

TC.
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASI
PERFORMANSINA
ETKİ EDEN PARAMETRELERİN ARAŞTIRILMASI**

Hikmet ESEN

T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

116600

116600

ELAZIĞ – 2002

TC.
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASI
PERFORMANSINA
ETKİ EDEN PARAMETRELERİN ARAŞTIRILMASI**

Hikmet ESEN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

Bu tez, 08/01/2003 tarihinde aşağıda belirtilen jüri tarafından oybirliği / oyçokluğu ile başarılı / ~~başarısız~~ olarak değerlendirilmiştir.

Danışman: Doç. Dr. Mustafa İNALLI

Üye: Prof. Dr. Kerim DİHTİLİ

Üye: Doç. Dr. Yasin VAROL

Bu tezin kabulü, Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun 15/01/2003.. tarih ve 3/5 sayılı kararıyla onaylanmıştır.

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın yürütülmesinde kıymetli görüşlerinden yararlandığım, tezin biçimlenmesinde değerli katkılarını aldığım, tez danışmanım sayın Doç. Dr. Mustafa İNALLI' ya, sayın Prof. Dr. Kazım PIHTILI' ya, sayın Yrd. Doç. Dr. Mehmet ESEN' e, deney düzeneğinin elektriki bağlantılarının yapılmasında yardımcı olan sayın Arş. Gör. Ahmet GÜNDOĞDU' ya, deney düzeneğinin kazı çalışmalarında, yardımcı olan sayın İnşaat Mühendisi Kürşad ÖZGER' e (Fırat Üniversitesi Yapı İşleri ve Teknik Daire Başkanı), malzeme ihtiyacını karşılamada yardımcı olan sayın Nusret ÖZDAL' a (Özdal Teknik A.Ş.), sayın Makine Mühendisi Murat DEMİREL' e (Sistem Mühendislik Ltd.Şti.), sayın Cengiz AYDIN' a (Obuzlar A.Ş.), deney düzeneğinin kurulmasında yardımcı olan sayın Mehmet SERTKAYA' ya teşekkür ederim.

Fırat Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri (FÜBAP) yönetim birimi tarafından maddi olarak desteklenen 616 no' lu projemize katkıda bulunan bütün FÜBAP personeline de ayrıca teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

Sayfa No

TEŞEKKÜR	
İÇİNDEKİLER	I
ŞEKİLLER LİSTESİ	IV
TABLolar LİSTESİ	VI
EKLER LİSTESİ	VII
SİMGELER LİSTESİ	VIII
KISALTMALAR LİSTESİ	XII
ÖZET	XIII
ABSTRACT	XIV
1. GİRİŞ	1
1.1. Konu İle İlgili Yapılan Çalışmalar	2
2. TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASI SİSTEMİ İLE İLGİLİ ESASLAR	12
2.1. Giriş	12
2.1.1. Yer Altı Sulu Isı Pompası (YASIP) Sistemleri	14
2.1.2. Toprak Bağlantılı Isı Pompası (TBIP) Sistemleri	15
2.1.2.1. Düşey Toprak Bağlantılı Isı Pompası Sistemleri	16
2.1.2.2. Yatay Toprak Bağlantılı Isı Pompası Sistemleri	17
2.1.3. Yüzey Sulu Isı Pompası (YSIP) Sistemleri	17
2.1.4. Sabit Sütun Kuyulu (SSK) Sistemleri	18
3. TOPRAĞIN SICAKLIK DEĞİŞİMİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ	20
3.1. Matematiksel Model	20
3.2. Sonlu Fark Formülasyonu	22
4. TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASI TASARIMI	30
4.1. ISI POMPASININ PROJELENDİRİLMESİ	30
4.1.1. Isıtılacak Mahal ve Isı Pompası Özellikleri	30
4.1.2. Oda Isı İhtiyacının Belirlenmesi	33
4.1.3. İşletme Şeklinin Belirlenmesi	34
4.2. Isı Pompasının Boyutlandırılması	34
4.2.1. Buharlaştırıcı ve Yoğuşturucu Sıcaklıklarının Bulunması	34
4.2.1.1. Yoğuşturucu Sıcaklığının Belirlenmesi	34
4.2.1.2. Buharlaştırıcı Sıcaklığının Belirlenmesi	35
4.2.2. Isı Pompası Performans Katsayısının Bulunması (COP)	36

4.3. Isı Kaynağının Projelendirilmesi.....	40
4.3.1. Yatay Yerleştirilmiş Isı Değiştiricisi İçin Toprak Alanının Bulunması.....	40
4.3.2. Uyum Faktörü.....	40
4.3.3. Yatay Toprak Isı Değiştiricisi İçin Gerekli Boru Uzunluğunun Bulunuşu.....	41
4.4. Sistem Elemanları ve Otomasyon.....	41
4.4.1. Sistem Elemanlarının Belirlenmesi.....	41
4.4.1.1. Kompresör Seçimi.....	41
4.4.1.2. Evaporatör (Eşanjör)Seçimi.....	41
4.4.1.3. Kondenser Seçimi.....	41
4.4.1.4. Sirkülasyon Pompası Seçimi.....	42
4.4.1.5. Kılcal Seçimi.....	43
4.4.1.6. Dryer (Kurutucu) ve Gözetleme Camı Seçimi.....	43
4.4.1.7. Düşük ve Yüksek Basınç Presostatı (Kombine Otomatik) Seçimi.....	44
4.4.1.8. Su (Salamura) Sayacı Seçimi.....	44
4.4.1.9. Sıcaklık ve Basınç Ölçerlerin Seçimi.....	44
4.4.1.10. Dijital Soğutma Kontrol Cihazı (XR20C) Seçimi.....	44
4.4.1.10.1. Genel Tanımı.....	45
4.4.1.10.2. Ön Panel Tuş Komutları.....	45
4.4.1.10.3. Parametre Menüsü.....	46
4.4.1.10.4. Ayarlama.....	47
4.4.1.10.5. Kullanım.....	48
4.4.1.10.6. Programlar.....	48
4.4.1.11. Toprak Isı Değiştiricisinde Kullanılan Boruların Seçimi.....	51
4.4.1.12. Salamuralar.....	52
4.4.1.13. Toprak Isı Değiştiricisinin Belirlenmesi.....	53
5. DENEYSEL ÇALIŞMALAR.....	56
5.1. Deney Sırasında Ölçülen Değerler.....	56
5.1.1. Sıcaklık Ölçümü.....	56
5.1.2. Debi Ölçümü.....	57
5.1.3. Basınç Ölçümü.....	57
5.1.4. Güç Ölçümü.....	57
5.2. Deneylerin Yapılışı.....	57
5.3. Deney Sonuçlarının Değerlendirilmesi.....	58
5.3.1. Isı Pompasının Kondenserinden Alınan Isı Miktarı.....	58
5.3.2. Isı Pompasının Evaporatörünün Çektiği Isı Miktarı.....	59

5.3.3. Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sisteminin Performans Katsayısının Hesabı...	59
5.3.4. Topraktan Çekilen Isı Miktarının Bulunması.....	60
6. SONUÇLAR.....	81
KAYNAKLAR	
ÖZGEÇMİŞ	
EKLER	



ŞEKİLLER LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 2.1. Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sisteminin Çevrim Şematiği	
a) Soğutma Durumunda	
b) Isıtma Durumunda.....	13
Şekil 2.2. Yer Altı Sulu Isı Pompası Sisteminin Şematiği.....	15
Şekil 2.3. Düşey Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sisteminin Şematiği.....	16
Şekil 2.4. Yatay Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sisteminin Şematiği.....	17
Şekil 2.5. Yüzey Sulu Isı Pompası Sisteminin Şematiği.....	18
Şekil 2.6. Sabit Sütun Kuyulu Sistemin Bir Şematiği.....	19
Şekil 3.1. İncelenen Toprak Alanının Ağlara Bölünmüş Hali.....	21
Şekil 3.2. Farklı Sınırlarda Sonlu Farklar Denklemi İçin Oluşturulan Ağlar	
a) İletim Denklemlerinin Uygulandığı Ağ Şekli	
b) Toprak Üst Yüzeyinde Taşınım Olması Halindeki Ağ Şekli	
c) Sol Üst veya Sol Alt Yüzey Simetri Hali İçin Ağ Şekli	
d) Sağ Yüzey Simetri Hali İçin Ağ Şekli	
e) Suyun Geçtiği Borunun İç Yüzeyinin Herhangi Bir Köşesine Göre Ağ Şekli	
f) Suyun Geçtiği Borunun İç Yüzeyinin Diğer Bir Köşesine Göre Ağ Şekli.....	21
Şekil 3.3. T(6,11) Sıcaklığının 0.018 lt/s' lik Debiye Göre Deneysel ve Teorik Değişimi.....	26
Şekil 3.4. T(6,11) Sıcaklığının 0.041 lt/s' lik Debiye Göre Deneysel ve Teorik Değişimi.....	26
Şekil 3.5. T(6,11) Sıcaklığının 0.066 lt/s' lik Debiye Göre Deneysel ve Teorik Değişimi.....	27
Şekil 3.6. 0.018 lt/s Debisi İçin Yaklaşık 50 Dakika Sonra Oluşan Toprak Sıcaklık Dağılımı.....	27
Şekil 3.7. 0.041 lt/s Debisi İçin Yaklaşık 50 Dakika Sonra Oluşan Toprak Sıcaklık Dağılımı.....	28
Şekil 3.8. 0.066 lt/s Debisi İçin Yaklaşık 50 Dakika Sonra Oluşan Toprak Sıcaklık Dağılımı.....	28
Şekil 4.1. Isıtılması Düşünülen Odanın Üstten ve Güney Tarafından Kesit Şekli.....	29
Şekil 4.2. Elazığ İçin 1999, 2000, 2001 Yılları Dış Hava Sıcaklığı Değişimi.....	32
Şekil 4.3. Elazığ İlinde 1 m Derinlikteki Toprak Sıcaklığının Yıllara Göre Değişimi	32
Şekil 4.4. Elazığ İçin 2000 Yılı Farklı Derinlikteki Toprak Sıcaklığı Değişimi.....	33
Şekil 4.5. Kurulması Düşünülen Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sisteminin	
Şematik Görünümü.....	34
Şekil 4.6. Yoğuşma Sıcaklığının Zamanla Değişimi.....	35
Şekil 4.7. Buharlaşma Sıcaklığının Zamanla Değişimi.....	36
Şekil 4.8. Solkane Programının Hesap Tablosunu Gösteren Ekran.....	37

Şekil 4.9. Solkane Programında Güç Değerlerinin Bulunmasını Gösteren Ekran.....	37
Şekil 4.10. Log P – h Diyagramı.....	38
Şekil 4.11. 1 ve 2 m Derinliğinde Toprağa Serilen Boruların Üstten Çekilmiş Fotoğrafi.....	54
Şekil 4.12. 1 m Derinliğindeki Toprak Isı Değiştiricisinin Fotoğrafi.....	55
Şekil 4.13. 2 m Derinliğindeki Toprak Isı Değiştiricisinin Fotoğrafi.....	55
Şekil 5.1. Toprağa Konulan Bakır – Konstantan Isıl Çift Probenin Görünümü.....	56
Şekil 5.2. Kurulan Deney Düzenekinin Fotoğrafi.....	58
Şekil 5.3. Kurulan Deney Düzenekçi Üzerinden Ölçüm Alınan Noktalar.....	61
Şekil 5.4. 1 m Derinliğindeki Toprak Isı Değiştiricili Sistem İçin Çeşitli Noktalarda Ölçülen Sıcaklıklar.....	66
Şekil 5.5. 1 m Derinliğindeki Toprak Isı Değiştiricili Sistemde Salamuranın Evaporatöre Giriş, Evaporatörden Çıkış, İç Ortam ve Toprak Sıcaklıklarının Zamana Bağlı Olarak Değişimi.....	67
Şekil 5.6. 2 m Derinliğindeki Toprak Isı Değiştiricili Sistem İçin Çeşitli Noktalarda Ölçülen Sıcaklıklar.....	68
Şekil 5.7. 2 m Derinliğindeki Toprak Isı Değiştiricili Sistemde Salamuranın Evaporatöre Giriş, Evaporatörden Çıkış, İç Ortam ve Toprak Sıcaklıklarının Zamana Bağlı Olarak Değişimi.....	69
Şekil 5.8. 1 ve 2 m’ deki Toprak Isı Değiştiricili Sistemlerin Kapasite Değişimleri.....	70
Şekil 5.9. 1 ve 2 m Derinliğindeki Toprak Isı Değiştiricili Sistemlerin COPS Ve COPI Değişimleri.....	71
Şekil 5.10. 1 ve 2 m Derinliğinde Toprağa Serili Olan Toprak Isı Değiştiricisinin Performans Yönünden Kıyaslanması.....	71
Şekil 5.11. 1 m Derinliğindeki Toprak Isı Değiştiricisinde Dolaşan Salamuranın Debisinin Değişiminin Kondenser ve Evaporatör Kapasitesine Etkisi.....	73
Şekil 5.12. 1 m Derinliğinde Toprak Isı Değiştiricili Sistemde Kondensere Giren ve Çıkan Hava Sıcaklığının Üç Debide Değişimi.....	74
Şekil 5.13. 1 m Derinliğindeki Toprak Isı Değiştiricisinde Dolaşan Salamuranın Evaporatöre Giriş ve Çıkış Sıcaklıklarının Üç Debide Değişimi.....	74
Şekil 5.14. 1 m Derinliğindeki Toprak Isı Değiştiricisinde Dolaşan Salamuranın Debisinin Değişiminin Performans Değerleri Üzerindeki Etkisi.....	75
Şekil 5.15. 2 m Derinliğindeki Toprak Isı Değiştiricisinde Dolaşan Salamuranın Debisinin Performans ve Güç Değerleri Üzerindeki Etkisi.....	80

TABLÖLAR LİSTESİ

Sayfa No

Tablo 3.1. Üç Farklı Debide T(6,11) Toprak Sıcaklığının Deneysel ve Teorik Olarak Karşılaştırılması.....	26
Tablo 4.1. Odaanın Isı Kaybı Hesabı Çizelgesi.....	31
Tablo 4.2. Dijital Termostatın Ayarlanabilir Parametreleri.....	46
Tablo 4.3. Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sisteminde Toprak Isı Değiştiricisinde Kullanılan PX – b Borusunun Mekanik Ve Isıl Özellikleri.....	52
Tablo 4.4. Salamuranın Bazı Fiziksel Özellikleri.....	53
Tablo 5.1. Deney Ölçümleri (02 Kasım 2002 tarihli).....	62
Tablo 5.2. Deney Ölçümleri (03 Kasım 2002 tarihli).....	63
Tablo 5.3. Deney Ölçümleri (05 Kasım 2002 tarihli).....	72
Tablo 5.4. Deney Ölçümleri (06 Kasım 2002 tarihli).....	72
Tablo 5.5. Deney Ölçümleri (07 Kasım 2002 tarihli).....	73
Tablo 5.6. Deney Ölçümleri (03 Aralık 2002 tarihli).....	76
Tablo 5.7. Deney Ölçümleri (04 Aralık 2002 tarihli).....	76
Tablo 5.8. Deney Ölçümleri (06 Aralık 2002 tarihli).....	77
Tablo 5.9. 2 m Derinliğindeki Toprak Isı Değiştiricili Sistemde Farklı Debide Ölçülen Gerilim, Akım ve Cosφ Değerleri İle Hesaplanan Toplam Güç Değerleri.....	78

EKLER LİSTESİ

- Ek – 1.** Toprak Sıcaklık Dağılımını Hesaplayan Programın Algoritması
- Ek – 2.** Elazığ İli İçin 1999 – 2000 – 2001 Yılları Dış Hava Sıcaklıkları Ve Çeşitli Derinlikteki Toprak Sıcaklıkları
- Ek – 3.** Deney Düzeneginde Kullanılan Kompresörün Pratik Seçim Tablosu
- Ek – 4.** Deney Düzeneginde Kullanılan Evaporatörün Pratik Seçim Tablosu
- Ek – 5.** Deney Düzeneginde Kullanılan Kondenserin Pratik Seçim Tablosu
- Ek – 6.** Deney Düzeneginde Kullanılan Sirkülasyon Pompasının Özellikleri
- Ek – 7.** Deney Düzeneginde Kullanılan Kurutucunun Pratik Seçim Tablosu
- Ek – 8.** Deney Düzeneginde Kullanılan Gözetleme Camının Pratik Seçim Tablosu
- Ek – 9.** Deney Düzeneginde Kullanılan Vanalı Kollektörün Ve Toprağa Serili Boruların Odaya Bağlantı Fotoğrafları
- Ek – 10.** Deney Düzeneginde Kullanılan Gerilim Ölçer ve Akım Ölçerin Fotoğrafları İle Güç Ölçer ve Cosφ Ölçerin Şematik Görünümü

SİMGELER LİSTESİ

A	: Sol Alt Yüzey Simetri Mesafesi, m
A_{boru}	: Borunun Alanı, m^2
A_o	: Odanın Alanı, m^2
A_g	: Mevcut Toprak Alanı, m^2
B	: Sol Üst Yüzey Simetri Mesafesi, m
Bi	: Biot Sayısı
C	: Y Yönünde Borunun Çapının Gösterimi, m
C_{hava}	: Havanın Özgül Isısı, kJ/kgK
C_s	: Salamuranın Özgül Isısı, kJ/kgK
C_{su}	: Suyun Özgül Isısı, kJ/kgK
COP	: Isıtma Tesir Katsayısı
$COPI$	: Isı Pompasının Performans Katsayısı
$COPS$	: Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sisteminin Performans Katsayısı
$\cos\phi_s$	: Sistemin Güç Çarpanı
$\cos\phi_1$	: Kondenser Fanının Güç Çarpanı
$\cos\phi_2$	: Sirkülasyon Pompasının Güç Çarpanı
$\cos\phi_3$	: Kompresörün Güç Çarpanı
D	: X Yönünde Borunun Çapının Gösterimi, m
D_h	: Hidrolik Çap, m
Δt	: Zaman Aralığı, sn
ΔX	: X Yönündeki Ağ Boyutunun Birim Mesafesi, m
ΔY	: Y Yönündeki Ağ Boyutunun Birim Mesafesi, m
ΔT_s	: Evaporatördeki Salamuranın Sıcaklık Farkı, K
ΔT_{hava}	: Kondenserdeki Havanın Sıcaklık Farkı, K
ΔP_{top}	: Toplam Basınç Farkı, N/m^2
F_o	: Fourier Sayısı
f_t	: Uyum Faktörü
g	: Yer Çekimi İvmesi, m/s^2
h_{hava}	: Toprak yüzeyi ile hava arasındaki ısı transfer katsayısı, $\text{W/m}^2\text{K}$
h_s	: Salamuranın Isı Taşınım Katsayısı, $\text{W/m}^2\text{K}$
h_{su}	: Suyun Isı Taşınım Katsayısı, $\text{W/m}^2\text{K}$
h_1	: Kompresöre Girişteki Soğutucu Akışkanın Entalpisi, kJ/kg

h_{2s}	: Kompresörün Çıkışında İzantropik Haldeki Soğutucu Akışkanın Entalpisi, kJ/kg
h_2	: Kompresörün Çıkışındaki Soğutucu Akışkanın Entalpisi, kJ/kg
h_3	: Kondenser Çıkışındaki Soğutucu Akışkanın Entalpisi, kJ/kg
h_4	: Evaporatöre Girişteki Soğutucu Akışkanın Entalpisi, kJ/kg
H_{top}	: Basınç Kaybı, mSS
Q_o	: Odanın Isı Kaybı Miktarı, kW
Q_y	: Kompresörden Verilen Yararlı Isı, kW
Q_{ESA}	: Buharlaştırıcıda Salamuranın Verdiği Isı, kW
Q_{ES}	: Soğutucu Akışkanın Evaporatörden Çektiği Isı, kW
Q_{KS}	: Soğutucu Akışkanın Kondenserde Verdiği Isı, kW
Q_{KH}	: Kondenserden Geçen Havanın Verdiği Isı, kW
K	: Y Yönünde Ele Alınan Mesafe, m
k_{toprak}	: Toprağın Isı İletim Katsayısı, W/mK
k_{su}	: Suyun Isı İletim Katsayısı, W/mK
L	: X Yönünde Ölçülen Mesafe, m
L_I	: Toplam Boru Uzunluğu, m
I_T	: Sistemin Şebekeden Çektiği Toplam Akım, Amper
I_1	: Kondenser Fanının Çektiği Akım, Amper
I_2	: Sirkülasyon Pompasının Çektiği Akım, Amper
I_1	: Kompresörün Çektiği Akım, Amper
m	: X Yönündeki Düğüm Sayısı
m_s	: Salamuranın Kütlesel Debisi, lt/s
m_{su}	: Suyun Kütlesel Debisi, lt/s
m_{hava}	: Yoğuşturucudan Fan İle Üflenen Havanın Kütlesel Debisi, kg/s
m_d	: Soğutucu Akışkanın Kütlesel Debisi, kg/s
n	: Y Yönündeki Düğüm Sayısı
N_e	: Kompresörün Tahrik Gücü, kW
Nu	: Nusselt Sayısı
p	: Zaman Adımı, s
q_b	: Buharlaştırıcı Isı Akısı, W/ m ²
q_g	: Topraktan Çekilen Isı Akısı Miktarı, W/m ²
q_o	: Odanın Özgül Isı İhtiyacı, W/m ²
q_y	: Isıtılan Alana Ait Yoğuşturucu Isı Akısı, W/ m ²
q_{yg}	: Gerçek Değerde Verilen Yoğuşturucu Isı Akısı, kJ/ kg
$T(t)$	: Toprağın Zamana Bağlı Sıcaklık Değişimi, °C

T_{derin}	: Derin Toprak Sıcaklığı, °C
T_{su}	: Su (Salmura) Sıcaklığı, °C
T_{hava}	: Havanın Sıcaklığı, °C
$T_{\text{dış}}$	: Dış Ortam Sıcaklığı, °C
T_Y	: Yoğuşturucu Sıcaklığı, °C
$T_{\text{hç}}$	: Kondenserden Çıkan Havanın Sıcaklığı, °C
T_B	: Buharlaşma Sıcaklığı, °C
Th_2	: Kondenserden Çıkan Havanın Sıcaklığı, °C
Th_1	: Kondensere Giren Havanın Sıcaklığı, °C
TS_2	: Salmuranın Toprakta Evaporatöre Dönüş Sıcaklığı, °C
TS_1	: Salmuranın Evaporatörden Toprağa Dönüş Sıcaklığı, °C
$T_{m,n}^p$	: p - Zamanında (m,n) Düğümündeki Sıcaklık, °C
$T_{m+1,n}^p$	: p - Zamanında (m+1, n) Düğümündeki Sıcaklık, °C
$T_{m-1,n}^p$	: p - Zamanında (m-1, n) Düğümündeki Sıcaklık, °C
$T_{m,n+1}^p$	: p - Zamanında (m, n+1) Düğümündeki Sıcaklık, °C
$T_{m,n-1}^p$	: p - Zamanında (m, n-1) Düğümündeki Sıcaklık, °C
$T_{m,n}^{p+1}$	: p+1 - Zamanında (m, n) Düğümündeki Sıcaklık, °C
P_1	: Kondenser Fanına Verilen İş veya Şebekeden Çektiği Güç, kW
P_2	: Salmura Sirkülasyon Pompasına Verilen İş veya Şebekeden Çektiği Güç, kW
P_3	: Kompresöre Verilen İş veya Şebekeden Çektiği Güç, kW
P_T	: Şebekeden Çekilen Toplam Güç, kW
U	: Gerilim, Volt
$V_{\text{rüzgar}}$	: Rüzgar Hızı, m/s
V_{su}	: Suyun Akış Hızı, m/s
V_H	: Salmuranın Hacimsel Debisi, m ³ /s
α	: Toprağın Isıl Yayınlam Katsayısı, m ² /s
α_s	: Salmuranın Isıl Yayınlam Katsayısı, m ² /s
ρ_s	: Salmuranın Yoğunluğu, kg/m ³
ρ_{su}	: Suyun Yoğunluğu, kg/m ³
ν_s	: Salmuranın Kinematik Viskozitesi, m ² /s
ν_{su}	: Suyun Kinematik Viskozitesi, m ² /s

η_m : Kompresörün Mekanik Verimi
 η_i : Kompresörün İzantropik Verimi
 η_{el} : Elektrik Motorunun Verimi



KISALTMALAR LİSTESİ

ABD	: Amerika Birleşik Devleti
ASHRAE	: American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers (Amerika Isıtma, Soğutma ve İklimlendirme Mühendisleri Birliği)
EMBM	: Elazığ Meteoroloji Bölge Müdürlüğü
FÜBAP	: Fırat Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri
HVAC	: Isıtma Havalandırma İklimlendirme
HKIP	: Hava Kaynaklı Isı Pompası
SFD	: Sonlu Fark Denklemleri
SFM	: Sonlu Fark Metodu
SSK	: Sabit Sütun Kuyulu
TKIP	: Toprak Kaynaklı Isı Pompası
TID	: Toprak Isı Değiştiricisi
TBIP	: Toprak Bağlantılı Isı Pompası
TRNSYS	: Toprak Kaynaklı Isı Pompası İle İlgili Simülasyon Programı
YASIP	: Yer Altı Sulu Isı Pompası
YSIP	: Yüzey Sulu Isı Pompası
ÇCP2	: Çift Cam Pencere
DD3	: Dış Duvar
DDko	: Batı Tarafındaki Sınıfın Duvarı
İK1	: Kuzey Tarafındaki İç Kapı
İD2	: Doğu Tarafındaki İç Duvar
Döş	: Döşeme

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASI PERFORMANSINA ETKİ EDEN PARAMETRELERİN ARAŞTIRILMASI

Hikmet ESEN

Fırat Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

2002, Sayfa: 83

Isı pompaları çevrimden atılan ısıyı kullanarak ve bu ısıyı daha soğuk bir kaynaktan alındığı genellikle buhar sıkıştırılmalı bir soğutma uygulamasıdır. Optimum performans, daha yüksek sıcaklıktaki bir bölgeye belirli miktardaki ısıyı atmak için gerekli işin minimuma indirilmesi ile elde edilmektedir. Isı pompası ılık mevsimlerde, bir iklimlendirme cihazı, daha soğuk mevsimlerde ise bir ısıtma ünitesi olarak çalışmak için dizayn edilebilmektedir. Toprak kaynaklı ısı pompası sistemleri daha çok ticari binalar ve konutların ısıtılması veya soğutulması için kullanılmaktadır. Toprak sıcaklığı genellikle yıl boyunca sabittir, fakat toprak sıcaklığı büyük oranda toprak cinsine ve nem içeriğine bağlı olarak değişmektedir.

Bu çalışma, ısıtma için kullanılan bir ısı pompasının performansına toprak kaynaklı yatay ısı değiştiricisinin derinliği ve ısı değiştiricisinde dolaştırılan salamura debisi gibi parametrelerin etkisini deneysel olarak değerlendirmeyi amaçlamıştır. Ayrıca topraktaki sıcaklık dağılımını tespit etmek için bir teorik model geliştirilmiştir. Sayısal analizde sonlu fark yaklaşımı kullanılmıştır. Teorik model sonuçları ile deneysel sonuçların uyum içinde olduğu gözlenmiştir.

Elazığ ilinde gerçekleştirilen deneysel sonuçlarda, 2 m derinlikteki ısı değiştiricisinin 1 m derinlikteki ısı değiştiricisinden daha yüksek bir ısı pompası performans değeri sağladığı gözlenmiştir. Ayrıca, salamura debisinin artması ile ısı pompasının çalıştırılması için gerekli elektriksel gücün arttığı ve dolayısıyla ısı pompası COP değerinin düştüğü belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Toprak kaynaklı ısı pompası, teorik model, deneysel performans.

ABSTRACT

Master Thesis

INVESTIGATION OF PARAMETERS EFFECTING PERFORMANCE OF A GROUND SOURCE HEAT PUMP

Hikmet ESEN

Firat University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

2002, Page: 83

The heat pumps are generally an application of vapor compression refrigeration systems where the rejected heat from the cycle is used as a heat supply and the added heat is taken from a cold source. Optimum performance is achieved as the amount of work required for a specified amount of heat delivered to the higher temperature region is minimized. The heat pump can be designed to operate as an air conditioner in warm seasons and a heating unit during the colder seasons. Ground source heat pump systems are usually used for heating or cooling of commercial and residential buildings. In general, temperature of the soil almost during the year is stable; however, temperature of the soil greatly affected by the type of soil and moisture content.

The present study had the goal to validate the effects of the parameters such as the depth of earth coupled heat exchanger, and the mass flow rate of the brine on the performance of a ground source heat pump used for space heating experimentally. In addition, a theoretical model had been developed to determine the temperature distribution in the soil. The finite difference approximation is used for numerical analysis. It is observed that theoretical results agree with the experimental results.

The experimental results performed in Elazığ indicate that the horizontal heat exchanger with depth of 2 m gives a higher heat pump performance than the depth of 1 m. The results also show that increasing of the mass flow rate of the brine increases the electric power required to work heat pump and consequently decreases the COP of the heat pump.

Key Words: Ground source heat pump, theoretical model, experimentally performance

1. GİRİŞ

Ülkelerin, elektrik enerjisi tüketiminin % 25'inden fazlası konutların ısıtılması ve soğutulması masraflarına gitmektedir. Tüketicilerin elektrik talepleri, teknolojinin gelişmesiyle sürekli artmaktadır. Güney Kutbundaki ülkelerde, konutların ısıtılması ve iklimlendirilmesinde, Hava kaynaklı ısı pompası (HKIP) daha ekonomiktir. Ancak, bu ısı pompalarının performansları büyük oranda bulunduğu bölgeye bağlıdır. Düşük sıcaklıklarda HKIP'in performansı önemli oranda düştüğü için soğuk iklimlerde bu tür pompaların satışı düşüktür.

Toprak Kaynaklı veya Jeotermal Isı Pompaları, toprağın içindeki sıcaklığın kararlı değişmesi ve soğuk iklimlerde performansını yüksek seviyede tutması nedeniyle enerjinin kullanımında daha etkili sonuçlar ortaya çıkarır. Bu sebeplerden dolayı bir çok ülkede Toprak Kaynaklı Isı Pompalarının (TKIP) kullanımı Isıtma – Havalandırma ve İklimlendirme (HVAC) endüstrisi tarafından desteklenmektedir. Günümüzde, TKIP' ların kullanımının düşük oranda olmasının en büyük nedeni, toprak ısı değiştiricisinin (TID) kesin bir projelendirilme usulünün henüz tam anlamıyla ortaya konulamamasındandır. Diğer önemli unsur ise TID' in yüksek maliyetinin söz konusu olmasıdır.

TKIP sistemi, topraktan ısıyı su veya salamura (antifriz – su) aracılığıyla çekerler. Bunun için salamuranın içinde dolaştığı toprak altına yerleştirilen boruların tasarımı uygun bir şekilde yapılmalıdır. TID' i için özellikle doğru modellerin tespiti önemlidir. Bir çok model geliştirilmiştir, fakat ısı transfer probleminin şartlarını doğru olarak belirlemek zordur. Bugün bir çok çalışmada bu amaç için en güvenilir ve öncü teorilerden olan “çizgisel kaynak teorisi” kullanılmaktadır.

Bu çalışmada, yatay (serme) tip TID şeklindeki TKIP sisteminde etkin parametrelerin belirlenmesi için teorik ve deneysel bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Teorik çalışmada, toprak içerisinde geçerli olan ısı iletim denklemi, problemin fiziğine uygun sınır şartları ile çözülerek, bu denklemlere Sonlu Farklar Metodunun (SFM) uygulanmasıyla toprak içerisindeki sıcaklık dağılımı hesaplanmıştır. Deneysel çalışmada ise TID serpantinleri 1 ve 2 m derinliğinde toprağa gömülmüştür. İki kısımda TID uzunlukları 50 m' dir. Birinci ve ikinci grup için kazı alanı $3 \text{ m} \times 5 \text{ m} = 15 \text{ m}^2$ dir. Özellikle toprağa yatay şekilde gömülen boruların toprak yüzeyine olan mesafesinin değişiminin ve sistemde dolaştırılan salamura debisinin TKIP performansına etkisi incelenmiştir.

Bu tez, Fırat Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri (FÜBAP) Yönetim Birimi tarafından 616 nolu proje kapsamında deneysel çalışmalar için desteklenmiştir.

1.1. Konu İle İlgili Yapılan Çalışmalar

TKIP endüstrisi ülkemiz için oldukça yenidir. Son birkaç yıldır, bazı şirketler yurt dışından ithal ettikleri TKIP'ları ülkemiz piyasasına sokmak için yoğun çaba harcamaktadırlar. Bununla beraber, kurulan TKIP'ların sayısı, yurt dışında kurulanlarla kıyaslanmayacak ölçüde azdır. Bu yüzden; TKIP'ların tarihsel gelişimine göz atmakta büyük yarar vardır.

TKIP'lar, 1912 yılında İsviçre patenti ile ilk olarak tanıtıldı. Daha sonra, termodinamik açıdan önemi, ısı kaynağı olarak toprağa gömülen metal serpantinler içinde salamura dolaştırılarak, 1940'lı yıllarda çarpıcı şekilde gösterildi. Serpantin korozyon sorunları, toprak serpantinlerini kullanışsız kıldı ve HKIP sistemlerinin gelişimini zorladı. Daha sonraları, plastik borular kullanılarak, korozyon sorunlarının üstesinden gelindi ve TKIP'ların üzerine araştırmalar hızlandı. Amerika'da ise TKIP teknolojisine olan ilgi, 1940 – 1950 yıllarında başladı [1].

Hadley, 1949 yılında ABD'de yaptığı zamana bağlı tek boyutlu çalışmalarda elde ettiği datalar ile deneyden elde ettiği verileri birbiriyle ilişkilendirerek bir model oluşturmuştur. Bu model ile Kelvin çizgisel kaynak teorisinin çok yakın sonuçlar verdiği görülmüştür.

Vestal ve Fluker, 1956 yılında ABD'de bir boyutlu olarak çalışmıştır. Teorik olarak elde ettiği hesap yöntemleri ile, çok sayıda yapmış olduğu deneyden elde etmiş olduğu verileri birbirleriyle kıyaslayarak, grafik çözüm yöntemini geliştirmişlerdir.

Whitacre'ın, 1974 yılında Holt'un, 1976 yılında ABD'de yapmış oldukları iki boyutlu çalışmalarda, kutup tabakasında bulunan toprak içerisine yerleştirilmiş gaz boru hattının etrafından transfer olan ısı miktarı için bir model tasarımı yapmışlardır. Bu model yer altı suyunun hareketlerinin analizini de içermiştir. Yer altı suyunun hareketleri sadece hidrolik yönden incelenmiş, ısı etkileri göz önüne alınmamıştır. Teorik çalışmada yöntem olarak SFM kullanılmıştır.

Neiss ve Winter, 1977 yılında Avrupa'da yapmış oldukları iki boyutlu çalışmalarda, oluşturdukları model için, ele aldıkları toprağın özelliklerini sabit veya kararlı olarak kabul etmişlerdir. Toprağın yüzey sıcaklıkları Claesson (1980) tarafından hazırlanan modele göre bulunmuştur. Nemli toprakta ısı geçiş modelini SFM kullanarak oluşturmuştur.

Schlosser, 1978 yılında Avrupa'da yapmış olduğu bir boyutlu çalışmada, TID'ni uniform ısı akısına sahip yatay bir levha için modellemiştir. Değişen yüzey koşullarına bağlı olarak SFM kullanarak günlük salamura miktarını hesaplamıştır.

Atkinson, 1978 yılında Kanada'da yapmış olduğu iki boyutlu çalışmada oluşturduğu teorik modelle; toprağın değişen nem miktarını, derinliğin fonksiyonu olarak bulmuştur. Bu

model. toprağın donma hesaplarını da göz önüne alarak, yüzeyin karla kaplı olması durumunda toprağın donma karakteristiğinin nasıl olacağını SFM kullanarak hesaplamıştır.

Andrews ve Metz'in, 1979 yılında Metz'in, 1981 yılında yapmış oldukları iki boyutlu çalışmalarda oluşturulan model ile şu anda bu tür sistemlerin modellenmesinde kullanılan TRNSYS bilgisayar programı birlikte kullanılmıştır. Yatay tip TID ve gömülü tanklar için SFM kullanılarak tasarım yapılmıştır. Bu model kullanılarak elde edilen sonuçlar, deneysel veriler ile Metz (1979) ve Bose (1981) tarafından karşılaştırılmıştır.

Johansson ve Westman, 1979 yılında Avrupa'da yapmış oldukları iki boyutlu çalışmalarda oluşturdukları model ile toprağın değişken özelliklerinin göz önüne alınması ile donma hesapları yapılmıştır. Toprağın yüzey sıcaklığı, taşınım, radyasyon ve dış hava sıcaklığının bir fonksiyonu olarak SFM'un kullanılması ile hesaplanmıştır.

Morgensen, 1979 yılında Avrupa'da yapmış olduğu iki boyutlu çalışmalarda, oluşturduğu modelle toprak özelliklerini; mineral yoğunluğu, kuartz içeriği, kuru yoğunluk, içerdiği nem miktarı ve sıcaklığın fonksiyonu olarak SFM'i kullanarak hesaplamıştır. TID yakınındaki toprağın donma hesabı bu modelle yapılabilir.

Nievergeld, 1979 yılında Avrupa'da yapmış olduğu iki boyutlu çalışmada oluşturduğu modelde toprağın özelliklerini sabit veya kararlı olarak kabul etmiştir. Topraktaki ısı transferi ve ısı pompası için oluşturulan modeller Cube' in 1980' de oluşturduğu modele benzerlikler göstermiştir. Teorik çalışmada SFM kullanılmıştır.

Landes ve Haslbeck, 1979 yılında Almanya'da yapmış oldukları üç boyutlu çalışmada oluşturdukları model ile yatay tip TID için levha kavramını kullanmışlardır. Bu çalışmada levha cidarının sıcaklığı, salamura sıcaklığına eşit kabul edilmiştir. Teorik çalışmada SFM kullanılmıştır.

Cube, 1980 yılında Avrupa'da yapmış olduğu iki boyutlu çalışmada oluşturduğu model ile, toprağın özelliklerini zamanın ve derinliğinin fonksiyonu olarak SFM kullanılmasıyla bulmuştur. Topraktaki donma olayı bu çalışmada göz önüne alınmıştır. Bu modelde ayrıca, TID' in optimum derinliği hesaplanmıştır.

Kalman, 1980 yılında ABD'de yapmış olduğu bir boyutlu çalışmada, Kelvin çizgisel kaynak yöntemini esas alarak bir model kurmuştur. Bu modelin boru cidarı üzerindeki dirençlerin hesaplanabilmesi için uygun olduğunu teorik hesap yöntemleri ile göstermiştir.

Claesson ve Johansson, 1980 yılında Avrupa'da yapmış oldukları iki boyutlu çalışmalarda, toprağın silindirik izotermal hacim olduğunu kabul etmişlerdir. TID' i, ısı transfer uzunluğu ile karakterize ederek bir model oluşturulmuşlardır.

Worsoe ve Schmidt, 1981 yılında Danimarka'da yapmış oldukları bir boyutlu çalışmalarda, TID' i, komşu yüzeyler arasında ısıl dirence sahip olan toprağın, izotermal yüzeyleri ile çevrili, ince bir izotermal yüzey olarak modellemişlerdir.

Partin, 1985 yılında ısı pompaları için kapalı çevrimli TID' in boyutlandırılması üzerine bir çalışma yapmış ve göz önüne aldığı bir toprak kaynağı için toplam iletkenliğin ölçülmesiyle ilgili olarak bir yöntem vermiştir [2].

Catan ve Baxter, 1985 yılında yapmış oldukları çalışmalarda, kuzey iklim uygulamalarında TKIP' ın ekonomik açıdan optimum analizini incelemişlerdir. Pittsburgh' da bulunan 167 m² lik bir ev için, yatay tip TID olan su kaynaklı ısı pompasının yapım – kullanım maliyetini (life – cycle cost) 7 yıllık ekonomik ömür için minimize etmişlerdir. Geleneksel HKIP sistemlerine göre, optimize edilen ısı pompasının geri ödeme süresi 3 yılın altında bulunmuştur [3].

Hugnes vd., 1985 yılında yapmış oldukları çalışmalarda, New York şehrinin yakınlarında konutlara yönelik TKIP' ın teknik ve ekonomik potansiyelini değerlendirmek amacıyla, çok amaçlı bir gösteri projesinden elde edilen sonuçları vermişlerdir. Bu çerçevede, ısıtma/soğutma performansını ve kullanma suyu sıcaklıklarını, 1982 – 1984 yılları arasında gözlemlemişlerdir. [4].

Franck ve Berntsson, 1985 yılında 10 m ile 40 m arasında değişen uzunluklarda düşey borular kullanılarak, toprakta mevsimsel depolama ile güneş destekli ısı pompaları alanında İsveç' te yürütülen büyük bir araştırma programı doğrultusunda, iki deney düzeneği kurarak elde edilen sonuçları irdelemişlerdir [5].

Fleming, 1987 yılında Shanghai' deki (Çin) bir ticari ofis binası (net iklimlendirme yüzey alanı 3600 m², yapının ısıtma yükü 65.7 ton ve soğutma yükü 128.6 ton olarak hesaplanan) için tasarlanan ve işletilen 130 ton' luk jeotermal ısı pompası sisteminin tasarımı ve işletilmesi üzerine çalışmıştır [6].

