

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

**YENİLENEBİLİR ENERJİ KAYNAKLI DUVARDAN ISITMA VE SOĞUTMA
SİSTEMİNİN TEORİK VE DENEYSEL İNCELENMESİ**

UĞUR AKBULUT

**DOKTORA TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISI PROSES PROGRAMI**

**DANIŞMAN
PROF. DR. OLCAY KINCAY**

İSTANBUL, 2012

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YENİLENEBİLİR ENERJİ KAYNAKLI DUVARDAN ISITMA VE SOĞUTMA
SİSTEMİNİN TEORİK VE DENEYSEL İNCELENMESİ

Uğur AKBULUT tarafından hazırlanan tez çalışması 04.07.2012 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Prof. Dr. Olcay KINCAY
Yıldız Teknik Üniversitesi

Eş Danışman

Prof. Dr. T. Hikmet KARAKOÇ
Anadolu Üniv. Sivil Havacılık Yüksekokulu

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Olcay KINCAY
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Düriye BİLGE
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Korhan BİNARK
Marmara Üniversitesi

Prof. Dr. Galip TEMİR
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Zafer UTLU
İstanbul Aydın Üniversitesi

Bu alışma, Yıldız Teknik Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinatörlüğü' nün 27-06-01-03 numaralı projesi ile desteklenmiştir.

ÖNSÖZ

Bu doktora çalışmasında Termodinamiğin 1. ve 2. Yasaları ile SPECO ve Eko-indikator 99 metodları kullanılarak Yıldız Yenilenebilir Enerji Evi'nde kullanılan Dikey Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompası ve Duvardan Isıtma Soğutma Sistemi'ne ait enerji, ekserji, eksergo ekonomik ve çevresel analizler yapılmıştır. Bu süreçte sisteme ve parçalarına ait akım şemaları, modeller ve bilgisayar destekli çözüm programları ısıtma ve soğutma süreçleri için ayrı, ayrı oluşturulmuştur.

Çalışma, YTÜ Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinatörlüğü'nce desteklenen 27-06-01-03 nolu "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 kapsamında gerçekleştirilmiştir. BAP Proje ekibimize bu güncel konuda çalışma olanağı sağlayan üniversitemiz yönetimine teşekkürlerimi sunarım.

Doktora çalışmama olumlu eleştirileri ve önerileri ile katkıda bulunan değerli hocalarım Prof. Dr. Olcay KINCAI, Prof. Dr. Hikmet KARAKOÇ, Prof. Dr. İsmail TEKE, Prof. Dr. Korhan BİNARK, Prof. Dr. Galip TEMİR, Prof. Dr. Doğan ÖZGÜR ve Prof. Dr. Düriye BİLGE'ye teşekkür ederim.

Yine desteklerini esirgemeyen üniversitemizin öğretim elemanı ve meslekdaşlarım Yılmaz YÖRÜ, Önder ALTUNTAŞ, Haluk AĞUSTOS, Haydar BOYALI, Metin ZONTUL, Özgür ATAYILMAZ, Hakan DEMİR, Selim DALKILIÇ, Alpay KÜREKÇİ, Bülent KELEŞOĞLU, Handan ÇUBUK, Özlem EMANET, Özden AĞRA, Özgen AÇIKGÖZ, Andaç YAKUT, Mustafa Kemal SEVİNDİR, Burak Tefvik DOĞAN ve Umut EL' e sevgi ve şükranlarımı sunarım.

Son olarak var oluşumun kaynağı ve en büyük destekçim olan aileme teşekkür ediyorum.

Haziran, 2012

Uğur AKBULUT

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	ix
KISALTMA LİSTESİ.....	xii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xv
ÖZET.....	xvii
ABSTRACT.....	xix
BÖLÜM 1	
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti	2
1.1.1 Isı Pompaları.....	2
1.1.2 Duvardan Isıtma Soğutma Sistemleri.....	10
1.1.3 Eksorgo Ekonomik ve Ekserji Çevresel Analiz	11
1.2 Tezin Amacı	14
1.3 Hipotez	15
BÖLÜM 2	
GENEL BİLGİLER.....	16
2.1 Isı Pompası	16
2.1.1 Isı Pompasının Çalışma Prensibi ve Temel Bileşenleri	16
2.1.1.1 İdeal Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimi.....	17
2.1.1.2 Gerçek Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimi	19

2.1.2 Isı Pompası Verimi.....	20
2.1.3 Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sistemi (TKIP).....	21
2.1.4 TKIP Uygulamasının Avantajları Ve Dezavantajları	21
2.1.5 Dikey Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompaları (DTKIP)	22
2.1.6 Dikey Toprak Isı Değiştiricisinin Boyutlandırılması	22
2.1.6.1 Ortalama Toprak Sıcaklığı	23
2.1.6.2 Su Giriş Sıcaklığı	23
2.1.6.3 Toprağı Isıl Direnci	23
2.1.6.4 Boru Isıl Direnci	24
2.1.6.5 Etkilenmiş Toprak Sıcaklığı.....	25
2.1.6.6 Çalışma Faktörü	25
2.1.6.7 Toprak Isı Değiştirici Boyu Hesabı.....	26
2.2 Duvardan Isıtma Soğutma Sistemi (DISS).....	27
2.2.1 DISS'nin Avantajları ve Dezavantajları	29

BÖLÜM 3

TERMODİNAMİK BAĞINTILAR	31
3.1 Kütlenin Korunumu Yasası	32
3.2 Termodinamiğin I. Yasası	32
3.2.1 Sürekli Akışlı Açıık Sistem.....	32
3.2.2 I.Yasa Verimi.....	33
3.3 Termodinamiğin II.Yasası	33
3.3.1 Ekserji Kavramı.....	34
3.3.2 Entropi.....	34
3.3.3 Tersinir İş ve Tersinmezlik.....	36
3.3.4 Ekserji Çeşitleri ve Temel Ekserji Denklemleri	37
3.3.5 Yakıt-Ürün Prensibi, Ekserji Kaybı ve Yıkımı.....	38
3.3.6 II. Yasa Verimi.....	39
3.4 Eksergo Çevresel Analiz	39
3.4.1 Metodoloji	39
3.5 Eksergo Ekonomik Analiz	43
3.5.1 SPECO Yaklaşımı ve Maliyet Akımı Dengesi	45
3.5.2 Eksergo Ekonomik Analizin Değerlendirilmesi.....	46

3.5.3 Eksergo Ekonomik Analiz Faktörleri.....	47
3.5.3.1 İlk Yatırım İyileştirme Faktörü (CRF)	47
3.5.3.2 Enflasyon.....	48
3.5.3.3 Eskalasyon.....	48
3.5.3.4 Seviyelendirme	48
3.5.3.5 Bir Değere Getirilmiş Maliyet	48
3.6 Eksergo Ekonomi Ve Eksergo Ekolojik Analizlerin Analogisi.....	49
BÖLÜM 4	
YAPILAN ÇALIŞMALAR.....	50
4.1 Teorik Çalışmalar.....	51
4.1.1 Kabuller	51
4.1.2 Isıtma Süresince DTKIP ile DISS'nin Analizi	52
4.1.2.1 Tüm Sistem	54
4.1.2.2 Toprak Altı Devresi.....	56
4.1.2.3 Isı Pompası Devresi	56
4.1.2.4 DISS Devresi	57
4.1.3 Soğutma Sürecinde DTKIP ile DISS'nin Analizi	66
4.1.3.1 Tüm Sistem	68
4.1.3.2 Toprak Altı Devresi.....	69
4.1.3.3 Isı Pompası Devresi	70
4.1.3.4 DISS Devresi	71
4.2 Deneysel Çalışma	80
4.2.1 Kabuller	80
4.2.2 Parametreler	81
4.2.2.1 Sabit Değerler	81
4.2.2.2 Değişken Değerler.....	81
4.2.3 Deney Tesisatı	84
4.2.3.1 Toprak Altı Devresi.....	84
4.2.3.2 Isı Pompası Devresi	86
4.2.3.3 DISS Devresi	87
4.2.4 Veri Toplama Ve Analiz Sistemi	89
4.2.4.1 Kullanılan Yazılımlar	89

BÖLÜM 5

DENEYSSEL SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRİLMESİ	93
5.1 Isıtma Süreci.....	93
5.1.1 Enerji Analizi.....	93
5.1.2 Ekserji Analizi	97
5.1.3 Eksergo Ekonomik Analiz	98
5.1.4 Eksergo Çevresel Analiz	102
5.2 Soğutma Süreci	105
5.2.1 Enerji Analizi.....	105
5.2.2 Ekserji Analizi	109
5.2.3 Eksergo Ekonomik Analiz	110
5.2.4 Eksergo Çevresel Analiz	113

BÖLÜM 6

SONUÇ VE ÖNERİLER.....	118
6.1 Isıtma Süreci.....	119
6.1.1 Enerji Analizi.....	119
6.1.2 Ekserji Analizi	119
6.1.3 Eksergo Ekonomik Analiz	120
6.1.4 Eksergo Çevresel Analiz	121
6.2 Soğutma Süreci	122
6.2.1 Enerji Analizi.....	122
6.2.2 Ekserji Analizi	123
6.2.3 Eksergo Ekonomik Analiz	123
6.2.4 Eksergo Çevresel Analiz	123
6.3 Sistemlerin Karşılaştırılması	124
KAYNAKLAR	126
ÖZGEÇMİŞ	134

SİMGE LİSTESİ

A	Alan [m ²]
B _F	Ekserjiye bağlı çevresel etki [mPts/s]
b _F	Birim ekserji başına çevresel etki [mPts/kJ]
C	Ekserji maliyeti [€/h]
c	Birim ekserji maliyeti [€/kJ]
c _p	Özgül ısı [kJ/kg°C]
D	Çapı [m]
d	Diferansiyel operatörü
E, Ê	Enerji [kJ,kW]
Ex, Êx	Ekserji [kJ, kW]
Ex ^{CH}	Kimyasal ekserji [kJ]
Ex ^{KE}	Kinetik ekserji [kJ]
Ex ^N	Reaktif olmayan ekserji [kJ]
Ex ^{PE}	Potansiyel ekserji [kJ]
Ex ^{PH}	Fiziksel ekserji [kJ]
Ex ^R	Reaktif ekserji [kJ]
F	Çalışma faktörü
f _B	Eksergo çevresel faktör
f _C	Eksergo ekonomik faktör
g	Yer çekimi ivmesi [m ² /s]
h	Isı taşınım katsayısı [W/m ² .K] , Entalpi [kJ/kg]
i	Efektif faiz oranı [%]
k	Bir değere getirilmiş fiyat düzeltme faktörü
L	Uzunluk [m]
m	Kütle [kg]
ṁ	Kütlesel debi [kg/s]
Q	Isı enerjisi [kJ]
Q̇	Isı akısı [kW]
P	Basınç [kPa, Bar]
R	Isıl direnç [W/m ² .K]
r _i	Belirlenen faiz oranı [%]
r _n	Nominal eskalasyon değeri [%]
S	Entropi [kJ/K]

s	Entropi, birim kütle için [kJ/kg.K]
T, t	Sıcaklık [K, °C]
U	İç enerji [kJ]
u	İç enerji, birim kütle için [kJ/kg]
V	Hacim [m ³]
v	Hız [m/s]
W	İş [kJ]
\dot{W}	Güç [kW]
Y	Parça bazlı çevresel etki[mPts/s]
Z	Bir değere getirilmiş toplam maliyet[€/h]
\dot{Z}^{CI}	Bir değere getirilmiş ilk yatırım maliyet[€/h]
\dot{Z}^{OM}	Bir değere getirilmiş işletme maliyet[€/h]
z	Kot [m]

ALT İNDİSLER

0	Referans hali
b	Boru
C	Soğutma
ç	Çıkan
D	Duvar
e	Elektrik; Eşdeğer
EVA	Evaporatör
EWT	Su girişi
g	Giren
H	Isıtma; Üst değer
IP	Isı pompası
j	Proses akış noktası
k	Komponent
KH	Kontrol hacmi
KOMP	Kompresör
KOND	Kondenser
KV	Kısılma vanası
L	Alt değer
ORT	Ortalama
P	Pompa
P1	Pompa 1
P2	Pompa 2
P3	Pompa 3
T	Toprak
th	Isıl
tr	Tersinir

YUNAN HARFLERİ

Δ	Fark
η	Verim [%]
ρ	Yoğunluk [kg/m^3]
ν	Özgül hacim [m^3/kg]
ϕ	Kapalı bir sistemde birim kütle için ekserji değişimi [kW]
ψ	Açık bir sistemde birim kütle için ekserji değişimi [k

KISALTMA LİSTESİ

BYES	Birleşik Yenilenebilir Enerji Sistemi
CExC	Toplam Ekserji Tüketimi
CELF	Sabit Eskalasyon Seviyelendirme Faktörü
COP	Etkinlik Katsayısı
CRF	İlk Yatırım İyileştirme Faktörü
DISS	Duvardan Isıtma Soğutma Sistemi
DTKIP	Dikey Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompası
HKIP	Hava Kaynaklı Isı pompası Sistemi
IP	Isı pompası
KE	Kinetik Enerji
KV	Kısılma Vanası
MTEP	Milyon Ton Eşdeğer Petrol
PE	Potansiyel Enerji
PEX	Çapraz Bağlı Polietilen
TID	Toprakaltı Isı Değiştirici
TKIP	Toprak Kaynaklı Isı Pompası
YTKIP	Yatay Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompası
YYEE	Yıldız Yenilenebilir Enerji Evi

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1. 1	Yıllık Toprak Altı Sıcaklık Değişimi 3
Şekil 2. 1	Isı Pompası Ve Soğutma Makinesi Çalışma Prensibi 17
Şekil 2. 2	İdeal Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevriminin Düzeni ve T-S Diyagramı 18
Şekil 2. 3	Gerçek Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevriminin Düzeni ve T-S Diyagramı ... 19
Şekil 2. 4	Toprak Altı Devresinin Toprakla Yaptığı Isı Alışverişi 21
Şekil 2. 5	Kapalı Çevrimli Bir Sistem Olan DTKIP 22
Şekil 2. 6	Radyant Hidrolik Duvar Paneli 28
Şekil 2. 7	Panel Radyatörlü Isıtma Sisteminde ve DISS'nde Sıcaklık Dağılımı 29
Şekil 2. 8	Panel Radyatörlü Isıtma Sisteminde ve DISS'nde Sıcaklık Dağılımı 29
Şekil 3. 1	Eko-İndikatör 99 Analizlerinin Metodolojisi 41
Şekil 3. 2	Eksergo Ekonomik ve Eksergo Çevresel Analizlerin Analojisi 49
Şekil 4. 1	Yıldız Yenilenebilir Enerji Evi 50
Şekil 4. 2	Isıtma Sürecinde Genel Sistem Şeması 53
Şekil 4. 3	Toprak Altı Devresi Sistem Şeması 56
Şekil 4. 4	Isı Pompası Devresi Şeması 57
Şekil 4. 5	DISS Şeması 57
Şekil 4. 6	Soğutma Sürecinde Genel Sistem Şeması 67
Şekil 4. 7	Toprak Altı Devresi Sistem Şeması 70
Şekil 4. 8	Isı Pompası Devresi Şeması 70
Şekil 4. 9	DISS Şeması 71
Şekil 4. 10	Odaların İsimlendirilmesi 84
Şekil 4. 11	Heliotherm HP08S10W-R-WEB Isı Pompası 85
Şekil 4. 12	Toprakaltı Devresinin Sondaj Ve Yerleştirme Çalışmaları 85
Şekil 4. 13	DISS Panelleri 87
Şekil 4. 14	TeleControl Programı İle Veri Toplama Ekranı 89
Şekil 4. 15	Oluşturulan MySQL Veri Tabanı 90
Şekil 4. 16	Oluşturulan MySQL Veri Tabanı 91
Şekil 4. 17	Solkane Programı ile Isıtma Süreci'nde Soğutma Çevrimi'nin Analizi 91
Şekil 5. 1	Isıtma Sürecinde Sistemdeki Enerji Kayıplarının Elemanlara Dağılımı 95
Şekil 5. 2	Isıtma Süreci 1. Yasa Analizi 96
Şekil 5. 3	Isıtma Süreci Ekserji Yıkımı 98
Şekil 5. 4	Isıtma Süreci Bir Değere Getirilmiş Maliyet 99
Şekil 5. 5	Isıtma Süreci Ekserji Maliyeti 100
Şekil 5. 6	Isıtma Süreci Eksergo Ekonomik Faktör 101
Şekil 5. 7	Isıtma Süreci Parça Bazlı Çevresel Etki 103

Şekil 5. 8	Isıtma Süreci Ekserjiye Bağlı Çevresel Etki	104
Şekil 5. 9	Isıtma Süreci Eksergo Çevresel Faktör	105
Şekil 5. 10	Soğutma Süreci’de Sistemdeki Enerji Kayıplarının Elemanlara Dağılımı	107
Şekil 5. 11	Soğutma Süreci 1. Yasa Analizi.....	108
Şekil 5. 12	Soğutma Süreci Ekserji Yıkımı	110
Şekil 5. 13	Soğutma Süreci Bir Değere Getirilmiş Toplam Maliyet Dağılımı	111
Şekil 5. 14	Soğutma Süreci Ekserji Maliyeti.....	112
Şekil 5. 15	Soğutma Süreci Eksergo Ekonomik Faktör	113
Şekil 5. 16	Soğutma Süreci Parça Bazlı Çevresel Etki	115
Şekil 5. 17	Soğutma Süreci Ekserjiye Bağlı Çevresel Etki.....	116
Şekil 5. 18	Soğutma Süreci Eksergo Çevresel Faktör.....	117

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2. 1	Derinlik ve Toprak Özelliklerine Bağlı Toprak Direnci Tablosu..... 24
Çizelge 2. 2	Boru Çapına ve Yerleşimine Bağlı Boru Direnci..... 24
Çizelge 2. 3	Isıtma Dönemi İçin Çalışma Faktörü Hesabı..... 26
Çizelge 2. 4	Soğutma Dönemi için Çalışma Faktörü Hesabı 26
Çizelge 3. 1	Bazı Emisyon, Kaynak veya Ürünlerin Eko-İndikatör 99 Puanları 42
Çizelge 4. 1	Isıtma Süreci'nde Kontrol Hacimleri ve Enerji Dengesi.....58
Çizelge 4. 2	Isıtma Süreci'nde Kontrol Hacimleri ve Ekserji Dengesi..... 60
Çizelge 4. 3	Isıtma Süreci'nde Kontrol Hacimleri ve Eksergo Çevresel Eşitlikler 62
Çizelge 4. 4	Isıtma Süreci'nde Kontrol Hacimleri ve Eksergo Ekonomi Eşitlikleri..... 64
Çizelge 4. 5	Soğutma Süreci'nde Kontrol Hacimleri ve Enerji Dengesi 72
Çizelge 4. 6	Soğutma Süreci'nde Kontrol Hacimleri ve Ekserji Dengesi 74
Çizelge 4. 7	Soğutma Süreci'nde Kontrol Hacimleri ve Eksergo Çevresel Eşitlikler ... 76
Çizelge 4. 8	Soğutma Süreci'nde Kontrol Hacimleri ve Eksergo Ekonomik Eşitlikler . 78
Çizelge 4. 9	Isıtma Süreci'nde Ölçülen Parametreler 82
Çizelge 4. 10	Soğutma Süreci'nde Ölçülen Parametreler..... 83
Çizelge 4. 11	Isı Pompası Cihazı'nın Katalog Verileri 86
Çizelge 4. 12	DISS Panellerine Ait Boru Uzunlukları 88
Çizelge 5. 1	Isıtma Süreci'nde Noktasal Enerji ve Ekserji Değerleri 94
Çizelge 5. 2	Isıtma Süreci'nde Enerji Kaybı ve Enerji Verimi 94
Çizelge 5. 3	Isıtma Süreci'nde Ekserji Yıkımı ve Ekserji Verimi..... 97
Çizelge 5. 4	Isıtma Sezonu Ekserji Yıkımı Dağılımı 97
Çizelge 5. 5	Isıtma Süreci'nde Eksergo Ekonomik Analiz Sonuçları..... 98
Çizelge 5. 6	Isıtma Süreci Bir Değere Getirilmiş Toplam Maliyet Dağılımı 99
Çizelge 5. 7	Isıtma Süreci Ekserji Maliyeti Dağılımı 100
Çizelge 5. 8	Isıtma Süreci Eksergo Ekonomik Faktör Dağılımı 101
Çizelge 5. 9	Isıtma Süreci'nde Esergo Çevresel Analiz Sonuçları..... 102
Çizelge 5. 10	Isıtma Süreci Parça Bazlı Çevresel Etki Dağılımı 102
Çizelge 5. 11	Isıtma Süreci Ekserjiye Bağlı Çevresel Etki Dağılımı 103
Çizelge 5. 12	Isıtma Süreci Eksergo Çevresel Faktör Dağılımı 104
Çizelge 5. 13	Soğutma Sürecinde Noktasal Enerji ve Ekserji Değerleri 105
Çizelge 5. 14	Soğutma Süreci'nde Enerji Kaybı ve Verimi 106
Çizelge 5. 15	Soğutma Süreci'nde Ekserji Yıkımı ve Ekserji Verimi 109
Çizelge 5. 16	Soğutma Süreci Ekserji Yıkımı Dağılımı 109
Çizelge 5. 17	Soğutma Süreci'nde Esergo Ekonomik Analiz Sonuçları 110

Çizelge 5. 18	Soğutma Süreci Bir Değere Getirilmiş Toplam Maliyet Dağılımı.....	111
Çizelge 5. 19	Soğutma Süreci Ekserji Maliyeti Dağılımı.....	112
Çizelge 5. 20	Soğutma Süreci Eksergo Ekonomik Faktör Dağılımı.....	113
Çizelge 5. 21	Soğutma Süreci'nde Esergo Çevresel Analiz Sonuçları	114
Çizelge 5. 22	Soğutma Süreci Parça Bazlı Çevresel Etki Dağılımı.....	114
Çizelge 5. 23	Soğutma Süreci'nde Ekserjiye Bağlı Çevresel Etki Dağılımı.....	115
Çizelge 5. 24	Soğutma Süreci Eksergo Çevresel Faktör Dağılımı.....	116
Çizelge 6. 1	Birbiriyle Karşılaştırılan Sistemlerin Bileşenleri.....	124
Çizelge 6. 2	Sistemlerin Maliyet Açısından Karşılaştırılması	125

YENİLENEBİLİR ENERJİ KAYNAKLI ISITMA VE SOĞUTMA SİSTEMİNİN TEORİK VE DENEYSEL İNCELENMESİ

Uğur AKBULUT

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Doktora Tezi

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Olcay KINCA Y

Eş Danışman: Prof. Dr. Hikmet KARAKOÇ

Günümüzün en önemli ve üzerinde en çok tartışılan problemlerinden biri enerji kaynakları ve bunların kullanım süreçleridir. Gelecek için, enerji kaynaklarının sürdürülebilirliğinin sağlanması bir yana enerji üretimi sürecinde çevresel kaynakların minimum miktarda kullanılması ve çevreye verilen zararın en aza indirilmesi hedeflenmektedir.

