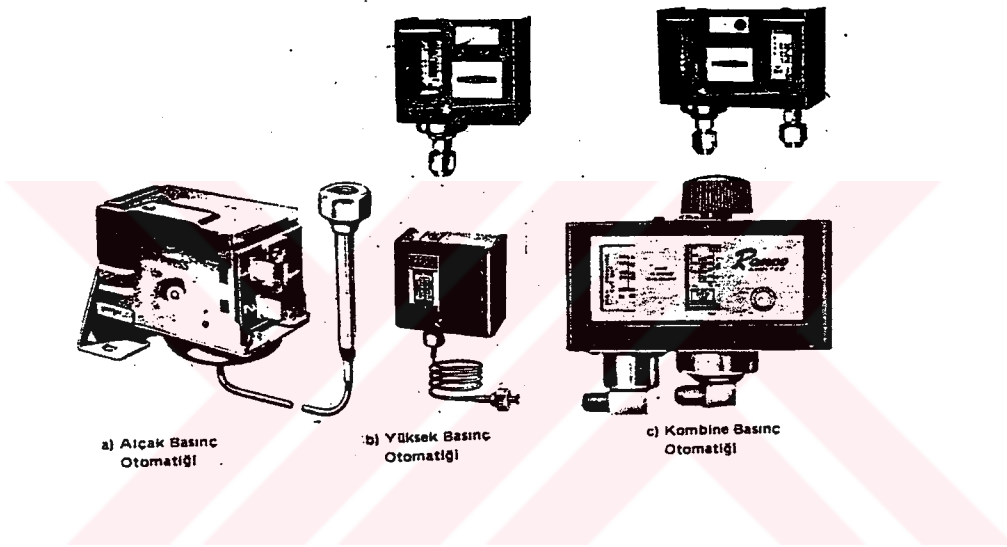
Şekil 5.20. Termostadın iç ve dış yapısına ait örnek

5.5.3. Presostat

Presostatlar, evaporatör basıncına göre devreyi kumanda eden kontrol cihazlardır. Presostatlarda da termostatlarda olduğu gibi bir elektrik ikaz devresi (akımı) söz konusudur.

Presostatları yüksek basınç presostatı ve normal basınç presostatı olarak ikiye ayırmak mümkündür. Normal basınç presostatı

kompresörün emme kısmına monte edilir ve devreyi basınç düşünce açar, basınç yükselince kapatır.Yüksek basınç presostatı ise kompresör ile kondenser arasına konur.Kondenserin basıncı yükselince elektrik devresi acılır (kontak atar) ve kompresör çalışmaz.Uygulamada daha çok alçak basınç presostatı kullanılmaktadır.Aşağıda presostat çeşitlerine örnekler verilmiştir.



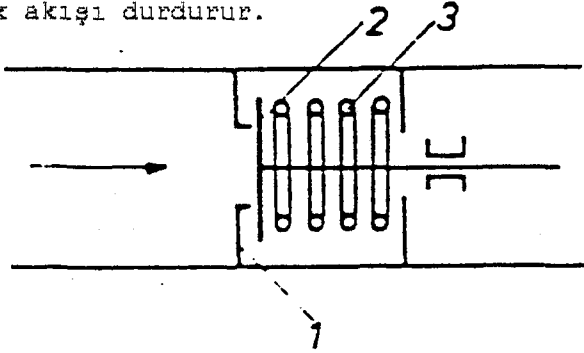
Şekil 5.21. Presostat türleri

5.5.4.Manometre

Basınç ölçen bir cihazdır.Yüksek basınç ve alçak basınç (vakum) manometreleri olmak üzere iki cins manometre vardır.Alçak basınç manometresi atmosfer altı ve üstündeki basınçları (bileşik manometre), yüksek basınç manometresi ise yalnız atmosfer üstü basınçları gösterir.

5.5.5. Çek valf

Şekil 5.22' de görüldüğü gibi boru içinde akan akışkanların tek yönde akmalarını temin ederler. Akışkanın herhangi bir sebeple ters yönde akması halinde 3 nolu yayın ucundaki inolu ventill kesiti kapatarak akışı durdurur.



- 1-Ventil kesiti
2-Ventil
3-Yay

Şekil 5.23 çek valf

6. ISI KAYNAĞI OLARAK TOPRAKTAN YARARLANMA İMKANLARI

6.1. Giriş

Isı pompası işletmeleri için ısı kaynağı toprak, mümkün olan ısı kaynaklarının en az problemlisi olduğundan gelecekteki bilgi ve deneyimler daha küçük ısı çekiş alanlarına yol açarsa, arzu edilebilir neticeler alınabilir.

Isı kaynağı toprağın önemli faydaları aşağıda belirtildiği üzere, dört grupta toplanabilir :

- 1) Kış günlerinde dış havadan önemli ölçüde daha yüksek ısı potansiyeli,
- 2) Doğal ısı deposu olduğu için, enerji temininin sürekli emniyeti,
- 3) Etki katsayısının 3 olmasıdır,
- 4) Dıştan etkilenmeyen kapalı ısı kaynağı çevirimi ve böylece iyi işletme kontrolleri ve daha kolay müşteri hizmeti.

Isı pompasının fiziksel özelliklerinden, azaltılan ısıtma suyu gidiş sıcaklıklarında ve sabit verilen ısı kaynağı sıcaklıklarında ısı pompasının etki katsayısının düzeldiği elde edilmektedir. Isı kaynağı kısmındaki gibi, ısıtma tarafındaki aynı sıcaklık farklarında ısı pompalarının etki katsayılarının bu aynı kalan değişimi buna

rağmen ısı pompasının ısıtma gücü için aynı anlam ifade etmemektedir. Isı kaynağı sıcaklığının 0 °C dereceden 10 °C dereceye, yani 10 °C derece artışı, ısıtma gücünün iyileşmesini yaklaşık %30 etkilerken, sıcaklığın 45 °C dereceden 35 °C dereceye, yani 10 °C derece düşüşü, yaklaşık %10' luk bir ısıtma gücü iyileşmesi sağlamaktadır. Böylece ısı kaynağı sıcaklığının ısı pompasının ısıtma gücüne etkisi sıcak suyun gidiş sıcaklığına göre yaklaşık 3 kere daha büyüktür.

Özet olarak ısı kaynağı toprağının kullanımı bir yanda geniş arazi alanları gerektirmesi ile azaldığı, diğer yandan bir çok gözlenebilen faydalar gösterdiği sonucu ortaya çıkmaktadır.

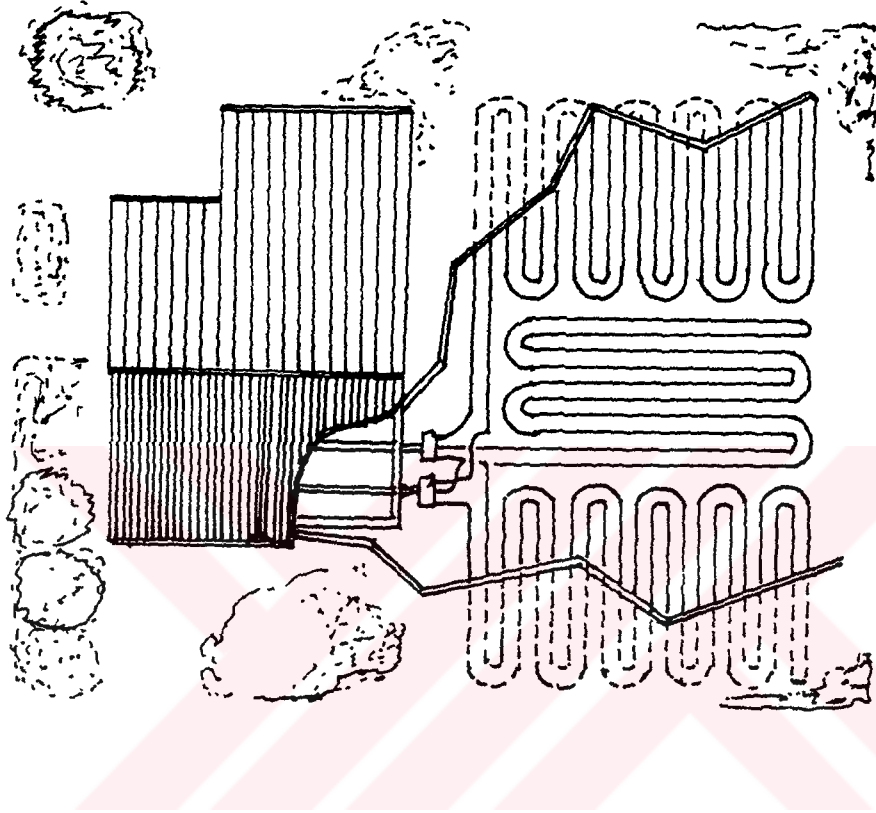
6.2. Toprak Isı Değiştiricisinin Kullanımı

Topraktan ısı çekmede, toprak ısı değiştiricileri kullanılmaktadır. Uygulamada iki türlü toprak ısı değiştiricisine rastlanmaktadır. Bunlar ; ısı değiştiricisi borularının toprağa yerleştirilme şekline göre adlandırılırlar.

6.2.1. Yatay yerleştirilmiş toprak ısı değiştiricisi

Isı çekmek için gerekli olan borular toprağa yatay olarak yerleştirilirler. Boruların yerleştirilme derinliği hakkında uzmanların görüşleri birbirinden pek az bir farkla ayrılmaktadır. Tavsiye edilen derinlikler 1.2-1.8 metre arasındadır.

Toprak ısı değiştiricisi borularının yerleştirilme açıklıkları olarak 0.6-1.2 metre arasında açıklıklar denenmiştir. Ekonomik sebeplerden dolayı bu açıklık 0.5 metrenin altına düşmemelidir. Gerçi daha az bir açıklık daha iyi bir ısı kazancı sağlar, ama ısı değiştirici borularının masrafını yükseltir. Bu yüzden pratikte 1 metrelik açıklıklar tercih edilir. Şekil 6.1 ' de ısı değiştirici borularının yerleştirilmesi örnek olarak gösterilmiştir. (Kirn und Hadenfeldt,1979)



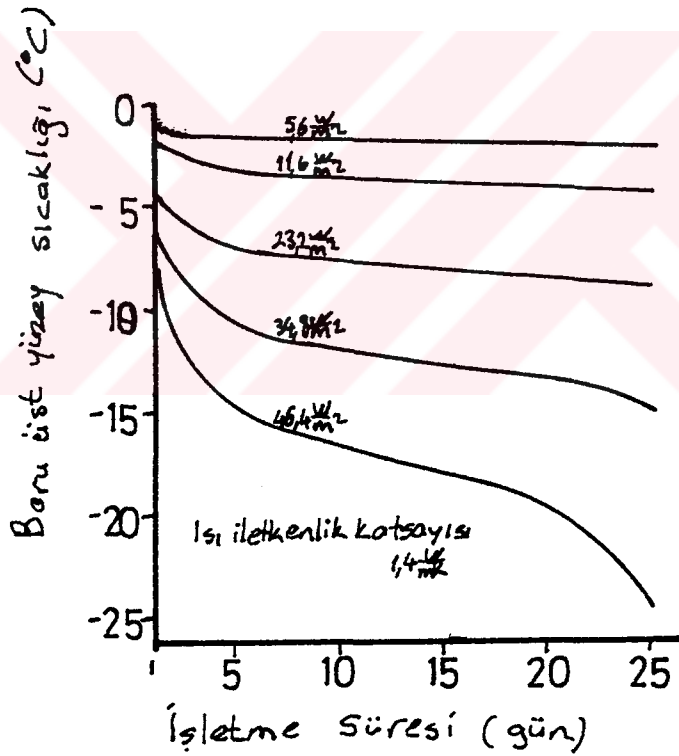
Şekil 6.1 Isı Değiştiricisi Borularının Yerleştirilmesi

Boruların arasında 1 metreklik açıklıklar tercih edildiğinde;

- 1) Tek tek boruların ısı değiştiricisinin en uygun şekil olduğunu,
- 2) Boru serpantininin katışı yöndeki etkinin çok büyük olmadığı sürece kabul edilebilir olduğunu,
- 3) Boruların etrafında buz oluşumunun ısı gücüne hiç bir büyük etkisi olmadığını,
- 4) Borular yakınındaki nemin ısı geçişini %50 'ye kadar iyileştirdiğini göstermiştir. (Frigen Kataloğu)

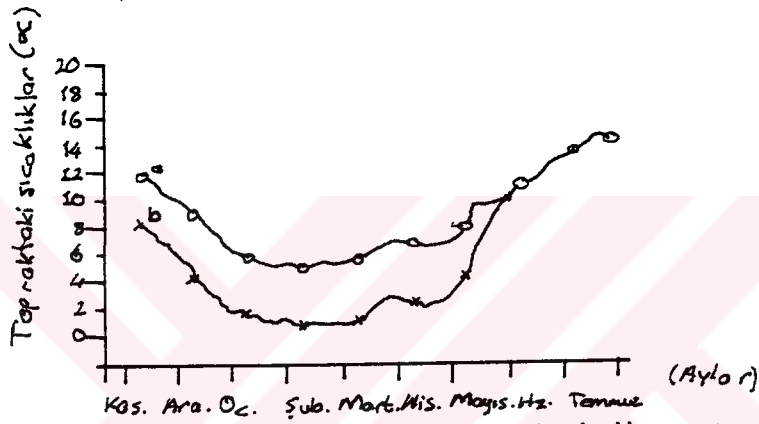
Bugün uygulanmış tesislerde bir çok deneyim değerleri elde edilmiştir. Boru açıklığı, yerleştirme derinliği ve boru uzunlukları, boru serpantininin pratik yüklenebilirliği ($W / m - \text{boru}$) için önemlidir. Boru açıklığı 1 m. olduğu zaman, boru serpantininin yüklenebilirliği $3.8 W/mK$ kabul edilebilir.

Toprak sıcaklığının özgül yüke dayanarak zamansal bağımlılığı şekil 6.2 ' de gösterilmiştir. Burada toprağın ısı iletkenlik katsayısı olarak $k = 1.4 W/mK$ olarak alınmıştır.



Şekil 6.2 Çeşitli Sabit Tutulan Isı Miktarlarında Toprak Isı Değişimlerinin Üst Yüzey Sıcaklığı

Glikon veya dolmaya dayanaklı tuzlu su (salamura) yaklaşık 1-1.8 m. derinliğe yerleştirilmiş borulardan akar. Toprağın altındaki sıcaklıklar bu derinliklerde 4 ile 10 °C arasında değişir. Topraktaki sıcaklıkların tipik yıllık değişimi şekil 6.3 ' de görülmektedir.