Kavanaugh, 1989 yılında güney iklimlerde toprak ve su kaynaklı ısı pompalarının tasarımına yönelik esasları vermiştir. Bu sistemlerin nasıl daha verimli ve güvenilir olacağı konusunda metotlar vermiştir. Ayrıca, kullanılan diğer sistemler ile kıyaslandığı zaman, esneklik, performans, ekonomi bakımından ilgi çekici olduğunu vurgulamıştır [7].

Martin, 1990 yılında yatay tip tek borulu TID olan ısı pompası sisteminin tasarlanmasında kullanılan parametrelerdeki değişimin etkisini incelemek üzere teorik ve deneysel çalışma yapmıştır. Konutlar için 3 ton' luk bir ısı pompasının performansını ve enerji tüketimini bulmak için bir bilgisayar programı geliştirmiştir ve sonuçları, Oklahoma'daki iki

evde yapılan ölçümlerle kıyaslamıştır. Ayrıca, ekonomik bakımdan optimum tasarımı belirlemek için, ekonomik analiz yapmıştır [8].

Mei ve Baxter, 1990 yılında kurmuş olduğu deney düzeneğinde doğrudan genleşmeli TID' in bazı yarar ve sakıncalarını deneysel olarak belirlemişlerdir [9].

Safemazandarani vd., 1990 yılında doğrudan genleşmeli TKIP sisteminin simülasyonu için, matematiksel bir model geliştirmişlerdir. Ayrıca TID' in tasarımı üzerine çeşitli çalışmalar yapmışlardır [10].

Kavanaugh, 1990 yılında ısı kaynağı olarak nehir suyunun kullanıldığı su/hava ısı pompalarının kullanılmasını incelemiştir. Ayrıca ısı pompasının seçimi, pompalama sistemleri, boru hattı yerleşimi ve nehir boyut/karakteristikleri ile ilgili çalışmalarda bulunmuştur [11].

Sulatisky ve Van der Kamp, 1991 yılında Kanada' da (Saskatchewan) konutlar için olarak beş TKIP' ı değerlendirmişlerdir. Beş-sekiz yıl arasında çalıştırılan ısı pompası sistemleri, iki yıllık bir sürede performans bakımından yorumlanmıştır [12].

Kavanaugh, 1992 yılında güney iklimlerde düşey TKIP sistemlerinin kullanılabilirliğini ve işletme karakteristiklerini belirlemek üzere çalışmalarda bulunmuştur. Alabama'daki 150 m² lik bir konutta kurulan ısı pompasının hem soğutma hem de ısıtma performansını göz önüne almıştır [13].

Meloy, 1992 yılında Cowlitz ilçesi Adliye Sarayı'nın indirekt kuyu soğutması olan sisteminin kuyu kaynaklı ısı pompası sistemine dönüştürülmesi üzerine çalışmış ve dönüşüm esnasında karşılaşılan sorunları belirtmiştir. Sistem kurulduğunun ilk yılında, % 22 dolayında enerji tüketiminde bir azalma sağlamıştır [14].

Rafferty, 1992 yılında yer altı suyu sıcaklığı 22 °C olan 360 ton (1266 kW)' luk ve yer altı suyu sıcaklığı 13 °C olan 156 ton (549 kW) 'luk, iki farklı yer altı su kaynaklı ısı pompası sisteminden elde edilen verileri yorumlamıştır. Tasarım yaparak, sistemin işletme akışını ve iyileştirilmelerini yorumlamıştır. Ayrıca yer altı suyunun özelliklerini, iyi kuyu tasarımı ile kontrol etmiştir. Isı pompasının kapasite kontrolünün ve sistemin devreye girip çıkmasının önemli hususlar olduğunu açıklamıştır [15].

Hatten, 1992 yılında Amerika' da Portlan/Oregon eyaletindeki bir binaya (bugün The Commonwealth Building olarak bilinmektedir) yer altı sulu ısı pompasının ilk ticari montajını yapmıştır. Isı pompasından elde edilen deneysel sonuçları yorumlamıştır. Sistemin daha önceki çalışmalarını da kontrol ederek, önemli olan işletme ve bakım konularını belirtmiştir [16].

Petit P. J. ve J. P. Meyer, 1998 yılında Johannesburg’ da düşey TID’ li TKIP ile HKIP’ in ekonomik kıyasını yapmışlardır. Ayrıca TKIP’ in yatırım maliyetlerini ve optimum sondaj deliği uzunluğunu bulmuşlardır. İşletme maliyetlerini çıkarmak için, aylık ısıtma-soğutma kapasitelerini ve performans değerlerini hesaplayarak, TKIP sisteminin HKIP sisteminden büyük oranda ekonomik olduğunu bulmuşlardır [17].

M. Bojic vd., 1997 yılında toprak içerisinde farklı iki malzemeden (PVC ve çelik) borudan hava geçirerek hava – toprak ısı değiştiricisi düzeneğini tasarlamışlardır. Yaz ve kış şartlarında çalışılmıştır. Hava – toprak ısı değiştiricisinin (ATEHE) matematiksel modelini, düzenli zaman metodunu ve kararlı durumdaki enerji denklemlerini kullanarak bir hacim içerisindeki borular ve toprak için bulmuşlardır [18].

Healy ve Uğursal, 1997 yılında bir bilgisayar programı yaparak değişik sistem parametrelerinin, TKIP’ in performansına olan etkisinin belirlenmesi üzerine çalışmışlardır. Ayrıca geleneksel ısıtma/soğutma sistemleri ve HKIP sisteminin kullanıldığı yerde, bir TKIP’ in kullanılmasının fizibilitesini değerlendirmek üzere ekonomik analiz yapmışlardır [19].

M. M. Salah El- Din, 1998 yılında Arabistan’da toprak sıcaklığının derinliğe bağlı olarak periyodik değişimi tahminini kullanarak iki yaklaşım geliştirmiştir. Bunlar; Sinüs dalgası ve Fourier serisi yaklaşımıdır. Bu çalışmada, toprağın yutuculuğu ve havanın özgül nemi arttığında toprak içerisindeki ısı akısının değerinin ve toprak sıcaklığının arttığı, buharlaşma kesri ve rüzgar hızı arttığında toprak içerisindeki ısı akısının değerinin ve toprak sıcaklığının azaldığı gözlenmiştir [20].

W. H. Leong vd., 1998 yılında, üç farklı toprak türü (kum, alüvyonlu verimli toprak ve alüvyonlu killi toprak) için beş değişik doyma derecesinde (% 0, % 12.5, % 25, % 50, % 100) bilgisayarda simülasyon yapmışlardır. TKIP performansının büyük ölçüde toprağın nem içeriğine ve toprak türüne bağlı olduğunu, topraktaki nem azalışının TKIP’ in performansını düşürdüğünü bu durumda toprak nem içeriğini mümkün olduğunca kuru toprak şartlarının üzerinde tutmak gerektiğini savunmuşlardır, toprağın nem doygunluğu % 25’ in üzerine çıktığında TKIP’ in performansının büyük oranda iyileştiğini, doygunluğun % 50’ in üzerine çıktığı durumda da TKIP’ in performansının etkilenmediğini gözlemişlerdir [21].

Phetteplace ve Sullivan, 1998 yılında TID ve soğutma kulesinin ikisinin kullanıldığı (böylece gerekli olan TID’ in miktarının azaltıldığı) hibrit bir ısı pompasının performansını incelemişlerdir. İki ısıtma ve soğutma sezonu olmak üzere, yaklaşık 22 aylık bir süre boyunca performans ölçümlerini yapmışlardır [22].

Den Braven, 1998 yılında ABD’ de TKIP sistemlerinin TID’ de kullanılan antifrizlerin kullanılabilirliğini inceleyerek, tablo halinde vermiştir. ABD’ deki eyaletlerin hemen hemen yarısında, TKIP sistemleri için antifriz malzemelerini içine alan herhangi bir kural veya öneri olmadığını belirtmiştir [23].

Spilker, 1998 yılında düşey TID’ de (dört farklı delik çapı yerleşiminde) kullanılan farklı dolgu malzemesinin etkisi ve ısı iletkenlik testini kullanarak, düşey TID’ in tasarımı üzerine çalışmıştır. Bu amaçla, düşey TID’ in delik çapının, boru tipinin, dolgu malzemesinin ve toprağın ısı özelliklerinin; ısı değiştiricisinin sıcaklığına ve tasarımına önemli etkisi olduğunu vurgulamıştır. 6½” (16.51 cm)’ lik delik çapında, kum yerine, standart harcın (grout) kullanılmasının, ısı değiştiricisinin uzunluğunu % 49 azalttığını deneysel olarak bulmuştur [24].

Kavanugh, 1998 yılında bilinen TKIP sistemleri için bağlantı elemanları ve boru hatlarındaki basınç kaybı ile ilgili diyagramları vererek, boru hattı tasarımını irdelenmiştir [25].

M. Piechowski, 1999 yılında yatay tip TID’ in dizaynının daha doğru ve hesaplamalarının daha kolay olacağı simülasyonlar yapmıştır. Bu çalışma, toprak – boru yüzeyi gibi daha büyük sıcaklıklar ve nem hareketinin yoğun olduğu yerlerde daha kolay çözüme erişmek için yapılmıştır. Analitik çalışmada implicit ve explicit yöntem kullanılmıştır ve bu iki yöntemin kıyaslanması yapılmıştır. Sonuçta implicit formülasyonun bu tür çalışmalarda daha iyi bir yöntem olduğunu savunmuştur [26].

V. R. Tarnawski vd., 2000 yılında yüksek sıcaklıklardaki toprağın ısı iletkenliğinin tahmini için iki metot geliştirmişlerdir. Modellerden birincisi, Vries modeli olarak adlandırılmış ve toprağın 30, 50, 70 °C sıcaklıkları için çok uygun tahminler elde edilmiş, 90 °C için orta derecede yakınlığa varılmıştır. İkinci model olan Gori modelinde ise toprağın 30 ve 50 °C’ deki sıcaklıkları için uygun değerlere varılmıştır. İkinci modelde en iyi tahminler, toprağın tam kuru hali için elde edilmiştir. Birinci model, yüksek sıcaklıktaki toprağın ısı ve nem hareketinin bilgisayar modellenmesi için tavsiye edilmiştir [27].

G. Mihalakakou, 2001 yılında toprak yüzeyi sıcaklığının günlük ve yıllık değişiminin tahmini ve modellenmesi için iki yaklaşım sunmuştur. Toprağın yüzey sıcaklığının, toprak ile temas halinde bulunan yapıların ısı performansının hesaplanmasının yanında toprak – hava ısı değiştiricisinin veriminin tahmini için de önemli bir faktör olduğunu belirtmiştir. Bu yaklaşımlar, Deterministic model ve Neural Network’dur. Sonuçta bu iki modelin toprak yüzey sıcaklık dağılımını bulmada çok doğru sonuçlar verdiğini göstermiştir [28].

Yuehong Bi vd., 2001 yılında düşey spiral şeklindeki TID etrafında iki boyutlu toprak bölgesi olarak öncelikle kontrol hacim metodunu kullanmış toprak sıcaklık dağılımını teorik

olarak bulmuşlardır ve daha sonra deneysel model kurularak deneysel veriler elde edilmiştir. Teorik sonuçlarla deneysel veriler karşılaştırılmıştır. TKIP sisteminin ısıtma yükünün TID' ın civarındaki toprak sıcaklığına bağlı olduğunu belirtmişlerdir. Bu çalışmanın TKIP sistemlerinin TID dizaynı için yol gösterici olduğunu savunmuşlardır [29].

Michel A. Bernier, 2001 yılında düşey TID şeklindeki TKIP sistemini kullanarak ısı pompanın yıllık performansını saat saat yapılan simülasyonlarla göstermeyi amaçlamıştır. Klasik silindirik ısı kaynağı çözümünü geliştirerek yük birleşimi toplanmaya çalışılmıştır. Daha sonra uygun denklem çözümlerinin kullanılmasıyla toprak ısı transfer denklemleri çözülmüş ve ısı pompası performansı kısa süreli simülasyonlarla bulunmuştur [30].

Cenk Yavuztürk ve Jeffrey D. Spitler, 2001 yılında yaptıkları çalışmalarda; Lincoln, Nebr.' de inşa edilen bir ilkokuldan alınan gerçek işletimsel bilgi kullanarak kısa zamanlı adımlarda elde edilecek sıcaklık modelinin onaylanmasını amaçlamışlardır. Sistem düşey TID' dır. Bu çalışmada akışkanın pompaya giriş sıcaklığının sistemin enerji tüketimi üzerine olan etkisi de incelenmiştir. Sistemin enerji tüketimi, pompa akışkan giriş sıcaklığının ölçülmesi ve tahmini esaslarına dayanarak kıyaslanmış ve tartışılmıştır [31].

Stephen P. Kavanaugh ve Sally A. McInerny, 2001 yılında alanı 6700 m² olan bir okulun TKIP sisteminin değişik TID boru şekillerini ve dört farklı pompa için durumlarını incelemişlerdir. Merkezden dışa doğru yayılan sistemde tekli halkalar, her bir tabaka için dolaşım pompaları ve üç merkezi sistem (değişken hızlı, sabit hızlı, birincil-ikincil halka şeklinde pompalar) ele alınmıştır. Bu dört pompa türü için yıllık tüketimler karşılaştırılmıştır. Sırasıyla değişken hızlı pompanın, sabit hızlı pompanın, birincil – ikincil sistemdeki pompanın yıllık tüketimi, 18800 kWh, 108600 kWh, 65500 kWh bulunmuştur [32].

Michel Parent, 2001 yılında TKIP projesi için uygulanabilir bir yöntem kullanarak simülasyon modelini geliştirmeyi amaçlamıştır. Bu model, TKIP sistem simülatörü ve temel yapı yükünden oluşturulmuştur. Isı pompası sisteminin, TID şeklinin ve performansın tahmini için, yapının yıllık enerji kullanımı göz önüne alınmıştır. Model' in ticari, mesken, kurum ve endüstriyel yapılar için düşey TID, yatay TID ve yer altı su sistemlerinin değerlendirilmesinde kullanılabileceğini belirtmiştir. Yenilenebilir enerji projelerine destek sağlamak amacıyla Kanada hükümeti tarafından yazılım programları içine tablo' lama programları konularak algoritmalar geliştirilmiştir. Yazılım programından çıkan bilgilerle, TID modelinin çıktıları kıyaslanmıştır. Kıyastan çıkan sonuç, ticari dizayn yazılımı tarafından tahmin edilen ortalama değerler ile TID hesaplamalarının iyi bir yaklaşım gösterdiğidir [33].

M. Singh Sodha, 2001 yılında yer ve yer altı yapılar arasındaki dinamik ısı transferi için keyfi zaman aralıklarında simülasyon yapmıştır. Deneysel datalar ile çıkan sonuçları karşılaştırmıştır [34].

M. Singh Sodha, 2001 yılında yaptığı diğer bir çalışmada; yer ve yer altı yapılar arasındaki bölge için daha kısa zaman adımlarında, değişik boyutlarda, değişik malzemelerle yeni simülasyonlar yapmıştır [35].

C. A. De Swardt ve J. P. Meyer, 2001 yılında belediye şehir şebeke suyu sirkülasyonuna bağlı dönüşümlü TKIP sistemini geleneksel HKIP sistemi ile deneysel ve teorik olarak performans yönünden kıyaslamışlardır. Sonuçta, özellikle ısıtma modunda belediye suyu sirkülasyonun iyi bir ısı kaynağı olduğunu gözlemişlerdir [36].

Konu ile ilgili olarak ülkemizde yapılan çalışmalar aşağıdaki gibi özetlenebilir;

A. Hepbaşlı, 1985 yılında “Isı Pompası Sistemleri ve Konut Isıtılması” başlıklı Yüksek lisans çalışmasında, ısı kaynağı olarak topraktan yararlanarak, toprak – su ısı pompası tesisi ile, konut ısıtılması üzerine çalışmıştır. “Projelendirmesi yapılan tek katlı ve TID” in yerleştirilmesine uygun, yeterli toprak alanı bulunan konuta döşemeden ısıtma metodunu uygulamıştır. Bu çalışmada; hem yatay hem de düşey TID tasarımı yapılmış ve bu iki farklı yöntemin birbirine göre kıyası yapılmıştır.

N. Babür ve R. Oskay, 1986 yılında Orta Doğu Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliğinde var olan cihazları kullanarak toprak hava arasında çalışan bir ısı pompasının tasarımını ve yapımını gerçekleştirmişlerdir. İki devreden oluşan bir ısı pompası kurularak deneysel incelemeler yapılmıştır. İçinde su – antifriz karışımı salamurayı, toprak altına yatay olarak döşenmiş bakır borulardan geçirerek, 1985 – 1986 yılları arasındaki kış ayları boyunca bir hacmin ısıtılmasını sağlamışlardır. Toprak altındaki boru demeti 10 m uzunluğunda 5/8” bakır borudan yapılmıştır. Topraktan soğurulan ısı gücü ölçülmüş ve bir kuramsal modelin sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Bunların dışında toprağın çeşitli bölgelerine yerleştirilen sıcaklık seziciler ile, toprağın aylara ve ısıtma ihtiyacına göre sıcaklık değişimleri tespit edilip grafiksel olarak gösterilmiştir. Isıtma mevsiminde değişen iklim koşullarında ve değişen salamura kütle verdisinde toplam 44 deney yapılmıştır. Topraktan soğurulan ısı gücü ölçülmüş ve teorik modellerin tahminleri ile karşılaştırılmıştır. Sistemin etkinlik katsayısı ise Ekim ayında 1.4, Şubat ayında bir miktar gerileyip 1.1 değerini almış ve Mart – Nisan aylarında ise tekrar yükselerek 1.3 değerine ulaşmıştır [37].

H. Ataman, 1991 yılında İstanbul Teknik Üniversitesinde “Toprak Kaynaklı Isı Pompalarının Tasarımı” başlıklı Yüksek lisans tezinde, İstanbul Göztepe’de inşa edilen bir

konutun TKIP ile ısıtılması ele alınmıştır. Konutun ısı kaybı derece-gün metoduyla hesaplanarak uygun ısı pompası seçilmiştir. Seçilen bu ısı pompasının çalışma şartlarına uygun olarak, TID' in boyutlandırılması yapılmıştır. TID boyutlandırılırken, topraktaki sıcaklık değişimi, Kelvin Çizgisel Kaynak Teorisi'nin Ayna görüntü metodu kullanılarak elde edilmiştir. Bu metodun kullanılması için gerekli toprak direncinin hesabındaysa tüm boruların birbirine olan ısı etkileşimi göz önüne alınmıştır [38].

A.Fevzi Savaş, 1996 yılında Dumlupınar Üniversitesinde “Toprak Kaynaklı Isı Pompası ile Konut Isıtılması” başlıklı tezinde, tek katlı ve toprak ısı değiştiricilerinin yerleştirilmesine uygun, yeterli toprak alanı bulunan binaya döşemeden ısıtma metodunu uygulamıştır. Bu çalışmada hem yatay hem de düşey TID için dizayn yapmış ve bu iki durumun birbirlerine göre avantajlarını incelemiştir. Ayrıca bu çalışmada yakıt maliyeti analizi üzerinde de çalışılmış ve Türkiye'deki yüksek elektrik fiyatları nedeniyle bu çalışmanın olumsuz yönde etkilendiği kanısına varmıştır [39].

Y. Kara, 1999 yılında Erzurum Atatürk Üniversitesinde “Düşük Sıcaklıktaki Jeotermal Kaynakların Isı Pompası Yardımıyla Konut Isıtmada Kullanılması”, başlıklı Doktora tezinde, su-su kaynaklı Jeotermal ısı pompası deney düzeneğini kurmuştur. Yapılan deneylerde kütle akış oranı 1.1 l/h, jeotermal suyun giriş çıkış sıcaklığı 35/30 °C iken, gerçek COP değerini 2.8 bulmuştur [40].

E. Hancıoğlu, 2000 yılında Ege Üniversitesinde, “Güneş Enerjisi Destekli Toprak Kaynaklı Isı Pompası ile Bir Hacmin Isıtılması” başlıklı Yüksek lisans tezinde, Düşey TID olarak, Üniversite bazında ilk defa olarak bu çalışmada gerçekleştirildiğini belirtmektedir. Güneş Enerjisi Enstitüsünde bulunan bir dersliğin (65 m², 4.3 kW soğutma yüküne sahip) soğutulması ve ısıtılması amaçlanmıştır. Bu çalışma teorik ve deneysel olmak üzere, iki kısımda gerçekleştirilmiştir. Deneysel sonuçlarda, soğutma etki katsayısı, ısı pompası için 3.3, ısı pompası tesisi için 2.11 (yardımcı düzenekler; 2 adet sirkülasyon pompası) bulunmuştur. Sirkülasyon pompaları büyük seçilerek sistemin etki katsayısında bir düşüş gözlenmiştir. İyileştirme çalışmaları yapılması gerektiği savunulmuştur. Bu tür sistemlerde TID' in önemli bir maliyet unsuru oluşturduğu, bu maliyetin azaltılması için dolgu malzemesinin uygun seçilmesinin büyük önem taşıdığı belirtilmiştir. Güneş kolektörlerinin, TID' ne bağlanmasıyla, özellikle kuzey iklimlerde TID yükünde bir düşüş sağlanılabildiğini ve TID uzunluğunun azaltılarak maliyette düşüş sağlanabileceğini belirtmiştir. Dolumun iyi bir şekilde yapılmasına ve boşluk kalmamasına özen göstermek gerektiğini aksi takdirde, ısı geçişinin istenen düzeyde olmayacağını bunun da ısı pompasına daha fazla yüklenme getireceğini belirtmiştir. Bu tezde

sonuçta ekonomik analizin iyi çıkmadığı, sistemin bina bazında düşünüldüğünde ve her odaya ayrı bir klima eklenildiğinde TKIP' in daha uygun bir seçenek olduğunu savunmuştur [41].

İ. Ersöz, 2000 yılında Ege Üniversitesinde “Toprak Kaynaklı Isı Pompası İle Bir Hacmin Soğutulması” başlıklı Yüksek lisans tezinde, Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsü binası içerisinde bulunan bir dersliği, TKIP sistemi ile soğutmayı hedeflemiştir. Bu amaçla, yerel hava ve toprak sıcaklıkları, toprak özellikleri ve yatırım maliyetleri göz önünde tutularak ısı pompası ve TID tasarımı yapılmış, elde edilen sonuçlar teorik ve pratik olarak karşılaştırılıp değerlendirilmiştir. Hesaplanan soğutma ve ısıtma kapasitesine göre, ön görülen TID boyunu, kış şartı için 106 m ve yaz şartı için ise; 470 m olarak hesaplamıştır. Eldeki imkanlarla deney düzeneği için 50 m sondaj yapılarak, 100 m' lik TID düşey olarak gömülmüştür. Evaporasyon sıcaklığı 2 °C sağlanarak fan-coil devresine yaklaşık 8 °C su gönderilmiştir. Fan-coil' de hava üfleme sıcaklığı, 15 °C ölçülmüştür. Sistem yeterince çalıştırıldığında oda sıcaklığı hedeflenen 21 °C'ye düşürülmüştür. Bu manada hedefe ulaşılmıştır. TID' e gitmesi gereken enerjiyi atmak dolayısıyla evaporasyon basıncını düşürmek için, sisteme kızgın buhar soğutucusu konulmuştur. Sistemin verimliliği, kızgın buhar soğutuculu ve kızgın buhar soğutucusuz olarak incelendiğinde; kızgın buhar soğutuculu ile yaklaşık 3.1, kızgın buhar soğutucusuz ise 2.1 olarak tespit edilmiştir [37].

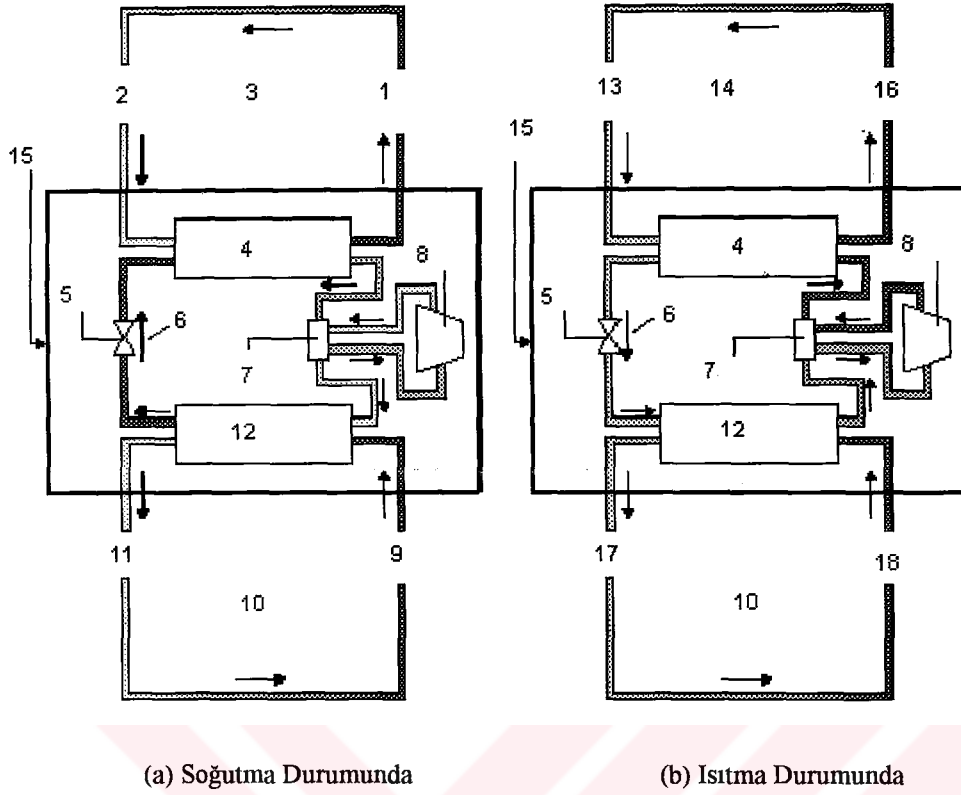
T. Diz, 2001 yılında Yıldız Teknik Üniversitesinde “Minimum Enerjili Bina Tasarımı (Toprak enerjisiyle)” başlıklı Yüksek lisans tezinde, sabit yüzey sıcaklığını esas alarak topraktaki ısı transferini incelemiş ve optimum boru çapı, akış hızı ve gömme derinliğini tespit etmeye çalışmıştır. TKIP' ı hem soğutma hem de ısıtma amaçlı olarak dizayn etmiştir. Sistemin yatırım ve işletme maliyetleri incelemiş diğer bazı sistemlerle işletme giderleri ve enerji tüketimi göz önüne alarak sistemin ekonomik olarak kullanılabilirliğine de göstermiştir [2].

2. TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASI SİSTEMİ İLE İLGİLİ ESASLAR

2.1. Giriş

TKIP sistemleri (jeotermal ısı pompası sistemleri, yer enerji sistemleri ve yer ısı değiştiricisi sistemleri olarak ta adlandırılabilirler) konut ve ticari tip ısıtma ve soğutma uygulamaları için alternatif enerji sistemleri olarak son on yılda ilgi çekmiştir. TKIP uygulamaları, ASHRAE tarafından jeotermal enerji kaynaklarının üç kategorisinden biri olarak tanımlanmıştır. Bu kategoriler: (1) yüksek sıcaklık ($>150^{\circ}\text{C}$) elektrik gücü üretimi, (2) orta – düşük sıcaklık ($<150^{\circ}\text{C}$) direkt kullanımlar, (3) TKIP uygulamaları (genellikle $<32^{\circ}\text{C}$) [42].

“Toprak kaynaklı ısı pompası” terimi, ısı kaynağı veya kuyusu olarak toprağı, yer suyunu veya yüzey sularının tümünü içine alan bir ısı pompası terimi olarak tarif edilebilir. TKIP Şekil 2.1’de görüldüğü gibi üç çevrimden (loop) oluşur. Birinci çevrim, hava/su çevrimi veya su/su çevrimi uygulamalarının olduğu yapı yüklerinin olduğu çevrimdir. İkinci çevrim, ısı pompasının olduğu soğutma çevrimidir. Termodinamik açıdan, ısı pompası çevrimi ile buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi arasında fark yoktur, her iki sistemde ısıyı düşük sıcaklıktaki seviyeden çekerek yüksek sıcaklıktaki seviyeye atar. Bu sistemler arasındaki fark, soğutma uygulamalarında sadece evaporatör’de üretilen düşük sıcaklık etkileri ile ilgilenir, ısı pompaları ise evaporatörde üretilen soğutma etkilerinin yanı sıra kondenserde üretilen ısıtma etkileri ile ilgilenir. TKIP sistemlerinde, ısıtma ve soğutma modları arasındaki dönüşüm soğutucu akışkanın yönünü değiştiren ters dönüşümlü valf kullanılarak yapılmaktadır. Üçüncü çevrim, toprağın ısını verdiğini veya aldığı su veya antifiriz çözeltisinin dolaştığı toprak ısı değiştiricisi çevrimidir.



Şekil 2.1 Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sisteminin Çevrim Şematifi

1. Soğutma yükünü karşılamak için giriş kısmı
2. Soğutma yükünü karşıladıktan sonra dönüş kısmı
3. Konut soğutma yükünü karşılama çevrimi
4. Su soğutmalı veya hava soğutmalı ısı değiştiricisi
5. Genleşme valfi
6. Çevrim yönü
7. Dönüşüm valfi
8. Kompresör
9. Toprak ısı değiştiricisinden su soğutmalı ısı değiştiricisine gelen salamura akışkanı
10. Toprak kaynaklı ısı değiştiricisi çevrimi
11. Su soğutmalı ısı değiştiricisinden toprak ısı değiştiricisine giden salamura akışkanı
12. Su soğutmalı ısı değiştiricisi

13. Isıtma yükünü karşıladıktan sonra dönüş kısmı
14. Konut ısıtma yükünü karşılama çevrimi
15. Isı pompası
16. Isıtma yükünü karşılamak için giriş kısmı
17. Su soğutmalı ısı değiştiricisinden toprak ısı değiştiricisine giden salamura akışkanı
18. Toprak ısı değiştiricisinden su soğutmalı ısı değiştiricisine gelen salamura akışkanı

Toprak kaynağı/kuyusu sıcaklığının değişimi havaya göre nispeten daha kararlı olduğu için TKIP sistemlerinin performans katsayısı (COP), geleneksel HKIP sistemlerinden daha yüksektir.

TKIP sistemlerinin daha güvenilir olmasının bazı nedenleri, normal jeotermal gradyendi yaklaşık 30 °C/km (Grant, 1982) olup, yaklaşık 6.1- 45.7 m arasındaki tabakada toprak sıcaklığı neredeyse sabittir (Hart ve Couvillion, 1986). Toprak içerisindeki sıcaklığın sabit olmasının nedeni, alt (toprağın içi) ve üst (güneş ve atmosfer) kısmında ısı akısının kompleks etkileşiminin bir sonucudur. Sonuç olarak toprağın içerisindeki sıcaklık yaklaşık olarak ortalama yıllık hava sıcaklığına eşit olur (Hart ve Couvillion, 1986). Yaklaşık 6.1 m derinliğinden daha az bir tabakada toprak sıcaklığı, toprak yüzeyindeki hava sıcaklığının değerine düşer. Bu tabakanın altında yani yaklaşık 45.7 m` den daha büyük derinliklerde toprak sıcaklığı, doğal jeotermal gradyentine göre yükselmeye başlar [43, 44].

ASHRAE, TKIP sistemlerini ısı kaynağı/kuyusunu temel alarak üç kategoride incelemiştir. Bir dördüncü kategori olarak da üçünün eksikliklerini gidermek için eklemiştir. Bu kategoriler: (1) yer altı sulu ısı pompası (YASIP) sistemleri, (2) toprak bağlantılı ısı pompası (TBIP) sistemleri, (3) yüzey sulu ısı pompası (YSIP) sistemleri ve (4) sabit sütun kuyulu (SSK) sistemleridir. Aşağıdaki bölümlerde bunların her biri detaylandırılmıştır [42].

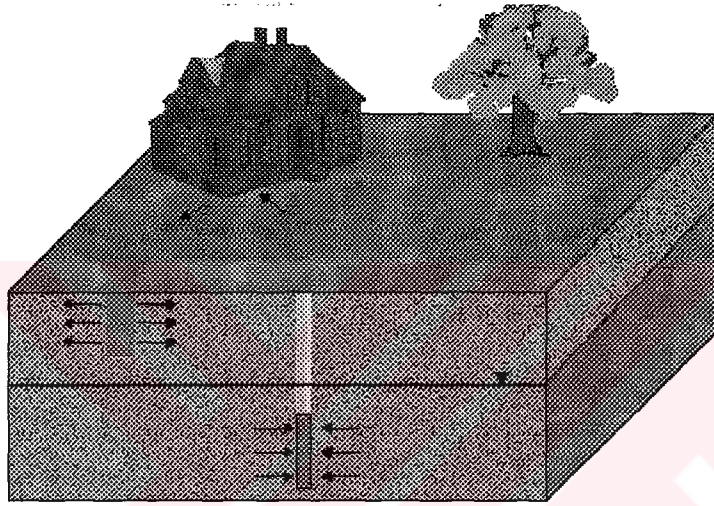
2.1.1. Yer Altı Sulu Isı Pompası Sistemleri (YASIP)

YASIP sistemleri, açık çevrimli sistemler olarak da bilinen TKIP sisteminin orijinal bir tipidir. İlk olarak YASIP sistemleri 1940' larda (Kavanaugh ve Rafferty, 1997) kurulmuştur [45].

YASIP sisteminin bir şematığı Şekil 2.2' de verilmiştir. YASIP sistemlerinde yer altındaki su, geleneksel su kuyuları ve kuyu pompalarından alınarak istenilen yerlere iletilir. Eğer yer altı suyunun kimyasal kalitesi uygun değilse ısı pompasının korozyondan korunması gerekir. Kullanılan yer altı suyu, akifer ile Şekil 2.2' de gösterildiği gibi toprağın doymamış

tabakalarına, yüzey sularına, veya lağımlara tipik bir şekilde boşaltılır. YASIP' lar için son on yılda en iyi bilinen tasarım teknikleri, kuyu–delgi teknolojileri ve kuyu–test metotlarıdır. Tasarım teknikleri şunları kapsar: toprak–su kullanılabilirliği, toprak–su kimyasal kalitesi ve toprak–su disposal (elden çıkarma) metodudur.

YASIP' ların ana avantajları, diğer TKIP ve geleneksel sistemlere göre düşük maliyet, basitlik ve daha küçük miktarlarda toprak alanına gereksinim duymalarıdır. Dezavantajları ise, sınırlı kullanılabilirliği ve bazı bölgelerde toprak suyunun uygun olmayan kimyasal kalitesidir. Son yıllarda bazı yerlerde topraktan suyun çekilmesinin ve tekrar toprağa atılmasının kullanımı yaygınlaşmıştır.



Şekil 2.2. Yer Altı Sulu Isı Pompası Sisteminin Şematiği

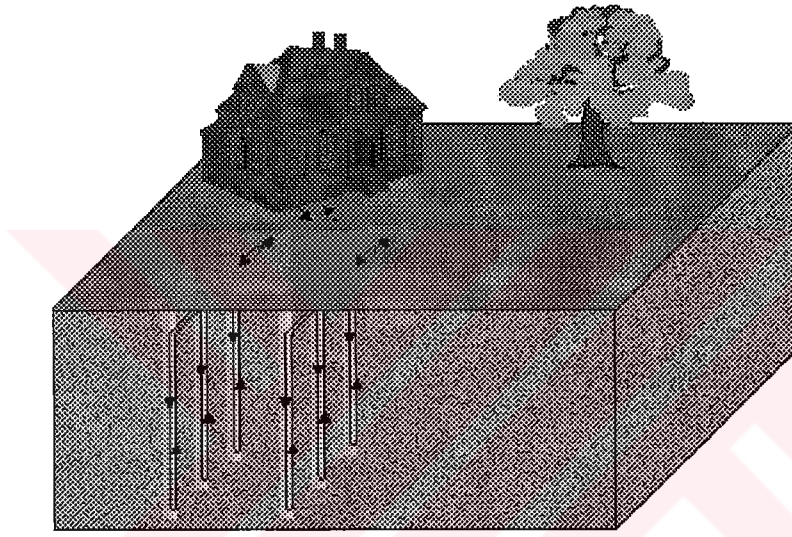
2.1.2. Toprak Bağlantılı Isı Pompası (TBIP) Sistemleri

TBIP sistemleri, ilk kez 1970 yıllarda ortaya çıkan ve kapalı çevrimli TKIP sistemleri olarak da adlandırılan sistemlerdir. Sulu sistemlere göre esas avantajları; yer altı suyunun kalitesi ve uygulanabilirliği ile ilgili problemlerin giderilmiş olması ve bu sistemlerde genelde sulu sistemlere göre daha az pompalama enerjisi gerekmesidir. TBIP sistemleri herhangi bir yerde düşey veya yatay olarak kurulabilir.

TBIP sistemlerinde, ısıнын atılması/çekilmesi toprak içerisindeki boruların içinden geçen akışkanın sirkülasyonu ile sağlanır. Şekil 2.3 ve Şekil 2.4' de gösterilen düşey veya yatay olarak kurulan yüksek yoğunluklu polietilen borular içinde dolaşan akışkan, saf su veya antifriz çözeltisidir. Bu sistemleri düşey TBIP sistemleri veya yatay TBIP sistemleri olarak ikiye ayırabiliriz.

2.1.2.1. Düşey Toprak Bağlantılı Isı Pompası Sistemleri

Düşey TBIP sistemleri, TID konfigürasyonları tipik olarak birden ona kadar sondaj deliğinden oluşan her bir sondaj deliğinin de U-harfi şeklinde olduğu bir geometride içerisinden akışkanın sirkülasyonunun yapıldığı sistemlerdir. İsveç’ deki bazı uygulamalarda sondaj delikleri düşeyde eğimlidir. Tipik U tipi ısı değiştiricisinin çapı ¾” (19 mm) ile 1½” (38 mm) arasındadır. Sondaj deliğinin derinliği ise 30.5 m ile 91.4 m arasındadır. Yer altı sularının sirkülasyon borularına vereceği zararları önlemek için genellikle boruların etrafına halka biçiminde dolgu malzemeleri konur. Ayrıca bu dolgu malzemeleri toprak ile borular arasındaki ısı transferini arttırmak için de kullanılır.



Şekil 2.3. Düşey Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sisteminin Şematığı

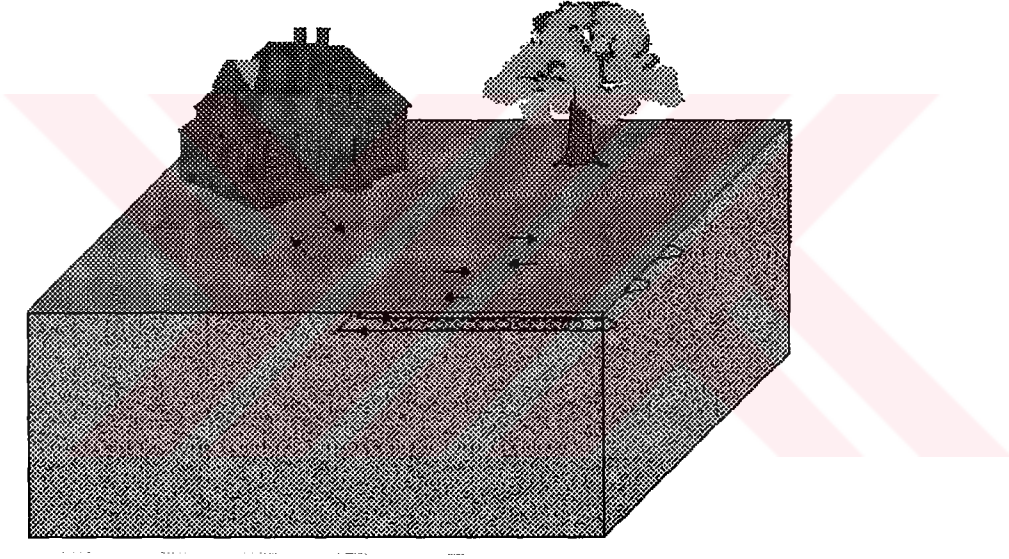
Düşey TID’ ın tasarımı, bölgenin jeolojik şeklinin ve özelliklerinin ısı performansına etkisine bağlıdır [42]. Her projede toprağın alt yüzey karakteristiğinin tespiti ekonomik olarak mümkün değildir. TBIP sistemlerinin doğru tasarımının yapılmasında temel amaçlardan biri, toprak bağlantılı ısı değiştiricisi uzunluğunun (sondaj deliğinin uzunluğu) hesabının doğru yapılmasıdır.

TBIP teknolojisinin ilk zamanlarında, TID boyutlandırılması baş parmak kuralı (ısıtma veya soğutma kapasitesinin tonun başına, boru uzunluğunun 76.25 m olduğu esasına göre) kullanılarak yapılmıyordu. Bu kural zaman zaman önceki yapılan tasarım tecrübelerinden de faydalanarak toprağın ısı iletkenliğinin tahmininde kullanıldı, fakat daha karmaşık tasarımlarda yeterli görülmedi. Nispeten daha küçük uygulamalarda, başarı sağlanmış bir kuraldır [42].