Sistemlerin çevresel etkilerini doğru gözlemleyebilmek eksergo çevresel analiz ile mümkün olmaktadır. Eksergo çevresel analiz, ilgili sistemin üretim sürecini, işletme sürecini ve ömrünü doldurduktan sonra tasviye sürecini bir bütün olarak inceler. Bu bağlamda süreçlere ait enerji, ekserji ve ekonomik değerleri kullanır. Çevreye verilen zararın azaltılması hususunda konvansiyonel sistemlerin yenilenebilir enerji sistemleri ile değiştirilmesi gündemdedir. Bu süreçte alternatif sistemlerin karşılaştırılması için enerji, ekserji, eksergo ekonomik ve eksergo çevresel analizlerin bir bütün olarak yapılması gereklidir.

Bu çalışmada Termodinamiğin 1. ve 2. Yasaları ile SPECO ve Eko-indikator 99 metodları kullanılarak YTÜ Davutpaşa Yerleşkesinde bulunan Yıldız Yenilenebilir Enerji Evi'nde kullanılan Toprak Kaynaklı Isı Pompası ve Duvardan Isıtma Soğutma Sistemine ait enerji, ekserji, eksergo ekonomik ve çevresel analizler yapılmıştır. Bu süreçte sisteme ve parçalarına ait akım şemaları ve modeller ısıtma ve soğutma süreçleri için ayrı, ayrı oluşturularak Şekil ve çizelgeler halinde verilmiştir.

Isıtma süreci için yapılan analizler sonucunda; ısıtma sürecinde enerji analizine göre %74.1, ekserji analizine göre %58.3 verimle çalışan kompresör'ün en verimsiz çalışan eleman olduğu, 0.714 kW ile en yüksek ekserji yıkımı, 0.757 €/h ile en yüksek bir değere getirilmiş maliyet, 1.316 €/h ile en yüksek ekserji maliyeti 0.044 mPts/s ile en yüksek parça bazlı çevresel etki ve 0.108 mPts/s ile en yüksek ekserji bazlı çevresel etki değerine sahip olduğu saptanmıştır. Soğutma sürecinde kompresör için aynı değerler sırasıyla %60.6, %40, 0.640 kW, 0.684 €/h, 1.217 €/h, 0.040 mPts/s ve 0.103 mPts/s olarak gerçekleşmektedir. Bu nedenle iyileştirmelere kompresörden başlamak gereklidir.

Genel olarak sistem elemanlarında literatürdeki tipik değerlere göre düşük eksergo ekonomik ve çevresel faktör değeri görülmekte olup ekserji kaybının azaltılarak ekserji maliyetinin düşürülmesi gerekmektedir. Sistem, yakıt tüketimi, bir değere getirilmiş enerji maliyeti, bir değere getirilmiş maliyet ve enerji tüketimine bağlı çevresel etki puanları açısından 6 adet farklı sistemle karşılaştırılmış olup sistemlerin bileşenleri ve maliyetleri Çizelgelerde verilmiştir. Buna göre, tez konusu olan sistemimiz enerji maliyeti ve toplam maliyet bakımından karşılaştırılan sistemler içinde en ekonomisi olup, elektrik tüketen sistemler arasında ise en çevre dostu olanıdır.

Anahtar Kelimeler: Duvardan ısıtma ve soğutma, Toprak kaynaklı ısı pompası, Enerji, Ekserji, Eksergo ekonomi, Eksergo çevresel Analiz, SPECO, Eko-indikatör 99

**THEORETICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF A RENEWABLE
ENERGY SOURCE ASSISTED HEATING AND COOLING SYSTEM**

Uğur AKBULUT

Mechanical Engineering

PhD. Thesis

Advisor: Prof. Dr. Olcay KINCAI

Co-Advisor: Prof. Dr. Hikmet KARAKOÇ

Today's most important and controversial problems are usage of energy resources and their processes. Ensuring the sustainability of environmental resources, minimum amount of environmental sources will be used to produce energy. This will also help minimizing the environmental damage.

Exergy environmental analysis, based on the exergy flows, is used to perceive the cooperative environmental impacts of the systems which consist of manufacturing process, operation process and waste process of the product. It is necessary to use the results of energy, exergy and exergo economic and environmental analysis together with deciding on the systems performance.

In this study, 1st and 2nd Laws of Thermodynamics are used with the SPEC0 and Eco-indicator 99 methods to perform energy, exergy, exergo economic and environmental analysis. Air-conditioning system of Yildiz Renewable House is taken as a case study. In this process, flow schemes and patterns of system components are formed for heating and cooling processes separately. They are shown Figures 4.2 and 4.6, Tables from 4.1 to 4.8.

As the result of the performed analysis for the heating process, energy efficiency of the compressor is 74.1% while exergy efficiency is 58.3% and it is found as the most inefficient component of system. It has also the highest exergy destruction of 0714 kW, cost rate associated with capital investment of 0.757 € / h, cost rate associated with

exergy stream of 1.316 € / h, component related environmental impact of 0.044 mPts/s and environmental impact rate associated with exergy of 0.108 MPts/s. For cooling process same variables are calculated as %60.6, %40, 0.640 kW, 0.684 €/h, 1.217 €/h, 0.040 mPts/s and 0.103 mPts/s, respectively. Therefore, improvements on the compressor are required.

Generally, exergoeconomic and environmental factors of the system components are lower than typical values in the literature. The costs of exergy are needed to be reduced by lowering exergy destruction. Also this system is compared with 6 different systems in terms of fuel consumption, cost rate associated with fuel, cost rate associated with capital investment and fuel related environmental impact. Compared systems' components and results are given in the Tables 6.1 and 6.2. As a result, investigated system has the lowest cost rates associated with fuel and capital investment and also lowest fuel related environmental impact in which uses only electricity as fuel.

Key words: Wall heating and cooling, Ground source heat pump, Energy, Exergy, Exergo economy, Exergo environmental analysis, SPECOC, Eco-indicator 99

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Günümüzün en önemli ve üzerinde en çok tartışılan problemlerinden biri enerji kaynakları ve bunların kullanım süreçleridir. Dünyamızın kısıtlı ve tükenen enerji kaynakları ile hızla artan nüfusun ihtiyaçlarını yakın gelecekte karşılayamayacağı açıktır. Mevcut veya doğacak olan enerji arz talep açığı beraberinde enerji fiyatlarının yükselmesi bağlamında milletlerin küresel rekabeti sürecinde etkili olmaktadır. Enerji ile ilgili başlıca tartışılan konular sadece enerjinin miktarı değil niteliği ile de ilgilidir. Gelecek için, enerji kaynaklarının sürdürülebilirliğinin sağlanması bir yana enerji üretimi sürecinde çevresel kaynakların minimum miktarda kullanılması ve çevreye verilen zararın en aza indirgenmesi hedeflenmektedir. Ana yaşam kaynağımız olan Dünya'mız kendini belirli oranda yenileyebilecek süreçlere de sahiptir. Ancak bu yenilenmenin günümüzdeki tüketim hızına erişmesi hatta önüne geçmesi henüz mümkün olmamaktadır. Dolayısıyla biz insanların gelecek nesillerin hayatını teminat altına alabilmek adına Dünya'da ki süreçlere pozitif yönde müdahale etme zamanımız gelmiştir. İşte enerji kaynaklarının kullanım süreçlerine müdahale de bu kapsamda en önemli mevzulardan biri olarak gündemde yerini almaktadır.

Türkiye enerji ihtiyacının büyük bir bölümünü ithal etmektedir. 2006 yılında genel enerji arzı 99.6 MTEP olmuştur. Bu arzı karşılamak için yerli enerji üretimi 26.8 MTEP düzeyinde kalmış olup, net ithalat 72.8 MTEP olarak gerçekleşmiştir. Yani 2006 yılı itibarıyla enerji tüketimimizin sadece %27'si yerli kaynaklarla karşılanabilmiştir. ETKB tarafından yapılan uzun vadeli projeksiyonlarda dışa bağımlılık oranının 2010'da %71, 2015'te %68 ve 2020 yılı için %70'ler seviyesinde olacağı tahmin edilmektedir. Enerji ithalatı için 2006 yılında 29 milyar \$ ve 2007 yılında ise 33.9 milyar \$ ödenmiştir.

Sadece enerji fiyatlarının artma eğiliminde olması değil, aynı zamanda yüksek ithalat bağımlısı olduğumuz ülkelere yönelik arz güvenliği kaygıları da enerji ajandamızın başında yer alan diğer bir husustur [1].

Ayrıca enerji üretim ve tüketim sürecinde çevreye verilen zararı da değerlendirmek gerekmektedir. Avrupa'da ortalama kabul edilen değer olarak, tüketilen her 1 MWh elektrik için 0.46 ton CO₂ atmosfere salınmaktadır [2]. Güneş, rüzgar, toprak ve hava gibi yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımının artışı ile bu değer düşürülmesi öngörülmektedir. Nükleer santrallerde CO₂ salınımı sıfır olmasına karşın, radyoaktif sızıntıların, faciaların ve atıkların binlerce yıl bertaraf edilememesi sebebiyle bu kategorinin dışındadır.

Hem Dünya hem de Türkiye için enerjinin etkin ve verimli kullanılması vazgeçilemez bir zorunluluk olmuştur. Mevcut enerji talebi karşılanmakla beraber ihtiyaçtan fazla olan tüketim engellenmeli, verimlilik artırma çalışmaları yapılarak daha az enerji ile daha çok iş yapılabilmesi, daha çok ürün ve hizmet elde edilmelidir. Aynı zamanda enerji üretim ve tüketimi esnasında çevreye verilen zarar minimuma indirilmelidir. Bunun için özellikle yenilenebilir enerji kaynakları ile beraber kullanılacak alternatif teknolojiler geliştirilmeli ve bu sistemlerin sanayi ve günlük yaşamda kullanılabilirliğini sağlayacak çalışmalar yapılmalıdır.

1.1 Literatür Özeti

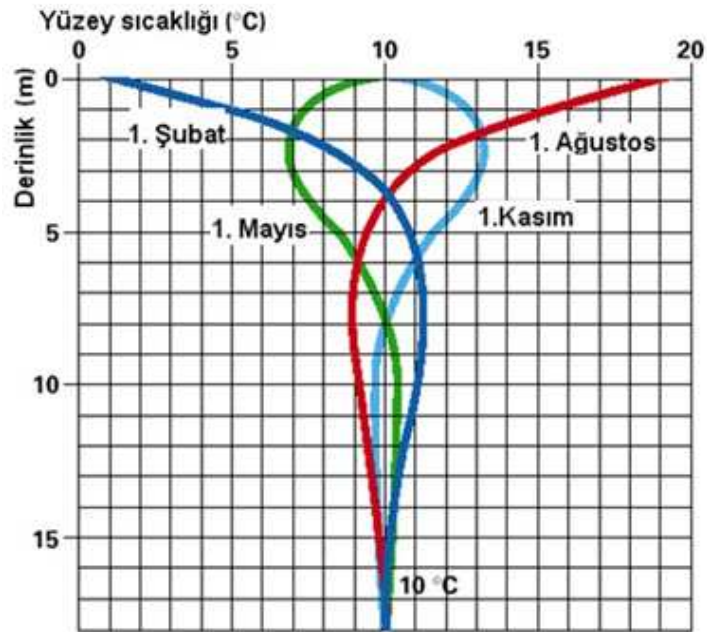
1.1.1 Isı Pompaları (IP)

IP basit olarak ısı enerjisini düşük sıcaklık derecesine (düşük enerji seviyesine) sahip bir ortamdan daha yüksek sıcaklık derecesine (yüksek enerji seviyesine) sahip diğer bir ortama taşıyan bir sistemdir [3-6]. IP'da adını, ısı enerjisini bir ortamdan diğer bir ortama "pompalama" veya "taşıma" kabiliyetinden alır. Bir IP'nın teknik ve ekonomik performansı, ısı kaynağı karakteristiğine bağlıdır. Binalarda kullanılan IP'ları, ısıtma dönemi boyunca yüksek ve fazla değişmeyen sıcaklık, bulunabilirlik, aşındırıcı ve kirlenici etkenler taşımama, uygun termofiziksel özellikler, düşük yatırım ve işletim maliyeti gibi değerlere sahip olmalıdır. Çoğu durumda ısı kaynağının bulunabilirliği, en önemli etken olmaktadır. IP'da kaynak olarak: çevre havası, toprak, deniz, nehir, göl

suyu, yeraltı suları, artık sıvılar, artık gazlar, artık ısılar, güneş ve kaya kullanılabilir [7–10].

IP'nin işlevini yerine getirebilmesi için farklı sıcaklıklarda iki ortam gerekir: ısı alınan bir kaynak ve ısının taşındığı ortam. IP'nin sınıflandırılması da bu ortamlardan biri olan ısı kaynağına göre yapılır. IP'ları, kullandıkları ısı kaynağına göre iki sınıfa ayrılır: hava kaynaklı ısı pompaları ve toprak – su kaynaklı ısı pompaları. Toprak – su kaynaklı ısı pompaları ise kendi içinde üç sınıfa ayrılır: toprak kaynaklı ısı pompaları (TKIP), yüzey suyu ısı pompaları ve yeraltı suyu ısı pompaları.

Toprak – su kaynaklı ısı pompalarının hava kaynaklı ısı pompalarına göre şu üstünlükleri vardır: (i) Daha az enerji tüketirler. Çünkü işletme giderlerinde tasarruf miktarının bir ölçütü olan COP değeri toprak-su kaynaklı ısı pompası sistemlerinde hava kaynaklı sistemlere nazaran daha büyüktür. (ii) Toprak, havadan daha kararlı bir enerji kaynağıdır. Hava kaynaklı ısı pompaları ısı kaynağı olarak dış havayı kullanılmaktadır. Ancak dış hava koşullarının, yıl içinde mevsimler, aylar, hatta saatler boyunca değişmesi nedeniyle bu ısı pompalarının COP değeri oldukça değişkendir, kararlı değildir. Toprak ise, ısıtma sezonunda dış havadan daha yüksek, soğutma sezonunda ise daha düşük sıcaklıkta kalır. Tüm yıl boyunca yer yüzeyinin 1.5 – 2 m altında oldukça az değişen, yaklaşık olarak sabit sıcaklıklı sayılabilecek kararlı bir enerji kaynağıdır. [11–13].



Şekil 1.1 Yıllık toprakaltı sıcaklık değişimleri

Şekil 1.1’de belirli derinliklerdeki toprak sıcaklığının değişimi görülmektedir. Buna göre derinlik arttıkça yıl ve gün boyunca gerçekleşen sıcaklık dalgalanmaları azalır ve belirli bir derinliğin altında ise sıcaklık sabit kabul edilebilir. (iii) Aşırı yüksek veya düşük dış hava sıcaklıkları süresince ilave ısı gerektirmezler. (iv) Daha az soğutucu akışkan kullanırlar. (v) Tasarımı ve bakımı daha basittir. Ana dezavantajı ise; ilk yatırımın daha yüksek olmasıdır. Bunun nedeni toprak ısı değiştiricisinin gömülmesi için gerekli olan ilave harcamalardır [4, 5, 7, 10].

IP teknolojisi çok uzun yıllardan beri gelişmekte olan ülkelerde, konutların ve ticari yapıların ısıtılması/soğutulması ve sıcak su eldesinde yaygın olarak kullanılmaktadır [14, 15]. Bu bağlamda, TKIPlarının; elektrik şirketlerine daha iyi yük yönetimi, tüketicilere daha düşük elektrik faturaları ve topluma daha temiz çevre sağlamada önemli katkılar sağlayabileceği bildirilmektedir [16]. Buna karşın, IP ülkemizde göreceli olarak çok az kullanılmaktadır. Ülkemizde yaklaşık 15 yıldır, ısı pompalarının bazı türleri (örneğin toprak ve hava kaynaklı ısı pompaları) uygulanmaktadır. Bununla birlikte ısı pompalarının birleşik ısı ve güç sistemleri ile birlikte kullanımına ilişkin pek fazla çalışma yürütülmemektedir.

Literatürde, TKIPları üzerine yapılan birçok çalışma mevcuttur. Bu çerçevede, yapılan çalışmalar; tasarım, performans, ekonomik analiz, test, işletme deneyimleri ve diğerleri olmak üzere gruplandırılabilir. TKIPlarının tasarımı üzerine, birçok el kitabı [17, 18, 19] mevcuttur. Partin [20]; ısı pompaları için kapalı çevrimli toprak ısı değiştiricisinin boyutlandırılması üzerine bir çalışma yapmış ve belirli bir toprak kaynağı için toplam iletkenliğin ölçülmesiyle ilgili olarak bir yöntem sunmuştur. Kavanaugh [21]; Amerika'nın güney iklimlerinde düşey toprak kaynaklı ısı pompalarının tasarımına yönelik esasları vermiştir. Bu sistemlerin uygun şekilde kurulduğu takdirde, verimli ve güvenilir olduğunu belirtmiştir. Ayrıca, piyasadaki mevcut sistemler ile kıyaslandığı zaman, esneklik, performans ve ekonomik bakımından ilgi çekici olduklarını vurgulamıştır. Direk genişmeli toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin performansının simüle edilebilmesi için, Safemazandarani ve ark. [22]; matematiksel bir model geliştirmiştir. Ayrıca, toprak (veya su) ısı değiştiricisinin tasarımı üzerine çeşitli çalışmalar yapılmıştır. Bu çerçevede, Counvillion [23]; toprak ısı değiştiricisinin laboratuarda simülasyonunu yapmıştır. Mei ve Baxter [24]; direk genişmeli toprak ısı

değiştiricisinin bazı yarar ve sakıncalarını deneysel olarak belirlemiştir. Kavanaugh [25]; bilinen TKIPlarının bağlantı elemanları ve boru hatlarındaki basınç kaybı ile ilgili diyagramları vererek, boru hattı tasarımını incelemiştir.

TKIPlarının işletilmesi üzerine, birçok çalışma mevcuttur. Franck ve Berntsson [26]; 10–40 m derinliğe kadar düşey borular kullanarak, toprakta mevsimsel depolama ile güneş destekli ısı pompaları alanında İsveç'te yürütülen büyük bir araştırma programı doğrultusunda, iki deneysel tesisten elde edilen bazı ana sonuçları sunmuştur. Sulatisky ve van der Kamp [27]; Kanada' da (Saskatchewan) konutlara yönelik olarak beş toprak kaynaklı ısı pompasını değerlendirmiştir. Beş - sekiz yıl arasında işletilen ısı pompası sistemleri, iki yılı aşkın bir periyot boyunca performans bakımından izlenmiştir. Kavanaugh [28]; güney iklimlerinde düşey toprak kaynaklı ısı pompalarının kabul edilebilirliğini ve işletme karakteristiklerini belirlemek üzere çalışmalarda bulunmuştur. Bu bağlamda Alabama'daki 150 m² lik bir konutta kurulan ısı pompasının soğutma ve ısıtma performansı ele alınmıştır. Meloy [29]; Cowlitz İlçesi Adliye Sarayı'nın, indirek kuyu suyu soğutması olan kuyu kaynaklı ısı pompası sistemine dönüştürülmesi üzerine çalışmıştır ve dönüşüm esnasında karşılaşılan sorunları ifade etmiştir. Bu sistem kurulduğu ilk yıl, %22 dolayında enerji tasarrufu sağlamıştır. Rafferty [30]; yeraltı suyu sıcaklığı 22 °C olan 360 ton (11,266 kW)'lık ve yeraltı suyu sıcaklığı 13 °C olan 156 ton (549 kW)'lık, iki farklı yeraltı su kaynaklı ısı pompası sisteminden elde edilen deneyimleri açıklamıştır. Bu kapsamda sistemin tasarımı, işletme akışı ve yapılan iyileştirilmeler irdelenmiştir. Ayrıca, yeraltı su kimyası, iyi kuyu tasarımı ile kontrol, ısı pompası kapasite kontrolü ve devreye almanın önemli hususlar olduğunu belirtilmiştir. Hatten [31]; Amerika'da yeraltı sulu ısı pompasının ilk ticari montajı olan Portland/Oregon'daki bir binadan (bugün the Commonwealth Building olarak bilinmektedir) elde edilen deneyimleri açıklamıştır. Sistemin geçmişinin değerlendirilerek, önemli işletme ve bakım konularını belirtilmiştir. Fleming [32]; Shanghai' deki (Çin) bir ticari ofis binası (net iklimlendirme yüzey alanı 3,600 m², yapının ısıtma yükü 65.7 ton ve soğutma yükü 128.6 ton) için tasarlanan ve işletilen 130 ton'luk jeotermal ısı pompası sisteminin tasarımı ve işletilmesi üzerine çalışmıştır. Catan ve Baxter [33]; kuzey iklim uygulamalarında toprak kaynaklı ısı pompalarının

ekonomik açıdan optimize edilmesini incelemiştir. Pittsburgh'da bulunan 167 m²' lik bir ev için, yatay toprak ısı değiştiricisi olan su kaynaklı ısı pompasının yapım-kullanım maliyetini (life-cycle cost) 7 yıllık ekonomik ömür için minimize etmiştir. Martin [34]; tek borulu, yatay toprak ısı değiştiricisi olan ısı pompası sisteminin tasarlanmasında kullanılan parametrelerdeki değişimin etkisini belirlemek üzere bir çalışma yapmıştır. Konutlar için 3 ton'luk bir ısı pompasının performansını ve enerji tüketimini bulmak için bir bilgisayar programı geliştirilmiştir ve sonuçları, Oklahoma'daki iki evde yapılan ölçümlerle kıyaslanmıştır. Ayrıca, ekonomik bakımdan optimum tasarımı belirlemek için, ekonomik analiz yapılmıştır.

TKIPlarının performansı üzerine de birçok çalışma mevcuttur. Bu çalışmaların bazıları deneysel bazıları ise simülasyon çalışmalarıdır. Birinci yasa analizi termo ekonomik analiz şeklinde başlayan çalışmalar ikinci yasa analizi ve optimizasyon çalışmalarına doğru dönüşürken üzerinde çalışılan sistemler IP'nın, sistemin bir parçası olduğu, hibrit sistemlere doğru gelişim göstermektedir.