- a) Isı çekilmeyen toprak (Yeraltında 1.8 m.)
- b) 25 W/m² lik ısı çekili toprak

Şekil 6.3. Topraktaki Sıcaklıkların Tipik Değişimi

Bir metrekaare yeryüzü alanında bu teknikte ısıtmanın projelendirildiği en soğuk kış gününde yerel durumlara göre, 15 (hafif toprak, yumuşak) ile 30 W/m² (ağır, nemli toprak) ısı çekilir. Topraktan ısı çekilişi üzerine bilimsel araştırmalar 1972, 1973 ve 1974 yıllarında München Teknik Üniversitesi tarafından yapılmıştır. Bu arada topraktan ısı çekilmesi ile ilgili Pflüger firması tarafından hesaplanan değerler pratikteki ölçümlerle tamamen doğrulanmıştır. (Çizelge 6.1.)

Çizelge 6.1 Toprak Türü ve Boru Açıklığına Bağlı Olarak
Maksimum Özgül Isı Gücü

Toprak Türü	Max. Özgül Isı Gücü	Boru Açıklığı
Killi Toprak	10 - 12 W / m ²	1,0 m ² / m
Kuru - Kum	15 - 18 W / m ²	1,0 m ² / m
Kil - Kum Karışımı	18 - 24 W / m ²	0,8 m ² / m
Nemli Kil-Kum Karışımı	20 - 30 W / m ²	0,7 m ² / m

Tüm bu değerler toprağın ısı kapasitesi, ısı iletkenlik katsayısı, su miktarı ve ilgili çevrenin güneş sabitine göre değişmektedir. Böylece ortalama olarak oturulan konuttan 2 -3 kere daha büyük olan bir yeryüzü alanı gerekmektedir. Bu yüzden kullanımı İnşaat sektöründe sınırlandırılmıştır. Bina'nın ısı ihtiyacına, toprak türü ve ısı pompasının işletme şekline bağlı olarak mümkün ısı çekme gücüne göre, toprak - ısı çekme alanının (gayri menkul alan) yer ihtiyacı için söz edilen saha önemli ölçüde değişebilir. Özellikle şehire yakın alanlarda fazla arazi fiyatından dolayı ve inşaat finansiyel bakış açılarından, daha küçük arazilerin yapılmasına karar verilmesi, ısı pompaları için ısı kaynağı olarak yatay toprak ısı değiştiricilerinin kullanımına diğer bir engel olarak gösterilebilir. Ancak son zamanlarda toprak kaynaklı ısı pompasının güneş kolektörü ile kombinasyonu da mümkündür. Bu şekilde topraktan çekilmesi gereken ısının bir kısmı güneşten sağlanmaktadır, böylece toprak alanı azaltılmaktadır.

O halde toprak, kış ortalamasında daha fazla sıcak olan ve ısı değiştiricisinin doğru seçilmesinde hemen hemen hiç bir korozyon veya ısı iletim problemlerine yol açmayan, havaya nazaran daha iyi bir ısı kaynağıdır.

6.2.1.1. Toprak tesisinin işleme şekli

Toprak tesisi işleme şekli bakımından enerjisini toprağın üst seviyesinden sağlayan bir güneş absorberi olarak incelenebilir. Borularda çevreden daha soğuk olan yoğunlaşan havanın neminden önemli

ölçüde beslenir. Böylece güneş absorberi "toprağın" mevcut bulunan üst düzeyi önemli bir belirleme esasıdır.

Bununla ilişkili olarak Aralık ayı sonu ile Mart ayı başı arasındaki bölgedeki toprak borularının donmasına rağmen bitkilenmeye engel olunmadığı kolayca anlaşılabilir. Bitkiler borulara zarar vereceği için toprak tesisleri üzerindeki bitkilenmede hiç bir derin kök salmış bitkilerin toprak tesislerinin üstünde bulunmamasına dikkat edilmelidir.

6.2.1.2. Buz oluşumu

Çok dar boru açıklıkları ve çok yüksek özgül yüklemelerle su buharı ve yağmur suyunu absorberin arka kısmına yaklaşmasını azaltan ve erimeyi güçleştiren "buz bloku" oluşabilir (şekil 6.2).

6.2.1.3. Yapılardaki kenar açıklıkları

Yapılardaki etki ve paslanma zararlarından kaçınmak için, yapıların ve zemin sınırların toprak borularından olan açıklığı minimum 1 m. olmalıdır.

6.2.1.4. Toprak dağıtıcısı

Toprak toplayıcısının gidiş ve dönüş dağıtıcısı mümkün olduğunca binanın dışında bir çukura yerleştirilmelidir. Çünkü akışkanın sıcaklığı 0 °C nin altına kadar düşebilir ve borulardaki buz oluşumuna bağlı olarak hesaplanmalıdır. Bundan ötürü evdeki akışan taşıyan borular mümkün olduğunca kısa olmalıdır. Ev duvarından içeriye geçişler pres ile vidalanmış boru manşonlarıyla yapılmalıdır. Akışkan sıcaklığının 0°C altında olabileceği ve böylece binadaki içeri girişlerin çevresinde donma tehlikesi meydana geleceği hatırlanmalıdır.

Bir borunun zarar görmesi halinde, zarar gören çevirimin iptal edilmesi için, toprak dağıtıcısında her bir çevirimin hem gidiş hem de dönüşünde bir kısma vanasının bulunması tavsiye edilir.

6.2.1.5. Boruların Özellikleri

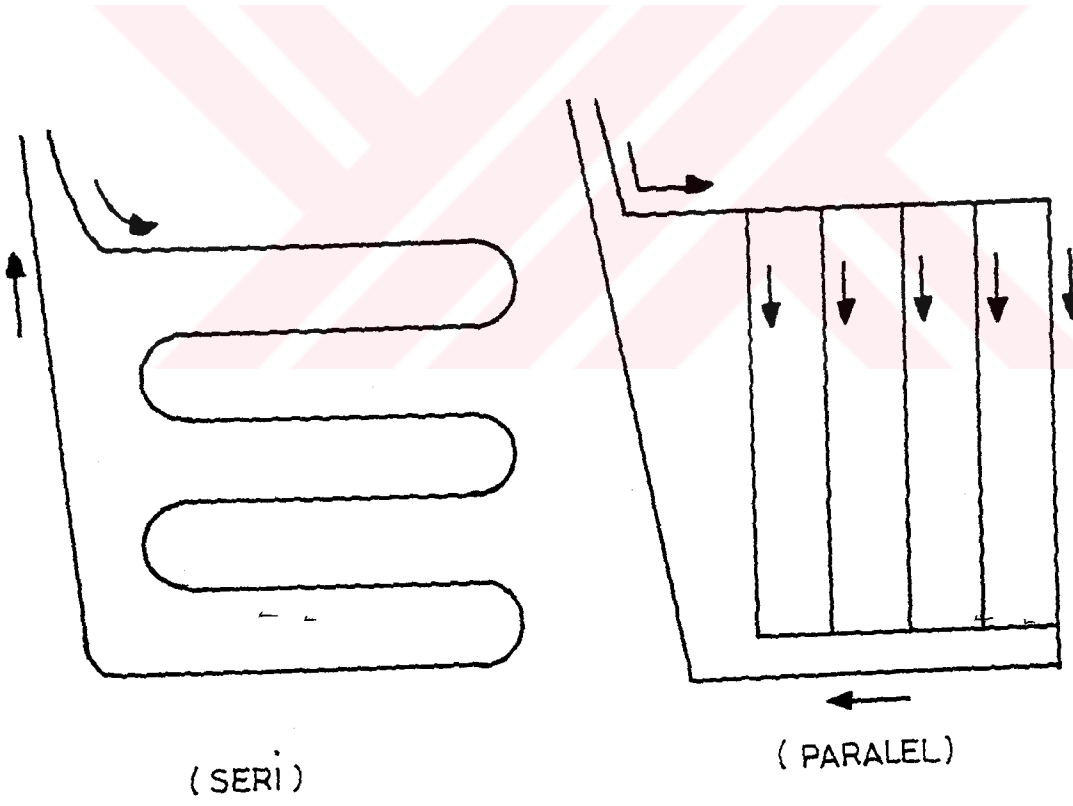
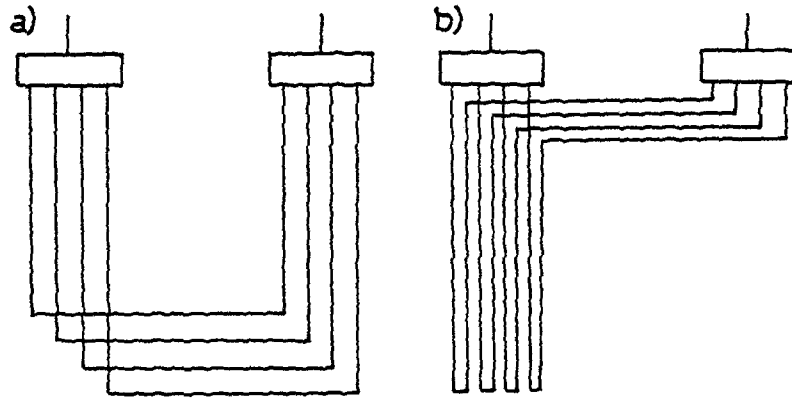
Boru olarak genelde ; iç çapı yaklaşık 20 mm., cidar kalınlığı 2 mm. olan plastik borular kullanılır. Bir çok boru bağlantısı pararel yapılırsa, boru dışında bulunan toprakla önemli ısı direnci oluşturacağı için, boru çapı ve boru cidarının ısı iletkenliği termik olarak çok anlamsızdır. Şüphesiz kullanılan PVC boru dayanıklı olmalı ve boru etrafında buz oluşumunda ortaya çıkan basınçlar altında zarar görmemelidir.

Isı pompasının soğutucu akışkanı direk olarak ısı değiştiricisi borularında buharlaşabilseydi, toprak ısı değiştiricisinin kullanımı daha etkin olabilirdi. PVC borular buhar sızmasına karşı dayanıksız oldukları için, o zaman ısı pompası çevriminde pahalı bakır borular yerleştirmek zorunda kalınırdı. Bu bakır boruların montajı, çevrim akışkanının doldurulması ve boşaltılması sadece uzmanlaşmış soğutma teknikleri tarafından yapılabilir. Ayrıca çevrim akışkanının salamuradan daha pahalı olduğu ve sızıntı durumunda sadece çevirim akışkanı değil, aynı zamanda çevirim akışkanı ile dolaşan yağlama yağının toprağı (yer altı suyu) nüfuz edilebileceğı düşünülmelidir.

Bu sebepten dolayı PVC ısı değiştirici boruları toprağına yerleştirilir. Bu borular içinden yaklaşık -15°C 'ye kadar donmayan salamura dolaştırılır. Soğuk salamura topraktan ısıyı alır, ısı pompası yeniden salamuradan ısıyı çeker, daha yüksek bir sıcaklık seviyesine çıkarır ve ısı dağıtıcı sisteme verilir.

6.2.1.6. Toprakta boruların yerleştirilmesi

Toprakta PVC borularının yerleştirilmesinde şekil 6.4 ' de görülen yerleştirilme şekilleri kullanılmaktadır.



Şekil 6.4 Isı Değiştirici Borularının Toprakta Yerleştirilmesi

(a) Yerleştirme şeklinde gidiş ve dönüşler birbirleriyle aynı açıklıkta paralel olarak yerleştirilmiştir.

(b) Yerleştirme şeklinde ise gidiş ile dönüş dağıtıcıları birbirleriyle farklı olarak yerleştirilmiştir.

(c) Yerleştirme şeklinde ise ısı değiştiricileri seri olarak yerleştirilmiştir.

Hangi yerleştirme türünün seçileceği, toprağın özelliği ile zeminin geometrisine bağlıdır.

Boruların toprağa yerleştirilmesi için üstünde hiç bir binanın inşasına imkan vermeyen, hesaplanan toprak alanının bir buldozer ile 1.2 ile 1.8 m. derinliğe kadar boşaltılır. Boşaltılan alan sürüldükten sonra belirlenen plana uygun olarak borular yerleştirilir. Toprağın doldurulması esnasında çok dikkat edilmelidir. Öyle ki makina ile hiç bir zarar meydana gelmesin. Taahhütlü toprakta boruları 10 ile 15 cm. kalınlığındaki bir kum yatağına yerleştirilmesi tavsiye edilir.

6.2.1.7. Akışkan seçimi

Toprak ısı değiştiriceli borularında akışkan olarak donmaya karşı dayanıklı olan Salamura veya Etilen Glikol - Su karışımı dolaştırılmaktadır. Hesaplamalarda akışkan olarak %50 Etilen Glikol ve %50 sudan oluşan bir karışım kullanılmıştır. Karışımla ilgili olan karakteristik değerler aşağıda verilmiştir. (Kılıç ve Öztürk, 1983)

%50 Etilen Glikol - %50 Su

Donma sıcaklığı	: -36 °C
Kaynama sıcaklığı	: 110 °C
Özgü ısı (c)	: 3.43 kJ / kg K
Viskozite	: 2.3 g / ms

Isı iletkenlik katsayısı (k) : 0.60 W / mK

Yoğunluk (a) : 1054 kg / m³

Glikol su karışımının havalandırılması basit değildir. Ve özel bir dikkat gerektirir. Havalandırılmamış Glikol su karışım akışkanının sütümsü beyaz renkte olduğu bilinir. Tam havalandırılmış akışkan su gibi berraktır.

6.2.1.8. Pompalar

Pompaları projelendirilmesi özel bir itina gerekmektedir. Bu arada önemli bir nokta işletme esnasında pompalarda gürültü olmamasıdır. 0 °C 'nin altındaki sıcaklıklarda tapa yuvasının donma tehlikesi meydana gelebileceği için hiç bir zaman kuru çalışmayan keramik yataklı pompalar kullanılabilir. Pompalar en azından 10 dakika boyunca tüm tesis basıncı altında kalarak denenmelidir. Pompaların daha önceden hızlı çalışması gerekirse keramik yatak zarar görebilir.

6.2.1.9. Suları akıtma

Montaj çalışmaları esnasında artık suları boşaltabilmek için, evde her ısı pompasının tesisi yanında ve ısı pompasının kaynak kısmında su akıtma imkanı oluşmalıdır.