2.1.2.2 Yatay Toprak Bağlantılı Isı Pompası Sistemleri

Yatay TBIP sistemleri, yaklaşık 0.91 m - 1.83 m derinliğinde hendekler içerisinde yatay TID konfigrasyonlarının seri veya paralel olarak döşenmesi sonucu oluşan sistemlerdir. Şekil 2.4' de gösterilen Slinky konfigrasyonları, hendekler ve yüzeysel (fazla derin olmayan) çukurlar içerisinde kurulmuş oldukça yaygın kullanılan konfigrasyonlarıdır. Daha çok ¾" (19 mm) ile 1½" (38 mm) arasındaki boru çapları kullanılmaktadır. Isıtma ve soğutma kapasitelerinin tonu başına TID' in yaklaşık uzunlukları 121.9 m ile 182.9 m arasındadır.

Yatay TBIP sistemlerinin ısı karakteristikleri düşey sistemlere benzerdir. Yatay TBIP' in ana farkı, bu sistemin yüzeye yakın olmasından dolayı havanın ve hava sıcaklık akışının ısı pompası performansını etkilemesidir. Bu, büyük salınımlı sıcaklık akışlarını ve böylece düşük ısı pompası performansını doğurabilir. Ayrıca bu tür sistemlerde daha fazla toprak alanına ihtiyaç vardır. Bu tür çalışmalarda toprağın jeolojik yapısı da önemlidir.

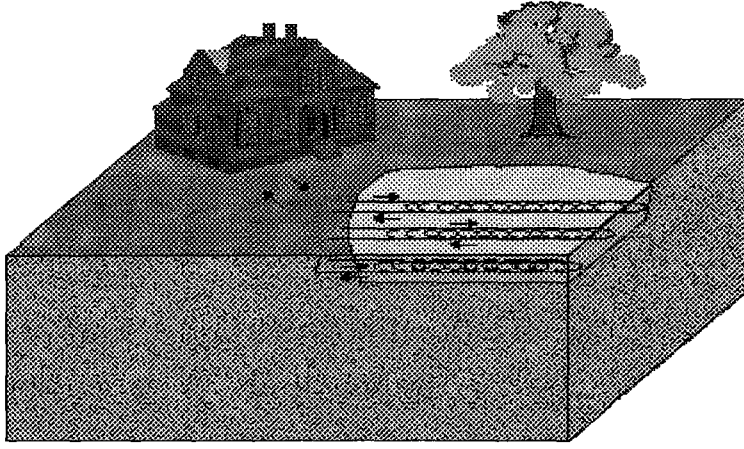


Şekil 2.4. Yatay Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sisteminin Şematiği

2.1.3. Yüzey Sulu Isı Pompası (YSIP) Sistemleri

TKIP sistemlerinin üçüncü kategorisi YSIP sistemleridir. YSIP sistemlerinin şematiği Şekil 2.5' de gösterilmektedir. YSIP sistemlerinin ısı değiştiricileri, kapalı çevrimli veya açık çevrimli olabilir. Tipik kapalı çevrimli konfigrasyonları, Slinky kanga halindeki tipi (Şekil 2.5) veya dağınık bir yığın halinde bulunan kanga şeklindeki ısı değiştiricisi tipidir. Kapalı çevrimli sistemlerde, ısı çekilmesi/atılması, göllerden, havuzlardan, kaynaklardan veya başka uygun açık kanallardan boruların içerisinden akışkan geçirilmesi ile gerçekleştirilmektedir. Tipik boru çapları ¾" (19 mm) ile 1½" (38 mm) arasındadır. Boru uzunlukları için de ASHRAE tarafından,

iklime bağı olarak ısıtma ve soğutma kapasitesinin tonu başına 30.48 m ile 91.44 m arasında tavsiye edilmiştir. Açık sistemlerde, su yeterli derinlikte, uygun tasarımlarla çekilir. Suyun, ısı transfer mekanizması ve ısı karakteristikleri, topraktan ve kayadan farklıdır [45, 46]

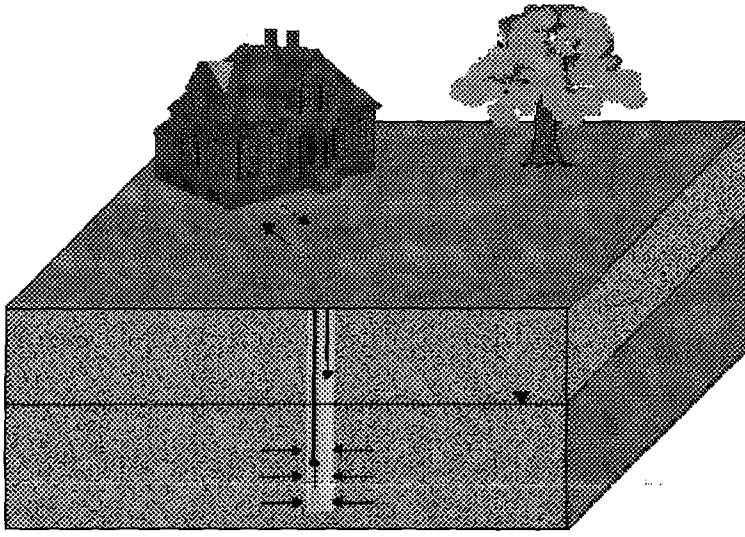


Şekil 2.5. Yüzey Sulu Isı Pompası Sisteminin Şematiği

2.1.4. Sabit Sütun Kuyulu (SSK) Sistemleri

TKIP sistemlerinin dördüncü kategorisi, SSK sistemler olarak bilinir. Bu sistemler, YASIP sistemleri kadar eskidir, fakat her geçen gün daha çok ilgi toplamıştır.

SSK' ın şematik resmi Şekil 2.6' da gösterilmektedir. TKIP' ın bu tipi, derindeki ısı kapasiteyi sabit, düz şekilde açılmış bir kuyudan çeker ve yine aynı kuyudan ısıtılan veya soğutulan ortama doğru atar. Bu sistemler, öncelikle sert kayalı bölgelerde kullanılır. Tipik çapı ve derinliği sırasıyla, 15.24 cm ve 457.2 m' dir. Isı değiştiricisinin akışkanı toprak ile direkt temasta olduğu için kapalı çevrimli ısı değiştirgeçlerine benzememektedir.



Şekil 2.6. Sabit Sütun Kuyulu Sistemin Şematığı

3. TOPRAĞIN SICAKLIK DEĞİŞİMİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Zamanla değişken olan problemlerde akışkan ve toprak sıcaklıkları zamanla değişmektedir. Bu problemlerde, değişik çözüm yöntemlerine göre; teorik, genelleştirilmiş değişken, sonlu fark ve sonlu eleman modelleri olarak sınıflandırılabilir. Teorik modellerde, zamana bağlı ısı geçişi için bir, iki veya üç boyutlu temel ısı iletimi denkleminde faydalanılır, sabit ısı akısı veya sabit yüzey sıcaklığı kabullerinden biri yapılır [47].

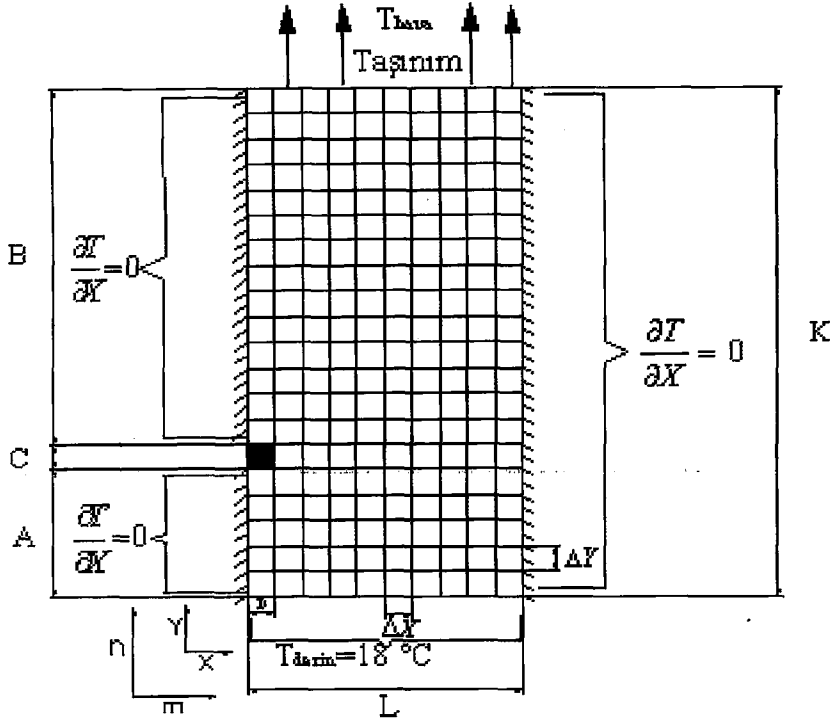
Toprağın yüzeyi ile toprağın iç kısmı arasında sıcaklık farkından dolayı oluşan ısının uygun değerlerde olması toprak altına döşenen boruların tasarımında son derece önemlidir. Özellikle yatay tip TKIP uygulamalarında, uygun derinliğin yakalanamaması toprağın donmasını ortaya çıkarır ki bu, bu tür sistemlerde istenmeyen en önemli unsurdur. Bundan dolayı da her bir iklim bölgesi için optimum boru derinliğini hesaplamak gerekir.

Bu çalışmada, Sonlu Fark Metodu (SFM) kullanılarak toprağın belli bir kesiti ağlara bölünmüştür. Problemin geometrisi aşağıda verilmektedir.

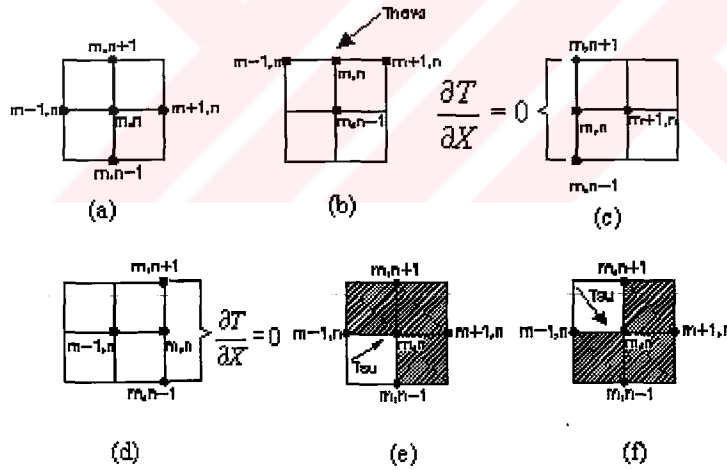
3.1. Matematiksel Model

Şekil 3.1` de boru gömülmüş toprağın ağlara bölünmüş hali ve fiziksel sınır şartları gösterilmektedir. Kullanılan ağ sistemi kartezyen koordinat sistemine uygun olduğu için, dairesel kesitli boru yerine kare kesitli bir boru olduğu varsayılmıştır. Borunun ebatı, deneysel çalışmalarda 16 mm boru kullanıldığı için 16 mm*16 mm olarak seçilmiştir.

Toprak yüzeyinde ısıtım ihmal edilmekte ve sadece taşınım` ın etkisi göz önüne alınmaktadır. Modelin ağlara bölünmüş hali ısı transfer mekanizmalarına göre Şekil 3.2` de verilmektedir [48].



Şekil 3.1. İçerisinden Boru Geçirilen Toprak Alanının Ağlara Bölünmüş Hali



Şekil 3.2. Farklı Sınırlarda Sonlu Farklar Denklemi İçin Oluşturulan Ağlar. (a) İletim Denklemlerinin Uygulandığı Ağ Şekli. (b) Toprak Üst Yüzeyinde Taşınım Olması Halindeki Ağ Şekli. (c) Sol Üst veya Sol Alt Yüzey Simetri Hali İçin Ağ Şekli. (d) Sağ Yüzey Simetri Hali İçin Ağ Şekli. (e) Suyun Geçtiği Borunun İç Yüzeyinin Herhangi Bir Köşesine Göre Ağ Şekli. (f) Suyun Geçtiği Borunun İç Yüzeyinin Diğer Bir Köşesine Göre Ağ Şekli

Şekil 3.1' de gösterilen A, B, L, K harfleri geometrideki mesafeleri göstermektedir, C=D sabit olup boru çapına eşittir. Bu çalışmada ağ boyutları $\Delta X = \Delta Y$ olarak seçilmiştir.

Toprak içerisindeki sıcaklık dağılımı için, içerisinde ısı üretimi olmayan iki boyutlu zamana bağlı Difüzyon ısı iletimi denklemi aşağıdaki gibidir.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial Y^2} = \frac{1}{\alpha} * \frac{\partial T}{\partial t} \quad (3.1)$$

Problemde geçerli başlangıç ve sınır şartları aşağıdaki şekilde tanımlanır;

$$t=0 \text{ da} \quad T(0) = T_{\text{derin}} = 18^\circ\text{C} \quad (3.2)$$

$$X=0 \text{ da} \quad 0 < Y < A, \quad \frac{\partial T}{\partial X} = 0 \quad (3.3)$$

$$X=0 \text{ da} \quad A < Y < A+C, \quad T(t) = T_{\text{su}} = \text{Sabit} \quad (3.4)$$

$$X=0 \text{ da} \quad A+C < Y < A+C+B, \quad \frac{\partial T}{\partial X} = 0 \quad (3.5)$$

$$X=L \text{ de} \quad 0 < Y < A+B+C, \quad \frac{\partial T}{\partial X} = 0 \quad (3.6)$$

$$Y=0 \text{ da} \quad 0 < X < L \quad T(t) = T_{\text{derin}} = 18^\circ\text{C} \quad (3.7)$$

$$Y=A \text{ da} \quad 0 < X < D \quad T(t) = T_{\text{cidar}}(t) \quad (3.8)$$

$$Y=A \text{ da} \quad 0 < X < D \quad T(t) = T_{\text{cidar}}(t) \quad (3.9)$$

$$Y=A+C+B \text{ de} \quad 0 < X < L \quad -k * \frac{\partial T}{\partial X} = h_{\text{hava}} * (T_{\text{hava}} - T(t)) \quad (3.10)$$

3.2. Sonlu Fark Formülasyonu

Bu çalışmada Sonlu farklar metodunun (SFM) Explicit yöntemi probleme uygulanmıştır. İlk defa zamana bağlı ısı iletimi problemlerinde Barakat ve Clark [49] tarafından kullanılan explicit (açık) yönteminde, bir sonraki adımdaki sıcaklıkları bulmak için önceki adımdaki bilinen sıcaklıklardan faydalanılır. (3.1) eşitliğindeki Difüzyon denkleminin SFD aşağıdaki gibidir.

$$\frac{T_{m+1,n}^p + T_{m-1,n}^p - 2.T_{m,n}^p}{(\Delta X)^2} + \frac{T_{m,n+1}^p + T_{m,n-1}^p - 2.T_{m,n}^p}{(\Delta Y)^2} = \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{T_{m,n}^{p+1} - T_{m,n}^p}{\Delta t} \quad (3.11)$$

İçteki düğümler için Şekil 3.2 (a)'dan faydalananak iletim durumu için SFD aşağıdaki gibi çıkarılır.

$$T_{m,n}^{p+1} = Fo.(T_{m-1,n}^p + T_{m+1,n}^p + T_{m,n+1}^p + T_{m,n-1}^p) + (1 - 4.Fo).T_{m,n}^p \quad (3.12)$$

Sayısal çözümde iletim denkleminin yakınsama kriterini sağlaması için $1 - 4.Fo \geq 0$ olması gerekir. Burada Fo, Fourier sayısı olup,

$$Fo = \frac{\alpha \Delta t}{(\Delta X)^2} \quad (3.13)$$

şeklinde tanımlanır. Bu eşitlikte;

α = Toprağın ısıl yayılım katsayısı

Δt = Zaman aralığı

$\Delta X = \Delta Y$ = Ağ boyutunu göstermektedir.

Elazığ Meteoroloji Bölge Müdürlüğünden (EMBM) [50] ölçüm yapılan toprağın nemli killi toprak olduğu öğrenilerek tablolardan [38] kullanılan toprağın ısıl yayılım katsayısı, $\alpha = 6.71 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$, ısı iletim katsayısı $k_{\text{toprak}} = 2.2 \text{ W/mK}$ seçilmiş olup ve $\Delta X = 0.016 \text{ m}$ (boru çapı) için hesap yapılmıştır, iç düğümler için $\Delta t \leq 95.78 \text{ s}$ olarak hesaplanmıştır.

Üst yüzey taşınım denklemlerinin SFD çıkarmak için Şekil 3.2 (b)' den faydalanılmıştır ve aşağıdaki eşitlikler elde edilmiştir:

$$T_{m,n}^{p+1} = 2.Fo \left[T_{m,n-1}^p + \frac{1}{2} (T_{m-1,n}^p + T_{m+1,n}^p) + Bi.T_{\text{hava}} \right] + (1 - 4.Fo - 2.Fo.Bi).T_{m,n}^p \quad (3.14)$$

Üst düğümlerde, yakınsama kriterinin $Fo \leq \frac{1}{2.(2 + Bi)}$ olması gerekmektedir. Burada;

$$Bi = \frac{h_{\text{hava}} \Delta X}{k_{\text{toprak}}} \quad (3.15)$$

$$h_{\text{hava}} = 2.8 + 3 * V_{\text{rüzgar}} \quad (3.16)$$

olarak tanımlanır.

2001 yılına ait Kasım ayı aylık ortalama rüzgar hızı $V_{rüzgar} = 2.3$ m/s alınarak hesap yapılmaktadır. Bu değere göre havanın ısı taşınım katsayısı [52] ve Biot sayısı aşağıdaki gibi bulunur.

$$h_{hava} = 2.8 + 3 * V_{rüzgar} = 2.8 + 3 * 2.3 = 9.7 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

$$k_{toprak} = 2.2 \text{ W/mK}$$

$$Bi = \frac{9.7 * 0.016}{2.2} = 0.07$$

Havanın ısıl yayınım katsayısı ve ısı iletim katsayısı, kuru havanın 760 mm Hg basıncındaki özellikleri tablosundan, deney yapılan süre içerisinde ölçülen ortalama dış hava sıcaklığı 7.3 °C' ye göre enterpolasyonla bulunmuştur [52]. Yukarıdaki eşitlikten $Fo \leq 0.241$, bu eşitlikten de zaman aralığı $\Delta t \leq 2.81$ s bulunur. Bu değer kriter olarak alınıp programda $\Delta t = 1$ s alınmaktadır.

Sol üst yüzey (B) veya sol alt yüzey (A) simetri SFD Şekil 2 (c)' ye göre aşağıdaki gibi elde edilir.

$$T_{m,n}^{p+1} = Fo \left[\frac{2}{1} \cdot T_{m+1,n}^p + T_{m,n+1}^p + T_{m,n-1}^p \right] + (1 - 4 * Fo) * T_{m,n}^p \quad (3.17)$$

Sağ yüzey (K) simetri SFD denklemleri Şekil 2 (d)' ye göre aşağıdaki gibi elde edilir.

$$T_{m,n}^{p+1} = Fo \left[\frac{2}{1} \cdot T_{m-1,n}^p + T_{m,n-1}^p + T_{m,n+1}^p \right] + (1 - 4 * Fo) * T_{m,n}^p \quad (3.18)$$

Borunun et kalınlığı çok küçük olduğundan boru için iletim direnci ihmal edilmiştir. Boru iç yüzeyinde su (salamura) ile olan ısı taşınımı, SFD' i Şekil 2 (e), (f)' den faydalanılarak aşağıdaki gibi bulunur:

$$T_{m,n}^{p+1} = \frac{4}{3} Fo \left[\frac{1}{2} \cdot (T_{m-1,n}^p + T_{m,n-1}^p) + T_{m,n+1}^p + T_{m+1,n}^p + Bi \cdot T_{su}^p \right] + (1 - 4 * Fo - \frac{4}{3} * Fo * Bi) T_{m,n}^p \quad (3.19)$$

$$T_{m,n}^{p+1} = \frac{4}{3} Fo \left[\frac{1}{2} \cdot (T_{m-1,n}^p + T_{m,n+1}^p) + T_{m,n-1}^p + T_{m+1,n}^p + Bi \cdot T_{su}^p \right] + (1 - 4 * Fo - \frac{4}{3} * Fo * Bi) T_{m,n}^p \quad (3.20)$$

Yakınsama kriteri bu denklemler için de bulunursa $Fo \leq \frac{3}{4 \cdot (3 + Bi)}$ olması gerekir.

Boru içerisinden zorlanmış akış için, Bölüm 5' deki deney verilerinden salamuranın ortalama kütleli debisi, 0.055 lt/s alınarak salamuranın ortalama akış hızı aşağıdaki gibi bulunur:

$$m_s = \rho_s \cdot A_{boru} \cdot \overline{V_s} \quad (3.21)$$

$$\vec{V}_s = \frac{m_s}{\rho_s \cdot A_{boru}} \quad (3.22)$$

$$A_{boru} = (0.016)^2 = 0.000256 \text{ m}^2$$

Toprak içerisindeki sıcaklığının değişimi, Bölüm 5’ de verilen deneysel ölçümlere göre bulunmaktadır. Deneylerde ısı değiştiricisi içinde salamura dolaşmaktadır. Tablo 4.4’ den propilen glkol su karışımı için salamuranın ısı iletim katsayısı, yoğunluğu, özgül ısı ve kinematik viskozitesi alınmıştır. Salamuranın fiziksel özellikleri değer olarak saf suyun fiziksel özelliklerine yakın olduğundan teorik hesaplamalarda saf suyun özellikleri kullanılmıştır. Dış hava sıcaklığı, suyun (salamura) sıcaklığı ve borudan geçen akışkanın debisi alınarak tablolardan akışkanın fiziksel özellikleri bulunmaktadır. Deney yapılan sırada suyun ortalama sıcaklığı 12.4 °C alınarak suyun fiziksel özellikleri tablosundan [52] enterpolasyonla sırasıyla suyun yoğunluğu, kinematik viskozitesi, iletim katsayısı ve ısıl yayılım katsayısı $\rho_{su} = 999.5 \text{ kg/m}^3$, $\nu_{su} = 1.2 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, $k_{su} = 0.59 \text{ W/mK}$ ve $\alpha_{su} = 0.138 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ bulunur. (3.20) eşitliğinden suyun akış hızı $\vec{V}_{su} = 0.215 \text{ m/s}$ olarak hesaplanmaktadır.

$$\text{Re} = \frac{\vec{V}_{su} \cdot D_h}{\nu_{su}} \quad (3.23)$$

(3.23) eşitliğinden Reynolds sayısı 2866.66 bulunur. Reynolds sayısı 2300’ den büyük olmasına rağmen akış laminar varsayılmıştır. Değişik kesitli kanatlarda tam gelişmiş laminar akış durumu için tablolardan kare kesitli boru durumunda Nusselt sayısı (Nu) 2.976 olarak alınmıştır. Nusselt sayısından faydalanarak, suyun ısı taşınım katsayısı aşağıdaki gibi bulunur [52].

$$\begin{aligned} Nu &= \frac{h_{su} \cdot D_h}{k_{su}} \Rightarrow \\ \Rightarrow h_{su} &= \frac{Nu \cdot k_{su}}{D_h} \end{aligned} \quad (3.24)$$

$$h_{su} = \frac{2.976 \cdot 0.59}{0.016} = 109.74 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

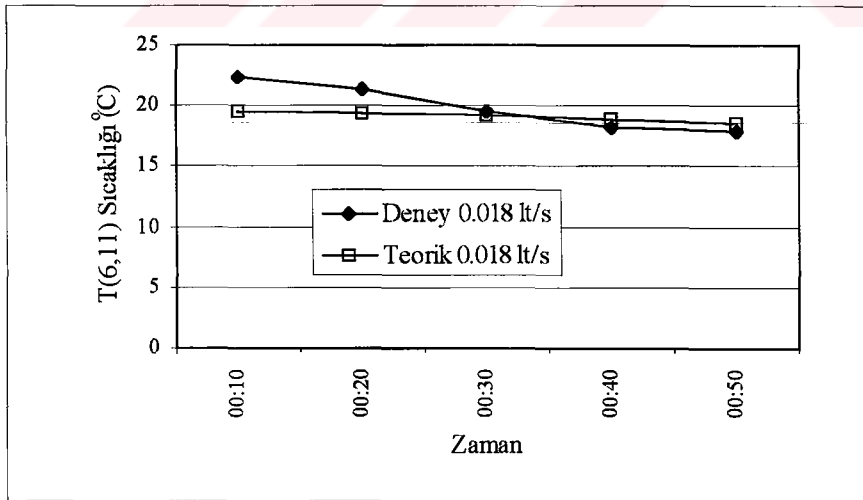
X ve Y yönündeki düğüm sayısı sırasıyla 6 ve 42 olan ağ boyutlandırılmasında sırasıyla A, B, C, D, L mesafesindeki düğüm sayıları 11, 30, 1, 2, 6’dır. X ve Y yönündeki toplam boy ise 0.16 m ve 1.312 m’ dir. Hesaplamalarda derin toprak sıcaklığı 18 °C kabul edilmiştir. Toprağın fiziksel özellikleri de sabit kabul edilmiştir. Teorik çalışmada bulunan değerler deneysel değerlerle karşılaştırılmıştır. Deney düzeneği kurulurken teorik çalışmada (6*11) noktasına denk gelen noktaya Bakır Konstantan probu yerleştirilerek ölçüm yapılmıştır. Teorik

çalışmayla deneysel çalışmanın doğruluğunu göstermek için deneysel çalışmada deney yapılan sırada ölçülen dış hava sıcaklığı, salamuranın TID'e giriş ve çıkış sıcaklıkları alınarak programa kaydedilmektedir. Deney sırasında yapılan 5 ölçüm ortalama 10 dakikada (600 s) bir alınmakta ve bu değerler kullanılarak (6,11) nodundaki toprak sıcaklığı [T(6,11)] kaydedilmektedir. Teorik çalışma ile deneysel çalışmada çıkan T(6,11) toprak sıcaklığının ortalama değerleri aşağıda karşılaştırılmıştır. Çıkan sonuçlardan görüldüğü üzere iki değer arasındaki farklar ortalama 0.65 °C olmaktadır. Bu da teorik çalışmada çıkan sonuçların deneysel verilere yakınlığını göstermektedir.

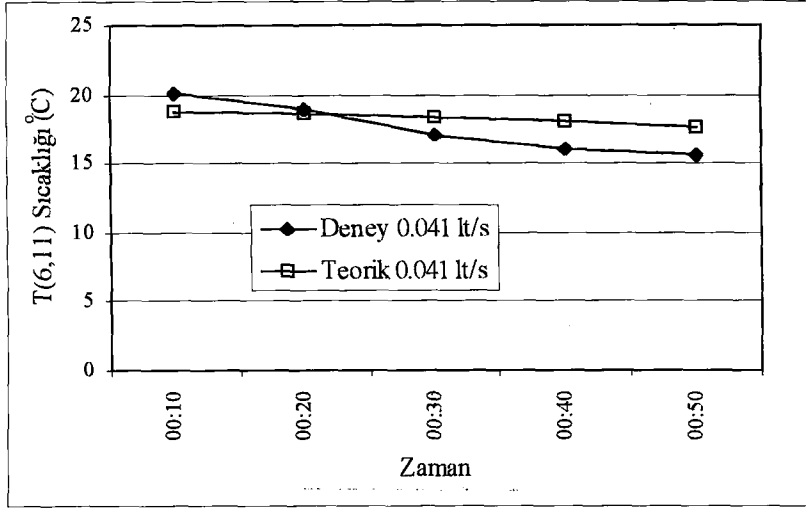
Tablo 3.1. Üç Farklı Debide T(6,11) Toprak Sıcaklığının Deneysel ve Teorik Olarak Karşılaştırılması

Salamuranın Debisi (lt/s)	Deneysel Çalışmada Ortalama T(6,11) Sıcaklığı (°C)	Teorik Çalışmada 50 Dakika Sonraki T(6,11) Sıcaklığı (°C)	Fark (°C)
0.018	19.88	19.072	0.808
0.041	17.58	18.28	0.7
0.066	16.32	16.77	0.45

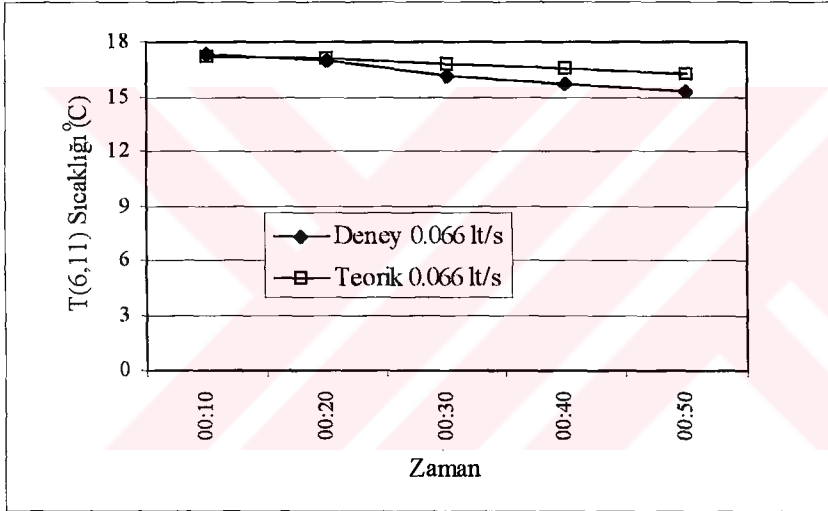
Deneysel ölçümlerden alınan T(6,11) sıcaklığı ile teorik çalışmada hesaplanan T(6,11) sıcaklığının üç farklı debide değişimi aşağıdaki Şekil 3.3, 3.4 ve 3.5 gösterilmektedir. Teorik çalışmada, 0.018, 0.041 ve 0.066 lt/s debileri için sırasıyla programa başlangıç sıcaklığı olarak deneysel ölçümlerden alınan 20, 19 ve 17 °C kaydedilmiştir.



Şekil 3.3. T(6,11) Toprak Sıcaklığının 0.018 lt/s' lik Debiye Göre Deneysel ve Teorik Değişimi

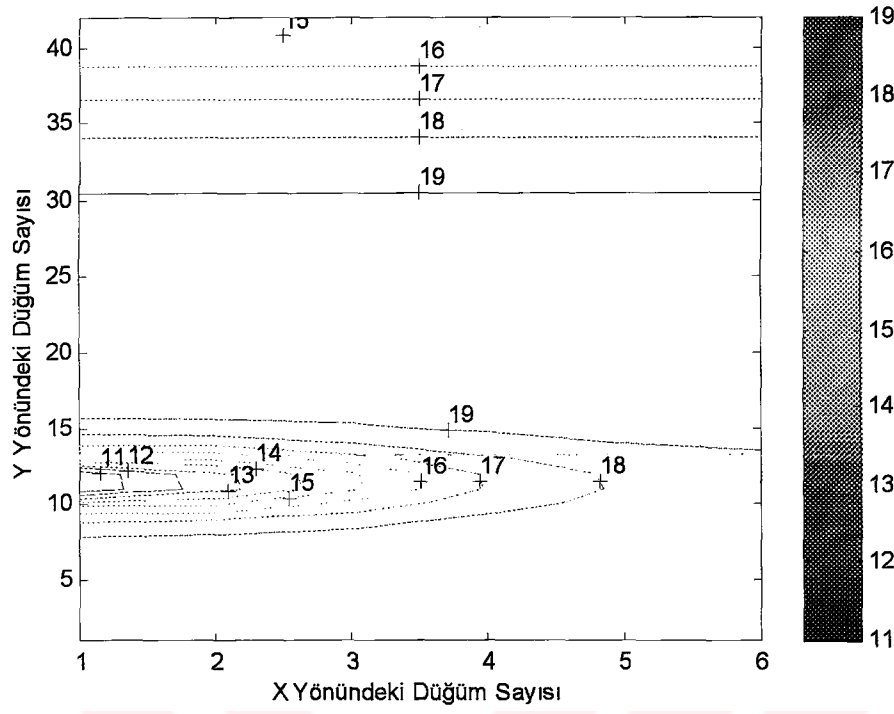


Şekil 3.4. T(6,11) Toprak Sıcaklığının 0.041 lt/s' lik Debiye Göre Deneysel ve Teorik Değişimi

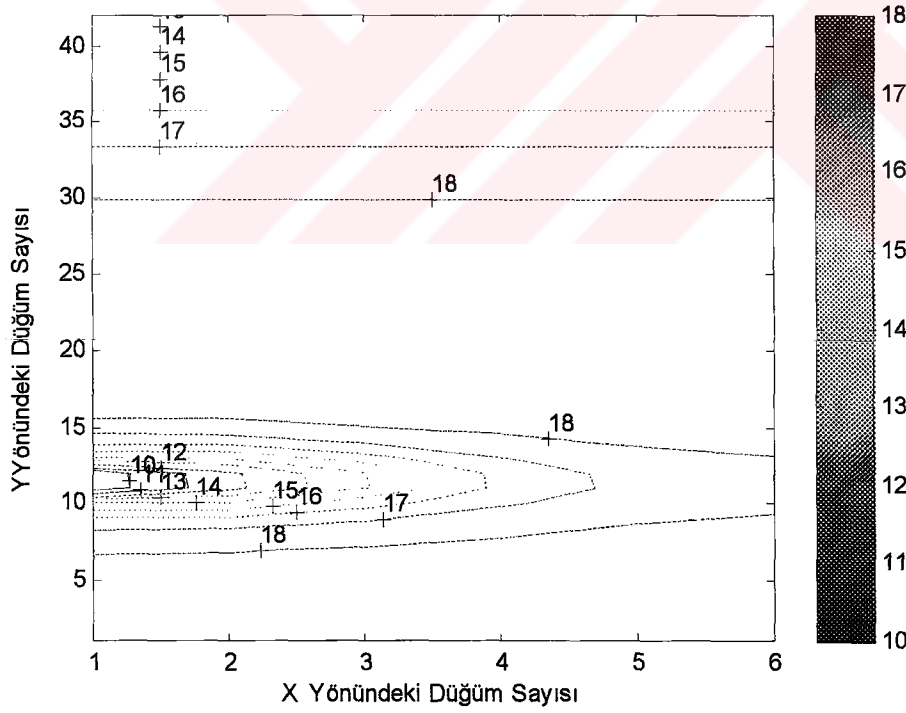


Şekil 3.5. T(6,11) Toprak Sıcaklığının 0.066 lt/s' lik Debiye Göre Deneysel Ve Teorik Değişimi

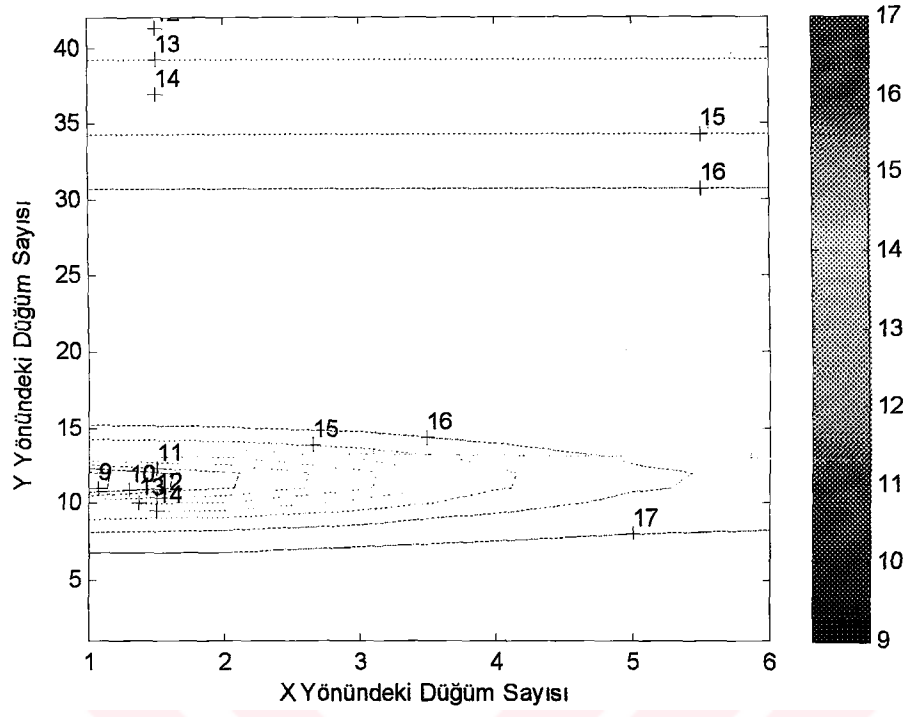
Ek 1'de sadece 0.018 lt/s için algoritması verilen Fortran 32 Power Station programlama dilinde hazırlanan programla toprak içerisindeki sıcaklık dağılımı hesaplanmaktadır. Deneysel çalışmalar gece 00:00 saatinde başlayarak 00:50 saatine kadar devam etmiş ve odanın sıcaklığının istenilen seviyeye çıkarılması hedeflenmiştir. Böylece kompresörün ortalama 50 dakika çalıştığı göz önüne alınmıştır. Teorik çalışmada, üç debide yaklaşık 50 dakika (3000 s) sonra ortaya çıkan toprak sıcaklık dağılımları ise aşağıda Şekil 3.6, 3.7 ve 3.8' de verilmektedir.



Şekil 3.6. 0.018 lt/s Debisi İçin 50 Dakika Sonra Oluşan Toprak Sıcaklık Dağılımı



Şekil 3.7. 0.041 lt/s Debisi İçin 50 Dakika Sonra Oluşan Toprak Sıcaklık Dağılımı



Şekil 3.8. 0.066 lt/s Debisi İçin 50 Dakika Sonra Oluşan Toprak Sıcaklık Dağılımı

Tablo 4.1. Odanın Isı Kaybı Hesabı Çizelgesi

101 ODA 20 ⁰ C					ISI KAYBI HESABI													Sayfa :	
																		Kat :	
2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18			
Yön	Kalınlık	Yüzey Hesabı				Isı Kaybı Hesabı						Zamlar				Isı İhtiyacı Q _o			
		Uzunluk	Yükseklik Veya Genişlik	Yüzey	Adet	Çıkarılan	Hesaba Giren	K	Sıcaklık Farkı Δ T	K. Δ T	Zamsız Isı Kaybı	Z İşletme	Z Rüzgar	Z Yön	Z Toplam Zam				
	cm	m	m	m ²		m ²	m ²	$\frac{kcal}{m^2 h^0C}$	°C	$\frac{kcal}{m^2 h}$	$\frac{kcal}{h}$	%	%	%	1+%	$\frac{kcal}{h}$			
2	G	—	2.80	0.8	2.24	1	—	2.24	3.40	32	108.8	244							
3	G	34.0	2.80	3.40	9.52	1	2.24	7.28	1.09	32	34.88	254							
co	B	25.0	5.80	3.40	19.72	1	—	19.72	2.81	10	28.1	554							
	K	---	0.90	2.10	1.89	1	—	1.89	2.50	10	25.1	47							
	K	23.0	2.80	3.40	9.52	1	1.89	7.63	1.28	10	12.8	98							
	D	23.0	5.80	3.40	19.72	1	—	19.72	1.28	—	—	—							
	-	400.0	5.80	2.80	16.24	1	-	16.24	2.15	20	43	698							
											1895	7	----	5	1.12	2122			
Q _o =1.20*10.98*0.70*0.24*32*1.00																71			
																2193			
TOPLAM ISI İHTİYACI																2193			

Sistemle ilgili veriler aşağıdadır:

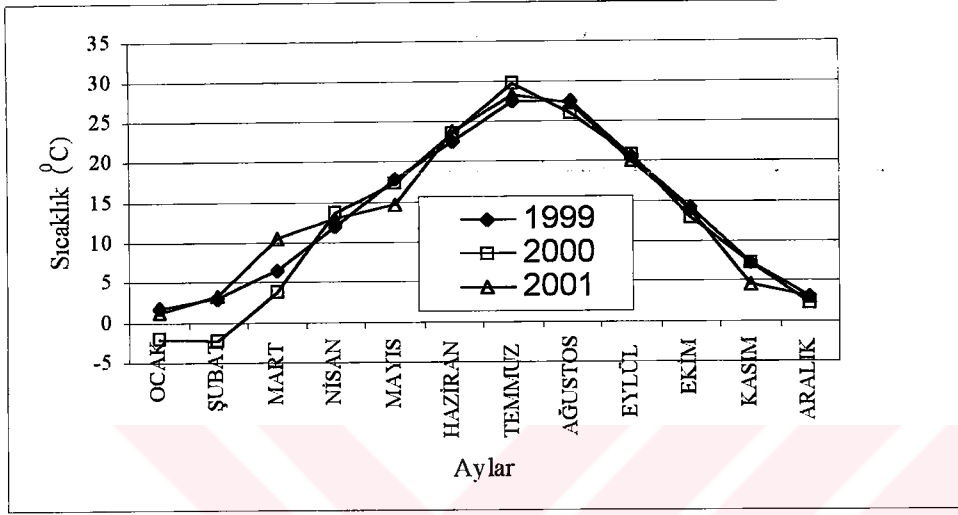
$$A_o = 16.24 \text{ m}^2$$

$$Q_o = 2.55 \text{ kW (2193 kcal/h)}$$

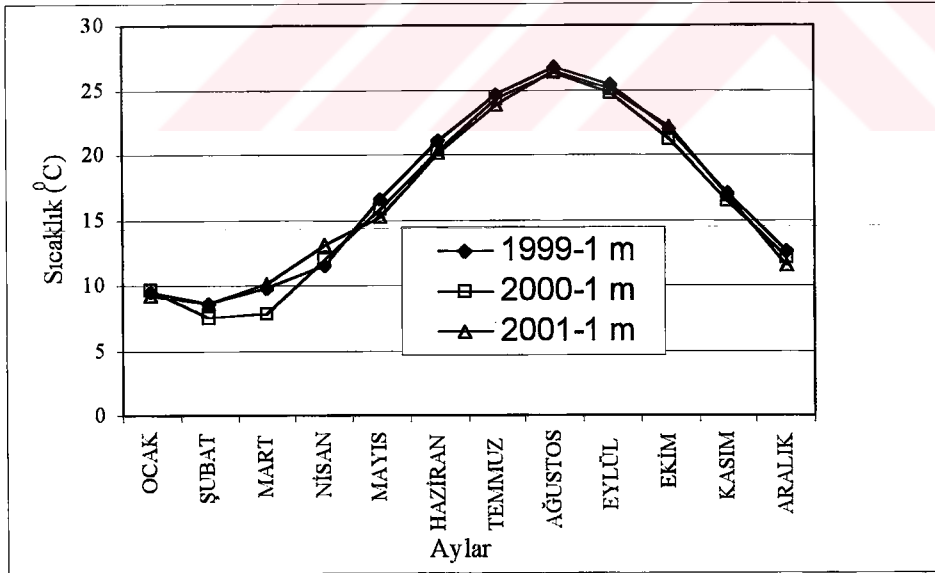
$$T_{dış} = -12 \text{ }^\circ\text{C (Elazığ için)}$$

Fan ile ısıtma yapılacak ve buharlaştırıcı (evaporatör) sıcaklığı $-15 \text{ }^\circ\text{C}$, yoğunlaştırıcı (kondenser) sıcaklığı $+45 \text{ }^\circ\text{C}$ tahmini ile boyutlandırılma ve ekipman seçimi yapılacaktır. Ayrıca çevrim akışkanı olarak Freon 22 seçilmiştir. Literatürdeki çalışmaların ışığında topraktan en fazla $q_g = 15 - 30 \text{ W/m}^2$ ısı çekilebilmektedir [39]. Odanın bulunduğu yerdeki toprağın, orta ağırlıkta ve nemli killi toprak olduğu Elazığ Meteoroloji Bölge Müdürlüğünden [50] alınmıştır.