Urchueguía ve ark. [35] tarafından tipik Akdeniz iklimi bölgelerinde hava kaynaklı IP ile TKIP'nin enerji performanslarının karşılaştırılması yapılmıştır. Çalışmalarında, TKIP sistemlerinin soğutma ihtiyacının baskın olduğu iklimlerde kullanımının teknik ve ekonomik fizibilitesini değerlendirilmiştir. TKIP sistemiyle hava kaynaklı IP ısıtma ve soğutma COP değerleri bakımından mukayese edilmiştir. Direkt olarak yapılan karşılaştırma, sistemlerin aynı ısıl yüklerle ve iklimatik şartlara sahip bir binaya paralel bağlanması suretiyle gerçekleştirilmiştir. Ealy ve Uğursal [36]; bir bilgisayar modeli kullanarak, değişik sistem parametrelerinin, TKIP'sinin performansına olan etkisinin belirlenmesi üzerine çalışmıştır. Ayrıca, alışlagelmiş ısıtma/soğutma sistemleri ve hava kaynaklı ısı pompasının kullanıldığı yerde, bir TKIP'sinin kullanılmasının fizibilitesini değerlendirmek için ekonomik analiz yapmışlardır. Kincay ve Temir'in çalışmalarında [37], İstanbul Hadımköy'deki bir villanın ısı kaybı ve ısı kazancı değerleri bulunarak DTKIP 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 HKIP ile maliyet karşılaştırması (aynı ısı kaybı ve kazancı için) çizelge halinde sunulmuştur. DTKIP sisteminin ilk yatırım maliyetinin HKIP sisteme göre %6 daha yüksek, işletme

maliyetinin %43 daha düşük ve yıllık toplam maliyetinin ise %19 daha az olduğu bulunmuştur. Kincay ve ark., Akbulut ve ark., Açıköz ve ark. [37–39] İstanbul’da yaptıkları bir uygulama ile DTKIP’da ısıtma sezonu için COP’nin 2.5–3.2 arasında değiştiğini göstermişlerdir. Ayrıca bir villa için hesaplanan yüklerle göre de ısıtma ve soğutma amacı ile önce DTKIP sistemi sonra HKIP için tasarımlar yaparak TKIP sistemin yıllık toplam maliyetinin %19 daha ucuz olduğu bulmuşlardır. Aynı villada sadece ısıtma amacı ile toprak ve göl kaynaklı IP sistemleri ile doğalgaz ve LPG’li ısıtma sistemlerinin kullanıldığı tasarımlar için gerekli hesaplamalar yapılarak bu sistemlerin birim enerji maliyetleri çıkarılmıştır. Eskalasyon oranının %3.2 değerinden sonra DTIP ve %5.7 değerinden sonra da YTKIP sisteminin LPG ısıtma sistemine göre daha ekonomik olduğu bulunmuştur. IP sistemlerin ülkemizde işletme maliyetleri açısından konvansiyonel sistemlere göre çok daha ucuz, yatırım maliyetlerinin ise yüksek olduğunu belirten araştırmacılar bu sistemlerin ısıtma, pasif soğutma ve sıcak su ihtiyacının da karşılanması ile ilk yatırım maliyetin düşüceğini vurgulamışlardır. Utlu [6] İzmir koşullarında GE destekli IP ile hacim ısıtma modellemesini, Chiasson ve ark. [40] TKIP’larının sonlu elemanlar metodunu kullanarak tasarımı ve simülasyonunu, Hancıoğlu [5], Hepbaşlı ve ark. [41–44] Güneş Enerjisi Enstitüsü’nde pasif ısıtma ve havalandırma özelliği olan 65 m²’lik bir sınıf için uygulanan 50 m düşey sondajlı TKIP sisteminin COP, enerji ve ekserji analizlerini yapmışlardır. Dikici ve ark. [45] GE destekli IP sisteminin performans analizi ve enerji–ekserji denklilikleri üzerine bir çalışma yapmışlardır. Çalışmalarında düzlem kolektörleri olan, GE destekli IP sistemi evsel ısıtmada kullanım için deneysel olarak incelenmiştir. Bu sistem 60 m²’lik bir alanda Elazığ’daki Fırat Üniversitesi’nde, kurulmuştur. Isıtma sezonunda, Ocak 2003’de veriler toplanmıştır. Sistemin COP’si 3.08 olarak bulunmuştur. Bu sıra güneş kolektörlerinde ekserji kaybı 1.92 kW’tır. Kompresör, kondenser, evaporatör ve güneş ısı değiştiricisi için ekserji verimleri sırasıyla: %42.1 – %83.7 - %43.2 ve %9.4 olarak gerçekleşmiştir. Tüm sistemin birinci yasa verimi ve ekserji verimi %65.6 ve %30.8 dir. Enerji ve ekserji analizleri evaporatörde ekserji kayıpları azaldıkça COP değerinin yükseleceğini göstermektedir. Özgener ve ark. [46–50] GE destekli, düşey TKIP ile sera ısıtmasında TKIP’nin ve Birleşik Sistemin; 10.93°C referans sıcaklığında, ekserji verimi sırasıyla; %71.8 ve %67.7 olarak elde edilmiştir. Sistemdeki en büyük tersinmezlikler sırası ile

seranın fancoil ünitesi, kompresör, kondenser, kısılma vanası ve evaporatörde görünmektedir. TKIP sistemlerinin modellenmesi ve COP'lerinin değerlendirilmesinde, DTKIP ve YTKIP'nin COP değerleri sırasıyla; 3.64 ve 3.12 olarak bulunmuştur. GE ile birlikte çalışan DTKIP ve YTKIP'nin COP değeri ise 3,43 ve 2,72'dir. Reyes vd. [51] havayı ısıtmak için güneş destekli ısı pompasının teorik ve deneysel ekserji analizini yapmışlardır. Yapılan çalışmada ekserjetik verim, tüm sistemin ve teçhizatların tersinmezlikleri belirlenmiştir. Bilgen ve Takahashi [52], ısı pompası sistemlerinde ekserji analizini yaparak ısı transferi ve sürtünmelere bağlı tersinmezlikleri incelemiştir. Esen vd. [53] yatay toprak ısı değiştiricisinin kullanıldığı TKIP sisteminin enerji ve ekserji verimlerini incelemiştir. Lohani ve Schmidt [54], konvansiyonel sistem ile TKIP ve HKIP sistemlerinin enerji ve ekserji verimlerini karşılaştırmışlardır. Hepbaşlı ve Akdemir [44], TKIP sistemi için enerji ve ekserji analizi yapmışlardır. 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 TKIP sisteminin enerji ve ekserji analizini incelenmiştir. 2001 yılı Şubat ayı verileri ile yapılan çalışma sonuçlarına göre kompresördeki iş girişi ile ekserji akısının arttığı; diğer parçalarda tersinmezlikler yüzünden ekserji akısının düştüğü gözlenmiştir. Yapılan çalışma sonucunda enerji ve ekserji verimlilik oranlarına dayanılarak en fazla geliştirilme ihtiyacı duyulan sistem parçasının kompresör olduğu ortaya çıkmıştır. Bi vd. [55], yaptıkları çalışmada, ısıtma ve soğutma dönemleri için TKIP'nin (toprak devresi, ısı pompası ve mahal devresi çevrimleri) için karşılaştırmalı ekserji analizi yapılmıştır. Sonuçlar göstermiştir ki, bütün sistemde maksimum ekserji kayıp oranı kompresörde, minimum ekserji verimi de toprak ısı değiştiricisinde görülmektedir. Buradan yola çıkılarak TKIP sistemlerinde öncelikli olarak kompresörün ve toprak ısı değiştirici sisteminin geliştirilmesi gerektiği söylenebilir. Ayrıca yapılan çalışmalar sonucunda ısıtma dönemindeki ekserji kaybının soğutma dönemindeki ekserji kaybından daha yüksek olduğu görülmektedir. Hetteplace ve Sullivan [56]; toprak ısı değiştiricisi ve soğutma kulesinin birlikte kullanıldığı (böylece gerekli olan toprak ısı değiştiricisinin miktarının azaltıldığı) hibrit bir ısı pompasının performansını incelemiştir. İki ısıtma ve soğutma sezonu olmak üzere, yaklaşık 22 aylık bir süre boyunca performans ölçümleri yapılmıştır.

IP ile ilgili yapılan çalışmaların önemli bir ayağını da sistemin ısı değiştiricilerinin analiz edildiği çalışmalardır. Bu çalışmalarda termodinamik esaslarla birlikte sıcaklık dağılımının da analiz edildiği ısı transferi metodları da kullanılmaktadır. Zeng ve ark. [57] dikey toprak altı ısı değiştiricilerinin ısı transfer analizini, İnallı ve ark. [58] yatay toprak altı ısı değiştiricilerinin performanslarını incelemişlerdir. Demir [59] YTKIP kullanarak toprağın zamana bağlı sıcaklık eğrilerini çıkarmıştır. Dursun ve ark. [60] soğuk iklim bölgelerinde toprak/su kaynaklı IP'nın kullanımı konularını genel olarak incelemişlerdir. Yang ve ark. [61], TKIP sisteminde toprağa gömülen serpantin boru çapları ve sisteminin çalışma süresi ile serpantin çevresindeki toprak sıcaklığının değişimi arasındaki ilişkiyi incelemişlerdir. Li ve ark. [62] simülasyon çalışması yaparak, 30 yıl boyunca topraktan çekilen ısı miktarı toprağa tekrar geri verildiğinde, GE destekli IP birleşik sisteminin sürdürülebilir bir ısı çevrim düzeneği olduğünü saptamışlardır. 5 yıl boyunca sadece topraktan ısı çekilirse toprak sıcaklığının 6°C'ye kadar düşebileceği, toprağa 13 yıl boyunca ısı verilirse toprak sıcaklığının 35°C'nin üzerine çıkabileceği ve bu son şekli ile hava şartlandırmanın yapılamayacağını vurgulamışlardır. Toprağı ısı kaynağı ve ısı kuyusu olarak yüksek verimlilikle sürdürülebilir olarak kullanabilmenin yolunun, topraktan aldığımız kadar ısıyı toprağa geri vermek olduğu belirtmişlerdir.

TKIPsı endüstrisi ülkemizde, göreceli olarak yenidir. Son birkaç yıldır, bazı şirketler, yurt dışından ithal ettikleri TKIPlarını ülkemiz piyasasına sokmak için yoğun çaba harcamaktadır. Bununla beraber, kurulan TKIPları sayısı, yurt dışında kurulanlarla kıyaslanmayacak ölçüde, oldukça düşüktür. Bu bağlamda; TKIPlarının geğmişine göz atmakta büyük yarar vardır:

TKIP'LARI, yeni uygulamalar değildir. 1912 yılındaki İsviçre patenti ile TKIP'ların faydaları ilk olarak dünyaya tanıtılmıştır. Daha sonra, termodinamik yararı, ısı kaynağı olarak toprağa gömülen metal serpantinler içinde salamura dolaştırılarak, 1940'lı yıllarda çarpıcı şekilde gösterilmiştir. Serpantin korozyon sorunları, toprak serpantinlerini kullanışsız kılınca HKIP'larının gelişimi başlamıştır. Daha sonraları, plastik borular kullanılarak, korozyon sorunlarının üstesinden gelinmiş ve TKIPları üzerine araştırmalar yeniden hızlanmıştır. Amerika'da, TKIPsı teknolojisine olan ilgi, 1940—1950 yıllarında ortaya çıkmıştır. O dönemde, teknoloji; uygun olmayan boru

malzemeleriyle sınırlı olduğundan ve doğal gaz ucuz olduğundan hızlı bir gelişim gösterememiştir. TKIP teknolojisi, 1973 petrol ambargosu süresince İsveç'te tekrar ivmelenmiş ve birkaç yıl sonra, Oklahoma State University'de bir araştırma programı başlatılmıştır. Günümüzde enerji kaynaklarının azalması, enerji fiyatlarındaki artış ve toplumdaki çevre duyarlılığının artmasıyla birlikte Avrupa, Amerika ve Asya ülkelerinde TKIP teknolojisinin konutsal ve endüstriyel kullanımına yönelik ilgi ve çalışmalar artarak sürmektedir [3].

TKIP, hidronik radyant sistemler gibi özellikle düşük sıcaklıklı enerji kaynakları ile çalışarak konfor şartları sağlayabilen ısıtma ve soğutma sistemlerinin enerji ihtiyacını karşılamak için ideal bir sistemdir. Çevre dostu olması ve fosil yakıtların gün geçtikçe artan fiyatları sebebiyle gelecekte günümüzden daha çok rağbet görecektir.

1.1.2 Duvardan Isıtma-Soğutma Sistemleri (DISS)

Radyant ısıtma olarak da bilinen DISS ilk defa Eski Roma'da hamam ve evlerin ısıtılması amacıyla uygulanmıştır. Hypocaust adı verilen bu sistem ile döşemeden sıcak hava geçirilmiştir [63]. Günümüzde radyant sistemler, duvar, döşeme ve tavanlarda hem ısıtma, hem de soğutma amaçlı olarak kullanılmaktadır. Bu sistemler; duvar, döşeme ya da tavana gömülü ve içinden sıcak/soğuk akışkan geçen serpantinler vasıtasıyla ortamda istenilen ısı konfor şartlarını sağlayan sistemlerdir [64, 65]. Konvansiyonel iklimlendirme sistemleri ile karşılaştırıldığında oldukça düşük enerji ile konfor şartları sağlandığından IP sistemleri ile birlikte kullanılmaları uygundur [66, 67]. Literatürde DISS sistemleri ile ilgili olarak sistem tasarımı ve transfer edilen ısı enerjisinin hesaplanmasına yönelik çalışmalar mevcuttur. Bu bağlamda, Pamelee ve Huebscher [68], doğal konveksiyon katsayısına bir artım uygulayarak, ısıtma ve soğutma panel yüzeylerindeki ısı transferine cebri konveksiyonun etkisini hesaba katmıştır. Min ve ark. ise [69], bir odanın doğal konveksiyon katsayılarını belirlemişlerdir. Bu araştırmadan elde edilen eşitlikler, panellerde doğal konveksiyondan kaynaklanan ısı akısının hesaplanmasında kullanılabilir. Schutrum ve Vouris [70] konveksiyon katsayısı hesaplamalarında hangar ve depolama alanları gibi çok geniş alanların dışında, oda büyüklüğünün etkisinin genellikle önemsiz olduğunu ifade etmişlerdir. Feustel [71] ise, hidronik radyant soğutma hakkında birçok çalışmayı incelemiştir. Konvektif soğutma

sistemleriyle karşılaştırıldığında radyant soğutma sistemlerinin, ortamdaki hava sıcaklığının dağılımının ve çevre ile insan vücudu arasında ısı değişiminin homojen olmasından dolayı daha avantajlı olduğunu belirtmiştir. Ardından, Imanari [72], radyant çatı paneli sistemi ile konvektif bir hava şartlandırma sistemini ısıl konfor, enerji tüketimi ve maliyetler açısından mukayese etmiştir. Düşük hava debileri için radyant çatı paneli sistemi daha düşük ortalama hava hızı ve daha yüksek ısıl konfor sağlandığını belirtmiştir. Zmrhal ise [73], radyant çatı paneli ile soğutulan bir mahalli modelleyerek simüle etmiştir, mahal yüksekliğinin ısıl konfora etkisini incelemiştir. Vangtook ve Chirarattananon [74, 75], sıcak ve çok nemli bölgelerde, doğal havalandırma ile birlikte kullanılan radyant soğutma sistemi üzerinde deneysel ve simulasyon çalışmalar yapmışlardır. Çalışmalarında bir mahalın duvarlarına ve tavanına yerleştirdikleri bakır borulu radyant panellerin çalışmasını incelemişlerdir. Sonuç olarak sistemin nemli ve sıcak iklime sahip bölgelerde ısıl konfor elde etmek için kullanılabileceğini belirtmişlerdir. Karadağ ve Teke [76], tabandan ısıtılmalı 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.

Yapılan bu çalışmaların hepsinde, DISS'nin enerji tasarrufu sağlayan bir sistem olduğu özellikle vurgulanmıştır.

1.1.3 Eksergo Ekonomik ve Eksergo Çevresel Analiz

Bir sistemdeki verimsizlikleri azaltmak, kimi zaman kullanılması gereken hammadde miktarını ve üretim maliyetlerini artırabilir. Bu nedenle ekserji analizi maliyet analizi ile birleştirilerek ekserji ekonomik analiz adını almıştır. Ulaşılmak istenen hedef maliyet-verimli sistem tasarımlarının oluşturulmasıdır. Termoekonomik analiz, ekserji analizi, ekonomik analiz, ekserji maliyeti ve termoekonomi aşamalarını içermekte ve genellikle sistem elemanları seviyesinde uygulanmaktadır. Sistemdeki tüm kütle ve enerji akımları ile ilgili maliyetler hesaplanarak her elemanda meydana gelen termodinamik verimsizlikle (ekserjinin yıkımı/kayıp) belirlenir. Sistemdeki her elemanın ekserji yıkım maliyeti ile yatırım maliyetlerinin karşılaştırılması, elemanın maliyet verimini artırmada

kullanılabilecek faydalı bilgilerin ve sistemin kritik noktalarındaki yapısal ve parametrik değerlerdeki değişimlerin ortaya çıkarılmasını sağlar. Ekserji analizi bir ısı sistemdeki termodinamik verimsizliklerin yer, büyüklük ve kaynaklarını belirler. Başka bir çalışma yöntemiyle sağlanamayan bu bilgi genel verimi ve maliyet verimini arttırmada oldukça faydalıdır [77]. Eksergo ekonomik analiz, sistemin tüm elemanlarına ait ekserji analizi sonucunda elde edilen giriş ve çıkışlardaki ekserjilerin maliyetlerinin belirlenmesini sağlamaktadır. Sistemdeki madde ve enerji akışlarının maliyetleri, her sistem elemanı için ayrı, ayrı yazılan maliyet dengesi ve ilave maliyet denklemleri yardımıyla hesaplanır. Böylece sistemin termodinamik özelliklerinin ekonomik eşdeğerlerinin bilinmesi, ürün ve yakıtların gerçek maliyetlerinin belirlenmesinin yanı sıra araştırma ve geliştirme çalışmaları için de yeterli düzeyde bilgi edinimine olanak sağlamaktadır [78]. Bir sistemin bir birim ekserji üretebilmesi için harcaması gereken ekserji miktarına birim ekserji maliyeti adı verilir. Hesaplamalara harcanan yakıtın ekonomik maliyetiyle birlikte sistemin kurulum ve işletim maliyetlerini de katarak elde edilen kütle veya enerji akışının sağlanması için gerekli para miktarı, parasal maliyet olarak ifade edilir [79]. Ekonomik ve eksergo ekonomik analizler ile ilgili olarak Bejan [80] özellikle mühendislik yaklaşımıyla bu konuda oldukça faydalı bilgiler vermektedir. Eksergo ekonomik analiz yapılabilmesi için sistemdeki ürün oluşum sürecini ve bu süreç sonunda ortaya çıkacak olan ürün hacmini belirleyen en önemli faktörlerden biri maliyetlerdir. Bir ürünün elde edilmesi veya üretilmesi için ödenen her türlü kaynak olarak tarif edilen maliyet, sabit ve değişken maliyetler olmak üzere iki kısımda incelenebilir. Sabit maliyetler; sistemin (tesis, araç) ilk yatırım ve kurulumu için yapılan harcamalar ile vergiler, sigortalar, amortisman bedeli vb. diğer maliyetlerdir. Bakım masrafları da (programlı bakım) zaman, zaman bu kategori içinde yer alabilir. Değişken maliyetler; yakıt, çalışanların ücretleri, kaynaklar, hammadde, enerji ve eskalasyon şeklindeki maliyetlerdir. Üretim hacmi üzerinde değişken maliyetlerin doğrudan etkisi bulunmaktadır. Bir sistemin ekonomik analizinde ilk adım genelde toplam ilk yatırım maliyetlerinin belirlenmesidir. Yakıt ve işletme-bakım gibi değişken maliyetlerden farklı olarak ilk yatırım maliyetleri, sistemin çalışma ömrü boyunca bir defa olmak üzere yapılan harcama türüdür. Dolayısıyla sürekli yapılan harcamalar ile bir defa yapılan

harcamaları aynı tür altında toplayabilmek için bir takım farklı düzenlemeler gerekmektedir.

Doğa dostu tasarım ilkelerinin ekserji analizi ile birleştirilmesi ise eksergi ekonomisi kavramının ortaya konmasından daha sonra olmuştur. Szargut, toplam ekserji tüketimini (CEXC) bir çevresel indikatör olarak önermiştir [81]. Yine aynı yaklaşımla çevresel maliyeti de bir indikatör olarak önererek çevresel analiz ve proseslerin optimizasyonu için bir metod geliştirmiştir [82]. Valero vd. tarafından yapılan ekserji çevresel analiz [83, 84] ve Sciubba tarafından yapılan genişletilmiş ekserji muhasebesi hesabı [85, 86] 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 çevresel etki analizi kapsamındaki sistem verimsizliklerine bağlı metodolojik uygulamayı, ekserji çevresel analiz olarak adlandırarak geliştirmiştir [87, 88].

Shah vd. [89], üç farklı ısıtma ve soğutma sistemini 35 yıl yaşam ömrü biçilerek incelemiştir. Yapılan simülasyon ve yaşam döngüsü analizi, Amerika Birleşik Devletleri'nin dört eyaleti (Minnesota, Oregon, Pensilvenya, Teksas) için gerçekleştirilmiştir. Böylelikle farklı iklim tipleri, bina karakteristikleri ve enerji tedarik biçimlerinin çevresel etkileri incelenebilmiştir. Üç eyalette IP en yüksek çevresel etkiye sahipken, sadece bir eyalette IP en düşük çevresel etkiye sahiptir. IP sisteminin çevresel etkisinin diğer sistemlerden yüksek olduğu üç bölgede, IP'nın çevresel etkisini düşürmek için kömür yakıtlı elektrik santrallerinin yenilenebilir enerji kaynaklı elektrik santralleri ile değiştirilmesinin gerekli olduğu belirtilmiştir. Bu değişim oranı yaklaşık %40 olarak hesaplanmıştır.

Nagano vd. [90], TKIP sistemleri için yeni bir tasarım ve performans tahmin programını sunmuşlardır. Bu program (Ground Club) kullanıcı dostu arabirimi ile veri girişleri ve grafik sonuçları elde edilmesine olanak tanımaktadır. Program ile yapılan analiz sonucunda TKIP sisteminin yıllık CO₂ emisyon değerinin konvansiyonel kazan sisteminin CO₂ emisyon değerinin yarısı kadar olduğu bulunmuştur. Ayrıca TKIP sisteminin yaşam boyu maliyetinin önemli miktarda daha düşük olduğu görülmüştür.

1.2 Tezin Amacı

TKIP ve DISS hakkında yapılan literatür araştırmasına göre bu sistemlerin:

- özellikle düşük sıcaklıklı enerji kaynakları ile çalışarak konfor şartları sağlayabilen ve bu süreçte enerji tasarrufu sağlayan sistemler olarak ön plana çıktığı,
- çalışma şartları incelendiğinde birlikte kullanımlarının son derece uygun olduğu,
- alternatif enerji kaynaklarıyla birlikte kullanıma elverişli olduğu,
- fosil yakıtların yükselen fiyatları ve artan çevresel sorunlar sebebiyle gelecekte daha çok rağbet göreceği,
- hızla yaygınlaşan global enerji politikaları doğrultusunda kullanımlarının teşvik edildiği,

görülmektedir.

Konvansiyonel sistemlerin yenilenebilir enerji sistemleri ile değiştirilmesi sırasında birden fazla alternatif bulunmaktadır. Bu bağlamda hangi sistemin uygun olduğu seçimini yapabilmek için sistemlerin enerji, ekserji, eksergo ekonomik ve eksergo çevresel analizlerinin yapılması gereklidir. Literatürde TKIP destekli DISS sisteminin enerji, ekserji, eksergo ekonomi ve eksergo çevresel analiz çalışmasına rastlanmamıştır. Mevcut olan çalışmalar genellikle, DISS sisteminde ısı transferi, TKIP sisteminde enerji ve ekserji analizleridir. Literatürde mevcut olan araştırma metodları ve yöntemler izlenerek sadece hidronik iklimlendirme devresi ile TKIP'nın birleşik (hibrid) kullanımına ait enerji analizlerinin yapılabilmesi mümkün olup ekserji analiz metodlarının geliştirilmesi gerekmektedir. Bu analiz metodları birbirini takip eden ve çıktılarının iç içe kullanıldığı termodinamiksel bir bütünlük arz etmektedir. Bu bağlamda ele alınan sistemler üzerinde kütle dengesi, enerji dengesi (Termodinamik 1. Yasa), ekserji dengesi (Termodinamik 2. Yasa), eksergo ekonomik ve eksergo çevresel denge dengeliklerinin sırasıyla uygulanması amaçlanmaktadır.

