

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

**FAZ DEĞİŞİMLİ SÜREÇLERDE EKSERGO EKOLOJİK ANALİZİN SAYISAL
OLARAK İNCELENMESİ**

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

BURAK TEVFİK DOĞAN

**DANIŞMAN
Prof. Dr. OLCAY KINCAY**

İSTANBUL, 2011

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**FAZ DEĞİŞİMLİ SÜREÇLERDE EKSERGO EKOLOJİK ANALİZİN SAYISAL
OLARAK İNCELENMESİ**

Burak Tefik DOĞAN tarafından hazırlanan tez çalışması 14.10.2011 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Prof. Dr. Olcay KINCAY
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Olcay KINCAY
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Düriye BİLGE
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Zafer UTLU
İstanbul Aydın Üniversitesi

Bu alışma, Yıldız Teknik Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinatörlüğü' nün 1245A numaralı projesi ile desteklenmiştir.

ÖNSÖZ

Teknolojinin hızlı gelişmesine bağlı olarak yaşam standartları artmış; ihtiyaçlar lüks olmaktan çıkarak zorunluluk haline gelmiştir. Dolayısıyla hem sanayide hem de konutlarda enerjiye olan talep sürekli artmaktadır. Enerji tüketimindeki bu hızlı artış ve enerji talebinin şu an için fosil yakıtlarla karşılanıyor olması nedeniyle enerjiyi etkin ve aynı zamanda çevreye en az zarar verecek şekilde tüketme zorunluluğu günümüzün en önemli problemlerinden biri olmuştur.

Bu noktada yarınlarımızın güvenliği ve sağlığında en önemli faktörlerin enerji ile ilintili olduğu ortadadır. Bu yüzden özellikle yenilenebilir enerji kaynakları ile beraber kullanılabilecek alternatif teknolojiler geliştirilmeli ve bu sistemlerin sanayi ve günlük yaşamda kullanılabilirliğini sağlayacak çalışmalara ağırlık verilmelidir.

Lisans ve yüksek lisans eğitim hayatım boyunca bilgi ve deneyimlerinden yararlandığım, tez çalışmalarımı yöneterek tamamlanmasında büyük emeği olan tez danışmanım Sayın Prof. Dr. Olcay Kıncay'a, kendi çalışmaları için ayırdığı zamandan fedakarlıkta bulunarak büyük bir içtenlikle bilgi ve manevi destekte bulunan Arş. Gör. Uğur Akbulut'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Hayatımın her kademesinde yaptıkları karşılıksız iyilik ve güzelliklerle beni bugünlere getiren, verdikleri destekle beni sürekli motive eden aileme minnettarım. Ayrıca öğrenim hayatım boyunca aynı yolda ilerlediğimiz, insani değerleriyle her zaman destek aldığım Sayın Gökhan Aktepe'ye teşekkür etmek isterim.

Ekim, 2011

Burak Tevfik DOĞAN

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ.....	x
KISALTMA LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xiv
ÇİZELGE LİSTESİ	xvi
ÖZET	xvii
ABSTRACT.....	xix
BÖLÜM 1 GİRİŞ	21
1.1 Literatür Özeti	21
1.2 Tezin Amacı	24
1.3 Hipotez	26
BÖLÜM 2 ISI POMPASI.....	27
2.1 Isı Pompasının Çalışma Prensibi ve Temel Bileşenleri	28
2.1.1 İdeal Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimi	29
2.1.2 Gerçek Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimi	30
2.1.3 Isı Pompasının Verimi	31
2.2 Soğutucu Akışkanlar	34
2.2.1 Soğutucu Akışkanların Genel Özellikleri.....	35
2.2.2 Soğutucu Akışkanların Çevreye Etkisi	36
2.3 Sıcak ve Soğuk Kaynaklar	37
2.4 Isı Pompası Türleri.....	39

BÖLÜM 3 TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASI TOPRAK DEVRESİ	40
3.1 Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sistemlerinin Özellikleri.....	41
3.2 TKIP Uygulamasının Avantajları ve Dezavantajları	43
3.3 Toprak Isı Değiştirici Tipleri	45
3.3.1 Dikey Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompaları (DTKIP)	47
3.3.1.1 Seri Çevrim	48
3.3.1.2 Paralel Çevrim	49
3.3.2 Yatay Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompaları (YTKIP)	49
3.4 Toprak Isı Değiştiricisi Seçimi	50
3.4.1 Yöresel Etkenler	51
3.4.2 Ekonomik Etkenler	51
3.5 Toprak Özellikleri	52
3.5.1 Toprak İyileştirme Yöntemleri.....	53
3.6 Toprak Isı Değiştiricisi Boru Malzemeleri.....	53
3.7 Salamuralar	54
3.8 Dikey Toprak Isı Değiştiricisinin Boyutlandırılması	56
3.8.1 Ortalama Toprak Sıcaklığı.....	57
3.8.2 Sisteme Su Giriş Sıcaklığı	57
3.8.3 Toprağın Isıl Direnci	57
3.8.4 Boru Isıl Direnci	57
3.8.5 Çalışma Faktörü	58
3.8.6 Toprak Isı Değiştiricisi Boyu Hesabı.....	58
BÖLÜM 4 PANEL ISITMA VE SOĞUTMA SİSTEMLERİ	60
4.1 Radyant Hidronik Panel Sistemler	61
4.1.1 Radyant Hidronik Duvar Panelleri	62
4.2 Isıl Radyasyonun İlkeleri.....	63
4.3 Panel Sistemlerin Avantajları ve Dezavantajları	64
4.4 Panel Yüzeylerden Isı Transferi	65
4.4.1 Isıl Radyasyonla Isı Transferi	65
4.4.2 Doğal Konveksiyonla Isı Transferi.....	68
4.4.3 Birleşik Isı Akısı (Isıl Radyasyon ve Doğal Konveksiyon)	70

BÖLÜM 5 TERMODİNAMİK BAĞINTILAR	72
5.1 Kütlenin Korunumu yasası	73
5.2 Termodinamiğin I. Yasası	73
5.2.1 Enerji Denklemleri	73
5.2.2 I. Yasa Verimi	74
5.3 Termodinamiğin II. Yasası	74
5.3.1 Ekserji Denklemleri	75
5.3.2 Tersinir iş ve tersinmezlik	77
5.3.3 Ekserji yıkımı	78
5.3.4 II. Yasa Verimi	79
BÖLÜM 6 YILDIZ YENİLENEBİLİR ENERJİ EVİ	80
6.1 Tasarım Şartları	81
6.2 DTKIP İle Duvardan İklimlendirme Sistemi	82
6.2.1 Genel Sistem İçin Enerji ve Ekserji Denklemleri	84
6.3 Toprak Devresi	84
6.3.1 Etilen Glikol Özellikleri ve Çevreye Etkisi	85
6.3.2 Toprak Devresi İçin Enerji ve Ekserji Denklemleri.....	86
6.3.3 Pompa_1 İçin Enerji ve Ekserji Denklemleri.....	87
6.3.4 Toprak Altı Boruları İçin Enerji ve Ekserji Denklemleri.....	88
6.4 Isı Pompası	89
6.4.1 R410A Özellikleri ve Çevreye Etkisi	90
6.4.2 Isı Pompası İçin Enerji ve Ekserji Denklemleri.....	90
6.4.3 Kompresör İçin Enerji ve Ekserji Denklemleri	92
6.4.4 Kondenser İçin Enerji ve Ekserji Denklemleri.....	93
6.4.5 Kısılma Vanası İçin Enerji ve Ekserji Denklemleri	94
6.4.6 Evaporatör İçin Enerji ve Ekserji Denklemleri	95
6.5 Akümülayon Tankı Devresi	96
6.5.1 Akümülayon Tankı Devresi İçin Enerji ve Ekserji Denklemleri	96
6.5.2 Pompa_2 İçin Enerji ve Ekserji Denklemleri.....	97
6.5.3 Akümülayon Tankı İçin Enerji ve Ekserji Denklemleri.....	98
6.6 Duvardan İklimlendirme Devresi	99
6.6.1 Duvardan İklimlendirme Devresi İçin Enerji ve Ekserji Denklemleri.....	100

6.6.2	Pompa_3 İçin Enerji ve Ekserji Denklemleri.....	101
6.6.3	Duvar Panelleri İçin Enerji ve Ekserji Denklemleri	102
BÖLÜM 7 EKSERGO EKOLOJİK ANALİZ.....		103
7.1	Metodoloji	103
7.1.1	Eksergo Ekonomik Analiz Metodolojisi	104
7.1.2	Eksergo Ekolojik Analiz Metodolojisi.....	104
7.2	Uygulama	107
7.2.1	Toprak Altı Devresi	110
7.2.1.1	Pompa 1	110
7.2.1.2	Toprak Altı Boruları	112
7.2.1.3	Evaporatör (Su Tarafı)	113
7.2.2	Isı Pompası Devresi	114
7.2.2.1	Kompresör	114
7.2.2.2	Kondenser (Soğutucu Akışkan Tarafı)	116
7.2.2.3	Kısılma Vanası	117
7.2.2.4	Evaporatör (Soğutucu Akışkan Tarafı)	118
7.2.3	Akümülayon Tankı Devresi	119
7.2.3.1	Pompa 2	119
7.2.3.2	Kondenser (Su Tarafı)	120
7.2.3.3	Akümülayon Tankı (Akümülayon Devresi)	122
7.2.4	Duvar Devresi	123
7.2.4.1	Pompa 3	123
7.2.4.2	Duvar dan İklimlendirme Boruları	124
7.2.4.3	Akümülayon Tankı (Duvar Devresi)	126
BÖLÜM 8 SONUÇ		128
KAYNAKLAR		133
ÖZGEÇMİŞ		137

SİMGE LİSTESİ

A	Alan [m^2]
B	Çevresel etki [mPts/s]
b	Birim ekserji başına çevresel etki [mPts/kJ]
C	Soğutma
c_p	Özgül ısı [kJ/kg°C]
D	Çapı [m]
E	Toplam enerji [kJ]
Ex	Ekserji [kW]
F	Faktör; Açı faktörü; Çalışma faktörü
g	Yer çekimi ivmesi [m^2/s]
H	Duvar panelinin yüksekliği [m]; Isıtma
h	Isı taşınım katsayısı [$W/m^2.K$] , Entalpi [kJ/kg]
I	Tersinmezlik [kW]
J	Radyosite (Işınım) [W/m^2]
L	Boru boyu [m]
m	Kütle [kg]
Q	Bir sisteme giren veya çıkan ısı enerjisi [kJ]
q	Isıl akı [W/m^2]; Birim kütle için giren veya çıkan ısı enerjisi [kJ/kg]
P	Basınç [Bar]
R	Isıl direnç [$W/m^2.K$]
S	Entropi [kJ/K]
s	Entropi, birim kütle için [kJ/kg.K]
T,t	Sıcaklık [K, °C]
U	Isı iletim katsayısı [W/m^2K], iç enerji [kJ]
u	İç enerji, birim kütle için [kJ/kg]
V	Hacim [m^3]
W	Bir sisteme giren veya çıkan iş [kJ]
w	Bir sistemin birim kütlesi için giren veya çıkan iş [kJ/kg]
Y	Parça bazlı çevresel etki
z	Yükseklik [m]

ALT İNDİSLER

0	Çevre hali
A	Akümülayon tankında transfer edilen
a	İç mahal
Ad	Akümülayon devresinde dolaşan su

akü	Akümülayon tankı
akü_d	Akümülayon tankı devresi
b	Boru
C	Soğutma sezonu
c	Konveksiyon (Taşınım)
çık	Çıkan
D	Duvar; Duvardan transfer edilen
DT	Toprak için yılın en düşük değeri
duvar	Duvarda bulunan radyant hidronik paneller
duvar_d	Duvar devresi
e	Elektrik; Eşdeğer
evap	Evaporatör
gir	Giren
H	Yüksek sıcaklıktaki ortama verilen, Isıtma sezonu
IP	Isı pompası
j	Proses akış noktası
k	Parça, komponent
KH	Kontrol hacmi
kond	Kondenser
komp	Kompresör
kv	Kısılma vanası
L	Düşük sıcaklıktaki ortam; Düşük sıcaklıktaki ortamdan çekilen
o	Dış mahal
p	Panel yüzeyi
p-r	Panel yüzeyi ile düşünsel yüzey arasındaki ilişki
pj	Panel yüzeyi ile mahalde bulunan belirli bir yüzey arasındaki ilişki
p1	Pompa 1
p2	Pompa 2
p3	Pompa 3
r	Radyasyon; Düşünsel yüzey
r,c	Radyasyon ve konveksiyon
Sa	Soğutucu akışkan
SM	Soğutma makinesi
T	Toprak; Toprakla ilişkili olan
t	Toprak
th	Isıl
tr	Tersinir
u	Dış mahale bakan duvarın iç yüzeyi
y	Yararlı; Mahalde bulunan panel yüzeyleri dışındaki herhangi bir yüzey
YT	Toprak için yılın en yüksek değeri

YUNAN HARFLERİ

η	Verim [%]
ε	Yayıcılık
σ	Stephan Boltzman katsayısı [$5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$]
ρ	Yoğunluk [kg/m^3]
υ	Özgöl hacim [m^3/kg]

ϕ	Kapalı bir sistemde birim kütle için ekserji değişimi [kW]
ψ	Açık bir sistemde birim kütle için ekserji değişimi [kW]

KISALTMA LİSTESİ

AIEE	Amerikan Elektrik Mühendisleri Enstitüsü
ASTM	Amerikan Materyal Testleri Topluluğu
AUST	Alan Ağırlıklı Ortalama Sıcaklık
BYES	Birleşik Yenilenebilir Enerji Sistemi
CExC	Toplam Ekserji Harcaması
CFC	Kloro-Floro-Karbon
COP	Etkinlik Katsayısı
CRF	İlk Yatırım Düzenleme Faktörü
DTKIP	Dikey Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompası
GWP	Küresel Isınma Faktörü
G-7	Dünyanın En Zengin 7 Ülkesi Grubu
HCFC	Hidro-Kloro-Floro-Karbon
IP	Isı pompası
KE	Kinetik Enerji
MRT	Ortalama Radyant Sıcaklık
ODP	Ozon Delme Faktörü
OT	Etkin Sıcaklık
PE	Potansiyel Enerji
TKIP	Toprak Kaynaklı Isı Pompası
YTKIP	Yatay Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompası
YTÜ	Yıldız Teknik Üniversitesi
YYEE	Yıldız Yenilenebilir Enerji Evi

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 Isı pompası ve soğutma makinesi çalışma prensibi.....	28
Şekil 2.2 İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin düzeni ve T-s diyagramı	29
Şekil 2.3 Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin düzeni ve T-s diyagramı.....	30
Şekil 2.4 Isı pompasının çalışma prensibi.....	32
Şekil 3.1 TKIP basit sistem şeması.....	41
Şekil 3.2 Yıllık toprakaltı sıcaklık değişimleri	42
Şekil 3.3 Toprak altı devresinin toprakla yaptığı ısı alışverişi.....	43
Şekil 3.4 Açık çevrimli sistem örneği	46
Şekil 3.5 Dikey tip toprak kaynaklı ısı pompası	47
Şekil 3.6 Kesit geometrilerine göre dikey toprak ısı değiştiricileri.....	47
Şekil 3.7 Salamuranın akış yollarına göre dikey toprak değiştiricileri.....	48
Şekil 3.8 Yatay tip toprak kaynaklı ısı pompası	50
Şekil 4.1 Radyant hidronik duvar paneli	62
Şekil 4.2 Bir yüzeye gelen ışıının yansıması, yutulması ve geçirilmesi	63
Şekil 4.3 Isıtılan duvar, döşeme ve tavan yüzey panellerinde radyasyon ısı akısı	67
Şekil 4.4 Soğutulmuş tavan veya duvar panelinde radyasyonla ısı çekimi	68
Şekil 4.5 Döşeme, tavan veya duvar panel yüzeylerinden doğal taşınım ile ısı transferi	69
Şekil 4.6 İç yüzey sıcaklığı ile toplam ısı transferi katsayısı arasındaki ilişki	70
Şekil 4.7 Havanın kuru termometre sıcaklığının 21°C'den farklı değerleri için iç yüzey sıcaklığı düzeltimi.....	71
Şekil 6.1 Yıldız Yenilenebilir Enerji Evi.....	80
Şekil 6.2 Genel sistem şeması	83
Şekil 6.3 YYEE DTKIP Toprak devresinin sondaj ve yerleştirme çalışmaları.....	85
Şekil 6.4 Toprak altı yer devresi sistem şeması	86
Şekil 6.5 Pompa 1 sistem şeması	87,110
Şekil 6.6 Toprak altı boruları sistem şeması.....	88,112
Şekil 6.7 Heliotherm HP08S10W-R-WEB ısı pompası	89
Şekil 6.8 Isı pompası sistem şeması	91
Şekil 6.9 Kompresör sistem şeması.....	92,114
Şekil 6.10 Kondenser sistem şeması	93
Şekil 6.11 Kısılma vanası sistem şeması	94,117
Şekil 6.12 Evaporatör sistem şeması	95
Şekil 6.13 Akümülayon tankı devresi sistem şeması	96
Şekil 6.14 Pompa 2 sistem şeması	97,119
Şekil 6.15 Akümülayon tankı sistem şeması.....	98

Şekil 6.16 Duvardan ısıtma-soğutma panelleri	99
Şekil 6.17 Duvardan ısıtma-soğutma panelleri sistem şeması	100
Şekil 6.18 Pompa 3 sistem şeması	101,123
Şekil 6.19 Duvar panelleri sistem şeması.....	102,124
Şekil 7.1 Eksergo ekonomik ve eksergo ekolojik analizlerin analojisi.....	104
Şekil 7.2 Eko-indikatör 99 analizlerin metolojisi	105
Şekil 7.3 Evaporatör sistem şeması.....	113
Şekil 7.4 Kondenser (soğutucu akışkan tarafı) sistem şeması	116
Şekil 7.5 Evaporatör (soğutucu akışkan tarafı) sistem şeması.....	118
Şekil 7.6 Kondenser (su tarafı) sistem şeması.....	120
Şekil 7.7 Akümülayon tankı sistem şeması.....	122
Şekil 7.8 Akümülayon tankı sistem şeması.....	126
Şekil 8.1 Günlük ortalama veriler.....	128
Şekil 8.2 Sistem elemanlarının ekserji verimlilik ve yıkım karşılaştırması	130
Şekil 8.3 Parça bazlı çevresel etkiler ve ekserji yıkımına bağı çevresel etkiler	131

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2.1 Soğutucu akışkanların çevreye etkileri	36
Çizelge 3.1 Topraktaki bazı materyallerin ısı karakteristikleri	52
Çizelge 3.2 Toprak türlerinin ısı karakteristikleri	53
Çizelge 3.3 Boru malzemelerinin özellikleri	54
Çizelge 3.4 Salamuralara ait fiziksel özellikler	55
Çizelge 6.1 YYEE yapı elemanları ısı transfer katsayısı ve alanları	81
Çizelge 6.2 İstanbul için tasarım şartları	82
Çizelge 6.3 Mahallere döşenen boru uzunlukları	93
Çizelge 7.1 Bazı emisyon, kaynak veya ürünlerin Eko-indikatör 99 puanları	106
Çizelge 7.2 Noktasal ekserji değerleri	109
Çizelge 8.1 Noktasal enerji ve ekserji değerleri	129
Çizelge 8.2 Sistem elemanlarının verimlilik ve ekserji yıkım değerleri	129
Çizelge 8.3 Noktasal çevresel etki ve çevresel etki oranı değerleri	130
Çizelge 8.4 Sistem elemanlarının çevresel etki değerleri	131

FAZ DEĞİŞİMLİ SÜREÇLERDE EKSERGO EKOLOJİK ANALİZİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Burak Tevfik DOĞAN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Olcay KINCAY

Yıldız Teknik Üniversitesi, ‘Temiz Enerji ve Yenilenebilir Enerji Kaynaklarının Etkin Kullanımı’ konusunda yapılan çalışmalara deneysel bir katkıda bulunmak amacı ile Yıldız Yenilenebilir Enerji Evi’ni Davutpaşa Yerleşkesi’nde kurmuştur. Isıtmada düşük sıcaklık rejimi ile duvardan ısıtma yöntemi uygulanarak yenilenebilir kaynakların optimum olarak kullanılması ve tesisattaki cihazların minimum enerji tüketimi ile çalıştırılması amaçlanmıştır. Bu proje Birleşik Yenilenebilir Enerji Sistemi (BYES) olarak adlandırılmış; rüzgar enerjisi, güneş enerjisi, toprak kaynaklı dikey tip ısı pompası ve ısı enerji depolama sistem bileşenlerinin birbirlerini destekleyici ve tamamlayıcı olarak çalışarak ısıtma, soğutma ve elektrik ihtiyaçlarının karşılanması hedeflenmiştir.

Sistemlerin etkinliğini doğru olarak belirleyebilmek için enerji verimliliğinin yanı sıra ekserji verimliliğinin de hesaplanması gereklidir. Bununla birlikte yenilenebilir enerji sistemlerinin çevresel etkilerini doğru gözlemleyebilmek yaşam döngüsü analizi ile mümkün olmaktadır. Yaşam döngüsü analizi ilgili cihazın üretim sürecini, işletme sürecini ve ömrünü doldurduktan sonra tasviye sürecini bir bütün olarak inceler. Konvansiyonel sistemlerin yenilenebilir enerji sistemleri ile değiştirilmesi sırasında birden fazla alternatif bulunmaktadır ve hangi sistemin daha uygun olduğu konusunda bir seçim yapabilmek için sistemlerin eksergo ekoloji analizinin yapılması gereklidir.

Sistemlerin çevresel etkilerini karşılaştırmalı bir şekilde algılayabilmek için ekserji verimliliğine bağlı eko-indikatörler (ekonomik ve ekolojik göstergeler) kullanılmaktadır. Eko-indikatörler insan sağlığı, ekosistem kalitesi ve doğal kaynaklara yönelik yıkımları metodolojik olarak belirleyebilmemizi sağlar. Çeşitli çalışma grupları tarafından

oluşturulmuş farklı metodlar bulunmaktadır. Bu metodlar kullanılarak sistemin kullanılacağı bölgeye ve ÷lkeye ait yerel verilerle çevresel etkiler hesaplanabilmektedir.

Bu çalışmada “Eko-indikatör 99” metodu kullanılarak Yıldız Yenilenebilir Enerji Evi’nde kullanılan iklimlendirme sisteminin çevresel etkileri analiz edilmiştir. Bunun için öncelikle sistemin tamamına ait ekserji akımları oluşturulmuş; bu ekserji akımları eko-indikatör 99 metoduna ait puanlar ile ilişkilendirilip her bir parça için çevresel etki oranları çıkartılmıştır. Yapılan analiz sonucunda gör÷lmüştür ki sistemin en fazla çevresel etki meydana getiren parçası kompresördür, aynı zamanda ekserji verimliliği en düşük parça yine kompresör olarak belirlenmiştir. Bununla birlikte genel sisteme bakıldığında çevresel etki oranı en yüksek olan ikinci sistem parçası toprak altı borularıdır. Buradan yola çıkarak toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinde öncelikli olarak kompresör ve toprak altı borular ile ilgili geliştirmelere yönelik çalışmalar yapılması gerektiği söylenebilir.

Anahtar Kelimeler: Eksergo ekoloji, Yıldız Yenilenebilir Enerji Evi, Toprak kaynaklı ısı pompası, Duvardan ısıtma ve soğutma sistemi

**NUMERICAL STUDY OF EXERGO ENVIRONMENTAL ANALYSIS AT PHASE
CHANGE PROCESSES**

Burak Tevfik DOĞAN

Mechanical Engineering
M.Sc. Thesis

Advisor: Prof. Dr. Olcay KINCAI

Yildiz Technical University has built the Yildiz Renewable Energy House in Davutpasa Campus to support on the studies 'Clean Energy and Effective Usage of Renewable Energy Resources'. Optimum usage of renewable energy resources by using low temperature wall heating systems and minimum energy consumption were aimed. This project is called as Combined Renewable Energy System (CRES); wind power, solar power, ground source heat pump and heat storage systems will work together and provide heating, cooling and electricity.

It is necessary to calculate exergy efficiency as well as energy efficiency to decide on the systems performance. Also, determining environmental impacts of the systems is only possible by life cycle analysis. Life cycle analysis consists of manufacturing process, operation process and waste process of the product. There are generally several different options while changing conventional systems to renewable systems. To make the right choice it is necessary to make exergo environmental analysis.

Eco-indicators (economic and ecologic), based on the exergy flows, are used to perceive the comparative environmental impacts of the systems. Eco-indicators allows us to determine the destructions on human health, ecosystem quality and natural resources. There are several methods created by different work groups. It is available to study on the environmental impacts of the systems by region or country conditions.

In this study, environmental impacts of the air conditioning system in Yildiz Renewable Energy House is analyzed. At first, exergy flows were determined and analyzed; after, these exergy flows were matched with the Eco-indicator 99 environmental impact points and environmental impact rates are calculated. It is seen that compressor has the maximum environmental impact rate, also compressor is the worst component on

the exergy efficiency. In the whole system, ground source pipes are the second on the placement of environmental impact rates. It is clear that in ground source heat pump systems the research and development studies must be focused on the compressors and ground source heat exchanger components.

Key words: Exergoenvironmental, Yildiz Renewable Energy House, Ground source heat pump, Wall heating and cooling systems

1.1 Literatür Özeti

Yerli ve yabancı kaynaklarda toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinin detaylı eksergo ekolojik analiz çalışmasına rastlanmamıştır. Mevcut olan çalışmalar genellikle ekserji akımları ve eksergo ekonomik analiz üzerinedir. Bununla birlikte literatürden elde edilen araştırma metodları ve yöntemler izlenerek hidronik iklimlendirme devresi ile toprak kaynaklı ısı pompasının birleşik kullanımına ait eksergo ekolojik analiz yapılabilmesi mümkündür.

Isı pompası ile ilgili çalışmalar 1950'li yıllardan beri yapılmaktadır. Toprağın ısı direncinin incelenmesi ile başlayan araştırmalar günümüzde ısı pompası sistemlerinin verimliliklerinin artırılması ve birleşik güç sistemlerinin kullanımına yöneliktir. Yakın geçmişte yapılan, ısı pompası sistemlerinin ekserji analizini inceleyen çalışmalara bakarsak: Reyes vd., havayı ısıtmak için güneş destekli ısı pompasının teorik ve deneysel ekserji analizini yapmışlardır. Yapılan çalışmada ekserjetik verim, tüm sistem tersinmezliği ve techizatların tersinmezlikleri belirlenmiştir [1]. Bilgen ve Takahashi, ısı pompası sistemlerinde ekserji analizini yaparak ısı transferi ve sürtünmelere bağlı tersinmezlikleri incelemişlerdir [2]. Esen vd., yatay toprak ısı değiştiricisinin kullanıldığı toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin enerji ve ekserji verimlerini incelemiştir [3]. Lohani ve Schmidt, konvansiyonel sistem ile toprak ve hava kaynaklı ısı pompası sistemlerinin enerji ve ekserji verimlerini karşılaştırmışlardır [4].

Kıncay ve Temir çalışmalarında [5], İstanbul Hadımköy'deki bir villanın ısı kaybı ve ısı kazancı değerleri bulunarak dikey tip toprak kaynaklı ısı pompası ile hem ısıtma hem de

soğutma için boyutlandırma hesapları yapılmıştır. Yaz sezonunda bir metre sondaj borusu ile toprağa verilen ısı 0,067 kW'tır. "Bir Değere Getirilmiş Maliyet" yöntemine göre maliyeti bulunan ısı pompası sisteminin hava kaynaklı ısı pompası ile (aynı ısı kaybı ve kazancı için) maliyet karşılaştırması çizelge halinde sunulmuştur. Dikey tip toprak kaynaklı ısı pompasının ilk yatırım maliyetinin hava kaynaklı sisteme göre %6 daha yüksek, işletme maliyetinin %43 daha düşük ve yıllık toplam maliyetinin ise %19 daha az olduğu bulunmuştur.

Hepbaşlı ve Akdemir, toprak kaynaklı ısı pompası sistemi için enerji ve ekserji analizi yapmışlardır [6]. Öncelikle teorik olarak formüller çıkarılmış daha sonra deney verileri ile sistem parçalarının tersinmezlikleri belirlenmiştir. Yapılan çalışmada 50 m derinliğinde, 1 ¼" çapında, U tüp toprak devresi ısı değiştiricisine sahip toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin enerji ve ekserji analizini incelenmiştir. 2001 yılı Şubat ayı verileri ile yapılan çalışma sonuçlarına göre kompresördeki iş girişi ile ekserji akışının arttığı; diğer parçalarda tersinmezlikler yüzünden ekserji akışının düştüğü gözlenmiştir. Yapılan çalışma sonucunda enerji ve ekserji verimlilik oranlarına dayanılarak en fazla geliştirilme ihtiyacı duyulan sistem parçasının kompresör olduğu ortaya çıkmıştır.

Bi vd. tarafından yapılan araştırmada [7], ısıtma ve soğutma dönemleri için toprak kaynaklı ısı pompasının (toprak devresi, ısı pompası ve mahal devresi çevrimleri) için karşılaştırmalı ekserji analizi yapılmıştır. Sonuçlar göstermiştir ki, bütün sistemde maksimum ekserji kayıp oranı kompresörde görülmekte, minimum ekserji verimi ve termodinamik mükemmel derece toprak ısı değiştiricisinde görülmektedir. Buradan yola çıkılarak toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinde öncelikli olarak kompresörün ve toprak ısı değiştirici sisteminin geliştirilmesi gerektiği söylenebilir. Ayrıca yapılan çalışmalar sonucunda ısıtma dönemindeki ekserji kaybının soğutma dönemindeki ekserji kaybindan daha yüksek olduğu görülmektedir.

Radyant ısıtma ilk olarak Eski Roma'da hamam ve evlerin ısıtılması amacıyla uygulanmıştır. Hypocaust adı verilen bu sistem ile döşemeden sıcak hava geçirilmiştir. Günümüzde radyant sistemler sıcak veya soğuk suyun borulardan geçmesi ile duvar, döşeme ve tavanlarda hem ısıtma hem de soğutma amaçlı olarak kullanılmaktadır. Bu sistemler sulu olduğu için hidronik radyant sistemler olarak adlandırılmaktadır.

Hidronik radyant ısıtma ve soğutma amaçlı olarak duvarın kullanılması için kısaca duvardan ısıtma ve soğutma ifadesi kullanılabilir. Karadağ ve Teke yaptıkları çalışmada [8], tabandan ısıtmalı bir sistemde duvar ısı şartlarının taban Nusselt sayısına etkisini incelemişler, bunun için farklı duvar sıcaklıkları ve oda boyutlarında sayısal çözümler yapmışlardır. Sonuç olarak taban Nusselt sayısının hesaplanmasında taban ısı şartları ile birlikte duvar ısı şartlarının da göz önüne alınması gerektiğini ileri sürmüşlerdir. Vangtook ve Chirarattananon yaptıkları çalışmada [9], sıcak ve nemli iklime sahip olan Tayland'da radyant soğutma sistemini deneysel incelemişlerdir. Bunun için 4 m genişlik ve uzunlukta, 3 m yükseklikte, düzlemsel tavana sahip bir deney odasının tavanına ve duvarına toplamda 7,5 m² alana sahip ve içinden bakır borularla soğuk su geçen yine bakır paneller yerleştirmişlerdir. Sonuç olarak radyant soğutma sisteminin nemli ve sıcak iklime sahip bölgelerde ısı konfor elde etmek için uygulanabileceğini, radyant panellerin ortam havasını fazla etkilemediğini ancak radyant sıcaklığın düşmesine yardımcı olduğunu ileri sürmüşlerdir. Feustel, hidronik radyant soğutma hakkında birçok çalışmayı incelemiş, konvektif soğutma sistemleri ile karşılaştırıldığında radyant soğutma sistemlerinin, ortamdaki hava sıcaklığının dağılımının ve çevre ile insan vücudu arasında ısı değişiminin homojen olmasından dolayı daha avantajlı olduğunu belirtmiştir [10].

Sistemdeki verimsizlikleri azaltmak, kimi zaman kullanılması gereken hammadde miktarını ve üretim maliyetlerini artırabilir. Bu nedenle ekserji analizi maliyet analizi ile birleştirilmiş ve eksergi ekonomik analiz olarak adlandırılarak maliyet-verimli sistemler tasarımlar oluşturulması amaçlanmıştır. Doğa dostu tasarım sistemlerinin ekserji analizi ile birleştirilmesi daha sonra olmuştur. Szargut, toplam ekserji tüketimini (CExC) bir çevresel indikatör olarak önermiştir [11]. Yine bu yaklaşım üzerine ekolojik maliyeti bir indikatör olarak önermiş ve çevresel analiz ve proseslerin optimizasyonu için bir metod geliştirmiştir [12]. Valero vd. tarafından [13] ve [14] 'da yapılan eksergi ekolojik analiz ve Sciubba tarafından [15] ve [16]'de yapılan genişletilmiş ekserji muhasebesi CExC hesabı yanında farklı yaklaşımları da tartışmaya açmıştır. Ancak bu çalışmaların hiçbirinde parçaların yaşam boyu döngüsel etkilerine yer verilmemiştir. Meyer ise ekserji analizinin ekonomik analiz için makul bir esas oluşturduğu temeline dayanarak

ekolojik etki analizi için de sistemdeki verimsizliklere bağlı metodolojik uygulamayı, ekserji ekolojik analiz olarak adlandırarak geliştirmiştir [17] [18].

Shah vd. tarafından yapılan çalışmada [19], üç mahal ısıtma ve soğutma sistemini (havalandırma ile iklimlendirme, sıcak su kazanı ile konvansiyonel iklimlendirme, havadan havaya ısı pompası) 35 yıl yaşam ömrü biçilerek incelenmiştir. Simulasyon ve yaşam döngüsü analizi, sistemin farklı iklim, enerji tedariki ve bina karakteristiklerinin çevresel etki üzerindeki etkisini belirleyebilmek için Amerika Birleşik Devletleri'nin dört eyaletinde (Minnesota, Oregon, Pensilvenya, Teksas) yapılmıştır. Üç eyalette ısı pompası en yüksek çevresel etkiye sahipken, sadece bir eyalette ısı pompası en düşük çevresel etkiye sahiptir. Isı pompası sisteminin çevresel etkisinin diğer sistemlerden yüksek olduğu üç bölgede, ısı pompasının çevresel etkisini düşürmek için kömür yakıtlı elektrik santrallerinin yenilenebilir enerji kaynaklı elektrik santralleri ile değiştirilmesi gerekli olduğu belirtilmiştir. Bu değişim oranı yaklaşık olarak %40 olarak hesaplanmıştır.

Nagano vd. tarafından yapılan çalışmada [20], toprak kaynaklı ısı pompası sistemleri için yeni tasarım ve performans tahmin programı tanıtılmıştır. Bu program (Ground Club) kullanıcı dostu arabirimi ile veri girişleri ve grafik sonuçlar elde edilmesine imkan vermektedir. Program ile yapılan analiz sonucunda toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin yıllık CO₂ emisyon değerinin konvansiyonel kazan sisteminin CO₂ emisyon değerinin yarısı kadar olduğu bulunmuştur. Ayrıca toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin yaşam boyu maliyetinin önemli miktarda daha düşük olduğu görülmüştür.

1.2 Tezin Amacı

Teknolojinin son yıllarda hızlı gelişimi insanların birtakım ihtiyaçlarını artık lüks olmaktan çıkarmış ve gereklilik haline getirmiştir. Buna bağlı olarak hem üretim için hem de tüketim için muazzam bir enerji ihtiyacı doğmuştur ve bu ihtiyaç gün be gün artmaktadır. Mevcut durumda bu enerji çoğunlukla fosil yakıtlarla karşılanmaktadır. Fosil yakıt rezervlerinin tükenmekte olması nedeniyle fiyatlar sürekli olarak tırmanıştır. Bununla birlikte fosil yakıtlar çevreye muazzam zarar vermektedir. İklim değişiklikleri, hava kirliliği, asit yağmurları, ozon tabakasının incilmesi bu zararlardan bazılarıdır. Ayrıca fosil yakıtların yanma ürünleri olan gaz ve parçacıklar solunum yolları hastalıklarına, kanserlere ve erken ölümlere sebep olmaktadır.

Bu nedenlerle insanlık çeşitli arayışlara girmiştir. Yenilenebilir enerji kaynaklarının daha fazla kullanılmasına yönelik teşvikler sağlanmaktadır, ayrıca enerjinin daha etkin kullanılmasına imkan sağlayacak verimlilik artırılmasına yönelik araştırma geliştirme çalışmalarına ağırlık verilmiştir. Yıldız Teknik Üniversitesi, ‘Temiz Enerji ve Yenilenebilir Enerji Kaynaklarının Etkin Kullanımı’ konusunda yapılan çalışmalara deneysel bir katkıda bulunmak amacı ile Yıldız Enerji Evi’ni Davutpaşa Yerleşkesi’nde kurmuştur. Isıtmada düşük sıcaklık rejimi ile duvardan ısıtma yöntemi uygulanarak yenilenebilir kaynakların optimum olarak kullanılması ve tesisattaki cihazların minimum enerji tüketimi ile çalıştırılması amaçlanmıştır. Bu proje Birleşik Yenilenebilir Enerji Sistemi (BYES) olarak adlandırılmış; rüzgar enerjisi, güneş enerjisi, toprak kaynaklı dikey tip ısı pompası ve ısıl enerji depolama sistem bileşenlerinin birbirlerini destekleyici ve tamamlayıcı olarak çalışarak ısıtma, soğutma ve elektrik ihtiyaçlarının karşılanması hedeflenmiştir.

Sistemlerin etkinliğini doğru olarak belirleyebilmek için enerji verimliliğin yanı sıra ekserji verimliliğinin de hesaplanması gereklidir. Bununla birlikte yenilenebilir enerji sistemlerinin çevresel etkilerini doğru gözlemleyebilmek yaşam döngüsü analizi ile mümkün olmaktadır. Yaşam döngüsü analizi ilgili cihazın üretim sürecini, işletme sürecini ve ömrünü doldurduktan sonra tasviye sürecini bir bütün olarak inceler. Konvansiyonel sistemlerin yenilenebilir enerji sistemleri ile değiştirilmesi sırasında birden fazla alternatif bulunmaktadır ve hangi sistemin daha uygun olduğu konusunda bir seçim yapabilmek için sistemlerin ekserji ekoloji analizinin yapılması gereklidir.

Sistemlerin çevresel etkilerini karşılaştırmalı bir şekilde algılayabilmek için ekserji verimliliğine bağlı eko-indikatörler kullanılmaktadır. Eko-indikatörler insan sağlığı, ekosistem kalitesi ve doğal kaynaklara yönelik yıkımları metodolojik olarak belirleyebilmemizi sağlar. Çeşitli çalışma grupları tarafından oluşturulmuş farklı metodlar bulunmaktadır. Bu metodlar kullanılarak sistemin kullanılacağı bölgeye ve ülkeye ait yerel verilerle çevresel etkiler hesaplanabilmektedir. Bu çalışmada “Eko-indikatör 99” metodu kullanılarak Yıldız Yenilenebilir Enerji Evi’nde kullanılan toprak kaynaklı ısı pompası ile hidronik iklimlendirme sisteminin çevresel etkileri analiz edilecektir.

1.3 Hipotez

Dikey tip toprak kaynaklı ısı pompası ile duvardan ısıtma soğutma sisteminin parçalarına ait çevresel etkiler incelenecektir. Bunun için öncelikle sistemin tamamına ait ekserji akımları oluşturulacak; bu ekserji akımları eko-indikatörler ile ilişkilendirilip her bir parça için ekserji akışına bağlı çevresel etki oranları çıkartılacaktır. Literatür taraması sonucunda elde edilen bilgilere göre toprak kaynaklı ısı pompalarında ekserji verimi en düşük parçalar kompresör ve toprak altı borularıdır. Çevresel etki oranı ekserji yıkımına bağlı olduğu için çevresel etki oranı en yüksek olan parçaların yine kompresör ve toprak altı boruları olacağı öngörülmektedir. Bununla birlikte ülkemizde elektrik enerjisinin büyük oranda termik santraller ile karşılanıyor olması nedeniyle kompresör ve sirkülasyon pompalarına ait çevresel etkilerin yüksek olacağı tahmin edilebilir.