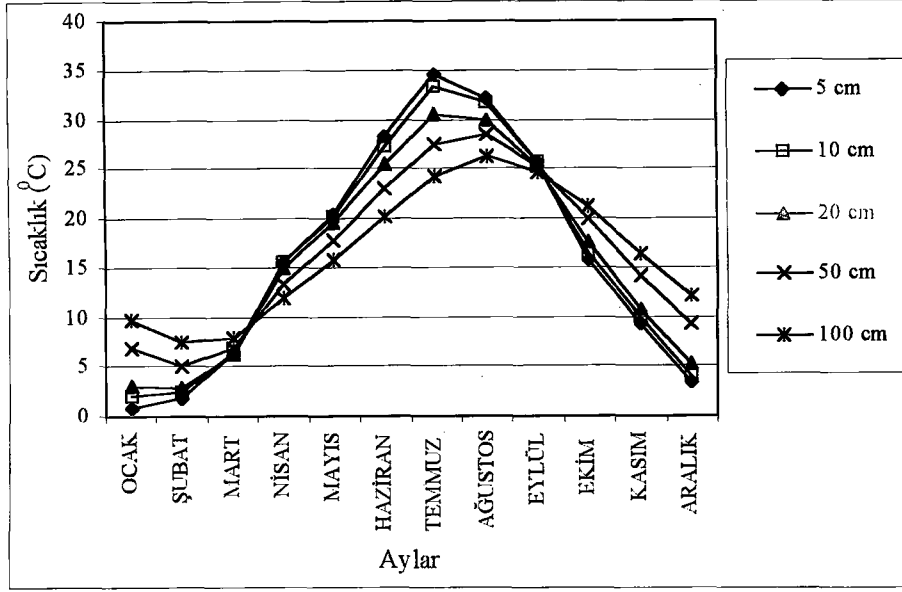
Elazığ için kabul edilebilir maksimum $q_g = 30 \text{ W/m}^2$ dir. Ayrıca Elazığ'da 1 metre derinlikte 2001 yılında ortalama toprak sıcaklığı $16.89 \text{ }^\circ\text{C}$ ve aynı yılın Ocak ayında ortalama toprak sıcaklığı $9.3 \text{ }^\circ\text{C}$ olarak ölçülmüştür [50]. Elazığ ilinin 1999, 2000 ve 2001 yılları için dış hava sıcaklığı, çeşitli derinliklerdeki toprak sıcaklıkları ve rüzgar hızları Ek 2' de verilmiştir. Dış hava ve toprak sıcaklıklarının aylık değişimi Şekil 4.2, 4.3 ve 4.4' de verilmiştir. Şekillerden, son üç yılda yapılan ölçümlerle toprağın havadan daha kararlı olduğu görülmektedir.



Şekil 4.2. Elazığ için 1999, 2000 ve 2001 Yılları Dış Hava Sıcaklığı Değişimi



Şekil 4.3. Elazığ ilinde 1 m Derinlikteki Toprak Sıcaklığının Yıllara Göre Değişimi



Şekil 4.4. Elazığ İçin 2000 Yılı Farklı Derinlikteki Toprak Sıcaklığı Değişimi

4.1.2. Oda Isı İhtiyacının Belirlenmesi

Odanın ısı ihtiyacı yukarıda belirtildiği gibi 2.55 kW (2193 kcal/h) olarak hesaplanmıştır. Odanın alanını A_o , toplam ısı ihtiyacını Q_o ve özgül ısı ihtiyacını q_o ile gösterirsek,

$$q_o = \frac{Q_o}{A_o} \quad (4.1)$$

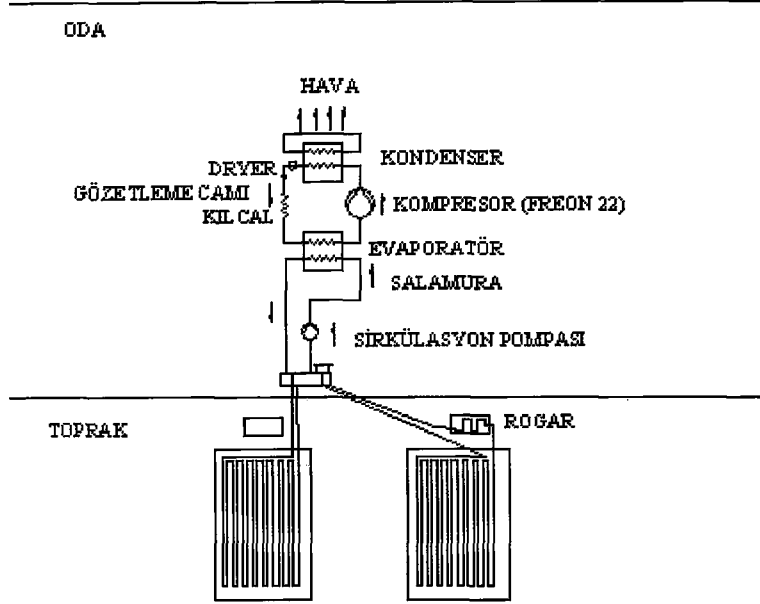
eşitliği kullanılarak,

$$q_o = \frac{2.55}{16.24} = 0.157 \text{ kW/m}^2$$

$$q_o = 157 \text{ W/m}^2$$

olarak hesaplanır.

Şekil 4.5'de kurulması düşünülen TKIP sisteminin şematik resmi verilmektedir.



Şekil 4.5. Kurulması Düşünülen TKIP Sisteminin Şematik Görünümü

4.1.3. İşletme Şeklinin Belirlenmesi

İşletme şekli olarak, ilk etapta tekli işletme şekli seçilmiştir. Yani odanın ısıtılması için gerekli ısının tamamı, ısı kaynağı topraktan sağlanmaktadır. Daha sonraki çalışmalarda ikincil ısı pompaları olarak bilinen mahal ısıtmada örneğin kanalizasyon pis sularından ısı çeken ısı pompası denenecektir.

4.2. Isı Pompasının Boyutlandırılması

4.2.1. Buharlaştırıcı ve Yoğuşturucu Sıcaklıklarının Bulunması

Carnot çevrimine göre çalışan ısı pompası performans katsayısı (COP) parametre olarak T_B (Buharlaştırıcı veya Evaporasyon sıcaklığı) ile T_Y (Yoğuşturucu veya Kondenser sıcaklığı)'nin fonksiyonudur. Isı değiştiricilerinde sıcaklık farkı kayıpları ortaya çıkmaktadır. Bu kayıplar, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı sıcaklıkları hesaplanırken dikkate alınmalıdır. Aşağıda tahminen alınan değerler, bu konu ile ilgili daha önce yapılan çalışmalara paralel olarak yapılmaktadır [37, 39].

4.2.1.1. Yoğuşturucu Sıcaklığının Belirlenmesi

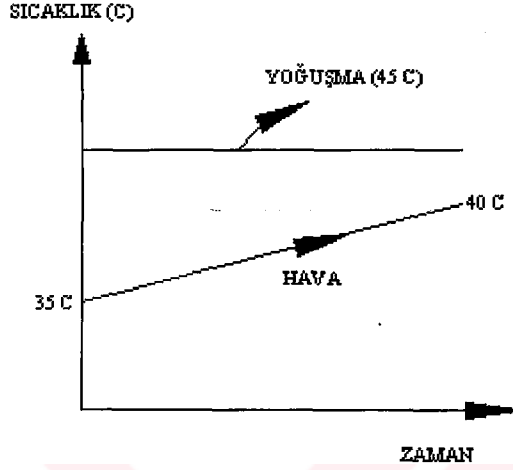
Şekil 4.5' den görüleceği gibi, yoğuşturucu sıcaklığının seçimi ısıtma sistemine havanın gidiş sıcaklığına bağlıdır ve aşağıdaki değere eşit olacağı kabul edilmiştir.

$$T_Y > T_{hç} + 5 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (4.2)$$

Fan ile ısıtma için 35/40 $^{\circ}\text{C}$ tahmini yapılmıştır. Burada yoğuşma sıcaklığı eşitlik (4.2)'ye göre ;

$$T_Y = 40 + 5 = 45 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

olarak bulunur.



Şekil 4.6. Yoğuşma Sıcaklığının Zamanla Değişimi

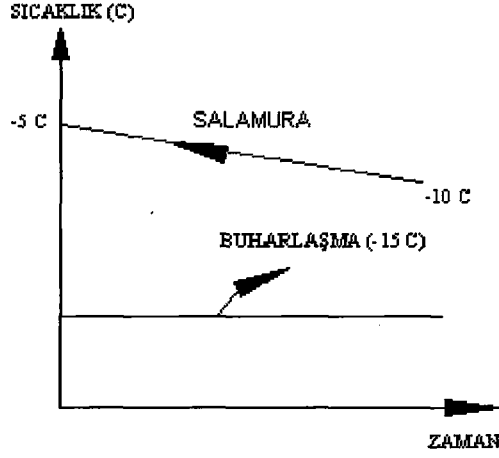
4.2.1.2. Buharlaştırıcı Sıcaklığının Belirlenmesi

T_B buharlaşma sıcaklığı, ısı kaynağının türü ile belirlenir ve çoğunlukla buharlaştırıcıdan ısı kaynağının çıkış sıcaklığının 5 $^{\circ}\text{C}$ altında alınır. Bu akışkanının buharlaştırıcıdan - 10 $^{\circ}\text{C}$ ' de çıktığı ve toprakta ısındıktan sonra tekrar -5 $^{\circ}\text{C}$ ' de buharlaştırıcıya girdiği kabul edilmiştir.

O halde

$$T_B = -5 - 10 = -15 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

bulunur.

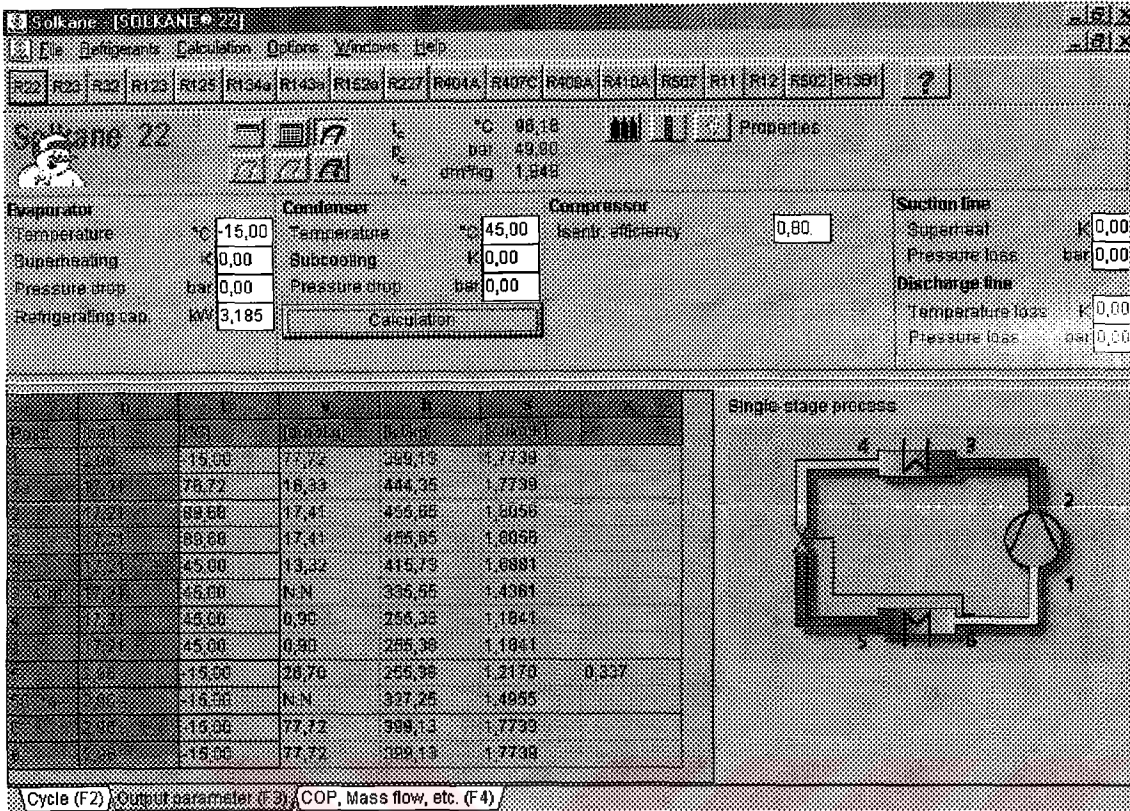


Şekil 4.7. Buharlaştırma Sıcaklığının Zamanla Değişimi

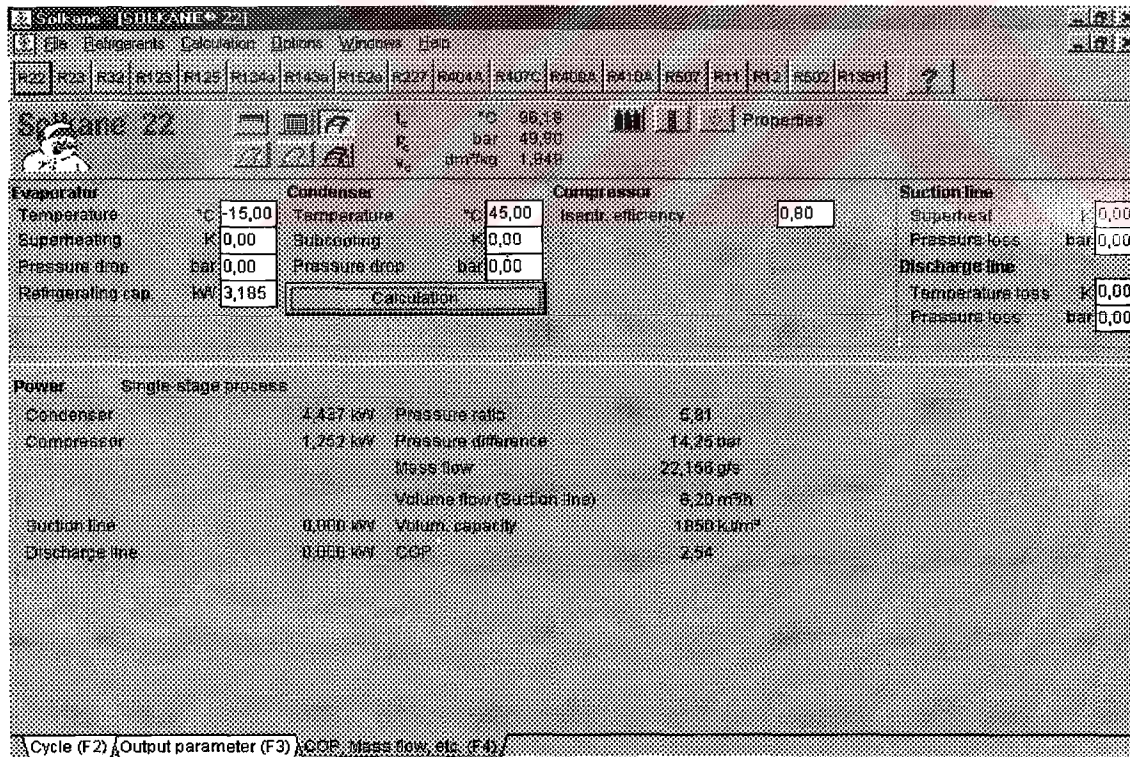
4.2.2. Isı Pompası Performans Katsayısının Bulunması (COP)

Log P-h diyagramından yararlanarak COP bulunur. Bu çalışmada hesaplamalar Solkane [56] firmasının hazırlanmış olduğu Solkane Refrigerant Software Version 3.01 programı ile yapılmıştır. Odanın ısıtma kapasitesi 2.55 kW bulunmuştu, soğutma kapasitesi ise pratik olarak ısıtma kapasitesinin 1.25 katı [37] alınabilir, böylece $2.55 * 1.25 = 3.1875$ kW bulunur. Bu değer ısı pompasının COP' u bulmak için kullanılan Solkane programına yazılır, programın görünüşü Şekil 4.8, 4.9 ve 4.10' da verilmiştir.

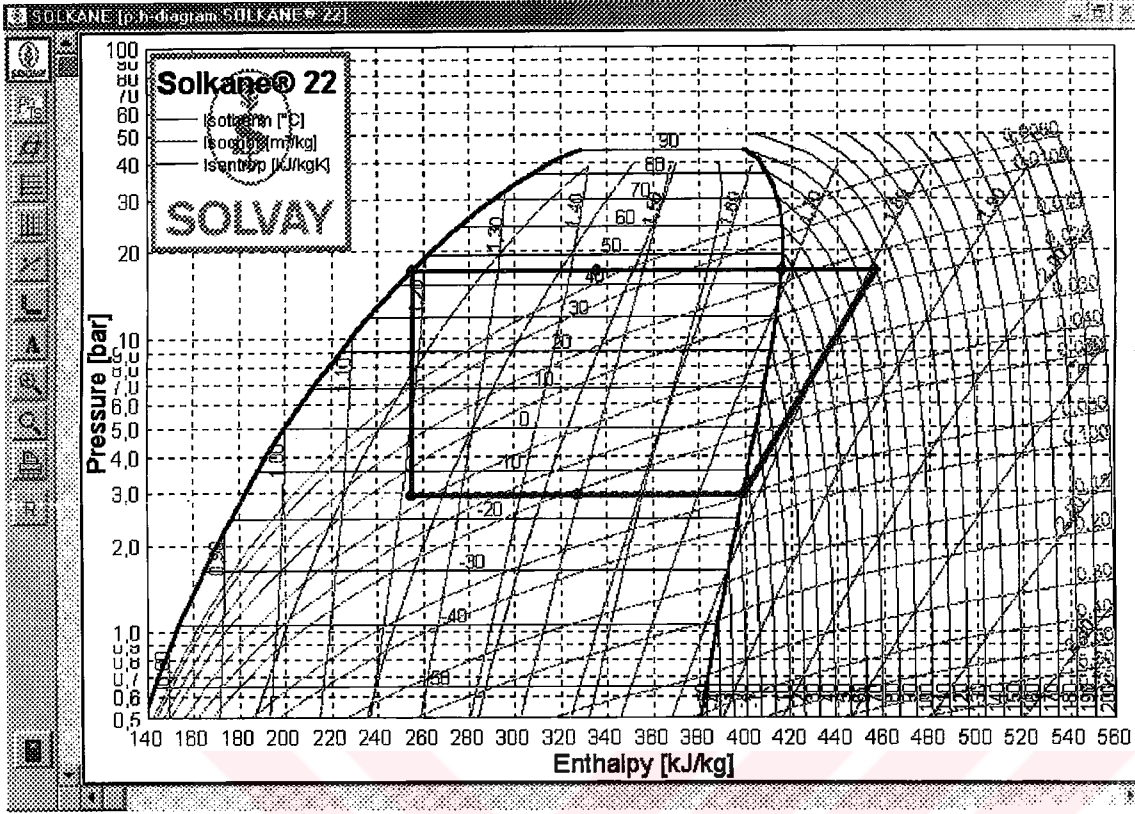
Toplam 18 soğutucu akışkan için hazırlanmış programda, 6 çeşit durum için hesap yapılabilir. Burada yapılan hesaplamalar, kuracağımız deney düzeneğinin durumuna göre Freon 22 gazı için Single – Stage Process (Basit veya Temel Çevrim) durumu seçilmiştir. Programa girdi olarak evaporatör, kondenser sıcaklığı ve evaporatörün soğutma kapasitesi değeri nakledilmiştir. Programdan çıktı olarak, soğutucu akışkanın Şekil 4.8' de verilen 1, 2, 3, 4 ,5 ve 6 noktalarındaki basınç, sıcaklık, özgül hacim, entalpi, entropi ve kuruluk derecesi değerleri elde edilmektedir. Ayrıca girilen data'lara göre, Şekil 4.9' da gösterildiği gibi kondenserin, kompresörün gücü, soğutucu akışkanın çevrimdeki basınç oranı, basınç farkı, kütleli debisi, hacimsel debisi, hacimsel kapasitesi ve performans katsayısı (COP) değerleri bulunur. Şekil 4.10'da görüldüğü gibi program sayesinde ısı pompasının Log P-h diyagramı da elde edilmektedir.



Şekil 4.8. Solkane Programının Hesap Tablosu Gösterimi



Şekil 4.9. Solkane Programında Güç Değerleri Gösterimi



Şekil 4.10. Log P – h Diyagramı Gösterimi

Programdan,

$$h_1 = 399.13 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{2s} = 444.35 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 455.65 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = 255.38 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = 255.38 \text{ kJ/kg}$$

bulunmaktadır.

Hesaplamalar odanın soğutma yükünün 3.1875 kW olduğu değere göre yapıldığında, akışkan miktarı programdan 22.156 g/sn (0.022156 kg/sn) bulunmaktadır. Burada toprağa serilecek boru miktarı, ilk etapta sistemin ısıtma ihtiyacını karşılaması gerektiği düşüncesiyle oda ısı kaybı 2.55 kW' a göre yapılacaktır.

Gerçek değerde verilen yoğuşturucu ısı akısı,

$$q_{yg} = h_2 - h_3 \quad (4.3)$$

$$q_{yg} = 455.65 - 255.38 = 200.27 \text{ kJ/kg}$$

bulunur. Yoğuşturucudan verilen ısı miktarı ortamın ısı ihtiyacını karşılamak üzere, $Q_h = 2.55$ kW (2193 kcal/h) için devrede dolaşan Freon 22 gazının miktarı, kış şartlarında;

$$m_d = \frac{Q_o}{q_{yg}} = \frac{2.55}{200.27} = 0.0127 \text{ kg/s} \quad (4.4)$$

olarak bulunur. Yoğuşturucudan geçen hava miktarı;

$$Q_0 = Q_K = 2.55 \text{ kW}$$

$$m_{\text{hava}} = \text{Yoğuşturucudan fan ile üflenlen havanın kütleli debisi kg/s}$$

$$C_{\text{hava}} = \text{Havanın özgül ısısı kJ/kg}^{\circ}\text{C} (20^{\circ}\text{C için})$$

$$\Delta T_{\text{hava}} = \text{Havanın sıcaklık farkı}^{\circ}\text{C}$$

olmak üzere,

$$Q_K = m_{\text{hava}} * C_{\text{hava}} * \Delta T_{\text{hava}} \quad (4.5)$$

formülü ile

$$Q_K = m_{\text{hava}} * 1.004 * (40-35)$$

$$m_{\text{hava}} = 0.507 \text{ kg/s}$$

olarak bulunur. Buharlaştırıcıda dolaşan salamura % 25 antifrizlidir. Buharlaştırıcıdan çekilen ısıyı bulalım,

$$Q_{ES} = m_d (h_1 - h_3) \quad (4.6)$$

$$Q_{ES} = 0.0127 * (399.13 - 255.38)$$

$$Q_{ES} = 1.825 \text{ kW}$$

(4.5) eşitliğine benzer olarak aşağıdaki eşitliği,

$$Q_{ESA} = Q_{ES} = m_s * C_s * \Delta T_s \quad (4.7)$$

yazabiliriz. Burada:

$$m_s = \text{Salamura kütleli debisi, kg/s}$$

$$C_s = \text{Salamuranın özgül ısısı, kJ/kg}^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_s = \text{Sıcaklık farkı,}^{\circ}\text{C' dır.}$$

$$m_s = \frac{Q_{ESA}}{C_s * \Delta T_s} \quad (4.8)$$

$$m_s = \frac{1.825}{3.7 * |(-10 - (-5))|} = 0.098 \text{ kg/s}$$

olarak bulunur.

Kompresöre verilen yararlı ısıyı hesaplırsak;

$$Q_y = m_d * (h_2 - h_1) \quad (4.9)$$

$$Q_y = 0.0127 * (455.65 - 399.13)$$

$$Q_y = 0.717 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

Kompresörün imalatçı verilerine göre, $\eta_m = 0.90$, $\eta_i = 0.80$, $\eta_{el} = 0.98$ alınarak, kompresörün tahrik gücü Eşitlik 4.10'a göre hesaplırsa;

$$N_e = \frac{Q_y}{\eta_m \cdot \eta_i \cdot \eta_{el}} \quad (4.10)$$

$$N_e = \frac{0.717}{0.90 \cdot 0.80 \cdot 0.98} = 1.016 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

4.3. Isı Kaynağının Projelendirilmesi

4.3.1. Yatay Yerleştirilmiş Isı Değiştiricisi İçin Toprak Alanının Bulunması

Eşitlik (4.1)' e göre odanın özgül ısı ihtiyacı $q_o = 157 \text{ W/m}^2$ bulunmuştu. Aynı zamanda ısıtılan alana ait yoğunlaştırıcı ısı akısı (q_y) odanın özgül ısı ihtiyacına eşittir. Yani,

$$q_o = q_y = 157 \text{ W/m}^2 \text{ dir.}$$

Isıtılan alana ait buharlaştırıcı ısı akısı,

$$q_b = \frac{Q_{ESA}}{A_o} \quad (4.11)$$

formülünden bulunabilir. O halde (4.11)' den;

$$q_b = \frac{1.825}{16.24} = 0.1123 \text{ kW/m}^2 = 112.3 \text{ W/m}^2$$

olarak bulunur.

4.3.2. Uyum Faktörü

Topraktan en fazla Elazığ ili için önceden kabul ettiğimiz gibi $q_g = 30 \text{ W/m}^2$ lik ısı çekilebilir. Bundan dolayı toprak alanı, oda alanından f_t faktörü kadar büyütülür [39].

$$f_t = \frac{q_b}{q_g} \quad (4.12)$$

eşitliği yazılabilir. Buradan;

$$f_t = \frac{112.3}{30} \cong 3.7$$

bulunur. A_o konut alanı ile mevcut toprak alanı A_g , arasında aşağıdaki ilişki vardır.

$$A_g = A_o \cdot f_t \quad (4.13)$$

$$A_g = 16.24 \cdot 3.7 \cong 60 \text{ m}^2$$

4.3.3. Yatay Toprak Isı Değiştiricisi İçin Gerekli Boru Uzunluğunun Bulunuşu

Boru açıklığı 0.6 m²/m seçilmiştir. O halde toplam boru uzunluğu L_I aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$L_I = (\text{Gerekli Toprak Alanı})/(\text{Boru Açıklığı}) \quad (4.14)$$

$$L_I = \frac{60}{0.6} = 100 \text{ m}$$

bulunur [39].

4.4. Sistem Elemanları ve Otomasyon

4.4.1. Sistem Elemanlarının Belirlenmesi

4.4.1.1. Kompresör Seçimi:

Kompresör seçimi için gerekli kompresör gücü (4.10) eşitliğinden ısıtma mevsimi için, 1.016 kW ve Solkane programından soğutma mevsimi için, 1.252 kW bulunmuştur. Bu sistem için, hermetik Tecumseh marka bir Freon kompresörü seçimi yapılmıştır. 2 HP (1.4 kW)' lık FH 5524 F tipi tek fazlı kompresör seçilmiştir. Ek 3'de sistemde kullanılan kompresörün pratik seçim katalogu görülmektedir.

4.4.1.2. Evaporatör Seçimi

Evaporatörün kapasitesi odanın soğutma yükü 3.1875 kW'a göre, Elazığ'daki Tunç Teknik Soğutma A.Ş. tarafından Bakır' dan imal edilen ve iç soğutucusu da Alüminyum olan TTE – 3 model no'lu, kapasitesi Freon 22 gazı ile çalıştığında 6000 kcal/h olan evaporatör seçilmiştir. İçerisinden salamura geçen evaporatör etrafı içerisinden Freon 22 soğutucu akışkan geçen bakır borular ile sarılmıştır. Ek 4' de seçilen evaporatörün bazı teknik ve geometrik özellikleri verilmektedir.

4.4.1.3. Kondenser Seçimi

Friterm firmasının üretmiş olduğu hava soğutmalı kondenser (yoğusturucu) kullanılmaktadır. Kondenserin vermesi gereken ısıyı odanın ısı kaybına eşit kabul edip yukarıda gibi hesapladık. Yukarıda gerçekleştirilen hesaplamalara ve Solkane programından çıkan

sonuçlara göre Friterm firmasının HS 10 modeli, 10 m²' lik kapasitesi, 3.770 kW' lık kondenseri Ek 5' de gösterilen tablodan seçilmiştir. Kondenser fanı üzerinden fanın gücü 160 W olarak alınmıştır ve fanın debisi 0.731 kg/sn' dir.

4.4.1.4. Sirkülasyon Pompası Seçimi

TID içindeki salamurayı evaporatöre getirip evaporatörden de tekrar TID' ne gitmesini sağlayan 1 adet Alarko NPVO – 26 – P tipi üç hızlı pompa kullanılmaktadır. Teknik ve elektrik özellikleri aşağıda verilen Sirkülasyon pompasının ana parçaları, teknik verileri ve pompa karakteristik eğrileri Ek 6' da verilmiştir.

Tek veya üç hızlıdır.

Maksimum su sıcaklığı: 120 °C (NPVO – 26 – P tipinde 110 °C).

Maksimum ortam sıcaklığı: 40 °C

Maksimum çalışma basıncı:

Tek hızlı pompalar: 6 bar

Üç hızlı pompalar: 6 bar

İsteğe bağlı olarak: 10 bar

Flanş: DN 40 – DN 100 (DIN 2531'e uygun)

Motor yalıtımı: Sınıf "H" (NPVO – 26 tipinde sınıf "F" 155 °C)

Motor koruması: IP 41 (NPVO – 26 – P tipinde motora koruma entegre edilmiştir harici bir korumaya gerek yoktur)

Minimum emme basıncı (NPVO – 26 – P): 1.5 m (82 °C'de)

3 m (95 °C'de)

Besleme gerilimi:

Tek hızlı pompalar: 220/380 V – 50 Hz. fazlı. Bir kondansatör ilavesiyle tek fazlı olarak da çalıştırılabilirler.

Üç hızlı pompalar: 380 V – 50 Hz.

Elektriksel özellikler pompanın ön tarafında bulunan tanıtım plakasında belirtilmiştir. Pompa elektrik besleme değerleri ile elektrik tesisat değerleri uygun olmalıdır. Pompaya gelen elektrik tesisatı ve bağlantıları mevcut normlara ve standartlar uygun olmalıdır. Pompa standartlara uygun olarak topraklanmış bir elektrik tesisatına bağlanmalı ve topraklanmalıdır. Pompanın montajı, kullanımı ve onarımı sırasında elektrikli cihazların kullanımındaki genel korunma esaslarına uyulması gerekir.

4.4.1.5. Kılcal Seçimi

Kılcal borular küçük soğutma uygulamalarında termostatik genişleme valfinin yerine kullanılmaktadır. Kılcal boruların; Kolay anlaşılması, montajı, düşük maliyet, güvenilirlik ve oynak parça olmaması gibi avantajları vardır. Kılcal boru, evaporatörde belirli gaz akışına izin vermelidir ve bunun belirlenmesi için ana parametreler şöyle sıralanabilir: Buharlaştırıcı ısısı, yoğunlaştırıcı ısısı ve kılcala giren likit alt soğutma ısısıdır. Bu parametreler çalışma şartlarına bağlı olarak değişir. Sürekli çalışma, aç/kapama işlemi, devreye alma, düşük elektrik tüketimi durumlarında performansı optimize edecek bir kılcal boru seçimi çok zordur. Bundan dolayı, kılcalın seçimi her zaman bu parametreler arasında iyi bir uyumun yakalanması şeklinde olacaktır. Kılcal boru seçimi kesin olarak bir matematik formülüne dayandırılmaz. Genelde kabul edilmiş bir kural olarak, kondensasyon ısısında 10 K'lık bir değişim evaporasyon ısısında yaklaşık 5 K'lık bir değişime neden olur. Çok uzun veya çok kısa kılcal seçilmemesi tavsiye edilir. Gerçekte, ideal uzunluğun 1.5 m ile 2.5 m olduğu düşünülebilir. Kısa bir kılcal sapma riskini artırır. Uzun bir kılcal bazı durumlar hariç, özellikle kısa devirli sistemler ile, aşırı basınca neden olarak, zamanı eşitleyerek çalışma koşullarına daha uzun sürede erişilmesine neden olur. Her durumda, kılcal uzunluğu hiçbir zaman kılcalın iç çapının 5000 katını geçmemelidir. Eğer test sırasında kılcalı kısaltmak gerekirse bu ayarlama şu şekilde yapılabilir: Uzunluktaki % 2'lik değişim kondensasyon ısısında 1 K'lık fark yaratacaktır. Yukarıda belirtildiği gibi uzunluk önce normalden uzun seçilir. Eğer herhangi bir hata varsa kısaltılarak istenen uzunluğa ulaşılır.

4.4.1.6. Dryer (Kurutucu) ve Gözetleme Camı Seçimi

Kondenserdeki soğutucu akışkanın basıncı atmosfer basıncının altına düştüğü zaman, sistem ne kadar iyi izole edilirse edilsin sisteme dışarıdan bir miktar hava sızıntısı olacaktır. Havanın içinde bulunan su buharı dar kesitlerden geçerken donarak soğutucu akışkanın geçmesini engeller. Bu durum, ısı pompasının performansının düşmesine yol açmaktadır. Bunu önlemek için ısı pompasının kondenseri ile kılcal (kondenser ve kılcal arasında gözetleme camı var) arasına 3/8" lik Carly firmasının üretmiş olduğu DCY 083 tipli bir adet kurutucu konulmuştur. Kurutucu içinde bulunan silikajel maddesi soğutucu içindeki su buharını ve diğer yabancı maddeleri soğutucu gazdan ayırmaktadır. Ek 7' de sistemde kullanılan kurutucunun pratik seçim tablosu verilmiştir.

Sistem içerisinde dolaşan Freon 22 gazının dryer içindeki durumunu tesbit etmek için birde sistemde dryer ile kılcal arasına gözetleme camı konulmuştur. Carly firmasının üretmiş

olduğu 3/8” bağlantı ucuna sahip, rakorlu VCYL 13 tipinde bir adet gözetleme camı kullanılmıştır. Ek 8’de sistemde kullanılan gözetleme camının pratik seçim tablosu verilmiştir.

4.4.1.7. Düşük ve Yüksek Basınç Presostatı (Kombine Otomatik) Seçimi

Kompresörün düşük ve yüksek basınç kısmına otomatik olarak kumanda edebilen bir cihazdır. Isı pompası düzeneğinde presostat, kompresörün girişine ve çıkışına birer ucundan bağlanarak monte edilmiştir. Buharlaştırıcının basıncı, ayarlanan basıncın altına düştüğü zaman düşük basınç presostatı otomatik olarak kompresörün elektrik motoruna kumanda ederek kompresörü durdurur. Yüksek basınç presostatı da aynı şekilde sistemde meydana gelecek aşırı basınç yükselmesi (ayarlanan basınçtan daha yüksek basınç) durumunda kompresörü otomatik olarak durdurur. Böylece kompresörün aşırı güç çekerek yanması engellenmiş olur. Yukarıda ifade edilen nedenlerden dolayı ısı pompası deney düzeneğine emniyetli çalışmayı sağlamak için bir adet Ranco firmasının ürettiği düşük ve yüksek basınç presostatı konmuştur.

4.4.1.8. Su (Salamura) Sayacı Seçimi

Deney düzeneğine sistemde dolaşan salamuranın debisini ölçmek için Sirkülasyon pompasından sonra sisteme monte edilen Teksan firmasının ürettiği ortalama debisi su için 1.5 m³/h olan su sayacı kullanılmıştır.

4.4.1.9. Sıcaklık ve Basınç Ölçerlerin Seçimi

Sistemde daha sonra ölçüm alınan noktaların verileceği yerlerde, sıcaklık ölçmek için Cu (Bakır) – Co (Konstantan) ısı çiftler kullanılarak Elimko firmasının ürettiği Elimko 6000 sıcaklık ölçer ile belirli zamanlarda değerler kaydedilmiştir. Sistemde kompresörün emme ve basma hattına manometreler yerleştirilerek basınçlar ölçülmüştür. Kullanılan sıcaklık ölçerin fotoğrafı Ek 9’ da gösterilmektedir.

4.4.1.10. Dijital Soğutma Kontrol Cihazı (XR20C) Seçimi

Sistemde kullanılan dijital termostatlı termometre, ısı pompası sisteminin devreye girip çıkmasını sağlayarak, odanın sıcaklığını istediğimiz seviyede tutmaya yarar, sistem için çok önemli olan bu cihazı detaylı olarak incelersek;

4.4.1.10.1. Genel Tanımı

XR20C 32*74 mm ölçülerinde, normal sıcaklıklarda soğutma uygulamaları için tasarımı yapılmış zamana göre defrost fonksiyonlu bir termostat olup dahili timer ile kompresörü durdurarak defrost yapar.

4.4.1.10.2. Ön Panel Tuş Komutları

SET: Bu tuşa bir kez basıldığında ekranda 5 s süreyle sıcaklık set değeri görünür. Set değerini değiştirmek için SET tuşuna en az 2 s süreyle basılı tutulur. Ekranda ayar değeri görünür. AŞAĞI ve YUKARI ok tuşları ile istenilen sıcaklığa ayarlanır. Yeni değeri kaydetmek için SET tuşuna tekrar basılır veya 15 s beklenilir.

DEF: Defrost devresini manuel olarak başlatır.

Minimum Sıcaklığı Görmek İçin:

1. AŞAĞI ok tuşuna basılır.
2. Ekranda ilk olarak “Lo” mesajı, ardından o ana kadar kaydedilen en düşük sıcaklık değeri görünür.
3. Normal gösterge konumuna dönmek için AŞAĞI ok tuşuna tekrar basılır veya 5 s beklenilir.

Maksimum Sıcaklığı Görmek İçin:

1. YUKARI ok tuşuna basılır.
2. Ekranda ilk olarak “Hi” mesajı, ardından o ana kadar kaydedilen en yüksek sıcaklık değeri görünür.
3. Normal gösterge konumuna dönmek için YUKARI ok tuşuna tekrar basılır veya 5 s beklenilir.

Kaydedilen Minimum ve Maksimum Sıcaklıkları Sıfırlamak İçin:

1. Ekranda minimum veya maksimum sıcaklık değeri görünürken set tuşuna en az 3 s süreyle basılı tutulur. Ekranda “rSt” mesajı görünür.
2. “rSt” mesajı yanıp sönmeye başlar ve sıfırlama işlemi tamamlanır, cihaz normal gösterge konumuna döner.

Manuel Defrostu Başlatmak İçin:

DEF tuşuna 2 s' den fazla süreyle basılı tutulur. Manuel defrost devresi başlar.

Tuşları Kilitlemek İçin:

1. AŞAĞI ve YUKARI ok tuşlarına birlikte 3 s' den fazla süreyle basılı tutunuz.
2. Ekranda "Pof" mesajı görünür ve tuşlar kilitlenir. Bu durumda sadece set değeri ile kaydedilmiş minimum ve maksimum sıcaklıklar görülebilir.

Tuş Kilidini Açmak İçin:

1. AŞAĞI ve YUKARI ok tuşlarına birlikte 3 s' den fazla süreyle basılı tutulur. Ekranda "Pon" mesajı görünür ve tuş kilidi açılır.