1.3 Hipotez

Bu alışmada DTKIP ile beslenen DISS sisteminin elemanları için enerji ve ekserji akımları hesaplanacaktır. Bu ekserji akımları, ekonomik parametreler ve ekoin dikatrler ile ilişkilendirilip her bir eleman için ekserji akımına bağlı olarak ekonomik ve çevresel etki faktörleri hesaplanacaktır. Literatür taraması sonucunda elde edilen bilgilere göre TKIP sistemlerinde ekserji verimi en düşük olan eleman kompresördür. Yine en yüksek ekserji yıkımının bu elemanda gerekleēeėi öngörülmektedir. Bununla birlikte ülkemizde elektrik enerjisinin büyük oranda termik santraller ile karşılanıyor olması nedeniyle kompresörün çevresel etki değerlerinin yüksek olacağı tahmin edilmektedir.

2.1 Isı Pompası

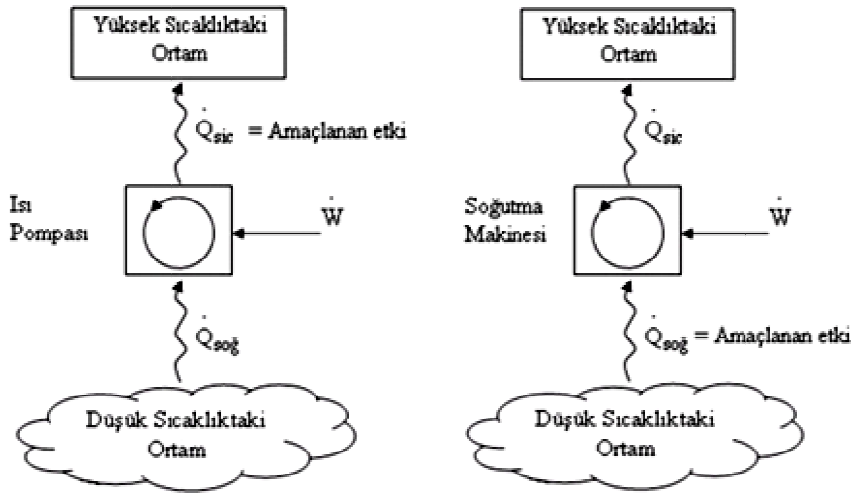
2.1.1 Isı Pompasının Çalışma Prensibi ve Temel Bileşenleri [91—104]

Termodinamiğin 2. yasasına göre ısı geçişi yüksek sıcaklıktaki ortamdan düşük sıcaklıktaki ortama olmaktadır; yani kendiliğinden düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçişi mümkün olmamaktadır. Düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçişi ancak soğutma makineleri ve ısı pompalarının kullanımıyla olanaklıdır. Soğutma makineleri ve ısı pompaları aynı çevrimi gerçekleştirirler, fakat kullanım amaçları farklıdır (Şekil 2.1). Bir soğutma makinesinin amacı, düşük sıcaklıklı bir ortamdan ısının çekilmesidir. Isı pompasının amacı ise düşük sıcaklıklı bir ortamdan çekilen ısının başka bir ortamı ısıtmak için kullanılmasıdır.

TKIP, toprak enerjisini ısı kaynağı olarak kullanır. Bu durum, toprak altına döşenen boruların içerisinden su dolaştırılarak sağlanır. Örneğin ısıtma prosesinde, “toprak altı devresinde” ısınan su sıcaklığını buharlaştırıcıya bırakarak “ısı pompası iç devresinde” dolaştırılan soğutucu akışkanın buharlaşmasına neden olur. Daha sonra kompresör bu gazı sıkıştırarak üst basınç seviyesine çıkarır. Yoğuşturucuda yoğuşan soğutucu akışkan ise ısısını “yük devresinde” dolaştırılan suya bırakır. Yaz mevsiminde ise sistem dört yollu vana kullanılarak ters yönde çalıştırılır

IP sistemlerinin, çevre ve proje şartlarına göre değişmekle birlikte, elektrikli ısıtıcıyla çalışan sistemlere oranla %70—80, HKIP ile çalışan sistemlere oranla %40—50,

doğalgaz ile çalışan sistemlere oranla %25—30, LPG ile çalışan sistemlere oranla %65–70 daha az işletme maliyeti getirdiği bildirilmektedir [101— 104].



Şekil 2.1 Isı pompası ve soğutma makinesi çalışma prensibi

Buhar sıkıştırımlı çevrim, soğutma makinelerinde, iklimlendirme sistemlerinde ve ısı pompalarında en çok kullanılan çevrim olup bu çevrimin sistem elemanları 4 ana parçadan oluşur.

Buharlaştırıcı: Sistemde bulunan soğutucu akışkanın sıcaklığı ve basıncı düşüktür. Isı kaynağından alınan ısı enerjisi soğutucu akışkanın sabit P' de buharlaşmasını sağlar.

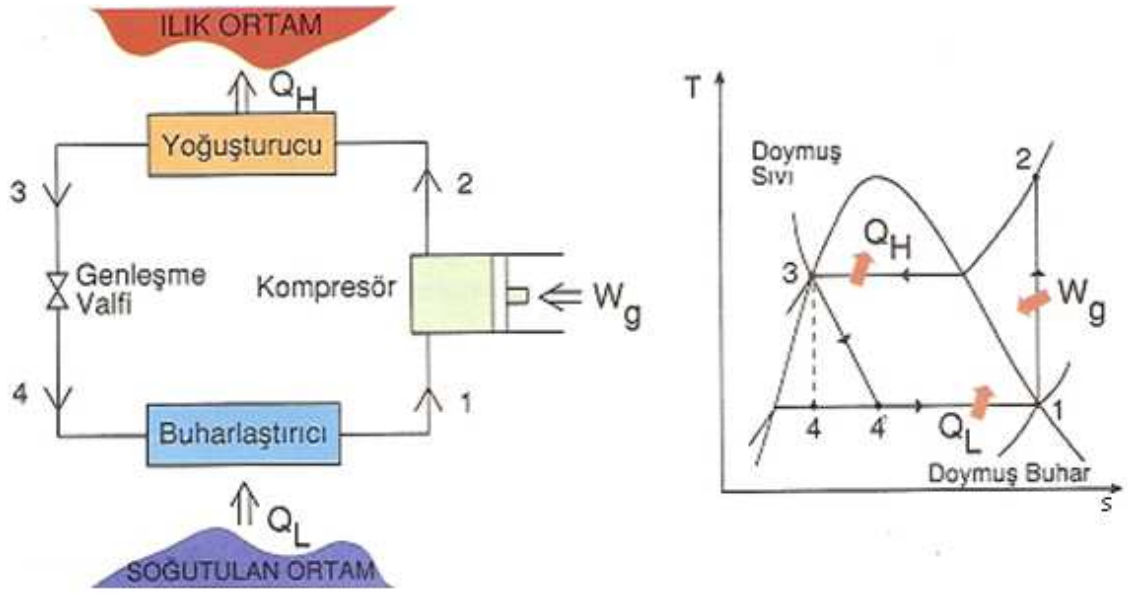
Kompresör: Buhar fazındaki akışkanı sıkıştırarak sıcaklığını ve basıncını artırır.

Yoğusturucu: Buhar fazındaki akışkan taşıdığı enerjinin bir miktarını dışarıya aktararak faz değiştirir ve sabit P' de sıvı konumuna gelir.

Genleşme (Kısılma) Valfi: Soğutucu akışkanın tekrar buharlaştırıcıya aynı şartlarda girebilmesi için sıcaklık ve basıncın düşürülmesini sağlar.

2.1.1.1 İdeal Buhar Sıkıştırımlı Soğutma Çevrimi [92–94]

İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi 4 prosesten meydana gelir. Çevrimin düzeni ve $T-s$ diyagramı Şekil 2.2'de görülmektedir.



Şekil 2.2 İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin düzeni ve T—s diyagramı

Bu çevrimi oluşturan prosesler aşağıdaki şekilde işler:

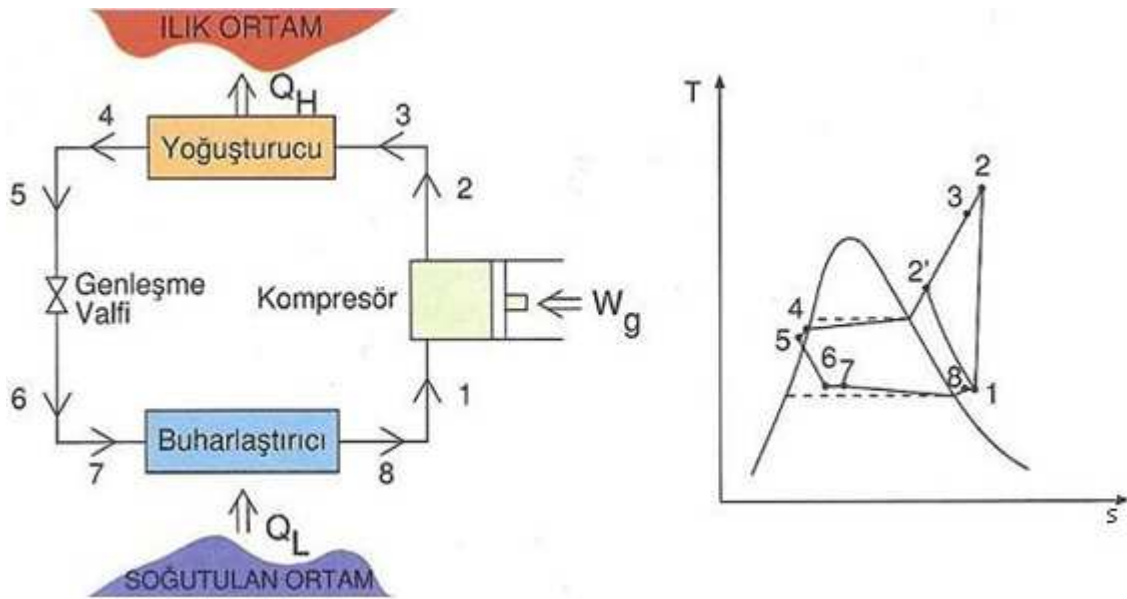
- 1—2 : Kompresörde izantropik sıkıştırma
- 2—3 : Yoğuşturucuda sabit basınçta yüksek sıcaklıklı ortama ısı geçişi
- 3—4 : Kısılma (genleşme ve basıncın düşmesi)
- 4—1 : Buharlaştırıcıda sabit basınçta düşük sıcaklıklı ortamdan ısı geçişi

İdeal buhar sıkıştırımlı 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 kısıılır. 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 ortamdan ısı olarak tümüyle buharlaşır. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan doymuş buhar halinde çıkar ve kompresöre girerek çevrimi tamamlar. Burada Q_L , soğutulan ortamdan çekilen ısıyı; Q_H ise, ılık ortama verilen ısıyı gösterir.

W_g , çevrimde dolaşan soğutucu akışkan üzerinde yapılması gereken sıkıştırma işini göstermektedir.

2.1.1.2 Gerçek Buhar Sıkıştırımlı Soğutma Çevrimi [92- 94]

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 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 çevreden 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 ortamdan daha çok ısı çekebilir.

2.1.2 Isı Pompasının Verimi [92, 93]

Bir IP'nin verimi etkinlik katsayısı ile ifade edilir ve COP ile gösterilir. IP'nin amacı bir ortamı ısıtmak veya serinletmektir. Bu amaçları gerçekleştirmek için düşük sıcaklıktaki bir ısı enerji kaynağından yüksek sıcaklıklı bir ortama ısı transferi yapılmaktadır. Termodinamiğin II. kanununa göre bu işlevin kendiliğinden gerçekleşmesi mümkün değildir ve ancak bir miktar iş harcanarak mümkün olur. Bu bağlamda etkinlik katsayısı eşitlik (2.1)'deki gibi ifade edilir;

$$COP = \frac{\text{transferi amaçlanan ısı}}{\text{harcanması gereken iş}} \quad (2.1)$$

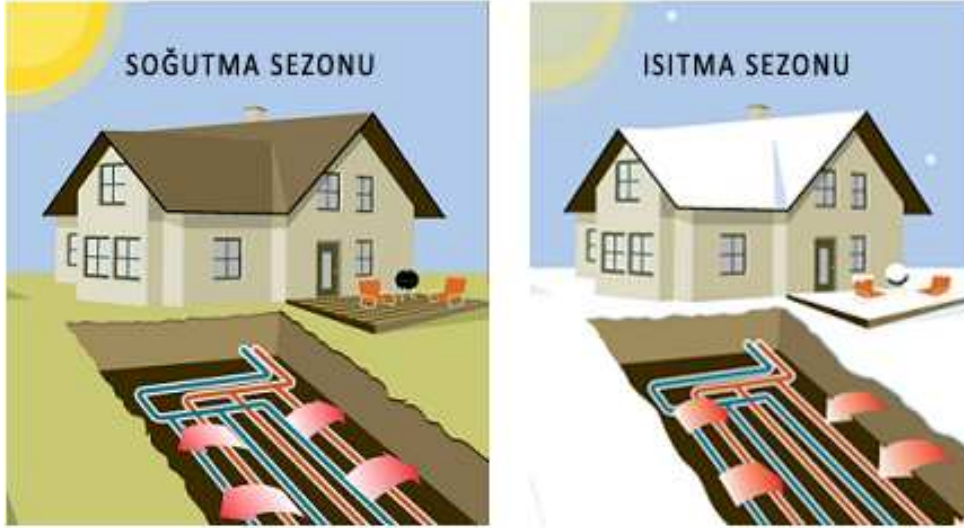
Isıtma veya soğutma etki katsayısı (COP_H ve COP_C), bina ısıl yükünü temin edebilmek için seçilen gerekli ısı pompası kapasitesinin, ısı pompası çevrimi içerisinde yer alan kompresör, pompa vb. cihazların tükettiği elektrik enerjisi miktarını oranlanmasıyla bulunur.

$$COP_H = \frac{Q_H}{W_{komp} + W_P} \quad (2.2)$$

$$\text{COP}_C = \frac{Q_C}{W_{\text{komp}} + W_P} \quad (2.3)$$

2.1.3 TKIP Sistemi [105,106]

Toprak ısı değiştiricileri ile toprağın veya yeraltı suyunun enerjisinden yararlanmak için açık ve kapalı sistem olmak üzere iki yöntem kullanılmaktadır. Kapalı sistemlerde ise toprak ısı değiştiricisi yatay ve dikey olmak üzere 2 ayrı şekilde yerleştirilebilir. TKIP Sistemleri de bu yerleşim şekillerine göre adlandırılır. Şekil 2.4'de toprağın soğutma ve ısıtma sezonunda TKIP sisteminin toprak altı kapalı devresi ile yaptığı ısı alışverişi görölmektedir. Şekil (2.4) de ise kapalı çevrimli bir sistem olan DTKIP sistemi görölmektedir.



Şekil 2.4 Toprak altı devresinin toprakla yaptığı ısı alışverişi

2.1.4 TKIP Uygulamasının Avantajları ve Dezavantajları [105]

Avantajları

- Yüksek verim ve kararlılık kapasitesi
- Düşük güç ihtiyacı
- Konfor ve hava kalitesi
- Basit kontrol ekipmanları
- Düşük bakım maliyeti

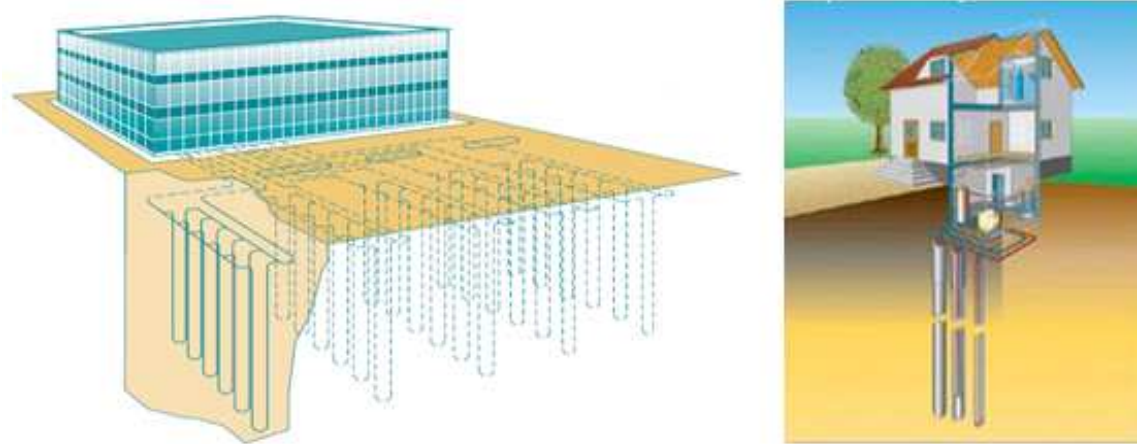
- Uzun ömür ve döngü maliyeti
- Dış ünitenin az yer işgal etmesi
- Düşük bir maliyetle sıcak su eldesi
- Çevre dostu olması

Dezavantajları

- Yüksek ilk yatırım maliyeti
- Performansın çevresel şartlarına ve dizayn kriterlerine bağlı olması
- Ehliyetli tasarımcıların sınırlı sayıda olması

2.1.5 Dikey Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompaları (DTKIP) [103]

DTKIP, daha çok büyük binalar, bina çevresindeki alanın az olması ve var olan alana çok zarar verilmek istenmemesi gibi durumlarda tercih edilir. YTKIP'na göre daha verimlidir ve daha az boru kullanılır. DTKIP paralel birçok dikey serpantinden oluşturulabilir (Şekil 2.5). Böylelikle, daha küçük çapta borular kullanılır ve açılacak kuyunun/kuyuların derinliği hesaplanarak bulunan limitlerde tutulur.



Şekil 2.5 Kapalı çevrimli bir sistem olan DTKIP

2.1.6 DTKIP'nin Boyutlandırılması [13, 14, 16, 59, 106]

TKIP sisteminde toprak, cihazın ısıtma veya 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. Kurulum yerine göre toprak altında dolaşan akışkanın sıcaklığı yaklaşık olarak -4°C ile 38°C arasında değişebilir. Toprak ısı değiştiricisinin boyutlandırılması yapılmadan önce IP cihazının seçilmesi gerekmektedir. Kullanılacak borunun uzunluğu, ısı kaybı/kazancı hesabı ile belirlenen sistem kapasitesine, ısı pompası cihazının COP değerine, sistemin çalışma faktörüne, yıllık ortalama toprak sıcaklığına, toprağın ısıl direncine, toprak altı devresini oluşturan boruların ısıl direncine ve bu devrede dolaşan ısı taşıyıcı akışkanın giriş/çıkış sıcaklarına bağlıdır.

2.1.6.1 Ortalama Toprak Sıcaklığı (T_m) [12, 13, 14, 16, 106, 107, 108]

Toprak sıcaklığı hem derinliğe, hem de zamana bağlı olarak değişim gösterir. Ortalama toprak sıcaklığı, değişik derinliklerdeki yıllık ortalama sıcaklıktır. Yüzyeideki hava sıcaklığının toprak sıcaklığına etkisi varsada güneş ışınlarının etkisi daha fazladır. Toprağın ısıyı depolama ve yavaşça geri verme gibi özelliklerinden dolayı sıcaklık değişimlerini azaltma etkisi görülür. Bu etki toprağın yoğunluk ve nem miktarına ve de derinliğe bağlı olarak değişir. Derinlik arttıkça sıcaklık değişimi azalır. Yıllık ortalama toprak sıcaklığı 15–45 m derinlikte kuyu suyu sıcaklığına eşit alınabilir, ya da ortalama yıllık hava sıcaklığına yaklaşık 1.1°C eklenerek bulunabilir.

2.1.6.2 Su Giriş Sıcaklığı (T_{EWT}) [13, 14, 16, 106, 107, 108]

Isıtımda Su Giriş Sıcaklığı ($T_{EWT,min}$)

Isı pompası ısıtma modunda çalışırken topraktan ısı çekileceğinden, toprakaltı ısı değiştiricisine giren salamuranın sıcaklığı, toprak sıcaklığından düşük olacaktır.

Soğutmada Su Giriş Sıcaklığı ($T_{EWT,min}$)

Isı pompası soğutma modunda çalışırken toprağa ısı verilmektedir. Toprakaltı ısı değiştiricisine giren salamuranın sıcaklığı, toprak sıcaklığından yüksek olmaktadır.

2.1.6.3 Toprağın ısıl Direnci (R_T) [13, 14, 16, 106, 107, 108]

Toprağın ısıl direnci, toprağın ısı akışına karşı gösterdiği dirençtir. Yoğunluğu düşük kuru toprak, ısı enerjisini yoğun nemli toprak kadar hızlı taşımaz. Toprak altına veya su içine gömülen boruların derinliğinin, boyutlarının, açılan her bir çukura kaç boru

konulduğunun, boruların yatay ve dikey olarak konumlandırılmasının, bir çukura birden fazla boru konulması durumunda boruların birbirleri arasındaki yatay ve dikey mesafelerin ve toprak cinsinin toprak direnci üzerinde etkisi büyüktür. Farklı boru yerleşimleri için toprak ısı direnci değerleri Çizelge 2.1’de verilmiştir. YTKIP için verilen değerlerde kanalların içinde bulunan, boruların üzerinde görülen rakamlar, kanal derinliğini feet cinsinden göstermektedir. Bu değer 0,3048 ile çarpılarak metreye dönüştürülebilir.

Çizelge 2.1 Derinlik ve Toprak Özelliklerine Bağlı Toprak Direnci Tablosu

		Toprak Direnci (mK/W)										
		Ağır Toprak-Nemli Kuru veya Hafif Nemli Toprak										Kaya Nemli
		3	4	5	6	3	4	5	6	3	4	2
Boru Çapı	3/4"	0,59	0,613	0,63	0,642	0,757	0,792	1,185	1,243	1,22	1,087	0,347
		0,798	0,832	0,85	0,861	1,023	1,064	1,59	1,653	1,647	1,462	0,613
	1"	0,561	0,59	0,601	0,613	0,728	0,763	1,156	1,214	1,197	1,064	0,329
		0,763	0,792	0,809	0,821	0,983	1,023	1,665	1,613	1,607	1,428	0,584
	1 1/4"	0,532	0,561	0,572	0,584	0,705	0,734	1,133	1,185	1,168	1,035	0,312
		0,723	0,757	0,775	0,786	0,942	0,983	1,509	1,572	1,659	1,387	0,555
	1 1/2"	0,514	0,543	0,561	0,566	0,688	0,723	1,11	1,168	1,15	1,017	0,306
		0,699	0,734	0,751	0,763	0,919	0,96	1,486	1,549	1,543	1,364	0,543
	2"	0,491	0,514	0,532	0,543	0,659	0,694	1,087	1,145	1,121	0,988	0,289
		0,665	0,694	0,717	0,728	0,884	0,925	1,451	1,514	1,509	1,324	0,514

2.1.6.4 Boru Isıl Direnci (R_b) [13, 14, 16, 106]

Toprak altı için kullanılan dört çeşit plastik boru üretilmiş olup bu borulara ait ısı direnç değerleri Çizelge 2.2’de verilmiştir.