BÖLÜM 2

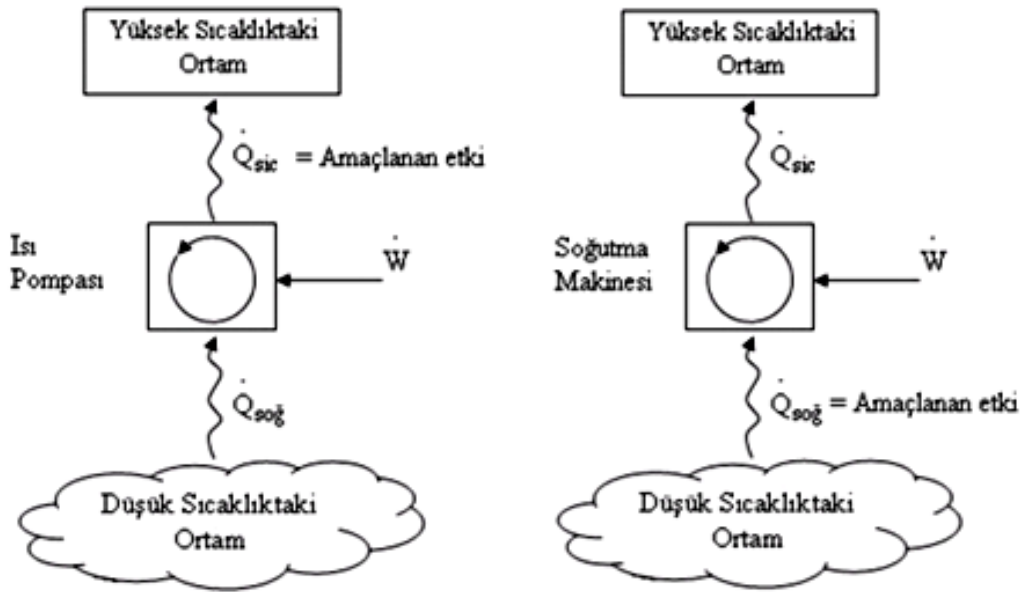
ISI POMPASI

Isı pompası teknolojisi çok uzun yıllardan beri gelişmekte olan ülkelerde, konutların ve ticari yapıların ısıtılması/soğutulması ve sıcak su eldesinde yaygın olarak kullanılmasına karşın, ülkemizde göreceli olarak çok az kullanılmaktadır. Isı pompalarının bazı uygulamaları (örneğin toprak ve hava kaynaklı ısı pompaları) ülkemizde yaklaşık 10 yıldır piyasada uygulanmaya başlanmıştır. Bununla birlikte ısı pompalarının birleşik ısı ve güç sistemleri ile entegrasyonuna ilişkin ülkemizde pek fazla çalışma yürütülmemektedir [21].

Termodinamiğin 2. yasasına göre ısı geçişi yüksek sıcaklıktaki ortamdan düşük sıcaklıktaki ortama olur, başka bir deyişle ısı geçişinin düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktaki bir ortama kendiliğinden geçişi imkansızdır. Düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçişi ancak soğutma makinelerinin kullanımıyla olanaklıdır [22].

Düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı enerji aktaran bir başka makine de ısı pompasıdır. Soğutma makineleri ve ısı pompaları aynı çevrimi gerçekleştirirler, fakat kullanım amaçları farklıdır (Şekil 2.1). Bir soğutma makinesinin amacı, düşük sıcaklıktaki ortamı, ortamdan ısı çekerek çevre sıcaklığının altında tutmaktır. Daha sonra çevreye veya yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçişi, çevrimi tamamlamak için yapılması zorunlu bir işlemdir fakat amaç değildir. Isı pompasının amacı ise bir ortamı sıcak tutmaktır. Bu işlevi yerine getirmek için düşük sıcaklıktaki bir ısı enerji deposundan alınan ısı, ısıtılmak istenen ortama verilir [22].

Isı, kışın düşük sıcaklıklı ortamdan yüksek sıcaklıktaki ortama aktarılarak ısıtma, yazın yine düşük sıcaklıklı ortamdan yüksek sıcaklıktaki ortama aktarılarak soğutma sağlanır.



Şekil 2.1 Isı pompası ve soğutma makinesi çalışma prensibi

2.1 Isı Pompasının Çalışma Prensibi ve Temel Bileşenleri [23]

Isı pompalarında buhar sıkıştırma çevrim uygulanmakta olup bu çevrimin sistem elemanları 4 ana parçadan oluşur.

Buharlaştırıcı: Sistemde bulunan soğutucu akışkanın sıcaklığı ve basıncı düşüktür. Isı kaynağından alınan ısı enerjisi ile oluşan sıcaklık farkı, soğutucu akışkanın sıcaklığının artırılmasını sağlar. Soğutucu akışkan kaynar ve buharlaşır.

Kompresör: Kompresör buhar fazındaki akışkanı sıkıştırarak sıcaklığını ve basıncını artırır.

Yoğuşturucu: Buhar fazındaki soğutucu akışkan yoğuşturucuya ulaşır. Kondenserdeki ısıtma suyunun sıcaklığı buhar fazındaki akışkanın yoğuşma sıcaklığından daha düşük olduğu için, akışkan ısını ısıtma suyuna aktararak tekrar sıvı faza geçer.

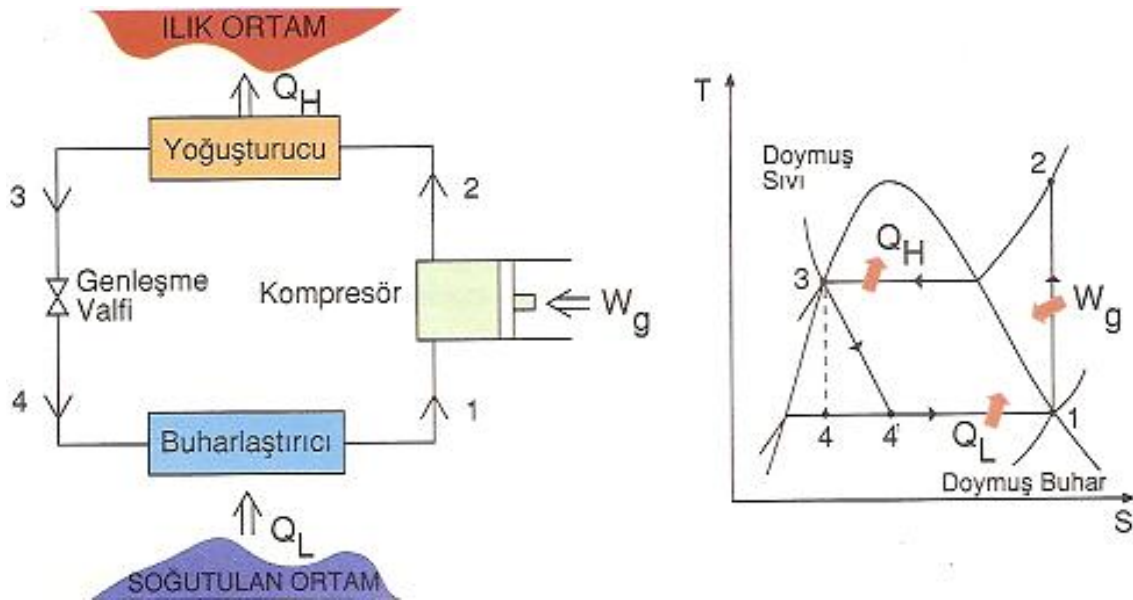
Genleşme (Kısılma) Valfi: Soğutucu akışkanın kompresörde kazandığı yüksek basınç, genleşme valfinden geçerek düşer. Böylece buharlaştırıcıya tekrar düşük sıcaklık ve basınçta girmiş olur.

Isı pompaları ve klima sistemlerinin mekanik parçaları aynıdır. Bu nedenle bir ortamın ısıtma ve soğutmasını ayrı sistemlerle yapmak ekonomik değildir. Aynı sistem kışın ısıtma amacıyla, yazın da soğutma amacıyla kullanılabilir. Bunun için sisteme bir dönüştürme vanası konur. Bu düzenlemeyle ısı pompasının yoğuşturucusu yazın

soğutma sisteminin buharlaştırıcısı olarak görev yapar. Benzer biçimde ısı pompasının buharlaştırıcısı da yazın soğutma sisteminin yoğuşturucusu olarak görev yapar. Bu özelliği ısı pompasının diğer sistemlere göre bir üstünlüğüdür.

2.1.1 İdeal Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimi [24]

Buhar sıkıştırırmalı çevrim, soğutma makinelerinde, iklimlendirme sistemlerinde ve ısı pompalarında en çok kullanılan çevrimdir. İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi 4 prosesten meydana gelir. Bu prosesleri oluşturan sistem elemanları kompresör, yoğuşturucu, buharlaştırıcı, genleşme (kısılma) valfi olarak sıralanabilir. İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi ve çevrimin T-s diyagramı Şekil 2.2’de görülmektedir.



Şekil 2.2 İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin düzeni ve T-s diyagramı

Bu çevrimi oluşturan prosesler aşağıdaki şekilde işler:

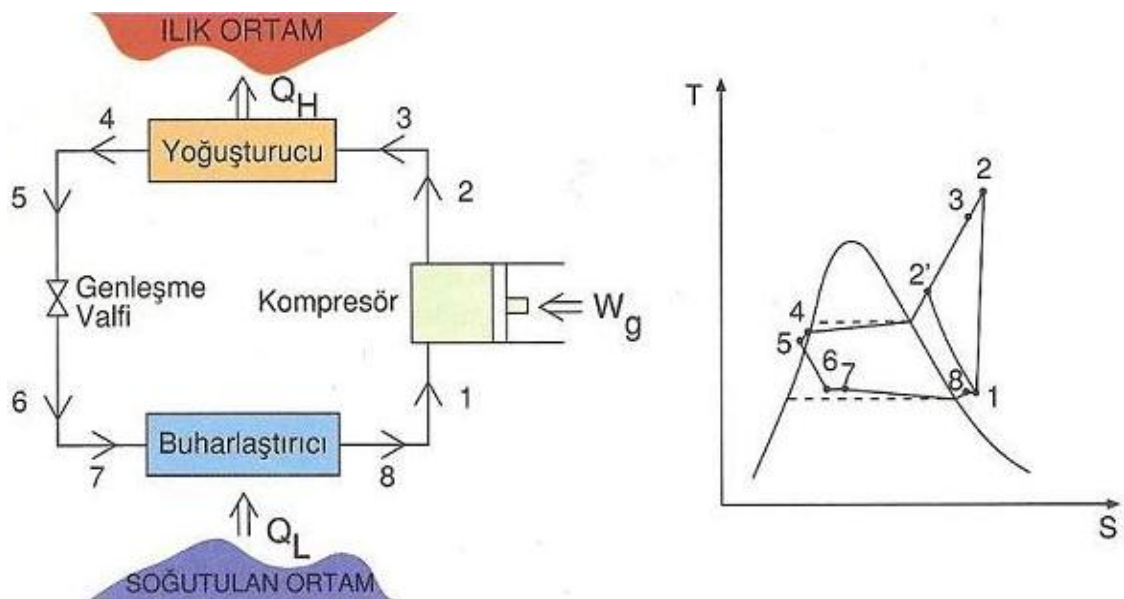
- 1-2 : Kompresörde izantropik sıkıştırma
- 2-3 : Yoğuşturucuda sabit basınçta yüksek sıcaklıklı ortama ısı geçişi
- 3-4 : Kısılma (genleşme ve basıncın düşmesi)
- 4-1 : Buharlaştırıcıda sabit basınçta düşük sıcaklıklı ortamdan ısı geçişi

Soğutma çevrimlerinde dolaşan akışkanlara soğutucu akışkan denir. İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde, soğutucu akışkan kompresöre 1 halinde doymuş buhar olarak girer ve izantropik olarak yoğuşturucu basıncına sıkıştırılır. Sıkıştırma

işlemi sırasında, soğutucu akışkanın sıcaklığı çevre ortam sıcaklığının üzerine çıkar. Soğutucu akışkan daha sonra 2 halinde kızgın buhar olarak yoğuşturucuya girer ve yoğuşturucudan 3 halinde doymuş sıvı olarak ayrılır. Yoğuşma sırasında akışkandan çevreye ısı geçişi olur. Soğutucu akışkanın sıcaklığı 3 halinde de çevre sıcaklığının üzerindedir. Doymuş sıvı halindeki akışkan daha sonra bir genişleme vanası veya kılcal borulardan geçirilerek buharlaştırıcı basıncına kısılır. Bu hal değişimi sırasında soğutucu akışkanın sıcaklığı, soğutulan ortamın sıcaklığının altına düşer. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıya 4 halinde, kuruluk derecesi düşük bir doymuş sıvı buhar karışımı olarak girer ve soğutulan ortamdaki ısı alarak tümüyle buharlaşır. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan doymuş buhar halinde çıkar ve kompresöre girerek çevrimi tamamlar. Burada Q_L , soğutulan ortamdaki çekilen ısıyı; Q_H ise, ılık ortama verilen ısıyı simgelemektedir. W_g , çevrimde dolaşan akışkan (soğutucu akışkan) üzerinde yapılması gereken sıkıştırma işini göstermektedir.

2.1.2 Gerçek Buhar Sıkıştırımlı Soğutma Çevrimi [24]

Gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi ideal çevrimden birkaç bakımdan farklıdır. Bu farklılık daha çok gerçek çevrimi oluşturan elemanlardaki tersinmezliklerden kaynaklanır. Tersinmezliğin iki ana kaynağı, basıncın düşmesine neden olan akış sürtünmesi ve çevreyle olan ısı alışverişidir. Gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi ve çevrimin T-s diyagramı Şekil 2.3'te görülmektedir.



Şekil 2.3 Gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin düzeni ve T-s diyagramı

İdeal çevrimde buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkan kompresöre doymuş buhar halinde girer. Bu koşul uygulamada gerçekleştirilemez, çünkü soğutucu akışkanın halini hassas bir şekilde kontrol etmek olanaksızdır. Bunun yerine sistem, soğutucu akışkanın kompresör girişinde biraz kızgın buhar olmasını sağlayacak biçimde tasarlanır. Burada amaç akışkanın kompresöre girişinde tümüyle buhar olmasını güvenceye almaktır. Ayrıca buharlaştırıcıyla kompresör arasındaki bağlantı genellikle uzundur, böylece akış sürtünmesinin yol açtığı basınç düşmesi ve çevresen soğutucu akışkana olan ısı geçişi önem kazanabilir.

İdeal çevrimde sıkıştırma işlemi izantropiktir. Gerçek sıkıştırma işleminde ise entropiyi etkileyen akış sürtünmesi ve ısı geçişi vardır. Akışkanın entropisi sıkıştırma işlemi sırasında artabilir (1-2 hal değişimi) veya azalabilir (1-2' hal değişimi).

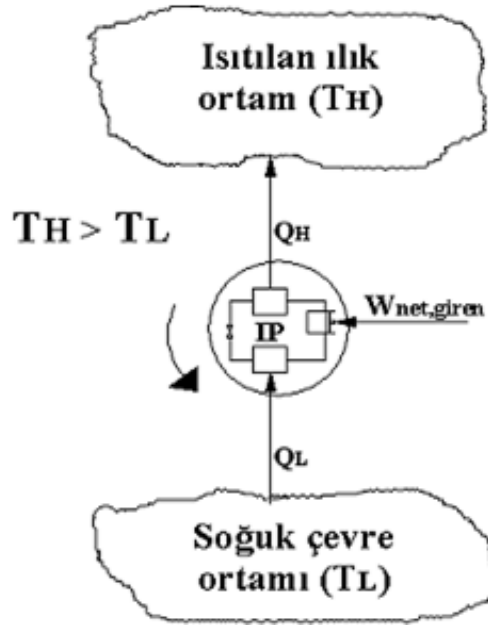
İdeal çevrimde soğutucu akışkanın yoğuşturucudan çıkış hali, kompresör çıkış basıncında doymuş sıvıdır. Gerçek çevrimde ise kompresör çıkışıyla kısılma vanası girişi arasında bir basınç düşmesi vardır. Akışkanın kısılma vanasına girmeden önce tümüyle sıvı halde olması istenir. Doymuş sıvı halini uygulamada tam bir hassaslıkla gerçekleştirmek zor olduğundan yoğuşturucudan çıkış hali genellikle sıkıştırılmış sıvı bölgesindedir. Soğutucu akışkan doyma sıcaklığından daha düşük bir sıcaklığa soğutulur, başka bir deyişle aşırı soğutulur. Bunun bir sakıncası yoktur, çünkü bu durumda soğutucu akışkan buharlaştırıcıya daha düşük entalpide girer ve buna bağlı olarak ortamdaki daha çok ısı çekebilir.

2.1.3 Isı Pompasının Verimi [22]

Bir ısı pompasının verimi etkinlik katsayısı ile ifade edilir ve COP_{IP} ile gösterilir. Isı pompasının amacı bir ortamı sıcak tutmaktır. Bu amacı gerçekleştirmek için düşük sıcaklıktaki bir ısı enerjisi deposundan alınan ısı, ısıtılmak istenen ortama verilir. Termodinamiğin II. kanununa göre bu işlemin kendiliğinden gerçekleşmesi mümkün değildir. Bu işlevi gerçekleştirebilmek için ise bir iş yapılması gerekir (Şekil 2.4).

Isı pompasının etkinlik katsayısı eşitlik (2.1)'deki gibi ifade edilir;

$$COP_{IP} = \frac{\text{elde edilmek istenen değer}}{\text{harcanması gereken değer}} = \frac{Q_H}{W_{net,giren}} \quad (2.1)$$



Şekil 2.4 Isı pompasının çalışma prensibi

Bir çevrim için enerjinin korunumu ilkesine göre ısı pompası çevriminde enerjinin korunumu ilkesi (2.2) eşitliği ile gösterilirse;

$$W_{\text{net,giren}} = Q_H - Q_L \quad (2.2)$$

Bu durumda ısı pompasının etkinliği eşitlik (2.3) olarak düzenlenebilir;

$$COP_{IP} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{1 - (Q_L/Q_H)} \quad (2.3)$$

Isı pompası ile soğutma yapmak istenildiği zaman, ısı pompası soğutma makinesi çevrimi gerçekleştirir. Bu durumda çevrimin amacı düşük sıcaklıktaki ortamdan ısı çekerek bu ortamı daha da soğutmaktır. Bu çevrimde elde edilmek istenen değer Q_L değeridir ve bu çevrimi gerçekleştirebilmek için yine sistem üzerinde bir iş yapılması ($W_{\text{net,giren}}$) gerekmektedir. Bu durumda etkinlik katsayısı (2.4) eşitliği ile gösterilir;

$$COP_{SM} = \frac{\text{elde edilmek istenen değer}}{\text{harcanması gereken değer}} = \frac{Q_L}{W_{\text{net,giren}}} \quad (2.4)$$

Eşitlik (2.4) dikkate alındığında soğutma makinesinin etkinliği aşağıdaki gibidir;

$$COP_{SM} = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{(Q_H/Q_L) - 1} \quad (2.5)$$

Tersinir veya tersinmez olsun bir ısı pompasının etkinlik katsayısı eşitlik (2.3) ile, soğutma makinesinin etkinlik katsayısı eşitlik (2.5) ile verilir.

Tersinir hal değişimi, bir yönde gerçekleştikten sonra evre üzerinde hiçbir iz bırakmadan ters yönde de gerçekleşebilen hal değişimi diye tanımlanır. Başka bir deyişle ters yöndeki hal değişiminden sonra hem sistem hem de evre ilk hallerine geri dönerler. Bu ancak her iki yöndeki hal değişimi birlikte ele alındığı zaman, net ısı geçişi ve net iş sıfır olursa mümkündür. Tersinir olmayan hal değişimi tersinmez hal değişimi diye adlandırılır. Bir sistem ister tersinir ister tersinmez olsun bir dizi hal değişiminden geçerek yeniden ilk haline dönebilir. Vurgulanması gereken husus çevrimin tersinir hal değişimlerinden oluşması durumunda çevrede net bir değişimin olmamasıdır. Tersinmez hal değişimlerindeyse evre sistem üzerinde bir miktar net iş yapar ve bu nedenle ilk haline geri dönemez.

Doğada tersinir hal değişimlerine rastlanmaz. Tersinir hal değişimleri gerçek hal değişimlerinin kuramsal benzerleridir. Bazı gerçek hal değişimleri tersinir hal değişimlerine yaklaşabilir fakat hiçbir zaman tersinir olamaz. Başka bir anlatımla doğadaki tüm hal değişimleri tersinmezdir. Ancak tersinir hal değişimlerini incelemenin yararları vardır. Öncelikle sistem tersinir bir hal değişimi sırasında bir dizi denge halinden geçtiği için çözümlene kolaylaşır. İkinci olarak tersinir hal değişimi, gerçek hal değişimlerinin karşılaştırılabileceği bir model oluşturur. Tersinir hal değişimleri tersinmez hal değişimlerinin erişebilecekleri bir kuramsal veya üst sınır olarak düşünülebilir. Tersinir bir hal değişimi hiçbir zaman elde edilemese de ona yaklaşılabilir.

En çok bilinen tersinir evrim Carnot evrimi'dir. Carnot evrimi'ne göre çalışan kuramsal ısı makinesi ise Carnot Isı Makinesi diye adlandırılır. Carnot Isı Makinesi evrimi tümden tersinir bir çevrimdir. Bu nedenle onu oluşturan tüm hal değişimleri ters yönde gerçekleştirilebilir. Bu çevrimde ısı ve iş etkileşimlerinin yn değişmektedir. Düşük sıcaklıktaki ısı enerji deposundan Q_L miktarında ısı alınmakta, yüksek sıcaklıktaki ısı enerji deposuna Q_H miktarında ısı verilmektedir. Bu evrimi gerçekleştirmek için ayrıca sistem üzerinde $W_{\text{net,giren}}$ miktarında iş yapılmaktadır.

Tersinir çevrimlerde ısı geçiş oranı (Q_H/Q_L) , mutlak sıcaklık oranı (T_H/T_L) 'ye eşittir.

$$\left(\frac{Q_H}{Q_L}\right)_{\text{tersinir}} = \left(\frac{T_H}{T_L}\right) \quad (2.6)$$

Tersinir (Carnot) bir soğutma makinesinin veya ısı pompasının etkinlik katsayısını hesaplamak için tersinir makinelerin ısı alışverişiyle, ısı enerji depolarının mutlak sıcaklıkları arasındaki bağ (2.6) kullanılabilir. Bu durumda;

Isı pompasının etkinlik katsayısı;

$$COP_{IP,tersinir} = \frac{T_H}{T_H - T_L} = \frac{1}{1 - (T_L/T_H)} \quad (2.7)$$

Soğutma makinesi veya ısı pompasının soğutmada etkinlik katsayısı;

$$COP_{SM,tersinir} = \frac{T_L}{T_H - T_L} = \frac{1}{T_H/T_L - 1} \quad (2.8)$$

Bu değerler, T_L ve T_H sıcaklık sınırları arasında çalışan bir soğutma makinesi veya ısı pompasının etkinlik katsayılarının alabilecekleri en yüksek değerlerdir. T_L ve T_H sıcaklık sınırları arasında çalışan tüm gerçek soğutma makineleri ve ısı pompalarının etkinlik katsayıları daha düşük olacaktır. Soğutma makineleri ve ısı pompalarının COP değerleri T_L düştükçe azalır. Başka bir deyişle daha soğuk bir ortamdan ısı çekmek için daha çok iş yapmak gerekir.

Soğutma makinelerinin COP değerinin 1'den büyük olabileceği belirtilmelidir. Başka bir deyişle soğutulan ortamdan çekilen ısı, bunu sağlamak için yapılması gereken işten daha büyük olabilir. Oysa ısı verimin (η_{th}) 1'den büyük olması sözkonusu olamaz. Gerçekten de soğutma makinesinin etkinliğini ısı verim yerine etkinlik katsayısıyla belirtmenin gerekçesi, ısı verimin 1'den küçük olma zorunluluğundan kaynaklanmaktadır. (2.3) ve (2.5) karşılaştırıldığında Q_H ve Q_L değerleri her iki çevrimde de eşit olmak koşuluyla eşitlik (2.9) elde edilir. Bu sonuç ısı pompasının etkinlik katsayısının her zaman 1'den büyük olduğunu göstermektedir.

$$COP_{IP} = COP_{SM} + 1 \quad (2.9)$$

2.2 Soğutucu Akışkanlar

Bir soğutma çevriminde kullanılan aracı akışkana soğutucu akışkan adı verilir. Çevrim soğutucu akışkanın sıvı halden buhar haline (buharlaştırıcı devresi) ve buhar halden sıvı haline (yoğusturucu devresi) dönüşmesi ile sağlanır. Bu durum bilhassa buhar sıkıştırma çevrimlerinde geçerlidir [23].

2.2.1 Soğutucu Akışkanların Genel Özellikleri

Soğutucu akışkanların yukarıda tarif edilen görevleri ekonomik ve güvenilir bir şekilde yerine getirebilmesi için bazı kimyasal ve fiziksel özelliklere sahip olmaları gerekmektedir. Genel olarak bir soğutucu akışkanın sahip olması istenen nitelikler Koyun vd. tarafından [25]'de yapılan çalışmada belirtilmiştir:

- Pozitif buharlaşma basıncı olmalıdır. Hava sızması durumunda, havanın getirdiği su buharının katılarak işletme aksaklıklarına meydan vermesini önlemek için buharlaşma basıncının, çevre basıncından bir miktar yüksek olması gerekir.
- Düşük yoğunlaşma basıncı olmalıdır.
- Buharlaşma gizli ısı yüksek olmalıdır. Buharlaşma gizli ısı ne kadar yüksek olursa sistemde o oranda daha az akışkan kullanılacaktır.
- Kimyasal olarak aktif olmamalıdır. Tesisat malzemesini etkilememesi, korozyon olmaması gerekir.
- Yanıcı ve patlayıcı olmamalıdır.
- Zehirli olmamalıdır.
- Kaçakların kolay tespitine imkan veren özellikte olmalıdır.
- Isı geçirgenliği yüksek olmalıdır.
- Dielektrik olmalıdır.
- Düşük donma derecesi sıcaklığı olmalıdır.
- Yüksek kritik sıcaklığı olmalıdır.
- Özgül hacmi küçük olmalıdır.
- Viskozitesi düşük olmalıdır.
- Ucuz olmalıdır.
- Kolay bulunabilir olmalıdır.

Isı pompalarında, soğutucu akışkanın en düşük sıcaklığı ve basıncı çok daha yüksek olabilir. Çünkü ısı çekilen ortamın sıcaklığı genellikle soğutma sistemlerinde karşılaşılan sıcaklıklardan daha yüksektir.

Ayrıca iklimlendirme uygulamalarında kullanılan soğutucu akışkanların ozon tabakası üzerine etkileri de göz ardı edilmemelidir. Ozon tabakasının delinmesi ve bunun sonucunda canlılar üzerinde meydana getirebileceği olası değişiklikler ortaya konmalıdır.

2.2.2 Soğutucu Akışkanların Çevreye Etkisi [26]

1985 yılında atmosferdeki serbest klor bileşiklerinin ozon tabakasına zarar verdiği tespit edilmiş; ayrıca Antarktika ve Kuzey Kutbu üzerinde büyük ozon deliklerinin bulunduğu anlaşılmıştır. Buna bağlı olarak 1988’de Montreal Protokolü ve 1990 Londra Toplantısı ile CFC esaslı soğutucu akışkanların devre dışı bırakılması için bir takvim belirlenmiştir. Bu takvime göre CFC’lerin kullanım ve üretimi 1995 yılından itibaren G-7 ülkelerinde tamamen yasaklanmıştır. Geçiş dönemi gazları olarak adlandırılan R-22 ve R-502 gibi HCFC esaslı akışkanlar 2030 yılına kadar tamamen devre dışı bırakılacaklardır. Yine 1992’de ABD’de yürürlüğe giren temiz hava yasası ile CFC esaslı soğutucu akışkanların atmosfere tahliyesi yasaklanmıştır.

CFC’lerin ozona olan etkileri Ozon Delme Faktörü (ODP) olarak adlandırılmış olup bu faktör için R-11 gazı referans alınmıştır. R-11 gazı için yeni HFC türü akışkan R-123 gazı, R-12 için ise R-123a gazları geliştirilmiştir. R-22 ve R-502 yerine ise R-404A, R-407C ve R-507 alternatif akışkan karışımları bulunmuştur.

Soğutucu akışkanların çevreye ikinci bir zararı atmosferde sera etkisi oluşturmalarıdır. Küresel Isınma Faktörü (GWP) olarak adlandırılan bu etki için CO₂ gazı referans alınmıştır.

Çizelge 2.1 Soğutucu akışkanların çevreye etkileri

Soğutucu Akışkan	Atmosferik Ömrü	ODP	GWP(CO ₂)	GWP(R-11)
R-11	60 yıl	1.0	3300	1.0
R-12	120 yıl	1.0	10000	3.1
R-113	90 yıl	0.8	4500	1.3
R-114	200 yıl	0.7	13000	4.2
R-115	400 yıl	0.4	25000	9.8
R-500	-	0.74	2700	
R-502	-	0.33	13300	5.1
R-22	15.3 yıl	0.05	1100	0.37
R-123	2	0.02	28	
R-134a	15.5 yıl	0	900	0.29
R-410a	17 yıl	0	1890	

2.3 Sıcak ve Soğuk Kaynaklar

Doğa bize termal enerjiyi hiçbir karşılık beklemeksizin sunmaktadır. Bahsedilen bedelsiz enerji, yılın her döneminde toprak, kaya, su ve hava gibi doğal ısı depolarında saklanan güneş enerjisidir. Depolanan bu ısı enerjisi, ısı pompaları yardımıyla ısıtma, soğutma ve sıcak kullanım suyu elde etmek amacıyla kullanılabilir [27].

Soğuk havalarda bir yerin ısıtılması söz konusu olduğu zaman, buraya ısı vermenin zorunluluğu ortadadır. Bunun için bir kaynak gereklidir. Hava, göl suyu, kuyu suyu, deniz suyu, toprak gibi kaynaklar, ısı pompasının kullanılma amacına göre yön değiştirirler. Herhangi bir yerin ısıtılması işleminde bu kaynaklara soğuk kaynak, soğutulması işleminde de sıcak kaynak gözüyle bakılır. Suyun sıcak veya soğuk kaynak olarak ele alınması, havaya göre daha iyi işletme rejimi sağlar ancak her zaman, her yerde bol ve ucuz su temin etmek mümkün değildir. Bol ve bedava olduğundan ısı pompalarında genellikle kaynak olarak hava tercih edilir [28].

Hava: Üniversal bir ısı kaynağı ve çukuru olan hava konutsal ve hafif ticari ısı pompalarında genellikle kullanılmaktadır. Kanatlı, cebri konveksiyonlu serpantinler hava ile soğutucu akışkan arasında ısı transferini gerçekleştirirler. ısı kaynak ve çukuru seçilirken iki temel faktörün dikkate alınması gerekir. Bunlar yerel dış hava sıcaklığı ve kar toplamasıdır. Dış mahal hava sıcaklığı düştükçe hava kaynaklı bir ısı pompasının kapasitesi de düşer. Bir dış mahal serpantininin yüzey sıcaklığı 0°C ya da daha düşük ve karşı gelen dış hava çiğ noktası sıcaklığı bundan 2-5,5°C daha yüksek olduğunda serpantin yüzeyinde kar oluşumu görülebilir. Kar toplanmasına izin verildiğinde ısı transferi azalacağından düzenli aralıklarla bu oluşumun temizlenmesi gerekir. Kar çözme (defrost) işlemlerinin sayısı, iklime, hava serpantininin tasarımına ve çalışma süresine bağlıdır. Hava kaynaklı bir ısı pompasının boyutlandırılması sırasında, defrost işlemi sırasında sistemin soğutma yapmaması nedeniyle oluşan kapasite kaybının da hesaba katılması gerekir [29].

Su: Kuyulardan, göllerden, nehirlerden, denizden, şehir şebekesinden ve üretim tesislerinden elde edilebilen su, ısı kaynağı olarak kullanılabilir. Maliyeti ve belediyelerin getirdiği kısıtlamalar nedeniyle kentsel şebeke suyu nadiren kullanılır. Yeraltı suyu (kuyu suyu) nispeten yüksek ve genelde kararlı bir sıcaklığa sahip olması

nedeniyle oldukça çekici bir seçenektir [29]. 10 m ve daha fazla derinliklerde yeraltı suyunun sıcaklığı yıl boyunca çok az değişir. Sıcaklığı ortalama olarak 10°C'dir. Kuyuların yerleştirildiği sahaya ve suyun çıkarıldığı yeraltı suyu stok durumuna göre, yer altı suyu sıcaklığı kış ortasında 8-12°C ve yaz ortasında 10-14°C arasında değişir. Isı eşanjörleri, açık havuzlara, göllere ve akarsu kaynaklarına da daldırılabilir. Endüstriyel uygulamalarda atık proses suyu (örneğin çamaşırhanelerde harcanan su, tesis pis su içeriği ve sıcak kondenser suyu) ısı pompasını çalıştırmada bir ısı kaynağı olarak kullanılabilir. Kaynak olarak su kullanıldığı takdirde, kullanılan suyun kalitesi de önemlidir. Su kalite testi, kesinlikle yapılmalı ve içeriği mineraller korozyon probleminden ötürü önceden incelenmelidir [30].

Toprak: Gömülü durumdaki serpantinler yardımı ile yer, çok yaygın biçimde ısı kaynak ve çukuru olarak kullanılır. Yaş çamurdan kumlu toprağa kadar değişik yapıda olan toprak bileşimi ısı özellikler ve beklenen toplam performans üzerinde önemli etkilere sahiptir [29]. Toprak ısıtma sezonunda dış havadan daha yüksek sıcaklıkta, soğutma sezonunda ise havadan daha düşük sıcaklıkta kalarak tüm yıl boyunca yeryüzeyinin 1,5-2 m altında yaklaşık olarak sabit sıcaklıklı sayılabilecek ve dolayısıyla kararlı bir enerji kaynağıdır. Her ülke her şehir her toprak tipine göre farklı çalışma sıcaklıkları bulunur [31].

Güneş: Güneş enerjisi, birincil ısı kaynağı olarak ya da diğer enerji biçimleriyle birlikte kullanılabilir. Hava, yüzeysel su, sığ yeraltı suyu sistemlerinin hepsi güneş enerjisini dolaylı yoldan kullanabilir. Güneş enerjisini doğrudan kullanmanın sağladığı avantaj, olanaklı olduğunda diğer dolaylı kaynaklardan daha yüksek sıcaklık sağlayarak ısıtmadaki performans katsayısını arttırmasıdır [29].

Kaynak olarak güneş enerjisinden yararlanıldığında iki sistem söz konusudur. Bunlar direkt ve indirekt sistemlerdir. Direkt sistemlerde buharlaştırıcılar doğrudan güneş kolektörüne yerleştirilir. En direkt sistemlerde ise kolektörlerden su veya su buharı geçirilerek kaynak olarak bunlardan yararlanılır. Ancak hava kaynağında olduğu gibi, enerji ihtiyacı bulunan günlerde güneş enerjisi de az olduğundan ek bir ısıtma tesisatına veya ısının depolanmasına ihtiyaç vardır ki bu da zaten pahalı olan sistemin maliyetinin artmasına neden olur [30].

2.4 Isı Pompası Türleri

Isı pompası sistemlerinin hemen hemen her uygulamaya uygun tipleri ve kombinasyonları mevcuttur. Isı pompaları ısı kaynak ve çukuruna, ısıtma ve soğutma dağıtımında kullanılan akışkana, boyut ve düzenleme biçimine, ısı kaynak ve çukurunun sınırlamalarına göre sınıflandırılabilir. Isı pompası tiplerini tanımlarken öncelikle ısı kaynağı daha sonra ısı çukuru dikkate alınır. Başlıca ısı pompası türleri [29]'da aşağıdaki gibi sıralanmıştır:

- Havadan havaya ısı pompaları
- Havadan suya ısı pompaları
- Sudan suya ısı pompaları
- Sudan havaya ısı pompaları
- Yerden (Toprak) suya ısı pompaları
- Yerden (Toprak) havaya ısı pompaları

TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASI TOPRAK DEVRESİ

Toprak kaynaklı ısı pompası (TKIP), konutlarda ve ticari tesislerde düşük enerji tüketimi ile etkin ısıtma ve soğutma sağlayan bir sistemdir. İlk yatırım maliyeti yüksek olmasına rağmen düşük bakım ve işletim masrafları ve ayrıca enerjiyi etkin kullanma özelliği bu durumu dengeler. TKIP sisteminin dikkate alınabilecek diğer bir özelliği de elektrik kullanmasına rağmen yenilenebilir enerji teknolojisi sınıfına girmesidir [32].

TKIP’de toprak kışın bir ısı kaynağı, yazın ise bir ısı çukuru görevini görür. Bu, toprak altına döşenen boruların içerisinde su veya salamura dolaştırılarak sağlanır. Örneğin toprak altı devresinde ısınan su, sıcaklığını buharlaştırıcıya bırakarak ısı pompası iç devresinde dolaştırılan soğutucu akışkanın buharlaştırılmasına neden olur. Daha sonra kompresör bu gazı sıkıştırarak üst basınç seviyesine çıkarır. Yoğuşturucuda yoğuşan soğutucu akışkan ise ısısını yük devresinde dolaşan suya bırakır. Soğutma mevsiminde ise sistem ters yönde çalıştırılır [23].

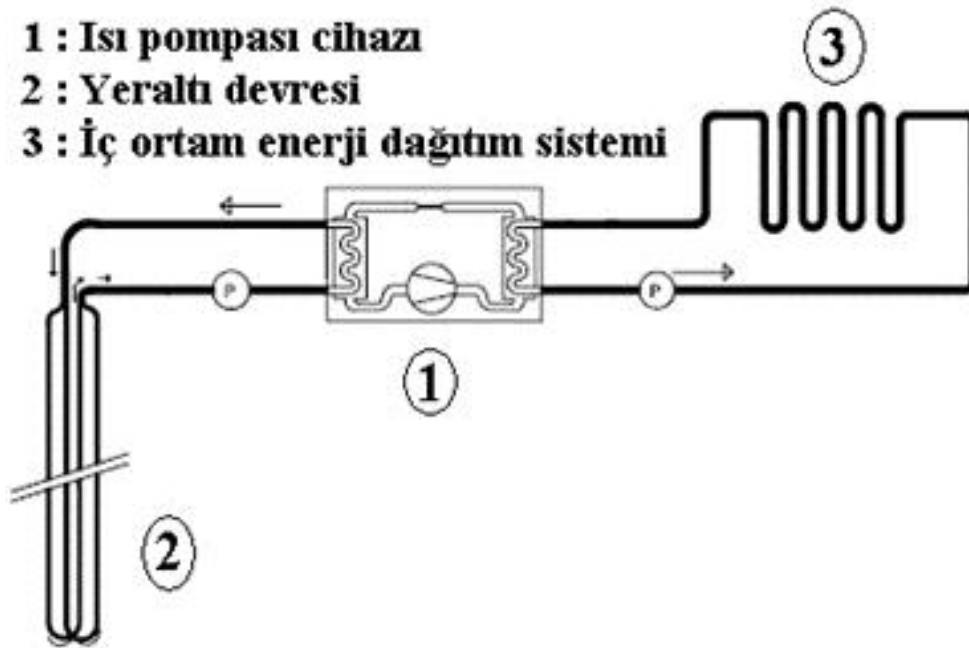
Temelde bir iç üniteyle toprağın altına gömülmüş bir ısı değiştiricisinden meydana gelen TKIP sistemi, toprak altındaki sabit sıcaklığı, daha ucuz enerji elde etmek için kullanır. Mevcut ancak ters yönde hareket etme eğilimindeki enerjinin ihtiyaç olan yere taşınması yani kısaca pompalanması söz konusudur. Elektrikli ısıtıcıyla çalışan sistemlere oranla %70 hava kaynaklı ısı pompasıyla çalışan sistemlere oranla %50, fosil kaynaklı yakıtları kullanan sistemlere oranla da %45 daha az işletme maliyeti getirmektedir [31] [33].