6.2.2. Düşey toprak ısı değiştiricileri

Yatay olarak yerleştirilen ısı değiştiricileri yanında arazi darlığında, jeolojik durumları uygun olduğu takdirde, dikey yer sondajları 100 m.' ye kadar monte edilebilir. Ekonomik açıdan yatay toprak kollektörlü "klasik" toprakta ısı çekmeyen bir seçenek olarak gösterilip gösterilemeyeceği sorusu, bu güne kadar tam olarak cevaplandırılmamıştır. En azından, ekonomik ve teknik bakımından daha geniş kullanılabilirliğe uygun koşullar vermiştir.

Toprak ısı değiştiricileri toprağa 40 - 50 m. derinliğe kadar dūşey olarak yerleştirilir. Ve bōylece dūşey yōnde ısı çekilişi için büyük bir toprak hacmi sağlanır, yatay alan ihtiyacı çok azdır. Isı değiştiricisinin dizilişinde çoğunlukla bir montaj çukuru gereklidir. Bōylece sistem aynı şekilde küçük arazi alanlarında kullanılabilir ve yeni inşaat sektōrūyle sınırlandırılmamıştır.

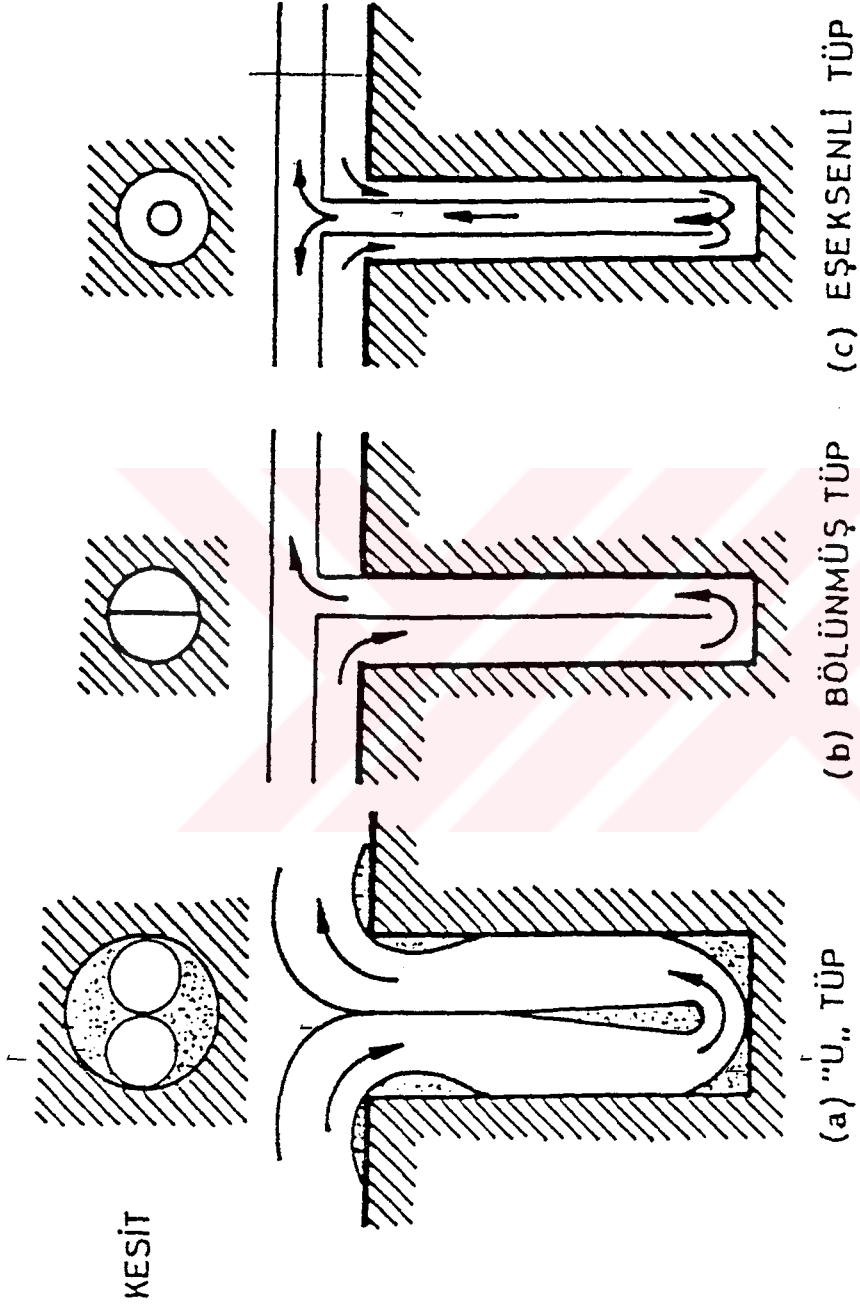
Dikey toprak ısı deęiřtiricileri yerleřtirme řekilleri, kesit geometrilerine gōre sınıflandırılabilir. řekil 6.5 ' de bunlar, U-tūp , bōlünmūř tūp ve eř eksenli tūp olarak gōsterilmiřlerdir.

U-tūp boru çapları 3/4-2 inç arasındadır. Isı deęiřtiricisi derinlięi, basınç dūřmesi ve ısı geçiři göz önünde bulundurularak boru çaplarına gōre 15 ile 100 m. arasında deęiřir. řekil 6.6 ve řekil 6.7 ' de dikey u-tūp toprak ısı deęiřtiricileri için seri veparalel yerleřtirme örnekleri verilmiřtir. (Bose, 1982)

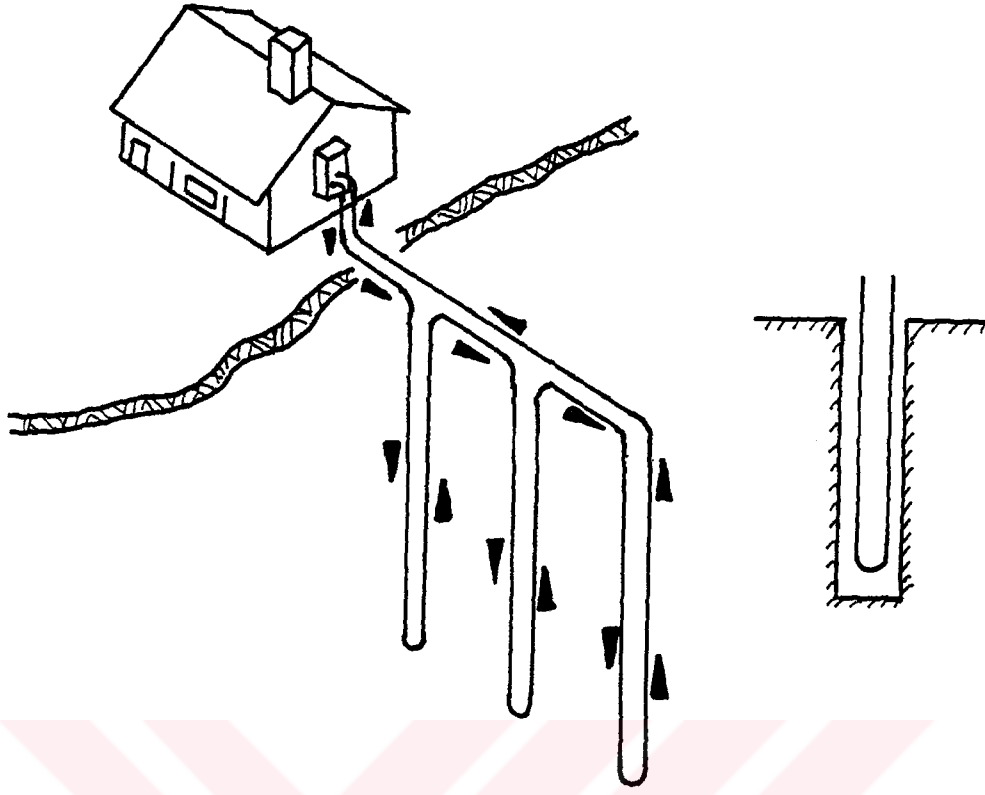
řekil 6.8 ' de Kavanaugh tarafından incelenmiř çeřitli u-tūp ve eř eksenli ısı deęiřtiriciler gōsterilmiřtir. (Kavanaugh, 1984)

Bōlünmūř tūp şekil 6.9, İsveç' te kullanılmış ve elde edilen sonuçlar yine İsveç' te Yeraltı Isı Depolama Konferansında yayımlanmıştır. Isı değiştiricisi PVC ' den ; boruyu iki kısma ayıran ara bōlme ise polietilenden üretilmiştir. Isı değiştiricisinin boyu 10 m. ve çapı 2 inçtir. "T" bağlantısındaki hava ventili sistemden hava çıkışını sağlamak amacıyla yerleştirilmiştir. (Bose and Parkel and Mc Quiston, 1985)

Eşeksenli dikey ısı değiştiricileri üzerinde Oklahoma Eyalet Üniversitesi (1982), Louisiana Eyalet Üniversitesi (1982), Kuzey Carolina Eyalet Üniversitesi (1984), Oak Ridge Ulusal Laboratuvarında (1981) çeşitli çalışmalar yapılmıştır. şekil 6.10 ve şekil 6.11 ' de sırasıyla Bose ve Braud tarafından üzerlerinde çalışılmış, iki değişik eş eksenli ısı değiştiricisi gōsterilmiřtir. Eş eksen ısı değiştiriciler daha geniş çaplıdırlar ve daha fazla Salamura hacmine sahiptirler. (Braud and Baker, 1983)

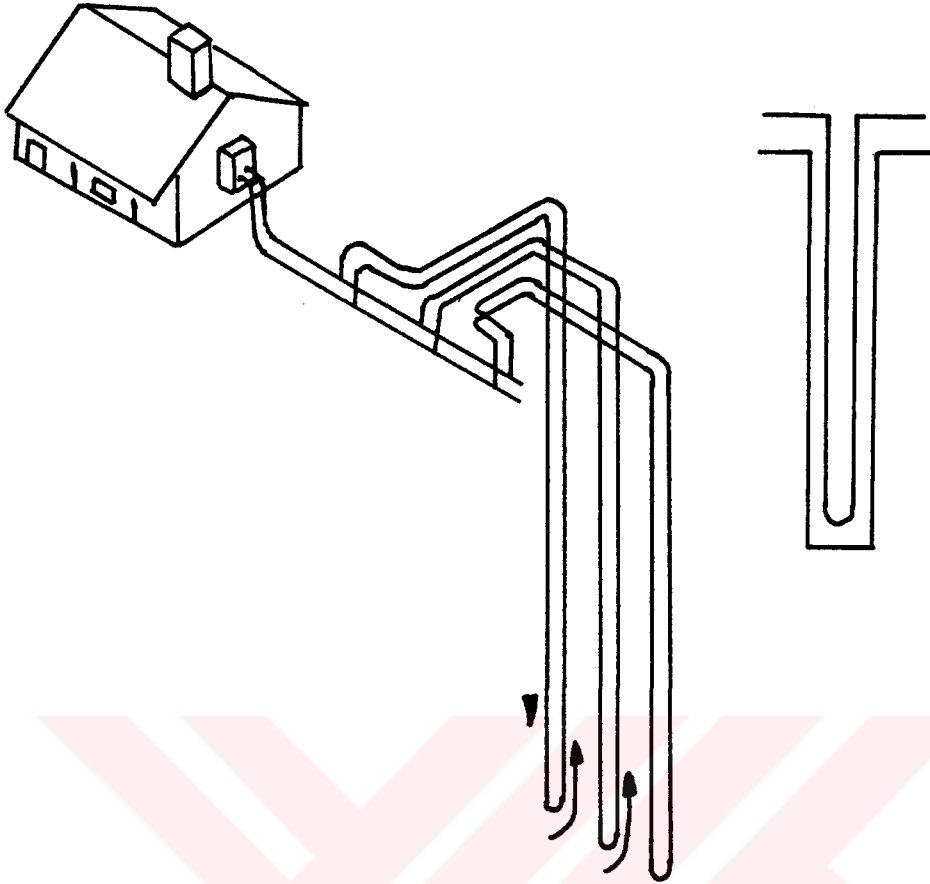


ŞEKİL 6.5 : Kesit Geometrilerine Göre Dikey Toprak Isı Değiştiricileri



TOPRAK ISI DEĞİŞTİRİCİSİ (TİPİ: DİKEY "U" Tüp
AKIŞ TİPİ: SERİ
BORU ÇAPI: 3/4, 1, 1 1/4 & 2 İNÇ
DELİK UZUNLUĞU : 8,5m.- 15m.
BORU UZUNLUĞU 17m.- 30m.

ŞEKİL 6.6 Dikey U-Tüp Toprak Isı Değiştiricisi Seri Akış Yolu



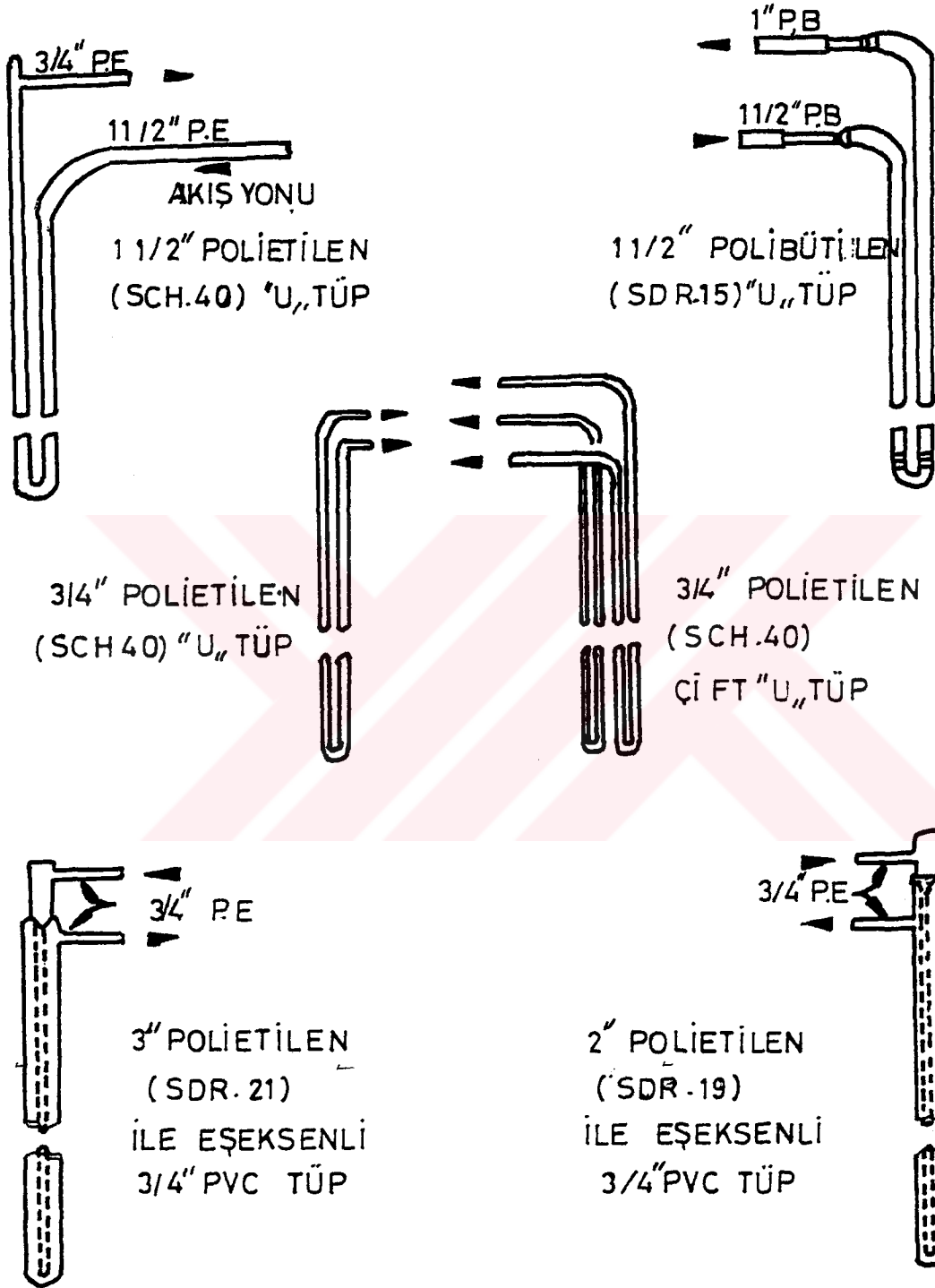
TOPRAK ISI DEĞİŞTİRİCİSİ TİPİ : DİKEY „U„TÜP
 AKIŞ TİPİ: PARALEL
 BORU CAPI : 3/4 & 1 İNÇ
 DELİK UZUNLUĞU : 8,5m. - 17,5m.
 BORU UZUNLUĞU : 17m. - 35m.