Çizelge 2.2 Boru Çapına ve Yerleşimine Bağlı Boru Direnci

		Boru Direnç Değerleri (mK/W)			
		Yatay Boru Direnci Dikey Boru Direnci			
		PE SCH 40	PE SDR-11	PB SDR-17	PB SDR-13.5
Boru Çapı	3/4"	0,098	0,083	0,092	0,116
		0,067	0,055	0,064	0,081
	1"	0,09	0,083	0,092	0,116
		0,063	0,055	0,064	0,081
	1 1/4"	0,075	0,083	0,092	0,116
		0,051	0,055	0,064	0,081
	1 1/2"	0,068	0,083	0,092	0,116
		0,046	0,055	0,064	0,081
	2"	0,057	0,083	0,092	0,116
		0,039	0,055	0,064	0,081

2.1.6.5 Etkilenmiş Toprak Sıcaklığı (T_H ve T_L) [13, 14, 16, 106, 107, 108]

Isı değiştiricinin temas halinde bulunduğu toprak sıcaklığındaki artış veya azalış boruların gömüldüğü derinliğe bağlı olarak değişir. Bu değişim genelde 5,56°C olarak kabul edilmektedir. Bunun anlamı ısıtma durumunda toprak sıcaklığının 5,56°C azalması, soğutma durumunda ise 5.56 °C artmasıdır.

$$\text{Isıtma için } (T_H) = \text{Ortalama Toprak Sıcaklığı } (T_m) - 5.56 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.4)$$

$$\text{Soğutma için } (T_L) = \text{Ortalama Toprak Sıcaklığı } (T_m) + 5.56 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.5)$$

2.1.6.6 Çalışma Faktörü (F_H ve F_C) [13, 14, 16, 106]

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. Çizelge 2.3'de ısıtma sezonu için çalışma faktörünün bulunuşu gösterilmiştir. Bunun için öncelikle standart bir sıcaklık dağılımı hazırlanıp sütun A'ya yazılır. Bu sıcaklık dağılımının ortalama değerleri B sütununa işlenir. Ortalama değerlerin ısıtma sezonunda kaç saat boyunca gerçekleştikleri (frekansı) hesaplanıp sütun C oluşturulur. Mahal için değişen dış hava sıcaklığına bağlı olarak gerçekleşen ısı kaybı değerleri hesaplanarak ısıtma Dönemi için Bina Isı Kaybı Eğrisi oluşturulur. Bu eğriye ait denklem ısı kaybı karakteristik ifadesidir. Ortalama dış hava sıcaklıklarına karşılık gelen ısı kayıpları, ısı kaybı karakteristik ifadesi kullanılarak hesaplanır ve D sütununa yazılır. Saatlik ısı kaybı değeri C ve D sütunları çarpılarak bulunur ve E sütununa yazılır. E sütunundaki değerler toplanarak toplam ısı kaybı değeri (kWh) elde edilir. C sütunundaki saat sayıları toplanarak ısıtma sezonundaki toplam saat sayısı bulunur ve F sütununa yazılır. Isı pompası kapasitesi (kW) katalog değerinden alınarak G sütununa yazılır. F_H değeri eşitlik (2.6)'dan hesaplanarak H sütununa yazılır. Çizelge 2.4'de ise aynı metod kullanılarak soğutma sezonu için çalışma faktörünün bulunuşu gösterilmiştir.

$$F_H = \frac{F \times G}{\sum E} \times 100 \quad (2.6)$$

Çizelge 2.3 Isıtma Dönemi için Çalışma Faktörü Hesabı

A	B	C	D	E	F	G	H
Sic.Aralığı	T _{DIŞ,ORT} [°C]	Saat Sayısı [h]	Isı Kaybı [kW]	Saatlik Kayıp [kWh]	toplam saat sayısı	Isı Pompası Kapasitesi [kW]	F _H
[-10,-5]	-7.5	-	-	-	307	8.13	0.87
[-5,0]	-2.5	75	11.47	860.25			
[0,5]	2.5	161	9.38	1510.18			
[5,10]	7.5	65	7.30	474.5			
[10,15]	12.5	5	5.21	26.05			
[15,20]	17.5	1	1.04	1.04			
Toplam Saatlik Isı Kaybı				2872.02			

Çizelge 2.4 Soğutma Dönemi için Çalışma Faktörü Hesabı

A	B	C	D	E	F	G	H
Sic.Aralığı	T _{DIŞ,ORT} [°C]	Saat Sayısı [h]	Isı Kaybı [kW]	Saatlik Kayıp [kWh]	toplam saat sayısı	Isı Pompası Kapasitesi [kW]	F _C
[45,40]	42.5	-			24.03	6.43	0.54
[40,35]	37.5	0.24	5.40	1.30			
[35,30]	32.5	3.88	4.56	17.69			
[30,25]	27.5	11.70	3.70	43.29			
[25,20]	22.5	7.55	2.84	21.45			
[20,15]	17.5	0.06	1.98	0.12			
Toplam Saatlik Isı Kaybı				83.85			

2.1.6.7 Toprak Isı Değiştiricisi Boyu Hesabı

Toprak ısı değiştiricisinin boyu, ısıtma ve soğutma durumu için ayrı, ayrı hesaplanır ve uzun boru boyu sistem için seçilir. Hesaplama aşağıda verilen formüller kullanılır.

Isıtma mevsimi için;

$$L_H = \frac{Q_H \left(\frac{COP_H - 1}{COP_H} \right) (R_b + R_T F_H)}{|T_H - T_{EWT,min}|} \quad (2.7)$$

Soğutma mevsimi için;

$$L_C = \frac{Q_L \left(\frac{COP_C + 1}{COP_C} \right) (R_b + R_T F_C)}{|T_{EWT,max} - T_L|} \quad (2.8)$$

2.2 Duvardan Isıtma-Soğutma Sistemi (DISS)

Radyasyon veya ışınım, elektromanyetik dalgalar veya parçacıklar biçimindeki enerji yayımı ya da aktarımıdır. Birbirini gören yüzeyler arasında sıcaklık farkı olduğu sürece ışınım ile ısı aktarımı olduğunu söylemek mümkündür [76,109]. Aktarılan bu ısı mahallerde ısıtma ve soğutma süreçlerinin gerçekleştirilmesinde kullanılabilir. Nitekim DISS, duvar döşeme veya tavanlarda, sıcaklığı kontrol edilen iç mahal yüzeylerini kullanmaktadır. Bu sistemlerde sıcaklık, suyu ya da havayı sirküle ederek veya panellere gömme olarak monte edilmiş elektrik devrelerinden akım geçirerek korunur. Bu süreçte ısı transferinin %50'den fazlası radyasyon yoluyla gerçekleşiyorsa sıcaklığın kontrol edildiği yüzey "radyatif panel" adını alır [63,66].

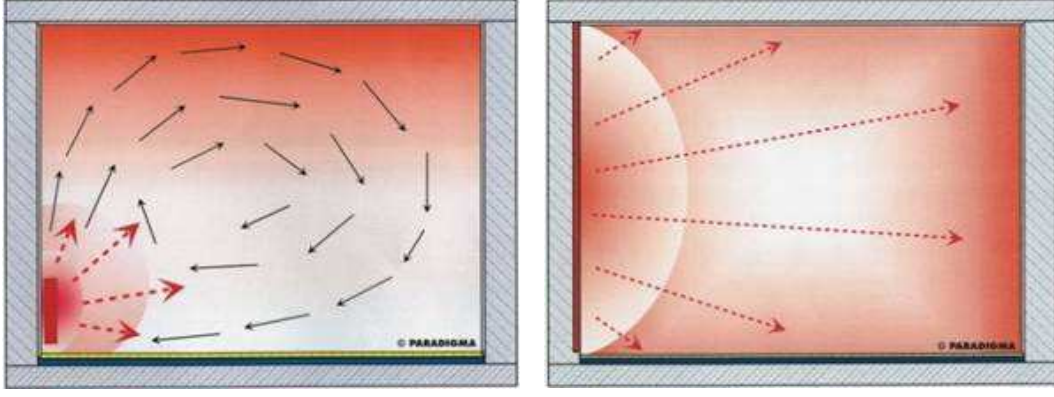
DISS teknolojisinin gelişimi, yarı sert ve esnek polimerik boru malzemelerindeki gelişmelere paralel olarak devam etmektedir. Bu sistemlerde PEX olarak bilinen çapraz bağlı polietilen borular kullanılmaktadır. PEX borular toksik olmayan ve kurşunsuz borular olup bakır ve diğer metal boruların aksine ısı transfer akışkanına kimyasal bir zarar vermemektedir. Isıtma ve soğutma binaların duvarlarına monte edilmiş ızgara veya serpantin şeklindeki panellerle sağlanmaktadır (Şekil 2.6). Paneller duvara monte edildikten sonra üzeri alçı siva ile kapatılarak normal duvar görüntüsü oluşturulur. Ayrıca termofilmler veya sıcaklık ölçerlerle duvarlarda boruların nereden geçtiği ve sistemin nasıl çalıştığı gözlenebilmektedir [63, 66].



Şekil 2.6 Radyant hidronik duvar paneli

DISS, tek zonlu, sabit sıcaklıklı, sabit hava hacimli merkezi bir cebri havalandırma sistemi ile veya çift kanallı, tekrar ısıtmalı, çok zonlu ya da değişken hacimli sistemlerle, merkezi olmayan konvektif sistemlerle, mahal içi fan-coil terminal birimleriyle birlikte çalıştırılabilirler [67].

Mevcut yapılardaki ısıtma ve soğutma sistemleri çoğunlukla iki farklı sistem olarak tesis edilmektedir. Bu iki ayrı sistemi kurulması yatırım ve işletme maliyetleri bakımından çok büyük ekonomik değerlere ulaşmaktadır. Sektörde en çok kullanılan radyatörlü ısıtma sisteminde radyatöre gelen su sıcaklığı 80—90°C arasındadır. Oda içerisinde radyatörlerin bulunduğu bölge çabuk ısınır ve sıcak hava hızla odanın üst kısımlarına yükselir. Şekil 2.7' de görüldüğü gibi tavan aşırı derecede ısınırken (yaklaşık 24°C), taban sıcaklığı istenilenden daha soğuk kalır (yaklaşık 19°C). Homojen bir sıcaklık dağılımı sağlanamadığından iyi bir ısınma gerçekleşemez ve fazla miktarda enerji tüketimi olur. DISS kullanıldığında ise borular içinden geçen suyun sıcaklığı 35—45°C arasındadır. Oda içindeki duvarlara dağıtılan borular, ısıyı odanın her tarafına eşit olarak yayar. Mahalde 22—23°C mertebesinde homojen bir sıcaklık dağılımı sağlanır (Şekil 2.8). Yerden ısıtma sistemindeki bazı dezavantajlar duvardan ısıtma ile bertaraf edilmiştir. Radyatörlü sistemde yüzey alanının az olması nedeniyle oluşan sorunlar duvardan ısıtmada oluşmaz. Aynı sistem duvardan soğutma amaçlı kullanıldığında, borulardan 18—20°C sıcaklıkta su geçirilir. İstanbul şartları için mahal sıcaklığı 24°C ve bağıl nem % 55 olarak ele alındığında çığ noktası sıcaklığı 14°C dir. Bu sıcaklığın altında duvar sıcaklığı oluşmadığından duvarlarda nemlenme görülmemektedir. Bu şartlar altında mahalde 22—24°C'lik doğal ortam serinliği elde edilmektedir [64, 65].



Şekil 2.7 ve 2.8 Panel radyatörlü ısıtma sisteminde ve DISS'nde sıcaklık dağılımı

2.2.1 DISS'nin Avantajları ve Dezavantajları [63, 65]

Avantajlar:

- Belirlenen bir ortam kuru termometre sıcaklığı için daha iyi bir ısı konforu sağlar.
- Diğer sistemlerle mukayese edildiğinde aynı ısı konforu sağlamak üzere sağlanması gereken ortam kuru termometre sıcaklığı ısıtma ve soğutma yüklerini düşürecek biçimde seçilebilir (Isıtmada düşük, soğutmada yüksek).
- Suyu 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 ekipmanını 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 durum, özellikle yer kullanımının birincil önemli olduğu yerlerde, hastanelerdeki hasta odaları gibi maksimum temizliğin yasal bir gereklilik olduğundan 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 da ısı enerjisinin depolanması nedeniyle pik yükler azalır.

Dezavantajlar

- Panel ısıtma ya da soğutma boruları veya elektrik elemanları arasındaki boşluk ve/veya ısıtma soğutma kaynağı boyutlandırması doğru yapılmadığında üniform olmayan yüzey sıcaklıkları ya da yetersiz duyulur ısıtma veya soğutma ortaya çıkabilir.
- Yük paylaşımını kullanılmadığı sürece paneller sadece duyulur ısıtma ve soğutma yüklerini 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.

TERMODİNAMİK BAĞINTILAR

Termodinamik sistem terimi, belirli bir kütleyi veya uzayın incelenmek 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 [92,93].

Sistem, sınırından kütle geçişi olmaması durumunda kapalı aksi halde açık olarak tanımlanır. Her iki durumda da sistem sınırından enerji geçişi mevcuttur. Eğer bir açık sistemdeki kütle akışı zaman ile değişmiyorsa sürekli akışlı açık sistem olarak adlandırılır. Mühendislikte kullanılan pompa, kompresör ve ısı değiştirici gibi birçok makinenin çalışma şartları bu tanıma uymaktadır.

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 [92].

3.1 Kütlenin Korunumu Yasası [92].

Birim zamanda belirli bir kesitten geçen kütle miktarı kütleli debi olarak adlandırılır ve \dot{m} ile gösterilir. Belirli bir kontrol hacmi için kütleli debi eşitlik (3.1) ile hesaplanır.

$$\dot{m}_{\text{giren}} - \dot{m}_{\text{çıkan}} = \frac{dm_{KH}}{dt} \quad (3.1)$$

3.2 Termodinamiğin I. Yasası [92, 93]

Temel olarak enerjinin korunumu ilkesinin bir ifadesidir. Enerji sistem sınırlarını ısı ve iş olarak geçebilir. Termodinamiğin birinci yasası için enerji dengesi eşitlik (3.2) ile ifade edilir. Buna göre bir proses sırasında sistemin toplam enerjisindeki net değişim, giren toplam enerji ve çıkan toplam enerji arasındaki fark kadardır.

$$\dot{E}_{\text{giren}} - \dot{E}_{\text{çıkan}} = \Delta \dot{E}_{\text{sistem}} \quad (3.2)$$

Düzenli akışlı dengeli açık sistemlerin enerji dengesi ise eşitlik (3.3) ile gösterilir.

$$\dot{E}_{\text{giren}} = \dot{E}_{\text{çıkan}} \quad (3.3)$$

3.2.1 Sürekli Akışlı Açık Sistem [92, 93]

Sürekli akışlı açık bir sistemde, entalpi (H), kinetik enerji (KE) ve potansiyel enerjilerin (PE) toplamı sistemin toplam enerjisini verir. Dolayısıyla bu tip sistemler için enerji dengesi (3.4) eşitliği ile ifade edilir.

$$\dot{E} = H + KE + PE = \dot{m} \left[h + \frac{v^2}{2} + g \cdot z \right] \quad (3.4)$$

Çoğu zaman yükseklik değişimi ya çok az ya da sıfırdır, dolayısıyla potansiyel enerji sıfır kabul edilebilir. Yine pek çok durumda 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 ediliyorsa eşitlik (3.5) haline gelir.

$$\dot{E} = \dot{m} \cdot h \quad (3.5)$$

Entalpi, Mollier tarafından ısı miktarı veya toplam ısı olarak adlandırılmıştır. Entalpi terimi birim kütle için eşitlik (3.6) ile ifade edilebilir.

$$h = u + Pv \quad (3.6)$$

Başka bir deyişle sistemin entalpi değeri, iç enerji ile basınç ve hacim çarpımının (akış işinin) toplamıdır.

3.2.2 I. Yasa Verimi [92]

Genel olarak verim, elde edilmek istenen değerin bu uğurda harcanması gereken değere bölünmesi ile bulunur.

$$\eta = \frac{\text{elde edilmek istenen değer}}{\text{harcanması gereken değer}} \quad (3.7)$$

Örneğin 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. Pompa ve kompresörlerdeki verim eşitlik (3.8) ile ifade edilebilir.

$$\eta_j = \frac{W_{j,g}}{W_{j,e}} \quad (3.8)$$

3.3 Termodinamiğin II. Yasası [92]

İkinci Yasa, hal değişimlerinin herhangi bir yönde değil, belirli bir yönde gerçekleştirilebileceğini belirtir. Termodinamiğin 1. ve 2. Yasalarını sağlamayan bir hal değişimi gerçekleşmez.

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 genişleme veya sıkışma ve sonlu sıcaklık farkında ısı geçişi hal değişimleri tersinmezdir.

3.3.1 Ekserji Kavramı [92, 93]

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

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 ve çevrenin durumundaki farklılığın bir ölçüsüdür.

3.3.2 Entropi [92, 93]

Entropi bir sistemin mikroskobik düzeyde düzensizliğinin nicel bir ölçüsüdür. Sistemdeki düzensizlik arttıkça, sistemin entropisi de artar, yani sistemin faydalı iş verme kabiliyeti de azalır. Entropinin tanımı Clausius eşitsizliğine dayanmaktadır.

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \quad (3.9)$$

Burada eşitlik, içten veya tümenden tersinir hal değişimleri için, eşitsizlik ise tersinmez hal değişimleri için geçerlidir. Çevrim boyunca integrali sıfır olan bir büyüklük özelliği ve entropi S olmak üzere, eşitlik (3.10) şeklinde tanımlanır.

$$dS = \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{\text{içten,tr}} \quad (3.10)$$

Bir hal değişimi sırasında entropi değişimi yukarıdaki bağıntıya integre edilerek eşitlik (3.11) bulunur.

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{\text{içten,tr}} \quad (3.11)$$

Bu integralin hesaplanması kolay değildir, çünkü Q değerinin T'nin fonksiyonu olarak nasıl değiştiğinin bilinmesi gerekir. İçten tersinir, sabit sıcaklıkta hal değişimleri için eşitlik (3.12) bağıntısıyla gösterilir.

$$\Delta S = \frac{Q}{T_0} \quad (3.12)$$

Clasius eşitsizliğiyle entropinin tanımı birleştirildiği zaman, entropinin artışı ilkesi adı verilen eşitsizlik elde edilir. Bu eşitsizlik, (3.13) veya (3.14) şeklinde gösterilir.

$$dS \geq \frac{\delta Q}{T} \quad (3.13)$$

$$S_{\text{üretim}} = \Delta S_{\text{toplam}} = \Delta S_{\text{sistem}} + \Delta S_{\text{çevre}} \geq 0 \quad (3.14)$$

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 (3.15) şeklinde ifade edilir.

$$\Delta S_{\text{toplam}} = m(s_2 - s_1) + \sum \frac{Q_R}{T_R} \quad (3.15)$$

Birden çok ısı enerji deposuyla ısı alışverişinde bulunan bir kontrol hacmi için birim zamanda üretilen entropi miktarı genel olarak eşitlik (3.16) ile gösterilir. Aynı değer, düzgün akışlı dengeli açık bir sistem için eşitlik (3.17) ve sürekli akışlı açık sistem için eşitlik (3.18) kullanılarak hesaplanır.

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_{\text{ç}} s_{\text{ç}} - \sum \dot{m}_{\text{g}} s_{\text{g}} + \frac{dS_{\text{KH}}}{dt} + \sum \frac{\dot{Q}_R}{T_R} \quad (3.16)$$

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = (\dot{m}_2 s_2 - \dot{m}_1 s_1)_{\text{KH}} + \sum \dot{m}_{\text{ç}} s_{\text{ç}} - \sum \dot{m}_{\text{g}} s_{\text{g}} + \sum \frac{\dot{Q}_R}{T_R} \geq 0 \quad (3.17)$$

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_{\text{ç}} s_{\text{ç}} - \sum \dot{m}_{\text{g}} s_{\text{g}} + \sum \frac{\dot{Q}_R}{T_R} \geq 0 \quad (3.18)$$

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

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{m}(s_c - s_g) + \frac{\dot{Q}_{\text{çevre}}}{T_{\text{çevre}}} \geq 0 \quad (3.19)$$

Bu bağıntılarda eşitlik tersinir hal değişimleri için, eşitsizlik ise tersinmez hal değişimleri için uygulanmaktadır. $S_{\text{üretim}}$ değeri, bir hal değişiminin gerçekleşemeyeceğini belirtir. Buna göre üretilen entropi miktarına göre şu sonuca varılabilir:

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

Entropi bir özeliştir ve diğer bilinen özelliklerle ilişkisi T-s bağıntılarıyla kurulabilir. Bu bağıntılar eşitlik (3.20) ve (3.21)'te gösterilmiştir.

$$Tds = du + Pdv \quad (3.20)$$

$$Tds = dh + vdp \quad (3.21)$$

Bir hal değişimi için entropi değişimi bağıntıları ve izantropik bağıntılar saf maddeler için herhangi bir hal değişiminde eşitlik (3.22) ile gösterilir.

$$\Delta s = s_2 - s_1 \quad (3.22)$$

Sıkıştırılmaz maddelerde herhangi bir hal değişimi için entropi değişimi ise eşitlik (3.23) ile bulunabilir.

$$s_2 - s_1 = c_{\text{ort}} \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} \quad (3.23)$$

3.3.3 Tersinir iş ve tersinmezlik [92]

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 tümü tersinir olması durumunda elde edilir. Eğer son hal çevre hali (P_0, T_0) ise, tersinir iş ekserjiye 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 Gouy – Stodola teoremi ile ifade edilir.

$$I = W_{\text{tr}} - W_y = T_0 S_{\text{üretim}} \quad (3.24)$$

3.3.4 Ekserji Çeşitleri ve Temel Ekserji Denklemleri [93]

Bir sistemin toplam ekserjisi fiziksel, kinetik, potansiyel ve kimyasal olmak üzere dört temel bileşenden oluşmaktadır. Toplam ekserji eşitlik (3.25) deki gibi ifade edilir.

$$E_x = E_x^{\text{PH}} + E_x^{\text{KE}} + E_x^{\text{PE}} + E_x^{\text{CH}} \quad (3.25)$$

Fiziksel Ekserji eşitlik (3.26) ile,

$$E_x^{\text{PH}} = (U - U_0) + P_0 (V - V_0) - T_0 (S - S_0) \quad (3.26)$$

Kinetik Ekserji eşitlik (3.27) ile,

$$E_x^{\text{KE}} = \frac{1}{2} m v^2 \quad (3.27)$$

Potansiyel Ekserji eşitlik (3.28) ile,

$$E_x^{\text{PE}} = m g z \quad (3.28)$$

Kimyasal Ekserji eşitlik (3.29) ile hesaplanmaktadır.

$$E_x^{\text{CH}} = E_x^{\text{R}} + E_x^{\text{N}} \quad (3.29)$$

Bu çalışmada sadece Fiziksel Ekserji eşitlikleri kullanılmaktadır. Bu durumda bir sistemde birim kütle için fiziksel ekserji değeri, kapalı bir sistemde ϕ ve açık sistemde ψ ile gösterilmiştir. Sıfır (0) indisi çevre halini belirtmek üzere, kapalı bir sistemde birim kütle için fiziksel ekserji eşitlik (3.30) ile hesaplanır. Bu eşitlik açık bir sistem için sürekli akış durumunda (3.31) şeklini almaktadır.

$$\phi = (u - u_0) + P_0(u - u_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.30)$$

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.31)$$

Ayrıca sistem sınırlarında aktarılan işin ekserjisi kendi değerine eşittir (3.32). Aktarılan ısının ekserji değeri ise kendi değerinin sistem sınırındaki sıcaklık ve çevre sıcaklığı değerlendirilerek hesaplanan Carnot Verimi ile çarpılması ile hesaplanır (3.33).

$$E_{x_w} = W \quad (3.32)$$

$$Ex_q = Q\left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \quad (3.33)$$

3.3.5 Yakıt-Ürün Prensibi, Ekserji Kaybı ve Yıkımı [80]

Herhangi bir sürecin verimini hesaplamak için en doğru yol elde edilen değeri (ürün) bu uğurda harcanan değer (yakıt) ile mukayese etmektir. Yakıt-Ürün Prensibi bu mantıkla geliştirilmiştir. Sisteme giren ve çıkan akılar bu prensibe göre değerlendirilmeden doğrudan yakıt veya ürün olarak adlandırılmaz. Örneğin pompa, fan ve kompresör gibi enerji tüketen cihazlarda tüketilen enerji yakıt, çıkış ve giriş akılarının enerji değerlerinin farkı üründür. Isı değiştiricilerde ise giriş ilk devre primer diğer devre ise sekonder kabul edilerek yakıt ve ürün değerleri bu devrelere girip çıkan akıların enerji farkı ile hesaplanır. Yakıt-Ürün Prensibi uygulanan sistemlerde hiçbirzaman ürün değeri yakıt değerinden büyük olamaz.