4.4.1.10.3. Parametre Menüsü

Parametre menüsüne girmek için 3 s süreyle SET ve AŞAĞI ok tuşlarına birlikte basılı tutulur. AŞAĞI ve YUKARI ok tuşları ile istediğimiz parametreyi seçebiliriz. Parametre değerini ayarlamak veya değiştirmek için SET tuşuna basılır. AŞAĞI ve YUKARI ok tuşları ile istediğimiz değere ayarlarız. Tekrar SET tuşuna bastığımızda yeni değer kaydedilir ve bir sonraki parametreye geçilir.

Not: Parametre menüsünden çıkmak için SET ve YUKARI ok tuşlarına birlikte basılır veya hiçbir tuşa basmadan 15 s beklenilir. Cihaz normal gösterge konumuna döner.

Tablo 4.2. Dijital Termostatın Ayarlanabilir Parametreleri

Parametre	Tanımı	Ayar Aralığı	Ayarlanmış Değerler (°C/°F)	İstenilen Değerler
SET	Set Değeri	LS ÷ US	3/37	
Hy	Diferansiyel ayarı	0.1 ÷ 25.5 °C	2/4	
LS	Minimum ayar sınırı	-50 °C ÷ Set Değeri	-50/-58	
US	Maksimum ayar sınırı	Set Değeri ÷ 150 °C	150/302	
Ot	Sensör Kalibrasyonu	-12.0 ÷ 12.0 °C	0	
OdS	Cihaz çalışmaya başladığında çıkış gecikme süresi	0 ÷ 255 dakika	0	
AC	Kompresörün durması ile tekrar çalışması arasındaki bekleme süresi ayarı	0 ÷ 50 dakika	1	

CCt	Yeni ürün yüklemesi durumunda hızlı soğutma devresi süresi ayarı	0.0 ÷ 24.0 saat	0.0	
Con	Sensör arızası durumunda kompresör çalışma süresi	0 ÷ 255 dakika	15	
COF	Sensör arızası durumunda kompresör durma süresi	0 ÷ 255 dakika	30	
CH	Cihaz kontrol şekli	CL= Soğutma Ht= Isıtma	CL	
CF	Sıcaklık ölçme birimi ayarı	⁰ C= Celsius ⁰ F= Fahrenheit	⁰ C / ⁰ F	
rES	Ondalık gösterge biçimi	Ln= 1 ⁰ C DE=0.1 ⁰ C	DE / -	
IdF	Defrost aralığı	0 ÷ 120 saat	8	
MdF	(Maksimum) defrost süresi	0 ÷ 255 dakika	20	
dFd	Defrost süresince ekranda görünecek değer	rt, it, Set, DEF	it	
dAd	Defrost sonrası gerçek sıcaklık gösterimi gecikmesi	0 ÷ 255 dakika	30	
ALc	Sıcaklık alarmı konfigrasyonu	rE ; Ab	Ab	
ALU	Maksimum sıcaklık alarmı	ALL ÷ 150 ⁰ C	150/302	
ALL	Minimum sıcaklık alarmı	-50 ⁰ C ÷ ALU	-50/-58	
Ald	Alarm geciktirme süresi	0 ÷ 255 dakika	15	
dAo	Cihaz çalışmaya başladığında alarm geciktirme süresi	0 ÷ 23 saat 50 dakika	1.3	
PbC	Sensör seçimi	Ptc = PTC sensör ntc = NTC sensör	Ptc	

4.4.1.10.4. Ayarlama

↓ ve ↑ tuşlarına aynı zamanda 4 s süresince basılır. Ekranda PA belirecektir. SET ve ↓ ve ↑ tuşlarına basılarak istenilen değere getirilir. ↓ ve ↑ tuşlarına 4 s boyunca aynı zamanda basılır. Parametreler ekranda görülecektir. ↓ ve ↑ tuşlarına basılarak istediğiniz parametreyi ayarlanır. SET ve ↓ ve ↑ tuşlarından birine basarak seçilen parametrelerde değişiklik yapabiliriz.

Ayarlardan çıkma: ↓ ve ↑ düğmelerine aynı anda 4 s boyunca basılır ve 50 s hiçbir işlem yapmadan beklenilir ya da aleti durdurup tekrar başlatabiliriz.

4.4.1.10.5. Kullanım

İstenilen ısıyı ekranda göstermek için SET' e basılır. ↓ ve ↑ düğmelerini kullanarak gösterilen değeri değiştirebiliriz. Değişiklikleri yaptıktan sonra "SET" düğmesi en son bırakılır. Defrost, ↑ tuşuna 4 s boyunca basılı tutarak gerçekleştirilebilir. Sıradaki otomatik defrost devreye girecektir. Alarmin çalmasını durdurmak için ↓ düğmesine basılır.

4.4.1.10.6. Programlar

/ SENSÖR

/ 0 Sensör cinsi 1= PTC, 3= NTC

/ Kalibrasyon En az: -55 °C En çok: +99 °C Her bir derece kalibre etmek için 8 ile çarpılmalıdır. Örnek: 3 derece yukarıya kalibre etmek için isteniyorsa 3*8= 24 değeri ekrana yazılmalıdır.

/ 6 Evaporatör Sensörünün kalibrasyonu. Her bir dereceyi kalibre etmek için 8 ile çarpılmalıdır.

Örnek: 3 derece yukarı kalibre etmek isteniyorsa 3*8= 24 değeri ekrana yazılmalıdır.

/ 8 Isı birimi

0 = Fahrenheit 1 = Celcius

/ A Evaporatör sensörünün çalışmasının istenmesi veya iptali. 0 = İptal, 1 = Çalışsın

r - İÇ ORTAM SICAKLIĞININ DÜZENLEMESİ

r0 - Kompresörün durmasıyla, çalışması arasındaki sıcaklık farkı. (Diferansiyel)

En az: +1 °C En çok: +15 °C

r1 - En düşük sıcaklık sınırı En düşük: -55 °C En yüksek: + 99 °C

r2 - En yüksek sıcaklık sınırı En düşük: -55 °C En yüksek: +99 °C

C - KOMPRESÖR KORUMASI

c0 - Akım verildikten sonra termostatin devreye girme zamanı.

En az: 0 dak. En fazla: 15 dak.

c1 - Başlama sonrası gecikme

En az: 0 dak. En fazla: 15 dak.

c2 - Durma sonrası gecikme En az: 0 dak. En fazla: 15 dak.

c4 - Açma – Kapama gecikmesi 0 = Gecikmesiz, 1 = 3 sn

c5 - Sensör arızası durumunda kompresörün belli aralıklarla çalıştırılma süresi.

En az: 1 dak. En çok: 240 dak.

c6 - c5 programındaki çalıştırılma süresinin yüzdesel oranı. Örnek c5 = 10 dak. c6 = 50. bu durumda kompresör 5 dakika çalışır, 5 dak. durur. En az : % 0, En çok : % 50

d - DEFROST

d0 - Defrost aralığı, Örnek: 8 saatte 1 defrost. En az : 0 En çok: 99 saat

d1 - Defrost Tipi 0 = Rezistanslı, 1 = Sıcak gaz

d2 - Defrostun bittiği evaporatör ısısı. Bu parametrede seçilen evaporatör ısısının üstüne çıkılırsa defrost durur. Evaporatör ısısı bu parametrede belirlenen ısıнын üstündeyse defrost çalışmaz.

En az: -55 °C En çok: +99 °C

d3 - Defrost süresi En az: 0 dak. En çok: 99 dak.

d4 - Bu parametrede 1 seçilip, diğer koşullar uygunsa (Evaporatör ısısı d2 parametresinde belirlenen değerden daha düşük olmalı) termostata akım verildiği zaman defrost süreci başlar.

0 = Hayır 1 = Evet

d5 - Akım verildikten sonra defrost sürecinin başlama zamanı

En az: 0 En çok: 99 dak.

d6 - Defrost sırasında ekran kilitleme 0 = Hayır, 1 = Evet

d7 - Evaporatördeki suyun damlama zamanı En az: 0, En çok: 15 dak.

d9 - Bu parametre kompresörün çalışmasıyla ilgili olup, bütün C serisiyle ilgilidir. Sıcak gazlı defrostda kompresörün gecikmeli çalışmasını sağlayan " C " serisi programlarının iptali.

0 = Evet 1 = Hayır

dA - Evaporatör sıcaklığını görme.

dP - Defrost sırasında kompresörün minimum çalışma süresi. Bu program d1 programına 1 değeri verilmişse önemlidir.

En az: 0 dak. En çok: 99 dak

ALARMLAR

A0 - Alarm sıcaklığından itibaren alarmin çalması istenilen sıcaklık farkı (Alarm diferansiyeli)

Örnek: -3' de alarm çalması isteniyor ve alarm çaldıktan sonra -5' e gelene kadar alarmin çalmaya devam etmesi isteniyor.

En fazla: +1 °C En az: +15 °C

A1 - Ayarlanılan set değerine bağlı olarak çalışan minimum alarm sıcaklığı.

0 = iptal En düşük: -55 °C En fazla: 0 °C

A2 - Ayarlanılan set değerine bağlı olarak çalışan maksimum alarm sıcaklığı

0 = iptal En düşük: 0 °C En fazla: +99 °C

A3 - Akım verildikten sonra alarmin devreye girme süresi.

En düşük: 0 dak. En yüksek: 240 dak.

A5 - Çok fonksiyonlu dijital sinyal girişinin çalışması sırasında alarmin belli bir süre iptal edilmesi.

-1= Alarm iptali En az: -1 En çok: 120 dak.

A6 - Isı Alarminin iptal edilme süresi.

En az: 0 dak. En çok: 240 dak.

A7 - Damlama sonrası evaporatör fanının gecikmeli çalışmasından sonra alarmin iptal edilme süresi

En az: 0 dak. En çok: 240 dak.

F - FAN

F1 - Bu program fanın durdurduğu evaporatör ısısının belirlenmesidir.

En düşük: -55 °C En yüksek: +99 °C

F2 - Fanın durması ile çalışması arasındaki fark.(FAN DİFERANSİYELİ)

En düşük: +1 °C En yüksek: + 15 °C

F4 - Fanın defrost sırasındaki durumu:

En az: 0 En çok: 2

0 = Fan çalışmaz 1 = Fan çalışır.

2 = F7 programına bağlı olarak çalışır.

F5 - Damlamadan sonraki fanın durma süresi.

En düşük: 0 dak. En çok: 15 dak.

F6 - Evaporatör fanının durduğu ısı derecesinin çeşidi.

0 = Evaporatör fanının durma ısısı bağımsızdır.

1 = Evaporatör fanının durduğu ısı derecesi oda ısısına bağlıdır.

F7 - Normal çalışma sırasında evaporatör fanının durumu :

En az: 0 En çok: 4

0 = Fan çalışmaz

1 = Fan çalışır

2 = Kompresöre bağlı çalışır

3 = F1 ve F2 programlarına bağlı çalışır.

4 = Eğer kompresör çalışır durumda ise, F1 ve F2 programlarına bağlı çalışır. Eğer

kompresör çalışmıyor ise, fanda çalışmaz.

İ0 - Dijital sinyal girişinin sağladığı hareketler.

En az: 0 En çok: 5

0 = Çalışmaz

1 = d5 programı bittikten sonra, defrostu başlatır. (Evaporatör ısısının D2' de ayarlanan ısıdan daha düşük olması gerekir.)

2 = Rezervli, kullanılmaz.

3 = Kompresörü çalıştırır.

4 = Kompresörü ve evaporatör fanını durdurur.

İ1 - Dijital sinyal girişinin kontakt çeşidi.

0 = NO

1 = NC

4.4.1.11. Toprak Isı Değiştiricisinde Kullanılan Borular Seçimi

TID` de ısı iletim katsayısı diğer toprak kaynaklı sistemlerde kullanılan boruların ısı iletim katsayısına yakın olan (TKIP çalışmalarında en çok kullanılan Polietilen SDR 11` in ısı iletim katsayısı; $0.391 \text{ W/m}^0\text{C}$, burada kullanılan PX-b borunun ısı iletim katsayısı $0.35 \text{ W/m}^0\text{C}$) Dizayn Grup tarafından üretilen 16 mm çapındaki PX-b Cross Link (Çapraz bağlı) boru kullanılmaktadır. Normal polietilen borular çeşitli işlemlerle çapraz bağlı polietilen boru haline dönüştürülmüşlerdir.

Çapraz bağlanmış polietilen boruların; düşük ve yüksek sıcaklık dayanımları, düşük sıcaklıktaki darbe mukavemeti, asit ve çeşitli kimyasallara dayanımı daha iyidir.

PX hammaddeden üretilen ürünler; Sıcak ve soğuk dağıtım hatlarında, yerden ısıtma sistemlerinde, kalorifer tesisatlarında kullanılır. TKIP sisteminde TID` de kullanılan PX - b borularının mekanik ve ısı özellikleri Tablo 4.3` de verilmektedir.

Tablo 4.3. Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sisteminde Toprak Isı Değiştiricisi' de Kullanılan PX – b Borusunun Mekanik ve Isıl Özellikleri

	Değer	Sıcaklık °C
Yoğunluk	0.95 gr/cm ³	20
Çekme Dayanımı	2.9 kg/mm ²	20
Çekme Dayanımı	2 kg/mm ²	100
Kopma Uzaması	% 300	20
Kopma Uzaması	% 500	100
Elastik Modül	19000 kg/cm ²	-40
Elastik Modül	15000 kg/cm ²	0
Elastik Modül	12000 kg/cm ²	20
Elastik Modül	5000 kg/cm ²	80
Şor Sertliği	71 kg/mm ²	20
VICAT Yumuşama Sıcaklığı	140 °C	
Doğrusal Genleşme Katsayısı	1.4E-4	20
Doğrusal Genleşme Katsayısı	2.5E-4	100
Isıl Genleşme Katsayısı	2.1 x 10 ⁻⁴ K ⁻¹	20
Isı İletim Katsayısı	0.35 W/m ⁰ C	20
Çalışma Aralığı	+95 °C / - 50 °C	

4.4.1.12. Salamuralar

Topraktaki ısının ısı pompasına veya ısı pompasından toprağa taşınması TİD' de dolaştırılan bir akışkan ile olur. Su, termodinamik ve ekonomik bakımdan oldukça uygun bir akışkandır. Ancak donma sıcaklığının 0 °C olması bir çok uygulamada problem çıkarır. Özellikle toprak sıcaklığının düşük olduğu bölgelerde, donma problemine karşı donma sıcaklıkları daha yüksek olan akışkanlar tercih edilmektedir.

Çevrimdeki antifriz akışkanı, karışım yaptığı akışkanın en azından -7 °C' ye kadar donmamasını sağlamalıdır. Aksi takdirde antifriz kullanılmasının hiçbir yararı olmaz.

Genel olarak toprak ısı değiştiricilerinde kullanılan akışkan seçiminde aşağıdaki özellikler göz önüne alınır:

- Tutuşma özelliği,
- Termodinamiksel özellikler,
- Donma noktası,
- Paslandırma etkisi,

- Zehirlilik,
- Buharlaşma basıncı,
- Fiyat.

Önemli bazı termofiziksel özellikleri de aşağıdaki gibi sıralanabilir.

- Isıl kapasitesi,
- Viskozite,
- Isıl iletkenlik.

Isıl kapasite, viskozite, ısı iletkenlik gibi termofiziksel özellikler akışkanın karakteristiğini belirler. Akışkanın viskozitesi düşük ise sirkülasyon pompasının gücü düşer. Enerji depolama açısından akışkanın ısı kapasitesi iyi olmalı ve iyi bir ısı transferi sağlamak içinde akışkanın ısı iletkenliğinin iyi olması gerekir.

Propilen glikol – su, etilen glikol – su, etil alkol – su, silikon yağları, mineral yağları ülkemizde önerilen çalışma akışkanlarıdır. Güneş enerjisi uygulamaları için antifrogen N % 52, antifrogen L % 52, thermogen 1693 geliştirilen çalışma akışkanlarıdır. Etilen glikol daha çok otomotiv sektöründe, propilen glikol ise genellikle yapıların ısıtılması işlemlerinde kullanılır [54].

Bu çalışmada kullanılan akışkan propilen glikol – su’ dur. Propilen glikol – su , etilen glikol – su, potasyum asit salamurası, potasyum format salamurası ve silikon yağının bazı özellikleri aşağıdaki Tablo 4.4’ de verilmiştir [55].

Tablo 4.4. Salamuraların Bazı Fiziksel Özellikleri

	(-10 °C)				(-35 °C)		
	Propilen Glikol-Su	Etilen Glikol-Su	Potasyum Asit Salamurası	Potasyum Format Salamurası	Slikon Yağı	Potasyum Asit Salamurası	Potasyum Format Salamurası
Yoğunluk(kg/m ³)	1050	970	1160	1280	920	1220	1360
Özgül ısı (kJ/kgK)	3.7	4.1	3.2	2.9	1.4	2.9	2.6
Isıl İletkenlik(W/mK)	0.43	0.41	0.48	0.5	0.1	0.43	0.43
Dinamik vis.(10 ⁻³ Pas)	18.9	12.6	6.4	4.5	5.5	59	19
Kinematik vis.(10 ⁻⁶ m ² /s)	18	13	5.5	3.5	6	48	14

4.4.1.13. Toprak Isı Değiştiricisinin Belirlenmesi

Eşitlik 4.14 kullanılarak toprak ısı değiştiricisinin boyu 100 metre olarak hesaplanmıştır. Bu sistemle ısıtılacak odanın, etrafında uygun alan bulunmadığı ve tezin amacının da ısı

pompası performansına etki eden parametrelerin incelenmesi olduğu nedeniyle eldeki imkanlar ve bu amaç doğrultusunda deney düzeneği için $3 \text{ m} \times 5 \text{ m} = 15 \text{ m}^2$ lik iki adet alanda farklı derinlikte (1 ve 2 m) toplam 30 m^2 'lik alanda $50 \text{ m} \times 2 = 100 \text{ m}$ boyunda boru serilmiştir. Borular arasındaki mesafe 0.3 m olup 16 sarımlı olan boruların her birinin uzunluğu 2.8 m' dir. Böylece her bir kısım 2.8 m (Eğimli kısımlarda dahil) $\times 16 = 44.8 \text{ m} + 5 \text{ m}$ (Salamuranın topraktan dışarı çıkıştaki toprak içindeki 5 m' lik kısım) $\cong 50 \text{ m}$ ' dir. Şekil 4.11'de 1 ve 2 m derinliklerinde toprağa serilen boruların üstten çekilmiş fotoğrafı verilmektedir.

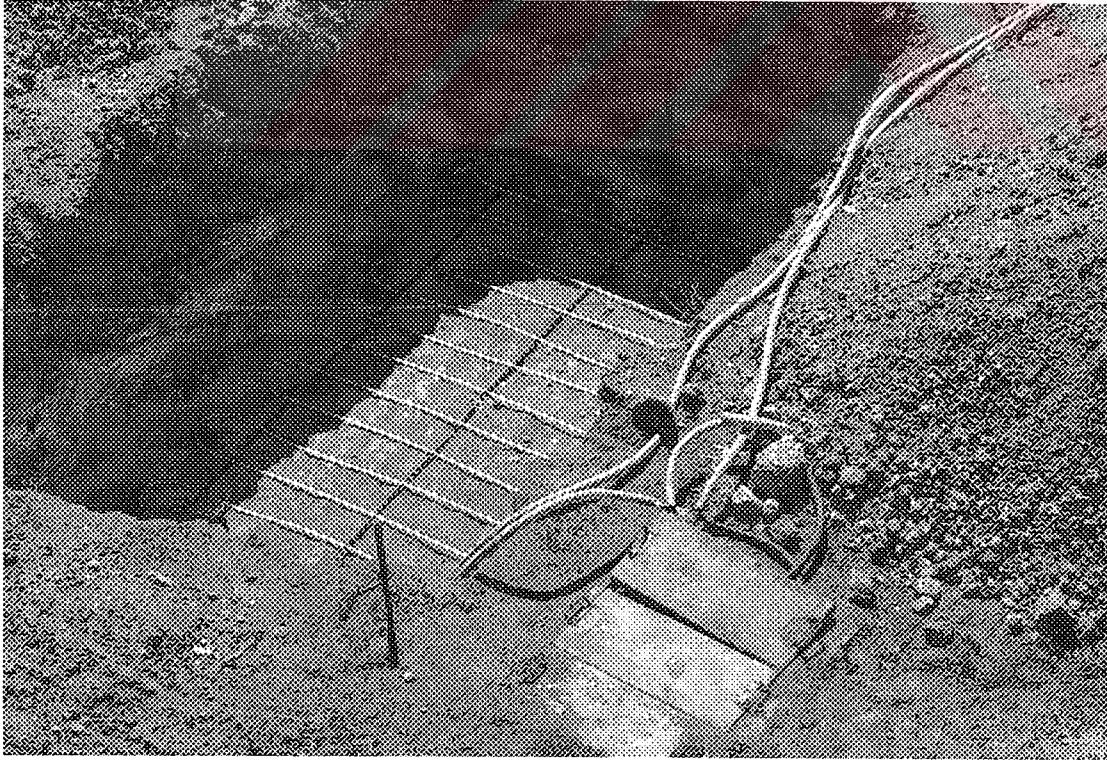


Şekil 4.11. 1 ve 2 m Derinliğinde Toprağa Serilen Boruların Üstten Çekilmiş Fotoğrafi

Fırat Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi ana binası ile bu binanın güney tarafında bulunan Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulu ana binası arasındaki boş alana kazı yapılmıştır. Farklı derinlikteki iki kısım arasında 3 m kazılmamış alan bulunmaktadır. Şekil 4.12' de sadece 1 m' lik Şekil 4.13'de de sadece 2 m' lik kısımda serilen TID' in fotoğrafı verilmektedir. Fotoğraflardan görüldüğü gibi ısı değiştiricisi topraktan çıktıktan itibaren yalıtım boruları ile kaplanmıştır.



Şekil 4.12. 1 m Derinliğindeki Toprak Isı Değiştiricisinin Fotoğrafi



Şekil 4.13. 2 m Derinliğindeki Toprak Isı Değiştiricisinin Fotoğrafi

5. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

5.1. Deney Sırasında Ölçülen Değerler

Deneylerde, belirli aralıklarda aşağıdaki ölçümler yapılmıştır.

- Sıcaklık Ölçümü
- Debi Ölçümü
- Basınç Ölçümü
- Güç Ölçümü

5.1.1. Sıcaklık Ölçümü

Yapılan deneyler süresince sistemin çeşitli noktalarından soğutucu akışkan, sistemde dolaşan su (salamura) sıcaklıkları, toprağın 1 ve 2 m derinliklerinde ve iki boru arasındaki mesafenin ortasına zamanla toprakta çürümemesi için bakır - konstantan ısı çiftlerinin özel probu yapılarak toprak sıcaklıkları ölçülmüştür. Toprak altına gömülen probun üstten görünümü Şekil 5.1.'deki fotoğrafta verilmektedir.



Şekil 5.1. Toprağa Gömülen Bakır - Konstantan Isıl Çift Probunun Görünümü

Isıtma mahalinin sıcaklığı XR20C dijital soğutma kontrol cihazı ile ölçülmektedir. Termostatlı olan bu cihaz odanın sıcaklığı istenilen değere geldiğinde verilen diferansiyele göre ısı sistemi çalıştırmaktadır. Dış ortam sıcaklığı ise civalı termometre ile ölçülmektedir. Ayrıca kondenserin ön ve arka kısmına ısı çiftleri bağlanarak kondensere giren ve çıkan havanın sıcaklığı ölçülmektedir.

5.1.2. Debi Ölçümü

TID' in içerisinde dolaşan suyun kontrolü vanalı musluk kollektörü ile yapılmaktadır. Deney sırasında sistemde dolaşan suyun debisini ölçmek için sirkülasyon pompasından sonra sisteme su saati yerleştirilmiştir. 1 m' lik kısmın vanası tam açılıp debisi ölçüldüğünde 0.066 lt/s, 2 m' lik kısmın vanası tam açıldığında 0.055 lt/s ve her iki kısmın vanası tam açıldığında 0.116 lt/s debi değerleri ölçülmektedir. Ek 9' da vanalı kollektörün ve boruların odaya geçişinin fotoğrafları verilmektedir.

5.1.3. Basınç Ölçümü

Isı pompası sisteminde kompresörün emme ve basma hattına manometreler bağlanarak basınçlar ölçülmektedir.

5.1.4. Güç Ölçümü

Aralık ayında yapılan deneylerde sisteme sanwa marka gerilim ölçer ve sanwa marka akım ölçer bağlanarak sistemin çektiği toplam güç bulunmuştur. Buradan çıkan sonucun kontrolü için ayrıca güç ölçer ve Cosφ ölçer de kullanılmıştır.

5.2. Deneylerin Yapılışı

TID farklı derinlikte iki kısımdan oluşmuş olup her bir kısımda aynı uzunlukta borular serilmiştir. 1 ve 2 m' lik sistemler ayrı ayrı çalıştırılmış ve her bir sistemde salamuranın debisinin değişiminin ısı pompası ısıtma tesir katsayıları COPI ve COPS için etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Kontrollü termometre sayesinde ısıtılan odanın sıcaklığı da istenilen değerde tutulmuştur. Sistemin küçük değişikliklerle yaz mevsiminde soğutma amaçlı olarak da kullanılması tasarlanmaktadır. Kurulan deney düzeneğinin fotoğrafı Şekil 5.2' de gösterilmiştir.



Şekil 5.2. Kurulan Deney Düzenekinin Fotoğrafı

5.3. Deney Sonuçlarının Değerlendirilmesi

Deneyler sırasında ölçülen evaporatör ve kondenser sıcaklıkları Solkane [55] programına yazılarak ısı pompasında dolaşan soğutucu akışkanın sıcaklığı, basıncı, entalpisi, entropisi, hacimsel kapasitesi, emiş hattındaki hacimsel akış miktarı bulunmuştur.

5.3.1. Isı Pompasının Kondenserinden Alınan Isı Miktarı

Kondenserde soğutucu akışkanın havaya verdiği ısı miktarı;

$$Q_{KS} = m_d * (h_2 - h_3) \quad (5.1)$$

şeklinde hesaplanmıştır.

Burada;

h_2 = Soğutucu akışkanın kompresör çıkışındaki entalpisi, (kJ/kg)

h_3 = Soğutucu akışkanın kondenser çıkışındaki entalpisi, (kJ/kg)

m_d = Soğutucu akışkanın kütleli debisi, (kg/s)

olarak tanımlanır.

5.3.2. Isı Pompası Evaporatörünün Çektiği Isı Miktarı

Evaporatörde soğutucu akışkanın çektiği ısı miktarı ;

$$Q_{ES} = m_d * (h_1 - h_3) \quad (5.2)$$

bağıntısı ile hesaplanmıştır. Bu eşitlikte

h_1 = Akışkanın evaporatör çıkışındaki entalpisidir (kJ/kg).

5.3.3. Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sisteminin Performans Katsayısının Hesabı

Analizde, COPS tüm sistemin ve COPI sadece kompresöre bağlı bir teorik performans katsayısı değerini gösterir, COPI' ın hesaplanmasında kompresör gücü hesaba katılmakta sirkülasyon pompası ile kondenser fanının çektiği güç hesaba katılmamaktadır.

$$COPS = \frac{m_{hava} * C_{hava} * (Th_2 - Th_1)}{P_1 + P_2 + P_3} \quad (5.3)$$

$$COPI = \frac{m_{hava} * C_{hava} * (Th_2 - Th_1)}{P_3} \quad (5.4)$$

Yukarıdaki eşitliklerde;

$$Q_{KH} = m_{hava} * C_{hava} * (Th_2 - Th_1) \quad (5.5)$$

Q_{KH} = Kondenserden atılan havanın verdiği ısı miktarı, (kW)

m_{hava} = Kondenserden geçen havanın debisi, (kg/sn)

C_{hava} = Havanın özgül ısısı (1.004), (kJ/kgK)

Th_2 = Kondenserden çıkan havanın sıcaklığı, (K)

Th_1 = Kondensere giren havanın sıcaklığı, (K)

P_1 = Kondenser fanına verilen iş veya şebekeden çektiği güç, (kW)

P_2 = Salamura sirkülasyon pompasına verilen iş veya şebekeden çektiği güç , (kW)

P_3 = Kompresöre verilen iş veya şebekeden çektiği güç' dür, (kW).

Kondenser fanına verilen iş (P_1), kondenser fanı üzerindeki etiketten 160 W olarak okunmuştur. Salamura sirkülasyon pompasına verilen iş (P_2), sirkülasyon pompasının ayar durumuna göre 40, 60 veya 88 W olabilir. Kompresöre verilen iş (P_3), kompresör 2 BG' lik olduğu için 1.4 kW' dır. Bu katalog değerleri Kasım ayında yapılan deneylerde kullanılmış Aralık ayında yapılan deneylerde gerilim ve akım ölçer kullanılarak sistemin tam yükte veya

katalog değerlerinde çalışıp çalışmadığı kontrol edilmiştir. Kondenserden geçen havanın debisi (m_{hava}), kondenser fanı üzerindeki etiketten 0.731 kg/s olarak alınmıştır.

5.3.4. Toprakten Çekilen Isı Miktarının Bulunması

TKIP sisteminde, evaporatörün çektiği ısı,

$$Q_{ESA} = m_s * C_s * (T_{s2} - T_{s1}) \quad (5.6)$$

olarak ifade edilir. (5.6) eşitliğinde,

Q_{ESA} = Evaporatörde dolaşan salamuranın verdiği ısı miktarı (kW)

m_s = Salamuranın kütleli debisi (kg/sn)

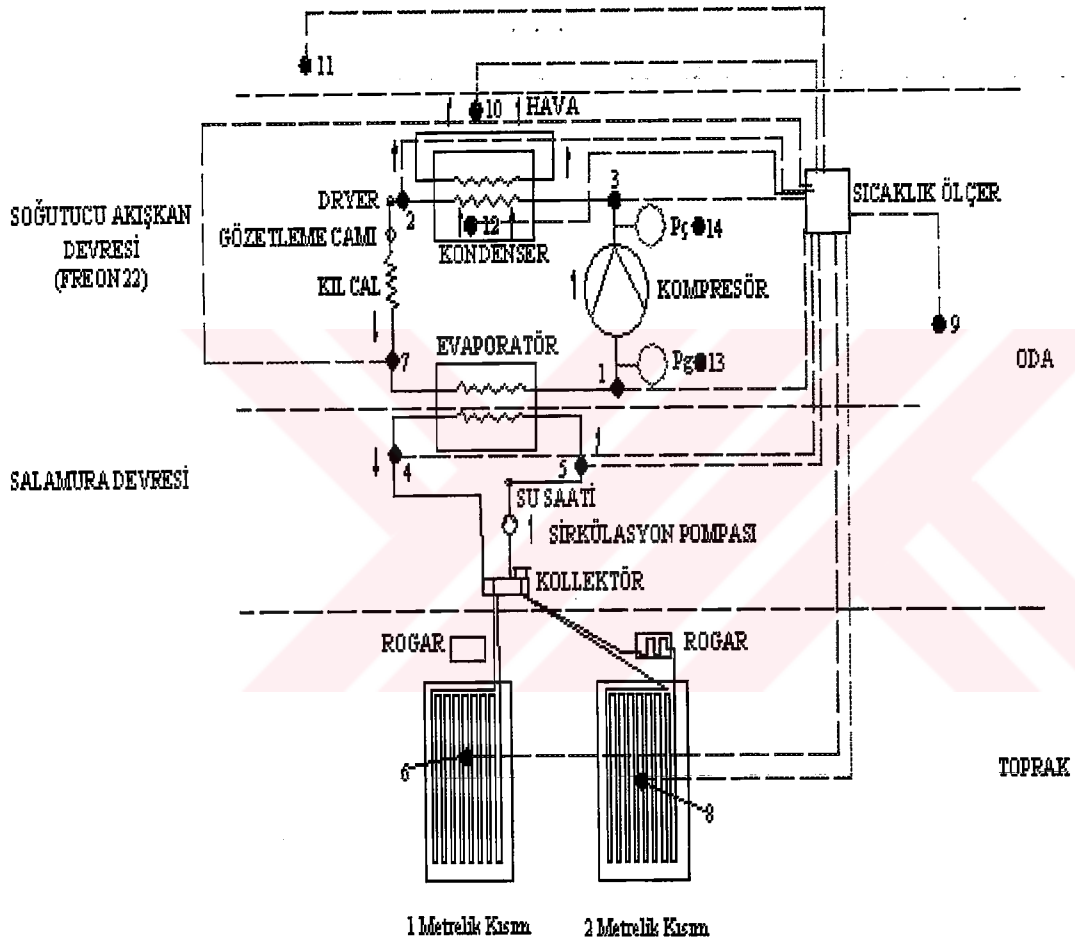
C_s = Salamuranın özgül ısısı, (kJ/kgK)

T_{s2} = Salamuranın topraktan evaporatöre dönüş sıcaklığı (K)

T_{s1} = Salamuranın evaporatörden toprağa dönüş sıcaklığını (K) göstermektedir.

Deneylerde ilkin farklı derinlikteki TID' in ısı pompası performansına nasıl etki ettiğı araştırılmıştır. Daha sonra aynı derinlikteki TID için salamuranın farklı debisinin etkisi incelenmiştir.

1 ve 2 m derinliklerindeki TID' in ısı performansına etkisini incelemek için vanalar yardımıyla her iki taraftan gelen salamuranın debisi eşitlenerek 0.055 lt/s' ye ayarlanmaktadır. Deneyler Kasım ve Aralık aylarının bazı günlerde yapılarak ısı pompasının çeşitli noktalarından ölçümler alınmıştır. 1 m' lik kısım için deneyler 03 Kasım 2002 tarihinde, 2 m' lik kısım için deneyler 02 Kasım 2002 tarihinde yapılmaktadır. Odanın sıcaklığının 21 °C ile 24 °C arasında kalması istenmektedir. Deney yapılan süre içerisinde kondenser fanı sürekli çalışmaktadır. Odanın sıcaklığı 21 °C 'nin altına düştüğünde kompresör ve sirkülasyon pompası devreye girmekte ve odanın sıcaklığını 24 °C ' ye çıkarmaktadır. Kompresör, odanın sıcaklığını 24 °C' ye getirdiğinde sirkülasyon pompası ile birlikte durmaktadır, fan ise çalışmaktadır. Bu şekilde toplam 19 adet deney yapılmıştır. Sırasıyla 1 ve 2 m' de serili TID için yapılan ölçümlerin alındığı noktalar Şekil 5.3' de ve bunların değerleri Tablo 5.1' de verilmektedir.



Şekil 5.3. Kurulan Deney Düzeneği Üzerinden Ölçüm Alınan Noktalar

Tablo 5.1. Deney Ölçümleri (02 Kasım 2002 tarihli)

Tarih: 02 Kasım 2002 (Salamuranın Debisi 0.055 lt/s)												Derinlik: 2 m		
Saat	1 (°C)	2 (°C)	3 (°C)	4 (°C)	5 (°C)	6 (°C)	7 (°C)	8 (°C)	9 (°C)	10 (°C)	11 (°C)	12 (°C)	13 (bar)	14 (bar)
00:06	-3.6	27	38	13.2	17.3	19.7	5.2	26.3	16.2/22	32	11.5	23.5	2.2	14.5
00:11	-4.5	26.5	37	12.2	15.9	19.1	4.2	25.5	23.1	31.6	11.3	23.4	2.2	14.7
00:24	-5.9	26	36.7	10.4	14.1	18	2.9	24.4	24	31.2	9.5	23.2	2.1	14.9
00:58	-5.5	24.5	34.7	11	18.2	18.5	4.1	25.2	21.5	30.8	9.3	22.5	2.3	14.8
01:10	-4.3	26	37.4	12.6	16.6	18.3	4.6	24.9	22.9	31.3	9.1	22.9	2.2	15
01:20	-4.8	26.5	36.7	11.3	15.1	17.8	3.8	24.4	24	31	9	23.1	2.3	15
01:58	-3.5	26.7	38	13	17	18.1	4.9	24.7	21	31.6	8.4	23.3	2.3	15
02:07	-4.7	26.7	36.3	11.1	14.6	17.4	3.6	24	22.7	31.2	8	23.5	2.2	15
02:15	-4.8	25	32.4	10.3	13.9	16.9	4.7	23.4	24	30.9	7.5	23	2.2	15
03:00	-5.7	25.4	36.7	12.9	17.2	18.1	5	24.7	21	30.2	8.9	22.7	2.3	15
03:10	-5.8	26.5	37.1	11.8	15.5	17.7	4.1	24.2	22.7	30.2	8.6	22.7	2.2	15
03:20	-6.7	24	35.3	10.3	14.1	16.9	3.2	23.2	24	31	8.2	22.9	2.2	15
03:50	-6.3	25	36	12.6	16.3	17.5	4.2	24.1	21	29.8	7.8	22.1	2.3	14.9
04:00	-6.1	26	36.4	11.1	15	17.2	3.5	23.7	22.5	31	7.7	22.8	2.2	15
04:07	-6.5	26.1	35.9	10.6	14.2	16.9	3	23.3	23	31	7.3	23	2.1	15
04:25	-7.4	25.5	35.9	8.6	12.3	15.8	1.4	22.1	24	30.6	6.8	23	2	15
04:54	-7.3	25.1	36.2	12.1	15.8	17	3.5	23.3	21	30	7.4	22.2	2.3	15
05:05	-6.9	26	36.1	10.5	14.4	16.6	2.8	22.9	23	31	7.1	22.9	2.2	15
05:15	-7.7	25.9	35.6	9.3	13.2	16.1	1.7	22.4	24	30.7	6.8	23.1	2	15

Tablo 5.2. Deney Ölçümleri (03 Kasım 2002 tarihli)

Tarih: 03 Kasım 2002 (Salamuranın Debisi 0.055 lt/s)												Derinlik: 1 m		
Saat	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(bar)	(bar)
00:06	-6.6	27.3	37.9	13.4	16.8	21.7	5.5	28.2	15.7/20	32.6	13.6	24.5	2.1	14
00:11	-7.8	26.8	37.7	11.7	15.4	20.4	4	26.8	22	32	12.9	24.2	2	14
00:24	-7.5	26.4	37.4	10.6	14.2	19.3	3	25.6	24	31.6	11.8	24.2	2.1	14.2
00:58	-7.8	26.6	36.9	11.5	14.7	18.2	3.8	24.8	21	31.5	10.8	23.4	2.1	14.5
01:10	-8.9	26.3	36.3	10.2	13.7	17.7	2.8	24.2	22.2	31	10	23	2.1	14.5
01:20	-7.9	26.2	36.3	9.1	12.6	16.9	1.5	23.4	24	31	9.2	23.1	2.2	14.8
01:58	-9.3	26.1	36.2	11.5	15.6	17	3.9	23.9	21	30.4	9.2	22.6	2.2	14.8
02:07	-8.9	27.3	36.3	10.1	13.4	16.4	3.1	23.3	23	31.8	8.8	23.8	2.3	15
02:15	-8.7	27	36.2	8.1	11.5	15.2	1.3	21.9	24	31.2	7.2	23.1	2.1	15
03:00	-9.8	25.1	36.2	11.1	15.3	16.8	3.7	23.9	21	29.9	8.9	22.4	2.2	14.8
03:10	-9.6	25.7	35.6	9.2	12.6	16.1	2.1	23	22.8	30.8	8.1	22.8	2.1	14.9
03:20	-9.3	26.2	34.3	7.6	11	14.9	1.9	21.7	24	31	6.7	23.8	2.1	15
03:50	-10.	24.5	35	10.4	14.4	16.2	2.6	23.4	21	29.2	8.1	21.7	2.2	14
04:00	-9.6	25.8	35.8	9.4	13	16	2.3	23.1	23	30.5	7.2	22.7	2.1	14.9
04:07	-9.1	25.1	35.6	7.8	11.3	15.1	0.9	22.1	23.4	30.2	7.2	22.2	2.1	14.9
04:25	-9.2	24.9	35.4	7.3	10.6	14.6	0.4	21.6	24	30	6.2	21.8	2	15
04:54	-11	24.3	35.2	11	15.1	16.5	3	23.8	21	29	7.2	21.5	2.2	14.8
05:05	-9.7	25.8	35.7	9.9	13.6	16.2	2.6	23.5	22.9	30.8	7.2	22.7	2.1	14.9
05:15	-9.5	25.7	35.6	8	11.4	15.1	0.9	22.3	24	30.4	6.5	22.9	2.1	15

Tablo (5.1), (5.2), (5.3), (5.4) ve (5.5)' de gösterilen (1-14) ölçüm noktaları aşağıdaki gibi açıklanabilir.

- 1- Soğutucu akışkanın evaporatör çıkış sıcaklığı
- 2- Soğutucu akışkanın kondenserden çıkış sıcaklığı
- 3- Soğutucu akışkanın kondensere giriş sıcaklığı
- 4- Salamuranın toprağa dönüş sıcaklığı
- 5- Salamuranın topraktan geliş sıcaklığı
- 6- Toprağın 1 m derinliğindeki sıcaklığı
- 7- Soğutucu akışkanın evaporatöre giriş sıcaklığı
- 8- Toprağın 2 m derinliğindeki sıcaklığı
- 9- Odanın iç sıcaklığı
- 10- Kondenser fanı tarafından odaya üflenlen havanın sıcaklığı
- 11- Dış ortam sıcaklığı
- 12- Kondenser fanı tarafından odadan emilen havanın sıcaklığı
- 13- Kompresörün emiş hattındaki basıncı
- 14- Kompresörün basma hattındaki basıncı

Eşitlik (5.3), (5.4), (5.5) ve (5.6)' dan COPS, COPI, Q_{KH} ve Q_{ESA} değerleri, yukarıdaki Tablo 5.1 ve Tablo 5.2' deki ölçüm değerleri alınarak hesaplanmıştır. Aşağıda sadece 1 m derinliğinde bulunan TID' in çalıştırılmasıyla elde edilen 1 numaralı deneyin COPS, COPI, Q_{KH} ve Q_{ESA} değerlerinin hesaplanması örneği gösterilmiştir.