ŞEKİL 6-7 Dikey U-Tüp Toprak Isı Değiştiricisi , Paralel
 Akış Yolu

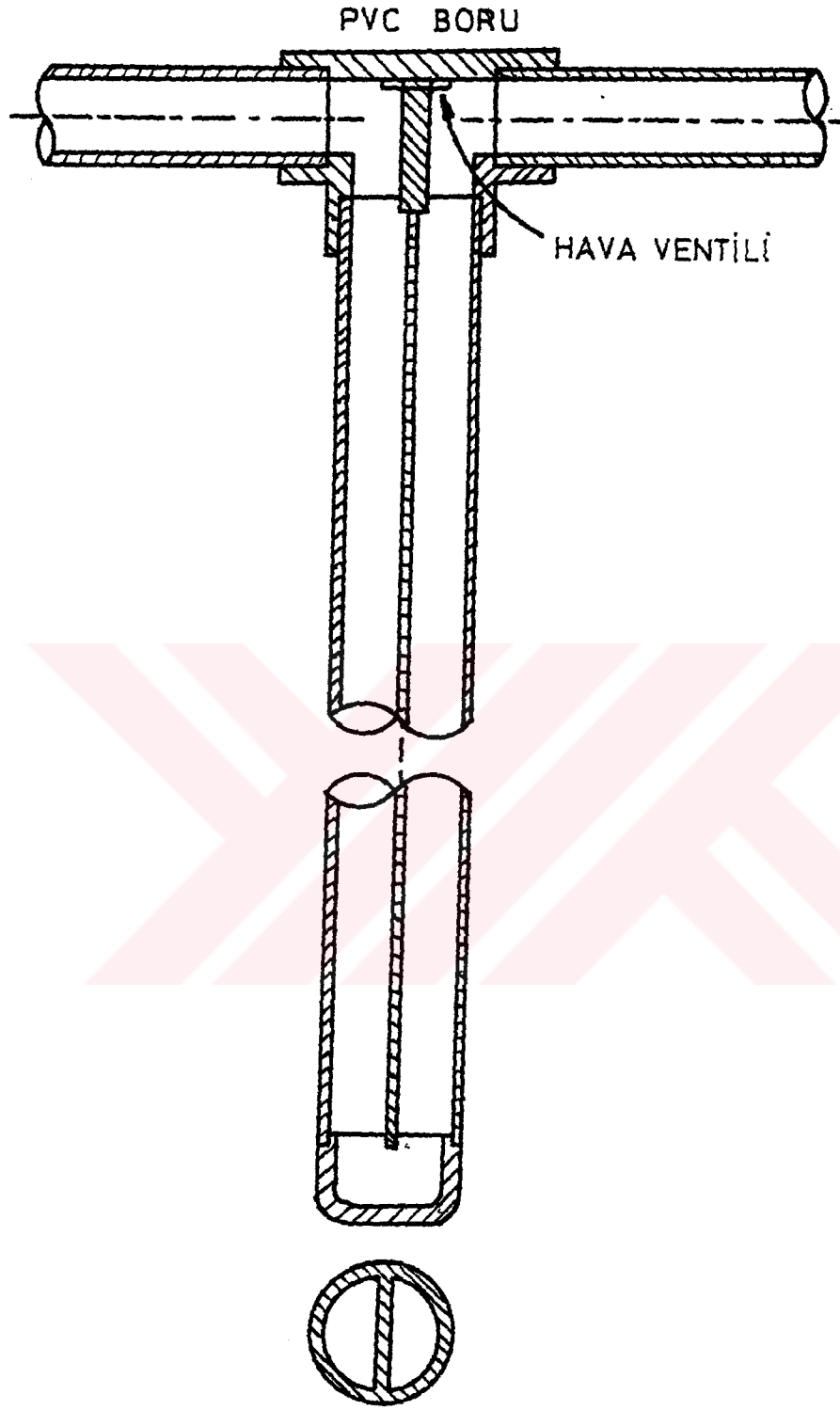
PARALEL TOPRAK BAĞLANTISI TASARIMLARI

NOT: Tüm toprak bağlantıları uzunlukları 30m'dir

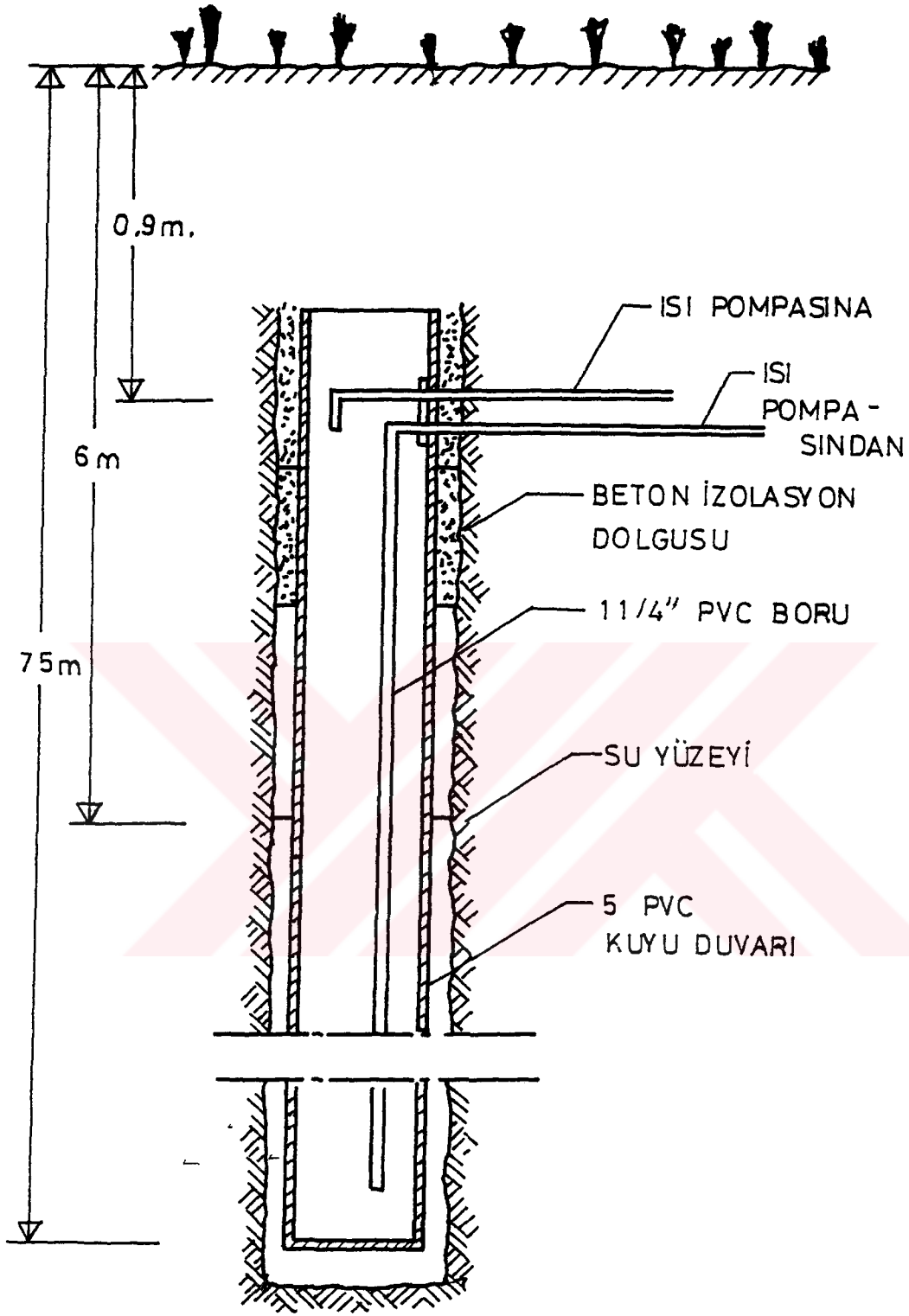
P.E: Polietilen, P.B: Polibütilen



ŞEKİL 6.8 Çeşitli U-Tüp Ve Eşeksenli Isı Değiştiricileri

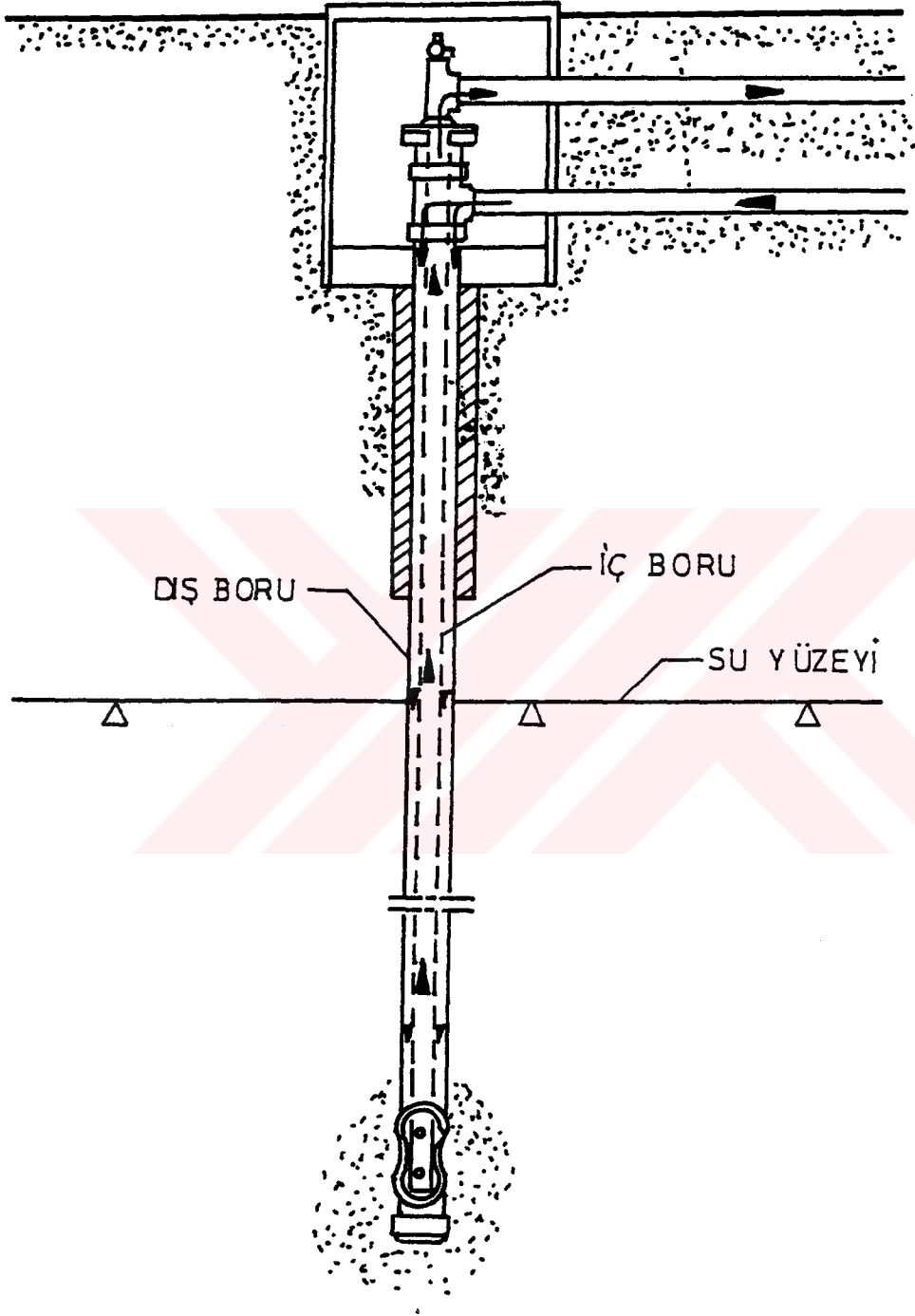


SEKİL 6.9 Bölünmüş Tüp Isı Değişiricisi



SEKİL 6.10 Geniş Çaplı, Eksenli Dikey Isı Değiştiricisi

DIKEY ISI DEĞİSTİRİCİ



ŞEKİL 6.11. Eşeksenli Dikey Isı Değiştiricisi

Dikey ısı değiştiricileri, toprak sondajlarının planlanması ve yerleştirilmesi için; toprak özelliğinin, tabaka durumunun toprak direncinin ve su durumunun belirlenmesi gerekmektedir. Bunun için benzer şekilde inşaat temel araştırmalarında yapıldığı gibi, bir test sondajı yapılır. Isı değiştirici yüzeyinin projelendirilmesi ve gerekli matkapların sayılarının, sondaj uzunluklarının belirlenmesi için bu test sondajı kaçınılmaz görölmektedir.