Termodinamik işlemler kütle ve enerjinin korunumu ilkelerinden faydalanılarak geliştirilmişlerdir. Bu ilkeler bir işlemdeki toplam kütle ve toplam enerjinin yoktan var edilemeyeceği ya da varken yok edilemeyeceğini de belirtir. Buna karşın, ekserji korunmaz, aksine sistemdeki tersinmezliklerden dolayı değerini yitirir. Herhangi bir proses sırasında başka bir sisteme transfer edilen ekserji akısı ekserji kaybı (Ex_{kay}), olarak adlandırılır. Prosesin içinde gerçekleşen tersinmezlikler ise ekserji yıkımına yol açar. Ekserji yıkımı bir kayıp değil prosesin gerçekleşmesi sırasında gerçekleşen doğal bir olgudur. Her tersinmez proses sırasında entropi üretimi söz konusu olup pozitif bir değer almaktadır. Ekserji yıkımı ($Ex_{yık}$), sistemde üretilen entropinin çevre sıcaklığı ile çarpımına eşittir ve bu gerçek hayatta kullanılan sistemlerde kaçınılmazdır. Sadece ideal prosesler için ekserji yıkımı sıfırdır. 3.24 ifadesi 3.34 şeklinde gösterilebilir.

$$I = Ex_{yık} = T_0 S_{üretim} \geq 0 \quad (3.34)$$

Bir sistemin ekserji dengesi yakıt-ürün prensibine göre eşitlik (3.35) şeklinde yazılabilir ve düzgün akışlı dengeli açık sistemlerde ekserji yıkımı ve kaybı bu eşitlik ile hesaplanabilir.

$$Ex_{yakıt} = Ex_{ürün} + Ex_{yık+kay} \quad (3.35)$$

Bir sistemin her bir elemanında gerçekleşen ekserji yıkımı belirlendikten sonra ilgili elemanın ekserji yıkımı tüm sistemdeki ekserji yıkımına oranlanarak ekserji yıkım oranı elde edilir (3.36).

$$y_k = \frac{Ex_{yık,k}}{Ex_{yık,sistem}} \quad (3.36)$$

3.3.6 II. Yasa Verimi [92, 93]

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 gerekmektedir. Bu nedenle ikinci yasa verimi yakıt-ürün prensibine göre eşitlik (3.37) ile ifade edildiği biçimde tanımlanmıştır.

$$\eta_{II} = \frac{Ex_{ürün}}{Ex_{yakıt}} \quad (3.37)$$

3.4 Eksergo Çevresel Analiz [87, 110, 111]

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 emisyon azaltıcı teknolojileri geliştirmek için çalışmaktadırlar.

Bu çalışmalar yeni teknoloji tasarımlarına yön vermektedir. Sistemlerin her bir bileşeni tek tek incelenerek çevreye zarar verip vermediği, maliyeti, üretim ve operasyon sırasında harcanan enerji, iyileştirme yöntemleri ve bu yöntemlerin getirdiği ek maliyetler araştırılmaktadır. Araştırmaların sağlıklı yapılabilmesi için metodolojik yöntemler oluşturulmuştur. Bu yöntemler sistemin eksergo ekonomik ve çevresel olarak incelenmesinde yardımcı olup hangi sistem bileşeninin daha fazla ekonomik ve çevresel optimizasyona ihtiyacı olduğunu belirlemektedir.

3.4.1 Metodoloji [87, 110, 111]

Bir enerji dönüşüm sisteminin performansını artırmada en önemli kriter termodinamik verimliliklerdir. Proseslerin termodinamik kusurları ekserji analizi ile saptanmakta ve

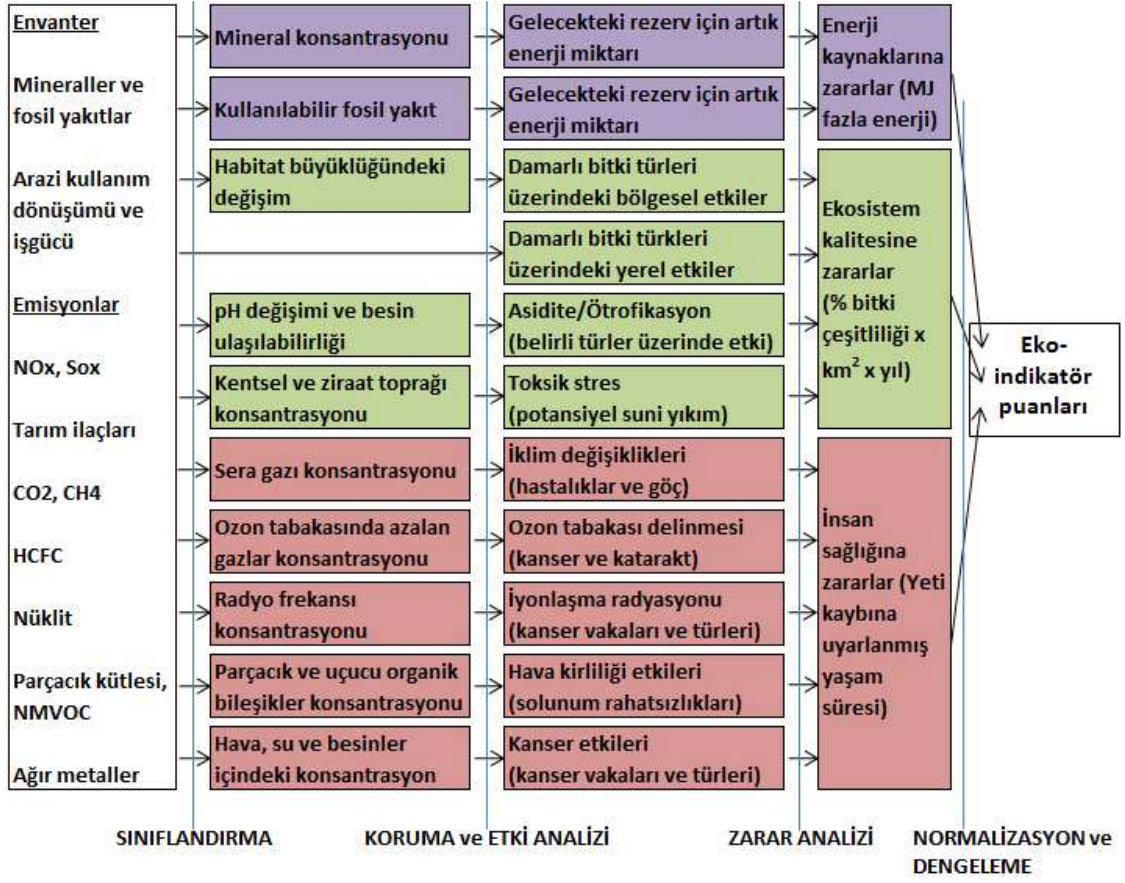
ölçülebilmektedir. Termodinamik verimsizlikler sistemin enerji ihtiyacını artırmakta, çevresel etkileri ve operasyon maliyetini artırmaktadır; bununla birlikte verimsizlikleri azaltmaya çalışmak hammadde, üretim maliyeti ve üretim sürecindeki enerji sarfiyatını artırabilmektedir. Yaşam döngüsü analizinin amacı incelenen elemanın özelliklerini iyileştirirken ortaya çıkan maliyet ve çevreye olan etkinin optimize edilmesidir.

Eksergo çevresel analiz 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.

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

Bir sonraki aşama yaşam döngüsü envanteri sonuçları kullanılarak, 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 çevresel analizin 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 3.1'de ele alınan çevresel etkiler ve yapısal ağı gösterilmektedir.



Şekil 3.1 Eko-indikatör 99 analizlerinin metolojisi

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 3.1'de gösterilmiştir.

Çizelge 3.1 Bazı emisyon, kaynak veya ürünlerin Eko-indikatör 99 puanları

Emisyon, kaynak veya ürün	Eko-indikatör 99 (Pts)
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.

$$b_j = \frac{\dot{B}_j}{\dot{E}_{X_j}} \quad (3.38)$$

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. Temel mantık, bir parçaya giren çevresel etkinin parçayı akıştaki termodinamik bağıntı ile değişerek terk etmesi zorunluluğudur. 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.

$$\dot{Y}_k = \dot{Y}_k^{\text{üretim}} + \dot{Y}_k^{\text{işletme}} + \dot{Y}_k^{\text{atık}} \quad (3.39)$$

$$\sum \dot{B}_{j,k,g} + \dot{Y}_k = \sum \dot{B}_{j,k,\phi} \quad (3.40)$$

Ekserji analizi ile her parçanın ekserji yıkımı hesaplanabilmektedir. Her parça için ekserjetik yakıtların ortalama birim çevresel etki değeri kullanılarak, ekserji yıkımına bağlı olan çevresel etki değeri şu şekilde elde edilir:

$$\dot{B}_{\text{yıkım},k} = b_{\text{yakıt},k} \dot{E}_{X_{\text{yıkım},k}} \quad (3.41)$$

Parça bazlı çevresel etkilerin toplam çevresel etkilere oranı, eksergo çevresel faktör ile kıyaslanabilir.

$$f_{B,k} = \frac{\dot{Y}_k}{\dot{Y}_k + \dot{B}_{yıkım,k}} \quad (3.42)$$

3.5 Eksergo Ekonomik Analiz [77, 78, 79, 80]

Ekserji analizi bir sistemdeki termodinamik verimsizliklerin yer, büyüklük ve kaynaklarını belirlemektedir. Başka bir yolla sağlanamayan bu bilgiler genel verimi arttırmada oldukça faydalı olmaktadır. Eksergo ekonomik analiz ise sistemin tüm elemanlarının giriş ve çıkış noktalarındaki ekserji akılarının maliyetlerinin tespit edilmesini sağlar. Sistemdeki madde ve enerji akışlarının maliyetleri, her sistem elemanı için ayrı ayrı yazılan maliyet dengesi ve ilave maliyet denklemleri yardımıyla hesaplanır. Böylece sistemin termodinamik özelliklerinin ekonomik eşdeğerlerinin bilinmesi, ürün ve yakıtların gerçek maliyetlerinin belirlenmesinin yanı sıra araştırma ve geliştirme çalışmaları için de yeterli düzeyde bilgi edinimine olanak sağlamaktadır. Dolayısıyla minimum maliyette ürün sağlanabilmektedir. Ürün maliyeti ile ilgili olarak karar verme sürecinde termo ekonomi ve eksergo ekonomi kavramları büyük öneme sahiptirler. Literatürde birçok çalışmada bu iki kavramın genellikle eşanlamlı olarak kullanılmasına rağmen geçekte bu iki kavram farklıdır. Bu fark, Sciubba tarafından aşağıdaki ifade ile açıklanmıştır.

“Termo ekonomi ve eksergo ekonomi arasındaki fark, parasal üretim faktörleri ile ilişkilerden ileri gelmektedir: Termo ekonomi, ekserji cinsinden parasal üretim maliyet optimizasyonunu dikkate alırken, eksergo ekonomi parasal harcamaları eşdeğer ekserji akımlarına dönüştürmekte ve sadece ekserji akımları ile çalışan bir optimizasyon uygulamaktadır.”

Eksergo ekonomik analiz ekserji analizi, ekonomik analiz ve ekserji maliyetlerinin tespiti aşamalarından meydana gelir. Bu analiz genellikle sistem elemanları seviyesinde yapılır. Sistemdeki tüm madde ve ekserji akımları ile ilgili maliyetler hesaplanarak her elemanda meydana gelen termodinamik verimsizlikleri (ekserji yıkımı ve kayıpları) belirlenir. Sistemdeki her elemanın ekserji yıkımı maliyeti ile yatırım maliyetlerinin karşılaştırılması, elemanın maliyet verimini arttırmada faydalı bilgiler sağlar. Ayrıca

sistemin belirli noktalarındaki yapısal ve parametrik değerlerin ne şekilde değiştirilmesinin gerektiği ortaya çıkar.

Eksergo ekonomi; ekserji değerlerinin, ısıl sistemin çevresiyle olan etkileşimi ve içerisindeki verimsizlik kaynaklarının maliyetlerinin elde edilmesi için kullanılabilen tek gerçek temel olduğunu kabul etmektedir. Sistemlerin ilk yatırım maliyetleri, işletme ve bakım giderleri, vergiler, sigortalar, amortismanlarla birlikte çalışanların maliyetleri, yakıt veya hammadde, enerji ihtiyaçları gibi birçok gider, sistemin belirlenmiş bir hizmet ömrü çerçevesinde değerlendirilerek ürünlerin maliyetleri elde edilir.

Bir sistemin bir birim ekserji üretebilmesi için harcaması gereken ekserji miktarına ekserji maliyeti (birim ekserji maliyeti) adı verilir. Harcanan yakıtın maliyetiyle birlikte sistemin kurulum ve işletim maliyetlerini de hesaba katarak elde edilir. Eksergo ekonomik analizinin yapılabilmesi için sistemin ürün oluşum sürecini ve bu süreç sonunda ortaya çıkacak olan ürün hacmini belirleyen en önemli faktörlerden biri maliyetlerdir. Bir ürünün elde edilmesi veya üretilmesi için ödenen her türlü kaynak olarak tarif edilen maliyet, sabit ve değişken maliyetler olmak üzere iki kısımda incelenebilir. Sabit maliyetler, sistemin (tesis, araç) ilk yatırım ve kurulumu için yapılan harcamalar ile vergiler, sigortalar, amortisman bedeli vb. diğer maliyetlerdir. Bakım masrafları da (programlı bakım) zaman zaman bu kategori içinde yer alabilir. Sabit maliyetlerin üretim miktarı üzerinde çok ciddi bir etkisi bulunmamaktadır. Değişken maliyetler ise yakıt, çalışanların ücretleri, kaynaklar, hammadde, enerji ve eskalasyon şeklindeki maliyetlerdir. Üretim hacmi üzerinde değişken maliyetlerin doğrudan etkisi bulunmaktadır. Bir sistemin ekonomik analizinde ilk adım genelde toplam ilk yatırım maliyetlerinin belirlenmesidir. Yakıt ve işletme-bakım gibi değişken maliyetlerden farklı olarak ilk yatırım maliyetleri, sistemin çalışma ömrü boyunca bir defa olmak üzere yapılan harcama türüdür. Dolayısıyla sürekli yapılan harcamalar ile bir defa yapılan harcamaları aynı tür altında toplayabilmek için bir takım farklı düzenlemeler gerekmektedir.

3.5.1 SPECO Yaklaşımı ve Maliyet Akımı Dengesi [77, 78]

SPECO, Lazzaretto and Tsatsaronis tarafından geliştirilmiş bir eksergo ekonomik analiz yöntemidir. Üç adımdan oluşur:

- Sistem içerisindeki tüm elemanlara ait giriş ve çıkış ekserji değerlerinin belirlenmesi,
- Yakıt ve ürün olarak ifade edilen ekserji akışlarının her bir sistem için ayrı ayrı hesabı,
- Bulunan ekserji değerlerine maliyetlerin atanması.

Bir sistemin eksergo ekonomik analizinde, her bir elemanın giren akışları için birim ekserji başına maliyetinin bilindiği varsayılır. Bu maliyetler ya bir önceki elemandan çıkışlarından ya da tüm elemanların içinde bulunduğu toplam sistem için bu akışa ödenen para olarak bilinirler. Buna göre maliyet dengesi denklemiyle hesaplanacak 'k'ncü elemanın bilinmeyen değerleri, çıkan akışın birim ekserji başına maliyeti ile, eğer elemanın iş ve ısı üretimi de mevcutsa, iş ve ısı transferi ile üretilen birim ekserji başına maliyetler şeklinde yazılabilir. Bununla birlikte bu maliyetlerin hesabında belli durumlarda yardımcı denklemlerin kullanılması da gerekmektedir

Belirlenen çerçevede eşitlik (3.43) kullanılarak ekserji akıları maliyet akımlarına dönüştürülür.

$$\dot{C} = c\dot{E}_x \quad (3.43)$$

Giren ve çıkan birim maliyetler belirlenerek maliyet akımı dengesi eşitlik (3.44) ile ifade edilir.

$$\sum_g c_g \dot{E}_{x_g} + \dot{Z} = \sum_c c_c \dot{E}_{x_c} \quad (3.44)$$

Burada \dot{Z} , bir değere getirilmiş ilk yatırım ve işletme maliyetlerinin toplamını göstermektedir.

$$\dot{Z} = \dot{Z}^{CI} + \dot{Z}^{OM} \quad (3.45)$$

Bir bileşendeki masraf kaynağı iki katogoride sınıflandırılmaktadır. İlki ekserji dışı masrafları içerir (ilk yatırım maliyeti, işletme ve bakım maliyetleri gibi), ikincisi ekserji yok oluşu ve ekserji kaybını içerir. Bir bileşenin performansını arttırırken her iki

katogorinin de etkisini bilmek önemlidir, böylece üniteyi değerlendirirken bunlardan hangisinin ekserji akımı maliyetinde daha ağırlıklı olduğunu bilmek, iyileştirmenin yapılabilmesi için nereye odaklanılması gerektiğini gösterir. Eksergo ekonomik faktör bu olanağı sağlamakta olup, eşitlik (3.45) ile bulunan ekserji dışı masraflar ve eşitlik (3.46) ile bulunan ekserji yıkım masrafının birleştirildiği eşitlik (3.47) ile hesaplanır.

$$\dot{C}_{yıkım} = c_{yakıt} \dot{E}x_{yıkım} \quad (3.46)$$

$$f_c = \frac{\dot{Z}}{\dot{Z} + \dot{C}_{yıkım}} \quad (3.47)$$

Temel elemanlardan biri için hesaplanan eksergo ekonomik faktörün küçük bir değerde olması ilgili elemanın veriminin artırılması ile elemanın ilk yatırım maliyeti yükselse bile bütün sistemde para tasarrufu yapılabileceğini (ekserji yok oluşunu azaltarak) mümkün olacağına ifade eder. Buna göre, yatırım ve işletme masraflarını arttırmak pahasına da olsa yüksek verimli donanımlar kullanılmalıdır. Öbür taraftan eksergo ekonomik faktörün nisbeten büyük değerde olması elemanın ilk yatırım maliyetinin ekserjistik verimliliğine göre fazla olduğunu yani ele alınan ünitenin parasal giderlerinin ağırlıklı olarak yatırım ve işletme masraflarından kaynaklandığını gösterir. Bu durumda ünitenin veriminin yükseltilmeye çalışılması, örneğin ısı geçişinde sıcaklık farkını azaltmak amacıyla yüzeyini büyütme ya da verimi yüksek olan daha pahalı donanım kullanmak pek de gerçekçi olmayacaktır. Eksergo ekonomik faktörün tipik değerleri eleman tipine göre farklılık gösterir. Örneğin, ısı değiştiricileri için %55, kompresörler ve türbinler için %35 ile %75 arası ve pompalar için %70 gibi.

3.5.2 Eksergo Ekonomik Analizin Değerlendirilmesi [77, 78]

Eksergo ekonomik analiz ekserji destekli masraf minimasyonu olarak ele alınabilir. Sistemin incelenmesi esnasında ekserji yıkımı ve ekserji kaybı gibi sistemin verimi ile ilgili ölçüt getiren tanımlar oluşturulduktan sonra verimsizliklerin ne kadara mal olduğu bilinmek istenir. Bu giderler ile ilgili bilgi sahibi olmak sistemin pahasal verimini arttırmak için oldukça kullanışlıdır. Bu üretilen ürünün maliyetinin azalması manasına gelir. Bir kaç elemandan oluşan ısıl sistemin parasal veriminin artırılması için aşağıdaki metodoloji kullanılabilir;

- Parasal öneme göre bütün elemanları azalan sıraya göre sıralanması (Z + C değerleri)
- Bu toplamları yüksek olan elemanlar için tasarım değişikliğinin göze alınması
- Elemanın asıl parasal giderinin ekserji yok oluşundan mı yoksa ilk yatırım maliyetinden mi kaynaklandığının eksergo ekonomik faktörün değerine göre tespit edilmesi
- Ekserji yok oluşunu arttıran ancak diğer elemanların ilk yatırım maliyetlerini ve yakıt harcamalarını azaltmaya yönelik bir faydası olmayan elemanları sistemden çıkarmanın göze alınması
- Nispeten düşük ekserjetik verime sahip veya nispeten yüksek ekserji yıkım oranı, ekserji kaybı oranı olan elemanların ekserjetik verimlerinin artırılması

Bu metodu uygularken termoekonomik değişkenlerin değerlerinin ısı değiştirgeçleri, kompresör, türbin, pompa, kimyasal reaktör gibi eleman tipine dayandığına dikkat edilmelidir. Buna göre bir değer yüksek veya düşük olması ancak benzer elemanlar ile karşılaştırıldığı zaman mana ifade eder.