Toprak kaynaklı ısı pompaları, direk genişlemeli tipleri haricinde hava kaynaklı ısı pompalarına göre daha az soğutucu akışkan gerektirir [32]. Toprak altında bulunan boru sisteminin tamamen kapalı devre olması yüksek güvenilirlik sunmakta ve

minimum bakım gerektirmektedir [24]. TKIP sisteminin etkin kullanımının önündeki en önemli engel hatalı tasarım ve tesisattır. İyi eğitilmiş, tecrübeli ve güvenilir tasarım ve tesisatçıların isdiham edilmesi kritik önem taşır [32].

3.1 Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sistemlerinin Özellikleri

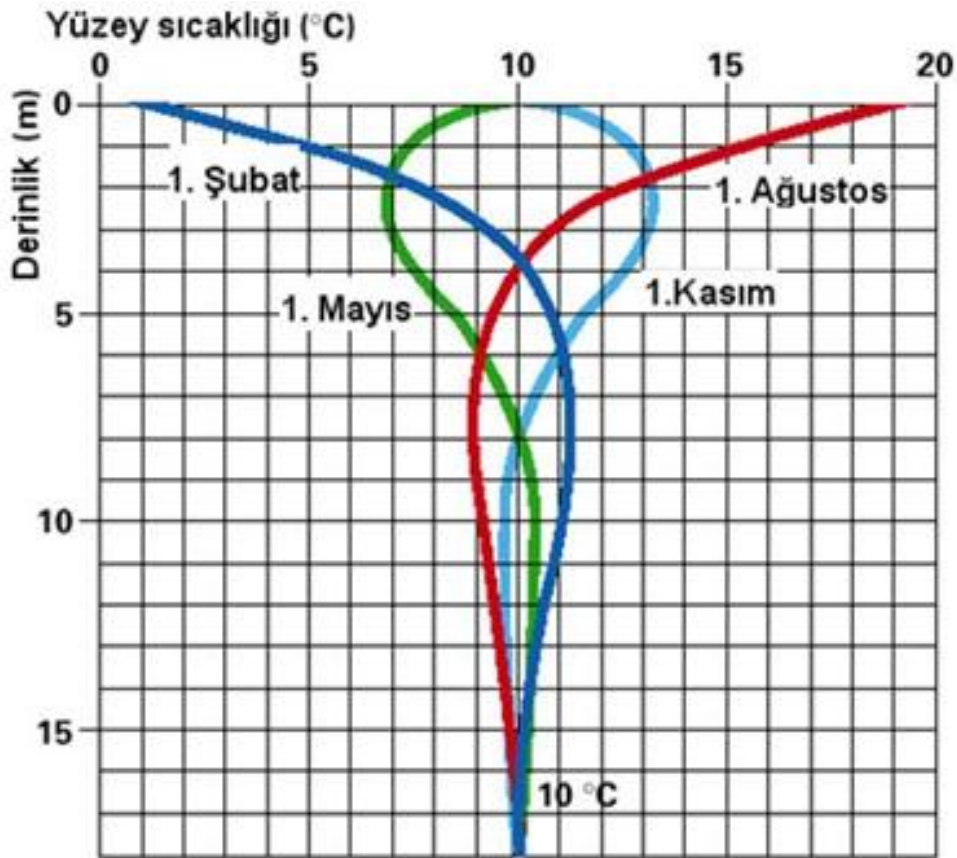
Toprak kaynaklı ısı pompası sistemi 3 ana bileşenden meydana gelir (Şekil 3.1). Bunlar ısı pompası cihazı, ısı pompası cihazının dış ısı değiştiricisi ile bağlantılı yeraltı devresi ve ısı pompasının iç ortam ısı değiştiricisi ile bağlantılı iç ortam ısıtma veya soğutma dağıtım sistemidir [34].



Isı pompası cihazı toprak ile iç mahal ısıtma/soğutma sistemi arasında enerji transferini sağlayan ısı pompası çevriminin gerçekleştiği elemandır. Isı pompası cihazının buharlaştırıcısı toprak devresi ile bağlantılıdır. TKIP sisteminin toprağın altında kalan kısmında gerçekleşen kapalı çevrimde, boruların içinden ısı taşıyıcı akışkan olarak su veya salamura dolaştırılır. Toprak altı kapalı çevrim sisteminde toprağın altında uygulamaya göre konumlandırılmış yüksek dayanımlı plastik borular ısı değiştiricisi görevi görür. Borular yüksek kalitede polietilen veya polibütülen olmak zorundadır. PVC hem dayanıklılık hem de ısı transfer karakteri bakımından toprak altı devresi için kabul edilemez. Bir de direk genişlemeli TKIP uygulamalarında toprağın altına direk ısı

pompasının dış ısı değıştircisi gömölür ve içinde ısı pompasının soğutucu akışkanı dolaşır. Dolayısıyla toprakla ısı transferi için ara bir akışkan kullanılmamış olur. Isı pompasının iç ısı değıştircisi ısıtılması veya soğutulması istenen ortama hizmet veren enerji dağıtım sisteminin ısı taşıyıcı akışkanı ile temastadır. Bu ısı taşıyıcı akışkan radyatör, panel ısıtma, fancoil sistemlerinin suyu veya kanallı klima cihazı gibi hava şartlandırmalı bir sistemin havası olabilir [32].

Isı pompalarının yaygınlaşmasının önündeki başlıca engel, ısı pompası çevrimlerinde verimin iki ortam arasındaki sıcaklık farkına bağlı olması ve ısıtma sözkonusu olduğunda bu farkın soğutmada olduğundan çok daha yüksek değere ulaşmasıdır. TKIP sistemleri bu noktada devreye girer. Tıpkı diğer ısı pompaları gibi ısının taşınması prensibiyle çalışan TKIP sistemlerinde, ısıtılması veya soğutulması istenen ortam ile ısıtmada ısının çekileceği ve soğutmada ısının atılacağı ortam arasındaki sıcaklık farkı asgariye indirilir. Şekil 3.2’de belirli derinliklerdeki toprak sıcaklığının değışimi görölmektedir. Buna göre derinlik arttıkça yıl ve gün boyunca gerçekleşen sıcaklık dalgalanmaları azalır ve belirli bir derinliğin altında ise sıcaklık sabit kabul edilebilir [35].



Şekil 3.2 Yıllık toprakaltı sıcaklık değışimleri

Soğutma sezonunda ısı pompası cihazının kendi içinde gerçekleşen kapalı çevrimin ısı taşıyıcı akışkanı, iç ortam ısı değiştiricisinden geçerek ortamın ısını absorbe eder ve buharlaşır. Daha sonra aldığı bu ısı enerjisini toprak altı devresi ile bağlantılı olan dış ısı değiştiricisinden geçerken bırakır. Toprak altı kapalı devresinde gerçekleşen kapalı çevrimin ısı taşıyıcı akışkanı ise ısı pompasının iç ortamdan aldığı bu ısı enerjisini toprağa bırakır. Böylece iç ortamda istenen serinlik sağlanmış olur. Isıtma sezonunda ısı pompası çevrimindeki dört yollu vana çevrimi ters yönde gerçekleştirir ve sistemin bu çalışma düzeninde ısı pompasının ısı taşıyıcı akışkanı, toprak altı devresi ile bağlantılı dış ısı değiştiricisinden geçerken toprağın ısını absorbe eder ve buharlaşır. İç ortam ısı eşanjöründen geçerken ise aldığı bu ısı enerjisini bırakarak yoğunlaşır. Böylece iç ortamın ısıtılması için gerekli enerji sağlanmış olur. Toprak altı devresinin ısı taşıyıcı akışkanı, ısı pompasının ısı taşıyıcı akışkanına bıraktığı ısı enerjisini tekrar kazanmak için kapalı çevrimini tamamlar. Şekil 3.3'te toprağın soğutma ve ısıtma sezonunda TKIP sisteminin toprak altı kapalı devresi ile yaptığı ısı alışverişi görülmektedir [36].



Şekil 3.3 Toprak altı devresinin toprakla yaptığı ısı alışverişi

3.2 TKIP Uygulamasının Avantajları ve Dezavantajları [37]

TKIP yeraltındaki depolanmış enerjiyi kullanmak için tasarlanmış olan ısıtma/soğutma sistemleridir. Toprağın altına gömülü olan boru sistemi ile ısıyı alır ve aktarıcı organları ile ısıнын taşınmasını ve transferini sağlar. Sistemde toprağın altından ısıyı belirli hesaplamalar sonucunda uzunlukları belli olan polietilen kaplı ve içinden ısı taşıyıcı

soğutucunun geçtiği borular vasıtasıyla alır. Buradan ısı kapalı devre akışkanı tarafından ısı pompası eşanjörüne taşınır. Bu devrede akışkanı taşıyan sirkülasyon pompası da bulunur. Akışkanın devridaim olayı böyle devam eder ve ısı bir yerden bir başka yere transfer olmaktadır. TKIP günümüz şartlarında alternatif bir sistem olarak konutların, işyerlerinin ve benzeri yapıların ısıtma ve soğutma olaylarını gerçekleştirilir.

Avantajları

- Yüksek verim ve kararlılık kapasitesi: TKIP sistemleri iyi tasarlandığı ve uygun bir şekilde kullanıldığından dolayı diğer sistemlere göre daha verimli ve ekonomik olarak daha iyi sonuçlar verir. Toprak kaynaklı ısı pompaları dış hava sıcaklıklarıyla fazla bağlantılı olmadığından kapasitelerinde kararlılık söz konusudur.
- Düşük güç ihtiyacı: Isı dağıtımı sonunda tekrar ısınmak veya soğumak için yoğuşturucuya giren ısı taşıyıcı akışkan sıcaklığı, hava kaynaklı ısı pompalarındaki dönüş havasının sıcaklığından daha düşük olduğu için kompresör daha düşük güç ihtiyacı gerektirir ve düşük soğutucu akışkan basınç farklarında çalıştırılır.
- Konfor ve hava kalitesi: TKIP sistemleri gizli soğutma etkilerini karşılamadan yüksek verim yakalayabilirler. Yüksek verimi yakalamanın bir başka yolu kompresörün basma basıncının, emme basıncına oranının azaltılmasıyla da elde edilir. Bu sonuç nem alma kapasitesini düşürerek konfor ve iç ortam hava kalitesine neden olmaktadır. Bu durumun yaşandığı yapılar genellikle ofisler ve büyük toplumsal binalarda rastlanılır.
- Basit kontrol ekipmanları: TKIP sistemlerinde konfor ve verimlilik değerlerinin kontrolünü yapan sistemlerinin kullanılmasına gerek yoktur. Çünkü ısı pompası sisteminin zaten büyük bir yatırım maliyeti vardır, birde bu sisteme ek olarak diğer kontrol ünitelerinin maliyetinin katılması iyi bir sonuç doğurmaz.
- Düşük bakım maliyeti: TKIP toprak altına yerleştirildiklerinden dolayı dış ortamdan etkilenecek bir sorun olmaz. Yani sistem iç ünite olarak yerleştirilmiştir.
- Mükemmel ömür ve döngü maliyeti: TKIP sistemleri yüksek maliyetine karşılık 3 temel karakteristiğinden ötürü ömür ve döngü maliyeti açısından üstündür; düşük enerji, az bakım, uzun süre ekipman ömrü.

- Yardımcı ısıtmaya ihtiyaç yoktur: TKIP sistemleri uygulandığı bölümün ısı ihtiyacını karşılayacak şekilde yapıldığından dolayı ek bir ısıya gerek duymaz.
- Dış ünite ekipman olmaması: dış ünite ekipman olmaması nedeniyle dışarıda yer işgal etmemektedir.
- Düşük kullanma sıcak suyu ısıtma maliyeti: Çoğu yapıda iç yüklerden dolayı ortaya çıkan fazla ısı söz konusudur. Bu ısı sıcak su ihtiyacını karşılamak için kullanılabilir.
- Çevre dostu: Çevre kirliliği ve zararlı madde emülsiyonları düşüktür.
- Paketlenmiş ekipman: TKIP sistemleri paket halde bulunmaktadır. Bu yüzden bir kaçak olması, yanlış bağlantı gibi sorunlar söz konusu değildir.

Dezavantajları

- Yüksek ilk yatırım maliyeti: Konutlardaki standart fiyatların iki katı daha fazlasına mal oluşları, ek işlemler maliyetin yüksek olmasına neden olmaktadır.
- Performansın toprak altı borularına bağlı olması: TKIP sistemleri verimliliği toprak altında bulunan ısı taşıyıcı borulara bağlıdır. Bu yüzden çok iyi bir tasarım söz konusu olmalıdır.
- Ehliyetli tasarımcıların sınırlı sayıda olması: TKIP sistemleriyle ilgilenen teknikerlerin sayıları dünya üzerinde sınırlı ülkemizde ise yok denecek kadar azdır. Bu yüzden müteahhitlerin yüksek maliyetten sorumlu tutulması ve bu işten uzak durmalarına neden olmaktadır.

3.3 Toprak Isı Değiştirici Tipleri [33]

Toprak ısı değiştiricilerinde toprağın veya yeraltı suyunun enerjisinden yararlanmak için iki yöntem kullanılmaktadır.

Açık Sistemler: Açık çevrimli sistemler kapalı çevrimli sistemlere göre daha az tercih edilmesine karşılık kaynak suyunun bol olduğu yerlerde kullanılabilirler. Amaç maliyetin daha az olmasını sağlamaktır. Sistemde gömülü olan borunun içinden akan sıvı akışkan yerine göl, kuyu gibi kaynaklardan gelen su kullanılır. Yeraltında bulunan su bir kuyudan çekildikten sonra ısı değiştiriciye ısı transferi yapıldıktan sonra tekrar geri boşaltılır. Bu boşaltma ya deşarj kuyusuna ya da tekrar alındığı kaynağa verilir. Hem su

Açık sistemlerin en önemli unsuru su kalitesidir. Suda korozyon maddeleri bulunabilir, mineraller ısı değiştiricisinde birikebilir, demir ve diğer kirler dönüşüm kuyusunu tıkalı olabilir. Bu yüzden suya aşındırıcılık, asitlik ve mineral içeriği testlerinin yapılması gerekmektedir. Açık çevrimli sistem örneği Şekil 3.4’de gösterilmiştir.

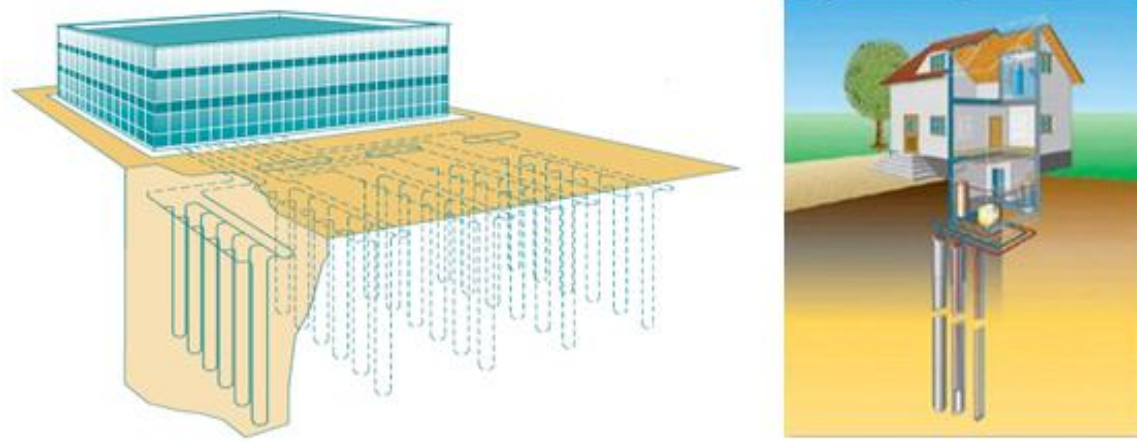


Kapalı Sistemler: Açık su kaynağının mevcut olmadığı yerlerde genellikle polipropilen borulardan yapılan boru demeti toprağa yatay veya dikey olarak daldırılarak toprağın veya yeraltı suyunun enerjisinden faydalanmaktadır.

Kapalı sistemlerde, toprak ısı değıştircisi yatay ve dikey olmak üzere 2 ayrı şekilde yerleştirilebilir. TKIP bu yerleşim şekillerine göre adlandırılır.

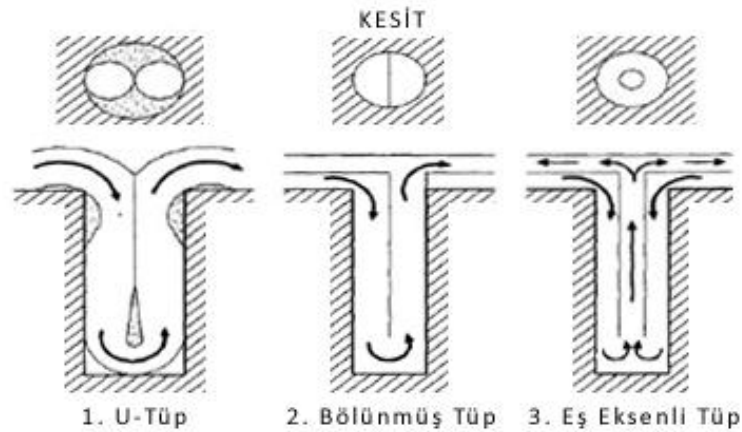
3.3.1 Dikey Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompaları (DTKIP) [33]

Dikey tip toprak kaynaklı ısı pompaları, daha çok büyük binalar, bina çevresindeki alanın az olması ve var olan alana çok zarar verilmek istenmemesi gibi durumlarda tercih edilir. Çünkü toprak altı sıcaklığı uzun yıllar sabit değerlerde seyreder. DTKIP, yatay tip toprak kaynaklı ısı pompalarına göre daha verimlidir ve daha az boru kullanılır. DTKIP paralel birçok dikey serpantinden oluşturulabilir (Şekil 3.5). Böylelikle, daha küçük çapta borular kullanılır ve tek bir dikey sistem gibi daha derin olarak konulmazlar.



Şekil 3.5 Dikey tip toprak kaynaklı ısı pompası

Dikey toprak ısı değiştiricileri yerleştirme şekilleri, kesit geometrilerine göre sınıflandırılabilir. Şekil 3.6’da bunlar, U-tüp, bölünmüş tüp ve eşeksenli tüp olarak gösterilmişlerdir. U-tüp boru çapları, 3/4" ile 2" arasındadır. Isı değiştiricisi derinliği, basınç düşmesi ve ısı transferi göz önünde bulundurularak boru çaplarına göre 15-185 m arasında değişir.



Şekil 3.6 Kesit geometrilerine göre dikey toprak ısı değiştiricileri

Dikey ısı değiştiricilerinin yatay ısı değiştiricilerine göre bazı avantajları vardır; çünkü dikey tiplerde, boruların büyük bir bölümü, toprağın düşük ısı direnç gösteren toprak altındaki sulu bölümdedir. Yeraltı sularının hareketleri, ısı değiştiricisinin iyilik derecesini yükseltir. Ancak dönüş ve besleme borularını aynı kuyuya yerleştirme zorunluluğu da, ısı transferi bakımından kısa devreye sebebiyet vereceğinden, dikey tiplerin yerleştirilmesinde bu noktaya dikkat edilmelidir. Borular arasındaki ısı transferi, ısı değiştiricisinin iyilik derecesinin düşmesine sebep olur ve bu etki sondaj boyu ile birlikte artar.

Diğer yandan yatay ısı değiştiricisinin iyilik derecesi, ısıtma ve soğutma mevsimleri boyunca yağmur, kar ve diğer yüzey olayları sebebiyle, ısı değiştiricisinin yzeeye yakınlığıyla orantılı olarak etkilenir.



Şekil 3.7 Salamuranın akış yollarına göre dikey toprak değiştiricileri

Kapalı devre toprak ısı değiştiricileri, salamuranın akış yollarına göre seri veya paralel tipte olabilir. Şekil 3.7’de seri ve paralel ısı değiştiricileri gösterilmiştir. Seri tipte tek akış yolu mevcuttur. Paralel tipte ise birkaç akış yolu vardır. İyi bir akış dağılımı sağlamak amacıyla, paralel boru çapları besleme ve dönüş borularının çaplarından ufak olmalıdır.

3.3.1.1 Seri evrim

Avantajları:

- Tek akış yolu ve boru tipi
- Birim boru başına daha yüksek ısı performans

- Sistemden hava almanın paralel sisteme göre daha kolay olması

Dezavantajları:

- Akışkan basınç kaybının boru çapına ve boyuna bağlı olması nedeniyle pompalama giderlerinin artması ve bundan dolayı toprak ısı değiştiricisinin boru boyunun sınırlı olması
- Daha büyük boru daha fazla su ve antifriz ister.
- Birim boru alanı başına daha yüksek maliyet

3.3.1.2 Paralel Çevrim:

Avantajları:

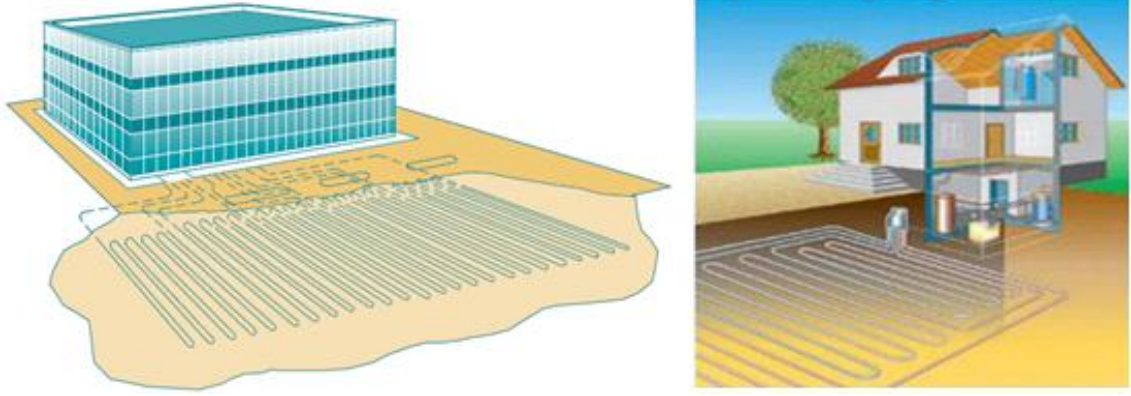
- Düşük boru maliyeti, daha az antifriz gerekmesi
- Basınç kayıplarının daha az olması ve buna bağlı olarak pompalama giderlerinin ve dolayısıyla işletme maliyetlerinin daha az olması

Dezavantajları:

- Havanın giderilmesi önemlidir.
- Paralel yol oluşması için dengeli akış gereklidir.

3.3.2 Yatay Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompaları (YTKIP) [33]

Yatay sistemler tek bir hendek veya birbirine yakın hendekler içine, bir veya birden fazla borunun yerleştirilmesiyle oluşturulur (Şekil 3.8). Isı değiştiricisinin iyilik derecesi borular arasındaki mesafeye bağlıdır. Tipik olarak kW başına soğutma veya ısıtma yükü 35-50 m boru ile sağlanır. Binanın çevresinde bulunan alanın azlığı durumunda borular spiral olarak da yerleştirilir.



Şekil 3.8 Yatay tip toprak kaynaklı ısı pompası

Yatay ısı değıştircileri, salamuranın akış yönüne göre seri veya paralel olarak sınıflandırılabilir. Bununla beraber toplam hendek uzunluğunu kısaltmak amacı ile tek bir hendek içerisine birkaç boru yerleştirilebilir. Hendeklerin genişliği 0,6–0,9 m mertebelerindedir. Borular yüzey şartlarından en az düzeyde etkilenmeleri amacıyla genellikle 1,5–2 m derinlikte döşenir. Bu mesafe arttıkça, ısı değıştircisinin iyilik derecesi gerek toprak sıcaklıklarının daha uygun olması, gerekse boruların yüzey şartlarından daha az etkilenmesi sebebiyle artar. Ancak, bu durumda, hafriyat masrafları da artacağından; gömme derinliğine ekonomik analiz sonucu karar verilmelidir. Şayet, tek bir hendek içerisine birkaç kat boru döşenecek ise, borular arası kot farkı genellikle 0,3–0,5 m civarında olmalıdır.

Borular döşendikten sonra, dikkat edilecek bir başka husus da, toprak ve boru arasındaki ısı transferini iyileştirmek amacı ile hendekten çıkarılan toprağın, yerine tekrar yerleştirilirken yoğunluğunu artırmak için sıkıştırılması gereğidir.

3.4 Toprak Isı Değıştircisi Seçimi [36]

Isı kaynağı olarak topraktan yararlanılmasının düşünülmesinin halinde, toprak özellikleri, bina ısıtma ve soğutma yükleri hesaplandıktan sonra, tasarımcı toprak ısı değıştircisi özelliklerini seçmeye hazırdır. Isı değıştircisi tipi, şekli, boru malzemesi, boru çapı ve et kalınlığı ile boru uzunluğu belirlenmelidir. Genellikle tasarımcı, aşağıdaki şartlardan bir veya birkaçını sağlamaya çalışmalıdır:

- Toprak ısı değıştircisi maliyetini azaltmak
- Isı değıştircisinin döşenmesi için gerekli alan ihtiyacını azaltmak

- Yerleştirme ve bakımı basitleştirmek
- Uzun vadeli kullanım ömrünü sağlamak

Yatay ya da dikey sistem şeklinin seçilmesinde yöresel, iklimsel ve ekonomik etkenler önemlidir.

3.4.1 Yöresel Etkenler

Topraktan ısı kaynağı olarak yararlanılmasına karar verilirken yöresel etkenler önemli bir rol oynar.

Her şeyden önce elektrik tesisatının uygun ve güvenilir olması kesin bir gerekliliktir ve elektrik birim fiyatı diğer tüm alternatif yakıtlarla karşılaştırıldığında ekonomik olmalıdır. Yörede uygun delme ve hafriyat makinelerinin bulunması da bir gerekliliktir. Bazı çok sapa yörelerde topraktan yararlanma bu bakımdan mümkün olmayabilir. Ayrıca, yüzeyde sert kayaların bulunması, topraktan yararlanmayı güçleştirir. Yerleşim bölgelerinde ise yeterli alan bulunamamasından, yatay döşenmiş toprak ısı değiştiricileri uygun olmayabilir. Bu gibi durumlarda dikey toprak ısı değiştiricileri tek çözümdür.

3.4.2 Ekonomik Etkenler

Ekonomik etkenler, genelde tüm ısıtma-soğutma-havalandırma sistemlerinde olduğu gibi toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinin projelendirilmesinde de önemlidir.

Fuel oil, doğal gaz, kömür gibi alternatif yakıtların fiyatlarının, elektrik fiyatları ile mukayese edilmesi gereklidir. Delme ve hafriyat masrafları, yöresel olarak az da olsa değişkendir ve öngörülen sistemin uygunluğunu belirler. Bir diğer önemli etken, yapının ısı yükü ve ısı kaybıdır.

İlk yatırım maliyeti yüksek olan ısı pompası sistemleri, küçük, iyi yalıtılmış yapılar için ekonomik olmayabilir. Bu sebeple, toprak kaynaklı ısı pompası tesisleri, elektrik birim fiyatlarının uygun olduğu yerlerde, genellikle, ısı kaybının ve kazancının yüksek olduğu binalarda ekonomiktir.

İlk yatırım ve işletme maliyetleri arasında bir denge kurulmalıdır. İlk yatırım maliyetlerini en çok toprak ısı değiştiricilerinin maliyeti etkiler. Bu yüzden, ısıtma ve

soğutma yükleri hesaplandıktan sonra verilecek en önemli karar, toprak ısı değiştiricisinin tahmini boyu, yerleştirme ve düzenleme şeklidir. Dikey veya yatay şekil; seri veya panel düzenleme; çap ve boru malzemesi seçimlerinin hepsi maliyet üzerinde etkilidir. Maliyetler bölgeye ve zamana bağlı olarak değişir.

3.5 Toprak Özellikleri [38]

Toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinde en önemli parametre, topraktan çekilen ısıdır. Bu bağlamda toprak özellikleri temel etkindir. Toprak ısıl davranışını etkileyen en önemli üç özellik yoğunluk, nem oranı ve toprak taneciklerini oluşturan materyallerdir.

Yoğunluk: Toprağın yoğunluğu, bileşimine ve doğal konumdaki yerleşme veya yerleştirme şekline bağlıdır. Isı iletim katsayısını tahmin edebilmek için, kuru yoğunluk ve nem oranı belirlenmelidir. Toprağın nem oranına bağlı olarak buna karşılık gelen bir kuru yoğunluk değeri vardır. Toprak Özellikleri Ölçüm Standartları American Society for Testing Materials (ASTM)'de mevcuttur.

Nem oranı: Belli bir yoğunluk için nem miktarının artışı, toprak ısıl direncinin düşmesine sebebiyet vermektedir. Çünkü sabit kuru yoğunlukta, nem oranı arttıkça, daha düşük ısı iletim katsayısına sahip olan hava, yerini suya bırakır.

Tanecik materyalleri: Toprağın ısıl davranışını, katı taneciklerin ısıl iletkenlikleri önemli ölçüde etkiler. Çizelge 3.1' de toprakta bulunan bazı materyallerin ısıl karakteristikleri verilmiştir.

Çizelge 3.1 Topraktaki bazı materyallerin ısıl karakteristikleri

Materyal	Isıl Direnç (m°C/W)	Isı İletim Katsayısı (W/m°C)
Kuartz	0,11	9,2
Granit	0,25-0,28	4,0-3,6
Kireç Taşı	0,45	2,2
Kum Taşı	0,58	1,70
Mika	1,70	0,59
Organik Materyaller (Islak/Kuru)	4/7	0,25/0,14
Su	1,65	0,60
Hava	41,00	0,025
Buz	0,78	2,23

Yüksek yoğunluğu ile kuartz tercih edilen bir materyaldir. Bu materyal nem tutucu özelliğe sahip olduğundan ve kil bağlantılı olarak bulunmasından ötürü; killi topraklar tercih edilen topraklar arasında ilk sırayı alırlar.

Toprak özelliklerinin tipik karakteristikleri AIEE tarafından belirlenmiştir. Bu değerler Çizelge 3.2’de verilmiştir.

Çizelge 3.2 Toprak türlerinin ısı karakteristikleri

Materyal	Isıl Direnç (m°C/W)	Isı İletim Katsayısı (W/m°C)
Gevşek Kuru Kum	1,75	0,57
Nemli Kil	0,8-0,9	1,11-1,25
Nemli Kumlu Kil	0,8-0,9	1,11-1,25
Sıkı Kum	0,8-0,9	1,11-1,25
Kül Dolgu	2,00	0,50

3.5.1 Toprak İyileştirme Yöntemleri

Borular döşendikten sonra, etraflarına, daha yüksek yoğunlukta toprak doldurmalı ya da hendekten çıkarılan toprak, yerine sıkıştırılarak konmalıdır. Toprak ısı direncinin %20’si, boru çeperinden itibaren ilk 15 cm’lik mesafe içerisinde meydana gelir [39]

Bu yüzden boru ile toprak teması mükemmel olmalıdır. Şayet toprak içerisinde, ısı özellikler açısından istenmeyen materyaller mevcut toprak dolgu yerleştirilmelidir. Bu koruyucu dolgu iyi seçilmelidir. Dolgu elemanı olarak balmumu, portland çimentosu ve şişmez killer kullanılabilir. Özellikle, pahalı ve kuru haldeki ısı direnci yüksek olan inşaat kumu gibi malzemeler kullanılmamalıdır.

3.6 Toprak Isı Değiştiricisi Boru Malzemeleri

Toprak ısı değiştiricilerinde kullanılacak, uygun bir borunun seçilmesi önemlidir. Bu seçim, uygun çap ve et kalınlığının belirlenmesiyle birlikte, uygun bir malzeme seçimini de içerir. Bazı toprak ısı değiştiricilerinde, boru malzemesi olarak çelik ve bakır kullanılmasına rağmen, çoğunlukla PVC, polibütlen ve polietilen gibi plastik borular kullanılır. Yüksek mukavemet ve ısı özelliklere sahip ucuz plastik boruların üretilmesi, toprak kaynaklı ısı pompalarının kullanımının yaygınlaşmasında önemli bir etkindir.

PVC borular, bağlantı yerlerindeki sızıntı ve ısıl genleşme sonucu meydana çıkan gerilmelere dayanma problemlerinden dolayı, son yıllarda yerlerini polietilen ve polibütilen borulara bırakmıştır.

Bu iki tip boruya ait özellikler Çizelge 3.3’de verilmiştir.

Çizelge 3.3 Boru malzemelerinin özellikleri

Boru Malzemesi		Nominal çap	Dış Çap	İç Çap	Boru Isı İletim Katsayısı	Boru Isıl Direnci
		[inç]	(D _o) [inç]	(D _i) [inç]	(k _b) [W/m°C]	(R _b) [m°C/W]
Polietilen	SDR- 11	3/4	1,05	0,86	0,391	0,0815
	SDR- 11	1	1,315	1,077	0,391	0,0815
	SDR- 11	1- 1/4	1,66	1,358	0,391	0,0815
	SDR- 11	1- 1/2	1,9	1,554	0,391	0,0815
	SDR- 11	2	2,375	1,943	0,391	0,0815
	SCH- 40	3/4	1,05	0,824	0,391	0,0983
	SCH- 40	1	1,315	1,049	0,391	0,0919
	SCH- 40	1- 1/4	1,66	1,38	0,391	0,0752
	SCH- 40	1- 1/2	1,9	1,61	0,391	0,0676
	SCH- 40	2	2,375	2,067	0,391	0,0576
Polibütilen	SDR- 17	1- 1/2	1,9	1,676	0,216	0,0925
	SDR- 17	2	2,375	2,095	0,216	0,0925
	SDR- 13,5	1	1,125	0,957	0,216	0,01156
	SDR- 13,5	1- 1/4	1,375	1,171	0,216	0,01156
	SDR- 13,5	1- 1/2	1,625	1,385	0,216	0,01156
	SDR- 13,5	2	2125	1,811	0,216	0,01156

3.7 Salamuralar [37]

Toprak ısı değıştiricilerinde kullanılan akışkanın seçimini şunlar etkiler:

- Fiyat
- Termofiziksel özellikler
- Akışkan karakteristikleri
- Zehirlilik
- Paslandırma etkisi
- Donma noktası

- Buharlaşma basıncı
- Tutuşma özelliği

En önemli termofiziksel özellikler şunlardır:

- Viskozite: Sirkülasyon pompasının gücünü azaltmak için viskozitenin düşük olması lazımdır.
- Isıl kapasitesi: Enerji depolama açısından ısı kapasitesi yüksek olmalıdır.
- Isı iletim katsayısı: İyi bir ısı geçişi sağlamak açısından yüksek olmalıdır.

Bütün etkenler gözden geçirildiğinde, donma probleminin söz konusu olmadığı durumlarda en uygun akışkanın su olduğu görülmektedir. Su, ucuza temin edilir, kolay bulunur ve ısıl özelliği iyidir. Dezavantajları ise, donma sıcaklığının yüksek olması ve donma anında hacminin fazla artmasıdır. Ayrıca plastik ve bakır borular haricinde paslanmaya neden olurlar. Donma ihtimalinin söz konusu olduğu durumlarda ise suyla birlikte kullanılan başlıca katkılar şunlardır.

- Etilen Glikol
- Propilen Glikol
- Kalsiyum Klorid

Etilen glikol ve propilen glikolun fiziksel özellikleri Çizelge 3.4'te verilmiştir.

Çizelge 3.4 Salamuralara ait fiziksel özellikler

	Etilen Glikol	Propilen Glikol
Özgöl Ağırlık (20°C) [kg/m³]	111,3	1036
Kaynama noktası [°C]		
101,3 kPa	198	187
6,37 kPa	123	116
Buhar Basıncı (20°C) [kPa]	6,7	9,3
Donma Noktası [°C]	-12,7	-76
Viskozite [mPa.s]		
0°C	57,4	24
20°C	20,9	60,5
Özgöl Isı (20°C) [kJ/kg°C]	2,347	2,481
Buharlaşma Isısı (-12,7°C) [kJ/kg]	846	688

Etilen Glikol-Su

Etilen Glikol-su salamuraları, kokusuz ve renksizdir. Etilen glikol, izafi olarak ucuzdur ve temini kolaydır. Bu eriyikler, suyun korozyon etkisini azaltırlar ancak ısı özellikleri sudan daha düşüktür. Zehirli olmaları nedeniyle ısı değiştiricisinde sızıntıya karşı çok iyi önlem alınması gerekmektedir. Kaynama sıcaklıklarında, oksijenli ortamlarda korozyon olduklarından, periyodik bakım ve bazı durumlarda ise ek katkıları gerektirirler.

Propilen Glikol-Su

Propilen glikolün etilen glikole benzer özellikleri vardır; ancak etilen glikole göre daha az zehirlidir. Yüksek sıcaklıklarda ve zengin oksijenli ortamlarda korozyona neden olduğundan koruyucu katkıları ve periyodik bakıma ihtiyaç duyulur.

Kalsiyum Klorid-Su

Kalsiyum klorid salamuraları, toprak ısı değiştiricilerinde, düşük fiyatları ve iyi ısı özellikleri nedeniyle kullanılırlar. Kalsiyum klorid piyasada toz ve eriyik halde satılır.

3.8 Dikey Toprak Isı Değiştiricisinin Boyutlandırılması [36]

TKIP’de toprak, ısıtma ve soğutma modunda çalışmasına bağlı olarak ısı kaynağı veya ısı çukuru olarak çalışmaktadır. Toprakla boru içerisindeki akışkan arasında ısı transferinin gerçekleşebilmesi için aralarında bir sıcaklık farkı oluşturulması gerekmektedir. Kurulan yere göre toprak altında dolaşan akışkanın sıcaklığı yaklaşık olarak -4°C ile 38°C arasında değişebilir. Toprak ısı değiştiricisinin boyutlandırılması yapılmadan önce ısı pompası cihazının seçilmesi gerekmektedir. Isı pompası üretici kataloglarında, toprak ısı değiştiricisinden gelen akışkanın sıcaklığının hangi aralıkta olması gerektiği yer almalıdır. Kullanılması gereken borunun uzunluğu, ısı kaybı/kazancı hesabı ile belirlenen sistem kapasitesine, ısı pompası cihazının COP değerine, yıllık ortalama toprak sıcaklığına, toprak altı devresini oluşturan boruların ısı direncine ve bu devrede dolaşan ısı taşıyıcı akışkanın giriş/çıkış sıcaklıklarına, toprağın ısı direncine ve sistemin çalışma faktörüne bağlıdır.

3.8.1 Ortalama Toprak Sıcaklığı

Toprak sıcaklığı hem derinliğe, hem de zamana bağlı olarak değişim gösterir. Ortalama toprak sıcaklığı, değişik derinliklerdeki yıllık ortalama sıcaklıktır. Yüzeydeki hava sıcaklığının toprak sıcaklığına etkisi vardır fakat güneş ışınlarının etkisi daha fazladır. Toprağın ısıyı depolama ve yavaşça geri verme gibi özelliklerinden dolayı sıcaklık değişimlerini azaltma etkisi vardır. Bu etki toprağın yoğunluk ve nem miktarına ve derinliğe bağlı olarak değişir. Derinlik arttıkça yıl içindeki sıcaklık değişimi azalır.