Federal Almanya'da işletmede bulunan sondajlarla 60 ile 100 W/m. ² lik soğutma güçleri elde edilmiştir. Bu , yaklaşık olarak 50 m. lik 3 veya 4 yer sondajının tek ailelik bir evin ısı ihtiyacını karşılayacağı demektir. Toprak sondajlarının birbirileriyle açıklıkları 6 kadar büyük olmalı ki, birbirlerini etkilemesinler. İmalatçılar tarafından tavsiye edilen açıklıklar 5 m. dir. (Coles, 1977)

7.ISI POMPASININ PROJELENDİRİLMESİ

7.1. Sistemin Seçilmesi

100 m² alanlı bir binanın ısı kaynağı topraktan yararlanarak, toprak - su - ısı pompası ile döşemeden ısıtılması istenmektedir. (Şekil 7.1.)

Sistemle ilgili veriler aşağıdadır :

F_k : 100 m²
 Q_h : 14 kW (12038 kcal/h)
 T_{dış} : - 6 °C (Osmaneli için)

Döşemeden - sıcak su ısıtması

T_{dg} : 50 °C
 T_{dd} : 40 °C
 Isı kaynağı : Toprak
 Çevirim akışkanı : Freon - 22
 İşletme şekli : Tekli

7.2. Projede İzlenecek Yol

Isı pompası üç ana bilğenden oluşmaktadır. Bunlar ;

I	II	III
Isı Kaynağı	Isı akışı	Isının Verilmesi
Toprak	Isı pompası	Döşemeden Isıtma Şebekesi

Projelendirme Akış Şeması

- 1- Isı Kaynağının Belirlenmesi
- 2- Isı ihtiyacının Belirlenmesi
- 3- İşletme Şeklinin Belirlenmesi

4- Isı Pompasının Boyutlandırılması

5- Isı Kaynağının Boyutlandırılması

6- Isıtma Şebekesinin Boyutlandırılması

7.2.1. Isı kaynağının belirlenmesi

Bölüm 3.2. ' de ısı kaynakları üzerinde detaylıca duruldu. Isı kaynakları olarak toprak seçilmiştir. Topraktan en fazla $q_t = 15 - 30$ W/m^2 ısı çekilebilir. Binanın bulunduğu yerdeki toprağın, orta ağırlıkta ve nemli toprak olduğu kabul edilmiştir. Osmaneli için kabul edilebilir $q_t = 25$ W/m^2 alınmıştır. Ayrıca Osmaneli'nde 1,8 m. derinlikte toprak sıcaklığı $+8$ $^{\circ}C$ dir.

7.2.2. Isı ihtiyacının belirlenmesi

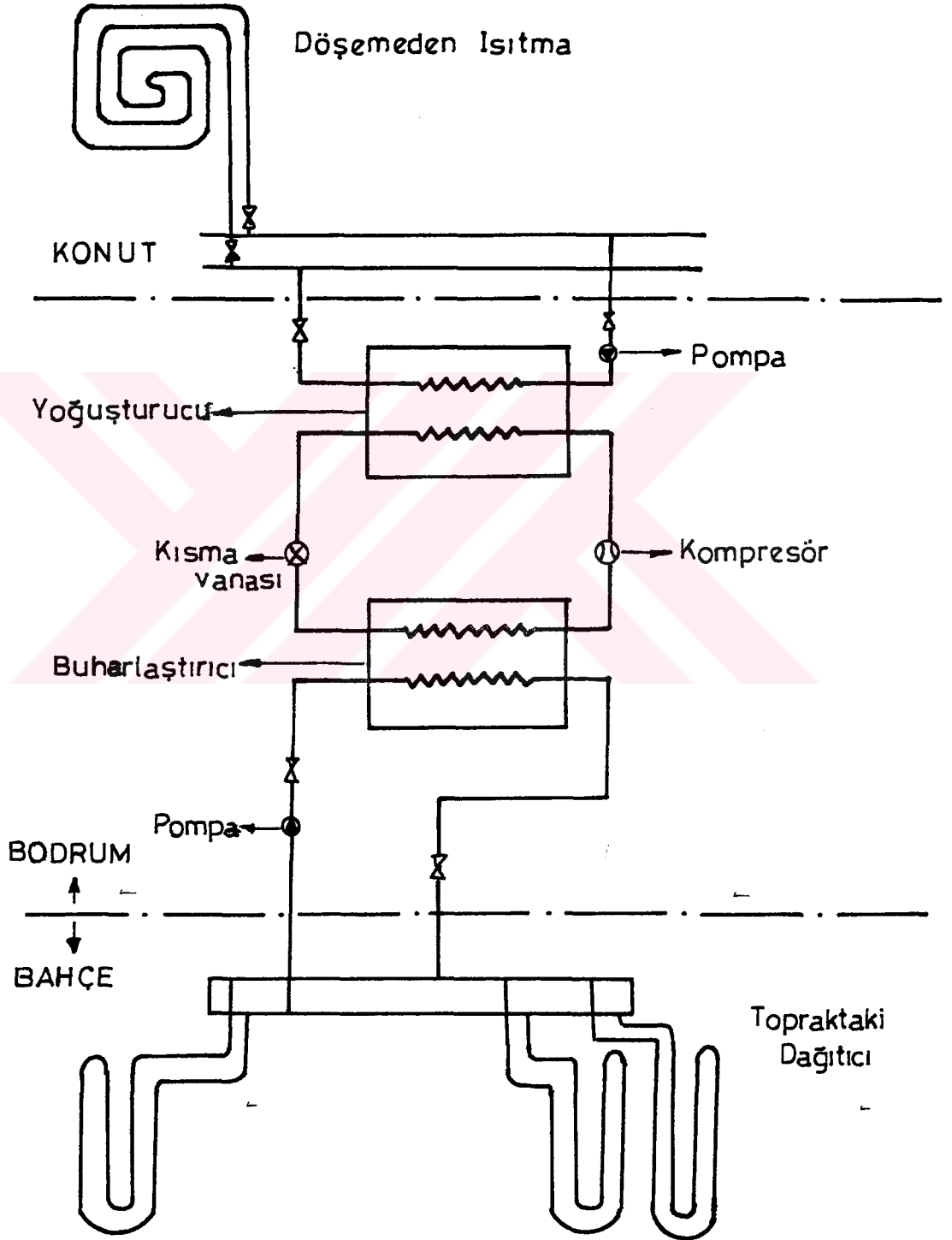
Binanın ısı ihtiyacı 14 kW (12038 kcal/h) olarak belirlenmiştir. Binanın alanı F_k , toplam ısı ihtiyacı Q_h ve özgül ısı ihtiyacı q_h ile gösterirsek , buradan

$$q_h = \frac{Q_h}{F_k} \quad (7.1)$$

elde edilir. Böylece,

$$q_h = \frac{14}{100} = 0,140 \text{ kw/m}^2$$

$$q_h = 140 \text{ W/m}^2 \text{ - Konut alanı elde edilir.}$$



Sekil : 71 Toprak - Su Isı Pompası Tesisi

7.2.3. İşletme şeklinin belirlenmesi

Bölüm 3.3.5. 'de işletme şekilleri üzerinde durulmuştur. İşletme şekli olarak, tekli işletme şekli seçilmiştir. Yani binanın ısıtılması için gerekli ısının tamamı, ısı kaynağı topraktan sağlanmaktadır.

7.2.4. Isı pompasının boyutlandırılması

7.2.4.1. Buharlaştırma ve yoğuşturucu sıcaklıklarının bulunması

ITK parametre olarak T_B (Buharlaştırma sıcaklığı) ile T_Y (Yoğuşma sıcaklığı) nin fonksiyonudur. Isı değiştiricilerinde sıcaklık farkı kayıpları ortaya çıkmaktadır. Bu kayıplar, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı sıcaklıkları hesaplanırken dikkate alınmalıdır.

a) Yoğuşturucu Sıcaklığının Belirlenmesi :

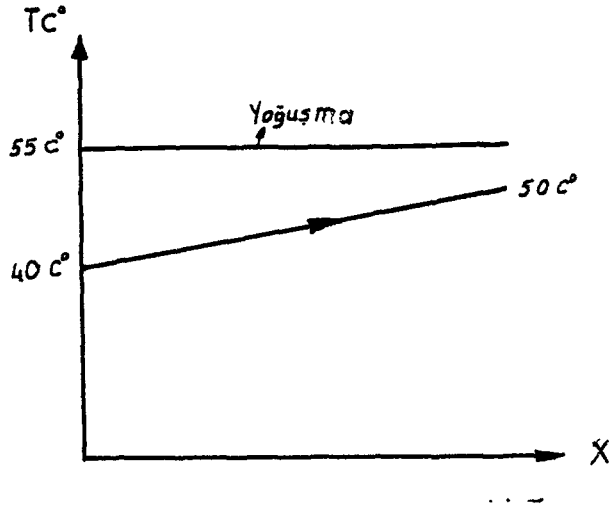
Şekil 7.1. ' den görüleceği gibi, yoğuşturucu sıcaklığının seçimi ısıtma sistemine gidiş sıcaklığına bağlıdır ve aşağıdaki değere eşittir.

$$T_Y > T_{dg} + 5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.2)$$

Döşemeden ısıtma sistemi için 40/50. $^\circ\text{C}$ rejimi seçilmiştir. Burada yoğuşma sıcaklığı (7.2) 'ye göre ;

$$T_Y = 50 + 5$$

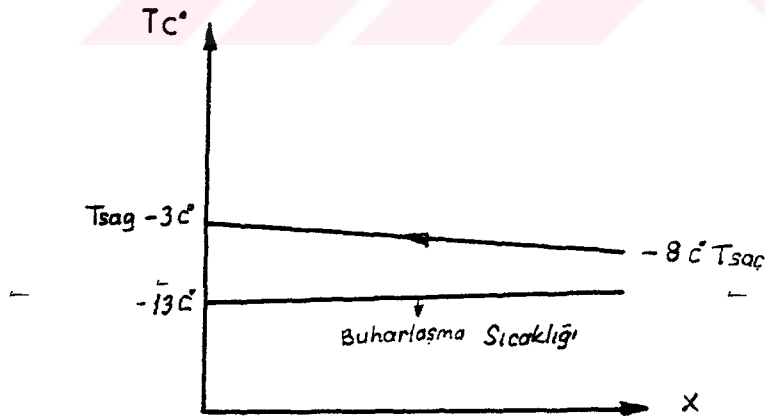
$$T_Y = 55 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ olarak bulunur.}$$



Şekil 7.2. Yoğuşma Sıcaklığı

b) Buharlaştırma Sıcaklığının Belirlenmesi :

T_B Buharlaştırma sıcaklığı, ısı kaynağının türü ile belirlenir ve çoğunlukla buharlaştırıcıdan ısı kaynağının çıkış sıcaklığının $5\text{ }^\circ\text{C}$ altında alınır. Toprak ısı değiştiricilerinde kullanılan salamura %50 Etilen Glikol ile %50 - sudan oluşmaktadır. Bu akışkanın buharlaştırıcıdan $-8\text{ }^\circ\text{C}$ de çıktığı ve toprakta ısılandıktan sonra, tekrar $-3\text{ }^\circ\text{C}$ de buharlaştırıcıya girdiği kabul edilmiştir.



Şekil 7.3. Buharlaştırma Sıcaklığı

O halde

$$T_B = -8 - 5$$

$$T_B = -13\text{ }^\circ\text{C}$$

bulunur.

(7.3)

7.2.4.2. Isıtma tesir katsayısının bulunması (ITK)

Log p-h diyagramından yararlanılarak ITK ' nin bulunması. Akışkan olarak Freon - 22 seçilmiştir. Log p-h diyagramından aşağıdaki değerler elde edilir. Şekil 7.4 Freon - 22 diyagramı.

$$\begin{aligned} h_1 &= 149 \text{ kcal/kg} & p &= 22,1 \\ h_{2s} &= 161 \text{ kcal/kg} & p_0 &= 3,3 \\ h_3 &= 116,5 \text{ kcal/kg} \\ h_4 &= 116,5 \text{ kcal/kg} \end{aligned}$$

(3.12) ' ye göre basınç oranı :