3.5.3 Eksergo Ekonomik Analiz Faktörleri [78]

3.5.3.1 İlk Yatırım İyileştirme Faktörü (CRF)

Bir yıllık ödemenin şimdiki değeri, belli bir dönem sonundaki yıllık ödeme toplamının, efektif faiz oranıyla yıllık ödeme başlangıcında yatırılmış olması durumundaki parasal değeri olarak ifade edilir ve eşitlik (3.48) ile gösterilir.

$$\frac{P}{A} = \frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n} \quad (3.48)$$

İlk yatırım iyileştirme faktörü de bu değer tersi olarak tanımlanmış olup, şimdiki değeri P olan n tane birbirine eşit ödemenin saptanmasında kullanılır.

$$CRF = \frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n} \quad (3.49)$$

3.5.3.2 Enflasyon [78]

Bir mal ya da hizmetin kalitesinde herhangi bir artış olmadan (ya da aynı oranda bir artışın olmadığı), aynı mal ya da hizmetin parasal değerindeki artıştır. Enflasyon meydana geldiğinde, maliyetler sürekli değişir.

3.5.3.3 Eskalasyon [78]

Herhangi bir harcamada, zaman içerisinde çeşitli nedenlerden (kaynakların tükenmesi, azalması, teknolojik gelişim, talep artışı-azalışı) dolayı görülen değişimdir. Gerçek eskalasyon değeri enflasyondan bağımsızken, maliyetlerdeki yıllık değişim miktarı olan nominal (görünen) eskalasyon değeri hem gerçek eskalasyon değerinden hem de enflasyondan etkilenmektedir.

3.5.3.4 Seviyelendirme [78]

Herhangi bir harcamaya n yıl boyunca maliyet eskalasyonu uygulandığında, herhangi bir yıla uygulanan eskalasyonun bir önceki yıldaki eskalasyondan $(1+r_n)$ kat daha fazla olacağı uniform olmayan bir seri elde edilir. Bu da harcamaların geometrik bir seri olması şeklinde sonuçlanmaktadır. Sabit eskalasyon seviyelendirme faktörü (CELF) olarak bilinen kavram, ilk yılın başındaki harcama miktarı ile artık seviyelendirilmiş değer olarak kabul edilen eşit bir yıllık ödeme arasındaki ilişkiyi ifade etmekte kullanılmaktadır. Hem efektif faiz oranına, hem de nominal eskalasyon değerine bağlı olan CELF; bir değere getirilmiş fiyat düzeltme faktörü eşitlik (3.50) ile bulunduktan sonra eşitlik (3.43) kullanılarak hesaplanır.

$$k = \frac{1+r_n}{1+i} \quad (3.50)$$

$$CELF = \frac{k(1-k^n)}{1-k} CRF \quad (3.51)$$

3.5.3.5 Bir Değere Getirilmiş Maliyet [78]

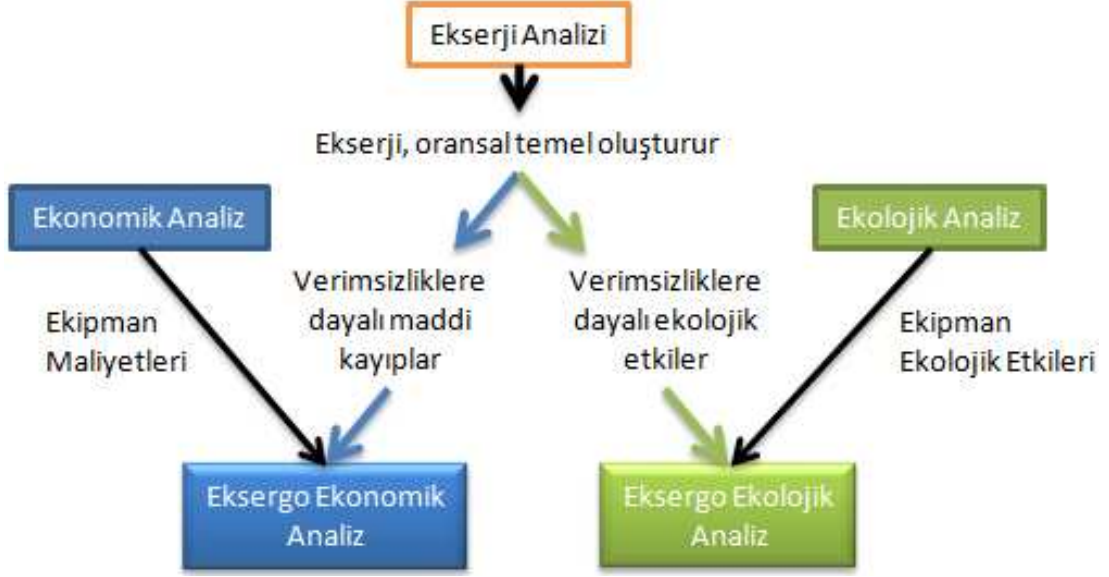
Seviyelendirme faktörü ve belirlenen faiz oranı (r_i) kullanılarak önce bir değere getirilme faktörü (A) eşitlik (3.52) kullanılarak hesaplanır. Daha sonra eşitlik (3.53) kullanılarak bir değere getirilmiş maliyet elde edilir.

$$A = \frac{CELF}{1+r_i} \quad (3.52)$$

$$Z = A \left[\frac{\text{İlk yatırım maliyeti}}{\text{Sistem Ömrü} \times \text{Yıllık Çalışma Saati}} + \frac{\text{Elektrik+Bakım Gideri}}{\text{Yıllık Çalışma Saati}} \right] \quad (3.53)$$

3.6 Eksergo Ekonomik ve Çevresel Analizlerin Analjisi

Eksergo ekonomi ve eksergo çevresel analizleri metodolojik olarak birbirleriyle irtibatlı ve anolojiktir. Şekil 3.2’de eksergo ekonomik ve çevresel analizlerin metodolojik benzeşimleri gösterilmiştir.



Şekil 3.2 Eksergo ekonomik ve eksergo çevresel analizlerin analjisi

YAPILAN ÇALIŞMALAR

Bu çalışmada Yıldız Yenilenebilir Enerji Evi'nde (YYEE) bulunan DISS, bu sisteme enerji sağlayan DTKIP sisteminin eksergo ekonomik ve çevresel analizleri yapılmıştır. Her iki sisteme ait genel özellikler Bölüm 2 de anlatılmış olup analizlerde kullanılan eşitlikler de Bölüm 3 de izah edilmiştir.

YYEE, YTÜ Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinatörlüğü'nce desteklenen "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 projenin bütçesiyle hazırlanmış olan bir mahaldir. YTÜ Davutpaşa Yerleşkesi'ndeki İstanbul Kız Liseliler Kız Öğrenci Yurdu'nun yanında iki katlı ve toplam 46 m² taban alanına sahip olan konteyner şeklinde bir yapıdır (Şekil 4.1).



Şekil 4.1 Yıldız Yenilenebilir Enerji Evi [113].

4.1 Teorik Çalışmalar

4.1.1 Kabuller

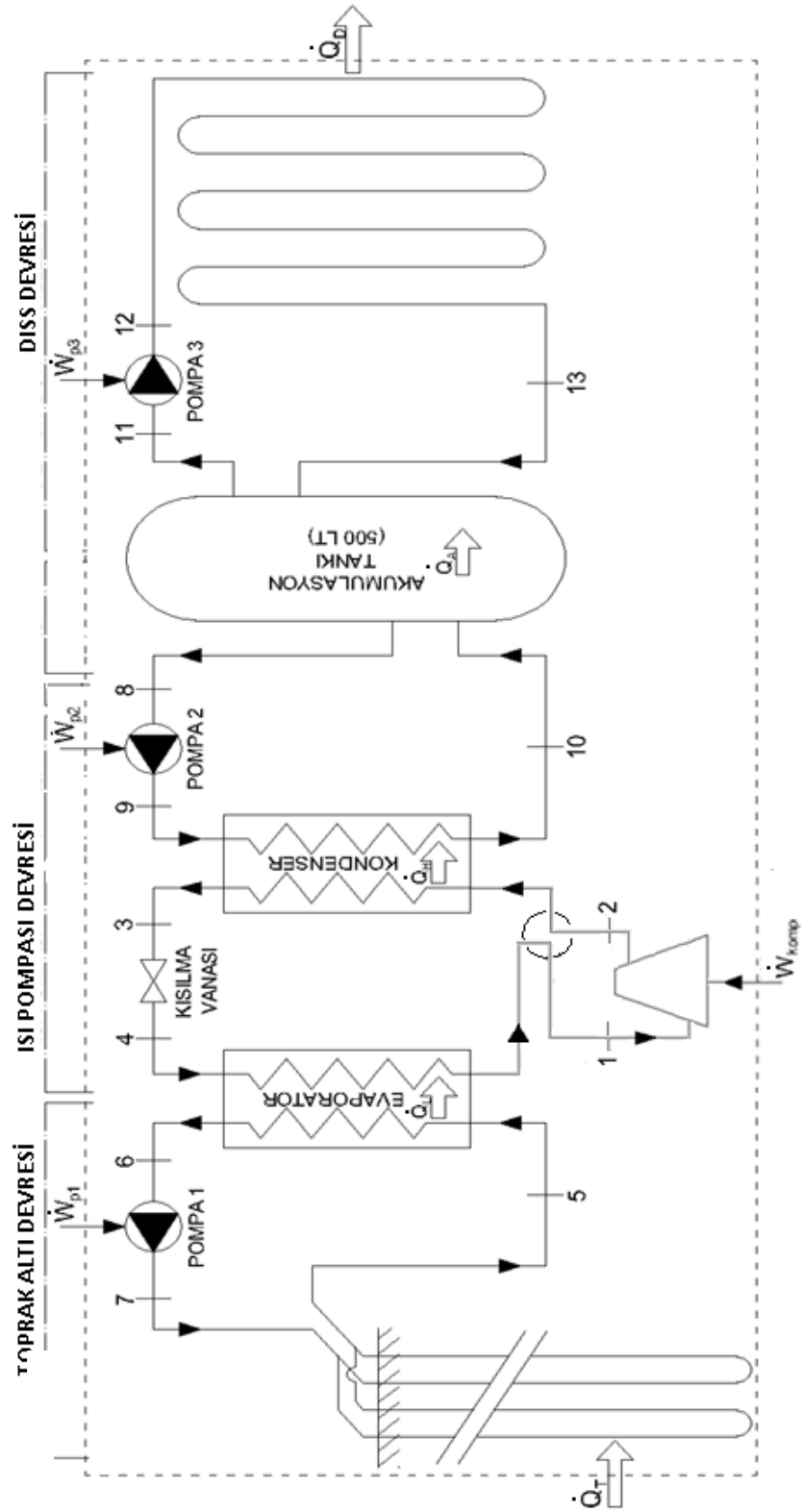
Bu çalışmada kullanılan kabuller aşağıda sunulmuştur.

- İncelenen sistemler gerçek sistemlerdir.
- Sistemler sürekli akışlı açık sistem modeline uymaktadır.
- Malzemeler homojen olup standart özellikleri literatürden alınmıştır.
- Cihazlara ait ölçülmeyen özellikler katalog değerlerinden alınmıştır.
- Toprakaltı Isı Değiştiricisi tamamen toprak tarafından çevrili olduğundan ısı kaybı ihmal edilmiştir ($\dot{Q}_{\text{kayıp,TID}} = 0$).
- Pompalar kayıplı olarak çalışmaktadır ($\dot{E}_{\text{kayıp,p1}}$, $\dot{E}_{\text{kayıp,p2}}$ ve $\dot{E}_{\text{kayıp,p3}} \neq 0$).
- Evaporatör izole edilmiş olmasına rağmen ısı kaybı mevcuttur ($\dot{Q}_{\text{kayıp,EVA}} \neq 0$).
- Kondenser izole edilmiş olmasına rağmen ısı kaybı mevcuttur
($\dot{Q}_{\text{kayıp,KOND}} \neq 0$)
- Kompresör kayıplı olarak çalışmaktadır ($\dot{Q}_{\text{kayıp,komp}} \neq 0$).
- Kısılma vanasında enerji kaybı yoktur ($\dot{E}_3 = \dot{E}_4$)
- Akümülayon Tankı izole edilmiş olmasına rağmen ısı kaybı mevcuttur
($\dot{Q}_{\text{kayıp,AT}} \neq 0$)
- DISS Panellerinde ısı kaybı ihmal edilmiştir ($\dot{Q}_{\text{kayıp,DP}} = 0$).

4.1.2 Isıtma Sürecinde DTKIP ile DISS'nin Analizi

YYEE'nin ısıtma ve soğutma ihtiyaçlarının karşılanması için DTKIP kullanılmıştır. Sistem temel olarak 3 devreden oluşmaktadır. Bunlar Toprakaltı devresi, ısı pompası devresi ve DISS devresidir. Isıtma sürecinde sistemin genel şeması Şekil 4.2 de verilmektedir.

Toprakaltı devresinde topraktan çekilen ısı (\dot{Q}_T), ısı pompasının eşanjörüne aktarılır. Bu eşanjör ısıyı (\dot{Q}_L) çeker ve ısı transfer akışkanını gaz haline getirir. Gaz halindeki ısı transfer akışkanının sıcaklığı ve basıncı kompresörde sıkıştırma işlemiyle yükseltilir ve akışkan ısı pompasının diğer eşanjörüne taşınır. Burada yoğunlaşma gerçekleşirken ortaya çıkan ısı (\dot{Q}_H) DISS devresine iletilir. Sonra soğutucu akışkan kısılma vanasından geçer ve çevrim devam eder. Akümülyasyon tankı esasında bir denge tankı olup bu sistemde bir çeşit eşanjör gibi görev yapmaktadır. Akümülyasyon tankı üzerinden DISS devresine aktarılan ısı (\dot{Q}_A), DISS panelleri vasıtasıyla mahale iletilir (\dot{Q}_D).



Şekil 4.2 Isıtma sürecinde genel sistem şeması

4.1.2.1 Tüm Sistem

Kütle Dengesi:

Tüm sistemin analizi için seçilen kontrol hacminde kütle giriş ve çıkışı yoktur yalnızca enerji transferi vardır.

Enerji dengesi:

Tüm sistem için enerjinin korunumu (3.3) eşitliğinden,

$$\dot{E}_{gir} = \dot{Q}_T + \dot{W}_{p1} + \dot{W}_{komp} + \dot{W}_{p2} + \dot{W}_{p3} \quad (4.1)$$

$$\dot{E}_{çık} = \dot{Q}_D + \dot{Q}_{Kayıp} \quad (4.2)$$

$$\dot{Q}_T + \dot{W}_{p1} + \dot{W}_{komp} + \dot{W}_{p2} + \dot{W}_{p3} = \dot{Q}_D + \dot{Q}_{Kayıp} \quad (4.3)$$

şeklinde ifade edilebilir.

Tüm sistem için Birinci Yasa Verimi yani Isıtma sürecinde sistemin etkinlik katsayısı eşitlik (3.7) kullanılarak aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$COP_{H,sistem} = \frac{\dot{Q}_D}{\dot{W}_{p1} + \dot{W}_{komp} + \dot{W}_{p2} + \dot{W}_{p3}} \quad (4.4)$$

Ekserji Dengesi:

Tüm sistem için ekserji kaybı ve yıkımı (3.35) eşitliği kullanılarak yazılabilir.

$$\dot{E}x_{k,sistem} = \dot{E}x_{yıkım,sistem} + \dot{E}x_{kayıp,sistem} \quad (4.5)$$

$$\dot{Q}_T \left(1 - \frac{T_0}{T_T}\right) + \dot{W}_{p1} + \dot{W}_{komp} + \dot{W}_{p2} + \dot{W}_{p3} - \dot{Q}_D \left(1 - \frac{T_0}{T_D}\right) = \dot{E}x_{k,sistem} \quad (4.6)$$

$$\dot{E}x_{k,sistem} = \dot{Q}_T \left(1 - \frac{T_0}{T_T}\right) + \dot{W}_{p1} + \dot{W}_{komp} + \dot{W}_{p2} + \dot{W}_{p3} - \dot{Q}_D \times \left(1 - \frac{T_0}{T_D}\right) \quad (4.7)$$

Ekserji verimliliği, ürün/yakıt prensibine göre pompalar ve kompresörün verimleri de dikkate alınarak, eşitlik (3.37) ile aşağıdaki şekilde bulunur.

$$\eta_{II,sistem} = \frac{\dot{Q}_D \left(1 - \frac{T_0}{T_D}\right)}{\dot{Q}_T \times \left(1 - \frac{T_0}{T_T}\right) + \dot{W}_{p1} + \dot{W}_{komp} + \dot{W}_{p2} + \dot{W}_{p3}} \quad (4.8)$$

Eksergo Çevresel Analiz:

Tüm sistemin, ekserji akışına bağlı çevresel etki dengesi eşitlik (3.40) kullanılarak yazılabilir.

$$\dot{B}_{Q,T} + \dot{B}_{W,komp} + \dot{B}_{W,p1} + \dot{B}_{W,p2} + \dot{B}_{W,p3} + \dot{Y}_{sistem} = \dot{B}_{Q,D} \quad (4.9)$$

Sistemin yapısından ve işletilmesinden kaynaklanan çevresel etki eşitlik (3.39) ile hesaplanmaktadır.

$$\dot{Y}_{sistem} = \dot{Y}_{sistem}^{üretim} + \dot{Y}_{sistem}^{isletme} + \dot{Y}_{sistem}^{atık} \quad (4.10)$$

Eksergo çevresel faktör ise eşitlik (3.42) ile bulunur.

$$f_{b,sistem} = \frac{\dot{Y}_{sistem}}{\dot{Y}_{sistem} + \dot{B}_{yıkım,sistem}} \quad (4.11)$$

Eksergo Ekonomik Analiz:

Tüm sistemin, ekserji ekonomik dengesi dengesi eşitlik (3.44) ile gösterilir.

$$\dot{C}_{Q,T} + \dot{C}_{W,komp} + \dot{C}_{W,p1} + \dot{C}_{W,p2} + \dot{C}_{W,p3} + \dot{Z}_{sistem} = \dot{C}_{Q,D} \quad (4.12)$$

Sistemin yapısından ve işletilmesinden kaynaklanan eksergo ekonomik değer (3.45) ile hesaplanmaktadır.

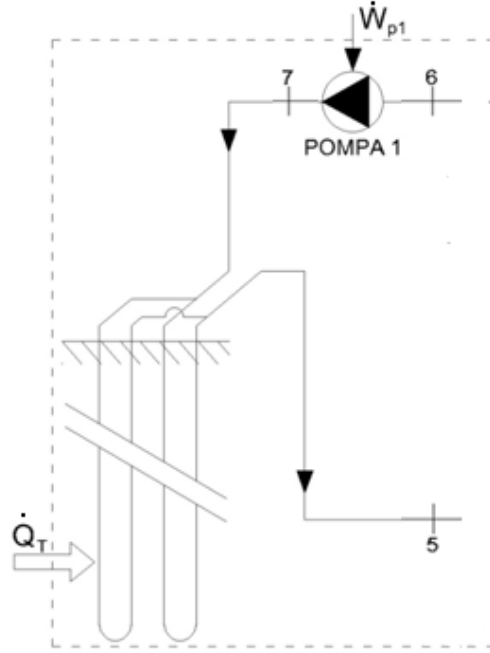
$$\dot{Z}_{sistem} = \dot{Z}_{sistem}^{üretim} + \dot{Z}_{sistem}^{isletme} + \dot{Z}_{sistem}^{atık} \quad (4.13)$$

Eksergo ekonomik faktör ise eşitlik (3.47) ile bulunur.

$$f_{c,sistem} = \frac{\dot{Z}_{sistem}}{\dot{Z}_{sistem} + \dot{C}_{yıkım,sistem}} \quad (4.14)$$

4.1.2.2 Toprakaltı Devresi

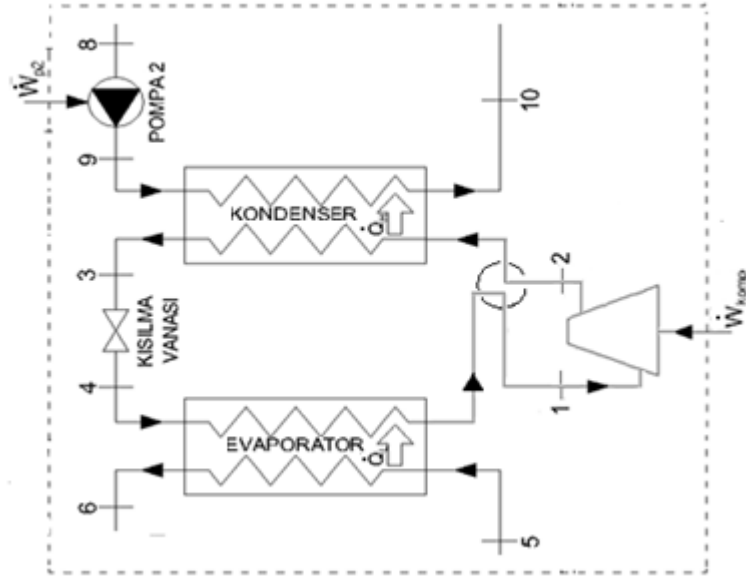
Toprakaltı Devresi, Toprakaltı Isı Değiştiricisi ve Pompa 1 ünitelerinden oluşmaktadır. Tüm Sistemin analizinde kullanılan eşitlikler Şekil 4.3 te verilmiş olan Toprakaltı Devresi'nin tümü ve alt üniteleri için uygulanmiş olup Enerji Dengesi Eşitlikleri Çizelge 4.1, Ekserji Dengesi Eşitlikleri Çizelge 4.2, Eksergo Çevresel Eşitlikleri Çizelge 4.3 ve Eksergo Ekonomi Eşitlikleri Çizelge 4.4 de verilmiştir.



Şekil 4.3 Toprakaltı devresi sistem Şeması

4.1.2.3 Isı Pompası Devresi

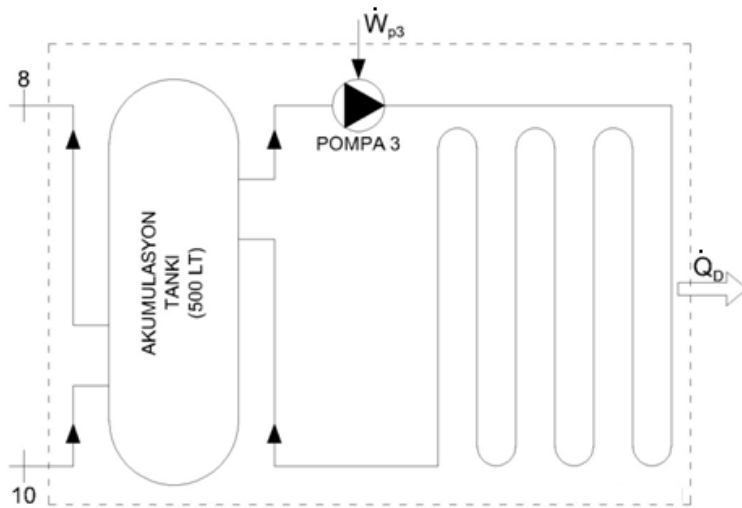
Isı Pompası Devresi, Evaporatör, Kompresör, Kondenser, Kısılma Vanası ve Pompa 2 ünitelerinden oluşmaktadır. Tüm Sistemin analizinde kullanılan eşitlikler Şekil 4.4 te verilmiş olan Isı Pompası Devresi'nin tümü ve alt üniteleri için uygulanmiş olup Enerji Dengesi Eşitlikleri Çizelge 4.1, Ekserji Dengesi Eşitlikleri Çizelge 4.2, Eksergo Çevresel Eşitlikleri Çizelge 4.3 ve Eksergo Ekonomi Eşitlikleri Çizelge 4.4 de verilmiştir.