3.8.2 Sisteme Su Giriş Sıcaklığı

Isı pompası ısıtma modunda çalışırken topraktan ısı çekileceğinden, toprakaltı ısı değiştiricisine giren salamuranın sıcaklığı, toprak sıcaklığından düşük olacaktır. Belli bir ısı miktarını çekerken veya atarken, boru uzunluğunu arttırdığımızda toprak ile salamura arasında gerekli olan sıcaklık farkı azalır. Daha kısa boru kullanıldığında ise gerekli olan sıcaklık farkı artacaktır. Akışkanın sıcaklığının kullanılan sistemin sıcaklık sınırları içinde kalması gerekmektedir.

3.8.3 Toprağın Isıl Direnci (R_T)

Malzemelerin ısı iletim katsayıları, ısı direnç hesaplarında kullanılan önemli bir özelliktir. Toprağın ısı direnci, toprağın ısı akışına karşı gösterdiği dirençtir. Yoğunluğu düşük kuru toprak, ısı enerjisini yoğun nemli toprak kadar hızlı taşımaz. Buna ek olarak boruların dikey uzunlukları, borular arası mesafe, kullanılan boruların sayısı ve boyutu toprak direncini etkileyen faktörlerdir. Toprak altı ısı değiştiricilerde gerçekleşen ısı transferinin iyi anlaşılabilmesi için malzeme özelliklerinin iyi bilinmesi gerekir.

3.8.4 Boru Isıl Direnci (R_b)

Değişik boru malzemelerinin denenmesi sonucunda toprağın korozyon etkisinden en az etkilenen ve dolayısıyla en uzun ömürlü olan malzeme olarak plastik borular öne çıkmıştır. Boru malzemesi olarak polietilen ve polibütilen malzemeler kullanılabilir. 25°C sıcaklık için polietilen malzemelerin ısı iletim katsayıları 0,45 W/m°C civarlarında, polibütilen malzemelerin ısı iletim katsayısı ise 0,24 W/m°C civarlarında değişebilir.

3.8.5 Çalışma Faktörü (F)

Bir sistemin çalışma faktörü, o sistemin en soğuk aydaki ısıtma yükünü ve en sıcak aydaki soğutma yükünü karşılayabilecek sürenin yüzde olarak gösterimidir. Her iki çalışma düzeni için de çalışma faktörlerinin bulunması gerekir. Çalışma faktörleri kullanılarak ısıtma ve soğutma çalışma düzenleri için gerekli olan boru boyları saptanır ve hangisi daha büyükse sistemin boru uzunluğu olarak seçilir. Çalışma faktörünü bulabilmek için iklimlendirilecek olan yerin saatlik ortalama ısı kazancı ve kayıpları bulunmalıdır. Daha sonra bulunan bu değerler sistemin kapasitesine oranlanarak çalışma faktörü bulunmalıdır.

3.8.6 Toprak Isı Değiştiricisi Boyu Hesabı

Toprak ısı değiştiricisinin, boyu ısıtma ve soğutma durumu için ayrı ayrı hesaplanır. Hesaplama aşağıda verilen formüller kullanılabilir.

Isıtma mevsimi için;

$$L_H = \frac{Q_H \left(\frac{COP_H - 1}{COP_H} \right) (R_b + R_T F_H)}{|T_{DT} - T_{min}|} \quad (3.1)$$

Soğutma mevsimi için;

$$L_C = \frac{Q_L \left(\frac{COP_C + 1}{COP_C} \right) (R_b + R_T F_C)}{|T_{max} - T_{YT}|} \quad (3.2)$$

Buradaki terimler ve birimleri şu şekildedir :

L_H : Isıtma için gerekli boru boyu [m]

L_C : Soğutma için gerekli boru boyu [m]

COP_H : Seçilen cihazın ısıtma performans katsayısı

COP_C : Seçilen cihazın soğutma performans katsayısı

R_b : Boru direnci [mK/W]

R_T : Toprak direnci [mK/W]

F_H : Isıtma işletme faktörü

F_C : Soğutma işletme faktörü

DT : Düşük toprak sıcaklığı [$^{\circ}C$]

YT : Yüksek toprak sıcaklığı [$^{\circ}C$]

T_{min} : Isı pompasına girecek olan minimum su sıcaklığı [$^{\circ}C$]

T_{max} : Isı pompasına girecek olan maksimum su sıcaklığı [$^{\circ}C$]

PANEL ISITMA ve SOĞUTMA SİSTEMLERİ

Panel ısıtma ve soğutma sistemleri, duvar döşeme veya tavanlarda, sıcaklığın kontrol edildiği iç mahal yüzeylerini kullanırken bu sistemlerde sıcaklık, suyu ya da havayı sirküle ederek veya panellere gömme olarak monte edilmiş elektrik devrelerinden akım geçerek korunur.

Panel sistemleri, kontrol edilen yüzey sıcaklığının 150°C'nin altında olması ile karakterize edilir ve tek zonlu, sabit sıcaklıklı, sabit hava hacimli merkezi bir cebri hava sistemiyle veya çift kanallı, tekrar ısıtmalı, çok zonlu ya da değişken hacimli sistemlerle, merkezi olmayan konvektif sistemlerle, mahal içi terminal fancoil birimleriyle birlikte çalışabilir. Bu biçimde birleşik çalışan sistemlere hibrid sistemler denir.

Isı transferinin %50'den fazlası radyasyon yoluyla gerçekleşiyorsa sıcaklığın kontrol edildiği yüzey "radyatif panel" adını alır [29]. Radyasyon veya ışıınım, elektromanyetik dalgalar veya parçacıklar biçimindeki enerji yayımı ya da aktarımıdır. Birbirini gören yüzeyler arasında sıcaklık farkı olduğu sürece ışıınımla ısı aktarımı olduğunu söylemek mümkündür [40].

Panel ısıtma ve soğutma sistemleri, iç mahal sıcaklığını olduğu kadar yüzey sıcaklıklarını da kontrol ederek kabul edilebilir bir ısı çevre yaratır. Doğru tasarlanmış bir sistemde, içeride bulunanlar mahalin ısıtıldığını veya soğutulduğunu fark etmezler. İnsanın ısı konforu üzerinde MRT'nin önemli bir etkisi bulunmaktadır. Binayı oluşturan yüzeylerin sıcaklığı, (özellikle aşırı cam yüzeyler içeren dışa bakan duvarlar) çevresel sıcaklıktan önemli miktarda ayrıldığında, konvektif mekanizma soğuk veya sıcak yüzeylerin yarattığı konforsuzluğu ortadan kaldırmada bazen güçlüklerle karşılaşır. Isıtma ya da

soğutma panelleri bu eksikliği nötralize ederken insan bedeninden radyasyonla ısı kaybı ya da ısı kazancını en aza indirir [29].

Radyant panel sistemler konvansiyonel iklimlendirme sistemlerine göre daha düşük ortam sıcaklıklarında konfor sağlarlar. Radyant sistemlerin özellikleri, konvektif sistemlere göre 2,2 ile 3,3°C düşük kuru termometre sıcaklığında konfor sağlamalarıdır. Amerikan Enerji Departmanı'nın kılavuzuna göre, sıcaklıktaki yaklaşık 0,5°C'lik azalma, enerji gereksinimini de %3 azaltmaktadır. Bu durumda konvektif sistemlerle karşılaştırıldığında radyant sistemler aynı konforu sağlamak için %12 ile %18 oranında daha az enerji gerektirirler [41].

Radyant panel sistemler konvansiyonel (gaz, petrol, elektrik) ve alternatif enerji kaynaklarıyla çalıştırılabilir.

4.1 Radyant Hidronik Panel Sistemler [41]

Radyant hidronik panel sistemler, tüm radyant sistemlerde olduğu gibi ısı transferinin %50 ve daha fazlasının radyasyon yoluyla gerçekleştiği sistemlerdir. Radyant hidronik sistemleri diğer radyant sistemlerden ayıran özellik, ısıyı transfer edebilmek için merkezi bir kaynaktan aldığı ısı transfer akışkanını (genellikle su) istenilen ortamdaki panellere taşımasıdır. Radyant hidronik sistemler, zemin, duvar veya tavanı panel konumlandırması olarak kullanılırlar.

Radyant hidronik sistem teknolojisinin güçlenmesi, yarı sert ve esnek polimerik boru malzemelerindeki gelişmeye dayandırılır. Hidronik radyant sistemlerde metal boruların yerini PEX olarak bilinen çapraz bağlı polietilen borular almıştır. PEX borular toksik olmayan ve kurşunsuz borulardır. Bakır ve diğer metal boruların kimyasal yapısı, ısı transfer akışkanına zarar verebilir.

Radyant hidronik sistemlerde panel yüzey sıcaklığı, panel içi gömülü boruların konumlanmasına bağlıdır ve içindeki ısı transfer akışkanının sıcaklığı ve akış oranının fonksiyonudur.

Radyant hidronik sistemlerle ısı konfor, panele gömülü borulardaki akışkanın sıcaklığı, panel yüzey sıcaklığı, ortam havasının kuru termometre sıcaklığı, MRT, OT değerlerinin kontrolü ile sağlanır. Radyant hidronik sistemlerin kontrolü bazen karmaşık olmasına

rağmen ısı konfor sağlamada hemen hemen her zaman başarılıdır. Isıl konforu karşılamada MRT önceliklidir. Zorlanmış konvektif sistemlerde kontrol sadece ortam havasının kuru termometre sıcaklığı ile yapılır ve ısı konfor için gerekli OT değerini elde edebilmek için MRT'nin eksikliği kuru termometre sıcaklığını yükselterek elde edilmeye çalışılır.

Radyant hidronik panellerin en önemli avantajı, ısı pompası sistemleriyle birlikte kışın ısıtma yazın soğutma amaçlı kullanılmasıdır.

4.1.1 Radyant Hidronik Duvar Panelleri

Radyant hidronik duvar panelleri, duvara gömülü borular ve duvar yüzeyine monte panellerden oluşur (Şekil 4.1). Gömülü radyant duvar sistemleri genellikle düşük sıcaklıktaki radyant uygulamalar için dizayn edilir [41].

Radyatörlü kalorifer sistemlerinde su sıcaklığı 80-90°C arasındadır. Radyatörlerin oda içinde bulunduğu bölge çabuk ısınır ve sıcak hava hızla odanın üst kısmına yükselir. Neticede tavan aşırı derecede ısınırken taban kısmı istenilenden daha soğuk kalır. Bu nedenle rahat bir ortam sıcaklığına ulaşabilmek için daha fazla enerji ve zaman harcanır. Radyant hidronik duvardan ısıtma sisteminde, borular içinden geçen suyun sıcaklığı 35-45°C arasındadır. Oda içindeki duvarlara dağıtılan borular, sıcaklığı odanın her tarafına eşit olarak yayar. Böylelikle 18-20°C oda sıcaklığında bile rahat hissedilir. Yerden ısıtma sistemindeki bazı dezavantajlar duvardan ısıtma ile bertaraf edilmiştir. Radyatörlü sistemde yüzeyin az olması nedeniyle oluşan sorunlar duvardan ısıtmada oluşmaz [42].



Şekil 4.1 Radyant hidronik duvar paneli

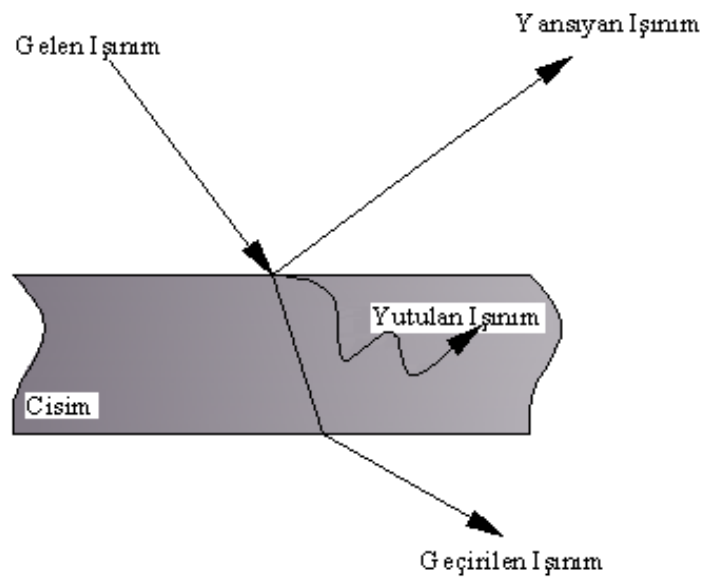
Hidronik radyant sistem duvardan soğutma amaçlı kullanıldığında, borulardan 18°C ile 20°C sıcaklıkta su geçirilir. İstanbul şartları için çığ noktası olan 14°C'nin altında duvar sıcaklığı oluşmadığından duvarlarda nemlenme görülmez. Bu şartlar altında mahalde 20-22°C'lik doğal ortam serinliği elde edilmektedir [42].

Radyant hidronik duvar panelleri diğer radyant hidronik sistemlerde olduğu gibi ısı pompası sistemleriyle kullanılabilirler. Böylece arzuya göre hem ısıtma hem de soğutma sağlarlar [41].

4.2 Isıl Radyasyonun İlkeleri

Isıl radyasyon, ışık hızıyla iletilir, düz hatlar boyunca hareket eder ve yansıtılabilir, soğurma yoluyla cisimlerin sıcaklığını arttırırken içerisinden geçtiği havayı fark edilecek kadar ısıtmaz ve bir bina çevresindeki bütün cisimler tarafından alınıp verilir (Şekil 42). Isıl radyasyonun ortaya çıkış miktarı aşağıdaki faktörlere bağlıdır [40]:

- Radyasyon yayan yüzey ile radyasyon alan yüzeyin sıcaklığı,
- Radyasyon yayan yüzeyin yayıcılığı,
- Radyasyon alan yüzeyin yansıtıcılığı, emiciliği ve geçirgenliği,
- Yayınan ve alan yüzeylerin birbirlerini görme faktörü (içerideki bir insanın radyasyon kaynağını görüş açısı)



Şekil 4.2 Bir yüzeye gelen ışıının yansıması, yutulması ve geçirilmesi

Isının radyasyonla transferinde, kaynakta ısı önce elektromagnetik dalgalara dönüşür, sonra bu dalga hareketi bağlantıyı sağlayan hacimden geçer, daha sonra karşıt yüzeyde kısmen veya tamamen tekrar ısı enerjisine dönüşür. Radyasyon (ışınım) yoluyla transfer olan ısı, düştüğü yüzey tarafından kısmen absorbe edilir, kısmen geri yansıtılır ve kısmen de transit şekilde geçirilir [43].

Yüzey pürüzlülüğü ve dokusunun sırasıyla ısı konveksiyon ve ısı radyasyon üzerine ciddi etkileri bulunmaktadır. Radyasyon yüzeyinin yapısı kritik önemdedir. Genellikle pürüzlü yüzeyler düşük yansıtıcılık, yüksek yayıcılık ve emicilik özelliğine sahiptirler. Bunun tersine düzgün ya da parlak metal yüzeyler yüksek yansıtıcılığa, düşük yayıcılık ve emicilik özelliğine sahiptirler [29].

4.3 Panel Sistemlerin Avantajları ve Dezavantajları [29]

Avantajlar:

- Sadece iç mahal sıcaklığı değil MRT de kontrol edilebildiği için, toplamda insanların duyduğu konfor daha iyi sağlanır.
- İnsanların konforu için gerekli OT, temelde koşullandırılan mahaldeki MRT kontrol edilerek korunabildiği için, kuru termometre sıcaklığı ısıtma ve soğutma yüklerini düşürecek biçimde olabilir (Isıtmada düşük, soğutmada yüksek).
- Suyla çalışan panel ısıtma sistemleri, diğer sulu ısıtma veya soğutma sistemlerine seri olarak bağlanabilir.
- Düşük enerji kaynakları ve ısı pompaları ekipman büyüklüğü ve çalışması yönünden herhangi bir olumsuzluk getirmeksizin panel sistemlere eklenebilir.
- Mahal koşullandırma ekipmanının bir duvara yerleştirme gereği olmadığından, duvar, döşeme ve tavan yapısını basitleştirir.
- Gerekli bütün ekipman bakım ve onarım hizmetlerini kolaylaştıracak biçimde merkezi bir yere kurulabilir.
- Koşullandırılan mahalde, mekanik ekipman için ayrı bir yere gereksinim yoktur. Bu özellikle yer kullanımının birincil önemli olduğu yerlerde, hastanelerdeki hasta odaları gibi maksimum temizliğin yasal bir gereklilik olduğu durumlarda önemlidir.

- Dış duvarlara mahal koşullandırma sistemine temas etmeksizin perde ve diğer kaplama malzemeleri takılabilir.
- Besleme havası gereksinimleri genellikle havalandırma ve nemlendirme için gerekenden fazla değildir.
- Dört borulu sistem kullanıldığında zonlamaya ve mevsimsel dönüşüme gerek kalmaksızın ısıtma ve soğutma aynı anda sağlanabilir.
- Özellikle büyük binalarda, hava hareketinin düşük olması, biyo-terör riskine karşı bir önlem olabilir. Tozların toplanmadığı bir ortam oluşturur.
- Modül halindeki paneller, mahal değişimlerinde kolaylık ve esneklik sağlar.
- Fancoil ve indüksiyon terminal birimlerindeki fan gürültüsü bu sistemde bulunmaz.
- Doğrudan panele bakan duvar ve bölmelerde olduğu kadar panel yapısında ısı enerjinin depolanması nedeniyle pik yükler azalır.

Dezavantajlar

- Panel ısıtma ya da soğutma boruları veya elektrik elemanlar arasındaki boşluk ve/veya ısıtma soğutma kaynağı boyutlandırması doğru yapılmadığında üniform olmayan yüzey sıcaklıkları ya da yetersiz duyulur ısıtma veya soğutma ortaya çıkabilir.
- Yük paylaşımlı kullanılmadığı sürece paneller sadece duyulur ısıtma ve soğutma yüklerin karşılayabilir. Tek başına çalışan bir panel soğutma sisteminde, nem çıkartma ve panel yüzeyinde suyun yoğunlaşması birincil sorunu oluşturabilir. Üniter nem alıcılar ya da bir gizli ısı hava hazırlama sistemi mahalde kullanılmalıdır.

4.4 Panel Yüzeylerden Isı Transferi

Duyulur ısıtma ve soğutma panelleri, sıcaklık kontrollü yüzeylerden mahale ısı radyasyon ve doğal konveksiyon ile ısı transferi sağlar [40].

4.4.1 Isıl Radyasyonla Isı Transferi [29]

Gri renkli, yayınan izotermal yüzeylere sahip, çok yüzeyli bir kapalı hacimde temel hesaplama eşitliği, ışık için radyosite formülasyon yöntemlerinden elde edilir.

Bu eşitlik aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$q_r = J_p - \sum F_{p,y} J_y \quad (4.1)$$

(4.1) no.'lu ifade basit olup farklı yüzey sıcaklıkları ile farklı yayıcılığa sahip karmaşık yüzeylere uygulanabilir. Panel yüzeylerinde ısı radyasyondan kaynaklanan net ısı akı, yüzey sayısı az olduğunda J_y bilinmeyenine göre eşitliği çözerek bulunur. Daha karmaşık yapıdaki kapatma yüzeyleri için bilgisayar hesaplamaları gerekir.

Çok yüzeyli bir kapatmayı iki yüzeyli bir yaklaşımla ele alarak (4.1)'i basitleştiren birkaç yöntem geliştirilmiştir.

MRT yönteminde bir oda içinde alınıp verilen radyasyon, gerçek ve çok yüzeyli durumdaki ile aynı ısı akıyı veren yüzey sıcaklığına ve yayıcılığına sahip, sonlu ve düşünsel bir yüzeye yayılım yapıldığı varsayılarak modellenir. Ayrıca iki yüzeyli bir kapatmanın değerlendirilmesinde aç faktörlerinin belirlenmesine de gerek kalmaz. MRT eşitliği aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$q_r = \sigma F_r [T_p^4 - T_r^4] \quad (4.2)$$

Düşünsel yüzeyin sıcaklığı, panel yüzey(ler) dışındaki bütün yüzeylerin ağırlıklı ortalaması olan bir yayıcılık faktörü ile verilir.

$$T_r = \frac{\sum A_y \varepsilon_y T_y}{\sum A_y \varepsilon_y} \quad (4.3)$$

Bir kapatma yüzeyin yayıcılıkları yaklaşık olarak eşit ve panele bakan yüzeyler doğrudan ısıtılmıyorsa veya soğutulmuyorsa eşitlik (4.3), bu yüzeylerin alan ağırlıklı ortalama sıcaklığı (AUST) olur. Böylece paneller aynı düzlem içerisindeki herhangi bir ısıtılmayan veya soğutulmayan yüzey AUST'un hesabına girmez. Örneğin döşemenin bir kısmı ısıtılıyorsa, kalan kısmı, diğer tavan ve duvar yüzeylerine bakıyor olması dışında AUST'un hesabına dahil edilmez. İki yüzeyli radyasyon için radyasyon değişim faktörü Hottel eşitliği ile verilir;

$$F_r = \frac{1}{\frac{1}{F_{p-r}} + \left(\frac{1}{\varepsilon_p} - 1\right) + \frac{A_p}{A_r} \left(\frac{1}{\varepsilon_r} - 1\right)} \quad (4.4)$$

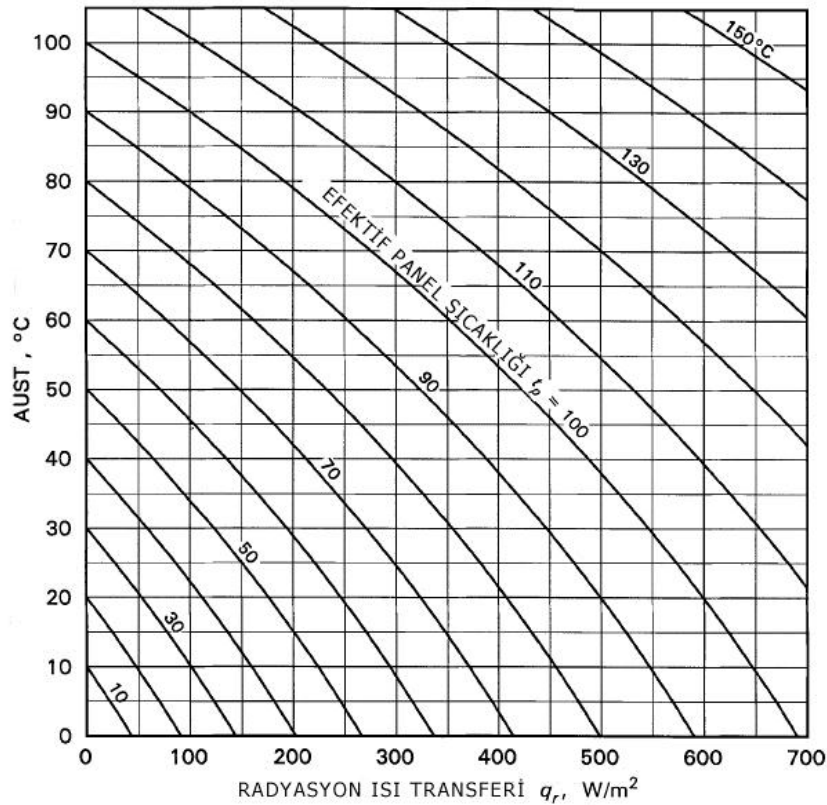
Uygulamada, metal olmayan ve boyalı yansıtıcı olmayan yüzeylerin yayıcılığı 0,9 civarındadır. Bu yayıcılık (4.4) eşitliğinde kullanıldığında, radyasyon değişim faktörü F_r , iç mahal yüzeylerinin çoğu için 0,87 elde edilir. Bu değer (4.2)'de yerine konursa;

$$\sigma F_r = 4,93 \cdot 10^{-8} \quad (4.5)$$

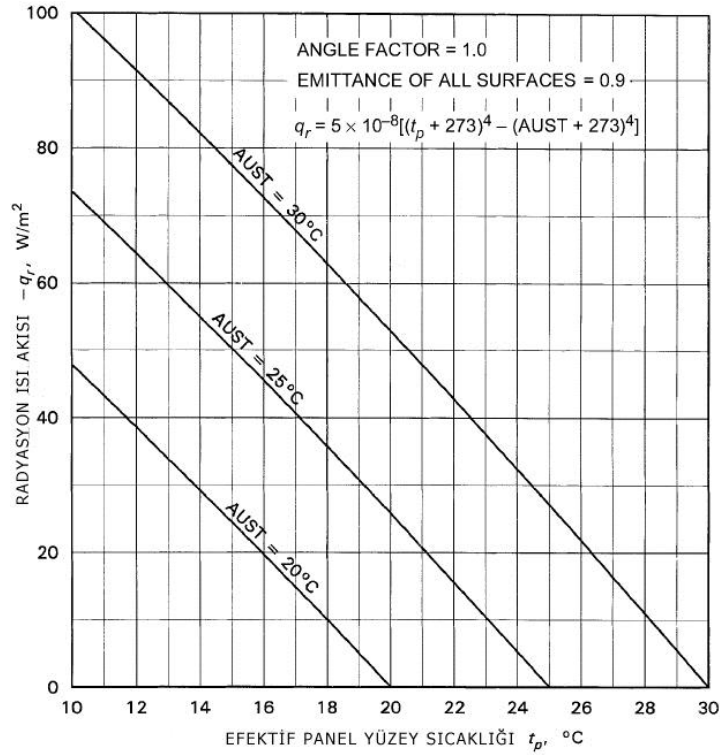
Min ve ark. bu katsayının kendi test odalarında $5,03 \times 10^{-8}$ olduğunu göstermişlerdir. Bu durumda panel ısıtma ve soğutma için ısı radyasyondan kaynaklanan akı yaklaşık olarak aşağıdaki gibi olur;

$$q_r = 5 \cdot 10^{-8} [(t_p + 273,15)^4 - (AUST + 273,15)^4] \quad (4.6)$$

Eşitlik (4.6), panel ısıtmanın pozitif, panel soğutmanın negatif olduğunu ifade ederek bu bölümdeki işaret uygunluğunu da sağlamaktadır. Eşitlik (4.6) kullanılarak hesaplanan radyasyon değişimi (alıp verme) Şekil 4.3 'de gösterilmiştir. Bu değerler, tavan, döşeme ve duvar panel çıktısına uygulanır. Şekil 4.4 'de bir soğutma paneli tarafından normal sıcaklık aralıklarında yutulan radyasyon verilmiştir. Normal çok katlı ticari yapıların ve flüoresan aydınlatmanın kullanıldığı bir durumda, yer düzeyinden 1,5 m yukarıdaki sıcaklık AUST sıcaklığına çok yaklaşıp.



Şekil 4.3 Isıtılan duvar, döşeme ve tavan yüzey panellerinde radyasyon ısı akısı



Şekil 4.4 Soğutulmuş tavan veya duvar panelinde radyasyonla ısı çekimi

4.4.2 Doğal Konveksiyonla Isı Transferi

Doğal konveksiyondan kaynaklanan ısı transferi, iç mahal havası ile panel yüzeyleri arasında ortaya çıkar. Doğal konveksiyonda panel yüzeyindeki sınır hava tabakasının ısıtılması veya soğutulması hava hareketi yaratır. Uygulamada, iç mahal düzenleme biçimi gibi birçok faktör doğal konveksiyona etki eder. İnfiltrasyon, eksfiltrasyon, içeride bulunanların hareketi ve mekanik havalandırma sistemleri doğal konveksiyonu bozan bir miktar cebri konveksiyona sebep olur. Bir panel sisteminde, doğal konveksiyon ısı akısı efektif panel yüzey sıcaklığının ve panele doğrudan temas eden hava sıcaklığının bir fonksiyonudur. En doğru sıcaklık ölçümleri, panel yüzeyinden 5~60 mm uzaklıkta tamamen oluşmuş sınır tabakasının başladığı yere yakın bölgedeki kuru termometre sıcaklığının ölçülmesi ile elde edilir. Min vd. 3,66 m x 7,47 m boyutlarındaki bir odanın merkezinde yerden 1,5 m yükseklikte, doğal konveksiyon katsayılarını belirlemişlerdir. Bu araştırmadan elde edilen eşitlikler, panellerde doğal konveksiyondan kaynaklanan ısı akısının hesaplanmasında kullanılabilir.

Isıtılan veya soğutulan bir duvar panel yüzeyi ile iç mahal havası arasında doğal konveksiyon ısı akısı eşitlik (4.9) ile hesaplanabilir.

$$q_c = 1,87 \frac{|t_p - t_a|^{0,32} \cdot (t_p - t_a)}{H^{0,05}} \quad (4.9)$$

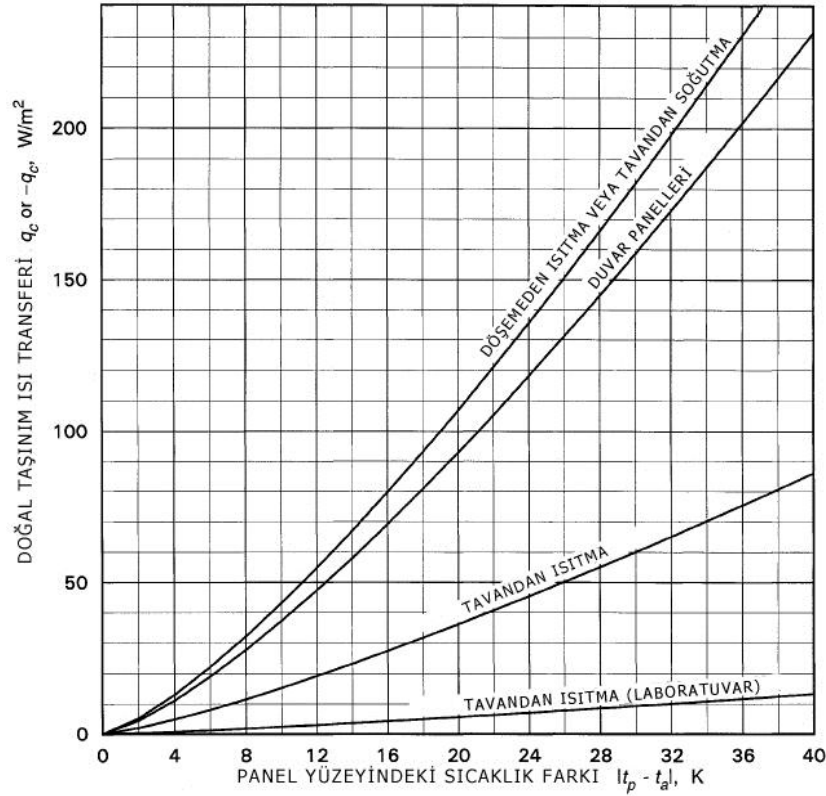
Schutrum ve Humpreys, üniform panel yüzey sıcaklığına sahip olmayan donanımlı test odalarında panel performansını ölçmüşler ve ısıtma pratiği açısından önem arz edecek kadar büyük bir performans değişimine rastlamamışlardır. Schutrum ve Vouris, kendileri için hangar ve depolama alanları gibi çok geniş alanların dışında, oda büyüklüğünün etkisinin genellikle önemsiz olduğunu ifade etmişlerdir. Öte yandan eşitlik (4.9), $D_e = 4.91$ m ve $H = 2,7$ m alınarak basitleştirilebilir.

$$q_c = 0,134 (t_p - t_a)^{0,25} \cdot (t_p - t_a) \quad (4.10)$$

Doğal konveksiyon ısı akısı, doğal konveksiyonu başlatmaya yardımcı olacak soğuk şerit yüzeyler bırakarak artırılabilir. Bu durumda ısıtılan veya soğutulan bir duvar panel yüzeyi ile iç mahal arasındaki ısı akı eşitlik (4.13) ile belirlenir;

$$q_c = 1,78 \cdot |t_p - t_a|^{0,32} \cdot (t_p - t_a) \quad (4.13)$$

Şekil 4.5, döşeme, duvar ve tavan ısıtma panellerinden doğal konveksiyonla ısı transferini göstermektedir.



Şekil 4.5 Döşeme, tavan veya duvar panel yüzeylerinden doğal taşınım ile ısı transferi

4.4.3 Birleşik Isı Akısı (Isıl Radyasyon ve Doğal Konveksiyon)

Aktif panel yüzeyi üzerindeki birleşik ısı akısı, eşitlik (4.6) veya Şekil 4.2 ve Şekil 4.3 'ten hesaplanan ısı radyasyon akısı, eşitlik (4.9), (4.10), (4.13) veya Şekil 4.5'ten hesaplanan konveksiyon ısı akısına eklenmesi ile bulunur.

Eşitlik (4.6) iç mahal için AUST sıcaklığını gerektirir. AUST'u hesaplarken, iç duvar sıcaklıklarının, iç mahal kuru termometre sıcaklığına eşit olduğu varsayılabilir. Dış mahale bakan duvarların ve dış mahalle irtibatlı olan tavan ve döşemelerin sıcaklıkları aşağıdaki ilişkilerden hesaplanabilir.

$$h.(t_a - t_u) = U.(t_a - t_o) \quad (4.14)$$

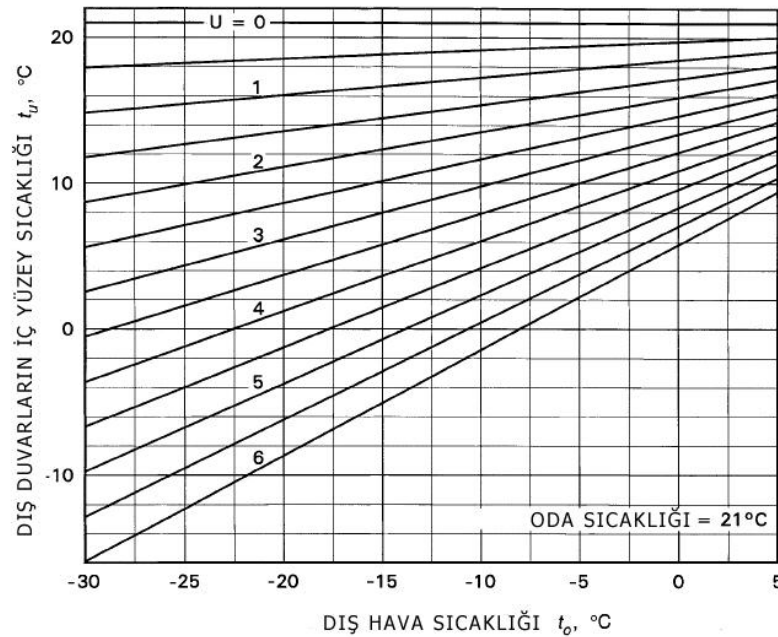
2001 ASHRAE Handbook Fundamentals 25. Bölümdeki Tablo1 'den alınır.

Isının yukarı doğru aktığı yatay bir yüzey için: $h = 9,26 \text{ W/m}^2\text{K}$

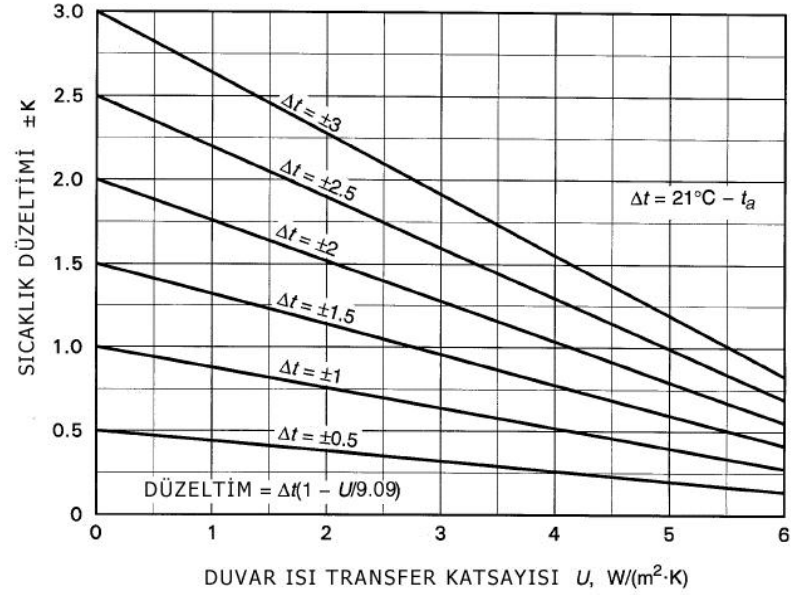
Isının yukarı doğru aktığı düşey bir yüzey için: $h = 9,09 \text{ W/m}^2\text{K}$

Isının aşağı doğru aktığı yatay bir yüzey için: $h = 8,29 \text{ W/m}^2\text{K}$

Şekil 4.7, iç mahal kuru termometre sıcaklığının 21°C ve $h = 9,09 \text{ W/m}^2\text{K}$ olduğu düşey bir dış duvar için eşitlik (4.14)'in grafiğidir. İç mahal kuru termometre sıcaklığının 21°C 'den az ya da çok olması durumunda Şekil 4.6'dan alınan değerler, Şekil 4.7'de verilen değerlerle düzeltilebilir.



Şekil 4.6 İç yüzey sıcaklığı ile toplam ısı transferi katsayısı arasındaki ilişki



Şekil 4.7 Havanın kuru termometre sıcaklığının $21^\circ C$ 'den farklı değerleri için iç yüzey sıcaklığı düzeltimi

TERMODİNAMİK BAĞINTILAR

Termodinamik sistem terimi, belirli bir kütleyi veya uzayın incelemek üzere ayrılan bir bölgesini belirtir. Sistemin dışında kalan kütle veya bölgeye çevre adı verilir. Sistemi çevresinden ayıran gerçek veya hayali yüzey de sınır diye adlandırılır. Sınırın, sistem ile çevresinin temas ettiği ortak yüzey olduğu vurgulanmalıdır. Matematiksel açıdan, sınırın kalınlığı sıfırdır; bu nedenle de kütlesi ve hacmi yoktur.

Belirli bir kütlenin veya belirli bir bölgenin çözümlemeye esas alınmasına göre, sistemler kapalı veya açık diye nitelendirilir. Kapalı sistem, sınırlarından kütle geçişi olmayan sabit bir kütledir. Açık sistem, uzayın problemin çözümüne uygun bir şekilde seçilmiş bir bölgesidir. Mühendislikte kullanılan pompa, kompresör, ısı değiştirici gibi birçok makinenin çalıştıkları sürelerde giriş, çıkış ve diğer çalışma koşulları değişmez, bu nedenle sürekli akışlı açık sistem adı verilen modelleme ile çözümleme yapılır.

Sistemlerin termodinamik incelenmesi dört yasa temelinde yapılır. Termodinamiğin sıfırıncı yasası, iki ayrı cismin bir üçüncü cisimle dengede olmaları durumunda kendi aralarında da dengede olacaklarını belirtir. Termodinamiğin birinci yasası, enerjinin korunumu ilkesini ifade eder ve enerjinin termodinamikle ilgili bir özellik olduğunu vurgular. Termodinamiğin ikinci yasası, enerjinin niceliğinin yanında niteliğinin de dikkate alınması gerektiğini ortaya koyar ve doğadaki değişimlerin enerjinin niteliğini azaltan yönde gerçekleştiğini belirtir. Termodinamiğin üçüncü yasası, entropinin hesaplanabilmesi için bir referans noktası oluşturur ve sıfır mutlak sıcaklığında saf kristal maddenin entropisinin sıfır olduğunu belirtir.

Enerji analizleri termodinamiğin birinci yasasını temel alırken, ekserji analizlerinde ise termodinamiğin hem birinci hem de ikinci yasaları birlikte kullanılır.