Deney yapılan sürede kompresörün emme ve basma manometresinde basıncın yanında sıcaklık da ölçülmüştür. Kompresörün ortalama -15°C / 42°C sıcaklıkları arasında çalıştığı görülmüştür. Bu sıcaklıklardan faydalananarak Solkane programından entalpiler aşağıdaki gibi bulunur.

$$h_1 = 399.13 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 453.15 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = h_4 = 251.55 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{2s} = 442.35 \text{ kJ/kg}$$

TKIP sisteminin performans değeri,

$$\text{COPS} = \frac{m_{hava} * C_{hava} * (Th_2 - Th_1)}{P_1 + P_2 + P_3}$$

$$\text{COPS} = \frac{0.731 * 1.004 * (32.6 - 24.5)}{1.4 + 0.088 + 0.16} = 3.6$$

olarak bulunur.

Isı pompasının performans değeri ise,

$$COPI = \frac{m_{hava} * C_{hava} * (Th_2 - Th_1)}{P_3}$$

$$COPI = \frac{0.731 * 1.004 * (32.6 - 24.5)}{1.4} = 4.24$$

bulunur.

Kondenserden geçen havanın verdiği ısı miktarı,

$$Q_{KH} = m_{hava} * C_{hava} * (Th_2 - Th_1)$$

$$Q_{KH} = 0.731 * 1.004 * (32.6 - 24.5) = 5.94 \text{ kW}$$

bulunur.

Hesaplanan COPS ve COPI değerleri literatürdeki değerlerle kıyaslandığında iyi bir yaklaşıklıkla uyum içinde olduğu görülmüştür [55].

Entalpi değerlerini ve yukarıda bulunan Q_{KH} değerini kullanarak, Eşitlik (5.1)' den soğutucu akışkan miktarı aşağıdaki gibi bulunur.

$$Q_{KH} = Q_{KS} = m_d * (h_2 - h_3)$$

$$Q_{KH} = Q_{KS} = m_d * (453.15 - 251.55) = 5.94 \text{ kW}$$

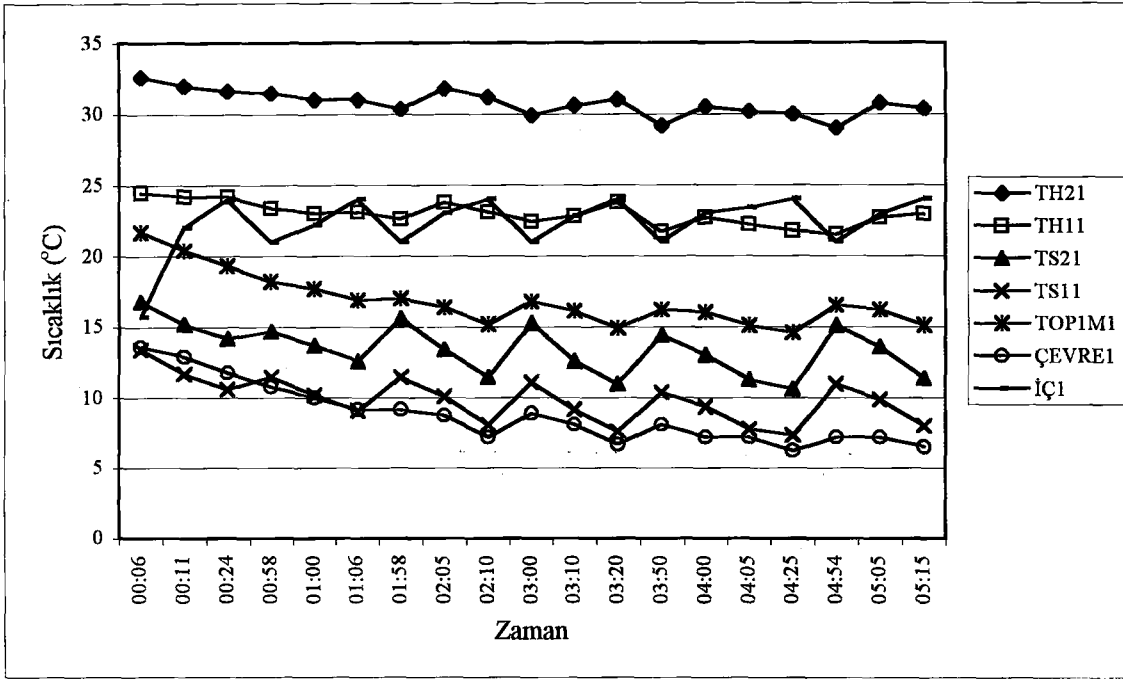
$$m_d = 0.029 \text{ kg/s}$$

Eşitlik (5.2)' den soğutucu akışkan tarafından evaporatörün çektiği ısı miktarı aşağıdaki gibi bulunur.

$$Q_{ES} = m_d * (h_1 - h_3)$$

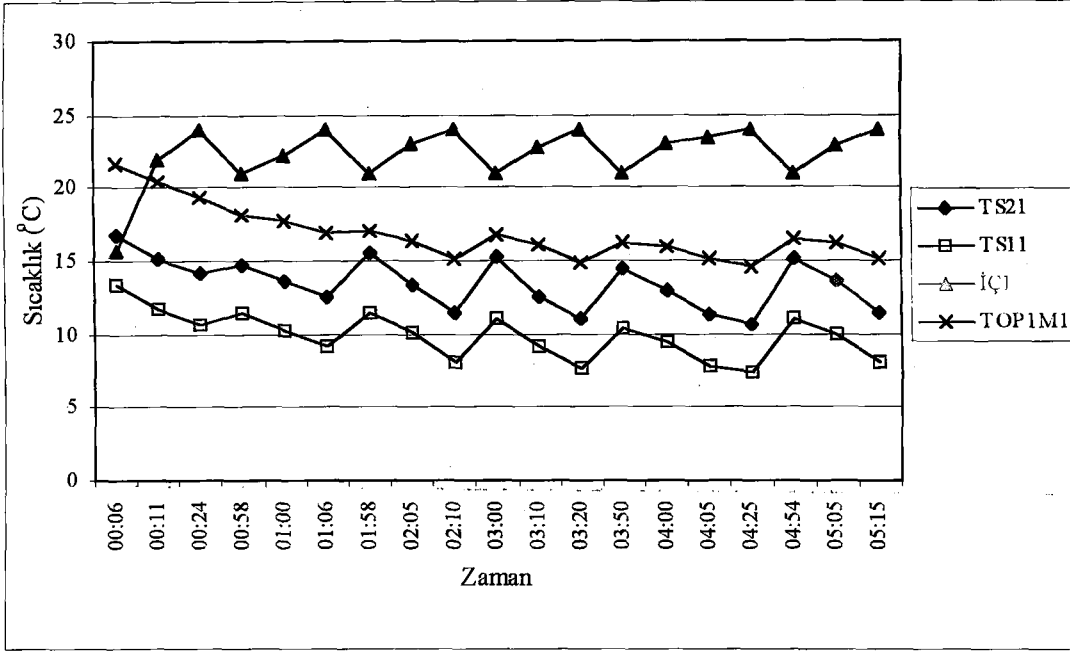
$$Q_{ES} = 0.029 * (399.13 - 251.55) = 4.27 \text{ kW}$$

1 ve 2 m derinliklerindeki TID' in çalıştırılmasıyla her bir deneyden yapılan 19 adet ölçümün sonuçlarının değerlendirilmesi verilmiştir. Grafiklerde 1 rakamı 1 m derinliğindeki TID' i, 2 rakamı ise 2 m derinliğindeki TID' i ifade etmektedir.



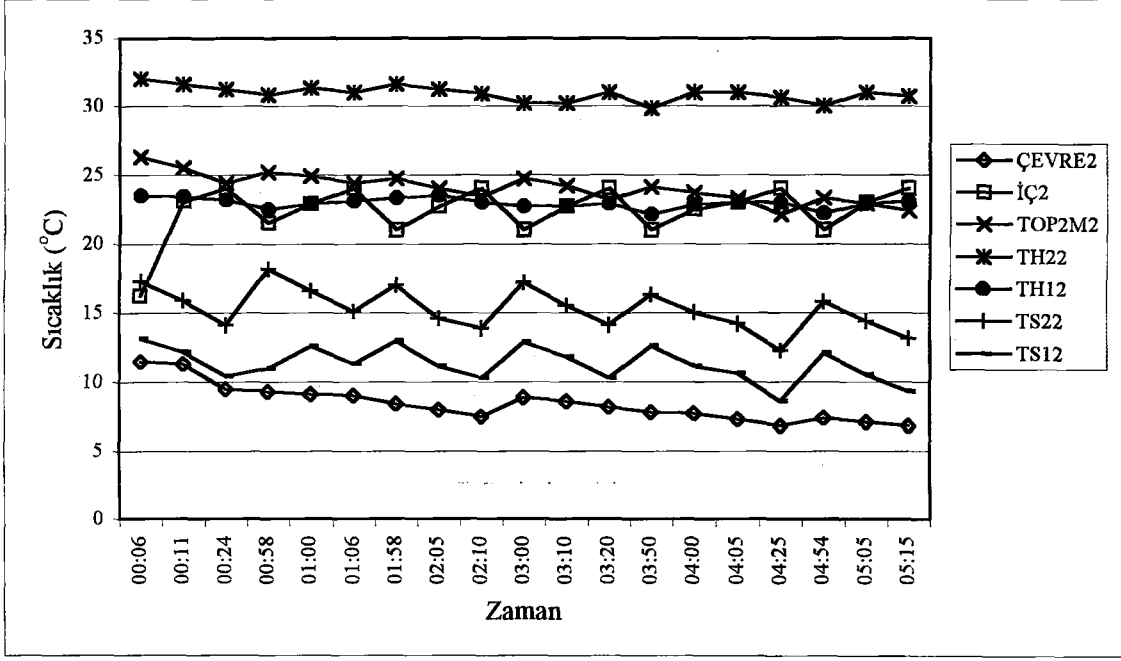
Şekil 5.4. 1 m Derinliğindeki Toprak Isı Değiştiricili Sistem İçin Çeşitli Noktalarda Ölçülen Sıcaklıklar

Deneyler gece 00:06 ile 05:15 saatleri arasında yapılmıştır. Şekil 5.4' de 03 Kasım 2002 tarihinde yapılan 1 m derinliğinde serili TID' in çalışması ile elde edilen çeşitli değerlerin sıcaklık değişimleri verilmiştir. TH21, kondenserden üflenlen havanın sıcaklığını TH11, kondensere alınan havanın sıcaklığını göstermektedir. Deney yapılan süre içerisinde bu değerler zamanla azalmıştır. Grafikte İÇ1, odanın sıcaklığını ÇEVRE1 ise dış ortamın sıcaklığını göstermektedir. Oda sıcaklığı deney yapılan süre içerisinde dijital termostatlı termometre sayesinde 21 °C - 24 °C arasında tutulmuştur. Bu sıcaklıklar arasında kompresör ve sirkülasyon pompası çalışmıştır. Oda sıcaklığı 24 °C' in üzerine çıktığında sadece kondenser fanı çalışmıştır ve odanın sıcaklığını düşürmüştür. Oda sıcaklığı 21 °C' in altına düştüğünde tekrar kompresör ve sirkülasyon pompası çalışmıştır. Ortam sıcaklığı Şekil 5.4' den görüldüğü gibi başlangıçta 15 °C ile 20 °C arasında iken 24 °C' ye kompresör tarafından çıkarılmaktadır. Kaydedilen dış ortam sıcaklıkları deney sırasında sürekli bir düşüş eğilimi göstermiştir. TOP1M1, toprağın 1 m derinliğindeki sıcaklığını göstermektedir. Topraktan ölçüm alınan nokta borulara yakın olduğu için topraktan ısı çekildiği zaman yani kompresör ve sirkülasyon pompasının çalıştığı anlarda TOP1M1 sıcaklığı daha belirgin bir şekilde düşmüştür. Salamura sıcaklığının zamanla değişimi ise daha açık bir şekilde Şekil 5.5' de verilmektedir.



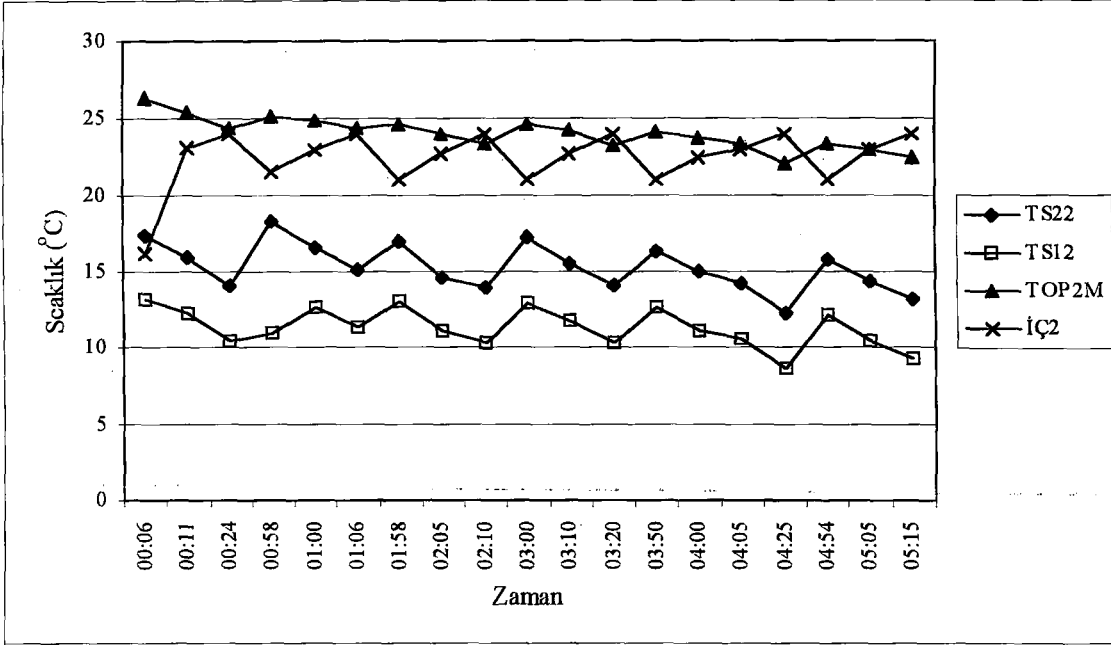
Şekil 5.5. 1 m Derinliğindeki Toprak Isı Değiştiricili Sistemde Salmuranın Evaporatöre Giriş, Evaporatörden Çıkış, İç Ortam ve Toprak Sıcaklıklarının Zamana Bağlı Olarak Değişimi

TS21, TID' den evaporatöre gelen salmuranın sıcaklığını TS11, evaporatörden TID' e giden salmuranın sıcaklığını göstermektedir. Görüldüğü gibi, odanın sıcaklığı arttıkça bu değerlerde hızlı bir düşüş görülmüştür, odanın sıcaklığı azaldıkça salamura sıcaklıklarında artış görülmüştür. Kompresör çalıştığında çalışan sirkülasyon pompası topraktan ısıyı çekmiştir. Şekil 5.5' den görüldüğü gibi kompresör çalıştığı zaman topraktan sürekli ısı çekildiği için TID' de dolaşan salmuranın evaporatöre giriş ve çıkış sıcaklığında belirgin düşüş görülmüş ancak kompresör çalışmadığı zaman ise TID' de dolaşan suyun evaporatöre giriş ve çıkış sıcaklıkları hızla artmıştır.



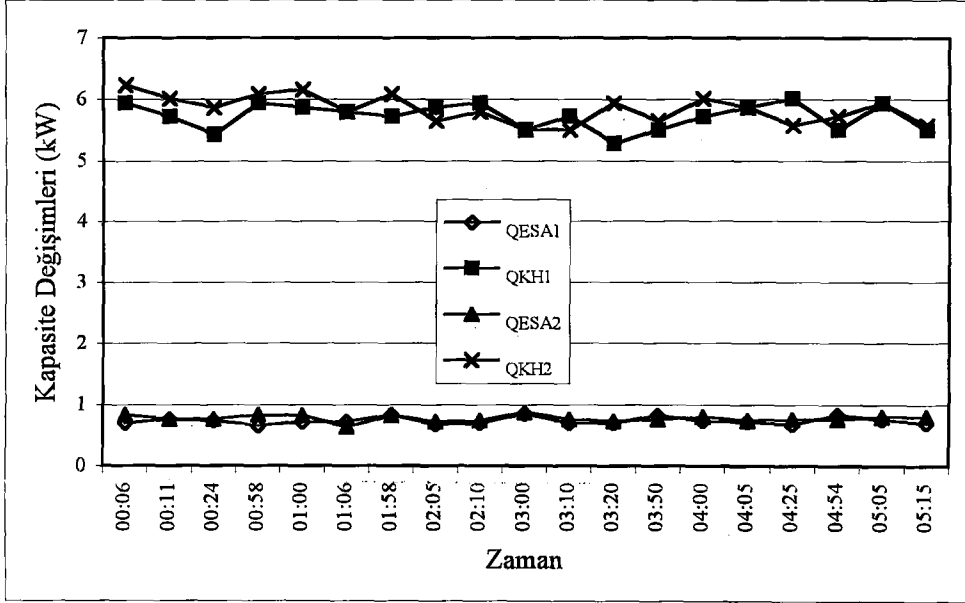
Şekil 5.6. 2 m Derinliğindeki Toprak Isı Değiştiricili Sistem İçin Çeşitli Noktalarda Ölçülen Sıcaklıklar

Şekil 5.6' da 02 Kasım 2002 tarihinde yapılan 2 m derinliğinde serili TID' in çalışması ile elde edilen çeşitli değerlerin sıcaklık değişimleri verilmiştir. TH22, kondenserden üflenen havanın sıcaklığını TH12, kondensere alınan havanın sıcaklığını göstermektedir. Deney yapılan süre içerisinde bu değerler zamanla azalmıştır. Grafikte İÇ2, odanın sıcaklığını ÇEVRE2 ise dış ortamın sıcaklığını göstermektedir. Oda sıcaklığı deney yapılan süre içerisinde dijital termostatlı termometre sayesinde 21 °C - 24 °C arasında tutulmuştur. Bu sıcaklıklar arasında kompresör ve sirkülasyon pompası çalışmıştır. Oda sıcaklığı 24 °C' in üzerine çıktığında sadece kondenser fanı çalışmış ve oda sıcaklığını düşürmüştür. Oda sıcaklığı 21 °C' in altına düştüğünde tekrar kompresör ve sirkülasyon pompası çalışmıştır. Ortam sıcaklığı Şekil 5.4' den görüldüğü gibi başlangıçta 15 °C ile 20 °C arasında iken 24 °C' ye kompresör tarafından çıkarılmıştır. Kaydedilen dış ortam sıcaklıkları deney sırasında sürekli bir düşüş eğilimi göstermiştir. TOP2M2, toprağın 2 m derinliğindeki sıcaklık değişimini göstermektedir. Topraktan ölçüm alınan nokta borulara yakın olduğu için topraktan ısı çekildiği zaman yani kompresör ve sirkülasyon pompasının çalıştığı anlarda TOP2M2 sıcaklığı daha belirgin bir şekilde düşmüştür. Solumura sıcaklığının zamanla değişimi ise daha açık bir şekilde Şekil 5.7' de verilmektedir.



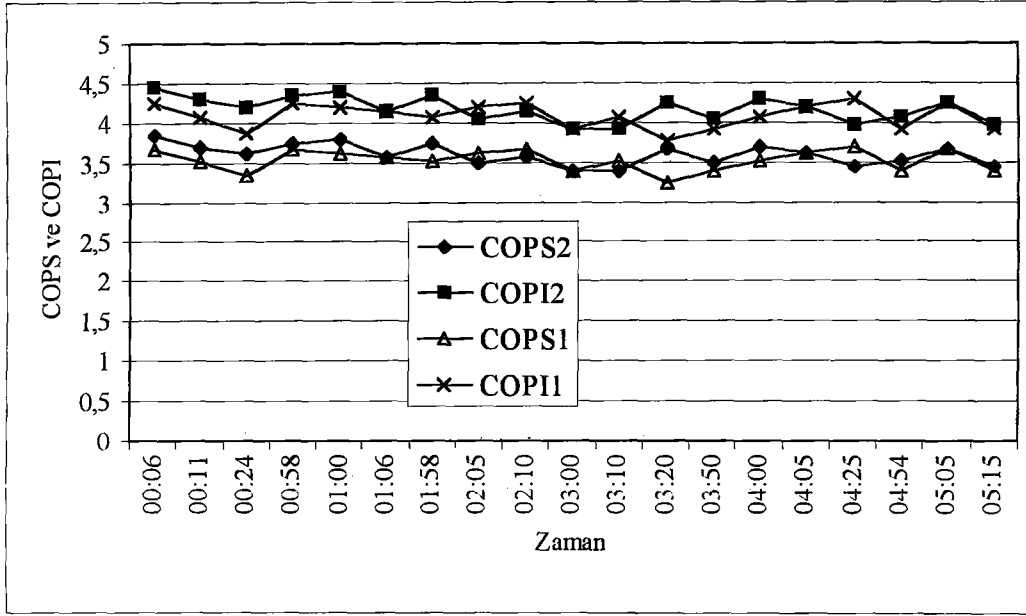
Şekil 5.7. 2 m Derinliğindeki Toprak Isı Değiştiricili Sistemde Salmuranın Evaporatöre Giriş, Evaporatörden Çıkış, İç Ortam ve Toprak Sıcaklıklarının Zamana Bağlı Olarak Değişimi

Şekil 5.7' de TS22, TID' den evaporatöre gelen salmuranın sıcaklığını TS12 evaporatörden TID' e giden salmuranın sıcaklığını göstermektedir. Görüldüğü gibi, odanın sıcaklığı arttıkça bu değerlerde hızlı bir düşüş gözlenmiştir, odanın sıcaklığı azaldıkça salmura sıcaklıklarında artış görülmüştür. Kompresör çalıştığında çalışan sirkülasyon pompası topraktan ısıyı çekmiştir. Şekil 5.7' den görüldüğü gibi kompresör çalıştığı zaman topraktan sürekli ısı çekildiği için TID' de dolaşan salmuranın evaporatöre giriş ve çıkış sıcaklığında belirgin düşüş görülmüş ancak kompresör çalışmadığı zaman ise TID' de dolaşan suyun evaporatöre giriş ve çıkış sıcaklıkları hızla artmıştır.



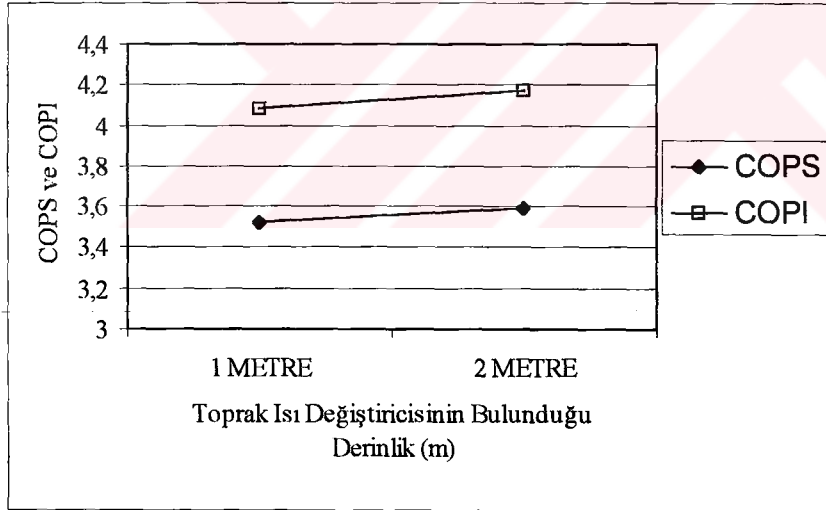
Şekil 5.8. 1 ve 2 m' deki Toprak Isı Değiştiricili Sistemlerin Kapasite Değişimleri

Şekil 5.8' de kondenserin ve evaporatörün kapasite değişimleri verilmektedir. Q_{ESA1} , 1 m derinliğindeki TID' in vanası açık iken topraktan çekilen ısı miktarını Q_{ESA2} , 2 m derinliğindeki TID açık iken topraktan çekilen ısı miktarını Q_{KH1} , 1 m derinliğindeki TID' in vanası açık iken kondenserdan odaya atılan havanın verdiği ısı miktarını, Q_{KH2} , 2 m derinliğindeki TID' in vanası açık iken kondenserdan atılan havanın verdiği ısı miktarını göstermektedir. Ortalama olarak 2 m' lik kısım devrede iken kondenserin ve evaporatörün kapasitesinin 1 m' lik kısma göre daha iyi olduğu görülmüştür.



Şekil 5.9. 1 ve 2 m Derinliğindeki Toprak Isı Değiştiricili Sistemlerin COPS ve COPD Değişimleri

Şekil 5.9’ de yapılan 19 adet deney sonucunda ortaya çıkan COPS ve COPD değerleri görülmektedir. 1 m ve 2 m’ de serili olan TID’ in birbirine göre kıyasını yapmak için ortalama COP değerleri alınmakta ve aşağıdaki grafik çizilmektedir.



Şekil 5.10. 1 ve 2 m Derinliğinde Toprağa Serili Olan Toprak Isı Değiştiricisinin Performans Yönünden Kıyaslanması

Şekil 5.10’ dan görüldüğü gibi TID’ de dolaşan salamuranın debisi aynı kalmak şartıyla derinliği farklı olan TID’ de 2 m’ de serili olan TID’ in performans değerlerinin 1 m’ de serili olan TID’ in performans değerlerinden daha yüksek olduğu görülmüştür. Deney yapılan sürede 2 m’ lik derinlikte ölçülen toprak sıcaklığının 1 m’ lik derinlikteki toprak sıcaklığından fazla

olması bu sonucu doğurmuştur. Isı kaynağının sıcaklığının yüksek olmasının ısı pompasının performansının yüksek olmasını sağladığı bir kez daha görülmüştür.

Yapılan diğer deneyler ise TID' de dolaşan salamuranın debisinin değişmesi ile yapılmaktadır. Deneylerde sadece 1 m' de serili olan TID' in farklı debilerde çalışması göz önüne alınmıştır. Salamuranın 0.018 lt/s, 0.041 lt/s ve 0.066 lt/s debileriyle her bir debide 5 adet deney yapmak suretiyle ısı pompasının performans değerleri karşılaştırılmaktadır. Yapılan deneylerde elde edilen sonuçlar Tablo (5.3), (5.4) ve (5.5)' de verilmektedir.

Tablo 5.3. Deney Ölçümleri (05 Kasım 2002 tarihli)

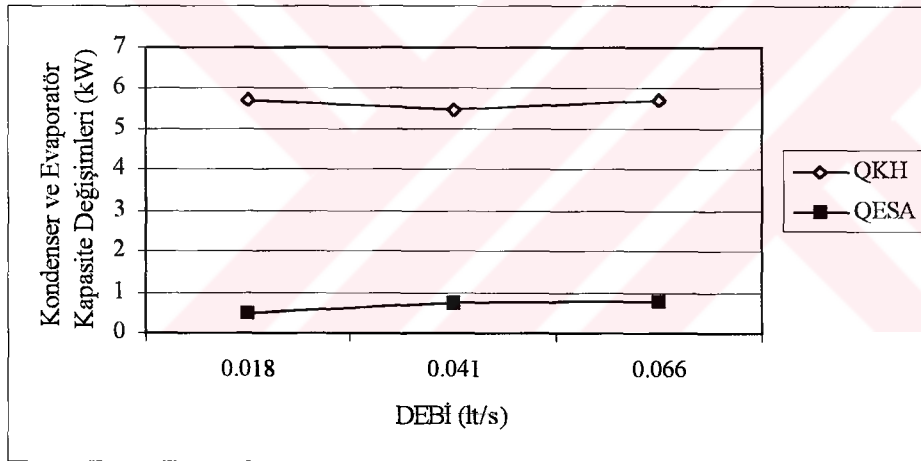
Tarih: 05 Kasım 2002 (Salamuranın Debisi 0.018 lt/s)												Derinlik: 1 m		
Saat	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(bar)	(bar)
22:20	-2.6	29.1	41.7	14.3	20.9	22.4	7.2	29.3	17.2/20.8	34.8	16.2	26.8	2.1	14
22:30	-4.2	28.7	40	12.7	19.8	21.4	5.9	28.3	21.4	34.2	15.4	26.3	2	14
22:40	-5.8	27.8	38.4	10.5	17.1	19.6	4	26.5	22.3	33.2	14.2	25.3	1.95	14
22:50	-7.1	27	37.3	9	15.6	18.2	2.8	25.2	22.7	32.3	13	24.6	1.9	14
23:00	-7.8	26.7	37.2	8.6	15.2	17.8	2.5	24.7	24	32	12.9	24.2	1.9	14

Tablo 5.4. Deney Ölçümleri (06 Kasım 2002 tarihli)

Tarih: 06 Kasım 2002 (Salamuranın Debisi 0.041 lt/s)												Derinlik: 1 m		
Saat	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(bar)	(bar)
23:54	-5.9	26.7	37.4	13	16.9	20.1	5	27.4	18.2/20	31.7	14.2	24.1	2.05	13.9
00:06	-6.3	26.6	37	11	15.2	19	3.7	26.3	21.4	31.8	13.6	24.3	2	14
00:22	-7.8	26.3	36.5	9.1	13.2	17.1	2	24.3	22.4	31.1	12.2	23.7	1.95	14.1
00:34	-9	25.9	36.1	8.3	12.5	16.1	1.3	23.4	23	30.7	11.5	23	1.95	14.2
00:43	-9.6	25.6	35.9	7.8	12	15.6	0.8	22.9	24	30.5	11.3	23.2	1.95	14.3

Tablo 5.5. Deney Ölçümleri (07 Kasım 2002 tarihli)

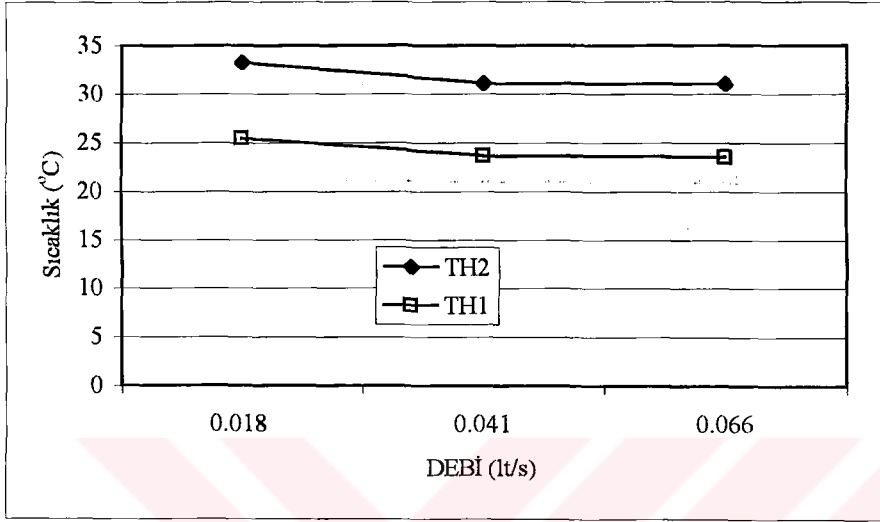
Tarih: 07 Kasım 2002 (Salamuranın Debisi 0.066 lt/s)												Derinlik: 1 m		
Saat	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(bar)	(bar)
22:24	-11.5	26.8	36.5	10.8	13.6	17.4	3.3	24.5	17/21	31.5	12.5	23.8	2.05	14.2
22:32	-12.1	26.5	36.5	10.2	13	17	2.8	24	22.5	31.2	12.4	23.7	2	14.1
22:41	-12.7	26.2	36.2	9.2	12	16.2	2	23.2	23	31	11.9	23.6	2	14.5
22:50	-12.2	25.9	36.1	8.7	11.5	15.7	1.5	22.7	23.5	30.9	11.1	23.4	2	14.5
22:58	-12.1	25.6	36.1	8.3	11.1	15.3	1.3	22.3	24	30.8	10.3	23	2.1	14.5



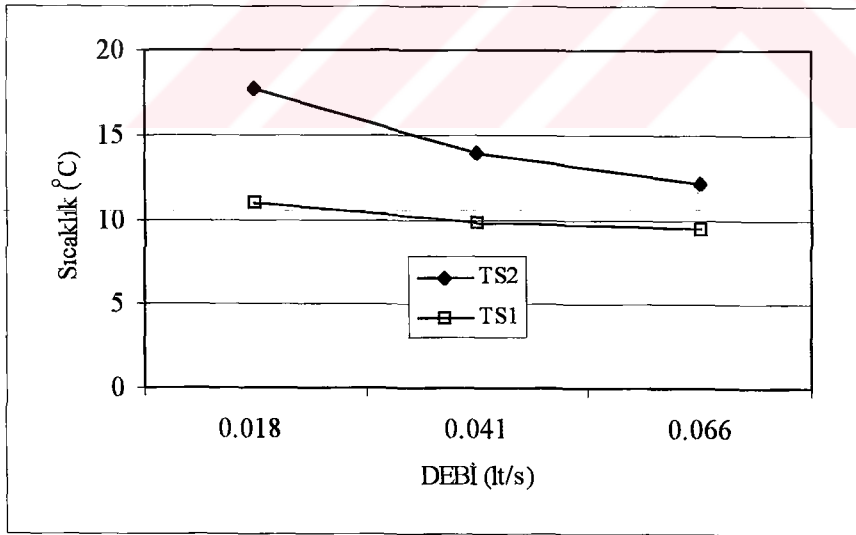
Şekil 5.11. 1 m Derinliğindeki Toprak Isı Değiştiricisinde Dolaşan Salamuranın Debisinin Değişiminin Kondenser ve Evaporatör Kapasitesine Etkisi

TİD` de dolaşan salamuranın farklı debilerinde çalışan ısı pompasının hesaplanan kondenser ve evaporatör kapasitelerinin değişimi Şekil 5.11` de verilmektedir. Q_{KH} kondenserden ortama atılan havanın verdiği ısı transfer miktarını Q_{ESA} , topraktan salamura vasıtasıyla çekilen ısı miktarını göstermektedir. Salamura debisi arttıkça Q_{KH} değerinde az da olsa bir düşüş, Q_{ESA} değerinde ise artış görülmektedir. $Q_{ESA} = m_s \cdot C_s \cdot \Delta T$ formülü ile salamuranın debisinin (m_s) artmasıyla Q_{ESA} değerinin artacağı açıktır.

Kondensere alınan/üflenen havanın sıcaklık değişimi ve TID’ de dolaşan salamuranın sıcaklık değişiminin üç debide ortalama değerleri Şekil 5.12 ve Şekil 5.13’ de verilmektedir. Grafiklerde TH2, kondenserden fan ile ortama üflenen havanın sıcaklığını TH1, fan ile ortamdan emilen havanın kondensere giriş sıcaklığını TS2, TID’ den evaporatöre girişteki salamura sıcaklığını TS1, evaporatörden TID’ e giden salamuranın sıcaklığını göstermektedir.

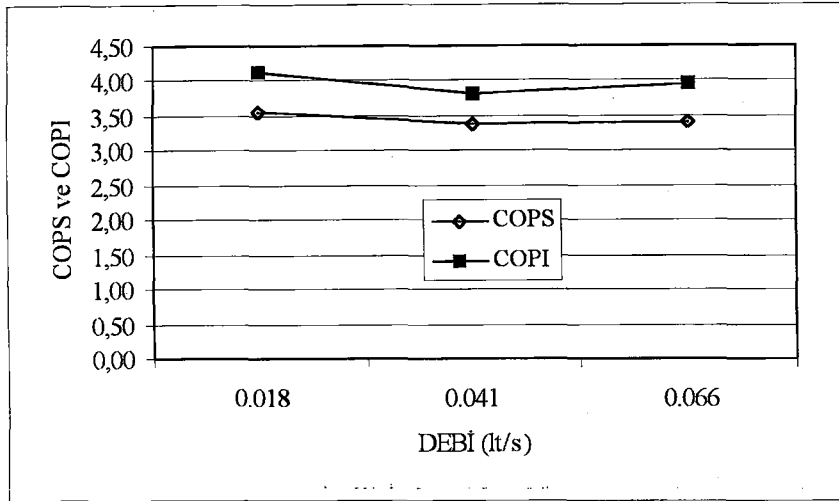


Şekil 5.12. 1 m Derinliğindeki Toprak Isı Değiştiricili Sistemde Kondensere Giren ve Çıkan Havanın Sıcaklığının Üç Debide Değişimi



Şekil 5.13. 1 m Derinliğindeki Toprak Isı Değiştiricisinde Dolaşan Salamuranın Evaporatöre Giriş ve Çıkış Sıcaklıklarının Üç Debide Değişimi

Isı pompasının TID’ de dolaşan salamuranın üç farklı debide çalışmasıyla elde edilen performans değerlerinin değişimi Şekil 5.14’ de verilmektedir.



Şekil 5.14. 1 m Derinliğindeki Toprak Isı Değiştiricisinde Dolaşan Salamuranın Debisinin Performans Değerleri Üzerindeki Etkisi

Debi arttıkça TID' de dolaşan salamuranın sıcaklığının azaldığı bunun etkisi ile kondenslerden geçen ve odaya üflenen havanın sıcaklığının da azaldığı görülmektedir. Debinin artması ile $Q = m \cdot C \cdot \Delta T$ formülü ile ısı miktarının da artması açıktır. Nitekim Şekil 5.11'de görüldüğü gibi debinin artması ile evaporatörün ısı yükü artmaktadır. Kondenslerden geçen havanın debisi değişmediği için kondenslerin ısı yükünde çok küçük düşüş görülmektedir. TID' de dolaşan salamuranın debisinin değişiminin ısı pompası performans değerlerini nasıl değiştirdiği Şekil 5.14' de görülmektedir. Görüldüğü gibi debi arttıkça performans değerleri düşüş eğilimindedir. Birinci neden olarak, Şekil 5.12' de görüldüğü gibi debi arttıkça kondensere giren ve kondenslerden çıkan hava sıcaklıklarının azalması ve ikinci neden olarak, Şekil 5.13' de görüldüğü gibi debi arttıkça hem salamuranın TID' e giriş ve çıkış sıcaklıklarının azaldığı hem de salamuranın TID' e giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki farkının azalması ile performans değerlerinin olumsuz yönde etkilendiği söylenebilir. Zamanla bu iki değer birbirine yaklaştığı yani topraktan çekilen ısı azalacağı ve toprağın etkisiz kalabileceği de söylenebilir.

2002 yılının Kasım ayında yapılan deneylerde 2 m' de serili TID' i daha yüksek performans sağladığından, Aralık ayında 2 m derinliğindeki TID çalıştırılmıştır. 2 m derinliğindeki TID' de dolaşan salamura debisinin değişiminin performans değerlerini nasıl değiştirdiği incelenmiştir. Sisteme fotoğrafı Ek 10' da verilen Sanwa marka gerilim ve akım ölçer bağlanmıştır. Ayrıca şematik görünümü Ek 10' da verilen güç ölçer ve Cosφ ölçer bağlanarak sistemin çektiği güç ve Cosφ değeri bulunmuştur.

2002 yılının Aralık ayında yapılan deneylerde, sadece 2 m' de serili olan TID' de dolaşan salamuranın üç farklı debide çalışması göz önüne alınmıştır. Çalışılan debiler sırasıyla

0.022, 0.032 ve 0.055 lt/s' dir. Yapılan deneylerde elde edilen sonuçlar Tablo (5.6), (5.7) ve (5.8)' de özetlenmiştir.