$$\xi = \frac{p}{p_0} = \frac{22,1}{3,3} = 6,696 \text{ bulunur.}$$

(3.7) ' ye göre Carnot makinasının ısıtma tesir katsayısı

$$ITK_C = \frac{T}{T-T_0} = \frac{328}{328-260} = 4,8 \text{ dir.}$$

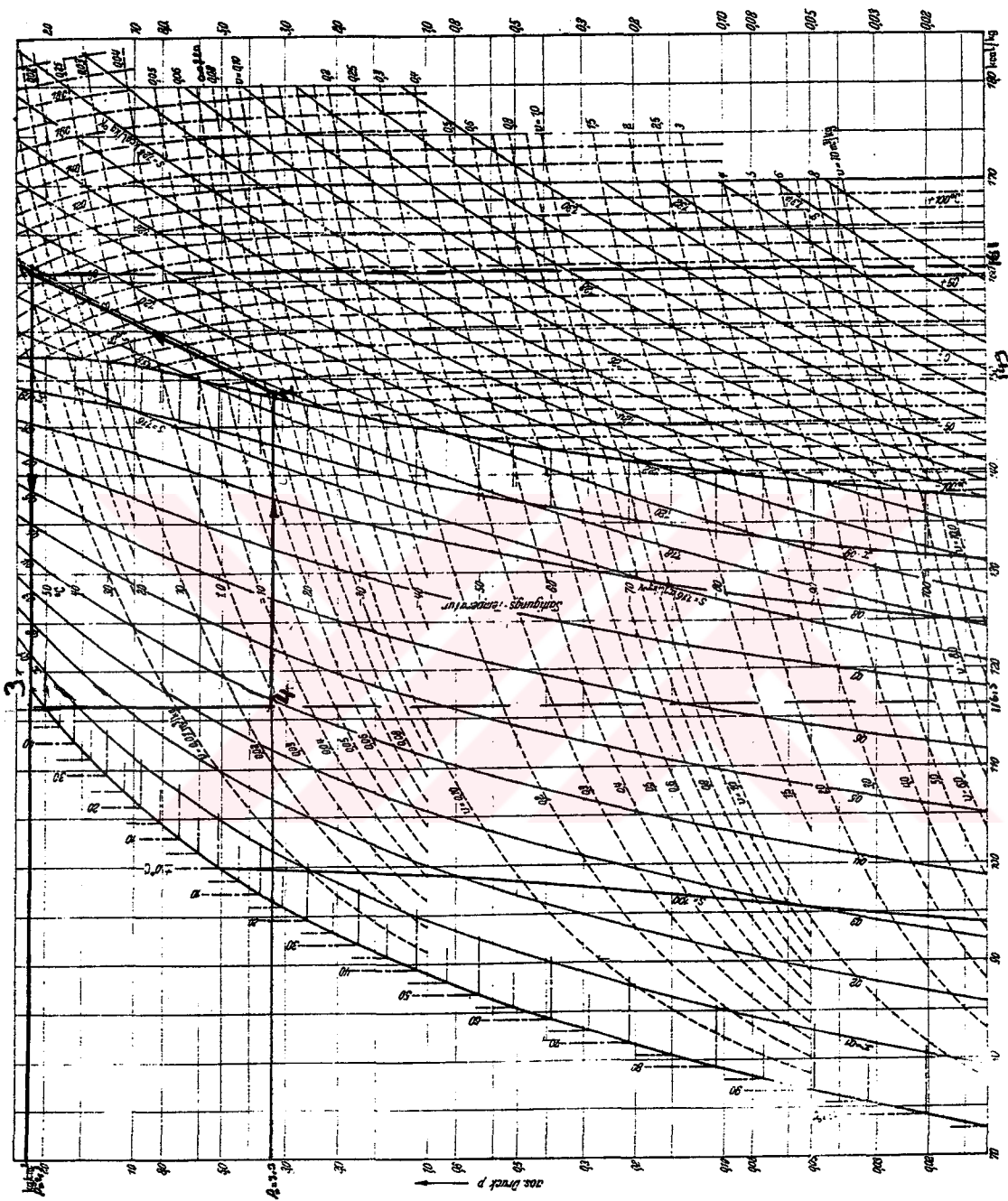
Bu değerde ısı pompası çevriminin kayıpları göz önüne alınmamıştır. ITK, ısı pompası tesisinin kompresör ve elektrik motorunun genel verimi ile azalmaktadır. Q_H ve kompresörün mutlak büyüklüğünün göz önüne alınması ile, yarı hermetik kompresör seçilmiştir. İmalatçı verilerine göre

$$\eta_m = 0,90, \eta_i = 0,80, \eta_{el} = 0,98$$

(3.31) 'e göre

$$\eta_{KT} = 0,90 \cdot 0,80 \cdot 0,98$$

$$\eta_{KT} = 0,70 \text{ elde edilir.}$$



Şekil 7.4 Freon 22 - Akışkanının log p-h diyagramı

(3.30) ve log p-h 'dan alınan değerlerle

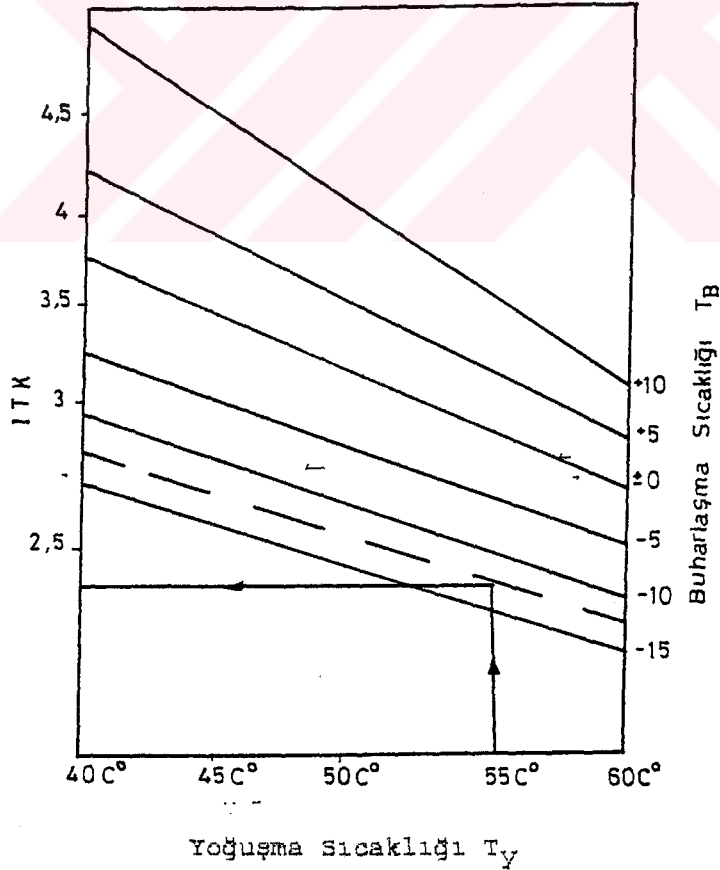
$$ITK = \frac{h_{2s}-h_3}{h_{2s}-h_1} \cdot \eta_{KT}$$

$$ITK = \frac{161-116.5}{161-149} \cdot 0,70$$

ITK = 2,59 gerçek değerde bulunur.

Diyagramdan yararlanarak ITK'nın bulunması ;

Bartlı firması tarafından, Toprak/su - Isı Pompası için, gerçek durumundaki ısıtma tesir katsayısı değerleri T_y ve T_B 'ye bağlı olarak aşağıdaki diyagramdan kolayca bulunabilir.



Şekil 7.5 ITK'nın Yoğuşma Ve Buharlaştırma Sıcaklığına Bağlı Olarak Bulunması

$T_B = -13 \text{ }^\circ\text{C}$ ve $T_y = 55 \text{ }^\circ\text{C}$ 'e göre grafik yardımıyla $ITK = 2,32$ bulunur.

Bu diyagramdan anlaşılacağı üzere, buharlaşma sıcaklığı ile yoğuşma sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkı ne kadar az ise, ısıtma tesir katsayısı o kadar iyi olmaktadır.

7.2.4.3. Akışkan miktarının hesaplanması

a) Freon-22 'nin Hesabı

Isı pompası devresinde soğutucu akışkan olarak Freon-22 kullanılmaktadır. Akışkan miktarını hesaplamadan önce, kompresör çıkışındaki gerçek entalpiyi bulalım.

Kompresörün iç verimi ayrıca,

$$\eta_i = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (7.4)$$

den hesaplanabilir.

$$0,80 = \frac{161 - 149}{h_2 - 149}$$

$$h_2 = 163,1 \text{ kcal/kg} \text{ bulunur.}$$

Bu durumda gerçek değerde verilen yoğuşturucu ısı akısı

$$q_{yg} = h_2 - h_3 \quad (7.5)$$

$$q_{yg} = 163,1 - 116,5$$

$$q_{yg} = 46,6 \text{ kcal/kg} \text{ bulunur.}$$

$q_{yg} = 46,6$ kcal/kg bulunur.

Yoğuşturucudan verilen ısı miktarı ortamın ısı ihtiyacını karşılamak üzere, $Q_h = 14$ kW (12038 kcal/kg) olarak hesaplanmıştır. Buna göre ;

$$M_k = \frac{Q_h}{q_{yg}} = \frac{12038}{46,6} = 258,3 \text{ kg/h} = 0,0717 \text{ kg/s} \text{ bulunur.}$$

b) Yoğuşturucudan Geçen Su Miktarının Hesabı

Binanın ısı yükü belli olduğuna göre, yoğuşturucudan suya verilen ısı miktarı,

$$Q_h = 14 \text{ kW}$$

M_s = Yoğuşturucuda dolaşan suyun kütle debisi kg/s

C_s = Suyun özgül ısısı kJ/kg °C

T_s = Suyun sıcaklık farkı °C

olmak üzere,

$$Q_h = M_s \cdot C_s \cdot T_s \quad (7.6)$$

formülü ile

$$12038 = M_s \cdot 0.988 (50-40)$$

$$M_s = 1205 \text{ kg/h} = 0,334 \text{ kg/s} \text{ bulunur.}$$

c) Buharlaştırıcıda Dolaşan Salamura Miktarı

Buharlaştırıcıda dolaşan salamura %50 Etilen Glikol ile %50 Su' dan oluşmaktadır. (7.6) formülüne benzer olarak, önce buharlaştırıcıdan çekilen ısıyı bulalım. (3.14)'den ;

$$q_B = M_k(h_1-h_3)$$

$$q_B = 0,0717 (149-116,5)$$

$$q_B = 9,75 \text{ kw bulunur.}$$

(7.6) Formülünden yararlanarak,

$$q_B = M_a \cdot C_a \cdot T_a \text{ yazılabilir.} \quad (7.7)$$

Burada :

M_a = Salamura kütle debisi kg/s

C_a = Salamuranın özgül ısısı kj/kg°C

T_a = Sıcaklık farkı °C

$$M_a = \frac{q_B}{C_a \cdot T_a}$$

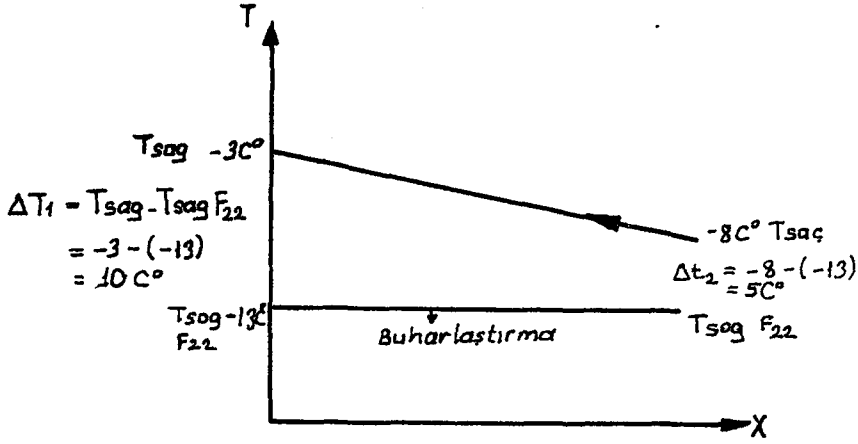
$$M_a = \frac{9,75}{3,43 \cdot 10} = 0,2842 \text{ kg/s} = 1023,3 \text{ kg/h}$$

$$V_a = \frac{M_a}{a} = \frac{1023,3}{1054} = 0,97089 \text{ m}^3/\text{h} \text{ bulunur.}$$

d) Buharlaştırıcının Boyutlandırılması

Buharlaştırıcı olarak salamura-Freon-22' nin kullanıldığı boru kazanlı ısı değiştiricisi tipi kullanılmaktadır. Boruların içinde salamura dışında Freon-22 dolaşmaktadır. Freon-22 ince bir gaz olduğundan sızdırmazlığının iyi sağlanması gerekir. Seçilen buharlaştırıcı tipi şekil 5.7 ' de bulunmaktadır. Böyle bir ısı değiştiricide toplam ısı geçiş katsayısı $500 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C} = 581,5 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ alınmıştır. Buharlaştırıcının boyutlandırılması hesabından ortalama

logaritmik sıcaklık farkından faydalanılarak aşağıdaki gibi yapılabilir. (Jüttemann, 1979)



şekil 7.6 Buharlaştırıcıdaki Sıcaklık Değişimi

Buharlaştırıcıdaki logaritmik sıcaklık değişimi :

$$T_m = \frac{T_1 - T_2}{\ln \frac{T_1}{T_2}} = \frac{10 - 5}{\ln \frac{10}{5}} = T_m = 7,21 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ olarak bulunur.}$$

Buharlaştırıcıdan çekilen ısı ayrıca aşağıdaki gibi de bulunabilir.

K toplam ısı geçiş katsayısıdır. (5.2.1'e göre 581,5 W/m² K)

$$q_B = F_D \cdot K \cdot T_m \quad (7.8)$$

$$9,75 = F_D \cdot 581,5 \cdot 10^{-3} \cdot 7,21$$

Buradan toplam boru alanı,
 $F_D = 2,325 \text{ m}^2$ bulunur.

Ayrıca n toplam boru sayısı, L boru boyu (m), d boru çapı (m) olmak üzere, toplam boru sayısı

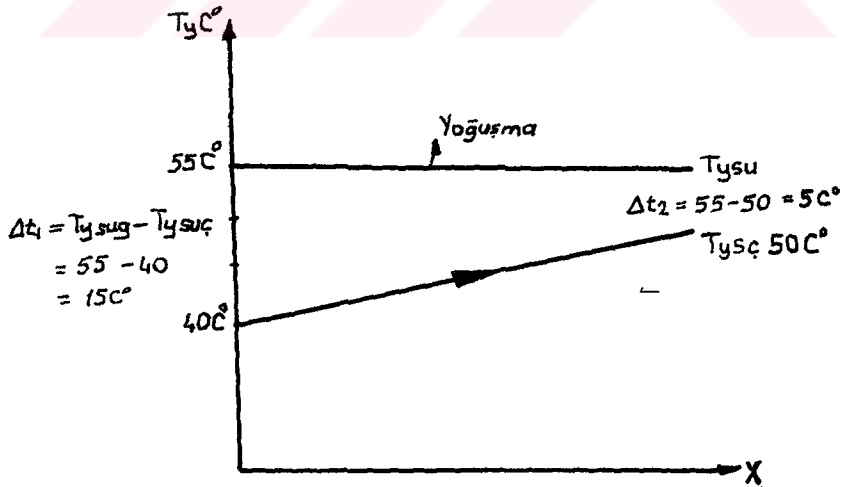
$$n = \frac{F_b}{\pi \cdot d_b \cdot L} \text{ dir.} \quad (7.9)$$

Burada boru boyu 1 m ve boru çapı 15 mm olarak seçilmiştir.

$$n = \frac{2,325}{3,14 \cdot 0,015 \cdot 1} = 50 \text{ adet bulunur.}$$

e) Yoğuşturucunun Boyutlandırılması

Yoğuşturucu olarak Freon-22 kullanıldığı gövdeli kovanlı ısı değiştiricisi tipi seçilmiştir. Gövde kovanlı yoğuşturucu şekil 5.10'da gösterildiği gibi bir boru ceketinden oluşmaktadır. İçteki borular her iki yanda bulunan kaynak edilmiş boru plakaları ile kaynaklanmıştır. Soğutucu akışkan ceket hacmi içinde yoğuşmaktadır. Boru içerisinde su akmaktadır. Böylelikle su kısmı mekanik olarak örneğin bir fırça ile temizlenir. Bu tür gövde kovanlı yoğuşturucu'da $v = 0,5 - 3 \text{ m/sn}$ su hızına göre, $K = 580 - 1050 \text{ W/m}^2\text{K}$ lik bir toplam ısı geçiş katsayısı vardır. (Jüttemann, 1979)



Şekil 7.7 Yoğuşturucudaki Sıcaklık Değişimi

Yoğuşturucudaki logaritmik sıcaklık farkı

$$\Delta T_m = \frac{T_1 - T_2}{\ln \frac{T_1}{T_2}} = \frac{15-5}{\ln \frac{15}{5}} = \Delta T_m = 9,1 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ olarak bulunur.}$$

Toplam ısı geçiş katsayısı çizelge 7.1'de $650 \text{ W/m}^2\text{K}$ seçilmiştir. Gerekli boru yüzey alanı (7.7) 'ye göre benzer olarak

$$\begin{aligned} Q_h &= F_b \cdot K \cdot \Delta T_m \\ 14 &= F_b \cdot 650 \cdot 10^{-3} \cdot 9,1 \\ F_b &= 2,366 \text{ m}^2 \text{ bulunur.} \end{aligned}$$

(7.8)'den (n) boru sayısı ;

$$\begin{aligned} n &= \frac{F_b}{\pi \cdot d_b \cdot L} \\ n &= \frac{2,366}{3,14 \cdot 0,015 \cdot 1} = 50 \end{aligned}$$

n = 50 adet bulunur.