5.1 Kütlenin Korunumu yasası

Birim zamanda belirli bir kesitten geçen kütle miktarı kütleli debi olarak bilinir ve $\dot{m}$ ile gösterilir. Buna göre A_b giriş kesitine sahip belli bir boru ya da kanal için kütleli debi eşitlik (5.1) ile bulunabilir [18].

$$\dot{m} = \int_{A_b} \delta \dot{m} = \int_{A_b} \rho V_n dA_c = \rho V_{ort} A_b \quad (5.1)$$

Kontrol hacimleri için kütlenin korunumu aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\left(\begin{array}{c} \text{Kontrol hacmine} \\ \text{giren toplam kütle} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{Kontrol hacminden} \\ \text{çıkkan toplam kütle} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{Kontrol hacmi içinde} \\ \text{toplam kütle değişimi} \end{array} \right)$$

Zamana bağlı toplam kütle değişimi eşitlik (5.2) ile gösterilir.

$$\dot{m}_{giren} - \dot{m}_{çıkkan} = dm_{KH}/dt \quad (5.2)$$

5.2 Termodinamiğin I. Yasası [22] [23]

Temel olarak enerjinin korunumu ilkesinin bir ifadesidir. Enerji sistem sınırlarını ısı ve iş olarak geçebilir. Termodinamiğin birinci yasası için enerji dengesi;

$$\left(\begin{array}{c} \text{Sisteme giren} \\ \text{toplam enerji} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{Sistemden çıkan} \\ \text{toplam enerji} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{Sistemin toplam} \\ \text{enerjisindeki değişim} \end{array} \right)$$

veya eşitlik (5.3) ile ifade edilir [18].

$$E_{giren} - E_{çıkkan} = \Delta E_{sistem} \quad (5.3)$$

Bir işlem sırasında sistemin toplam enerjisindeki net değişim, giren toplam enerji ve çıkan toplam enerji arasındaki farktır. Bu ilişki enerji dengesi olarak bilinir.

Düzgün akışlı dengeli açık sistemlerin enerji dengesi eşitlik (5.4) ile gösterilir.

$$\dot{E}_{giren} = \dot{E}_{çıkkan} \quad (5.4)$$

5.2.1 Enerji Denklemleri [22] [23]

Bir sistemin enerjisi, entalpi (H), kinetik enerji (KE) ve potansiyel enerjilerin (PE) toplamıdır. Dolayısıyla enerji (5.5) olarak ifade edilir.

$$E = H + KE + PE = (m \cdot h) + \left(m \cdot \frac{V^2}{2} \right) + (m \cdot g \cdot z) \quad (5.5)$$

Sistemlerin pek çoğunda yükseklik değişimi ya çok az ya da sıfırdır, dolayısıyla potansiyel enerji sıfır kabul edilebilir. Yine pek çok sistemde akışkanın hız değişimine bağlı olarak gerçekleşen enerji değişimi iç enerjiye göre çok küçük olduğundan kinetik enerji sıfır kabul edilebilir. Potansiyel enerji ve kinetik enerji ihmal edilirse enerji, eşitlik (5.6) haline gelir.

$$E = m \cdot h \quad (5.6)$$

Entalpi, Mollier tarafından *ısı miktarı* veya *toplam ısı* olarak adlandırılmıştır. Entalpi terimi birim kütle için eşitlik (5.7) ile ifade edilebilir.

$$h = u + Pv \quad (5.7)$$

Başka bir deyişle entalpi değeri iç enerji ile basınç hacim çarpımının toplamıdır.

5.2.2 I. Yasa Verimi [22]

Etkinlik veya verimin genel tanımı, elde edilmek istenen değeri, bunu elde edebilmek için harcanması gereken değere bölerek yapılabilir.

$$\eta = \frac{\text{elde edilmek istenen değer}}{\text{harcanması gereken değer}} \quad (5.8)$$

Pompa ve kompresörler için verim, elde edilen işin o işi elde edebilmek için verilmesi gereken elektrik enerjisine oranıdır. Pompa ve kompresöre giren elektrik gücünün tamamının kullanılması kayıplar nedeniyle mümkün değildir. Bu tür sistemlerde hacimsel ve mekanik kayıplar söz konusudur. Hacimsel verim ve mekanik verimin toplamı pompa verimini oluşturur. Pompa ve kompresörlerdeki verim eşitlik (5.9) ile ifade edilebilir.

$$\eta_j = \frac{W_{j,giren}}{W_{j,elektrik}} \quad (5.9)$$

5.3 Termodinamiğin II. Yasası

Hal değişimlerinin herhangi bir yönde değil, fakat belirli bir yönde gerçekleştirilebileceğini belirtir. Termodinamiğin 1. ve 2. yasalarını sağlamayan bir hal değişimi gerçekleşmez [22].

Eğer bir hal değişimi gerçekleştikten sonra hem sistem hem de çevre ilk hallerine geri döndürülebilirse, hal değişimi tersinirdir. Tüm diğer hal değişimleri tersinmezdir. Sürtünme, sanki dengeli olmayan genleşme veya sıkıştırma ve sonlu sıcaklık farkında ısı geçişi hal değişimleri tersinmezdir.

5.3.1 Ekserji Denklemleri [22] [23]

Bir sistemin verilen bir halde yapabileceği en çok yararlı iş ekserji olarak tanımlanır. İş yapabilme yeteneği ya da sahip olunan fırsatlar olarak da ifade edilebilen ekserji terimi, sistem ve çevrenin halleriyle ilişkili bir özelliktir [6].

Çevresiyle denge halinde olan bir sistemin kullanılabilirliği sıfırdır. Bu durumda iken sistem ölü haldedir. Aynı zamanda ekserji, çevredeki mevcut değerlerin durumu ile belirlenen andaki sistemin durumunun getirdiği nicelikler için gerekli en az teorik iştir (şaft işi veya elektrik işi). Dolayısıyla ekserji, sistemin durumu ile çevrenin durumundaki farklılığın bir ölçüsüdür [23].

Entropi bir sistemin mikroskobik düzeyde düzensizliğinin nicel bir ölçüsüdür. Sistemdeki düzensizlik arttıkça, sistemin entropisi de artar, yani sistemin faydalı iş verme kabiliyeti de azalır [22].

Entropinin tanımı *Clasisus* eşitsizliğine dayanmaktadır.

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \quad (5.10)$$

Burada Q ısı ve T sıcaklık olmak üzere eşitlik, içten veya tümünden tersinir hal değişimleri için, eşitsizlik ise tersinmez hal değişimleri için geçerlidir. Çevrim boyunca integrali sıfır olan bir büyüklük özelliğidir ve entropi S olmak üzere, eşitlik (5.11) şeklinde tanımlanır.

$$dS = \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{içten,tr} \quad (5.11)$$

Bir hal değişimi sırasında entropi değişimi yukarıdaki bağıntı integre edilerek eşitlik (5.12) bulunur.

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{içten,tr} \quad (5.12)$$

Bu integralin hesaplanması kolay değildir, çünkü Q değerinin T 'nin fonksiyonu olarak nasıl değiştiğinin bilinmesi gerekir. İçten tersinir, sabit sıcaklıkta hal değişimleri için integrasyon eşitlik (5.13) bağıntısıyla gösterilir.

$$\Delta S = \frac{Q}{T_0} \quad (5.13)$$

Clausius eşitsizliğiyle entropinin tanımı birleştirildiği zaman, entropinin artışı ilkesi adı verilen eşitsizlik elde edilir. Bu eşitsizlik, (5.14) veya (5.15) şeklinde gösterilir.

$$dS \geq \frac{\delta Q}{T} \quad (5.14)$$

$$S_{\text{üretim}} = \Delta S_{\text{toplaml}} = \Delta S_{\text{sistem}} + \Delta S_{\text{çevre}} \geq 0 \quad (5.15)$$

Böylece bir hal değişimi sırasındaki toplam entropi değişimi hal değişimi gerçek veya tersinmez ise sıfırdan büyük, tersinir ise sıfır olarak bulunur. Entropi değişimi ısı geçişi, kütle ve tersinmezlikler sonucu olabilir. Bir sisteme ısı geçişi sistemin entropisini artırır. Tersinmezliklerin etkisi her zaman entropiyi artırıcı yöndedir. Kapalı sistem için entropi artışı ilkesi yukarıdaki denklemden yola çıkılarak eşitlik (5.16) şeklinde ifade edilir.

$$\Delta S_{\text{toplaml}} = m(s_2 - s_1) + \sum \frac{Q_R}{T_R} \quad (5.16)$$

Birden çok ısı enerji deposuyla ısı alışverişinde bulunan bir kontrol hacmi için entropinin artışı ilkesi aşağıda gösterildiği gibi ifade edilebilir. Burada T_R ısı enerji deposunun sıcaklığını, Q_R ısı enerji deposuyla birim zamanda olan ısı alışverişini göstermektedir. Buna göre birim zamanda üretilen entropi miktarı aşağıdaki denklemler ile yazılabilir [22].

Genel ifade eşitlik (5.17) ile gösterilir. Düzgün akışlı dengeli açık sistem için birim zamanda entropi üretimi eşitlik (5.18), sürekli akışlı açık sistem için birim zamanda entropi üretimi ise eşitlik (5.19) şeklinde yazılabilir.

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_\text{ç} s_\text{ç} - \sum \dot{m}_\text{g} s_\text{g} + \frac{dS_{KH}}{dt} + \sum \frac{\dot{Q}_R}{T_R} \quad (5.17)$$

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = (S_2 - S_1)_{KH} + \sum \dot{m}_\text{ç} s_\text{ç} - \sum \dot{m}_\text{g} s_\text{g} + \sum \frac{\dot{Q}_R}{T_R} \geq 0 \quad (5.18)$$

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_\text{ç} s_\text{ç} - \sum \dot{m}_\text{g} s_\text{g} + \sum \frac{\dot{Q}_R}{T_R} \geq 0 \quad (5.19)$$

Sadece çevreyle ısı alışverişinde bulunan bir girişli ve bir çıkışlı sürekli akışlı açık sistem için denklem aşağıdaki şekilde sadeleştirilebilir.

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{m}(s_{\text{ç}} - s_{\text{g}}) + \frac{\dot{Q}_{\text{çevre}}}{T_{\text{çevre}}} \geq 0 \quad (5.20)$$

Yukarıdaki denklemlerde $\dot{S}_{\text{üretim}}$ birim zamanda toplam entropi üretimini göstermektedir. Bu bağıntılarda eşitlik tersinir hal değişimleri için, eşitsizlik ise tersinmez hal değişimleri için uygulanmaktadır. $\dot{S}_{\text{üretim}}$ değeri, bir hal değişiminin gerçekleşip gerçekleşemeyeceğini belirtir. Buna göre üretilen entropi miktarına göre şu sonuca varılabilir:

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \Delta S_{\text{toplam}} \begin{cases} > 0 & \text{tersinmez hal değişimi} \\ = 0 & \text{tersinir hal değişimi} \\ < 0 & \text{gerçekleşmesi olanaksız} \end{cases}$$

Entropi bir özelliktir ve diğer bilinen özelliklerle ilişkisi T-S bağıntılarıyla kurulabilir. Bu bağıntılar eşitlik (5.21) ve (5.22)'te gösterilmiştir.

$$Tds = du + Pd v \quad (5.21)$$

$$Tds = dh + v dP \quad (5.22)$$

Bir hal değişimi için entropi değişimi bağıntıları ve izantropik bağıntılar saf maddeler için herhangi bir hal değişiminde eşitlik (5.23) ile gösterilir.

$$\Delta s = s_2 - s_1 \quad (5.23)$$

Sıkıştırılamaz maddelerde herhangi bir hal değişimi için entropi değişimi ise eşitlik (5.24) ile bulunabilir.

$$s_2 - s_1 = c_{\text{ort}} \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} \quad (5.24)$$

5.3.2 Tersinir iş ve tersinmezlik [22]

Verilen iki hal arasındaki değişim sırasında bir sistemden elde edilebilecek en fazla yararlı iş, tersinir iş (W_{tr}) diye tanımlanır. Bu iş, ilk ve son halleri arasındaki hal değişiminin tümünden tersinir olması durumunda elde edilir. Eğer son hal çevre hali (P_0 , T_0) ise, tersinir iş kullanılabilirliğe eşit olur.

Tersinmezlik, tersinir iş W_{tr} ile yararlı iş W_y arasındaki fark hal değişimi sırasındaki tersinmezliklerden kaynaklanır ve "I" ile gösterilir. Kapalı veya açık tüm sistemler için tersinmezlik $S_{\text{üretim}}$ toplam entropi üretimi olmak üzere aşağıdaki bağıntı ile ifade edilir.

$$I = W_{tr} - W_y = T_0 S_{\text{üretim}} \quad (5.25)$$

Bir sistemde birim kütle için ekserji değişimi, kapalı bir sistemde ϕ ve açık sistemde ψ ile gösterilir. Sıfır (0) indisi çevre halini belirtmek için kullanıldığında birim kütle için ekserji denklemi eşitlik (5.26) iken sürekli akış durumunda eşitlik (5.27) şeklinde ifade edilmektedir.

$$\phi = (u - u_0) - T_0(s - s_0) + P_0(v - v_0) \quad (5.26)$$

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (5.27)$$

5.3.3 Ekserji yıkımı [23]

Termodinamik işlemler kütlenin korunumu ve enerjinin korunumu ilkelerinden faydalanılarak geliştirilmişlerdir. Bu ilkeler bir işlemdeki toplam kütlenin ve toplam enerjinin yoktan var edilemeyeceği ya da varken yok edilemeyeceğini de belirtir. Buna karşın, ekserji korunmaz, aksine sistemdeki tersinmezliklerden dolayı değerini yitirir.

Bununla birlikte, çoğunlukla bir akış ile aktarılan enerji ya da bir kaynaktan verilen enerjinin işlemde sonra çevreye atımı ile ekserji yıkımı meydana gelir. Herhangi bir işlemde sonra atmosfere atılan ekserji, ekserji kaybıdır. Ama işlemin içinde gerçekleşen tersinmezlikler, ekserji yıkımına yol açar.

Ekserji yıkımı ($Ex_{\text{yıkım}}$), sistemde üretilen entropinin çevre sıcaklığı ile çarpımına eşittir ve bu gerçek hayatta kullanılan sistemlerde kaçınılmazdır. Sadece ideal işlemler için ekserji yıkımı sıfırdır.

$$Ex_{\text{yıkım}} = T_0 S_{\text{üretim}} \geq 0 \quad (5.28)$$

Sistemin ekserji dengesi eşitlik (5.29) şeklinde yazılabilir.

$$Ex_{\text{yakıt}} = Ex_{\text{ürün}} + Ex_{\text{yıkım}} \quad (5.29)$$

Düzgün akışlı dengeli açık sistemlerde ekserji yıkım eşitlik (5.30) ile hesaplanabilir.

$$Ex_{\text{yıkım}} = Ex_{\text{yakıt}} - Ex_{\text{ürün}} \quad (5.30)$$

5.3.4 II. Yasa Verimi [22] [23]

Birinci yasa verimi mühendislik sistemlerinin değerlendirilmesinde tek başına bir ölçü değildir. Bir sistemin iş üretiminin, aynı ilk (giriş) ve son (çıkış) haller arasındaki tersinir hal değişimi sırasında üretilenle karşılaştırılması ancak ikinci yasa verimi η_{II} ile mümkün olmaktadır. İkinci yasa verimi, eşitlik (5.31) ile ifade edilir.

$$\eta_{II} = \frac{\text{Sistemden elde edilen ekserji}}{\text{Sisteme sağlanan ekserji}} = \frac{Ex_{ürün}}{Ex_{yakıt}} = 1 - \frac{Ex_{yıkım}}{Ex_{yakıt}} \quad (5.31)$$

Isı makineleri veya diğer iş yapan makineler için ikinci yasa verimi eşitlik (5.32) ile gösterilirken soğutma makineleri veya diğer üzerinde iş yapılan makineler için ise eşitlik (5.33) olarak kullanılır.

$$\eta_{II} = \frac{\eta_{th}}{\eta_{th,tr}} = \frac{W_y}{W_{tr}} \quad (5.32)$$

$$\eta_{II} = \frac{COP}{COP_{tr}} = \frac{W_{tr}}{W_y} \quad (5.33)$$

YILDIZ YENİLENEBİLİR ENERJİ EVİ

Bu tezde YYEE’de bulunan duvardan ısıtma ve soğutma sistemi, bu sisteme hizmet eden DTKIP ve DTKIP’ye ait toprak altı borularının çevresel etkileri incelenmiştir. YYEE, yakın gelecekte yenilenebilir enerji kaynaklarından en fazla düzeyde yararlanabilmek amacıyla YTÜ Davutpaşa Kampüsü’nde kurulmuştur. “Rüzgar Enerjisi, Güneş Enerjisi, Toprak Kaynaklı Dikey Tip Isı Pompası, Isıl Enerji Depolama Sistem Bileşenleri ile Isıtma, Soğutma ve Aydınlatma Amaçlı Oluşturulacak Bileşik Yenilenebilir Enerji Sisteminin Modelleme ve Analizlerinin Gerçekleştirilmesi, Deneysel Olarak İncelenmesi” isimli proje, Prof. Dr. Olcay Kıncay’ın yürütücülüğünde 2007 yılında YTÜ “Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinatörlüğüne” yapılan başvuru sonucu kabul edilmiş, Haziran 2008’de hayata geçirilmiştir. YYEE’de gerekli deneysel incelemeleri yapabilmek amacıyla YTÜ Davutpaşa Yerleşkesi’ndeki “İstanbul Kız Liseliler Kız Öğrenci Yurdu”nun yanında iki katlı ve toplam 46 m² taban alanına sahip olan konteynerde Ağustos 2008’de çalışmalara başlanmıştır (Şekil 6.1).



Şekil 6.1 Yıldız Yenilenebilir Enerji Evi

Yenilenebilir enerji kaynaklarından rüzgar enerjisi, güneş enerjisi, dikey tip toprak kaynaklı ısı pompası ve gizli ısı depolama sistemi ile bölgede yaygın olarak kullanılan konvansiyonel enerji kaynağı birlikte düşünülmüş, ayrıca kız öğrenci yurdunun salonu ile YYEE'nin ısı yalıtım değerleri göz önüne alınarak yalıtım etkisi proje kapsamında değerlendirmeye alınmıştır. Isıtmada düşük sıcaklık rejimi ile duvardan ısıtma yöntemi uygulanarak yenilenebilir kaynakların optimum olarak kullanılması ve tesisattaki cihazların minimum kapasite ile çalıştırılması amaçlanmıştır.

Bu proje Birleşik Yenilenebilir Enerji Sistemi (BYES) olarak adlandırılmış, elde edilecek çıktılar ise ısı ve elektrik enerjisi olarak hedeflenmiştir [44].

6.1 Tasarım Şartları

2 katlı ve prefabrik yapıda, toplam 46 m² taban alanına sahip YYEE, alt (zemin) ve üst katta 2'şer adet toplam 4 oda ve giriş holünden oluşmaktadır. Zemin katta bulunan odalardan bir tanesi makine dairesi olarak tasarlanmıştır ve bu odanın haricindeki diğer 3 odanın duvarlarına, ısıtma/soğutma akışkanının dolaştığı serpantinler yerleştirilmiş ve daha sonra üstü sıvanmıştır. Herbir odada birer adet pencere, üst kattaki odalarda birer adet dış kapı bulunmaktadır. Zemin kattaki odaların dış ortama açılan kapıları yoktur sadece giriş holünde dışarı açılan giriş kapısı mevcuttur. Binanın dış kapı ve pencereleri kuzeydoğu yönünü görecek şekilde yerleştirilmiştir. Pencereler tek camlı PVC, dış kapılar çelik sacdan yapılmıştır. Konteyner, toprak zemin üzerinde botonarme kaide üzerine oturtulmuştur. Çatı, beşik çatı modelinde ve shingle kaplıdır. Yıldız Yenilenebilir Enerji Evi'ne ait ısı pompası sistemi aynı zamanda İstanbul Kız Liseliler Kız Öğrenci Yurdu'nun bekleme odasına hizmet etmektedir.

Binada kullanılan yapı elemanlarının ısı transfer katsayıları ve alanları Çizelge 6.1'de gösterilmiştir [45].

Çizelge 6.1 YYEE yapı elemanları ısı transfer katsayısı ve alanları

Yapı Elemanı	Isı Transfer Katsayısı	Toplam Alan
Dış Duvar	1,01 W/m ² K	78,96 m ²
Pencere	2,80 W/m ² K	4,32 m ²
Dış Kapı	2,00 W/m ² K	3,2 m ²
Taban	0,76 W/m ² K	18,48 m ²
Tavan	0,84 W/m ² K	18,48 m ²

Binanın bulunduğu coğrafi bölge ve iklimsel özellikleri aşağıdaki çizelge 6.2’de gösterilmiştir.

Çizelge 6.2 İstanbul için tasarım şartları

Mahalin bulunduğu yer	İstanbul
Enlem-Boylam	41°K-29°D
Dış hava tasarım şartları	Kış; -3°C, Rüzgarlı Yaz; 33°C KT, 24°C YT, $\Delta t_{GG} = 10.5$ °C
İç hava tasarım şartları	Kış; 20°C Yaz; 24 °C KT, % 50 Bağıl Nem

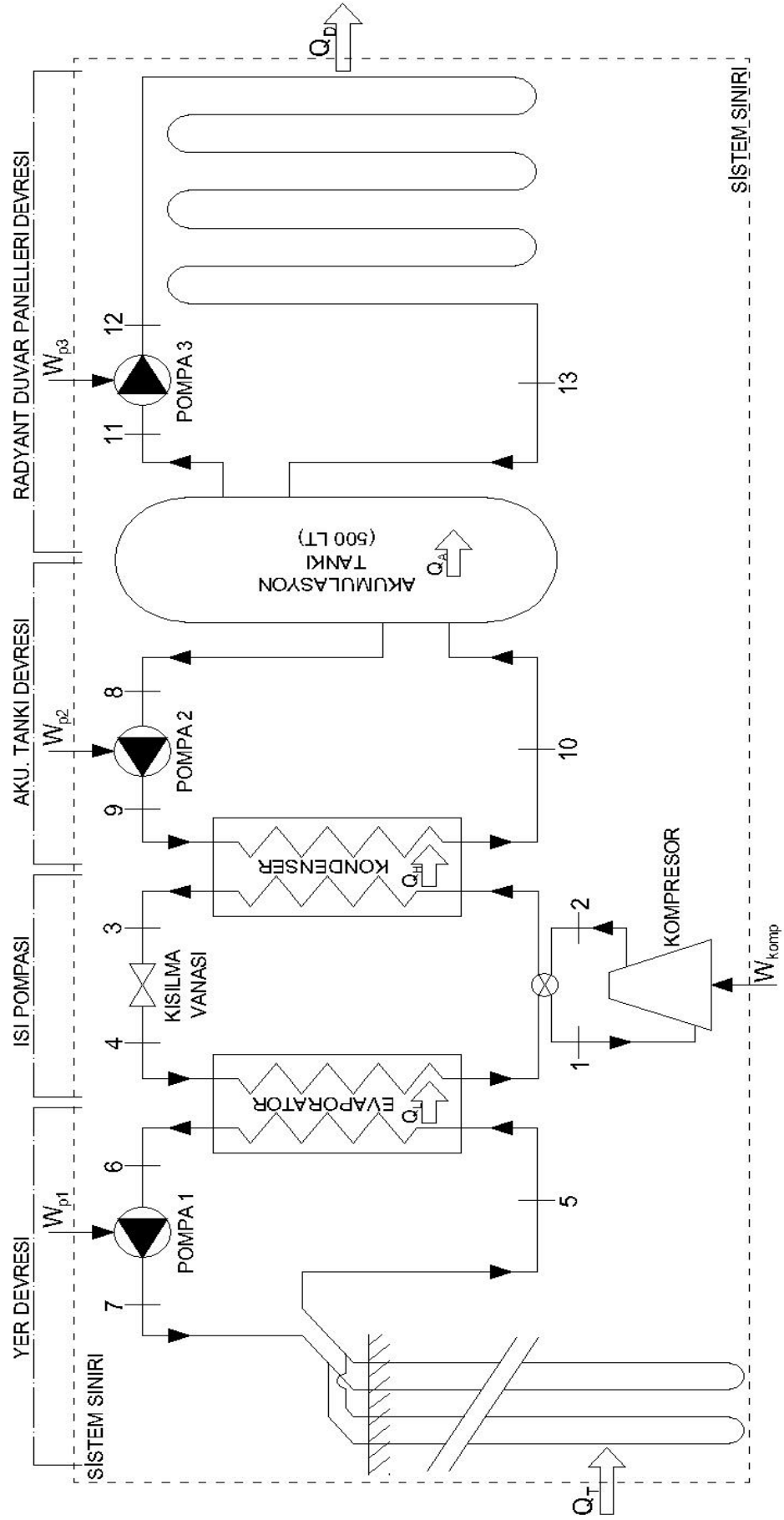
Bu bilgiler doğrultusunda yapılan hesaplar neticesinde binaya ait ısı kaybı ve ısı kazancı pik yük miktarları [45]’te aşağıdaki gibi hesaplanmıştır:

- Isı kaybı: 8037 Watt
- Isı kazancı: 6060 Watt

6.2 DTKIP İle Duvardan İklimlendirme Sistemi

YYEE’nin ısıtma ve soğutma ihtiyaçlarının karşılanması için DTKIP kullanılmıştır. Sistem temel olarak 3 ana kısımdan oluşmaktadır, fakat akümülayon tankı ile birlikte 4 devre bulunmaktadır (Şekil 6.2). Genel sistemin elemanları toprak devresi, ısı pompası devresi, akümülayon tankı devresi ve radyant duvar panelleri devresidir.

Toprak devresi ile topraktan çekilen ısı (Q_T), ısı pompasına aktarılır. Isı pompasının evaporatörü yer devresinden ısıyı (Q_L) çeker ve ısı transfer akışkanını gaz haline getirir. Gaz halindeki ısı transfer akışkanının sıcaklığı kompresörde sıkıştırma işlemiyle yükseltilir ve kondenser ile ısıyı (Q_H) akümülayon tankı devresine iletilir. Akümülayon tankı esasında bir denge tankı olup bu sistemde bir çeşit eşanjör olarak görev yapmaktadır. Akümülayon tankı üzerinden duvar devresine aktarılan ısı (Q_A) radyant paneller vasıtasıyla mahale iletilir (Q_D).



Şekil 6.2 Genel sistem şeması

6.2.1 Genel Sistem İçin Enerji ve Ekserji Denklemleri

Genel Sistem İçin Enerji Denklemleri

$$\dot{E}_{gir} = \dot{Q}_T + \dot{W}_{p1} + \dot{W}_{komp} + \dot{W}_{p2} + \dot{W}_{p3} \quad (6.1)$$

$$\dot{E}_{çık} = \dot{Q}_D \quad (6.2)$$

Eşitlik (5.4) ve eşitlik (5.9) yardımıyla enerji dengesi çıkarılır.

$$\dot{Q}_T + \dot{W}_{p1} + \dot{W}_{komp} + \dot{W}_{p2} + \dot{W}_{p3} = \dot{Q}_D \quad (6.3)$$

Genel sistemin etkinliği, eşitlik (5.8) ile aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\eta_{\text{sistem}} = \frac{\dot{Q}_D}{\dot{W}_{e,p1} + \dot{W}_{e,komp} + \dot{W}_{e,p2} + \dot{W}_{e,p3}} \quad (6.4)$$

Genel Sistem İçin Ekserji Denklemleri

Eşitlik (5.29) ve (5.30) uygulanarak ekserji dengesi ve $Ex_{yıkım}$ çıkarılır.

$$\dot{Q}_T \times \left(1 - \frac{T_0}{T_T}\right) + \dot{W}_{e,p1} + \dot{W}_{e,komp} + \dot{W}_{e,p2} + \dot{W}_{e,p3} = \dot{Q}_D \times \left(1 - \frac{T_0}{T_D}\right) + Ex_{yıkım} \quad (6.5)$$

$$Ex_{yıkım} = \dot{Q}_T \times \left(1 - \frac{T_0}{T_T}\right) + \dot{W}_{e,p1} + \dot{W}_{e,komp} + \dot{W}_{e,p2} + \dot{W}_{e,p3} - \dot{Q}_D \times \left(1 - \frac{T_0}{T_D}\right) \quad (6.6)$$

Ekserji verimliliği, eşitlik (5.31) ile aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\eta_{II,\text{sistem}} = \frac{\dot{Q}_D \left(1 - \frac{T_0}{T_D}\right)}{\dot{Q}_T \left(1 - \frac{T_0}{T_T}\right) + \dot{W}_{e,p1} + \dot{W}_{e,komp} + \dot{W}_{e,p2} + \dot{W}_{e,p3}} \quad (6.7)$$

6.3 Toprak Devresi

Bu uygulama için YYEE'den 30 m uzaklıkta ve aralarında 7,5 m mesafe olan 2 adet 60 m sondaj kuyusu açılmış ve içlerine HDPE Ø40 siyah polietilen borular yerleştirilip kuyunun en dibinde U parçası ile birleştirilerek TKIP sisteminin toprak altı ısı değiştiricisi oluşturulmuştur (Şekil 6.3). Toprak altı ısı değiştiricisinin ısı pompası cihazı ile bağlantısı toprağın 50 cm altından yatay boru iletim hattı ile sağlanmıştır.

YYEE'de uygulanan bu DTKIP sisteminin toprak altı ısı değiştiricisi paralel akış düzenine sahiptir. Toprak devresi borularının içerisinde ısı taşıyıcı akışkan olarak %5-15 oranında etilen glikollü su kullanılmaktadır.



Şekil 6.3 YYEE DTKIP Toprak devresinin sondaj ve yerleştirme çalışmaları

6.3.1 Etilen Glikol Özellikleri ve Çevre Etkisi

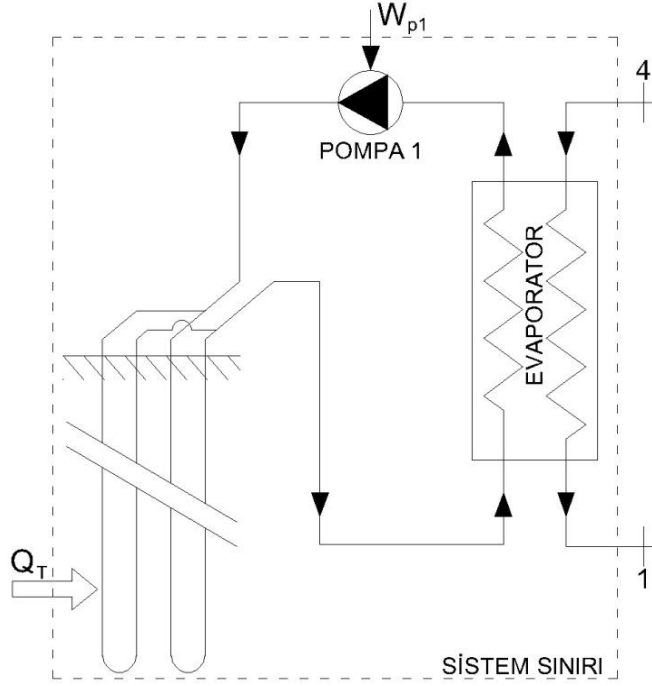
Etilen glikol, alkol ve asetonla karışıp kaynaşan viskoz ve tatlı bir alkoldür. Donma noktası -13°C , kaynama noktası ise 198°C 'dir. Donma noktasının düşük, kaynama noktasının ise yüksek olması avantaj sağlamaktadır.

Etilen glikol içeriğinde bol miktarda zehirleyici madde içerdiği için tüm canlıların sağlığı açısından tehlikeli bir akışkandır. Tat olarak tatlıdır; bu sebeple, açık bırakıldığında veya yere döküldüğünde kedi köpek veya çocukların yemesi mümkündür. Bununla birlikte açıkta olan etilen glikol kısmen buharlaşmakta ve teneffüs ile insan bünyesine alınma riski vardır.

Dış ortama herhangi bir sızıntı olmaması durumunda etilen glikolün kullanımı insan sağlığı ve çevre açısından tehlike oluşturmamaktadır.

6.3.2 Toprak Devresi İçin Enerji ve Ekserji Denklemleri

Topraktan transfer edilen ısı, evaporatör ile ısı pompasına taşınır (Şekil 6.4).



Şekil 6.4 Toprak altı yer devresi sistem şeması

Enerji Denklemleri:

$$\dot{E}_{gir} = (\dot{m}_4 h_4) + Q_T + \dot{W}_{p1} \quad (6.8)$$

$$\dot{E}_{çık} = (\dot{m}_1 h_1) \quad (6.9)$$

Eşitlik (5.4) ve eşitlik (5.9) uygulanarak enerji dengesi çıkarılır.

$$\dot{Q}_T + \dot{W}_{p1} = (\dot{m}_1 h_1) - (\dot{m}_4 h_4) \quad (6.10)$$

Ekserji Denklemleri:

Eşitlik (5.29) ve eşitlik (5.30) uygulanarak ekserji dengesi ve $Ex_{yıkım}$ çıkarılır.

$$\dot{Q}_D \left(1 - \frac{T_0}{T_T}\right) + \dot{W}_{e,p1} = (Ex_1 - Ex_4) + Ex_{yıkım} \quad (6.12)$$

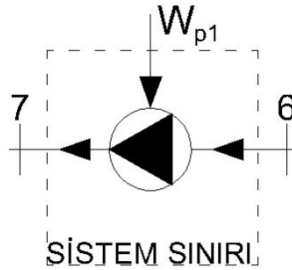
$$Ex_{yıkım} = \dot{Q}_D \left(1 - \frac{T_0}{T_T}\right) + \dot{W}_{e,p1} - [(m_1 \psi_1) - (m_4 \psi_4)] \quad (6.13)$$

Ekserji verimliliği, eşitlik (5.31) ile aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\eta_{II, toprak_devre} = \frac{(m_1 \psi_1) - (m_4 \psi_4)}{\dot{Q}_D \left(1 - \frac{T_0}{T_T}\right) + \dot{W}_{e,p1}} \quad (6.14)$$

6.3.3 Pompa 1 İçin Enerji ve Ekserji Denklemleri

Pompalar akışkanın basıncını artırmak için kullanılan sistem elemanlarıdır. Pompalar adyabatik sistemler olarak kabul edilir. Yani dışarıdan olan ısı alışverişi göz ardı edilir. Akışkanın enerjisi pompaya verilen elektrik enerjisi miktarı kadar artar (Şekil 6.5).



Şekil 6.5 Pompa 1 sistem şeması

Enerji Denklemleri

$$\dot{E}_{gir} = (\dot{m}_6 h_6) + \dot{W}_{p1} \quad (6.15)$$

$$\dot{E}_{çık} = (\dot{m}_7 h_7) \quad (6.16)$$

Eşitlik (5.4) ve eşitlik (5.9) yardımıyla enerji dengesi çıkarılır.

$$\dot{W}_{p1} = (\dot{m}_7 h_7) - (\dot{m}_6 h_6) \quad (6.17)$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_T \quad (6.18)$$

$$\dot{m}_T (h_7 - h_6) = \dot{W}_{p1} \quad (6.19)$$

Pompa_1'in enerji verimi, eşitlik (5.8) ile aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\eta_{p1} = \frac{\dot{m}_T (h_7 - h_6)}{\dot{W}_{e,p1}} \quad (6.20)$$

Ekserji Denklemleri

Eşitlik (5.29) uygulanarak ekserji dengesi çıkarılır.

$$\dot{W}_{e,p1} = (Ex_7 - Ex_6) + Ex_{yıkım} \quad (6.21)$$

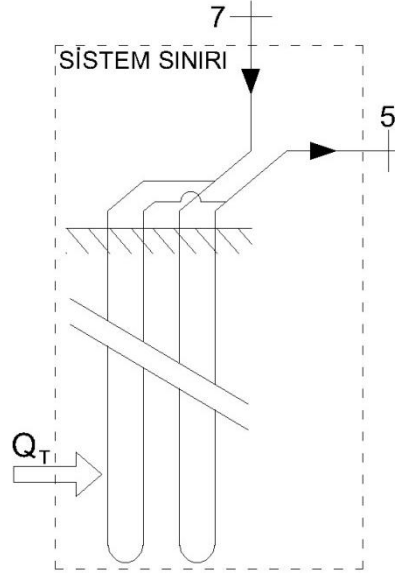
Eşitlik (5.30) uygulanarak $Ex_{yıkım}$ bulunur.

$$Ex_{yıkım} = \dot{W}_{e,p1} - [(m_7 \psi_7) - (m_6 \psi_6)] \quad (6.22)$$

Ekserji verimliliği, eşitlik (5.31) ile aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\eta_{II,p1} = \frac{(m_7 \psi_7) - (m_6 \psi_6)}{\dot{W}_{e,p1}} \quad (6.23)$$

6.3.4 Toprak Altı Boruları İçin Enerji ve Ekserji Denklemleri



Şekil 6.6 Toprak altı boruları sistem şeması

Enerji Denklemleri

$$\dot{E}_{gir} = (\dot{m}_7 h_7) + \dot{Q}_T \quad (6.24)$$

$$\dot{E}_{çık} = (\dot{m}_5 h_5) \quad (6.25)$$

Eşitlik (5.4) uygulanarak enerji dengesi çıkarılır.

$$(\dot{m}_5 h_5) - (\dot{m}_7 h_7) = \dot{Q}_T \quad (6.26)$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_5 = \dot{m}_T \quad (6.27)$$

$$\dot{m}_T (h_5 - h_7) = \dot{Q}_T \quad (6.28)$$

Toprak altı boruları için enerji verimliliği söz konusu değildir.

Ekserji Denklemleri

Eşitlik (5.29) ve eşitlik (5.30) uygulanarak ekserji dengesi ve $Ex_{yıkım}$ çıkarılır.

$$\dot{Q}_T \left(1 - \frac{T_0}{T_T}\right) = [(m_5 \psi_5) - (m_7 \psi_7)] + Ex_{yıkım} \quad (6.29)$$

$$Ex_{yıkım} = \dot{Q}_T \left(1 - \frac{T_0}{T_T}\right) - [(m_5 \psi_5) - (m_7 \psi_7)] \quad (6.30)$$

Ekserji verimliliği, eşitlik (5.31) ile aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\eta_{II,T} = \frac{(m_5 \psi_5) - (m_7 \psi_7)}{\dot{Q}_T \left(1 - \frac{T_0}{T_T}\right)} \quad (6.31)$$

6.4 Isı Pompası

YYEE ve İstanbul Kız Liseliler Kız Öğrenci Yurdu'nun misafirhanesinin ısıtma ve soğutma ihtiyacını karşılamak için HELIOTHERM HP08S10W-R-WEB modeli DTKIP kullanılmıştır. Isı pompası sistemi kompakt bir sistem olup; kompresör, evaporatör, eşanjör ve kısılma vanası ekipmanları aynı cihazın içerisinde. Isı pompası YYEE'nin makine dairesine yerleştirilmiştir. Üst katta bulunan bilgi işlem odasında verilerin toplanması ve depolanması için bir server bulunmaktadır. Şekil 6.7'de Enerji Evi ve Davutpaşa Kız Öğrenci Yurdu'nun ısı ihtiyacını karşılayan ısı pompası gösterilmiştir.