Tablo 5.6. Deney Ölçümleri (03 Aralık 2002 tarihli)

Tarih: 03 Aralık 2002 (Salamuranın Debisi 0.032 lt/s)												Derinlik: 2 m		
Saat	1 (°C)	2 (°C)	3 (°C)	4 (°C)	5 (°C)	6 (°C)	7 (°C)	8 (°C)	9 (°C)	10 (°C)	11 (°C)	12 (°C)	13 (bar)	14 (bar)
00:40	-2.8	28.4	38	12.6	17.3	13.9	5.4	22.8	16/21	33.2	9	25.4	2.3	15
00:50	-4.5	27.9	36.8	10.5	15	12.8	3.6	21.5	22.5	32.5	8.3	25	2.1	14.8
00:58	-6.2	27.2	36.3	9.1	13.6	11.7	2.7	20.4	23	31.7	7.6	24.1	2.1	14.9
00:05	-6.5	27	36.1	8.7	13.2	11.4	2.1	20.1	23.6	31.5	7.5	23.9	2.1	14.9
00:12	-7.1	26.7	35.8	7.9	12.5	10.8	1.6	19.5	24	31.1	7	24	2.1	14.95

Tablo 5.7. Deney Ölçümleri (04 Aralık 2002 tarihli)

Tarih: 04 Aralık 2002 (Salamuranın Debisi 0.022 lt/s)												Derinlik: 2 m		
Saat	1 (°C)	2 (°C)	3 (°C)	4 (°C)	5 (°C)	6 (°C)	7 (°C)	8 (°C)	9 (°C)	10 (°C)	11 (°C)	12 (°C)	13 (bar)	14 (bar)
20:50	-1.5	28.6	40.5	12.8	20.9	17.7	6.6	26.4	15/21	34	11.7	26.1	2.1	14
21:00	-2.2	28.5	39.4	13.2	19.8	16.8	6	25.5	22	34.1	11.4	26.3	2.1	14
21:07	-3.7	28.1	38.1	11.2	16.7	15.4	4.1	23.9	23	33.4	10.2	25.6	2	14
21:15	-5.4	27.1	37.1	9.3	15.1	13.8	2.6	22.4	23.5	32.2	8.5	24.5	1.9	14
21:22	-6	26.8	36.9	8.6	14.4	13.2	2.3	21.8	24	31.9	8.1	24.4	1.9	14

Tablo 5.8. Deney Ölçümleri (06 Aralık 2002 tarihli)

Tarih: 06 Aralık 2002 (Salmuranın Debisi 0.055 lt/s)												Derinlik: 2 m		
Saat	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(bar)	(bar)
23:15	-1.7	28.4	39.4	13.7	17	17.5	6.1	26.1	17/21	33.8	11.5	25.9	2	14
23:25	-3	27.9	38.8	13	16.5	16.8	5.3	25.4	21.4	33.3	11.2	25.6	2	14
23:33	-4.5	26.8	37.6	11	14.5	15.1	3.7	23.7	22.5	32.2	10.1	24.6	1.9	13.9
23:43	-6.3	26.1	36.5	9.3	12.9	13.6	2.5	22.2	23.2	31.2	9.1	23.7	1.9	14
23:52	-7.8	25.7	35.1	8	11.2	12.4	1.3	21	24	30.1	8.7	23.4	1.9	14.2

Sistemde bulunan kompresör, kondenser fanı ve sirkülasyon pompasının toplam güçleri ile her bir ekipmanın gücü bulunmuştur. Debi değişiminde sadece sirkülasyon pompasının şebekeden çektiği akım değişmiştir, buna bağlı olarak da gücünün değiştiği gözlenmiştir. Kompresör ve kondenser fanının gücü sabit olarak bulunmuştur. Aşağıdaki eşitlik yardımıyla sistemdeki ekipmanların şebekeden çektiği güçler ayrı ayrı bulunmuştur.

$$P_T = U \cdot I_T \cdot \cos\phi_s \quad (5.7)$$

Yukarıdaki eşitlikte;

P_T = Sistemin çektiği toplam güç, (Watt)

U = Gerilim, (Volt)

I_T = Sistemin çektiği toplam akım, (Amper)

$\cos\phi_s$ = Sistemin güç çarpanı' dır.

Düşük debide; sistemin şebekeden çektiği toplam akım, akım ölçer sayesinde 6.9 A olarak ölçülmüştür. Fanın gücü deney yapılan sürede sabit olup 160 W' dır. Fanın $\cos\phi$ değeri ise 0.92 olarak ölçülmüştür. Bu değerden sadece fanın çektiği akım,

$$P_1 = U \cdot I_1 \cdot \cos\phi_1$$

$$160 = 220 \cdot I_1 \cdot 0.92$$

$$I_1 = 0.79 \text{ A}$$

olarak hesaplanmıştır.

Sirkülasyon pompasının düşük debide çalıştığı hemen hemen hiç debi geçişinin olmadığı durumda akım ölçer ile ölçülen değer 0.27 A' dir. Sirkülasyon pompasının $\cos\phi$ değeri ise 0.95' dir. (5.7) eşitliğinden güç,

$$P_2 = U \cdot I_2 \cdot \cos\phi_2$$

$$P_2 = 220 \cdot 0.27 \cdot 0.95$$

$$P_2 = 56.43 \text{ W}$$

olarak hesaplanmıştır.

Kompresörün gücü katalog verilerine göre 1400 W olmasına rağmen tam güçte çalışmadığı görülmüştür. Akım değeri 5.84 A ve $\cos\phi$ değeri 0.92 olarak ölçülmüştür. Kompresörün gücü ise (5.7) eşitliğinden,

$$P_3 = U \cdot I_3 \cdot \cos\phi_3$$

$$P_3 = 220 \cdot 5.84 \cdot 0.92$$

$$P_3 = 1183.57 \text{ W}$$

olarak hesaplanmıştır.

Böylece en düşük debide şebekeden çekilen toplam güç,

$$P_T = P_1 + P_2 + P_3$$

$$P_T = 160 + 56.43 + 1183.57 = 1400 \text{ W' dir.}$$

Hesapla bulunan bu değeri kontrol etmek için daha önce de belirtildiği gibi sisteme güç ölçer bağlanmış ve 1400 W değeri gözlenmiştir.

0.022, 0.032 ve 0.055 lt/s salamura debisiyle yapılan deneylerde ölçülen gerilim, akım ve $\cos\phi_s$ değerleri ile hesaplanan toplam güçler aşağıdaki Tablo 5.9' da verilmiştir.

Tablo 5.9. 2 m Derinliğindeki Toprak Isı Değiştiricili Sistemde Farklı Debide Ölçülen Gerilim, Akım ve $\cos\phi$ Değerleri İle Hesaplanan Toplam Güç Değerleri

Tarih	0.022 lt/s	0.032 lt/s	0.055 lt/s
03 Aralık 2002	-	220 Volt, 7.1 Amper, $\cos\phi_s = 0.92$ $P_T = 1438 \text{ W}$	-
04 Aralık 2002	220 Volt, 7.07 Amper, $\cos\phi_s = 0.92$ $P_T = 1430 \text{ W}$	-	-
06 Aralık 2002	-	-	220 Volt, 7.29 Amper, $\cos\phi_s = 0.92$ $P_T = 1476 \text{ W}$

Tablo 5.9' dan görüldüğü gibi gerilim sabit olmasına rağmen debi arttıkça akım da artmıştır. Akım da (5.7) eşitliğinden açıkça görüldüğü gibi güç ile doğru orantılıdır. Debi ile gücün değişimini ise aşağıdaki eşitlik (5.8) ile açıklanır:

$$P = V_H * \Delta P_{top} \quad (5.8)$$

Burada;

$$V_H = \frac{m_s}{\rho_s}$$

m_s = Salamuranın kütleli debisi, (kg/s)

ρ_s = Salamuranın yoğunluğu, (kg/m³)

V_H = Salamuranın hacimsel debisi, (m³/s)

ΔP_{top} = Toplam basınç farkını (N/m²)

göstermektedir. (5.8) eşitliğini daha açık şekilde yazarsak aşağıdaki ifade elde edilir.

$$\Delta P_{top} = \rho_s * g * H_{top} \quad (5.9)$$

(5.9) eşitliğinde:

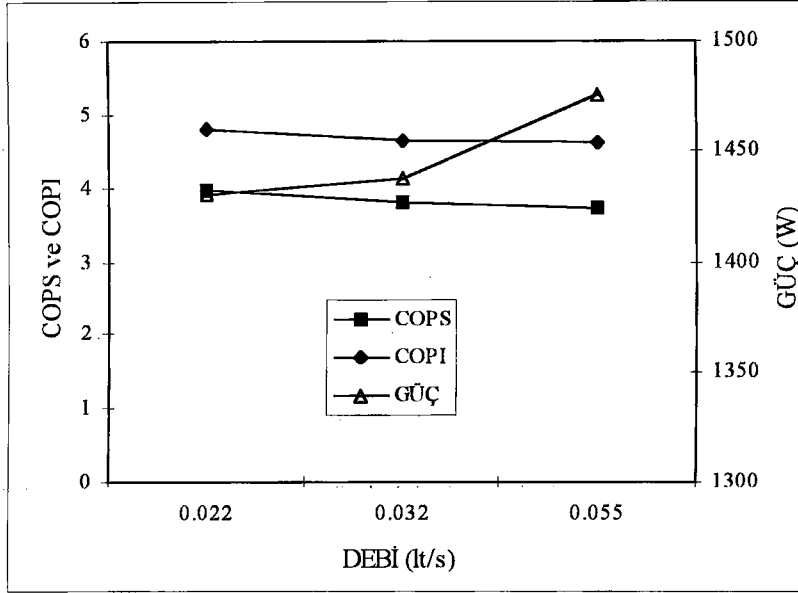
g = Yer çekimi ivmesi, (m/s²)

H_{top} = Basınç kaybı (mSS)' dir.

(5.9) eşitliğini (5.8) eşitliğinde yerine yazarsak (5.10) eşitliği elde edilir.

$$P = m_s * g * H_{top} \quad (5.10)$$

Sistemimizde debi değişince H_{top} değerinde fazla bir değişiklik görülmez, ama debi değişimi ile güç değişimi (5.10) eşitliğinden görüldüğü gibi doğru orantılıdır. Güç değişimi de (5.3) ve (5.4) eşitliklerinden görüldüğü gibi ısı pompasının performans değerleri ile ters orantılıdır. O halde şu sonuca aşağıda çizilen Şekil 5.15' e de bakarak varabiliriz. Salamuranın debisinin değişimi kompresör gücünü değiştirmede için COPI değerinin değişmemesi gerekir ancak debinin değişmesiyle Şekil 5.14' de yapılan yorum burada da yapılabilir ve o yoruma ek olarak debinin artmasıyla sistemin çektiği toplam gücün arttığı bunun sonucunda COPS değişiminin azaldığı görülmüştür.



Şekil 5.15. 2 m Derinliğindeki Toprak Isı Değiştiricisinde Dolaşan Salamuranın Debisinin Performans ve Güç Değerleri Üzerindeki Etkisi

Aralık ayında yapılan deneylerle Kasım ayında yapılan deneyleri kıyaslamak için, Kasım ayında 2 m derinliğindeki TID için 0.055 lt/s salamura debisi ile çalışan sistemin ortalama COP değeri ile Aralık ayında 2 m derinliğindeki TID için 0.055 lt/s salamura debisi ile çalışan sistemin ortalama COP değeri kıyaslanmıştır. Kasım ayındaki deneyler için sistemin çektiği toplam güç 1476 W ve kompresörün gücü 1184 W alınarak sırasıyla COPS ve COPI değeri hesaplanmıştır. Sonuçta Kasım ayı için ortalama COPS değeri 3.98 ve ortalama COPI değeri 4.93 olarak hesaplanmıştır. Aralık ayında ise bu değerler aynı güçlerde sırasıyla 3.71 ve 4.62 olarak hesaplanmıştır. Aralık ayında yapılan ölçümler ile Kasım ayında yapılan ölçümler kıyaslandığında, COP değerlerinin hesaplanmasında daha çok etkili olan dış hava sıcaklığının ve toprak sıcaklıklarının gittikçe düştüğü gözlenmiştir. Kasım ayında TID’ de dolaştırılan salamuranın TID’e giriş ve TID’ den çıkış ortalama sıcaklıkları sırasıyla 11.9 °C ve 15.76 °C iken Aralık ayında bu değerler 11 °C ve 14.42 °C’ dir. Bu değerler arasındaki fark topraktan çekilen ısı miktarını gösterir ki bu fark Kasım ayında 3.86 °C iken Aralık ayında 3.42 °C’ dir. Bundan dolayı da beklenen bir sonuç olarak COP değerlerinin düştüğü görülmüştür.

6. SONUÇLAR

Fırat Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesinde bulunan 16.24 m² (55.21 m³)' lik bir çalışma odasının, TKIP sistemi ile kışın ısıtılması amaçlanmış olup yapılan teorik ve deneysel çalışmaların sonuçları aşağıda verilmektedir.

Teorik çalışmada, geçerli ısı iletim denklemleri, problemin fizikine uygun sınır şartları ile oluşturulmuş, bu denklemlere Sonlu Farklar Metodunun (SFM) uygulanmasıyla toprak içerisindeki sıcaklık dağılımı hesaplanmıştır. Teorik çalışmada sıcaklığı hesaplanan (6*11) noktasına denk gelen noktada deneysel olarak toprağın sıcaklığı kaydedilmiştir. Teorik çalışmadan elde edilen sonuçlar ile deneysel çalışmadan elde edilen sonuçlar karşılaştırıldığında yaklaşık 0.65 °C' lik bir fark olduğu görülmüştür. Bu fark oldukça küçüktür ve kullanılan teorik modelin doğruluğunu göstermektedir.

Hesaplanan ısıtma kapasitesine göre, ön görülen TID boyu, toprağa döşenen borular arasında 0.6 m olmak şartıyla 100 m olarak hesaplanmıştır. Eldeki imkanlar ölçüsünde deney düzeneği için 1 ve 2 m derinliklerinde TID serilmek suretiyle borular arasındaki mesafe 0.3 m olacak şekilde her iki kısımda eşit boyda 50 m toplam 100 m boru serilmiştir. Serilen boru miktarının yeterli uzunlukta olduğu görülmüştür. TKIP sisteminin tasarlanması aşamasında kompresörün -15/45 °C çalışma şartlarında çalışacağı tahmini yapılmıştır. Deneyler sırasında bu değere çok yakın olarak -15/42 °C' de çalıştığı gözlenmiştir.

Deneyler süresince odanın sıcaklığı 21 - 24 °C arasında tutulmaktadır. Odanın sıcaklığı 21 °C' in altına düştüğünde kompresör ve sirkülasyon pompası çalışmaktadır. Kompresör odanın sıcaklığını 24 °C' ye çıkardığında sirkülasyon pompası ile birlikte durmaktadır. Kondenserden odaya hava üflemek için fan kullanılmaktadır. Deneyler süresince fan sürekli çalışmaktadır.

İlk olarak 2002 yılının Kasım ayının farklı günlerde TID' de dolaşan salamuranın debisi (0.055 lt/s) eşit alınarak TID' in derinliğinin değişmesiyle ısı pompasının ve sistemin performansının nasıl değiştiği araştırılmıştır. 1 m derinliğindeki TID' in çalıştırılmasıyla TKIP sisteminin ortalama performansı COPS 3.52, ısı pompasının ortalama performansı ise 4.08 olarak hesaplanmıştır. 2 m derinliğindeki TID için ise TKIP sisteminin ortalama performansı COPS 3.59, ısı pompasının ortalama performansı ise 4.17 olarak hesaplanmıştır. Sonuçlardan görüleceği üzere 2 m derinliğinde serili olan TID' in performans değerleri 1 m derinliğinde serili olan TID' in performans değerlerinden daha yüksek hesaplanmıştır. Bunun en önemli sebebi deney yapılan süre içerisinde 2 m derinliğinde ölçülen toprağın sıcaklığının 1 m derinliğinde ölçülen toprağın sıcaklığından daha yüksek olmasıdır. Toprak yüzeyinin karla örtülü olduğu iklimlerde bu farkın daha belirgin olabileceği söylenebilir.

Sonraki günlerde sadece 1 m' de serili olan TID için deneyler yapılmaktadır. Bu deneyler TID' de dolaşan salamuranın üç değişik debi ile çalışması durumunda ısı pompasının performans değerlerinin tespiti için yapılmıştır. Deneyler 0.018, 0.041 ve 0.066 lt/s gibi üç farklı debi için yapılmıştır. 0.018 lt/s salamura debisiyle çalışan ısı pompasının ortalama COPS değeri 3.53, ortalama COPI değeri 4.11 olarak hesaplanmıştır. 0.041 lt/s salamura debisiyle çalışan ısı pompasının ortalama COPS değeri 3.38, ortalama COPI değeri 3.81 olarak hesaplanmıştır. 0.066 lt/s salamura debisiyle çalışan ısı pompasının ortalama COPS değeri 3.41 ve ortalama COPI değeri 3.95 olarak hesaplanmıştır. Çıkan sonuçlardan görüldüğü gibi TID' de dolaşan salamuranın debisi arttıkça performans değerleri düşmektedir. Birinci neden olarak, Şekil 5.12' de görüldüğü gibi debi arttıkça kondensere giren ve kondenserden çıkan hava sıcaklıklarının azalması ve ikinci neden olarak, Şekil 5.13' de görüldüğü gibi debi arttıkça hem salamuranın TID' e giriş ve çıkış sıcaklıklarının azaldığı hem de salamuranın TID' e giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki farkının azalması ile performans değerlerinin olumsuz yönde etkilendiği söylenebilir.

2002 yılının Aralık ayında yapılan deneylerde sadece 2 m derinliğinde serili olan TID kullanılmıştır. Bu ayda yapılan deneylerde gerilim ölçer, akım ölçer, güç ölçer ve Cosφ ölçer kullanılmıştır. TID' de dolaşan salamuranın üç farklı debide performans değişimleri incelenmiştir. Sırasıyla 0.022, 0.032, 0.055 lt/s salamura debisiyle sistemden çekilen toplam güçler, 1430, 1438, 1476 W olarak hesaplanmıştır. Görüldüğü gibi debi arttıkça sistemin çektiği güç artmıştır. Güç ile performans değeri ters orantılı olduğu için debi arttıkça performans değeri azalmıştır. Böylece Kasım ayı için yapılan yoruma bu sonuçta eklenebilir.

Kasım ayında yapılan deneyler ile Aralık ayında yapılan deneylerin kıyaslanabilmesi için iki ayda da 2 m derinliğindeki TID' in çalıştırılması ile elde edilen performanslar kıyaslanmıştır. 02 Kasım 2002 tarihli salamura debisinin 0.055 lt/s olduğu deney ile 06 Aralık 2002 tarihli salamura debisinin 0.055 lt/s olduğu deney kıyaslanmıştır. Yapılan hesaplamalarda Kasım ayı için ortalama COPS değeri 3.98 ve COPI değeri 4.93 olarak hesaplanmıştır. Aralık ayında ise bu değerler aynı güçlerde sırasıyla 3.71 ve 4.62 olarak hesaplanmıştır. Aralık ayında yapılan ölçümler ile Kasım ayında yapılan ölçümler kıyaslandığında, COP değerlerinin hesaplanmasında daha çok etkili olan dış hava sıcaklığının ve toprak sıcaklıklarının gittikçe düştüğü gözlenmiştir. Kasım ayında TID' de dolaştırılan salamuranın TID'e giriş ve TID' den çıkış ortalama sıcaklıkları sırasıyla 11.9 °C ve 15.76 °C iken Aralık ayında bu değerler 11 °C ve 14.42 °C' dir. Bu değerler arasındaki fark topraktan çekilen ısı miktarını gösterir ki bu fark Kasım ayında 3.86 °C iken Aralık ayında 3.42 °C' dir. Bundan dolayı da beklenen bir sonuç olarak COP değerlerinin düştüğü görülmüştür.

Hesaplanan COP değerlerinin literatürdeki değerlere yakın çıktığı tespit edilmiştir. Uygulamada İstanbul ve Mersin’ de kurulan serme tipi TID için COPS değerleri sırasıyla 3.8 ve 3.9 olarak hesaplanmıştır [57].

Uygulamada yaygın olarak kullanılan hava - hava ısı pompalarının performans değerleri düşüktür. Bu çalışmada elde edilen sonuçlardan görüldüğü gibi TKIP sistemlerinin performansları 3’ ün üzerindedir. Bunun en büyük nedeni toprak altında sıcaklığın mevsimlere göre çok fazla değişkenlik göstermemesidir.

Sistemin maliyeti ise yaklaşık üç milyar dolayındadır. Aynı kapasitede havadan havaya ısı pompasıyla karşılaştırıldığında geri ödeme süresi 4 veya 5 yıldır. Piyasa şartlarında ise, bu kapasitede bir iş yaklaşık 5 milyar olup geri ödeme süresi 10 yılın üzerine çıkar [37]. TKIP sistemlerinde ilk maliyetin yüksek olmasının önemli bir sebebi vardır: Bu da; TID’ in toprağa serilebilmesi için gerekli olan kazı maliyetleridir.

Sonuç olarak; toprağın, temiz bir enerji kaynağı olması ve yıl boyunca toprak sıcaklığının kararlı olması, ısı kaynağı olarak, ısı pompalarında kullanılmasını cazip hale getirmiştir. İlk maliyeti pahalı olmasına rağmen, Avrupa’ da ve Amerika’ da çok yaygın olarak kullanılan TKIP sistemlerine, ülkemizde ve özellikle kışı sert geçen ilimizde de gereken önem verilmeli ve bu amaç için; maliyetlerin düşürülmesi ve performans değerlerinin iyileştirilmesi konusunda, Sanayi ile Üniversite işbirliği kurulmalı ve bu teknolojinin ülkemizde yaygınlaşması sağlanmalıdır.

KAYNAKLAR

1. Couvillion, R. J., 1985, "Field and laboratory simulation of earth – coupled heat pump coils", Ashrae Transactions, 2b, 91, 1326-1334.
2. Diz, T., 2001, "Minimum enerjili bina tasarımı (Toprak enerjisiyle)", Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 1-5.
3. Catan, M.A. and Baxter, V.D., 1985, "An optimized ground coupled heat pump system design for Northern climate applications", Ashrae Transactions, 2b, 91, 1185-1203.
4. Hughes, P.J., Loomis, L., O'Neil R.A. and Rizzuto, J., 1985, "Results of the residential earth coupled heat pump demonstration in Upstate New York, Ashrae Transactions. 2b, 91, 1307-1325.
5. Franck, P. and Berntsson, T., 1985, "Ground coupled heat pumps with low temperature heat storage: some Swedish experiences", Ashrae Transactions, 2b, 91, 1285-1296.
6. Fleming, W., 1998, "Ground-source heat pump design and operation- experience within an Asian Country", Ashrae Transactions, 1b, 104, 771-774.
7. Kavanaugh, S., 1989, "Design considerations for ground and water source heat pumps in Southern Climates", Ashrae Transactions, 1, 95, 1139-1149.
8. Martin, S.D., 1990, "A design and economic sensitivity study of single-pipe horizontal ground-coupled heat pump systems", Ashrae Transactions, 1, 96, 634-642.
9. Mei, V.C., 1990, "Experimental study of direct-expansion ground coil heat exchangers", Ashrae Transactions, 1, 96, 821-828.
10. Safemazandarani, P., Edwards, J.A., Johnson, R.R. and Mohammad-Zadeh, Y., 1990, "Mathematical modeling of a direct expansion ground coupled heat pump system", Ashrae Transactions, 1, 96, 583-589.
11. Kavanaugh, S.P. and Pezent, M.C., 1990, "Lakewater applications of water-to-air heat pumps, Ashrae Transactions, 1, 96, 813-820.
12. Sulatisky, M.T. and Van Der Kamp, G., 1991, "Ground-source heat pumps in the Canadian Prairies", Ashrae Transactions, 1, 97, 374-385.
13. Kavanaugh, S.P., 1992, "Field test of a vertical ground coupled heat pumps in the Alabama", Ashrae Transactions, 2, 98, 607-616.
14. Meloy, B.R., 1992, "Free cooling works for Cowlitz Country Hall of Justice", Ashrae Transactions, 1, 98, 1023-1030.
15. Rafferty, K.D., 1992, "Large tonnage groundwater heat pumps-experiences with two systems", Ashrae Transactions, 1, 98, 587-592.

16. Hatten, M.J., 1992, "Groundwater heat pumping: lessons learned in 43 years at the building", *Ashrae Transactions*, 2, 98, 1031-1037.
17. Petit, P.J. and Meyer, J.P., 1998, "Economic potential of vertical ground-source heat pumps compared to air-source air conditioners in South Africa", *Energy J.*, 23, No.2, 137-143.
18. Bojic, M., Papadakis, G. and Kyritris, S., 1999, "Energy from a two pipe, earth-to-air exchanger", *Energy J.*, 24, 519-523.
19. Ealy, P.F. and Ugursal, V.I., 1997, "Performance and economic feasibility of ground source heat pumps in cold climate", *International Journal of Energy Research*, 21, 857-870.
20. Salah El-Din, M.M., 1999, "On the heat flow into the ground", *Renewable Energy*, 18, 473 - 490.
21. Leong, W.H., Tarnawski, V.R. and Aittomaki, A., 1998, "Effect of soil type and moisture content on ground heat pump performance", *Int. J. Refrig.*, 21, No. 8, 595-606.
22. Phetteplace, G. and Sullivan, W., 1998, "Performance of a hybrid ground-coupled heat pump system", *Ashrae Transactions*, 1b, 104, 763-770.
23. Den Braven, K.R., 1998, "Antifreeze acceptability for ground-coupled heat pumps ground loops in the United States", *Ashrae Transactions*, 1b, 104, 938-943.
24. Spilker, E.H., 1998, "Ground coupled heat pump loop design usign thermal conductivity testing and the effect of different backfill material on vertical bore length", *Ashrae Transactions*, 1b, 104, 775-779.
25. Kavanaugh, S., 1998, "Development of design tools for ground-source heat pump piping", *Ashrae Transactions*, 1b, 104, 1932-1937.
26. Piechowski, M., 1999, "Heat and mass transfer model of a ground heat exchanger: theoretical development", *International Journal Of Energy Research*, 23, 571-588.
27. Tarnawski, V.R., Gori F., Wagner, Buchan, G.D., 2000, "Modelling approaches to predicting thermal conductivity of soils at high temperatures", *International Journal Of Energy Research*, 24, 403-423.
28. Mihalakakou, G., 2002, "On estimating soil surface temperature profiles", *Energy and Buildings*, 34, 251-259.
29. Yuehong, B., Lingen, C. and Chih, W., 2002, "Ground heat exchanger temperature distribution analysis and experimental verification", 22, 183-189.
30. Michel A. Bernier, 2001, "Ground-coupled heat pump system simulation", *Ashrae Transactions*, 1, 605-616.
31. Yavuztürk, C., 2001, "Field validation of a short time step model for vertical ground-loop heat exchangers", *Ashrae Transactions*, 1, 617-625.

32. Kavanaugh, S.P., 2001, "Energy use of pumping options for ground-source heat pumps", *Ashrae Transactions*, 1, 589-599.
33. Parent, M., 2001, "A simplified tool for assessing the feasibility of ground-source heat pump projects", *Ashrae Transactions*, 1, 120-129.
34. Sodha, M.S., 2001, "Simulation of dynamic heat transfer between ground and underground structures", *International Journal of Energy Research*, 25, 1391-1394.
35. Sodha, M.S., 2001, "Simulation of periodic heat transfer between ground and underground structures", *International Journal of Energy Research*, 25, 689-693.
36. De Swardt, C.A. and Meyer J.P., 2001, "A performance comparison between an air source and a ground-source reversible heat pump", *International Journal Of Energy Research*, 25, 899-910.
37. Ersöz, İ., 2000, "Toprak kaynaklı ısı pompası ile bir hacmin soğutulması", Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 10s.-11s.
38. Ataman, H., 1991, "Toprak kaynaklı bir ısı pompası tesisinin tasarımı ve optimizasyonu", Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 114s.
39. Savaş, A.F., 1996, "Toprak kaynaklı ısı pompası ile konut ısıtılması", Yüksek Lisans Tezi, Dumlupınar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 100s.-117s.
40. Hepbaşlı, A., Eltez M. and Duran H., 2001, "Current status and future directions of geothermal heat pumps in Turkey", *GHC Bulletin*, March.
41. Hancıoğlu, E., 2000, "Güneş enerjisi destekli toprak kaynaklı ısı pompası ile bir hacmin ısıtılması", Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 196s.-197s.
42. Ashrae, 1995, *Ashrae Handbook, HVAC Applications*, American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, GA.
43. Grant, M.A., Donaldson, I.G. and Bixley, P.F., 1982, "Geothermal Reservoir Engineering", Academic Press.
44. Hart, D.P. and Couvillion R., 1986, "Earth-coupled heat transfer", National Water Well Association, Dublin, OH.
45. Kavanaugh, S.P. and Rafferty, K., 1997, "Ground-source heat pumps. Design of geothermal systems for commercial and institutional buildings", American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, GA.
46. Ashrae, 1995b, "Commercial/Institutional Ground-Source Heat Pump Engineering Manual", American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, G.A.
47. Ball, D.A., Fischer, R.D. and Hodgett, D.L., 1983, "Design methods for ground source heat pumps", *Ashrae Transactions*, 1, 89, 416-440.

48. Mills, A.F., 1999, *Heat Transfer*. University of California at Los Angeles, 2th ed., Prentice Hall, NJ 07458, New Jersey, 224p.
49. Özışık, M.N., 1994, *Finite Difference Methods in Heat Transfer*. Mechanical and Aerospace Engineering Department North Carolina State University, CRC Press, 151p-173p.
50. Elazığ Meteoroloji Bölge Müdürlüğü, 2002, Dış hava ve toprak sıcaklıkları değerleri, Elazığ.
51. Duffie, J.A. and Beckman, W.A., 1980, “Solar engineering of thermal processes”, John Wiley and Sons. Inc.
52. Arpacı, V., Kao, S.H. and Selamet A., 1999, *Introduction to Heat Transfer*. Prentice Hall, NJ 07458, London, 587p.-597p.
53. Biçer, Y., 1995, *Isıtma ve Havalandırma Ders Notları*. Fırat Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Yayınları, Elazığ, 40s.
54. Özbalta, N., 2002, Güneş enerjisi potansiyeli ve uygulamaları, <http://egetek.unimedya.net.tr>
55. Haaf, S., 1998, “Propylene refrigeration systems- Environmentally favorable refrigeration systems for small and mid – sized supermarkets”, Reports on Science and Technology 60.
56. Solvay Flour and Derivate, Solkane Refrigerant Software Version 3.01, Hannover, Germany.
57. Hepbaşlı, A. ve Ertöz A.Ö., 1999, “Geleceğin teknolojisi: yer kaynaklı ısı pompaları”. Makina Mühendisleri Odası Bildirisi, IPS – 31.

ÖZGEÇMİŞ

Hikmet ESEN, 09 Mayıs 1977 yılında Elazığ' da doğdu. İlk, Orta ve Lise öğrenimini Elazığ' da tamamladı. 1996 yılında Elazığ Fırat Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümüne kaydını yaptırdı. Üniversite eğitimini 2000 yılında tamamlayarak aynı yıl Fırat Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği bölümünde Yüksek Lisans eğitimi yapmaya hak kazandı. Aynı yıl Fırat Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümünde açılan Araştırma Görevliliği sınavını kazandı ve Otomotiv Öğretmenliği Bölümünde göreve başladı. Halen aynı bölümde görev yapmaktadır.



EK 1

TOPRAĞIN SICAKLIK DAĞILIMINI HESAPLAYAN PROGRAMIN ALGORİTMASI

```
DIMENSION T(6,42,25000)
OPEN (2,FILE='DATA.DAT')
OPEN (11,FILE='YKM6666.DAT')
KOY=42
KOX=6
IT=20000
C WRITE(*,*)'X VE Y BOYUNU GIRINIZ'
C READ(*,*)XBOY,YBOY
XBOY=0.16
YBOY=1.312
C WRITE(*,*)'Y YONUNDEKI VE X YONUNDEKI DUGUM SAYISI'
C READ(*,*)K,L
K=42
L=6
DX=XBOY/(L-1)
C DY=YBOY/(K-1)
TDERIN=18
C WRITE(*,*)'HAVA VE SALAMURA ISI TASINIM, ISI ILM KATS, HAVA
SICAKLIGI'
C READ(*,*)HSZ,AI,TSNSZ
C 1999-2000-2001 YILI OCAK AYI RUZGAR HIZI ORTALAMASI(VORT)
C RUZGAR HIZI VORT=2.2 M/S
C HSZ=2.8+3*VORT
HSZ=9.7
C AHSAL=66.96
AI=2.2

C WRITE(*,*)'HAVA SICAKLIGINI GIRINIZ.'
C READ(*,*)TSNSZ
C 1999-2000-2001 YILI OCAK AYI DIS HAVA SIC. ORT.(TSNSZ)
TSNSZ=14.34
C TSAL=3
C WRITE(*,*)'A,B,C,D DEGERLERI'
C READ(*,*)A,B,C,D
A=11
```

B=30

C=1

D=2

WRITE(*,*)'ILK KABUL SICAKLIGI'

READ(*,*)TBASL

C WRITE(*,*)'ZAMAN ARALIGINI GIRINIZ.'

C READ(*,*)ADT

ADT=10

C ***** BASLANGIC SICAKLIKLARININ TANIMLANMASI***

KZ=1

DO 10 M=1,L

DO 11 N=1,A

T(M,N,KZ)=TBASL

11 CONTINUE

10 CONTINUE

DO 12 M=1,L

DO 13 N=(A+C),K

T(M,N,KZ)=TBASL

13 CONTINUE

12 CONTINUE

C *****DERIN TOPRAK SICAKLIGI*****

N=1

DO 14 M=2,L-1

T(M,N,KZ)=TDERIN

14 CONTINUE

C WRITE(*,*)'TOPRAGIN ISIL YAYINIM KATSAYISI'

C READ(*,*)AIYK

AIYK=6.71E-7

C WRITE(*,*)'HAVANIN ISIL YAYINIM KATSAYISI'

C READ(*,*)AIHV

AIHV=22E-6

C WRITE(*,*)'SALAMURANIN ISIL YAYINIM KATSAYISI'

C READ(*,*)ASIK

ASIYK=0.138E-6

DO 200 SYM=1,IT

N=1

DO 15 M=2,L-1

T(M,N,KZ+1)=TDERIN

15 CONTINUE

C *** SAG YUZEY SIMETRI DENKLEMLERI***

M=L

DO 16 N=2,K-1

FO=((AIYK*ADT)/(DX**2))

AAAA=2*T(M-1,N,KZ)+T(M,N+1,KZ)+T(M,N-1,KZ)

T(M,N,KZ+1)=FO*(AAAA)+(1-4*FO)*T(M,N,KZ)

16 CONTINUE

M=L

N=1

T(M,N,KZ+1)=(T(M-1,N,KZ+1)+T(M,N+1,KZ+1))/2.

C *** SOL ALT YUZEY SIMETRI DENKLEMLERI***

M=1

DO 17 N=2,(A-1)

FO=((AIYK*ADT)/(DX**2))

BBBB=2*T(M+1,N,KZ)+T(M,N+1,KZ)+T(M,N-1,KZ)

T(M,N,KZ+1)=FO*(BBBB)+(1-4*FO)*T(M,N,KZ)

17 CONTINUE

M=1

N=1

T(M,N,KZ+1)=(T(M+1,N,KZ+1)+T(M,N+1,KZ+1))/2.

C *** SOL UST YUZEY SIMETRI DENKLEMLERI***

M=1

DO 18 N=(A+C+1),(A+B+C-1)

FO=((AIYK*ADT)/(DX**2))

CCCC=2*T(M+1,N,KZ)+T(M,N+1,KZ)+T(M,N-1,KZ)

T(M,N,KZ+1)=FO*(CCCC)+(1-4*FO)*T(M,N,KZ)

18 CONTINUE

C *** UST TASINIM DENKLEMLERI ***

N=K

DO 19 M=2,L-1

FOO=((AIHV*ADT)/(DX**2))

ABI=(HSZ*DX)/AI

SSSA=(0.5*(T(M-1,N,KZ)+T(M+1,N,KZ)))

SSSB=(1-4*FOO-2*FOO*ABI)

SSH=(T(M,N-1,KZ)+SSSA+ABI*TSNSZ)

T(M,N,KZ+1)= 2*FOO*(SSH)+SSSB*T(M,N,KZ)

19 CONTINUE

M=L

N=K

ABI=(HSZ*DX)/AI

AHEE=(1-4*FOO-2*FOO*ABI)

AHE=(T(M-1,N,KZ)+T(M,N-1,KZ)+2*ABI*TSNSZ)

T(M,N,KZ+1)= 2*FOO*(AHE)+AHEE*T(M,N,KZ)

M=1

N=(A+B+C)

T(M,N,KZ+1)= (T(M,N-1,KZ+1)+T(M+1,N,KZ+1))/2.

C *** ILETIM DENKLEMLERI ***

DO 20 M=2,L-1

DO 21 N=2,A

FO=((AIYK*ADT)/(DX**2))

SKYY=(T(M+1,N,KZ)+T(M,N-1,KZ)+T(M,N+1,KZ)+T(M-1,N,KZ))

T(M,N,KZ+1)=FO*(SKYY)+(1-4*FO)*T(M,N,KZ)

21 CONTINUE

20 CONTINUE

DO 22 M=2,(L-1)

DO 23 N=(A+C),K-1

FO=((AIYK*ADT)/(DX**2))

SKYY=(T(M+1,N,KZ)+T(M,N-1,KZ)+T(M,N+1,KZ)+T(M-1,N,KZ))

T(M,N,KZ+1)=FO*(SKYY)+(1-4*FO)*T(M,N,KZ)

```

23  CONTINUE
22  CONTINUE
    M=1
    N=A
    T(M,N,KZ+1)=(T(M+1,N,KZ+1)+T(M,N-1,KZ+1))/2.
    M=1
    N=A+C
    T(M,N,KZ+1)=(T(M,N+1,KZ+1)+T(M+1,N,KZ+1))/2.
    KZ=KZ+1
200 CONTINUE
    DO 24 KKK=1,K
    DO 25 LLL=1,L
    WRITE(2,*) T(LLL,KKK,IT-1),LLL,KKK
25  CONTINUE
24  CONTINUE
C   *****TOPRAGIN KARARLI HALE GELMESI*****
C   DO 32 MMM=1,K
C   DO 33 NNN=1,L
C   WRITE(3,*) T(NNN,MMM,5000),NNN,MMM
C 33  CONTINUE
C 32  CONTINUE
C   *****
    ADT=2
    KZ=5000
    TCDR=(T(1,11,KZ)+T(1,12,KZ)+T(2,11,KZ)+T(2,12,KZ))/4.
    WRITE(*,*)'SALAMURA GIRIS VE CIKIS SIC'
    READ(*,*)TSGRS,TSCKS
C   SALAMURANIN IKI SAATLIK ORT SIC.(TSAL)
    TSAL=(TSGRS+TSCKS)/2.
C   WRITE(*,*)'SALAMURA ISI TASINIM'
C   READ(*,*)HSR
C   DENEYDEN ALINAN Lt/s DEBILIK SALAMURA
    HSR=104.625
    WRITE(*,*)TCDR
C   *****

```

```

DO 400 SYDM=1,5
C  WRITE(*,*)'HAVA SICAKLIGINI GIRINIZ.'
C  READ(*,*)TSNSZ
DO 300 SYM=1,600
N=1
DO 34 M=2,L-1
T(M,N,KZ+1)=TDERIN
34  CONTINUE

C  *** SAG YUZEY SIMETRI DENKLEMLERİ***
M=L
DO 35 N=2,K-1
FO=((AIYK*ADT)/(DX**2))
AAAA=2*T(M-1,N,KZ)+T(M,N+1,KZ)+T(M,N-1,KZ)
T(M,N,KZ+1)=FO*(AAAA)+(1-4*FO)*T(M,N,KZ)
35  CONTINUE
M=L
N=1
T(M,N,KZ+1)=(T(M-1,N,KZ+1)+T(M,N+1,KZ+1))/2.

C  *** SOL ALT YUZEY SIMETRI DENKLEMLERİ***
M=1
DO 36 N=2,(A-1)
FO=((AIYK*ADT)/(DX**2))
BBBB=2*T(M+1,N,KZ)+T(M,N+1,KZ)+T(M,N-1,KZ)
T(M,N,KZ+1)=FO*(BBBB)+(1-4*FO)*T(M,N,KZ)
36  CONTINUE
M=1
N=1
T(M,N,KZ+1)=(T(M+1,N,KZ+1)+T(M,N+1,KZ+1))/2.

C  *** SOL UST YUZEY SIMETRI DENKLEMLERİ***
M=1
DO 37 N=(A+C+1),(A+B+C-1)
FO=((AIYK*ADT)/(DX**2))

```

$$CCCC=2*T(M+1,N,KZ)+T(M,N+1,KZ)+T(M,N-1,KZ)$$

$$T(M,N,KZ+1)=FO*(CCCC)+(1-4*FO)*T(M,N,KZ)$$

37 CONTINUE

C *** UST TASINIM DENKLEMLERI ***

$$N=K$$

$$DO\ 38\ M=2,L-1$$

$$FOO=((AIHV*ADT)/(DX**2))$$

$$ABI=(HSZ*DX)/AI$$

$$SSSA=(0.5*(T(M-1,N,KZ)+T(M+1,N,KZ)))$$

$$SSSB=(1-4*FOO-2*FOO*ABI)$$

$$SSH=(T(M,N-1,KZ)+SSSA+ABI*TSNSZ)$$

$$T(M,N,KZ+1)=2*FOO*(SSH)+SSSB*T(M,N,KZ)$$

38 CONTINUE

$$M=L$$

$$N=K$$

$$ABI=(HSZ*DX)/AI$$

$$AHEE=(1-4*FOO-4*FOO*ABI)$$

$$AHE=(T(M-1,N,KZ)+T(M,N-1,KZ)+2*ABI*TSNSZ)$$

$$T(M,N,KZ+1)=2*FOO*(AHE)+AHEE*T(M,N,KZ)$$

$$M=1$$

$$N=(A+B+C)$$

$$T(M,N,KZ+1)=(T(M,N-1,KZ+1)+T(M+1,N,KZ+1))/2.$$

C *** SALAMURA DENKLEMLERI***

$$N=11$$

$$M=2$$

$$FOSA=(ASIYK*ADT)/((DX/2)**2)$$

$$SHKK=(0.5*(T(M-1,N,KZ)+T(M,N-1,KZ)))$$

$$SHO=T(M,N+1,KZ)+T(M+1,N,KZ)$$

$$ABII=(HSR*(DX/2))/AI$$

$$SAOG=(1-4*FOSA-(4/3)*FOSA*ABII)$$

$$T(M,N,KZ+1)=(4/3)*FOSA*(SHKK+SHO+ABII*TSAL)+SAOG*T(M,N,KZ)$$

$$N=12$$

$$M=2$$

$FOSA = (ASIYK * ADT) / ((DX/2) ** 2)$
 $SKHK = (0.5 * (T(M-1, N, KZ) + T(M, N+1, KZ)))$
 $SOH = T(M, N-1, KZ) + T(M+1, N, KZ)$
 $ABII = (HSR * (DX/2)) / AI$
 $SAOGA = (1 - 4 * FOSA - (4/3) * FOSA * ABII)$
 $T(M, N, KZ+1) = (4/3) * FOSA * (SKHK + SOH + ABII * TSAL) + SAOGA * T(M, N, KZ)$

C *** ILETIM DENKLEMLERI ***

DO 39 M=2, L-1

DO 40 N=2, A-1

FO = ((AIYK * ADT) / (DX ** 2))

SKYY = (T(M+1, N, KZ) + T(M, N-1, KZ) + T(M, N+1, KZ) + T(M-1, N, KZ))

T(M, N, KZ+1) = FO * (SKYY) + (1 - 4 * FO) * T(M, N, KZ)

40 CONTINUE

39 CONTINUE

DO 41 M=(D+1), L-1

DO 42 N=A, (A+C)

FO = ((AIYK * ADT) / (DX ** 2))

SKYY = (T(M+1, N, KZ) + T(M, N-1, KZ) + T(M, N+1, KZ) + T(M-1, N, KZ))

T(M, N, KZ+1) = FO * (SKYY) + (1 - 4 * FO) * T(M, N, KZ)

42 CONTINUE

41 CONTINUE

DO 43 M=2, (L-1)

DO 44 N=(A+C+1), K-1

FO = ((AIYK * ADT) / (DX ** 2))

SKYY = (T(M+1, N, KZ) + T(M, N-1, KZ) + T(M, N+1, KZ) + T(M-1, N, KZ))

T(M, N, KZ+1) = FO * (SKYY) + (1 - 4 * FO) * T(M, N, KZ)

44 CONTINUE

43 CONTINUE

M=1

N=A

T(M, N, KZ+1) = (T(M+1, N, KZ+1) + T(M, N-1, KZ+1)) / 2.