— Burada boru çapı 15 mm , boru boyu da 1 m alınmıştır.

Su Hızı m/s	Toplam Isı Geçiş Katsayısı	
	kCal/m ² h° C	W/m ² K
0,5	550	650
1,5	900	1050
2,0	1050	1200
3,0	1250	1450
4,0	1350	1550
5,0	1400	1600

Çizelge 7.1 Su Hızını Bağlı Olarak Toplam Isı Geçiş Katsayısının Değeri (Sprenger, 1981/1982)

E) Kompresörün Boyutlandırılması

Kompresörde verilen yararlı ısı

$$Q_y = M_k (h_2 - h_1) \quad (7.10)$$

$$Q_y = 0,0717 (163,1 - 149)$$

$Q_y = 4,23$ kW olarak bulunur.

Kompresörün diğer verimleri de göz önüne alınarak tahrik gücü,

$$N_e = \frac{Q_y}{\eta_m \cdot \eta_l \cdot \eta_e} \quad (7.11)$$

$$N_e = \frac{4,23}{0,90 \cdot 0,80 \cdot 0,98}$$

$N_e = 6,04$ kW olarak bulunur.

$M_k = 0,0717$ kg/s 'lik soğutucu akışkanın kütle debisinin sağlanması için, kompresörün dönmesi gereken devir sayısı aşağıdaki formül yardımıyla bulunabilir.

$$V = z_s \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot H \cdot n_d \cdot 60 \quad (7.12)$$

Burada :

z_s = Silindir sayısı

H = Strok (m)

d_s = Silindir çapı (m)

n_d = Devir sayısı (d/d)

Freon-22 gazı üzerinden, kompresör girişindeki akışkanın özgül hacmi $v_1 = 0,0720$ m³/kg olarak bulunur.

$\xi = \frac{P}{P_0} = 6,696$ için şekil 3.6'dan doldurma derecesi $\lambda = 0,52$ olarak bulunur.

Ayrıca (3.15)'den

$$V = \frac{M_k \cdot v_1}{\lambda}$$

$$V = \frac{0,0717 \cdot 0,0720}{0,52}$$

$$V = 9,9 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \text{ veya}$$

$$V = 35,73 \text{ m}^3/\text{h} \text{ olarak bulunur.}$$

Piyasada bulunan Bilzer tipi kompresörlerin III-L tipi için karakteristik değerler ;

$$z_s = 2$$

$$H = 50 \text{ mm}$$

$$d_s = 60 \text{ mm}$$

(7.12)'den , n devir sayısı,

$$n_d = \frac{4 \cdot 35,73}{2 \cdot 0,050 \cdot (0,060)^2 \cdot 60 \cdot 3,14}$$

$$n_d = 1654 \text{ d/d}$$

Silindir sayısı, strok ve silindir çapı daha büyük seçilerek, devir sayısı azaltılabilir.

7.2.5. Isı kaynağının projelendirilmesi

7.2.5.1. Yatay yerleştirilmiş ısı değiştiricisi için topeak alanının bulunması

(7.1)'e göre binanın özgül ısı ihtiyacı $q_h = 140 \text{ W/m}^2$ bulunmuştur.

Aynı zamanda ısıtılan alana ait yoğunlaştırıcı ısı akısı (\dot{q}_y) binanın özgül ısı ihtiyacına eşittir. Yani,

$$\dot{q}_y = q_h = 140 \text{ W/m}^2 \text{ dir.}$$

Isıtılan alana ait buharlaştırıcı ısı akısı

$$\dot{q}_b = \frac{q_B}{F_k} \quad (7.13)$$

formülünden bulunabilir. O halde (7.13)' den ;

$$\dot{q}_b = \frac{9,75}{100} = 0,0975 \text{ kW/m}^2 = 97,5 \text{ W/m}^2 \text{ bulunur.}$$

Uyum Faktörü :

Toprakten en fazla $q_t = 15-30 \text{ W/m}^2$ ısı çekilebilir. Bundan dolayı toprak alanı, konut alanından f_t faktörü kadar büyütülür. (7.2.1.) 'den $q_t = 25 \text{ W/m}^2$ alınmıştır.

$$f_t = \frac{q_b}{q_t} \quad (7.14)$$

eşitliği yazılabilir. Buradan ;

$$f_t = \frac{97,5}{25} = 3,9 \text{ elde edilir.}$$

F_k konut alanı ile mevcut toprak alanı F_t , arasında aşağıdaki ilişki vardır.

$$F_t = F_k \cdot f_t$$

$$F_t = 100 \cdot 3,9$$

$$F_t = 390 \text{ m}^2 \text{ bulunur.}$$

7.2.5.2. Yatay toprak ısı değiştiricisi için gerekli boru uzunluğunun bulunuşu

"Trigen Kataloğu" dan yararlanarak, boru açıklığı olarak $0,7 \text{ m}^2/\text{m}$ seçilmiştir. O halde toplam boru uzunluğu L_t aşağıdaki gibi hesaplanır. (Trigen Kataloğu)

O halde toplam boru uzunluğu L_t aşağıdaki gibi hesaplanır.

Gerekli Toprak Alanı

$$L_t = \frac{\text{Gerekli Toprak Alanı}}{\text{Boru Açıklığı}}$$

$$L_t = \frac{390}{0,70} = 557 \text{ m}$$

Pratikte her çevrimde boru uzunlukları 80-100 m seçilir. Boru uzunlukları 100 m den büyük olursa basınç kayıpları artar. O halde gerekli çevirim sayısı olarak 6 kabul edilirse, her çevrimin uzunluğu

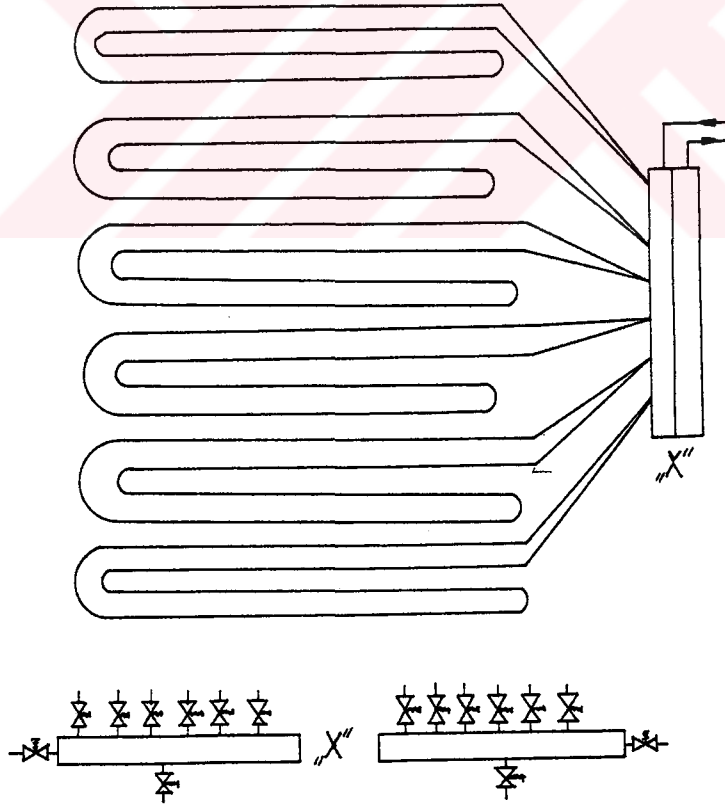
$$\text{Çevrim uzunluğu} = \frac{\text{Toplam boru uzunluğu}}{\text{Çevrim sayısı}}$$

557

$$L_b = \frac{557}{6} = 93 \text{ m bulunur.}$$

6

Boru malzemesi olarak 20x2 mm çapında polietilen boru seçilmiştir. Ayrıca eve giriş yerlerinin iyi izole edilmesine dikkat edilmelidir. Borular şekil 7.8 'den gösterildiği gibi, toprağın 1,8 m altına ve 0,7 m açıklıkta yerleştirilmelidir.



Şekil 7.8 Boruların Toprağa Yerleştirilme Planı ve kollektör bağlantıları

7.2.5.3. Düşey Toprak Isı Değiştiricisinin Boyutlandırılması

Binanın bulunduğu yerde yatay toprak ısı değiştiricisinin projelendirilmesi için gerekli yatay toprak alanı bulunmadığı durumda projelendirilmenin nasıl yapılacağına örnek olması bakımından düşey toprak ısı değiştiricisinin hesaplamaları yapılacaktır.

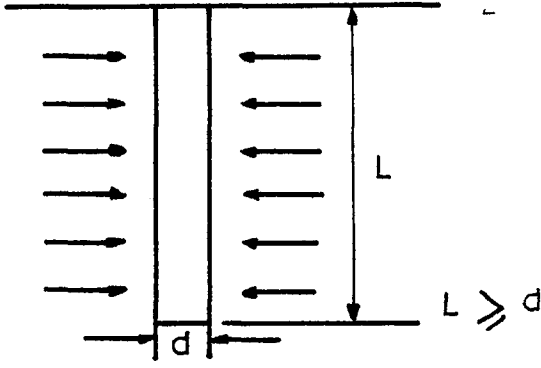
Ayrıca toprak sıcaklığının her yerde 8 °C derece olduğu, mevsimlerin toprak sıcaklığına etkisinin ihmal edildiği, yer altı arızalarında oluşacak etkilerin dikkate alınmadığı toprağın özelliklerinin değişmediği ve iç boru ile ısı geçişinin ihmal edildiği göz önünde bulundurulmuştur.

Yer kolektörü için mantıklı yarı çaplar 0,05 - 0,15 m arasındadır. Büyük bir depo kapasitesi elde etmek için, rd 0,15 m lik dış boru yarı çapı seçilmiştir. Her 3 m uzunluğundaki borunun birbiriyle birleştirilmesi özel vidalar ve boru mekanizmalarıyla yapılmalıdır. İç boru çapı 25 mm dış çaplı 2,3 mm cidar kalınlığındaki Polletilen yapay borudan oluşmaktadır.

7.2.5.4. Boru Uzunluğunun Bulunuşu

Gerekli buharlaştırıcı ısı yükü $q_B = 9,75$ kW olarak bulunmuştur. Malewski'ye göre sürekli rejimde çekilen ısı miktarı başlangıçta çekilen ısı miktarının yarısı kadar alınabilir. O halde sürekli rejimde ısıtma gücü hesaplanırsa (Malevski, 1977)

$$Q_s = \frac{9,75}{2} = 4,87 \text{ kW bulunur.}$$



$$q_s = \frac{2 \cdot \pi \cdot L}{1 + \frac{4 \cdot L}{k \cdot \ln \frac{4 \cdot L}{d}}} \cdot \Delta T_m \quad (7.15)$$

(7.15)' de q_B 'nin $-8 \text{ }^\circ\text{C}$ 'e kadar soğutulabileceği istemi ile $\Delta T_m = 10.6 \text{ }^\circ\text{C}$ ve toprak için $k = 1,25 \text{ W/mK}$ seçilmiştir. Buna göre

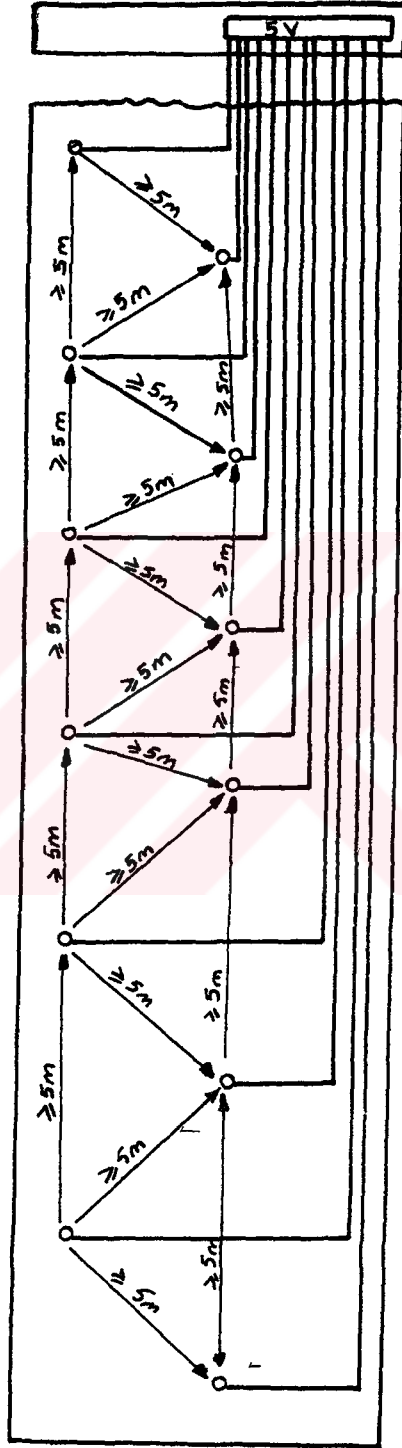
$$q_s = \frac{83 \cdot L}{\ln \frac{4L}{d}}$$

Çeşitli boru uzunlukları için L ve q_s değerleri aşağıda verilmiştir.