Şekil 6.7 Heliotherm HP08S10W-R-WEB ısı pompası

Isı pompası teknik verileri

Maksimum Su Sıcaklığı :	55°C
Maksimum İşletim Basıncı :	40 bar
Cihaz Isıtma Kapasitesi:	8,13 kW
Isıtma Sezonu Su Rejimi:	35/30 °C
Cihaz Soğutma Kapasitesi:	6,43 kW

Soğutma Sezonu Su Rejimi:	18/23 °C
Cihazın Tükettiği Enerji:	1,7 kW
COP _h :	4,78
COP _c :	3,78
Buharlaştırıcı Akım Debisi:	2,2m ³ /h
Kondansatör Akım Debisi:	1,6 m ³ /h
Soğutucu Akışkan:	R410A

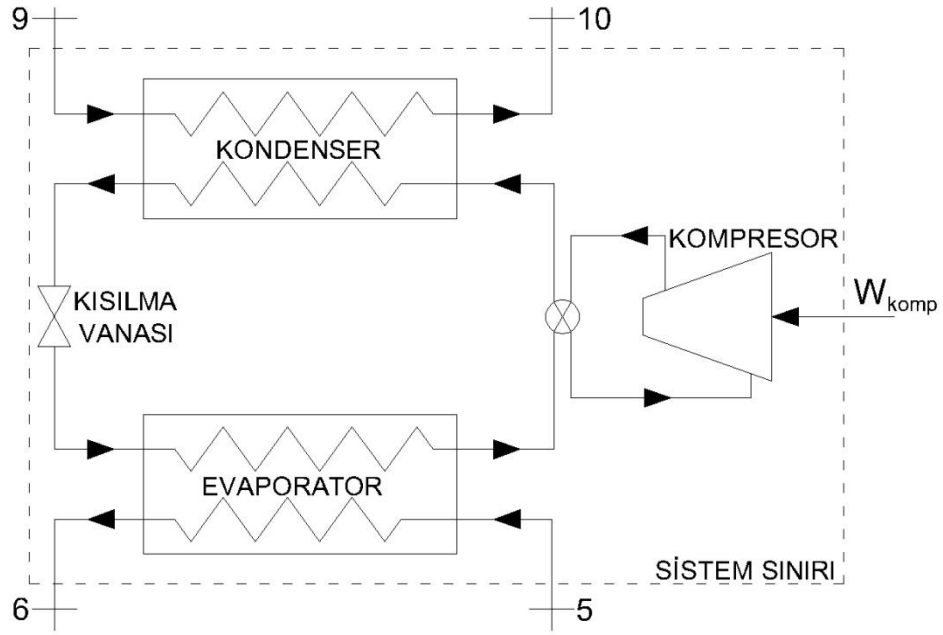
6.4.1 R410A Özellikleri ve Çevreye Etkisi

R410A çevreye zararlı olan HCFC soğutucu akışkan grubuna alternatif olarak geliştirilmiş HFC grubunda yer alan bir gazdır. R32 ve R125'den oluşan (ağırlıkça %50 / %50 oranında) ve R22 için alternatif kabul edilen yakın azeotropik bir karışımdır. Teorik termodinamik özellikleri R22 kadar iyi değildir. Ancak ısı transfer özelliği oldukça iyidir. R410A ozon tüketim katsayısının sıfır oluşu ile çevreye dost bir gazdır. Uygun kullanıldığı takdirde sağlığa herhangi bir zararı yoktur.

6.4.2 Isı Pompası İçin Enerji ve Ekserji Denklemleri

Isı pompası sistemi daha önceki bölümlerde bahsedildiği gibi kapalı bir çevrim gerçekleştirir. Isı pompası sisteminde ısı alışverişi cihazın iç ve dış ısı değiştiricileri ile gerçekleşir. Q_H ve Q_L , ısı değiştiricilerine kütle akışı olarak giren ve çıkan ısı enerjidir. Isı pompası çevriminin gerçekleşebilmesi için sisteme ayrıca dışardan elektrik enerjisi verilir (Şekil 6.8).

Isı pompasında soğutucu akışkanın 4 ayrı sistem elemanından geçerek çevrimi tamamladığı ve her bir elemanın farklı görevleri olduğu daha önceki bölümlerde bahsedilmişti. Isı pompası sistemini incelerken onu oluşturan alt sistemleri de ayrı ayrı incelemek gerekmektedir. Bu bölümde ısı pompası bir bütün olarak incelenecek, ayrıca ısı pompasını oluşturan kompresör, genleşme vanası (kısılma vanası), evaporatör ve kondenserin termodinamik analizi yapılacaktır.



Şekil 6.8 Isı pompası sistem şeması

Enerji Denklemleri

$$\dot{E}_{gir} = (\dot{m}_5 h_5) + (\dot{m}_9 h_9) + \dot{W}_{komp} \quad (6.32)$$

$$\dot{E}_{cik} = (\dot{m}_6 h_6) + (\dot{m}_{10} h_{10}) \quad (6.33)$$

Eşitlik (5.4) ve eşitlik (5.9) yardımıyla enerji dengesi çıkarılır.

$$(\dot{m}_5 h_5) - (\dot{m}_6 h_6) + \dot{W}_{komp} = (\dot{m}_{10} h_{10}) - (\dot{m}_9 h_9) \quad (6.34)$$

Isı pompasının etkinlik katsayısı, eşitlik (5.8) ile aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$COP_{ısı_pomp} = \frac{(\dot{m}_{10} h_{10}) - (\dot{m}_9 h_9)}{\dot{W}_{e,komp}} \quad (6.35)$$

Ekserji Denklemleri

Eşitlik (5.29) uygulanarak ekserji dengesi çıkarılır.

$$(Ex_5 - Ex_6) + \dot{W}_{e,komp} = (Ex_{10} - Ex_9) + Ex_{yıkım} \quad (6.36)$$

Eşitlik (5.30) uygulanarak $Ex_{yıkım}$ bulunur.

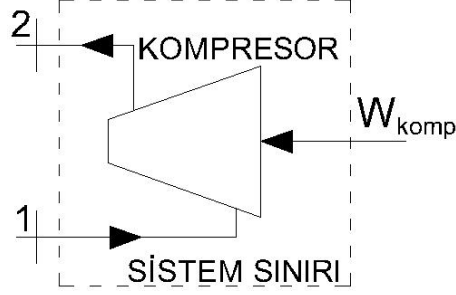
$$Ex_{yıkım} = (Ex_5 - Ex_6) + \dot{W}_{e,komp} - (Ex_{10} - Ex_9) \quad (6.37)$$

Ekserji verimliliği, eşitlik (5.31) ile aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\eta_{II,ısı_pomp} = \frac{(\dot{m}_{10} \psi_{10}) - (\dot{m}_9 \psi_9)}{(\dot{m}_5 \psi_5) - (\dot{m}_6 \psi_6) + \dot{W}_{e,komp}} \quad (6.38)$$

6.4.3 Kompresör İçin Enerji ve Ekserji Denklemleri

Kompresörler, gazları yüksek basınçlara sıkıştırma amacına yönelik sürekli akışlı açık sistemlerdir [18]. Bu işlem için sisteme enerji girişi yapılır (Şekil 6.9).



Şekil 6.9 Kompresör sistem şeması

Enerji Denklemleri

$$\dot{E}_{gir} = \dot{W}_{komp} \quad (6.39)$$

$$\dot{E}_{çık} = (\dot{m}_2 h_2) - (\dot{m}_1 h_1) \quad (6.40)$$

Eşitlik (5.4) ve eşitlik (5.9) yardımıyla enerji dengesi çıkarılır.

$$\dot{W}_{komp} = (\dot{m}_2 h_2) - (\dot{m}_1 h_1) \quad (6.41)$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{Sa} \quad (6.42)$$

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}_{Sa} (h_2 - h_1) \quad (6.43)$$

Kompresörün enerji verimi, eşitlik (5.8) ile aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\eta_{komp} = \frac{\dot{m}_{Sa} (h_2 - h_1)}{\dot{W}_{e,komp}} \quad (6.44)$$

Ekserji denklemleri

Eşitlik (5.29) uygulanarak ekserji dengesi çıkarılır.

$$\dot{W}_{e,komp} = (Ex_2 - Ex_1) + Ex_{yıkım} \quad (6.45)$$

Eşitlik (5.30) uygulanarak $Ex_{yıkım}$ bulunur.

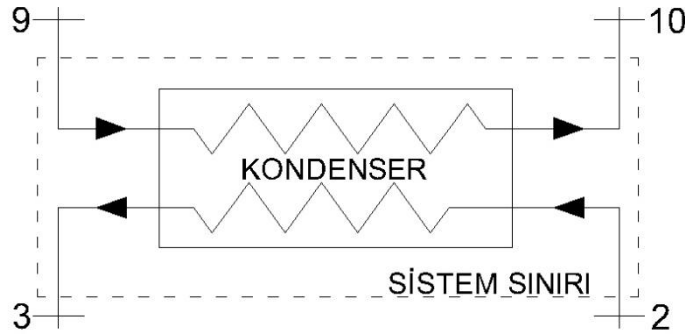
$$Ex_{yıkım} = \dot{W}_{e,komp} - [(\dot{m}_2 \psi_2) - (\dot{m}_1 \psi_1)] \quad (6.46)$$

Ekserji verimliliği, eşitlik (5.31) ile aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\eta_{II,komp} = \frac{\dot{m}_{Sa} (\psi_2 - \psi_1)}{\dot{W}_{e,komp}} \quad (6.47)$$

6.4.4 Kondenser İçin Enerji ve Ekserji Denklemleri

Isı pompasının kondenseri kışın Q_H , yazın ise Q_L ısısının transfer edildiği ısı değiştiricisidir. Bu ısılar, mahal içi enerji dağıtım sisteminde dolaşan akışkanın kütle akışı olarak giren ve çıkan enerjisinin farkına eşittir (Şekil 6.10).



Şekil 6.10 Kondenser sistem şeması

Enerji Denklemleri

$$\dot{E}_{gir} = (\dot{m}_2 h_2) + (\dot{m}_9 h_9) \quad (6.48)$$

$$\dot{E}_{çık} = (\dot{m}_{10} h_{10}) + (\dot{m}_3 h_3) \quad (6.49)$$

Eşitlik (5.4) uygulanıp düzenlenerek enerji dengesi çıkarılır.

$$(\dot{m}_2 h_2) - (\dot{m}_3 h_3) = (\dot{m}_{10} h_{10}) - (\dot{m}_9 h_9) \quad (6.50)$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_{Sa} ; \dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_D \quad (6.51)$$

$$\dot{m}_{Sa}(h_2 - h_3) = \dot{m}_{Ad}(h_{10} - h_9) \quad (6.52)$$

Kondenser ekipmanında enerji verimliliği söz konusu değildir.

Ekserji Denklemleri

Eşitlik (5.29) uygulanarak ekserji dengesi çıkarılır.

$$(Ex_2 - Ex_3) = (Ex_{10} - Ex_9) + Ex_{yıkım} \quad (6.53)$$

Eşitlik (5.30) uygulanarak $Ex_{yıkım}$ bulunur.

$$Ex_{yıkım} = [(\dot{m}_2 \psi_2) - (\dot{m}_3 \psi_3)] - [(\dot{m}_{10} \psi_{10}) - (\dot{m}_9 \psi_9)] \quad (6.54)$$

Ekserji verimliliği, eşitlik (5.31) ile aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\eta_{II,kond} = \frac{(\dot{m}_{10} \psi_{10}) - (\dot{m}_9 \psi_9)}{(\dot{m}_2 \psi_2) - (\dot{m}_3 \psi_3)} \quad (6.55)$$

6.4.5 Kısılma Vanası İçin Enerji ve Ekserji Denklemleri

Kısılma vanaları, akış kesitini herhangi bir şekilde azaltarak akışkanın basıncını önemli ölçüde düşüren elemanlardır. Türbinlerden farklı olarak basınç düşmesi sırasında herhangi bir iş yapılmaz. Akışkanın basıncı düşerken genellikle sıcaklığında da büyük bir düşme gözlenir (Şekil 6.11).

Kısılma vanaları genellikle küçük elemanlardır, bu nedenle akışkanla çevre arasında ısı geçiş alanı küçüktür. Isı geçiş için alanın küçük, zamanın da kısa olması nedeniyle kısılma vanalarında akış adyabatik kabul edilebilir. Ayrıca bir iş söz konusu olmadığı için enerji denkleminde işle ilgili terim de sıfır olacaktır. Kısılma vanasından geçen akışkanın potansiyel enerji değişimi de çok küçük olduğundan sıfır kabul edilebilir. Akışkanın kısılma vanasından çıkış hızı, genellikle kısılma vanasına giriş hızına oranla oldukça yüksektir, fakat hız mertebesi olarak düşük olduğundan, kinetik enerji değişimleri de ihmal edilebilir. Sözlü anlatımla, bir kısılma vanasının giriş ve çıkışındaki entalpi değerleri eşittir. Bu nedenle kısılma vanalarına sabit entalpili sistemler denebilir [22].



Şekil 6.11 Kısılma vanası sistem şeması

Enerji Denklemleri

Eşitlik (5.4) uygulanarak enerji dengesi çıkarılır.

$$(\dot{m}_3 h_3) = (\dot{m}_4 h_4) \quad (6.56)$$

Kısılma vanası ekipmanında enerji verimliliği söz konusu değildir.

Ekserji Denklemleri

Eşitlik (5.29) uygulanarak ekserji dengesi çıkarılır.

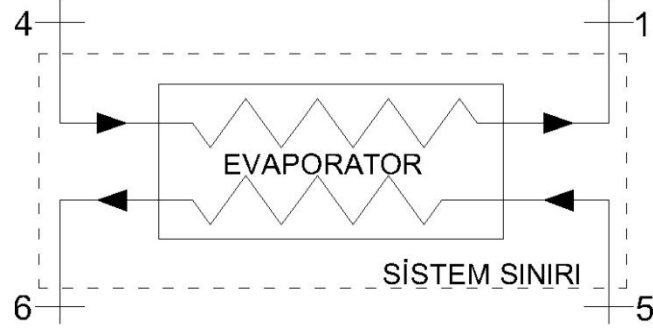
$$0 = (Ex_4 - Ex_3) + Ex_{yıkım} \quad (6.57)$$

Eşitlik (5.30) uygulanarak $Ex_{yıkım}$ bulunur.

$$Ex_{yıkım} = (\dot{m}_3 \psi_3) - (\dot{m}_4 \psi_4) \quad (6.58)$$

6.4.6 Evaporatör İçin Enerji ve Ekserji Denklemleri

Isı pompasının evaporatörü kışın Q_L , yazın ise Q_H ısısının transfer edildiği ısı değiştiricisidir. Bu ısılar, toprakaltı ısı değiştiricisinde dolaşan akışkanın kütle akışı olarak giren ve çıkan enerjisinin farkına eşittir (Şekil 6.12).



Şekil 6.12 Evaporatör sistem şeması

Enerji Denklemleri

$$\dot{E}_{gir} = (\dot{m}_5 h_5) + (\dot{m}_4 h_4) \quad (6.59)$$

$$\dot{E}_{çık} = (\dot{m}_1 h_1) + (\dot{m}_6 h_6) \quad (6.60)$$

Eşitlik (5.4) uygulanıp düzenlenerek enerji dengesi çıkarılır.

$$(\dot{m}_5 h_5) - (\dot{m}_6 h_6) = (\dot{m}_1 h_1) - (\dot{m}_4 h_4) \quad (6.61)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_1 = \dot{m}_{sa} ; \dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_T \quad (6.62)$$

$$\dot{m}_T (h_5 - h_6) = \dot{m}_{sa} (h_1 - h_4) \quad (6.63)$$

Evaporatör ekipmanında enerji verimliliği söz konusu değildir.

Ekserji Denklemleri

Eşitlik (5.29) uygulanarak ekserji dengesi çıkarılır.

$$(Ex_5 - Ex_6) = (Ex_1 - Ex_4) + Ex_{yıkım} \quad (6.64)$$

Eşitlik (5.30) uygulanarak $Ex_{yıkım}$ bulunur.

$$Ex_{yıkım} = [(\dot{m}_5 \psi_5) - (\dot{m}_6 \psi_6)] - [(\dot{m}_1 \psi_1) - (\dot{m}_4 \psi_4)] \quad (6.65)$$

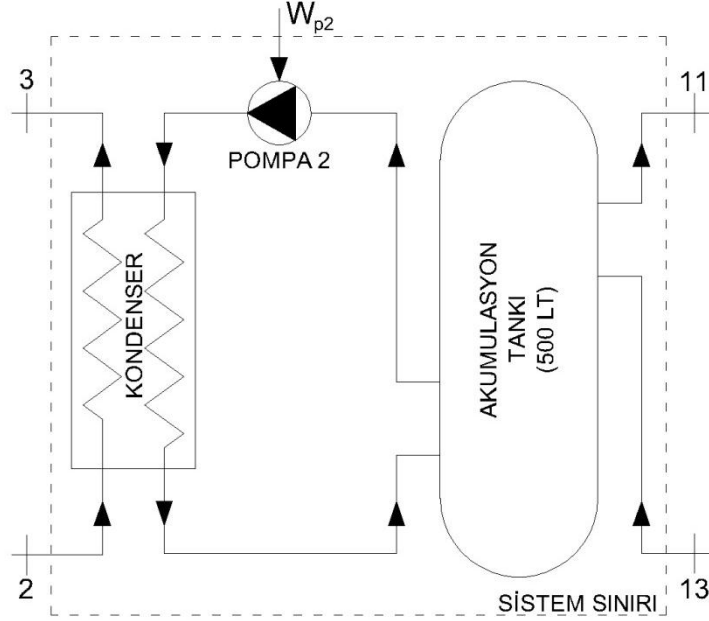
Ekserji verimliliği, eşitlik (5.31) ile aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\eta_{II, evap} = \frac{(\dot{m}_1 \psi_1) - (\dot{m}_4 \psi_4)}{(\dot{m}_5 \psi_5) - (\dot{m}_6 \psi_6)} \quad (6.66)$$

6.5 Akümülayon Tankı Devresi

Aküümülayon tankı devresi, duvar serpantinleri içinde dolaşan suyun istenen sıcaklığa gelmesini sağlayan ısı pompasının kondenserine giren ve çıkan devredir (Şekil 6.13).

6.5.1 Akümülayon Tankı Devresi İçin Enerji ve Ekserji Denklemleri



Şekil 6.13 Akümülayon tankı devresi sistem şeması

Enerji Denklemleri

$$\dot{E}_{gir} = (\dot{m}_2 h_2) + \dot{W}_{p2} + (\dot{m}_{13} h_{13}) \quad (6.67)$$

$$\dot{E}_{çık} = (\dot{m}_3 h_3) + (\dot{m}_{11} h_{11}) \quad (6.68)$$

Eşitlik (5.4) ve eşitlik (5.9) yardımıyla enerji dengesi çıkarılır.

$$(\dot{m}_2 h_2) - (\dot{m}_3 h_3) + \dot{W}_{p2} = (\dot{m}_{11} h_{11}) - (\dot{m}_{13} h_{13}) \quad (6.69)$$

Ekserji Denklemleri

Eşitlik (5.29) ve eşitlik (5.30) uygulanarak ekserji dengesi ve $Ex_{yıkım}$ çıkarılır.

$$(Ex_2 - Ex_3) + \dot{W}_{e,p2} = (Ex_{11} - Ex_{13}) + Ex_{yıkım} \quad (6.70)$$

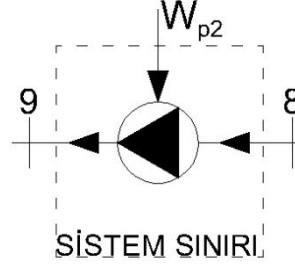
$$Ex_{yıkım} = [(\dot{m}_2 \psi_2) - (\dot{m}_3 \psi_3)] + \dot{W}_{e,p2} - [(\dot{m}_{11} \psi_{11}) - (\dot{m}_{13} \psi_{13})] \quad (6.71)$$

Ekserji verimliliği, eşitlik (5.31) ile aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\eta_{II,akü_d} = \frac{(\dot{m}_{11} \psi_{11}) - (\dot{m}_{13} \psi_{13})}{(\dot{m}_2 \psi_2) - (\dot{m}_3 \psi_3) + \dot{W}_{e,p2}} \quad (6.72)$$

6.5.2 Pompa 2 İçin Enerji ve Ekserji Denklemleri

Pompalar akışkanın basıncını artırmak için kullanılan sistem elemanlarıdır. Pompalar adyabatik sistemler olarak kabul edilir. Yani dışarıdan olan ısı alışverişi göz ardı edilir. Akışkanın enerjisi pompaya verilen elektrik enerjisi miktarı kadar artar (Şekil 6.14).



Şekil 6.14 Pompa 2 sistem şeması

Enerji Denklemleri

$$\dot{E}_{gir} = (\dot{m}_8 h_8) + \dot{W}_{p2} \quad (6.73)$$

$$\dot{E}_{çık} = (\dot{m}_9 h_9) \quad (6.74)$$

Eşitlik (5.4) ve eşitlik (5.9) yardımıyla enerji dengesi çıkarılır.

$$\dot{W}_{p2} = (\dot{m}_9 h_9) - (\dot{m}_8 h_8) \quad (6.75)$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_8 = \dot{m}_{Ad} \quad (6.76)$$

$$\dot{m}_{Ad}(h_9 - h_8) = \dot{W}_{p2} \quad (6.77)$$

Pompa_2'nin enerji verimi, eşitlik (5.8) ve (5.9) ile aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\eta_{p2} = \frac{\dot{m}_{Ad}(h_9 - h_8)}{\dot{W}_{e,p2}} \quad (6.78)$$

Ekserji Denklemleri

Eşitlik (5.29) uygulanarak ekserji dengesi çıkarılır.

$$\dot{W}_{e,p2} = (Ex_9 - Ex_8) + Ex_{yıkım} \quad (6.79)$$

Eşitlik (5.30) uygulanarak $Ex_{yıkım}$ bulunur.

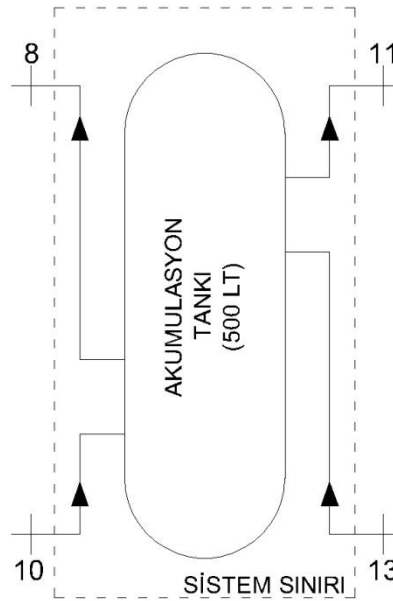
$$Ex_{yıkım} = \dot{W}_{e,p2} - [(\dot{m}_9 \psi_9) - (\dot{m}_8 \psi_8)] \quad (6.80)$$

Ekserji verimliliği, eşitlik (5.31) ile aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\eta_{II,p2} = \frac{(\dot{m}_9 \psi_9) - (\dot{m}_8 \psi_8)}{\dot{W}_{e,p2}} \quad (6.81)$$

6.5.3 Akümülayon Tankı İçin Enerji ve Ekserji Denklemleri

Sistemde kullanılan akümülayon tankı 500 lt. kapasiteli olup paslanmaz çelikten imal edilmiştir (Şekil6.15). Akümülayon tankı ortam ile olan ısı transferinin önlenmesi için yalıtılmıştır.



Şekil 6.15 Akümülayon tankı sistem şeması

Enerji Denklemleri

$$\dot{E}_{gir} = (\dot{m}_{13}h_{13}) + (\dot{m}_{10}h_{10}) \quad (6.82)$$

$$\dot{E}_{çık} = (\dot{m}_{11}h_{11}) + (\dot{m}_8h_8) \quad (6.83)$$

Eşitlik (5.4) uygulanarak enerji dengesi çıkarılır.

$$(\dot{m}_{10}h_{10}) - (\dot{m}_8h_8) = (\dot{m}_{11}h_{11}) - (\dot{m}_{13}h_{13}) \quad (6.84)$$

$$\dot{m}_D(h_{11} - h_{13}) = \dot{m}_{Ad}(h_{10} - h_8) \quad (6.85)$$

Ekserji Denklemleri

Eşitlik (5.29) ve eşitlik (5.30) uygulanarak ekserji dengesi ve $Ex_{yıkım}$ çıkarılır.

$$(Ex_{10} - Ex_8) = (Ex_{11} - Ex_{13}) + Ex_{yıkım} \quad (6.86)$$

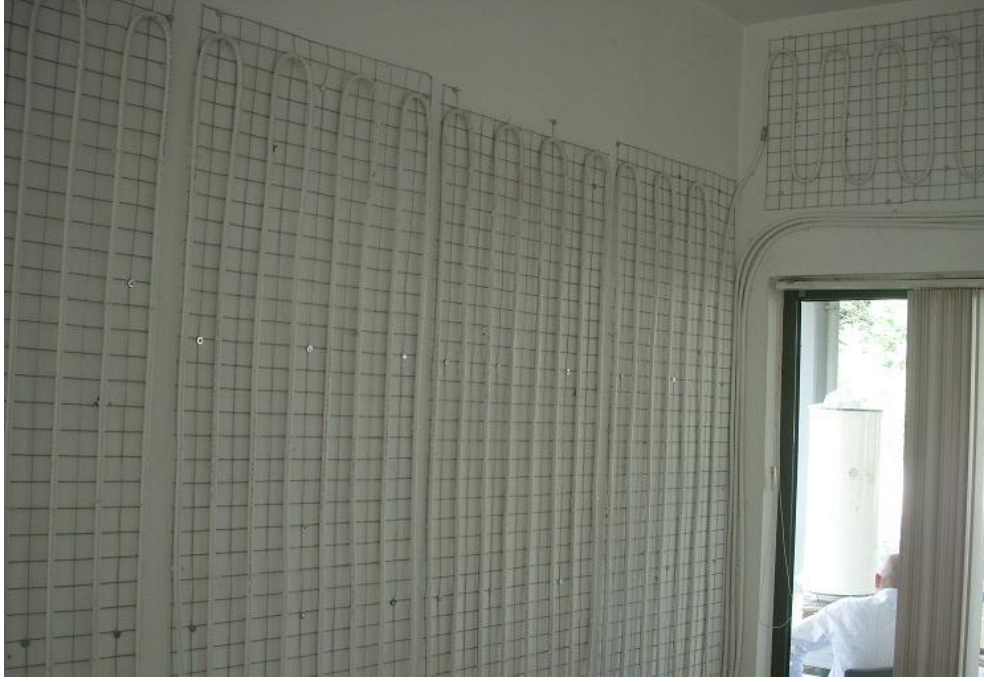
$$Ex_{yıkım} = [(\dot{m}_{10}\psi_{10}) - (\dot{m}_8\psi_8)] - [(\dot{m}_{11}\psi_{11}) - (\dot{m}_{13}\psi_{13})] \quad (6.87)$$

Ekserji verimliliği, eşitlik (5.31) ile aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\eta_{II,akü} = \frac{(\dot{m}_{10}\psi_{10}) - (\dot{m}_8\psi_8)}{(\dot{m}_{11}\psi_{11}) - (\dot{m}_{13}\psi_{13})} \quad (6.88)$$

6.6 Duvardan İklimlendirme Devresi

Enerji evi mahallerinin ısı kayıpları ve ısı kazançlarına uygun olarak, içerisinden soğutucu veya ısıtıcı akışkan geçebilen borular mahal duvarlarına döşenmiştir (Şekil 6.16). Bu döşeme için gerekli boru miktarının hesabı ASHRAE Standartlarında belirtilen hesaplamalara göre yapılmıştır.



Şekil 6.16 Duvardan ısıtma-soğutma panelleri

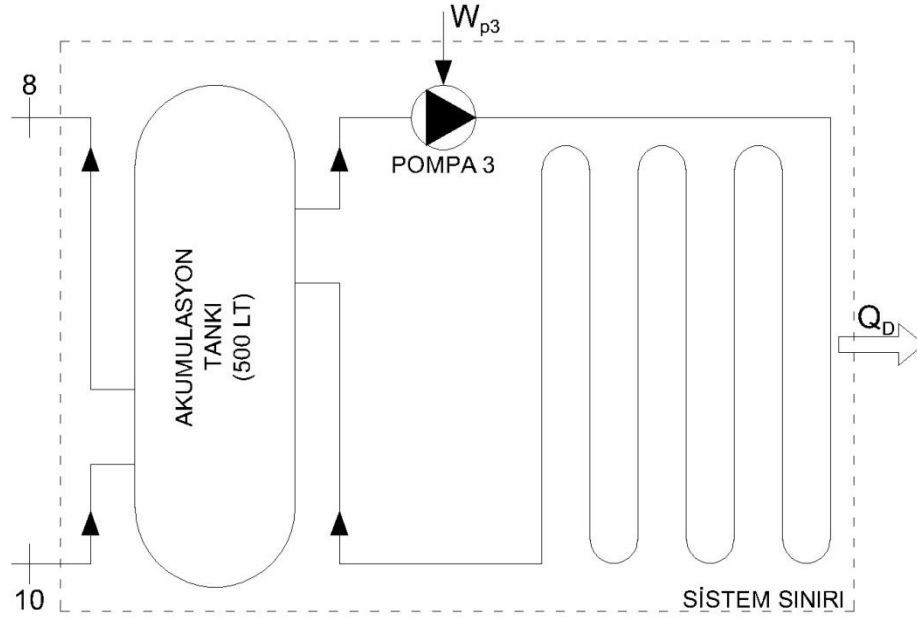
Bu hesaplara göre toprak kaynaklı ısı pompası destekli duvardan ısıtma sisteminde, her mahale döşenecek olan boru miktarları bulunmuştur. Çizelge 6.3'te uygulamada döşenmiş olan boru uzunlukları gösterilmiştir [45].

Çizelge 6.3 Mahallere döşenen boru uzunlukları

Mahal Adı	Uygulamada Döşenmiş Boru Uzunluğu
Enerji Evi 1. Oda (Güneş)	142 m.
Enerji Evi 2. Oda (Test)	162 m.
Enerji Evi 3. Oda (BİM)	153 m.
Kız Öğrenci Yurdu Salon	388 m.

6.6.1 Duvardan İklimlendirme Devresi İçin Enerji ve Ekserji Denklemleri

Akümülyasyon tankından gelen sıcak su mahal ile olan sıcaklık farkından dolayı enerjisini iç ortama bırakır sıcaklığı düşmüş olarak akümülyasyon tankına döner (Şekil 6.17).



Şekil 6.17 Duvardan ısıtma-soğutma panelleri sistem şeması

Enerji Denklemleri

$$\dot{E}_{gir} = (\dot{m}_{10}h_{10}) + \dot{W}_{p3} \quad (6.89)$$

$$\dot{E}_{çık} = (\dot{m}_8h_8) + \dot{Q}_D \quad (6.90)$$

Eşitlik (5.4) ve eşitlik (5.9) yardımıyla enerji dengesi çıkarılır.

$$(\dot{m}_{10}h_{10}) - (\dot{m}_8h_8) + \dot{W}_{p3} = \dot{Q}_D \quad (6.91)$$

Ekserji Denklemleri

Eşitlik (5.29) ve (5.30) uygulanarak ekserji dengesi ve $Ex_{yıkım}$ çıkarılır.

$$(Ex_{10} - Ex_8) + \dot{W}_{e,p3} = \dot{Q}_D \left(1 - \frac{T_0}{T_D}\right) + Ex_{yıkım} \quad (6.92)$$

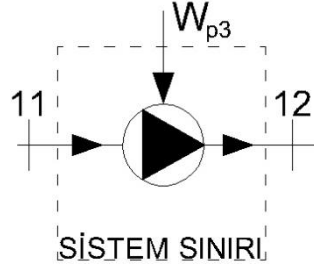
$$Ex_{yıkım} = (\dot{m}_{10}\psi_{10}) - (\dot{m}_8\psi_8) + \dot{W}_{e,p3} - \dot{Q}_D \left(1 - \frac{T_0}{T_D}\right) \quad (6.93)$$

Ekserji verimliliği, eşitlik (5.31) ile aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\eta_{II,duvar_d} = \frac{\dot{Q}_D \left(1 - \frac{T_0}{T_D}\right)}{(\dot{m}_{10}\psi_{10}) - (\dot{m}_8\psi_8) + \dot{W}_{e,p3}} \quad (6.94)$$

6.6.2 Pompa_3 İçin Enerji ve Ekserji Denklemleri

Pompalar akışkanın basıncını artırmak için kullanılan sistem elemanlarıdır. Pompalar adyabatik sistemler olarak kabul edilir. Yani çevreyle olan ısı alışverişi göz ardı edilir. Akışkanın enerjisi pompaya verilen elektrik enerjisi miktarı kadar artar (Şekil 6.18).



Şekil 6.18 Pompa 3 sistem şeması

Enerji Denklemleri

$$\dot{E}_{gir} = (\dot{m}_{11}h_{11}) + \dot{W}_{p3} \quad (6.95)$$

$$\dot{E}_{çık} = (\dot{m}_{12}h_{12}) \quad (6.96)$$

Eşitlik (5.4) ve eşitlik (5.9) yardımıyla enerji dengesi çıkarılır.

$$\dot{W}_{p3} = (\dot{m}_{12}h_{12}) - (\dot{m}_{11}h_{11}) \quad (6.97)$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_D ; \quad (6.98)$$

$$\dot{m}_D(h_{12} - h_{11}) = \dot{W}_{p3} \quad (6.99)$$

Pompa_3'ün enerji verimi, eşitlik (5.8) ve (5.9) ile aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\eta_{p3} = \frac{\dot{m}_D(h_{12} - h_{11})}{\dot{W}_{e,p3}} \quad (6.100)$$

Ekserji Denklemleri

Eşitlik (5.29) uygulanarak ekserji dengesi çıkarılır.

$$\dot{W}_{e,p3} = (Ex_{12} - Ex_{11}) + Ex_{yıkım} \quad (6.101)$$

Eşitlik (5.30) uygulanarak $Ex_{yıkım}$ bulunur.

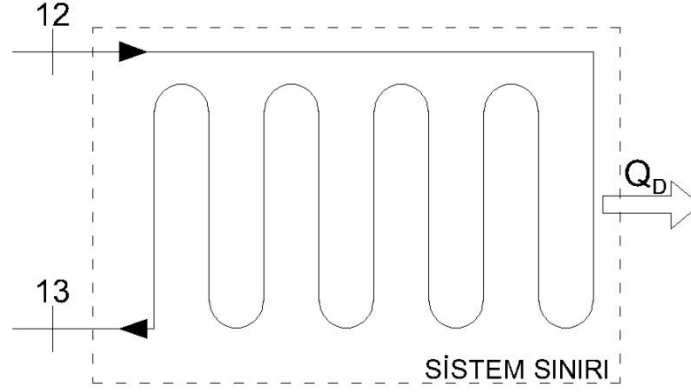
$$Ex_{yıkım} = \dot{W}_{e,p3} - [(\dot{m}_{12}\psi_{12}) - (\dot{m}_{11}\psi_{11})] \quad (6.102)$$

Ekserji verimliliği, eşitlik (5.31) ile aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\eta_{II,p3} = \frac{(\dot{m}_{12}\psi_{12}) - (\dot{m}_{11}\psi_{11})}{\dot{W}_{e,p3}} \quad (6.103)$$

6.6.3 Duvar Panelleri İçin Enerji ve Ekserji Denklemleri

Duvar serpantinleri, mahal içi enerji dağıtımını sağlayan bir ısı değiştiricisi olarak düşünülebilir (Şekil 6.19).



Şekil 6.19 Duvar panelleri sistem şeması

Enerji Denklemleri

$$\dot{E}_{gir} = (\dot{m}_{12} h_{12}) \quad (6.104)$$

$$\dot{E}_{çık} = (\dot{m}_{13} h_{13}) + \dot{Q}_D \quad (6.105)$$

Eşitlik (5.4) uygulanarak enerji dengesi çıkarılır.

$$(\dot{m}_{12} h_{12}) - (\dot{m}_{13} h_{13}) = \dot{Q}_D \quad (6.106)$$

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} = \dot{m}_D \quad (6.107)$$

$$\dot{m}_D (h_{12} - h_{13}) = \dot{Q}_D \quad (6.108)$$

Duvar panelleri için enerji verimliliği söz konusu değildir.

Ekserji Denklemleri

Eşitlik (5.29) ve eşitlik (5.30) uygulanarak ekserji dengesi ve $Ex_{yıkım}$ çıkarılır.

$$(Ex_{12} - Ex_{13}) = \dot{Q}_D \left(1 - \frac{T_0}{T_D}\right) + Ex_{yıkım} \quad (6.109)$$

$$Ex_{yıkım} = [(\dot{m}_{12} \psi_{12}) - (\dot{m}_{13} \psi_{13})] - \dot{Q}_D \left(1 - \frac{T_0}{T_D}\right) \quad (6.110)$$

Ekserji verimliliği, eşitlik (5.31) ile aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\eta_{II, duvar} = \frac{\dot{Q}_D \left(1 - \frac{T_0}{T_D}\right)}{(\dot{m}_{12} \psi_{12}) - (\dot{m}_{13} \psi_{13})} \quad (6.111)$$

EKSERGO EKOLOJİK ANALİZ

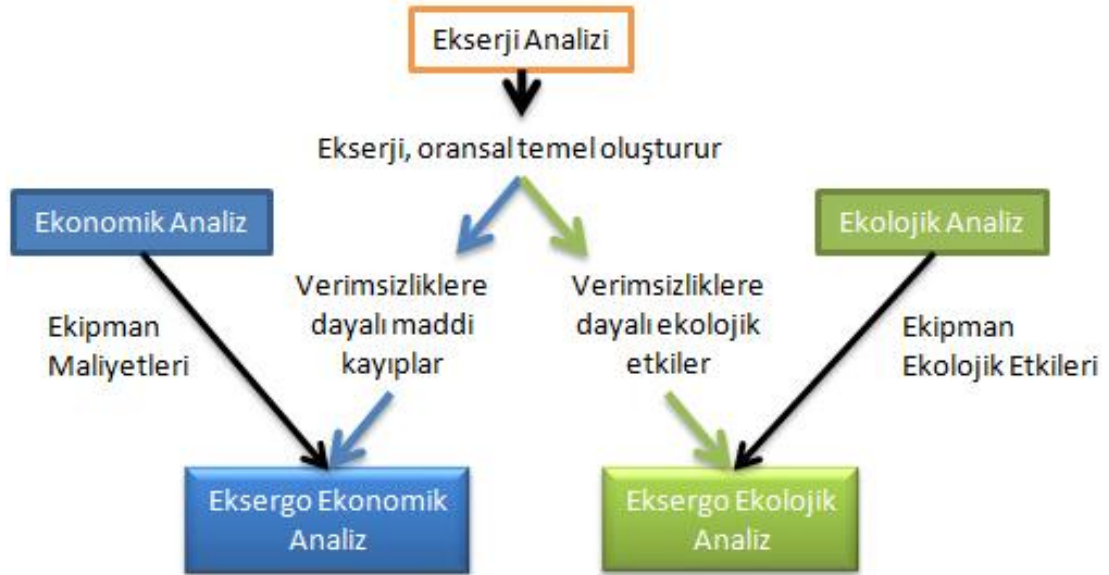
Enerji kaynaklarının etkin kullanımı ve karlılığın yanında, geliştirme işlemlerinin sürdürülebilirliği için bir sistemin çevresel etkilerinin de öngörülmesi ve potansiyel çevresel problemlerin proje planlama aşamasında belirlenmesi gereklidir. Firmalar çevresel etkileri azaltmak için ısı verimliliği artırıcı, yakıt tüketimini ve dolayısıyla emisyonları azaltıcı teknolojiler geliştirmek için çalışmaktadırlar.

Bu çalışmalar yeni teknoloji tasarımlarına yön vermektedir. Sistemin ekipmanları tek tek incelenip çevreye zarar verip vermediği, maliyeti, üretim ve operasyon sırasında harcadığı enerji, iyileştirme yöntemleri ve bu yöntemlerin getirdiği ek maliyetler araştırılmaktadır. Araştırmaların sağlıklı yapılabilmesi için metodolojik yöntemler oluşturulmuştur. Bu yöntemler sistemin eksergo ekonomik ve eksergo ekolojik olarak incelenmesinde yardımcı olup hangi ekipmanın daha fazla ekonomik ve ekolojik optimizasyona ihtiyacı olduğunu belirlemektedir.