M=1

N=A+C

T(M, N, KZ+1) = (T(M, N+1, KZ+1) + T(M+1, N, KZ+1)) / 2.

```
KZ=KZ+1
300  CONTINUE
      TCDR=(T(1,11,KZ)+T(1,12,KZ)+T(2,11,KZ)+T(2,12,KZ))/4.
      WRITE(*,*)'SALAMURA GIRIS VE CIKIS SIC'
      READ(*,*)TSGRS,TSCKS
      TSAL=(TSGRS+TSCKS)/2.
C     WRITE(*,*)'SALAMURA ISI TASINIM'
C     READ(*,*)HSR
      HSR=109.74
      WRITE(*,*)TCDR,KZ, T(6,11,KZ)
400  CONTINUE

      DO 66 MMM=1,K
      DO 67 NNN=1,L
      WRITE(11,*) T(NNN,MMM,8000),NNN,MMM
67   CONTINUE
66   CONTINUE
      END
```

EK 2

ELAZIĞ İLİ İÇİN 1999 – 2000 – 2001 YILLARI

**DIŞ HAVA SICAKLIKLARI,
ÇEŞİTLİ DERİNLİKTEKİ TOPRAK SICAKLIKLARI
VE RÜZGAR HIZLARI
DEĞERLERİ**

METEOROLOJİK DEĞERLER (°C)	OCK. 1999	ŞUB. 1999	MRT. 1999	NİS. 1999	MAY. 1999	HAZ. 1999	TEM. 1999	AĞS. 1999	EYL. 1999	EKM. 1999	KAS. 1999	ARL. 1999
Ortalama Sıcaklık	1.8	2.9	6.4	12.0	17.9	22.7	27.6	27.5	20.6	14.2	7.2	2.9
5 cm Derin. Toprak Sıcaklığı	3.0	4.5	8.2	14.4	21.9	27.2	32.3	32.7	25.3	17.4	9.7	4.4
10cm Derin. Toprak Sıcaklığı	3.8	5.0	8.5	14.0	21.4	26.3	30.8	31.8	25.3	17.9	10.4	5.1
20cm Derin. Toprak Sıcaklığı	4.2	5.2	8.3	13.3	20.2	25.2	29.1	30.0	25.1	18.4	11.4	6.1
50cm Derin. Toprak Sıcaklığı	7.1	6.9	9.1	12.3	18.7	23.6	27.3	28.8	25.7	20.8	14.9	9.7
100cmDerin.Toprak Sıcaklığı	9.6	8.6	9.8	11.6	16.6	21.1	24.6	26.7	25.4	22.0	17.1	12.6
Rüzgar Hızı (m/sn)	1.9	3.3	2.9	2.7	3.1	2.7	2.4	2.3	2.3	2.3	2.5	2.4

METEOROLOJİK DEĞERLER (°C)	OCK. 2000	ŞUB. 2000	MRT. 2000	NİS. 2000	MAY. 2000	HAZ. 2000	TEM. 2000	AĞS. 2000	EYL. 2000	EKM. 2000	KAS. 2000	ARL. 2000
Ortalama Sıcaklık	-1.9	-2.2	3.7	13.6	17.3	23.5	29.9	26.0	20.8	12.8	7.2	2.1
5 cm Derin. Toprak Sıcaklığı	0.9	1.8	6.4	15.6	20.5	28.2	34.6	32.2	25.6	15.7	9.2	3.4
10 cm Derin. Toprak Sıcaklığı	2.0	2.4	6.5	15.6	20.2	27.3	33.4	31.8	25.7	16.4	9.8	4.1
20cm Derin. Toprak Sıcaklığı	3.1	2.9	6.3	14.9	19.5	25.4	30.5	29.9	25.3	17.5	10.7	5.2
50cm Derin. Toprak Sıcaklığı	6.8	5.0	6.8	13.3	17.7	23.0	27.5	28.5	25.3	20.1	14.2	9.2
100cmDerin.Toprak Sıcaklığı	9.7	7.5	7.9	12.0	15.8	20.3	24.3	26.3	24.7	21.3	16.4	12.1
Rüzgar Hızı (m/sn)	3.1	2.4	2.8	2.8	2.7	3	2.6	2.8	2.4	2.1	2.2	1.8

METEOROLOJİK DEĞERLER (°C)	OCK. 2001	ŞUB. 2001	MRT. 2001	NİS. 2001	MAY. 2001	HAZ. 2001	TEM. 2001	AĞS. 2001	EYL. 2001	EKM. 2001	KAS. 2001	ARL. 2001
Ortalama Sıcaklık	1.1	3.1	10.3	13.0	14.7	23.8	28.4	27.2	20.1	13.9	4.5	2.9
5 cm Derin. Toprak Sıcaklığı	3.0	4.5	11.3	15.5	18.1	17.0	33.2	32.8	26.5	17.7	-2.8	3.7
10 cm Derin. Toprak Sıcaklığı	3.5	4.9	11.2	15.5	18.0	17.4	31.8	31.9	26.5	18.2	0.4	4.4
20cm Derin. Toprak Sıcaklığı	4.2	5.2	10.7	14.8	17.4	19.8	29.5	30.1	25.8	18.9	8.4	5.4
50cm Derin. Toprak Sıcaklığı	6.7	6.7	10.1	13.9	16.3	19.7	26.8	28.5	25.6	21.0	9.7	8.4
100cmDerin. Toprak Sıcaklığı	9.3	8.6	10.1	13.1	15.3	20.1	23.9	26.4	25.1	22.2	17.0	11.6
Rüzgar Hızı (m/sn)	1.6	2.3	2.6	3.1	3	3	2.6	2.4	3.2	2	2.3	3.1

EK 3

DENEY DÜZENEĞİNDE KULLANILAN KOMPRESÖRÜN PRATİK SEÇİM TABLOSU

**TECUMSEH
EUROPE**



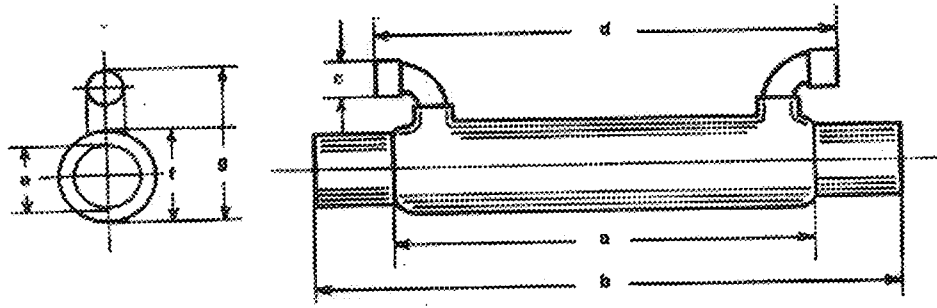
**L'UNITE
HERMETIQUE**

PRATİK SEÇİM KATALOĞU

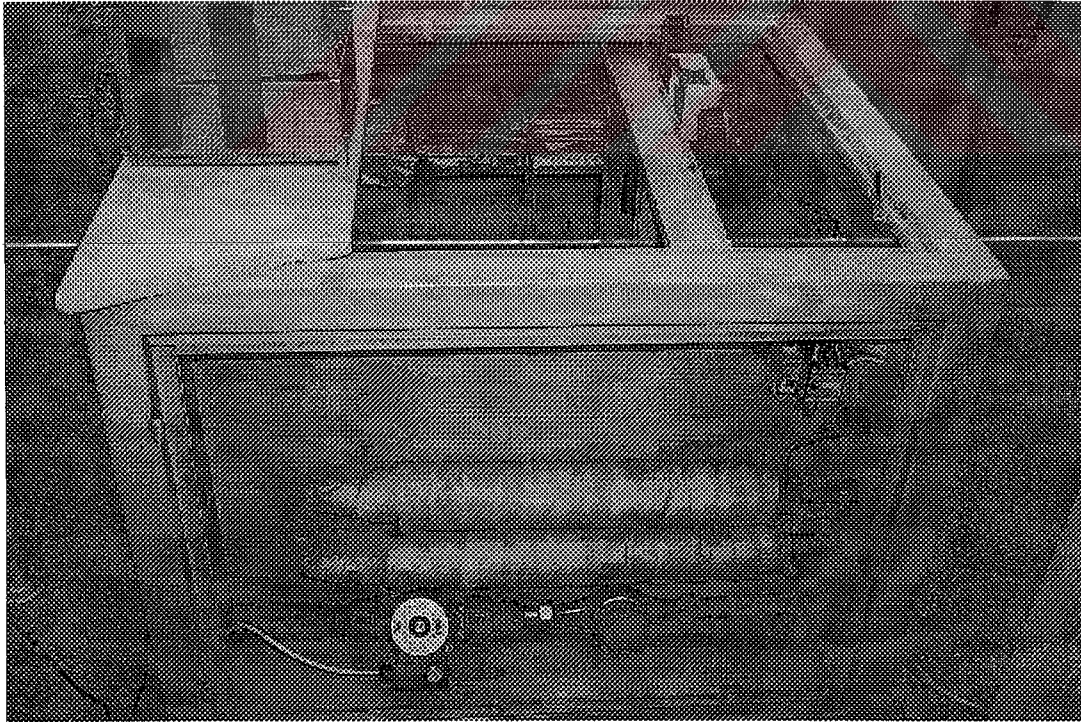
H P	T İ P	G A Z	FAZ	Kapasite (Watt) Kondansasyon=54,5 C								GÜÇ W	Çalışma A	Kalkış A	Max. A	BAĞLANTI	
				-25	-20	-15	-10	-5	0	7,2	15					emme	basma
KLİMA - AIR CONDITIONING - R.22																	
1,25	AJ 5515 E	R.22	1				1680	2169	2722	3631		1470	8.2	39.2	11	1/2	5/16
1,5	AJ 5519 E	R.22	1				2313	2894	3587	4779		2032	10.8	55	16.2	1/2	5/16
2	FH 5524 F	R.22	1				2484	3309	4279	5929		2142	10.4	59	13.5	5/8	3/8
2,5	FH 5532 F	R.22	1				3303	4327	5540	7619		2849	13.5	76	22.8	3/4	3/8
3	FH 5538 F	R.22	1				4146	5384	6848	9353		3474	16.4	93	26	3/4	3/8
3 +	FH 5542 F	R.22	1				4343	5645	7215	9951		3799	17.6	99	26.6	3/4	3/8
1,5	TAJ 5519 E	R.22	3				2313	2894	3587	4779		1914	3.9	21.5	5.4	1/2	5/16
2	TFH 5524 F	R.22	3				2484	3309	4279	5929		2120	3.7	24	5.8	5/8	3/8
2,5	TFH 5532 F	R.22	3				3303	4327	5540	7619		2763	4.59	27	7.62	3/4	3/8
3	TFH 5538 F	R.22	3				4146	5384	6848	9353		3365	5.56	34	8.43	3/4	3/8
3 +	TFH 5542 F	R.22	3				4343	5645	7215	9951		3670	6	36	9	3/4	3/8
ROTARY - R.22																	
	RK 5490E-7500Btu	R.22	1				1175	1414	1704	2208		698	3.1	18.6	5.6	1/2	5/16
	RK 5512E-9500Btu	R.22	1				1481	1779	2140	2771		939	4	19	7	1/2	5/16
	RK 5513E-11000Btu	R.22	1				1622	1972	2386	3090		983	4.3	24	6.9	1/2	5/16
	RK 5515E-12500Btu	R.22	1				1860	2276	2766	3601		1132	5.3	32	8.5	5/8	5/16
	RK 5518E-15000Btu	R.22	1				2166	2668	3242	4196		1355	6.4	33	10.2	5/8	5/16

EK 4

DENEY DÜZENEĞİNDE KULLANILAN EVAPORATÖRÜN PRATİK SEÇİM TABLOSU

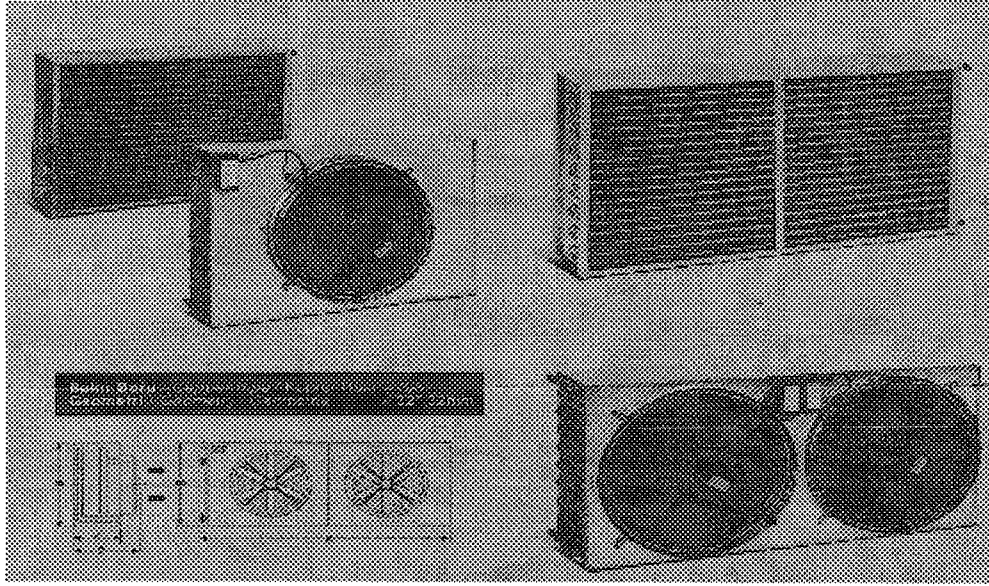


MODEL NO	Likit	Emiş	ÖLÇÜLER(mm)					KAPASİTE:10 °C Likit hattı +30 °C Kond./-10°C Evap.	
	c	e	a	b	d	f	g	FREON 12 (Kcal/h)	FREON 22 (Kcal/h)
TTE - 1	¼"	½"	250	300	280	28	40	1500	1800
TTE - 2	3/8"	5/8"	250	300	280	35	45	2000	2400
TTE - 3	3/8"	5/8"	300	400	330	50	100	5000	6000
TTE - 4	3/8"	¾"	400	500	450	50	110	7000	8000
TTE - 5	½"	1"	500	600	560	50	115	9000	12000
TTE - 6	½"	1 1/8"	600	700	660	50	120	11000	14000



EK 5

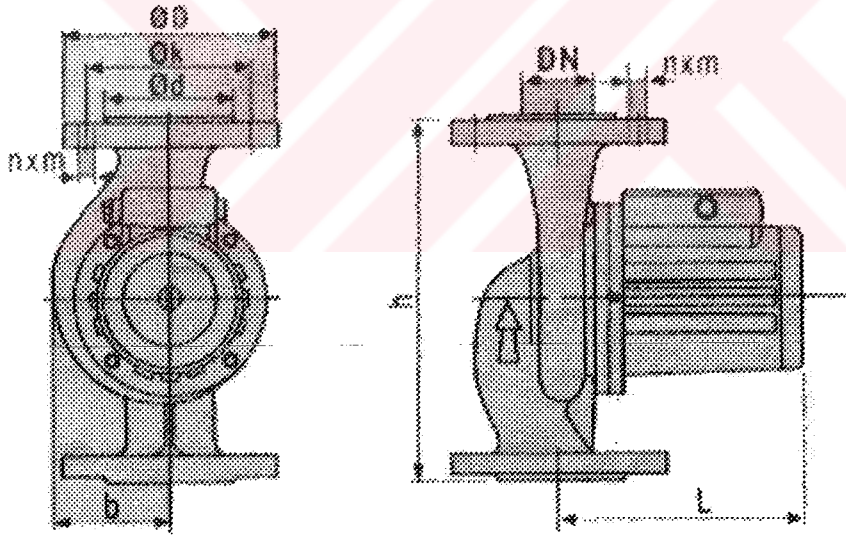
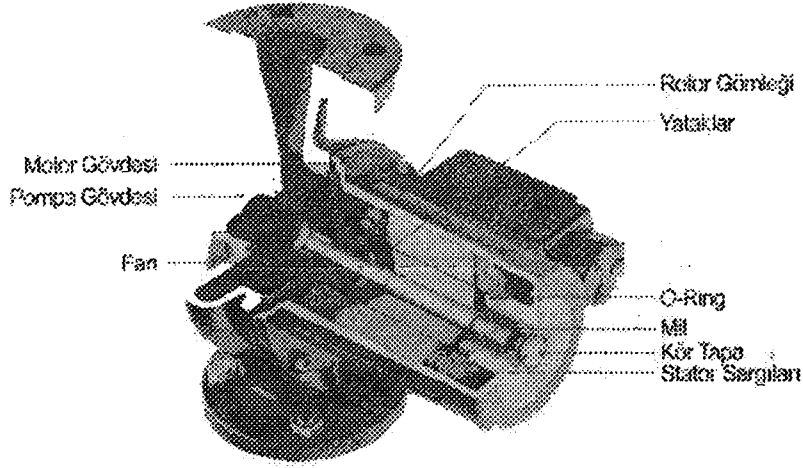
DENEY DÜZENEĞİNDE KULLANILAN KONDENSERİN PRATİK SEÇİM TABLOSU



Model	Kapasite		Yüzey	Fan			Bağlantılar		Boyutlar			
				Çapı	Debisi	Gücü	Giriş	Çıkış	A	B	C	D
	Watt	Kcal/h		mm	m ³ /h	Watt	mm	mm	mm	mm	mm	mm
HS 10	3.770	3.240	10.0	350	2.350	145	19	16	535	400	180	360
HS 12	4.180	3.590	11.6	350	2.500	145	19	16	605	400	180	360
HS 16	5.780	4.970	15.5	400	3.650	185	19	16	605	530	220	380
HS 20	7.210	6.200	20.6	400	3.500	185	22	19	610	530	220	420
HS 25	9.030	7.760	25.5	450	4.500	225	22	19	660	590	220	420
HS 30	11.000	9.460	29.9	500	5.800	345	22	19	760	590	220	420
HS 35	12.200	10.490	35.3	500	6.030	345	22	19	880	590	220	420
HS 40	15.300	13.160	40.5	2*450	8.250	2*225	22	19	1.110	530	220	420
HS 45	16.700	14.360	45.6	2*450	8.610	2*225	22	19	1.110	590	220	420
HS 50	17.800	15.310	50.9	2*450	8.730	2*225	28	22	1.235	590	220	420
HS 64	23.300	20.030	63.6	2*500	10.500	2*345	28	22	1.235	590	280	480
HS 72	25.000	21.500	72.6	2*500	11.030	2*345	28	22	1.395	590	280	480

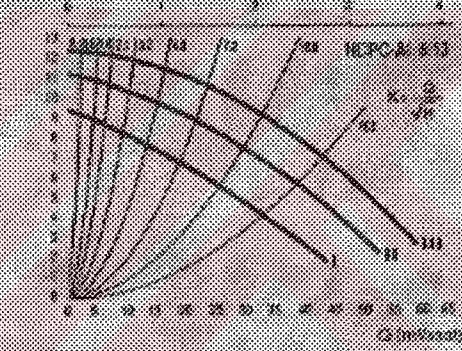
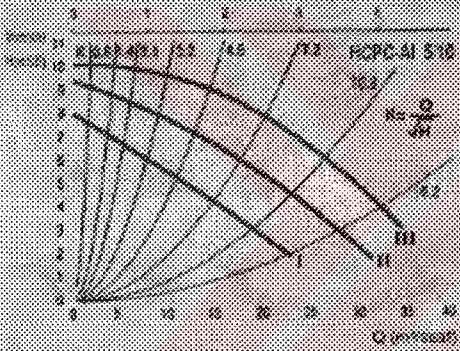
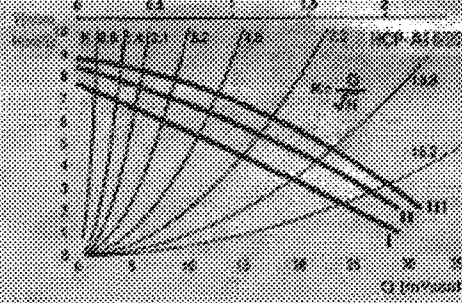
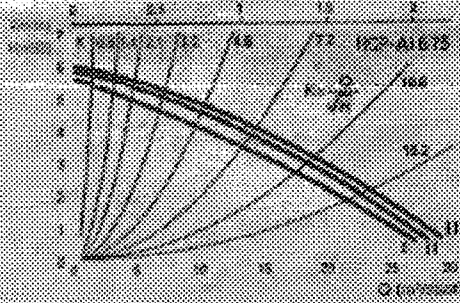
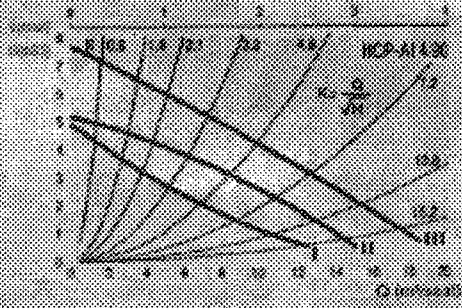
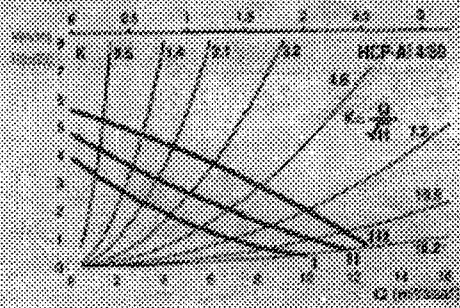
EK 6

DENEY DÜZENEĞİNDE KULLANILAN SİRKÜLASYON POMPASININ ÖZELLİKLERİ

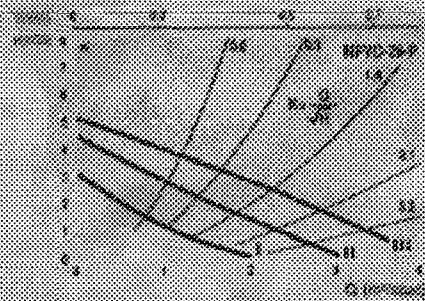


HCPC-AI

Üç Hızlı Pompalar



K - Eğri : Test karakteristik eğri
V (mV) : Test su hızı



K - Eğri : Test karakteristik eğri
V (mV) : Test su hızı

EK 7

DENEY DÜZENEĞİNDE KULLANILAN KURUTUCUNUN PRATİK SEÇİM TABLOSU



PRATİK SEÇİM KATALOĞU

BAGLANTI			BAGLANTI	KAPASİTE KW +30 , -15		
UCU	TİP	BOY	TİPİ	R 32407C	R 134A	R 404 A
FRANSIZ MALI RAKORLU VE KAYNAKLI DRAAYERLER						
1/4	DCY 092	ORTA	RAKORLU	4.4 - 7.4	4.1 - 6.6	2.9 - 4.6
3/8	DCY 083	KÜÇÜK	RAKORLU	11 - 13.5	10.3 - 12.1	7.2 - 12
3/8	DCY 163	BÜYÜK	RAKORLU	13.3 - 22.2	12.5 - 20.3	12.3 - 14.4
1/2	DCY 084	KÜÇÜK	RAKORLU	14 - 23.4	13 - 21.7	9.1 - 15.2
1/2	DCY 164	ORTA	RAKORLU	15.7 - 26.2	14.5 - 24.2	10.2 - 17
1/2	DCY 304	BÜYÜK	RAKORLU	17 - 28.3	15.7 - 26.2	11.1 - 15.4
1/2	DCY 414	EXTRA	RAKORLU	18.5 - 30.8	17.1 - 28.5	11 - 20
5/8	DCY 185	ORTA	RAKORLU	25.8 - 43.1	23.9 - 39.9	16.5 - 28
5/8	DCY 305	BÜYÜK	RAKORLU	26.5 - 48.2	27.4 - 45.6	19.2 - 32.1
5/8	DCY 415	EXTRA	RAKORLU	31 - 51.7	28.7 - 47.9	23.7 - 31.7
7/8	DCY 307 S	BÜYÜK	KAYNAKLI	40.5 - 67.7	37.6 - 62.7	26.4 - 44.1
7/8	DCY 417 S	EXTRA	KAYNAKLI	48 - 80	44.5 - 74.1	31.2 - 52.1
3/4	DCY 758	MAXIMUM	RAKORLU	36.5 - 61.5	34.2 - 57	24 - 40.1
KARTUŞ	CCY 48 HP	DRAAYER	Yüksek Kapasite			
KARTUŞ	CCY 48 J	FILTRE	METAL TEL			

EK 8

DENEY DÜZENEĞİNDE KULLANILAN GÖZETLEME CAMININ PRATİK SEÇİM TABLOSU

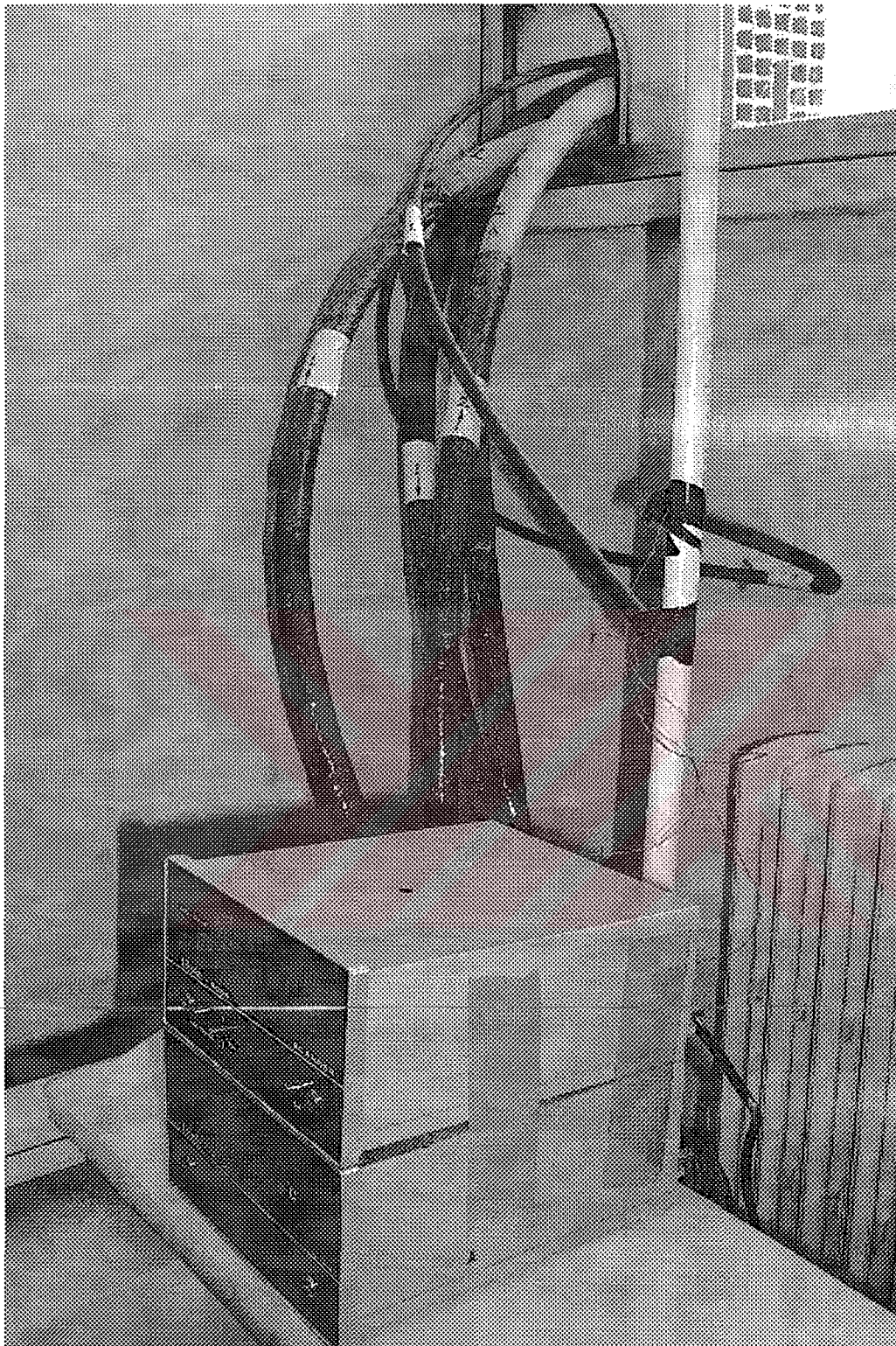


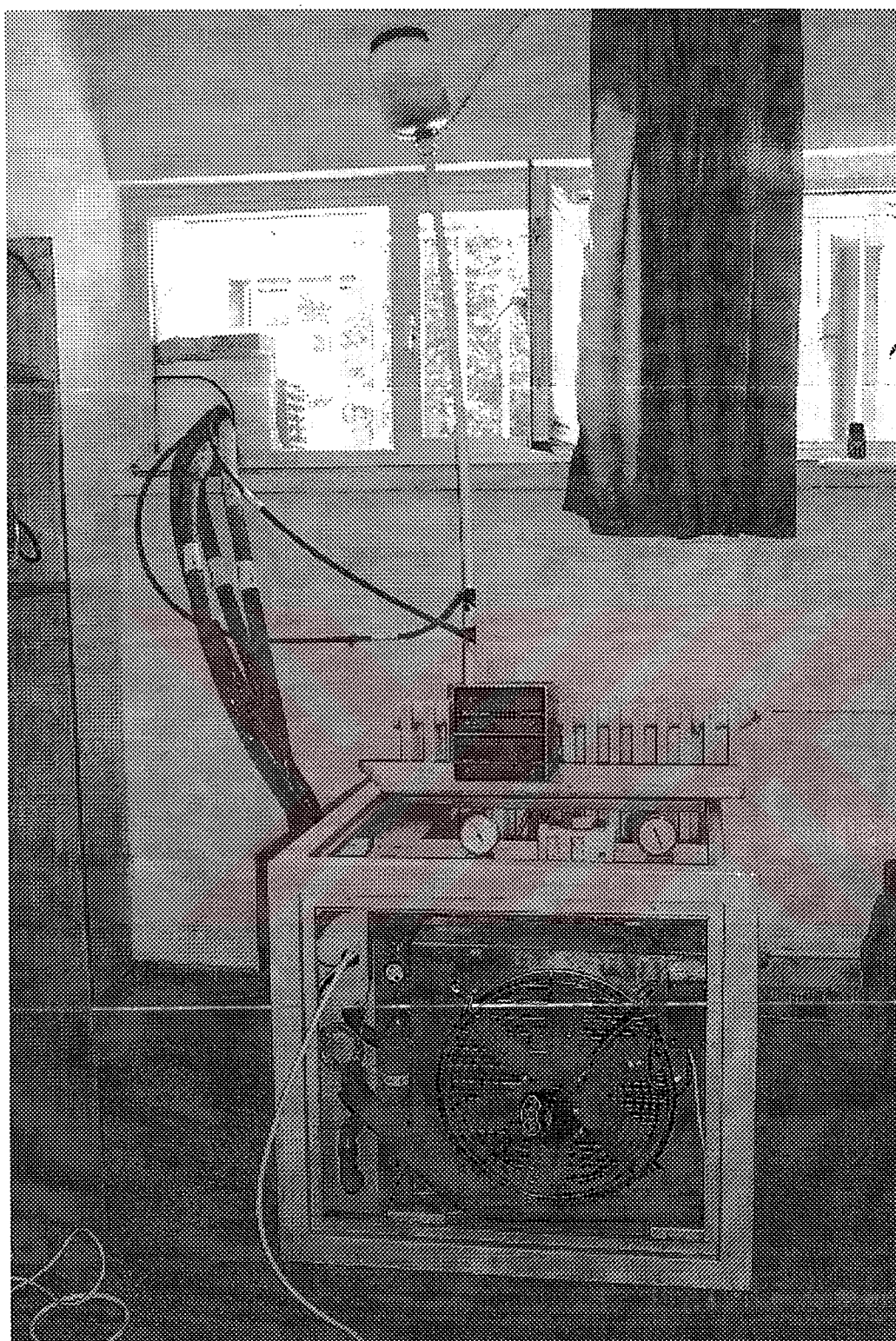
R 22 gear 1000-1150mg
R 401A 1000-550mg
R 130 A 600-800mg

EK 9

**DENEY DÜZENEGİNDE KULLANILAN
VANALI KOLLEKTÖRÜN
SICAKLIK ÖLÇERİN
VE
TOPRAĞA SERİLİ
BORULARIN
ODAYA BAĞLANTI
FOTOĞRAFLARI**







EK 10

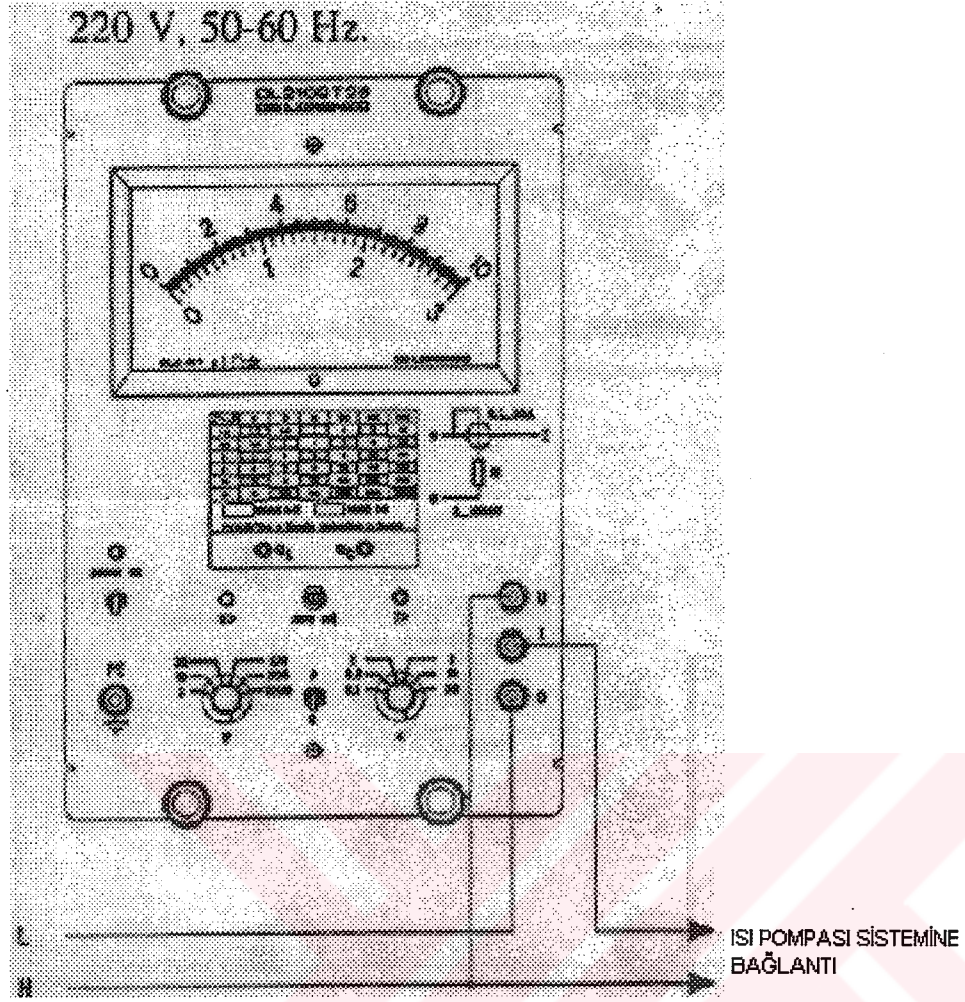
**DENEY DÜZENEGİNDE KULLANILAN
GERİLİM ÖLÇER VE AKIM ÖLÇERİN
FOTOĞRAFLARI
İLE
GÜÇ ÖLÇER VE $\cos\phi$ ÖLÇERİN
ŞEMATİK GÖRÜNÜMÜ**



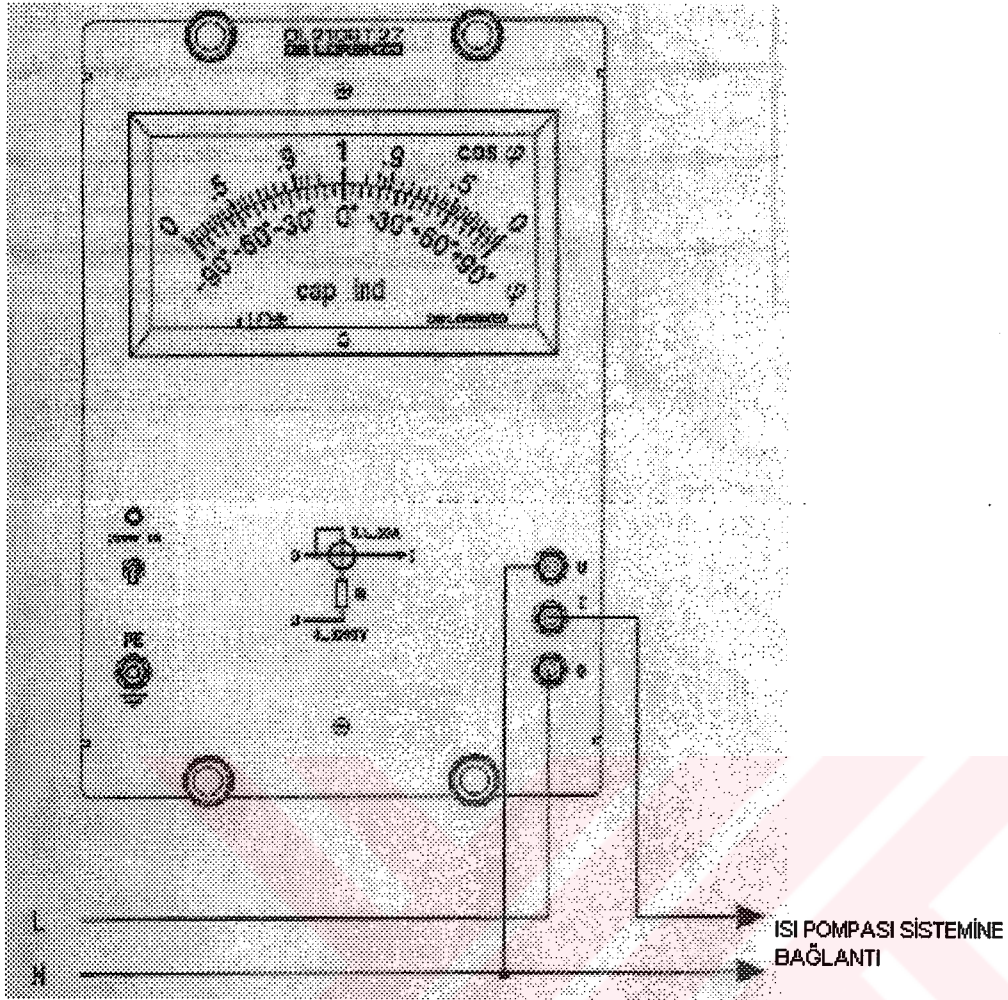
GERİLİM VE AKIM ÖÇLERİN FOTOĞRAFI

10/15

10/15



GÜÇ ÖLÇERİN ŞEMATİK GÖRÜNÜMÜ



COSφ ÖLÇERİN ŞEMATİK GÖRÜNÜMÜ