L(m)	100	200	300
q_s (kW)	1,528	2,768	3,978

Boru uzunluğu, sondaj kuyuları arasındaki mesafe 5 m kabulü ile 367 m bulunur. O halde 30 m uzunluğunda 12 adet sondaj kuyusu (düşey toprak ısı değiştiricisi) kullanılmaktadır. Şekil 7.9 'da toprak sondajının arazide dizilişi gösterilmiştir. Bir sondaj sahasında toprağın soğuması ile daha sonraki sondaja karşı yöndeki etkiye mümkün olduğunca engel olmak için, en azından 5 m 'lik aralık yapılmalıdır.

Giriş ve dönüş boruları 1 m derinlikteki bir boru çukurundan müşterek toplanmalıdır. Bağlantılar binanın içinde sondaj dağıtıcısında tek tek kısılabilen gidiş ve dönüş elemanlarıyla yapılmalıdır.



Şekil 7.9 Toprak Sondajının arazide dizilişi

8.EKONOMİK KARŞILAŞTIRMA

Bu bölümde alternatif sistemlerin yıllık yakıt giderleri yönünden karşılaştırılması yapılmıştır.

8.1. Seçilen Sistemler

- Bilzer kompresörlerinin III-L tipi
- Buderus GE 134 LPLT Atmosferik burulörlü doğal gaz kat kaloriferli
- Buderus GE 115 ULT Motorinli döküm villa kaloriferi
- Demirdöküm DK 200 Fuel-oil yakıtlı kazan
- Demirdöküm DK 200 Katı yakıtlı kazan

8.1.1. III-L Tipi Bilzer Kompresörü

$N_e = 6.04$ kW kompresörün tahrik gücü

$\eta_{KT} = 0,70$ kompresörün toplam verimi

$$YET = \frac{N_e \cdot Z \cdot Z_g}{2 \cdot \eta_{KT}} \quad (8.1)$$

Burada ;

YET = Yıllık tüketilen elektrik miktarı kWh

N_e = Kompresörün tahrik gücü (6,04 kW/h)

Z = Günlük işletme süresi (16 saat)

Z_g = Tesisin bir yılda işletme süresi gün olarak (180)

(T.M.M.O.B. , 1992)

$\eta_{KT} = 0,70$

$$YET = \frac{6,04 \cdot 16 \cdot 180}{2 \cdot 0,70} = 12425 \text{ kW}$$

1 kW = 4300 T.L./kWh ise

$$\begin{aligned} \text{Yıllık elektrik maliyeti} &= 12425 \cdot 4300 \\ &= 53428114 \text{ T.L.} \end{aligned}$$

8.1.2. Buderus GE 134 LPLT Atmosferik doğal gazlı kat kaloriferi

$$B_y = \frac{Q_k \cdot z \cdot z_g}{2 \cdot H_u \cdot \eta_{ka}}$$

(Tesisat Dergisi, 1994)

(8.1)' e benzer olarak

$$\begin{aligned} Q_k &= \text{Kazan gücü } 12040 \text{ kcal/h} \\ H_u &= \text{Yakıtın alt ısıl değeri } 8250 \text{ kcal/Nm}^3 \\ \eta_{ka} &= \text{Kat kaloriferi verimi } 0,70 \\ z &= 16 \text{ saat} \\ z_g &= 180 \text{ gün} \end{aligned}$$

$$B_y = \frac{12040 \cdot 16 \cdot 180}{2 \cdot 8250 \cdot 0,70} = 3002 \text{ m}^3$$

Ankara'da doğal gazın birim fiyatı = 12000 TL/m³ ise

$$\begin{aligned} \text{Yıllık doğal gaz maliyeti} &= 12000 \cdot 3002 \\ &= 36024000 \text{ T.L.} \end{aligned}$$

8.1.3. Buderus GE 115 ULT Motorinli döküm villa kaloriferi

$$\begin{aligned} H_u &= 10200 \text{ kcal/kg} \\ \eta_{ka} &= 0,75 \\ \rho &= 0,80 \text{ gr/cm}^3 \text{ motorin yoğunluğu} \end{aligned}$$

(Borat, 1988)

$$B_y = \frac{12040 \cdot 16 \cdot 180}{2 \cdot 10200 \cdot 0,75} = 2266 \text{ kg}$$

$$V_y = \frac{M}{0,80} = \frac{2266}{0,80} = 2832 \text{ lt.}$$

Motorinin litre fiyatı = 25740 TL/lt ise

Yıllık motorin maliyeti = 25740 . 2832

= 72895680 T.L.

8.1.4. Demirdöküm DK 200 Fuel-oil yakıtlı kazan için

$H_U = 9700 \text{ kcal/kg}$

$\eta_{ka} = 0,75$

5 nolu Fuel-oil yakıt yağının yoğunluğu $\rho = 0,86 \text{ gr/cm}^3$

(Borat, 1988)

$$B_y = \frac{12040 \cdot 16 \cdot 180}{2 \cdot 9700 \cdot 0,75} = 2283 \text{ kg}$$

$$V_y = \frac{2283}{0,86} = 2654 \text{ lt}$$

Fuel-oil'in litre fiyatı = 14790 TL/lt ise

Yıllık Fuel-oil'in maliyeti = 14790 . 2654

= 39252660 T.L.

8.1.5. Demirdöküm DK 200 Katı Yakıtlı Kazan

$H_U = 4000 \text{ kcal/kg}$ (Soma Linyit kömürü için)

$\eta_{ka} = 0,62 \dots 0,70$ (Kömür için)

(Demirdöküm Isı Danışma Merkezi Yayınları, 1987)

12040 . 16 . 180

$$B_y = \frac{12040 \cdot 16 \cdot 180}{2 \cdot 4000 \cdot 0,65} = 6668 = 6,668 \text{ Ton}$$

Linyit kömürünün ton fiyatı = 7000000 TL/Ton
Yıllık kömür maliyeti = 7000000 . 6,668
= 46676000 T.L.

8.1.6. Yakıt Fiyatlarının Karşılaştırılması

Çizelge 8.1 Ocak 1996 Tarihli Yakıt Fiyatlarının TL/1000 kcal Olarak Karşılaştırılması (Konut için)

Yakıt	Isıl Değeri	Birim Fiyatı	TL/1000 kcal	TL/1000 kcal	Ucuzluk sırası
Doğal Gaz Konut (ANK)	8250 kcal/Nm ³	12000 TL/m ³	12000 . 1000 8250	1454	1
Fuel-Oil 5 Nolu Kalorifer Yakıtı	9700 kcal/kg	14790 TL/lt	14790 . 1000 9700	1524	2
Soma Linyit Kömürü	4000 kcal/kg	7000000 TL/Ton	7000000 4000	1750	3
Motorin	10200 kcal/kg	25740 TL/lt	25740 . 1000 10200	2523	4
Elektrik	860 kcal/kWh	4300 TL/kWh	4300 . 1000 860	5000	5

Çizelge 8.2 Sistemin Yıllık Yakıt Maliyetinin Karşılaştırılması

Yakıt	Birim Fiyatı	Yıllık Yakıt Tüketimi	Yıllık Yakıt Maliyeti
Doğal Gaz	12000 TL/m ³	3002 m ³	36024000 T.L.
Fuel-Oil	14790 TL/lt	2654 lt	39252660 T.L.
Linyit	7000000 TL/Ton	6,668 Ton	46676000 T.L.
Isı Pompası	4300 TL/kwh	12425 kwh	53475500 T.L.
Motorin	25740 TL/lt	2832 lt	72895680 T.L.

Çizelge 8.1' deki yakıt fiyatlarının konut için TL/1000 kcal olarak yapılan karşılaştırılmasında, yakıt olarak kullanılan elektrik enerjisinin diğer yakıt cinsleri ile arasında şu oransal ilişkiler kurulabilir.

- Doğal Gaz'a göre	5000	- ---- = 3,43
	1454	
- Fuel-Oil'e göre	5000	- ---- = 3,28
	1524	
- S.Linyit kömürü'ne göre	5000	- ---- = 2,85
	1750	
- Motorin'e göre	5000	- ---- = 1,98
	2523	

Çizelge 8.2'deki yıllık yakıt maliyetlerinin karşılaştırılmasında kullanılan verilere göre ise yakıt cinsi olarak elektriğin yıllık yakıt maliyeti ile diğer yakıt cinslerinin yıllık yakıt maliyetleri arasında şu oransal ilişki kurulabilir.

	53475500	
- Doğal Gaz'a göre	- -----	- 1,48
	36024000	
	53475500	
- Fuel-Oil'e göre	- -----	- 1,36
	39252660	
	53475500	
- S.Linyit Kömürü'ne göre	- -----	- 1,14
	46676000	
	53475500	
- Motorin'e göre	- -----	- 0,73
	72895680	

9. SONUÇ

Konut ısıtılmasında kullanılan yakıt cinslerine göre yapılan karşılaştırmalarda, birim fiyat baz olarak alındığında elektrik enerjisinin günümüz Türkiye'si şartlarında birim fiyatının yüksek oluşunun getirdiği bir maliyet yüksekliği sözkonusudur. Fakat, sistemlerin yıllık yakıt tutarlarının oransal ilişkilerine bakıldığında, bu maliyet yüksekliği giderek belirgin bir şekilde azalan bir seyir takip etmiştir. Bu sonuç, motorine göre yapılan karşılaştırmalarda motorinin elektriğe göre daha yüksek maliyet oluşturması şeklinde de ortaya çıkmıştır.

Ayrıca ülkemizde kullanılan petrol ve doğal gazlı sistemlerin kullanmış olduğu yakıtlarda dışarıya bağımlı olmamız, çok sık aralıklarla yıllık maliyetlerinin değişmesi sistemimizin önemini daha da arttırmıştır. Özellikle projelendirme yapmış olduğumuz düşük ısı kapasiteli konutlarda ısı pompası tesisinin konfora sahipliliği, yakıt için ek bir depo ve benzeri tesis, ekipman ihtiyacı oluşturmaması sistemi daha cazip hale getirmektedir.

Günümüz Türkiye'si şartları içerisinde elektrik enerjisinin diğer gelişmiş batılı ülkelere göre maliyetinin fazla olması, sistemin tek dezavantajıdır. Bununla birlikte, kullanılmayan topraktaki sınırsız enerjiden yararlanma imkanının oluşu, enerji tasarrufu bakımından belirgin bir katkı sağlayışı, ısı pompası tesisinin diğer tesislere nazaran daha verimli oluşu, diğer sistemlerde kullanılan yakıt cinslerinin doğada sınırlı olarak bulunuşu ve çevreyi kirletmemesi açısından da sistemi avantajlı kılmaktadır.

Sistemin olumsuzluğunu oluşturan diğer etkenleri de kısaca şöyle sıralayabiliriz;

- 1) Özellikle ilk yatırım maliyetini etkileyen ısı değiştiricileri için gerekli olan toprak alanının problem oluşturması,
- 2) Isı değiştiricilerinin toprağa yerleştirilmesinde yapılan kazı ve harfiyatın zorluğu ve pahalı olması,

3) Düşey ısı değiştiricili sistemlerin kurulmasında sondaj kuyularının açılma zorluluğu ve yüksek maliyet oluşturmaları,

4) Isı değiştiricilerinde zamanla meydana gelebilecek arızaların tamir edilme zorluluğu, dezavantaj olarak sayılabilir.



KAYNAKLAR DİZİNİ

- Ashrae, 1984, Systems Handbook "Applied heat pump systems", 220-231 p.
- Ataman, H., 1991, Toprak Kaynaklı Bir Isı Pompası Tesisinin Tasarımı Ve Optimizasyonu, Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü. Fen B.E., 32-34 s.
- Ayber, R., 1983, Soğutma Tekniği Ders Notları, İ.T.Ü. Makina Fakültesi Ofset Atelyesi, 63,73,78 s.
- Bartl Kataloğu
- Bilzer Kataloğu
- Borat, O., 1988, Yanma Stokiyometrisi, İ.T.Ü. Makina Fakültesi, 9 s.
- Bose, J. E., 1982, "Earth coil/heat pump research at Oklahoma University" 6. Isı pompası teknolojisi konferansı, Oklahoma yalet Üniversitesi, Tulsa, 22-25 p.
- Bose, J.E., Parker, J.D. and Mc Quston, F.C., 1985, Design-Data Manual for closed-loop Ground-coupled heat pump systems, Ashrae Atlanta-USA., 103-105 p.
- Braud, H.J. and Baker, F.E., 1983, "Earth-Coupled heat pump systems" Louisiana cooperative, Extension Service, 76,77 p.
- Dağsöz, A.K., 1984, Isı Geçişi, İ.T.Ü. Makina Fakültesi, 66 s.
- Dağsöz, A.K., 1985, Isı Değiştiricileri, İ.T.Ü. Makina Fakültesi, 35-43 s.
- Demirdöküm, 1987, Isı Danışma Merkezi Yayınları, No:3, 17 s.

KAYNAKLAR DİZİNİ (Devam ediyor)

- Evyapan, S., 1984, Küçük Hacimlerin Kışın Isıtılması Yazın Soğutulması İçin Isı Pompası Projelendirilmesi Ve Kurulması, Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü. Fen B.E., 50-52 s.
- Gries, E., 1977, Energieeinsparnung mit Wärmepumpen bei der Gebäudeheizung, 51 p.
- Jüttemann, H., 1979, Wärmepumpen, Diesel Wärmepumpe in der Haustechnik, 112-116 p.
- Kavanaugh, S.P., 1984, "Simulation and experimental verification of vertical ground coupled heat pump systems" Doktora Tezi, Oklahoma Eyalet Üniversitesi, 102-104 p.
- Kent, E.F., 1988, Isıtma-Soğutma Amaçlı Isı Pompası Sisteminin Kurulması, Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü. Fen B.E., 13 s.
- Kılıç, A. ve Öztürk, A., 1983, Güneş enerjisi Kipas dağıtımçılık, 51 s.
- Kirn, H. und Hadenfeldt, A., 1979, A. Anwendung der Elektrowärmepumpe, Verlag C.F. Müller Karlsruhe, 56-63 p.
- Küçükcalı, R., 1983, Isısan Yayınları, No 70, 134 s.
- Malewski, W., 1977 "Bei Bestimmung der Verdampfungstemperatur" VDI-Berichte No 289, 66 p.
- Özkol, N., 1992, Uygulamalı Soğutma Tekniği, T.M.M.O.B., 47 s.
- Reay, D.A., 1977, Industrial Energy Conservation, Pergamon Press, 81-84 p.
- Sprenger, E., 1981/1982, Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik, Oldenbourg, 51 p.

KAYNAKLAR DİZİNİ (Devam ediyor)

Tesisat Dergisi, 1994, sayı:7, 12 s.

T.M.M.O.B., 1992, Kalorifer Tesisatı Hazırlama Esasları, 51 s.

Trigen Kataloğu