7.1 Metodoloji [18]

Bir enerji dönüşüm sisteminin performansını artırmada en önemli kriter termodinamik verimliliklerdir. Proseslerin termodinamik kusurları ekserji analizi ile saptanmakta ve ölçülebilmektedir. Termodinamik verimsizlikler sistemin enerji ihtiyacını artırmakta, çevresel etkileri ve operasyon maliyetini artırmaktadır; bununla birlikte verimsizlikleri azaltmaya çalışmak malzeme, üretim maliyetini ve enerji sarfiyatını artırabilmektedir (örneğin bir eşanjörün ısı transfer alanı). Yaşam döngüsü analizi için ekipman özellikleri, maliyete ve çevreye olan etkisi optimize edilmelidir.

Ekserji analizinin maliyet belirlemede makul bir esas olmasının yanında çevresel etkileri belirlemek için de makul bir esas olacağı düşünülmüş ve eksergo ekolojik analiz yapmaya imkan tanıyacak metodolojik uygulamalar geliştirilmiştir. Şekil 7.1’de eksergo ekonomik ve eksergo ekolojik analizlerin metodolojik benzeşimleri gösterilmiştir.



Şekil 7.1 Eksergo ekonomik ve eksergo ekolojik analizlerin analojisi

7.1.1 Eksergo Ekonomik Analiz Metodolojisi [46]

Eksergo ekonomi analizi için ilk olarak enerji dönüşüm sisteminin ekserji analizi yapılır. Daha sonra toplam yatırım maliyeti (işletme, bakım ve atık) belirlenir. Son olarak hesaplanan maliyetler ekserji akımları ile eşleştirilerek ekserji başına maliyet bulunur. Böylece sistemdeki verimsizliklerin neden olduğu maddi kayıplar hesaplanabilmektedir.

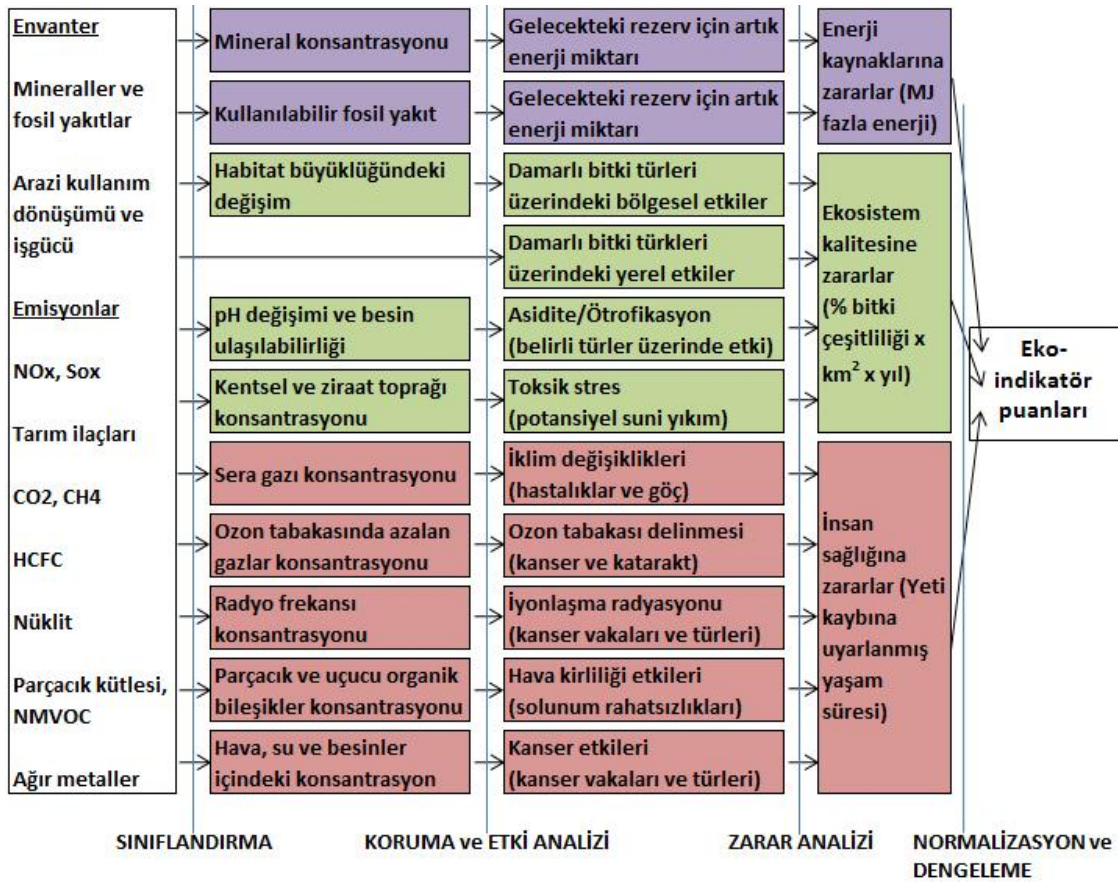
7.1.2 Eksergo Ekolojik Analiz Metodolojisi

Eksergo ekoloji analizi temel olarak 3 aşamadan oluşur. İlk aşama enerji dönüşüm sisteminin ekserji analizidir. İkinci aşamada yaşam döngüsü analizi metodu ile çevresel etkiler belirlenir. Üçüncü aşamada çevresel etkiler prosesdeki ekserji akımına uygulanır.

Ekserji analizi için ilk olarak sistem sınırları belirlenmelidir. Prosesi etkileyen tüm alt sistemler ayrı ayrı incelenmelidir. Bir maddenin ekserji değeri, kinetik ve potansiyel ekserjiler işleme dahil edilmeden, ona ait kimyasal ve fiziksel ekserji değerinin toplamı olarak hesaplanır [47].

Bütün sistemin yaşam döngüsel analizi girdilerin tedarikini, özellikle yakıt, ve ekipmanların operasyonu ve tahliyesini kapsamalıdır. Doğal kaynakların kullanımı, enerji tedarik zinciri ve emisyonlar uluslararası standartlarda yer almaktadır [48]. Yaşam döngüsü prosesleri için envanter sonuçları genel enerji ve kütle yasaları ile hesaplanır. Bu prosedürün doğruluk oranı sistem tanımına ve kabullere göre değişkenlik gösterir.

Bir sonraki aşama yaşam döngüsü envanteri sonuçları üzerine, toplam etki analizi metodu ile çeşitli kategorilerde çevresel etkilerin hesaplanmasıdır. Bir etki kategorisi yaşam döngüsü envanteri ile onun doğada yok olma aşaması arasındaki yolu belirlemektedir. Bu yol, çevresel bir model üzerine indikatörlerin belirlenmesi ile sebep-sonuç zincirini kapsar. Eksergo ekoloji analizinin metodolojik gelişimi için tek skorlu yaşam döngüsel analiz metodu, Eko-indikatör 99 seçilmiştir. Eko-indikatör 99, tek skorlu sistemi ile ekonomik analiz yapılmasına da imkan sağlar ve çevresel etkiyi azaltmak için tasarımlarda karar vermeye yardımcı olur. Şekil 7.2’de ele alınan çevresel etkiler ve yapısal ağı gösterilmektedir [49].



Şekil 7.2 Eko-indikatör 99 analizlerin metodolojisi

Sistemin her elemanının kaynak analizi, toprak kullanım analizi ya da akıbet analizi muhtemel problemin çıkacağı bölümlere (su, toprak, hava) göre atanmıştır. Bu doğrultuda çevresel problemlerin sınıflandırılması yapılmaktadır. Etki kategorileri üç hasar kategorisini kapsamaktadır:

- İnsan sağlığı
- Ekosistem kalitesi
- Doğal kaynaklar

Son aşamada bu üç hasar kategorisi standartize edilir ve Eko-indikatör puanları atanır. Yüksek hasar oranı, yüksek bir puanla gösterilmektedir. Bu değerler paket programları ile veritabanından çekilerek hesaplanabilmektedir. Bazı örnek Eko-indikatör 99 değerleri Çizelge 7.1’de gösterilmiştir.

Çizelge 7.1 Bazı emisyon, kaynak veya ürünlerin Eko-indikatör 99 puanları

Emisyon, kaynak veya ürün	Eko-indikatör 99 puanı
Havaya salınan 1 kg CO ₂	0,00545
Havaya salınan 1 kg Hg	64,6000
1 kg Demir madeni (%25)	0,00121
Avrupa şebekesinde, orta gerilim 1kWh elektrik (UCTE 2000)	0,02118

Eko-indikatör 99 puanları ile tanımlanan yaşam döngüsü analizi sonuçları ekserji akımları ile eşleştirilir. Her bir akış (j) için birim ekserji başına çevresel etki oranı (b_j) çevresel etki miktarı ($\dot{B}_j$) ve ekserji miktarına ($\dot{E}_{x_j}$) bağlıdır [46].

$$b_j = \frac{\dot{B}_j}{\dot{E}_{x_j}} \quad (7.1)$$

Bir giriş akışı ile ilgili çevresel etkiler direkt olarak hesaplanabilir. Giriş ve çıkış akışları değerlerini hesaplayabilmek için her bir sistem parçası (k) arasındaki işlevsel bağıntılar dikkate alınmalıdır. Buradaki temel mantık, bir parçaya giren çevresel etki o parçanın akıştaki bağıntısı ile çıkmak zorunda olduğudur. Sonuç olarak sistemde sadece bir ekserji akışı olmaz, bununla birlikte çevresel etki akışı da meydana gelir. Ekserji akışı ile gelen çevresel etkinin yanında parça (k) bazında çevresel etki de ($\dot{Y}_k$) göz önünde bulundurulursa aşağıdaki bağıntılar elde edilir [46].

$$\dot{Y}_k = \dot{Y}_k^{üretim} + \dot{Y}_k^{isletme} + \dot{Y}_k^{atık} \quad (7.2)$$

$$\sum \dot{B}_{j,k,gir} + \dot{Y}_k = \sum \dot{B}_{j,k,cik} \quad (7.3)$$

Ekserji analizi ile her parçanın ekserji yıkımı ($\dot{E}_{x_{yıkım,k}}$) hesaplanabilmektedir. Her parça için ekserjetik yakıtların ortalama çevresel etkileri ($b_{yakıt,k}$) ile ekserji yıkımına bağlı çevresel etki oranı ($\dot{B}_{yıkım,k}$) şu şekilde elde edilir [46]:

$$\dot{B}_{yıkım,k} = b_{yakıt,k} \dot{E}_{x_{yıkım,k}} \quad (7.4)$$

Ekserjetik yakıtların ortalama çevresel etkileri ile ekserjetik ürünlerin ortalama çevresel etkileri arasındaki bağıl fark r_b ile gösterilir. Bu fark aynı zamanda o parçayla ilişkili çevresel etkinin azaltılma potansiyelini gösterir [46].

$$r_{b,k} = \frac{b_{ürün,k} - b_{yakıt,k}}{b_{yakıt,k}} \quad (7.5)$$

Parçalardan kaynaklanan çevresel etkilerin toplam çevresel etkilere oranı eksergo çevresel faktör ($f_{b,k}$) ile kıyaslanabilir [46].

$$f_{b,k} = \frac{\dot{Y}_k}{\dot{Y}_k + \dot{B}_{yıkım,k}} \quad (7.6)$$

7.2 Uygulama

Eksergo ekolojik uygulama için gerekli ekserji analizleri ve ekonomik parametreler bir takım veriler ve kabuller ile belirlenmiştir.

Isı pompası olarak, HELIOTHERM HP08S10W-R-WEB modeli seçilmiş olup teknik verileri “Bölüm 6.2.2” de verilmiştir. Isı pompası kompakt sistem olarak satın alınmış olup veri toplama cihazları ve yazılımı ile 14000 \$’a mal edilmiştir. Kontrol ekipmanları ve yazılımı fiyata dahildir. Isı pompası sisteminin ekipman fiyatları orantılanarak aşağıdaki şekilde kabul edilmiştir.

- Kompresör: 8000 \$
- Kondenser: 2670 \$
- Evaporatör: 2670 \$
- Kısılma vanası: 660 \$

Sistem ömrü 20 yıl olarak, yıllık çalışma süresi 1278,72 saat olarak kabul edilmiştir. Bu süre boyunca yıllık faiz oranının %10 civarında olacağı kabul edilmiş olup, $CRF=0,11746$ olarak hesaplanmıştır [50]. Yıllık bakım maliyeti 200 \$ olarak kabul edilmiş, bakım maliyeti kompresör ekipmanına bindirilmiştir. Yaşam ömrü sonunda gerekli iyileştirmeler yapılarak kullanımına devam edileceği öngörülerek atık senaryosu oluşturulmamıştır.

Isı pompası sistemine doğrudan bağlı elektrik pay ölçer bulunmadığı için kompresörün enerji verimliliği %85 olarak kabul edilmiştir. Diğer ekipmanların enerji verimlilikleri toplanan veriler ile hesaplanabilmektedir.

Toprak devresi için sondaj yöntemiyle iki adet 60 metre derinliğinde kuyu kazılmıştır. Sondaj maliyeti 80 TL/m birim fiyatından 6400 \$ tutmuştur. U-tüp paralel sistem ile dikeyde 40 mm çapında 240 metre, yatayda 15 metre; enerji evi ve sondaj kuyuları arasında 50 mm çapında 30 metre polietilen kompozit boru kullanılmıştır. Borulama maliyeti 1750 \$ tutmuştur. Toprak altı devresi bir eşanjör sistemi olarak kabul edilmiş; sondaj maliyeti ve borulama maliyeti üst üste bindirilerek toplam maliyetin 8150 \$ olduğu kabul edilmiştir.

Toprak devresinde dolaşan suyun sirkülasyonu için kullanılan pompanın maliyeti 150 \$'dır. Pompaya doğrudan bağlı elektrik pay ölçer bulunmadığı için pompanın enerji verimliliği %85 olarak kabul edilmiştir.

Toprak devresinde su azalması nedeniyle yapılan su ekleme işlemi basit bir işlem olduğu için kullanıcı tarafından yapılabilir. Bununla birlikte başka bir bakım işlemi olmadığı için yıllık bakım maliyeti yok kabul edilmiştir. Yaşam ömrü sonunda gerekli iyileştirmeler yapılarak sistem kullanımına devam edileceği öngörülerek atık senaryosu oluşturulmamıştır.

Akümülayon tankı 500 lt kapasiteli olup paslanmaz çelikten imal edilmiştir. Ağırlığı 222 kg, toplam maliyeti bağlantı boruları ve ekipmanları dahil edilerek 1250 \$'dır.

Akümülayon tankı devresinde dolaşan suyun sirkülasyonu için kullanılan pompanın maliyeti 150 \$'dır. Pompaya doğrudan bağlı elektrik pay ölçer bulunmadığı için pompanın enerji verimliliği %85 olarak kabul edilmiştir. Diğer ekipmanların enerji verimlilikleri toplanan veriler ile hesaplanabilmektedir.

Akümülayon tankı devresi için herhangi bir bakım gideri öngörülmemiştir. Yaşam ömrü sonunda gerekli iyileştirmeler yapılarak sistem kullanımına devam edileceği öngörülerek atık senaryosu oluşturulmamıştır.

Duvar dan iklimlendirme devresinde 16 mm çapında 840 metre, 20 mm çapında 40 metre polietilen boru kullanılmıştır. Boru malzemesi, kolektörler ve diğer bağlantı ekipmanları, işçilik ve sıva maliyetleri toplamda 2400 \$ tutmuştur. Duvara döşenmiş olan borular borular bir eşanjör sistemi olarak düşünelebilir ve verimi %100 olarak kabul edilmiştir.

Duvar dan iklimlendirme devresinde dolaşan suyun sirkülasyonu için kullanılan pompanın maliyeti 150 \$'dır. Pompaya doğrudan bağlı elektrik pay ölçer bulunmadığı için pompanın enerji verimliliği %85 olarak kabul edilmiştir. Diğer ekipmanların enerji verimlilikleri toplanan veriler ile hesaplanabilmektedir.

Duvar dan iklimlendirme devresi için herhangi bir bakım gideri öngörülmemiştir. Yaşam ömrü sonunda gerekli iyileştirmeler yapılarak sistem kullanımına devam edileceği öngörülerek atık senaryosu oluşturulmamıştır.

Noktasal enerji ve ekserji analizleri 17.01.2010 – 17.04.2010 tarihleri arasında kayıt edilen 8.946.936 adet veri baz alınarak yapılmıştır. Bu verilere göre elde edilen, eksergo ekolojik analizde kullanılacak, Şekil 6.2'de gösterilen sistem noktalarının ekserji değerleri Çizelge 7.2'de gösterilmiştir.

Toprak devresinde yer alan etilen glikol-su karışımıyla ilgili olarak, etilen glikol'e ait entropi verileri yerli ve yabancı kaynaklarda bulunamamıştır. Devredeki etilen glikol oranı başlangıçta %5-15 civarında belirlenmiş, daha sonra devreye yapılan su takviyeleri ile bu oran gittikçe düşmüştür. Dolayısıyla toprak devresinde noktasal ekserji hesapları yapılırken suya ait termofiziksel değerler kullanılmıştır.

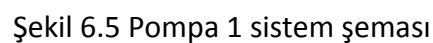
Çizelge 7.2 Noktasal ekserji değerleri

Nokta	Ekserji (kW)	Nokta	Ekserji (kW)	Nokta	Ekserji (kW)
Ex ₁	2,261672	Ex ₆	0,060588	Ex ₁₁	2,679636
Ex ₂	3,182816	Ex ₇	0,063938	Ex ₁₂	2,696441
Ex ₃	2,449047	Ex ₈	2,135654	Ex ₁₃	2,057982
Ex ₄	2,215203	Ex ₉	2,151230		
Ex ₅	0,110090	Ex ₁₀	2,791533		

Eko-indikatör 99 puanları SimaPro paket programı ile tespit edilmiştir. Programda Türkiye'nin enerji üretim ve dağıtım sistemi ile ilgili veri olmadığı için, üretim ve dağıtım sistemi benzerliği bakımından en benzer ülke olan Yunanistan verileri Türkiye'nin elektrik üretim verileri ile değiştirilerek kullanılmıştır. Türkiye'nin elektrik üretimi kaynak kullanımı 2009 yılı itibariyle şu şekildedir [51]:

- SimaPro paket programı veritabanları üzerine yapılandırılmıştır. Bu veritabanları üretici firmalar tarafından oluşturulmakta ve sürekli güncellenmektedir. Kendi sisteminize ilişkin materyalleri programda bire bir bulmanın mümkün olmadığı durumlarda o materyale üretim metodları bakımından benzeyen başka bir materyalin değerleri kabul edilerek analiz yapılmıştır.

7.2.1.1 Pompa 1



110

$$\dot{B}'_6 + \dot{B}_{W_e,p1} + \dot{Y}_{p1} = \dot{B}_7 \quad (7.7)$$

Referans 6 noktasına ait çevresel etki SimaPro ile hesaplanır.

$$\dot{B}'_6 = 0,00745 \frac{mPts}{s} \quad (7.8)$$

Elektrik girdisinin ortalama çevresel etkisi eşitlik (7.1) ile hesaplanır.

$$\dot{B}_{W_e,p1} = 0,00193 \frac{mPts}{s} \quad (7.9)$$

$$\dot{E}x_{p1} = W_{e,p1} = 0,138 \text{ kW} = 0,138 \frac{kJ}{s} \quad (7.10)$$

$$b_{W_e,p1} = 0,014 \frac{mPts}{kJ} \quad (7.11)$$

Parça bazında çevresel etki aşağıdaki bağıntılarla hesaplanmaktadır.

$$\dot{Y}_{p1} = \dot{Y}_{p1}^{üretim} + \dot{Y}_{p1}^{isletme} + \dot{Y}_{p1}^{atık} \quad (7.12)$$

$$\dot{Z}_{p1}^{YM} = \frac{150 \times 0,11746}{1278,72} = 0,014 \text{ $/h} \quad (7.13)$$

$$\dot{Y}_{p1}^{üretim} = 0,0017 \frac{Pts}{h} = 0,000472 \frac{mPts}{s} \quad (7.14)$$

$$\dot{Y}_{p1}^{isletme} = 0 \quad (7.15)$$

$$\dot{Y}_{p1}^{atık} = 0 \quad (7.16)$$

$$\dot{Y}_{p1} = 0,000472 + 0 + 0 = 0,000472 \frac{mPts}{s} \quad (7.17)$$

Eşitlik (7.7)'ye göre 7 noktasının toplam ortalama çevresel etkisi hesaplanır.

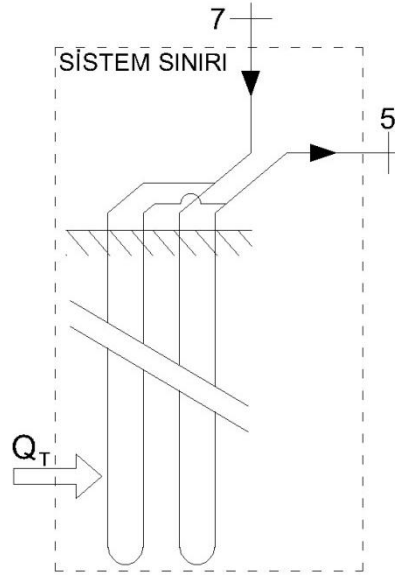
$$0,00745 + 0,00193 + 0,000472 = \dot{B}_7 \quad (7.18)$$

$$0,009852 \frac{mPts}{s} = b_7 \dot{E}x_7 \quad (7.19)$$

$$\dot{E}x_7 = 0,063938 \text{ kW} = 0,063938 \frac{kJ}{s} \quad (7.20)$$

$$b_7 = 0,154086 \frac{mPts}{kJ} \quad (7.21)$$

7.2.1.2 Toprak Altı Boruları



Şekil 6.6 Toprak altı boruları sistem şeması

Toprak altı borularında ekserji akışına bağlı çevresel etki dengesi eşitlik (7.22) ile gösterilir.

$$\dot{B}_7 + \dot{B}_{Q-T} + \dot{Y}_T = \dot{B}_5 \quad (7.22)$$

7 noktasının çevresel etkisi eşitlik (7.19)'da hesaplanmıştı.

$$\dot{B}_7 = 0,009852 \frac{mPts}{s} \quad (7.23)$$

Transfer olan ısının ortalama çevresel etkisi SimaPro ile hesaplanır.

$$\dot{B}_{Q-T} = 0,0125 \frac{mPts}{s} \quad (7.24)$$

Parça bazında çevresel etki aşağıdaki bağıntılarla hesaplanmaktadır.

$$\dot{Y}_T = \dot{Y}_T^{üretim} + \dot{Y}_T^{isletme} + \dot{Y}_T^{atık} \quad (7.25)$$

$$\dot{Z}_T^{YM} = \frac{8150 \times 0,11746}{1278,72} = 0,749 \text{ $/h} \quad (7.26)$$

$$\dot{Y}_T^{üretim} = 0,0907 \frac{Pts}{h} = 0,0252 \frac{mPts}{s} \quad (7.27)$$

$$\dot{Y}_T^{isletme} = 0 \quad (7.28)$$

$$\dot{Y}_T^{atık} = 0 \quad (7.29)$$

$$\dot{Z}_{evap}^{YM} = \frac{2660 \times 0,11746}{1278,72} = 0,244 \text{ } \$/h \quad (7.39)$$

$$\dot{Y}_{evap}^{üretim} = 0,0296 \frac{Pts}{h} = 0,0082 \frac{mPts}{s} \quad (7.40)$$

$$\dot{Y}_{evap}^{isletme} = 0 \quad (7.41)$$

$$\dot{Y}_{evap}^{atık} = 0 \quad (7.42)$$

$$\dot{Y}_{evap} = 0,0082 + 0 + 0 = 0,0082 \frac{mPts}{s} \quad (7.43)$$

Eşitlik (7.35)'e göre 6 noktasının toplam ortalama çevresel etkisi hesaplanır.

$$0,047552 + \frac{0,0082}{2} = 0,0128 + b_6 \dot{E}x_6 \quad (7.44)$$

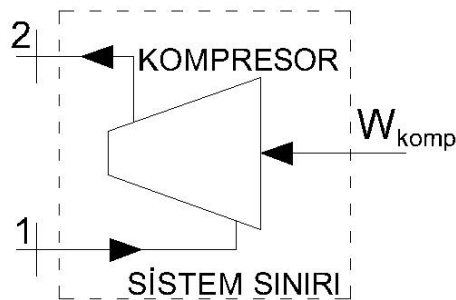
$$0,038852 \frac{mPts}{s} = b_6 \dot{E}x_6 \quad (7.45)$$

$$\dot{E}x_6 = 0,060588 \text{ kW} = 0,060588 \frac{kJ}{s} \quad (7.46)$$

$$b_6 = 0,64125 \frac{mPts}{kJ} \quad (7.47)$$

7.2.2 Isı Pompası Devresi

7.2.2.1 Kompresör



Şekil 6.9 Kompresör sistem şeması

Kompresörde ekserji akışına bağlı çevresel etki dengesi eşitlik (7.48) ile gösterilir.

$$\dot{B}'_1 + \dot{B}_{W_e,komp} + \dot{Y}_{komp} = \dot{B}_2 \quad (7.48)$$

Referans 1 noktasına ait çevresel etki SimaPro ile hesaplanır.

$$\dot{B}'_1 = 0,00579 \frac{Pts}{s} = 5,79 \frac{mPts}{s} \quad (7.49)$$

Elektrik girdisinin ortalama çevresel etkisi eşitlik (7.1) ile hesaplanır.

$$\dot{B}_{W_e,komp} = 0,019 \frac{mPts}{s} \quad (7.50)$$

$$\dot{E}x_{komp} = P_{komp} = 1,36 kW = 1,36 \frac{kJ}{s} \quad (7.51)$$

$$b_{W_e,komp} = 0,014 \frac{mPts}{kJ} \quad (7.52)$$

Parça bazında çevresel etki aşağıdaki bağıntılarla hesaplanmaktadır.

$$\dot{Y}_{komp} = \dot{Y}_{komp}^{üretim} + \dot{Y}_{komp}^{isletme} + \dot{Y}_{komp}^{atık} \quad (7.53)$$

$$\dot{Z}_{komp}^{YM} = \frac{8000 \times 0,11746}{1278,72} = 0,7349 \text{ \$/h} \quad (7.54)$$

$$\dot{Y}_{komp}^{üretim} = 0,089 \frac{Pts}{h} = 0,0247 \frac{mPts}{s} \quad (7.55)$$

$$\dot{Z}_{komp}^{iM} = \frac{4000 \times 0,11746}{1278,72} = 0,3674 \text{ \$/h} \quad (7.56)$$

$$\dot{Y}_{komp}^{isletme} = 0,0445 \frac{Pts}{h} = 0,0123 \frac{mPts}{s} \quad (7.57)$$

$$\dot{Y}_{komp}^{atık} = 0 \quad (7.58)$$

$$\dot{Y}_{komp} = 0,0247 + 0,0123 + 0 = 0,037 \frac{mPts}{s} \quad (7.59)$$

Eşitlik (7.48)'e göre 2 noktasının toplam ortalama çevresel etkisi hesaplanır.

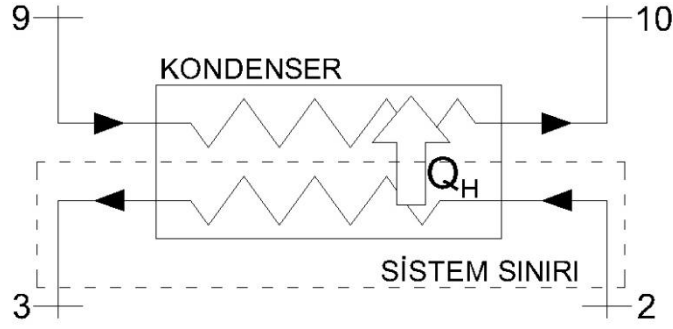
$$5,79 + 0,019 + 0,037 = \dot{B}_2 \quad (7.60)$$

$$5,846 \frac{mPts}{s} = b_2 \dot{E}x_2 \quad (7.61)$$

$$\dot{E}x_2 = 3,182816 kW = 3,182816 \frac{kJ}{s} \quad (7.62)$$

$$b_2 = 1,8367 \frac{mPts}{kJ} \quad (7.63)$$

7.2.2.2 Kondenser (Soğutucu Akışkan Tarafı)



Şekil 7.4 Kondenser (Soğutucu Akışkan Tarafı) sistem şeması

Kondenserde ekserji akışına bağlı çevresel etki dengesi eşitlik (7.64) ile gösterilir.

$$\dot{B}_2 + \frac{\dot{Y}_{kond}}{2} = \dot{B}_{Q_H} + \dot{B}_3 \quad (7.64)$$

2 noktasına ait ortalama çevresel etki eşitlik (7.61)'de hesaplanmıştı.

$$\dot{B}_2 = 5,846 \frac{mPts}{s} \quad (7.65)$$

Parça bazında çevresel etki aşağıdaki bağıntılarla hesaplanmaktadır.

$$\dot{Y}_{kond} = \dot{Y}_{kond}^{üretim} + \dot{Y}_{kond}^{isletme} + \dot{Y}_{kond}^{atık} \quad (7.66)$$

$$\dot{Z}_{kond}^{YM} = \frac{2660 \times 0,11746}{1278,72} = 0,244 \text{ $/h} \quad (7.67)$$

$$\dot{Y}_{kond}^{üretim} = 0,0296 \frac{Pts}{h} = 0,0082 \frac{mPts}{s} \quad (7.68)$$

$$\dot{Y}_{kond}^{isletme} = 0 \quad (7.69)$$

$$\dot{Y}_{kond}^{atık} = 0 \quad (7.70)$$

$$\dot{Y}_{kond} = 0,0082 + 0 + 0 = 0,0082 \frac{mPts}{s} \quad (7.71)$$

Transfer olan ısının çevresel etkisi SimaPro ile hesaplanır.

$$\dot{B}_{Q_H} = 0,0152 \frac{mPts}{s} \quad (7.72)$$

Eşitlik (7.64)'e göre 3 noktasının toplam ortalama çevresel etkisi hesaplanır.

$$5,846 + \frac{0,0082}{2} = 0,0152 + \dot{B}_3 \quad (7.73)$$

$$5,8349 \frac{mPts}{s} = b_3 \dot{E}x_3 \quad (7.74)$$

$$\dot{E}x_3 = 2,449047 \text{ kW} = 2,449047 \frac{kJ}{s} \quad (7.75)$$

$$b_3 = 2,3825 \frac{mPts}{kJ} \quad (7.76)$$

7.2.2.3 Kısılma Vanası



Şekil 6.11 Kısılma vanası sistem şeması

Kısılma vanasında ekserji akışına bağlı çevresel etki dengesi eşitlik (7.77) ile gösterilir.

$$\dot{B}_3 + \dot{Y}_{kv} = \dot{B}_4 \quad (7.77)$$

3 noktasının ortalama çevresel etkisi eşitlik (7.74)'te hesaplanmıştı.

$$\dot{B}_3 = 5,8349 \frac{mPts}{s} \quad (7.78)$$

Parça bazında çevresel etki aşağıdaki bağıntılarla hesaplanmaktadır.

$$\dot{Y}_{kv} = \dot{Y}_{kv}^{üretim} + \dot{Y}_{kv}^{isletme} + \dot{Y}_{kv}^{atık} \quad (7.79)$$

$$\dot{Z}_{kv}^{YM} = \frac{660 \times 0,11746}{1278,72} = 0,0606 \text{ $/h} \quad (7.80)$$

$$\dot{Y}_{kv}^{üretim} = 0,00734 \frac{Pts}{h} = 0,00204 \frac{mPts}{s} \quad (7.81)$$

$$\dot{Y}_{kv}^{isletme} = 0 \quad (7.82)$$

$$\dot{Y}_{kv}^{atık} = 0 \quad (7.83)$$

$$\dot{Y}_{kv} = 0,00204 + 0 + 0 = 0,00204 \frac{mPts}{s} \quad (7.84)$$

Eşitlik (7.77)'ye göre 4 noktasının toplam ortalama çevresel etkisi hesaplanır.

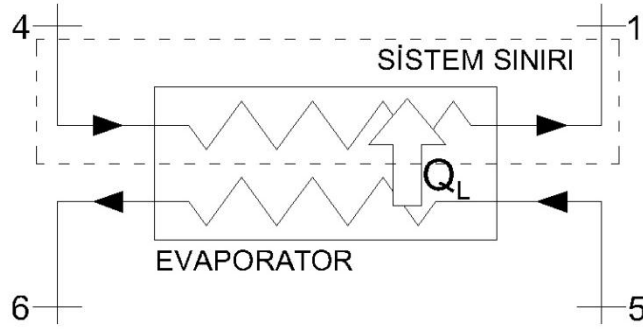
$$5,8349 + 0,00204 = b_4 \dot{E}x_4 \quad (7.85)$$

$$5,83694 \frac{mPts}{s} = b_4 \dot{E}x_4 \quad (7.86)$$

$$\dot{E}x_4 = 2,215203 \text{ kW} = 2,215203 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \quad (7.87)$$

$$b_4 = 2,6349 \frac{\text{mPts}}{\text{kJ}} \quad (7.88)$$

7.2.2.4 Evaporatör (Soğutucu Akışkan Tarafı)



Şekil 7.5 Evaporatör (soğutucu akışkan tarafı) sistem şeması

Evaporatörde ekserji akışına bağlı çevresel etki dengesi eşitlik (7.89) ile gösterilir.

$$\dot{B}_4 + \dot{B}_{Q_L} + \frac{\dot{Y}_{evap}}{2} = \dot{B}_1 \quad (7.89)$$

4 noktasının çevresel etkisi eşitlik (7.86)'da hesaplanmıştı.

$$\dot{B}_4 = 5,83694 \frac{\text{mPts}}{\text{s}} \quad (7.90)$$

Transfer olan ısının çevresel etkisi SimaPro ile hesaplanır.

$$\dot{B}_{Q_L} = 0,0128 \frac{\text{mPts}}{\text{s}} \quad (7.91)$$

Parça bazında çevresel etki aşağıdaki bağıntılarla hesaplanmaktadır.

$$\dot{Y}_{evap} = \dot{Y}_{evap}^{üretim} + \dot{Y}_{evap}^{isletme} + \dot{Y}_{evap}^{atık} \quad (7.92)$$

$$\dot{Z}_{evap}^{YM} = \frac{2660 \times 0,11746}{1278,72} = 0,244 \text{ $/h} \quad (7.93)$$

$$\dot{Y}_{evap}^{üretim} = 0,0296 \frac{\text{Pts}}{\text{h}} = 0,0082 \frac{\text{mPts}}{\text{s}} \quad (7.94)$$

$$\dot{Y}_{evap}^{isletme} = 0 \quad (7.95)$$

$$\dot{Y}_{evap}^{atık} = 0 \quad (7.96)$$

$$\dot{Y}_{evap} = 0,00825 + 0 + 0 = 0,0082 \frac{mPts}{s} \quad (7.97)$$

Eşitlik (7.89)'a göre 1 noktasının toplam ortalama çevresel etkisi hesaplanır.

$$5,83694 + 0,0128 + \frac{0,0082}{2} = b_1 \dot{E}x_1 \quad (7.98)$$

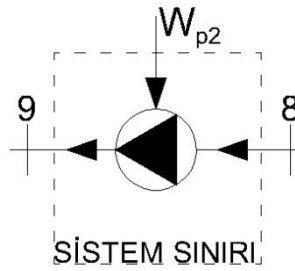
$$5,8538 \frac{mPts}{s} = b_1 \dot{E}x_1 \quad (7.99)$$

$$\dot{E}x_1 = 2,261672 \text{ kW} = 2,261672 \frac{kJ}{s} \quad (7.100)$$

$$b_1 = 2,5883 \frac{mPts}{kJ} \quad (7.101)$$

7.2.3 Akümülayon Tankı Devresi

7.2.3.1 Pompa 2



Şekil 6.14 Pompa 2 sistem şeması

Pompa 2'de ekserji akışına bağlı çevresel etki dengesi eşitlik (7.102) ile gösterilir.

$$\dot{B}'_8 + \dot{B}_{W_{e,p2}} + \dot{Y}_{p2} = \dot{B}_9 \quad (7.102)$$

Referans 8 noktasına ait çevresel etki SimaPro ile hesaplanır.

$$\dot{B}'_8 = 0,0102 \frac{mPts}{s} \quad (7.103)$$

Elektrik girdisinin ortalama çevresel etkisi eşitlik (7.1) ile hesaplanır.

$$\dot{B}_{W_{e,p2}} = 0,00267 \frac{mPts}{s} \quad (7.104)$$

$$\dot{E}x_{p2} = W_{e,p2} = 0,191 \text{ kW} = 0,191 \frac{kJ}{s} \quad (7.105)$$

$$b_{W_e,p2} = 0,014 \frac{mPts}{kJ} \quad (7.106)$$

Parça bazında çevresel etki aşağıdaki bağıntılarla hesaplanmaktadır.

$$\dot{Y}_{p2} = \dot{Y}_{p2}^{üretim} + \dot{Y}_{p2}^{isletme} + \dot{Y}_{p2}^{atık} \quad (7.107)$$

$$\dot{Z}_{p2}^{YM} = \frac{150 \times 0,11746}{1278,72} = 0,014 \text{ \$/h} \quad (7.108)$$

$$\dot{Y}_{p2}^{üretim} = 0,0017 \frac{Pts}{h} = 0,000472 \frac{mPts}{s} \quad (7.109)$$

$$\dot{Y}_{p2}^{isletme} = 0 \quad (7.110)$$

$$\dot{Y}_{p2}^{atık} = 0 \quad (7.111)$$

$$\dot{Y}_{p2} = 0,000472 + 0 + 0 = 0,000472 \frac{mPts}{s} \quad (7.112)$$

Eşitlik (7.102)'ye göre 9 noktasının toplam ortalama çevresel etkisi hesaplanır.

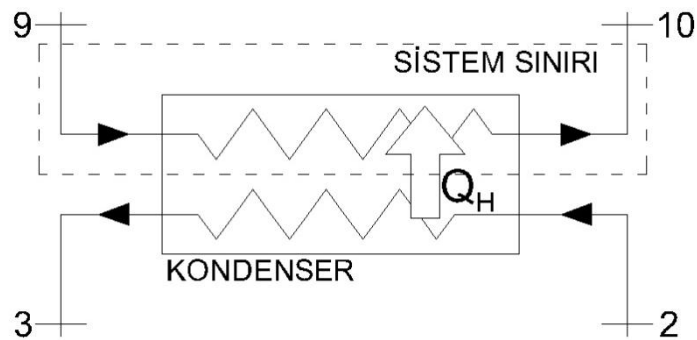
$$0,0102 + 0,00267 + 0,000472 = \dot{B}_9 \quad (7.113)$$

$$0,013342 \frac{mPts}{s} = b_9 \dot{E}x_9 \quad (7.114)$$

$$\dot{E}x_9 = 2,151230 \text{ kW} = 2,151230 \frac{kJ}{s} \quad (7.115)$$

$$b_9 = 0,00620203 \frac{mPts}{kJ} \quad (7.116)$$

7.2.3.2 Kondenser (Su Tarafı)



Şekil 7.6 Kondenser (su tarafı) sistem şeması

Kondenserde ekserji akışına bağlı çevresel etki dengesi eşitlik (7.117) ile gösterilir.

$$\dot{B}_9 + \dot{B}_{Q-H} + \frac{\dot{Y}_{kond}}{2} = \dot{B}_{10} \quad (7.117)$$

9 noktasına ait çevresel etki eşitlik (7.114)'te hesaplanmıştı.

$$\dot{B}_9 = 0,013342 \frac{mPts}{s} \quad (7.118)$$

Parça bazında çevresel etki aşağıdaki bağıntılarla hesaplanmaktadır.

$$\dot{Y}_{kond} = \dot{Y}_{kond}^{üretim} + \dot{Y}_{kond}^{isletme} + \dot{Y}_{kond}^{atık} \quad (7.119)$$

$$\dot{Z}_{kond}^{YM} = \frac{2660 \times 0,11746}{1278,72} = 0,244 \text{ $/h} \quad (7.120)$$

$$\dot{Y}_{kond}^{üretim} = 0,0296 \frac{Pts}{h} = 0,0082 \frac{mPts}{s} \quad (7.121)$$

$$\dot{Y}_{kond}^{isletme} = 0 \quad (7.122)$$

$$\dot{Y}_{kond}^{atık} = 0 \quad (7.123)$$

$$\dot{Y}_{kond} = 0,00825 + 0 + 0 = 0,0082 \frac{mPts}{s} \quad (7.124)$$

Transfer olan ısının çevresel etkisi SimaPro ile hesaplanır.

$$\dot{B}_{Q-H} = 0,0152 \frac{mPts}{s} \quad (7.125)$$

Eşitlik (7.117)'ye göre 3 noktasının toplam ortalama çevresel etkisi hesaplanır.

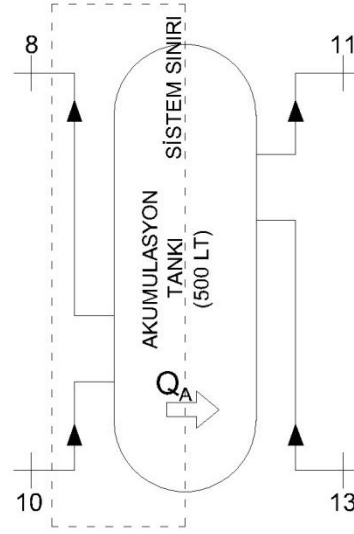
$$0,013342 + 0,0152 + \frac{0,0082}{2} = \dot{B}_{10} \quad (7.126)$$

$$0,032642 \frac{mPts}{s} = b_{10} \dot{E}x_{10} \quad (7.127)$$

$$\dot{E}x_{10} = 2,791533 \text{ kW} = 2,791533 \frac{kJ}{s} \quad (7.128)$$

$$b_{10} = 0,011693216 \frac{mPts}{kJ} \quad (7.129)$$

7.2.3.3 Akümülayon Tankı (Akümülayon Devresi)



Şekil 7.7 Akümülayon tankı sistem şeması

Akümlasyon tankında ekserji akışına bağlı çevresel etki dengesi eşitlik (7.130) ile gösterilir.

$$\dot{B}_{10} + \frac{\dot{Y}_{aku}}{2} = \dot{B}_{Q_A} + \dot{B}_8 \quad (7.130)$$

10 noktasının çevresel etkisi eşitlik (7.127)'de hesaplanmıştır.

$$\dot{B}_{10} = 0,032642 \frac{mPts}{s} \quad (7.131)$$

Parça bazında çevresel etki aşağıdaki bağıntılarla hesaplanmaktadır.

$$\dot{Y}_{aku} = \dot{Y}_{aku}^{üretim} + \dot{Y}_{aku}^{isletme} + \dot{Y}_{aku}^{atık} \quad (7.132)$$

$$\dot{Z}_{aku}^{YM} = \frac{1250 \times 0,11746}{1278,72} = 0,115 \text{ $/h} \quad (7.133)$$

$$\dot{Y}_{aku}^{üretim} = 0,0139 \frac{Pts}{h} = 0,00386 \frac{mPts}{s} \quad (7.134)$$

$$\dot{Y}_{aku}^{isletme} = 0 \quad (7.135)$$

$$\dot{Y}_{aku}^{atık} = 0 \quad (7.136)$$

$$\dot{Y}_{aku} = 0,00386 + 0 + 0 = 0,00386 \frac{mPts}{s} \quad (7.137)$$

Transfer olan ısının çevresel etkisi SimaPro ile hesaplanır.

$$\dot{B}_{Q_A} = 0,015 \frac{mPts}{s} \quad (7.138)$$

Eşitlik (7.120)'ye göre 8 noktasının toplam ortalama çevresel etkisi hesaplanır.

$$0,032642 + \frac{0,00386}{2} = 0,015 + b_8 \dot{E}x_8 \quad (7.139)$$

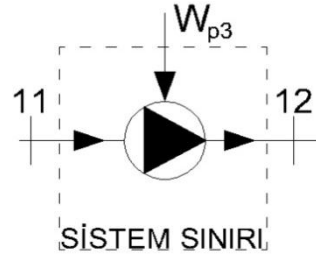
$$0,019572 \frac{mPts}{s} = b_8 \dot{E}x_8 \quad (7.140)$$

$$\dot{E}x_8 = 2,135654 \text{ kW} = 2,135654 \frac{kJ}{s} \quad (7.141)$$

$$b_8 = 0,009164 \frac{mPts}{kJ} \quad (7.142)$$

7.2.4 Duvar Devresi

7.2.4.1 Pompa 3



Şekil 6.18 Pompa 3 sistem şeması

Pompa 3'te ekserji akışına bağlı çevresel etki dengesi eşitlik (7.143) ile gösterilir.

$$\dot{B}'_{11} + \dot{B}_{W_{e,p3}} + \dot{Y}_{p3} = \dot{B}_{12} \quad (7.143)$$

Referans 11 noktasına ait ortalama çevresel etki SimaPro ile hesaplanır.

$$\dot{B}'_{11} = 0,0102 \frac{mPts}{s} \quad (7.144)$$

Elektrik girdisinin ortalama çevresel etkisi eşitlik (7.1) ile hesaplanır.

$$\dot{B}_{W_{e,p3}} = 0,00267 \frac{mPts}{s} \quad (7.145)$$

$$\dot{E}x_{p3} = W_{e,p3} = 0,191 \text{ kW} = 0,191 \frac{kJ}{s} \quad (7.146)$$

$$b_{W_{e,p3}} = 0,014 \frac{mPts}{kJ} \quad (7.147)$$

Parça bazında çevresel etki aşağıdaki bağıntılarla hesaplanmaktadır.

$$\dot{Y}_{p3} = \dot{Y}_{p3}^{üretim} + \dot{Y}_{p3}^{isletme} + \dot{Y}_{p3}^{atık} \quad (7.148)$$

$$\dot{Z}_{p3}^{YM} = \frac{150 \times 0,11746}{1278,72} = 0,014 \text{ } \$/h \quad (7.149)$$

$$\dot{Y}_{p3}^{üretim} = 0,0017 \frac{Pts}{h} = 0,000472 \frac{mPts}{s} \quad (7.150)$$

$$\dot{Y}_{p3}^{isletme} = 0 \quad (7.151)$$

$$\dot{Y}_{p3}^{atık} = 0 \quad (7.152)$$

$$\dot{Y}_{p3} = 0,000472 + 0 + 0 = 0,000472 \frac{mPts}{s} \quad (7.153)$$

Eşitlik (7.143)'e göre 12 noktasının toplam ortalama çevresel etkisi hesaplanır.

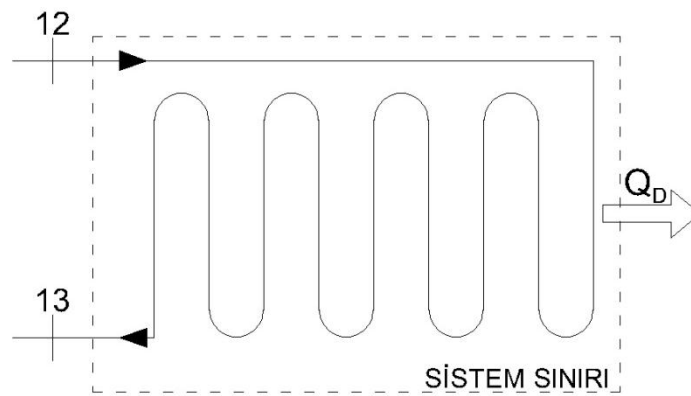
$$0,0102 + 0,00267 + 0,000472 = \dot{B}_{12} \quad (7.154)$$

$$0,013342 \frac{mPts}{s} = b_{12} \dot{E}x_{12} \quad (7.155)$$

$$\dot{E}x_{12} = 2,696441 \text{ kW} = 2,696441 \frac{kJ}{s} \quad (7.156)$$

$$b_{12} = 0,004948 \frac{mPts}{kJ} \quad (7.157)$$

7.2.4.2 Duvardan İklimlendirme Boruları



Şekil 6.19 Duvar panelleri sistem şeması

Duvardan iklimlendirme borularında ekserji akışına bağlı çevresel etki dengesi eşitlik (7.158) ile gösterilir.

$$\dot{B}_{12} + \dot{Y}_D = \dot{B}_{Q_D} + \dot{B}_{13} \quad (7.158)$$

12 noktasının ortalama çevresel etkisi eşitlik (7.155)'de hesaplanmıştır.

$$\dot{B}_{12} = 0,013342 \frac{mPts}{s} \quad (7.159)$$

Parça bazında çevresel etki aşağıdaki bağıntılarla hesaplanmaktadır.

$$\dot{Y}_D = \dot{Y}_D^{üretim} + \dot{Y}_D^{isletme} + \dot{Y}_D^{atık} \quad (7.160)$$

$$\dot{Z}_D^{YM} = \frac{2400 \times 0,11746}{1278,72} = 0,220 \text{ $/h} \quad (7.161)$$

$$\dot{Y}_D^{üretim} = 0,0267 \frac{Pts}{h} = 0,00742 \frac{mPts}{s} \quad (7.162)$$

$$\dot{Y}_D^{isletme} = 0 \quad (7.163)$$

$$\dot{Y}_D^{atık} = 0 \quad (7.164)$$

$$\dot{Y}_D = 0,00742 + 0 + 0 = 0,00742 \frac{mPts}{s} \quad (7.165)$$

Transfer olan ısının çevresel etkisi SimaPro ile hesaplanır.

$$\dot{B}_{Q_D} = 0,0145 \frac{mPts}{s} \quad (7.166)$$

Eşitlik (7.158)'e göre 13 noktasının toplam ortalama çevresel etkisi hesaplanır.

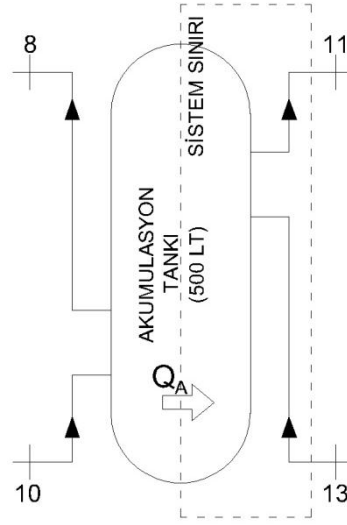
$$0,013342 + 0,00742 = 0,0145 + b_{13} \dot{E}x_{13} \quad (7.167)$$

$$0,006262 \frac{mPts}{s} = b_{13} \dot{E}x_{13} \quad (7.168)$$

$$\dot{E}x_{13} = 2,057982 \text{ kW} = 2,057982 \frac{kJ}{s} \quad (7.169)$$

$$b_{13} = 0,003042786 \frac{mPts}{kJ} \quad (7.170)$$

7.2.4.3 Akümülayon Tankı (Duvar Devresi)



Şekil 7.8 Akümülayon tankı sistem şeması

Akümlasyon tankında ekserji akışına bağlı çevresel etki dengesi eşitlik (7.171) ile gösterilir.

$$\dot{B}_{13} + \frac{\dot{Y}_{aku}}{2} + \dot{B}_{Q_A} = \dot{B}_{11} \quad (7.171)$$

13 noktasının çevresel etkisi eşitlik (7.168)'de hesaplanmıştı.

$$\dot{B}_{13} = 0,006262 \frac{mPts}{s} \quad (7.172)$$

Parça bazında çevresel etki aşağıdaki bağıntılarla hesaplanmaktadır.

$$\dot{Y}_{aku} = \dot{Y}_{aku}^{üretim} + \dot{Y}_{aku}^{isletme} + \dot{Y}_{aku}^{atık} \quad (7.173)$$

$$\dot{Z}_{aku}^{YM} = \frac{1250 \times 0,11746}{1278,72} = 0,115 \text{ } \$/h \quad (7.174)$$

$$\dot{Y}_{aku}^{üretim} = 0,0139 \frac{Pts}{h} = 0,00386 \frac{mPts}{s} \quad (7.175)$$

$$\dot{Y}_{aku}^{isletme} = 0 \quad (7.176)$$

$$\dot{Y}_{aku}^{atık} = 0 \quad (7.177)$$

$$\dot{Y}_{aku} = 0,00386 + 0 + 0 = 0,00386 \frac{mPts}{s} \quad (7.178)$$

Transfer olan ısının çevresel etkisi SimaPro ile hesaplanır.

$$\dot{B}_{Q_A} = 0,015 \frac{mPts}{s} \quad (7.179)$$

Eşitlik (7.171)'e göre 11 noktasının toplam ortalama çevresel etkisi hesaplanır.

$$0,006262 + \frac{0,00386}{2} + 0,015 = b_{11} \dot{E}x_{11} \quad (7.180)$$

$$0,023192 \frac{mPts}{s} = b_{11} \dot{E}x_{11} \quad (7.181)$$

$$\dot{E}x_{11} = 2,679636 \text{ kW} = 2,679636 \frac{kJ}{s} \quad (7.182)$$

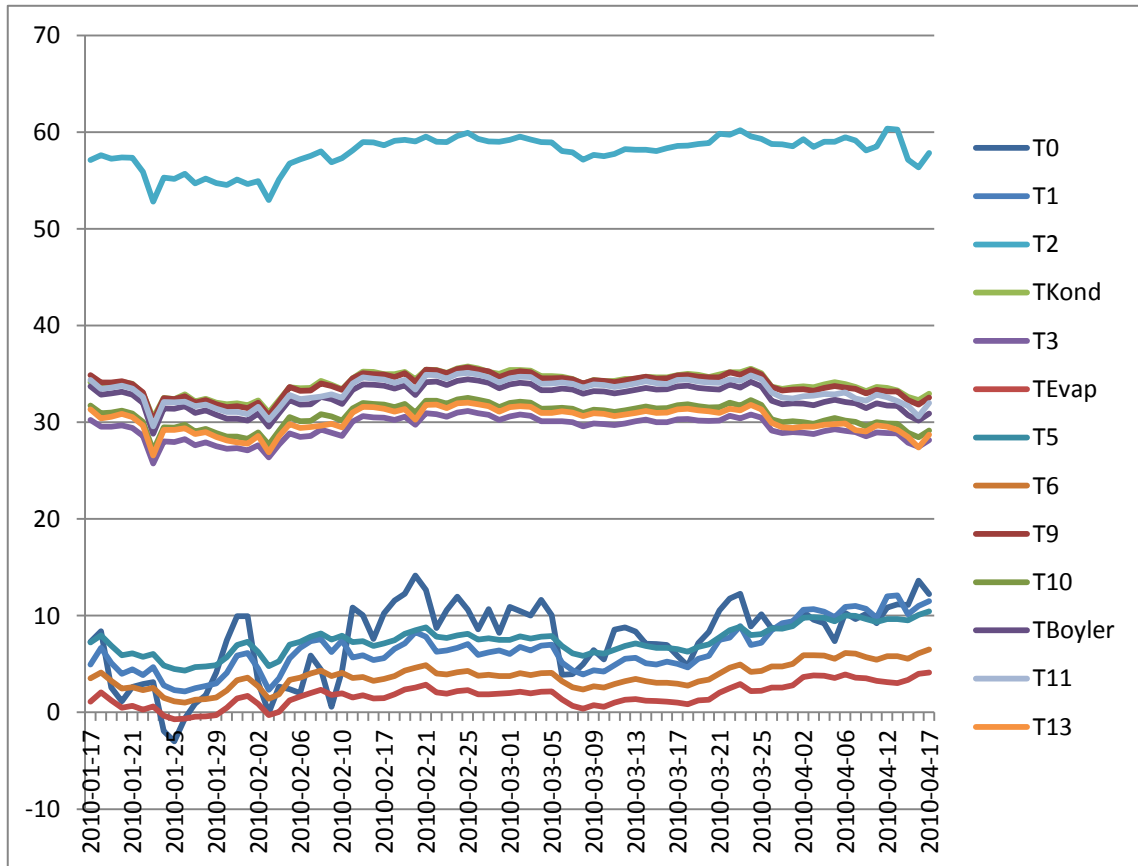
$$b_{11} = 0,008654906 \frac{mPts}{kJ} \quad (7.183)$$

BÖLÜM 8

SONUÇ

Bu çalışmada Yıldız Teknik Üniversitesi Davutpaşa Kampüsü'nde bulunan Yıldız Yenilenebilir Enerji Evi'ne ait dikey tip toprak kaynaklı ısı pompası ile hidronik radyant duvardan ısıtma sisteminin eksergo ekolojik etkileri incelenmiştir.

17.01.2010 – 17.04.2010 tarihleri arasında 8.946.936 adet veri kayıt edilmiştir. Bu verilere ait günlük ortalama değerler Şekil 8.1'de, verilerin ortalaması baz alınarak yapılan enerji ve ekserji analizlerine göre noktasal değerler Çizelge 8.1 'de verilmiştir.



Şekil 8.1 Günlük ortalama veriler

Çizelge 8.1 Noktasal enerji ve ekserji değerleri

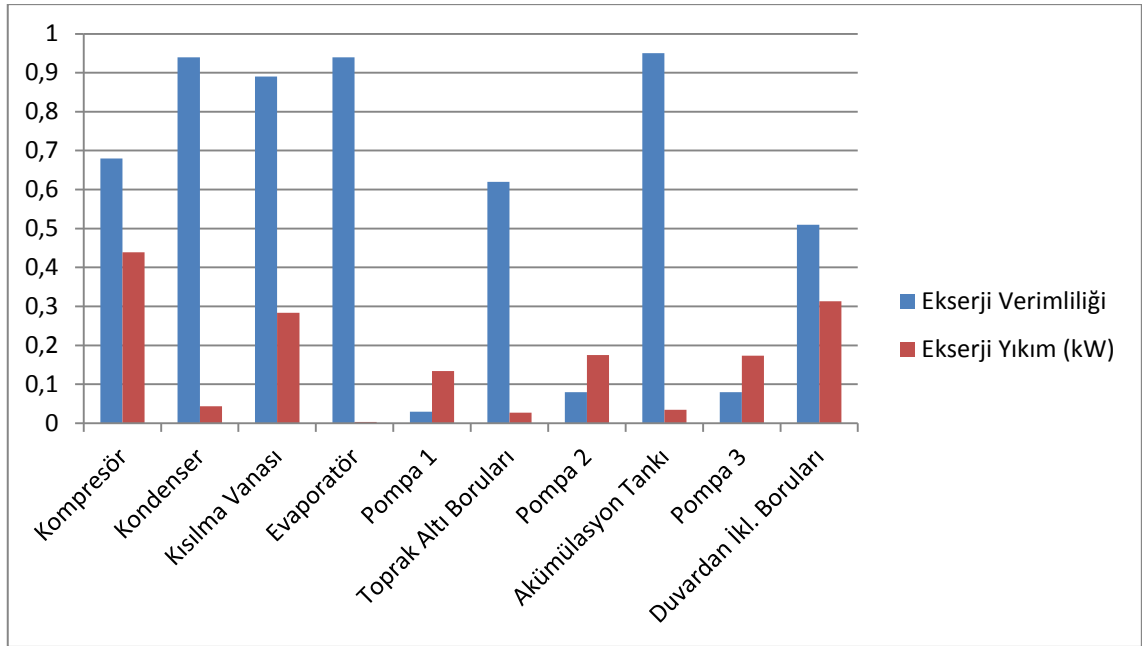
Nokta	Debi ($\dot{m}$) [kg/s]	Sıcaklık (T_j) (°C)	Entalpi (h_j) [kJ]	Entropi (s_j) [kJ]	Enerji (E_j) [kW]	Ekserji (Ex_j) [kW]
0 (Çevre)		6,5				
1	0,035	5,37	14,8761	0,063665	14,8761	2,261672
2	0,035	57,62	16,0321	0,064505	16,0321	3,182816
3	0,035	29,51	8,7416	0,04088	08,7416	2,449047
4	0,035	1,23	8,7416	0,041895	08,7416	2,215203
5	0,4	6,80	11,3696	0,0408	11,3696	0,110090
6	0,4	3,17	5,30024	0,019274	05,3002	0,060588
7	0,4	3,20	5,41724	0,01968	05,4172	0,063938
8	0,55	30,87	70,9000	0,246633	70,9000	2,135654
9	0,55	30,91	71,0621	0,247157	71,0621	2,151230
10	0,55	34,00	78,166	0,27027	78,1660	2,791533
11	0,55	33,46	76,9245	0,266231	76,9245	2,679636
12	0,55	33,50	77,0865	0,26675	77,0865	2,696441
13	0,55	30,46	70,0275	0,243791	70,0275	2,057982

Sistem elemanlarının enerji ve ekserji analiz değerlerine göre her elemanın ekserji verimlilik ve ekserji yıkım değerleri çıkarılmıştır. Sistem elemanlarının enerji ve ekserji verimlilik değerleri ile ekserji yıkım değerleri Çizelge 8.2’de ekserji verimlilik ve ekserji yıkım değerleri karşılaştırmaları ise Şekil 8.2’de verilmiştir.

Çizelge 8.2 Sistem elemanlarının verimlilik ve ekserji yıkım değerleri

Sistem Elemanı	Enerji Verimliliği	Ekserji Verimliliği	Ekserji Yıkım (kW)
Kompresör	0,85	0,68	0,438915
Kondenser	-	0,94	0,043465
Kısılma Vanası	-	0,89	0,283845
Evaporatör	-	0,94	0,003033
Pompa 1	0,85	0,03	0,134297
Toprak Altı Boruları	-	0,62	0,027426
Pompa 2	0,85	0,08	0,175013
Akümülayon Tankı	-	0,95	0,034225
Pompa 3	0,85	0,08	0,173783
Duvardan İkl. Boruları	-	0,51	0,313382

Yapılan analiz sonuçlarına göre ısı pompası devresinde ekserji verimliliği en düşük cihazın %68 verimle kompresör olduğu görülmüştür. YYEE sisteminin bütününe bakıldığında ekserji verimliliği en düşük ekipmanların toprak altı boruları ve duvardan iklimlendirme boruları olduğu belirlenmiştir. Sirkülasyon pompaları, kabul edilen ekserji tanımından ötürü bu değerlendirmenin dışında tutulabilir.



Şekil 8.2 Sistem elemanlarının ekserji verimlilik ve yıkım karşılaştırması

Bölüm 7’de verilen formüller ve hesaplamalar ile sistemdeki akışlara ait noktaların çevresel etki ve çevresel etki oranları bulunmuştur (Çizelge 8.3). Sistem çevrimlerden oluştuğu için her bir noktanın çevresel etkisi, çevrim akışında bir önceki noktanın çevresel etkisine ara parçaya ait çevresel etkiler eklenerek hesaplanmıştır.

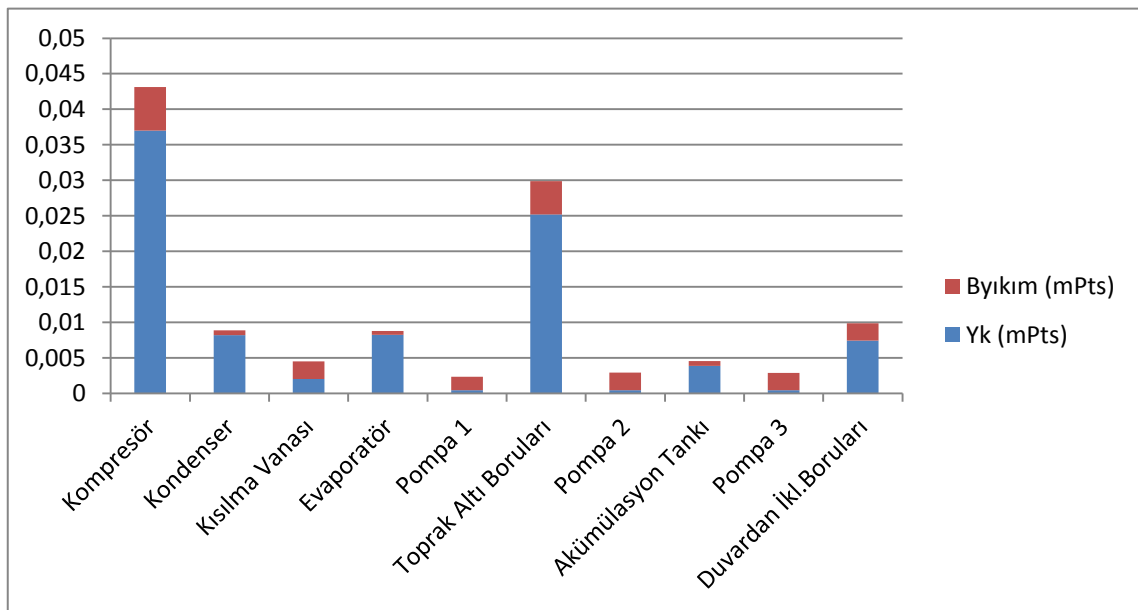
Çizelge 8.3 Noktasal çevresel etki ve çevresel etki oranı değerleri

Nokta	Ekserji (Ex_j) [kW]	Çevresel Etki (B_j) [$\frac{mPts}{s}$]	Çevresel Etki Oranı (b_j) [$\frac{mPts}{kJ}$]
1'		5,79	
1	2,261672	5,8538	2,5883
2	3,182816	5,846	1,8367
3	2,449047	5,8349	2,3825
4	2,215203	5,83694	2,6349
5	0,110090	0,047552	0,431938
6'		0,007450	
6	0,060588	0,038852	0,641251
7	0,063938	0,009852	0,154086
8'		0,0102	
8	2,135654	0,019572	0,009164
9	2,151230	0,013342	0,006202
10	2,791533	0,032642	0,011693
11'		0,0102	
11	2,679636	0,023192	0,008654
12	2,696441	0,004948	0,004948
13	2,057982	0,006262	0,003042

Ekserji analizlerine dayalı olarak çıkartılan sistem akış noktalarına ait çevresel etki değerleri yardımıyla sistem elemanlarının ekserji yıkımına dayalı çevresel etki değerleri hesaplanabilmektedir. Bununla birlikte sistem elemanlarının parça bazlı çevresel etkileri bulunmaktadır. Parça bazlı çevresel etki değerleri o komponentin üretimi, işletilmesi ve tasfiye edilmesi sırasında meydana gelen çevresel etkilerdir. Parça bazlı çevresel etki, ekserji yıkımına dayalı çevresel etki, parça bazlı çevresel etki ve ekserji yıkımına bağlı çevresel etkilerin toplamı, parçalardan kaynaklanan çevresel etkilerin toplam çevresel etkilere oranı ve ekserjetik yakıtlar ile ekserjetik ürünlerin bağıl farkı değerleri Çizelge 8.4’de gösterilmiştir. Parça bazlı çevresel etkiler ile ekserji yıkımına bağlı çevresel etkiler karşılaştırması Şekil 8.3’te görülmektedir.

Çizelge 8.4 Sistem elemanlarının çevresel etki değerleri

Sistem Elemanı	$\dot{Y}_k$ (mPts)	$\dot{B}_{yıkım,k}$ (mPts)	$\dot{B}_{TOT,k}$ (mPts)	$f_{b,k}$ (%)	$r_{b,k}$ (%)
Kompresör	0,037000	0,006132	0,04313	0,857834	3,351568
Kondenser	0,008200	0,000658	0,00886	0,925768	0,992545
Kısılma Vanası	0,002040	0,002476	0,00452	0,003005	-
Evaporatör	0,008250	0,000533	0,00878	0,938962	1,064418
Pompa 1	0,000472	0,001880	0,00235	0,200667	50,21535
Toprak Altı Boruları	0,025200	0,004659	0,02986	0,843953	3,808139
Pompa 2	0,000472	0,002450	0,00292	0,161523	13,40861
Akümülayon Tankı	0,003860	0,000682	0,00454	0,738893	0,366647
Pompa 3	0,000472	0,002433	0,00291	0,162481	12,35487
Duvardan İkl.Boruları	0,007420	0,002470	0,00989	0,750256	3,022365



Şekil 8.3 Parça bazlı çevresel etkiler ve ekserji yıkımına bağlı çevresel etkiler

Yıldız Yenilenebilir Enerji Evi'nde yapılan eksergo ekolojik analiz sonuçlarına göre toplamda çevresel etki değeri en yüksek parçanın kompresör olduğu belirlenmiştir. Kompresör hem parça bazlı çevresel etki olarak hem de ekserji yıkımına bağlı çevresel etki olarak diğer sistem elemanlarından yüksek değere sahiptir. YYEE'nin çevresel etki değeri en yüksek ikinci ekipmanı toprak altı borularıdır. Şekil 8.3 incelendiğinde bu ekipmanlara ait parça bazlı çevresel etkilerin oldukça yüksek olduğu görülmektedir. İşletme maliyetleri oldukça düşük olmasına rağmen, ilk yatırım maliyetlerinin yüksek olması nedeniyle çevresel etki değerleri yüksektir. Özellikle toprak altı borularının yerleştirilmesi için yapılan sondaj çalışması maliyet ve dolayısıyla çevresel etki değerlerinde önemli rol oynamaktadır.

KAYNAKLAR

- [1] Reyes, E.T., Nunez, M.P. ve Cervantes, J., (1998). "Exergy analysis and optimization of a solar-assisted heat pump", *Energy*, 23: 337-344.
- [2] Bilgen, E. ve Takahashi, H., (2002). "Exergy analysis and experimental study of heat pump systems", *Exergy, an International Journal*, 2: 259-265.
- [3] Esen, H., İnallı, M., Esen, M. ve Pıhtılı, K., (2007). "Energy and exergy analysis of a ground-coupled heat pump system with two horizontal ground heat exchangers", *Building and Environment*, 42: 3606-3615.
- [4] Lohani, S.P. ve Schmidt, D., (2010). "Comparison of energy and exergy analysis of fosil plant, ground and air source heat pump building heating system", *Renewable Energy*, 35: 1275-1282.
- [5] Kıncay, O. ve Temir, G., (2002). "Toprak Kaynaklı Isı Pompalı Sistemlerin Ekonomik İncelenmesi", *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, Mart-Nisan 2002:31-37.
- [6] Hepbaşlı, A. ve Akdemir, O., (2004). "Energy and exergy analysis of a ground source (geothermal) heat pump system", *Energy Conversion and Management*, 45: 737-753.
- [7] Bi, Y., Wang, X., Liu, Y., Zhang, H. ve Chen, L., (2009). "Comprehensive exergy analysis of a ground-source heat pump system for both building heating and cooling modes", *Applied Energy*, 86: 2560-2565.
- [8] Karadağ, R. ve Teke, İ., (2004), "Tabandan Isıtmada Duvar Isıl Şartlarının Taban Nusselt Sayısına Etkisi", *Sigma Mühendislik ve Fen Bilimleri Dergisi*, 2004/3:84-93.
- [9] Vangtook, P. ve Chirarattananon, S., (2006), "An Experimental Investigation of Application of Radiant Cooling in Hot Humid Climate", *Energy and Buildings*, 38:273-285.
- [10] Kıncay, O., Akbulut, U., Yörü, Y., Açıkgöz, Ö. ve Başkal, A., (2010). "Duvardan Isıtmalı Yapılarda Dış Cephe Kaplamasının Isıl Performansa Etkisi", *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 119: 11-18.
- [11] Szargut, J., (1978). "Minimization of the consumption of natural resources", *Bulletin of the Polish Academy of Sciences: Technical Sciences*, 26: 41-46.
- [12] Szargut, J., Ziebig, A. ve Stanek, W., (2002). "Depletion non-renewable natural energy resources as a measure ecological cost", *Energy*, 43: 1149-1163.

- [13] Valero, A., Lozano, M.A., Munoz, M.A., (1986). "General theory of exergy saving", Computer-Aided Engineering and Energy Systems: Second Law Analysis and Modelling, 3: 1-8.
- [14] Valero, A., (1998). "Thermoeconomics as a conceptua basis for energy-ecological analysis", Proceedings of the International Workshop on Advances in Energy Studies, 26-30 Mayıs 1998, Porto Venere, 415-444.
- [15] Sciubba, E., (1999). "Extended exergy accounting: towards an exergetic theory of value", ECOS '99, 8-10 Haziran 1999, Tokyo, 85-94.
- [16] Sciubba, E., (2001). "Beyond thermoeconomics? The concept of extended exergy accounting and its application to the analysis and design of thermal systems", International Journal of Exergy, 2: 68-84.
- [17] Meyer, L., Buchgeister, J., Schebek, L. ve Tsatsaronis, G., (2007). "Formation of Environmental Impacts in Energy Conversion Processes Revealed by a Novel Exergoenvironmental Analysis", Proceedings of ASME IMECE 2007, 11-15 Kasım 2007, Seattle.
- [18] Meyer, L., Tsatsaronis, G., Buchgeister, J. ve Schebek, L., (2009). "Exergo-environmental analysis for evaluation of the environmental impact of energy conversion systems", Energy, 34: 75-94.
- [19] Shah, V.P., Debell, D.C. ve Ries, R.J., (2008). "Life cycle assessment of residential heating and cooling systems in four regions in the United States", Energy and Building, 40: 503-513.
- [20] Nagano, K., Katsura, T. ve Takeda, S., (2006). "Development of a design and performance prediction tool for the ground source heat pump system", Applied Thermal Engineering, 26: 1578-1592.
- [21] Hepbaşlı, A., (2008). "Isı Pompaları", TTMD Isıtma Soğutma Havalandırma Klima Yangın ve Sıhhi Tesisat Dergisi, 55: 24.
- [22] Çengel, Y.A. ve Boles, M.A., (1994). Thermodynamics: An Engineering Approach, Second Edition, Mc Graw-Hill, New York. Çeviren: Derbentli, T., (1996). Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, Ekonomik Baskı, Literatür Yayıncılık, İstanbul.
- [23] Kıncay, O., (2005). Termodinamik Ders Notları, Makine Mühendisliği Bölümü, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- [24] Isısan Çalışmaları, (2008). Yenilenebilir Enerjiler ve Alternatif Sistemler, Isısan Yayınları No:375, İstanbul.
- [25] Koyun, T., Koyun, A. ve Acar, M., (2005). "Soğutma Sistemlerinde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar ve Bu Akışkanların Ozon Tabakası Üzerine Etkileri", Tesisat Mühendisliği Dergisi, 88: 46-53.
- [26] Bulgurcu, H. ve Şimşek, E., (2007). Soğutucu Akışkanlar, Deneysan Ders Notları.
- [27] Elibollar, S., (1999). "Toprak-Su Kaynaklı Isı Pompaları", Sürdürülebilir Enerji Teknolojilerindeki Gelişmeler ve Türkiye'deki Uygulamaları, 3-4 Nisan 1999, İstanbul, 59-64.

- [28] Erol, N., (1993). Soğutma ve İklimlendirmede Temel Yöntemler, YDOMD Yayınları, İstanbul.
- [29] ASHRAE (2000). "Chapter 8: Applied Heat Pump and Heat Recovery Systems", The 2000 ASHRAE Handbook - HVAC Systems and Equipment, ASHRAE, Atlanta.
- [30] Yerlibucak, Ş.M., (2007). Isı Pompaları, Lisans Bitirme Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, İzmir.
- [31] Kincay, O., Utlu, Z., Ağustos, H., Akbulut, U. Ve Açıkgöz, Ö., (2009). "Yenilenebilir Enerji Kaynaklarında Birleşme Eğilimi", Sigma Mühendislik ve Fen Bilimleri Dergisi, 27: 60-82.
- [32] Doty, S. ve Turner, W.C., (2009). Energy Management Handbook, The Fairmont Press Inc., Lilburn.
- [33] Tuna, N., (2009). Düşük Sıcaklıklı Isı Kaynaklarıyla Duvardan Isıtma ve Soğutma Uygulamalarının Araştırılması, Lisans Bitirme Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Fakültesi, İstanbul.
- [34] Sanner, B., (2003). "Current Status of Ground Source Heat Pumps in Europe", 9th International Conference on Thermal Energy Storage, 1-4 Eylül 2003, Warsaw.
- [35] Kalafat, E., (2006). "Yer Kaynaklı Isı Pompası Sistemlerinde Maliyet Azaltıcı Tasarım Stratejileri ve Teknikleri", TTMD Isıtma Soğutma Havalandırma Klima Yangın ve Sıhhi Tesisat Dergisi, 41:30-35.
- [36] Günerhan, H., (2008), "Toprak Kaynaklı Isı Pompalarında Toprak Isı Değiştiricisinin Tasarımı", TTMD Isıtma Soğutma Havalandırma Klima Yangın ve Sıhhi Tesisat Dergisi, Sayı : 53:27-35.
- [37] Ataman, H., (1991). Toprak Kaynaklı Bir Isı Pompası Tesisinin Tasarımı ve Optimizasyonu, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Fakültesi, İstanbul.
- [38] Ünlü, K., (2005). "Hava ve Toprak Kaynaklı Isı Pompalarına Etki Eden Parametrelerin İncelenmesi", Doktora Tezi, Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, Bursa.
- [39] Bose, J.E., (1981). "Design and Testing of a Solar Asisted Coils", DOE Bildirisi, Ocak 1981, Washington.
- [40] Teke, İ., (2008). İleri Isı Transferi Ders Notları, Makine Mühendisliği Bölümü, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- [41] Watson, R.D. ve Chapman, K.S., (2002). Radiant Heating and Cooling Handbook, Mc Graw-Hill, New York.
- [42] Kincay, O., Akbulut, U., Yörü, Y. Ve Açıkgöz, Ö., (2010). "Isıl Konforda Yeni Bir Yöntem: Duvardan Isıtma ve Soğutma Sistemleri", Enerji Teknolojileri ve Mekanik Tesisat Dergisi, 174: 90-96.
- [43] Özkol, N., (2008). Soğutma Tekniği, TMMOB-MMO Yayınları No:115, Ankara.
- [44] Kincay, O., Yıldız Yenilenebilir Enerji Evi, <http://www.olcaykincay.net/yee.html>, 21 Mart 2011.

- [45] Başkal, A., (2010). Duvardan Isıtmalı ve Soğutmalı Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Performansının İncelenmesi, Yüksek Lisans Bitirme Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Fakültesi, İstanbul.
- [46] Meyer, L., Castillo, R., Buchgeister, J., Tsatsaronis, G., (2009). "Application of Exergoeconomic and Exergoenvironmental Analysis to an SOFC System with an Allothermal Biomass Gasifier", Int. J. of Thermodynamics, 12:177-186.
- [47] Bejan, A., Tsatsaronis, G., Moran, M., (1996). Thermal Design and Optimization, John Wiley, New York.
- [48] International Organization for Standardization -ISO, (2006). "Environmental Management – Life Cycle Assessment", Avrupa Standardı EN ISO 14040 ve 14044, Cenevre, İsviçre.
- [49] Goedkoop, M., Spriensma, R., (2000). "The Eco-indicator 99: A damage oriented method for LCIA", Methodology Report, Amersfoort, Hollanda.
- [50] Yörü, Y., (2008). "Kojenarasyon Sistemlerinde Yapay Sinir Ağları Uygulaması İle Ekserji Analizi", Doktora Tezi, Osmangazi Üniversitesi Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Eskişehir.
- [51] TEIAS, Türkiye Kurulu Gücünün Birincil Enerji Kaynaklarına Göre Yıllar İtibariyle Gelişimi, <http://www.teias.gov.tr/istatistik2009/1.xls>, 8 Mayıs 2011.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı: Burak Tefvik DOĞAN

Doğum Tarihi ve Yeri: 07/07/1986 - Sivas

Yabancı Dili: İngilizce

E-posta: burakdogan@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Lisans	Makine Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2008
Lise	Fen-Matematik	Çanakkale Anadolu Lisesi	2004

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2010	RnR Associates	Tasarım Mühendisi
2009	Fi-Yapı	İklimlendirme Mühendisi

YAYINLARI

Makale

1. RetScreen Programı Kullanılarak Türkiye Şartalarına Uygun RES Projelerinin Ekonomik Analizi [2008]
2. Petrokimya Tesislerinde Havalandırma [2009]

Bildiri

1. Ülkemizde RES Lisans Başvuruları, Gerekçe, Usul ve Bazı Gerçekler [2008]