Şekil 4.4 Isı pompası devresi şeması

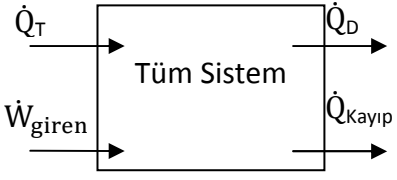
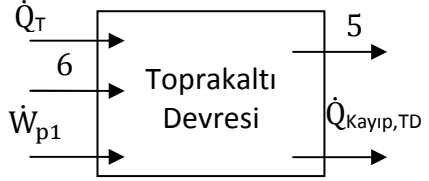
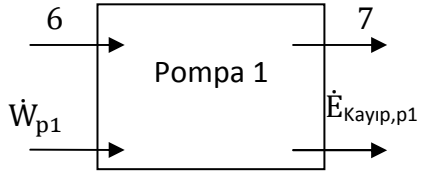
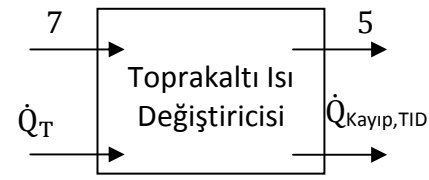
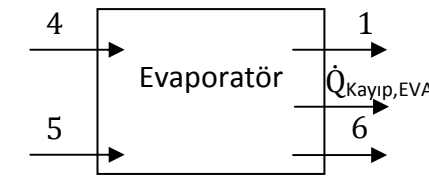

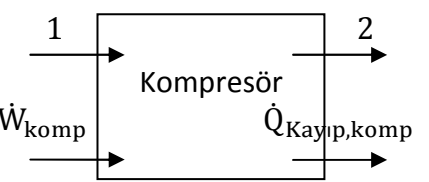
4.1.2.4 DISS Devresi

DISS Devresi, Akümülyasyon Tankı, Pompa 3 ve DISS Panellerinden oluşmaktadır. Tüm Sistemin analizinde kullanılan eşitlikler Şekil 4.5 te verilmiş olan DISS Devresi'nin tümü ve alt üniteleri için uygulanmış olup Enerji Dengesi Eşitlikleri Çizelge 4.1, Ekserji Dengesi Eşitlikleri Çizelge 4.2, Eksergo Çevresel Eşitlikleri Çizelge 4.3 ve Eksergo Ekonomi Eşitlikleri Çizelge 4.4 de verilmiştir.

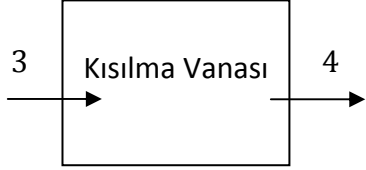
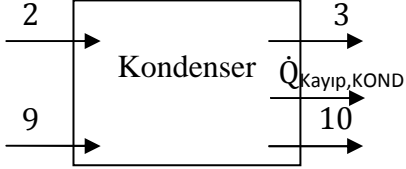
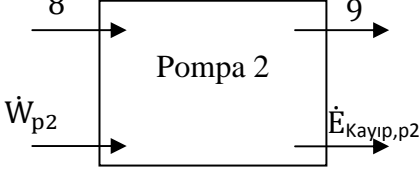
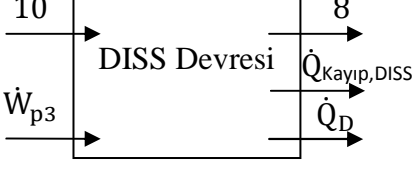
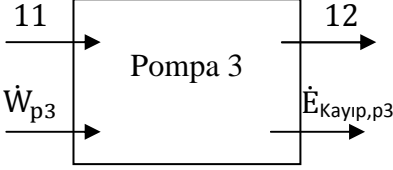




Şekil 4.5 DISS şeması

Çizelge 4.1 Isıtma Süreci'nde Kontrol Hacimleri ve Enerji Dengesi

Ünite	Enerji Dengesi
	$\dot{Q}_T + \dot{W}_{p1} + \dot{W}_{komp} + \dot{W}_{p2} + \dot{W}_{p3}$ $= \dot{Q}_D + \dot{Q}_{Kayıp}$ $COP_{H,sistem} = \frac{\dot{Q}_D}{\dot{W}_{p1} + \dot{W}_{komp} + \dot{W}_{p2} + \dot{W}_{p3}}$
	$\dot{Q}_T + \dot{W}_{p1} + \dot{E}_6 = \dot{E}_5 + \dot{Q}_{Kayıp,TD}$ $\eta_{H,TD} = \frac{\dot{E}_5 - \dot{E}_6}{\dot{W}_{p1} + \dot{Q}_T}$
	$\dot{E}_6 + \dot{W}_{p1} = \dot{E}_7 + \dot{E}_{Kayıp,p1}$ $\eta_{p1} = \frac{\dot{E}_7 - \dot{E}_6}{\dot{W}_{p1}}$
	$\dot{Q}_T + \dot{E}_7 = \dot{E}_5 + \dot{Q}_{Kayıp,TD}$ $\eta_{H,TD} = \frac{\dot{E}_5 - \dot{E}_7}{\dot{Q}_T}$
	$\dot{E}_4 + \dot{E}_5 = \dot{E}_1 + \dot{E}_6 + \dot{Q}_{Kayıp,EVA}$ $\eta_{H,EVA} = \frac{\dot{E}_1 - \dot{E}_4}{\dot{E}_5 - \dot{E}_6}$
	$\dot{E}_5 + \dot{W}_{komp} + \dot{E}_8 = \dot{E}_{10} + \dot{E}_6 + \dot{Q}_{Kayıp,IPD}$ $\eta_{H,IPD} = \frac{\dot{E}_{10} - \dot{E}_8}{\dot{W}_{komp} + \dot{E}_5 - \dot{E}_6}$
	$\dot{E}_1 + \dot{W}_{komp} = \dot{E}_2 + \dot{Q}_{Kayıp,komp}$ $\eta_{H,komp} = \frac{\dot{E}_2 - \dot{E}_1}{\dot{W}_{komp}}$

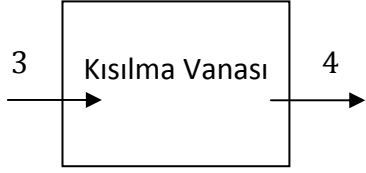
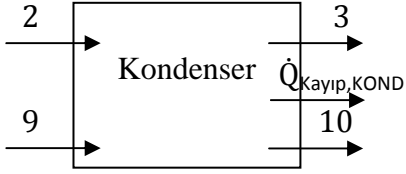
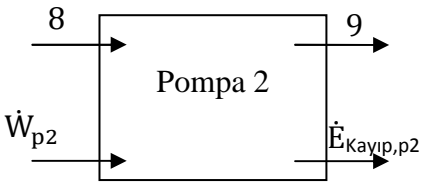

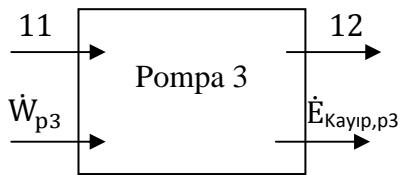

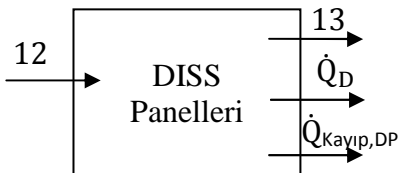
Çizelge 4.1 (Devamı) Isıtma Süreci'nde Kontrol Hacimleri ve Enerji Dengesi

Ünite	Enerji Dengesi
	$\dot{E}_3 = \dot{E}_4$
	$\dot{E}_2 + \dot{E}_9 = \dot{E}_{10} + \dot{E}_3 + \dot{Q}_{\text{Kayıp,KOND}}$ $\eta_{\text{H,KOND}} = \frac{\dot{E}_{10} - \dot{E}_9}{\dot{E}_2 - \dot{E}_3}$
	$\dot{E}_8 + \dot{W}_{p2} = \dot{E}_9 + \dot{E}_{\text{Kayıp,p2}}$ $\eta_{p2} = \frac{\dot{E}_9 - \dot{E}_8}{\dot{W}_{p2}}$
	$\dot{E}_{10} + \dot{W}_{p3} = \dot{E}_8 + \dot{Q}_D + \dot{Q}_{\text{Kayıp,DISS}}$ $\eta_{\text{H,DISS}} = \frac{\dot{Q}_D}{\dot{E}_{10} - \dot{E}_8 + \dot{W}_{p3}}$
	$\dot{E}_{11} + \dot{W}_{p3} = \dot{E}_{12} + \dot{E}_{\text{Kayıp,p3}}$ $\eta_{p3} = \frac{\dot{E}_{12} - \dot{E}_{11}}{\dot{W}_{p3}}$
	$\dot{E}_{10} + \dot{E}_{13} = \dot{E}_{11} + \dot{E}_8 + \dot{Q}_{\text{Kayıp,AT}}$ $\eta_{\text{H,AT}} = \frac{\dot{E}_{11} - \dot{E}_{13}}{\dot{E}_{10} - \dot{E}_8}$
	$\dot{E}_{12} = \dot{E}_{13} + \dot{Q}_D + \dot{Q}_{\text{Kayıp,DP}}$ $\eta_{\text{H,DP}} = \frac{\dot{Q}_D}{\dot{E}_{12} - \dot{E}_{13}}$

Çizelge 4.2 Isıtma Süreci'nde Kontrol Hacimleri ve Ekserji Dengesi

Ünite	Ekserji Dengesi
	$\dot{E}x_T + \dot{W}_{p1} + \dot{W}_{komp} + \dot{W}_{p2} + \dot{W}_{p3} = \dot{E}x_D + \dot{E}x_{yıkım,sistem} + \dot{E}x_{Kayıp,sistem}$ $\eta_{II,H,sistem} = \frac{\dot{E}x_D}{\dot{W}_{p1} + \dot{W}_{komp} + \dot{W}_{p2} + \dot{W}_{p3} + \dot{E}x_T}$
	$\dot{E}x_T + \dot{W}_{p1} + \dot{E}x_6 = \dot{E}x_5 + \dot{E}x_{yıkım,TD} + \dot{E}x_{Kayıp,TD}$ $\eta_{II,H,TD} = \frac{\dot{E}x_5 - \dot{E}x_6}{\dot{W}_{p1} + \dot{E}x_T}$
	$\dot{E}x_6 + \dot{W}_{p1} = \dot{E}x_7 + \dot{E}x_{yıkım,p1} + \dot{E}x_{Kayıp,p1}$ $\eta_{II,p1} = \frac{\dot{E}x_7 - \dot{E}x_6}{\dot{W}_{p1}}$
	$\dot{E}x_T + \dot{E}x_7 = \dot{E}x_5 + \dot{E}x_{yıkım,TID} + \dot{E}x_{Kayıp,TID}$ $\eta_{II,H,TID} = \frac{\dot{E}x_5 - \dot{E}x_7}{\dot{E}x_T}$
	$\dot{E}x_4 + \dot{E}x_5 = \dot{E}x_1 + \dot{E}x_6 + \dot{E}x_{yıkım,EVA} + \dot{E}x_{Kayıp,EVA}$ $\eta_{II,H,EVA} = \frac{\dot{E}x_1 - \dot{E}x_4}{\dot{E}x_5 - \dot{E}x_6}$
	$\dot{E}x_5 + \dot{W}_{komp} + \dot{E}x_8 = \dot{E}x_6 + \dot{E}x_{10} + \dot{E}x_{yıkım,IPD} + \dot{E}x_{Kayıp,IPD}$ $\eta_{H,IPD} = \frac{\dot{E}x_{10} - \dot{E}x_8}{\dot{W}_{komp} + \dot{E}x_5 - \dot{E}x_6}$
	$\dot{E}x_1 + \dot{W}_{komp} = \dot{E}x_2 + \dot{E}x_{yıkım,komp} + \dot{E}x_{Kayıp,komp}$ $\eta_{II,H,komp} = \frac{\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1}{\dot{W}_{komp}}$

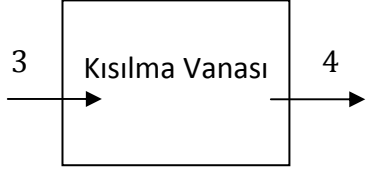
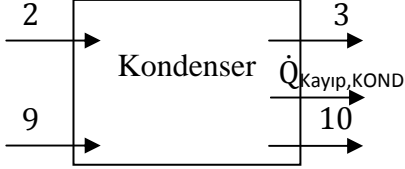
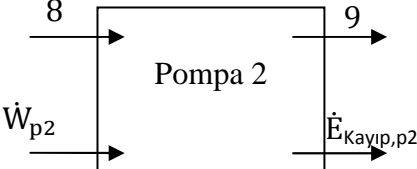
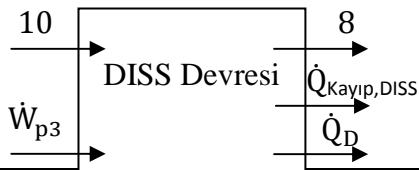
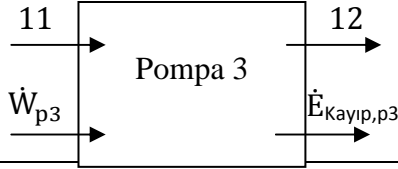
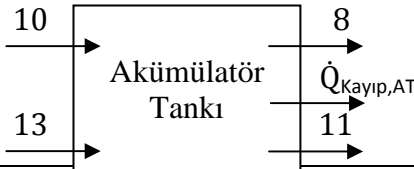
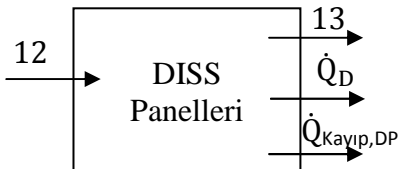
Çizelge 4.2 (Devamı) Isıtma Süreci'nde Kontrol Hacimleri ve Ekserji Dengesi

Ünite	Ekserji Dengesi
	$\dot{E}x_3 = \dot{E}x_4 + \dot{E}x_{yıkım,KV} \quad \eta_{II,H,KV} = \frac{\dot{E}x_4}{\dot{E}x_3}$
	$\dot{E}x_2 + \dot{E}x_9 = \dot{E}x_{10} + \dot{E}x_3 + \dot{E}x_{yıkım,KOND} + \dot{E}x_{Kayıp,KOND}$ $\eta_{II,H,KOND} = \frac{\dot{E}x_{10} - \dot{E}x_9}{\dot{E}x_2 - \dot{E}x_3}$
	$\dot{E}x_8 + \dot{W}_{p2} = \dot{E}x_9 + \dot{E}x_{yıkım,p2} + \dot{E}x_{Kayıp,p2}$ $\eta_{II,p2} = \frac{\dot{E}x_9 - \dot{E}x_8}{\dot{W}_{p2}}$
	$\dot{E}x_{10} + \dot{W}_{p3} = \dot{E}x_8 + \dot{E}x_D + \dot{E}x_{yıkım,DISS} + \dot{E}x_{Kayıp,DISS}$ $\eta_{II,H,DISS} = \frac{\dot{E}x_D}{\dot{E}x_{10} - \dot{E}x_8 + \dot{W}_{p3}}$
	$\dot{E}x_{11} + \dot{W}_{p3} = \dot{E}x_{12} + \dot{E}x_{yıkım,p3} + \dot{E}x_{Kayıp,p3}$ $\eta_{II,p3} = \frac{\dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{11}}{\dot{W}_{p3}}$
	$\dot{E}x_{10} + \dot{E}x_{13} = \dot{E}x_{11} + \dot{E}x_8 + \dot{E}x_{yıkım,AT} + \dot{E}x_{Kayıp,AT}$ $\eta_{II,H,AT} = \frac{\dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{13}}{\dot{E}x_{10} - \dot{E}x_8}$
	$\dot{E}x_{12} = \dot{E}x_{13} + \dot{E}x_D + \dot{E}x_{yıkım,DP} + \dot{E}x_{Kayıp,DP}$ $\eta_{II,H,DP} = \frac{\dot{E}x_D}{\dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{13}}$

Çizelge 4.3 Isıtma Süreci'nde Kontrol Hacimleri ve Eksergo Çevresel Eşitlikler

Ünite	Eksergo Çevresel Eşitlikler
	$\dot{B}_{Q,T} + \dot{B}_{w,p1} + \dot{B}_{w,komp} + \dot{B}_{w,p2} + \dot{B}_{w,p3} + \dot{Y}_{sistem} = \dot{B}_{Q,D}$ $f_{b,sistem} = \frac{\dot{Y}_{sistem}}{\dot{Y}_{sistem} + (\dot{b}_{Q,T} + \dot{b}_{w,giren})\dot{E}x_{yıkım,sistem}}$
	$\dot{B}_{Q,T} + \dot{B}_{w,p1} + \dot{B}_6 + \dot{Y}_{TD} = \dot{B}_5$ $f_{b,TD} = \frac{\dot{Y}_{TD}}{\dot{Y}_{TD} + (\dot{b}_{Q,T} + \dot{b}_{w,p1})\dot{E}x_{yıkım,TD}}$
	$\dot{B}_6 + \dot{B}_{w,p1} + \dot{Y}_{p1} = \dot{B}_7$ $f_{b,p1} = \frac{\dot{Y}_{p1}}{\dot{Y}_{p1} + \dot{b}_{w,p1}\dot{E}x_{yıkım,p1}}$
	$\dot{B}_{Q,T} + \dot{B}_7 + \dot{Y}_{TID} = \dot{B}_5$ $f_{b,TID} = \frac{\dot{Y}_{TID}}{\dot{Y}_{TID} + \dot{b}_{Q,T}\dot{E}x_{yıkım,TID}}$
	$\dot{B}_4 + \dot{B}_5 + \dot{Y}_{EVA} = \dot{B}_1 + \dot{B}_6$ $f_{b,EVA} = \frac{\dot{Y}_{EVA}}{\dot{Y}_{EVA} + \dot{b}_5\dot{E}x_{yıkım,EVA}}$
	$\dot{B}_5 + \dot{B}_{w,komp} + \dot{B}_9 + \dot{Y}_{IPD} = \dot{B}_6 + \dot{B}_{10}$ $f_{b,IPD} = \frac{\dot{Y}_{IPD}}{\dot{Y}_{IPD} + (\dot{b}_5 + \dot{b}_{w,komp} + \dot{b}_{w,p2})\dot{E}x_{yıkım,IPD}}$
	$\dot{B}_1 + \dot{B}_{w,komp} + \dot{Y}_{komp} = \dot{B}_2$ $f_{b,komp} = \frac{\dot{Y}_{komp}}{\dot{Y}_{komp} + (\dot{b}_1 + \dot{b}_{w,komp})\dot{E}x_{yıkım,komp}}$

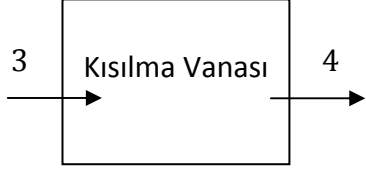
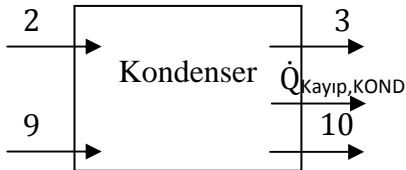
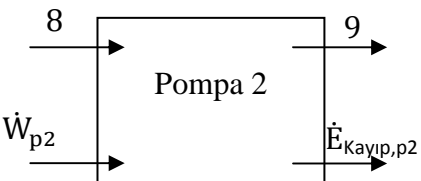

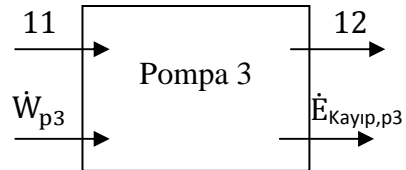
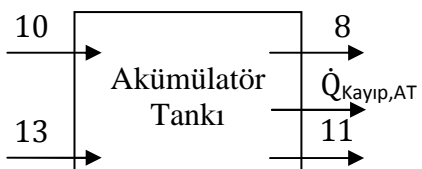
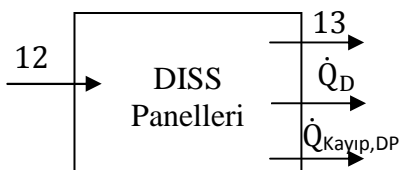
Çizelge 4.3 (Devamı) Isıtma Süreci'nde Kontrol Hacimleri ve Eksergo Çevresel Eşitlikler

Ünite	Eksergo Çevresel Eşitlikler
	$\dot{B}_3 + \dot{Y}_{KV} = \dot{B}_4 \quad f_{b,KV} = \frac{\dot{Y}_{KV}}{\dot{Y}_{KV} + \dot{b}_3 \dot{E}_{x_{yıkım,KV}}}$
	$\dot{B}_2 + \dot{B}_9 + \dot{Y}_{KOND} = \dot{B}_{10} + \dot{B}_3$ $f_{b,KOND} = \frac{\dot{Y}_{KOND}}{\dot{Y}_{KOND} + \dot{b}_2 \dot{E}_{x_{yıkım,KOND}}}$
	$\dot{B}_8 + \dot{B}_{w,p2} + \dot{Y}_{p2} = \dot{B}_9$ $f_{b,p2} = \frac{\dot{Y}_{p2}}{\dot{Y}_{p2} + \dot{b}_{w,p2} \dot{E}_{x_{yıkım,p2}}}$
	$\dot{B}_{10} + \dot{B}_{w,p2} + \dot{Y}_{DISS} = \dot{B}_8 + \dot{B}_{Q,D}$ $f_{b,DISS} = \frac{\dot{Y}_{DISS}}{\dot{Y}_{DISS} + (\dot{b}_{10} + \dot{b}_{w,p3}) \dot{E}_{x_{yıkım,DISS}}}$
	$\dot{B}_{11} + \dot{B}_{w,p3} + \dot{Y}_{p3} = \dot{B}_{12}$ $f_{b,p3} = \frac{\dot{Y}_{p3}}{\dot{Y}_{p3} + \dot{b}_{w,p3} \dot{E}_{x_{yıkım,p3}}}$
	$\dot{B}_{10} + \dot{B}_{13} + \dot{Y}_{AT} = \dot{B}_8 + \dot{B}_{11}$ $f_{b,AT} = \frac{\dot{Y}_{AT}}{\dot{Y}_{AT} + \dot{b}_{10} \dot{E}_{x_{yıkım,AT}}}$
	$\dot{B}_{12} + \dot{Y}_{DP} = \dot{B}_{13} + \dot{B}_{Q,D}$ $f_{b,DP} = \frac{\dot{Y}_{DP}}{\dot{Y}_{DP} + \dot{b}_{12} \dot{E}_{x_{yıkım,DP}}}$

Çizelge 4.4 Isıtma Süreci'nde Kontrol Hacimleri ve Eksergo Ekonomik Eşitlikler

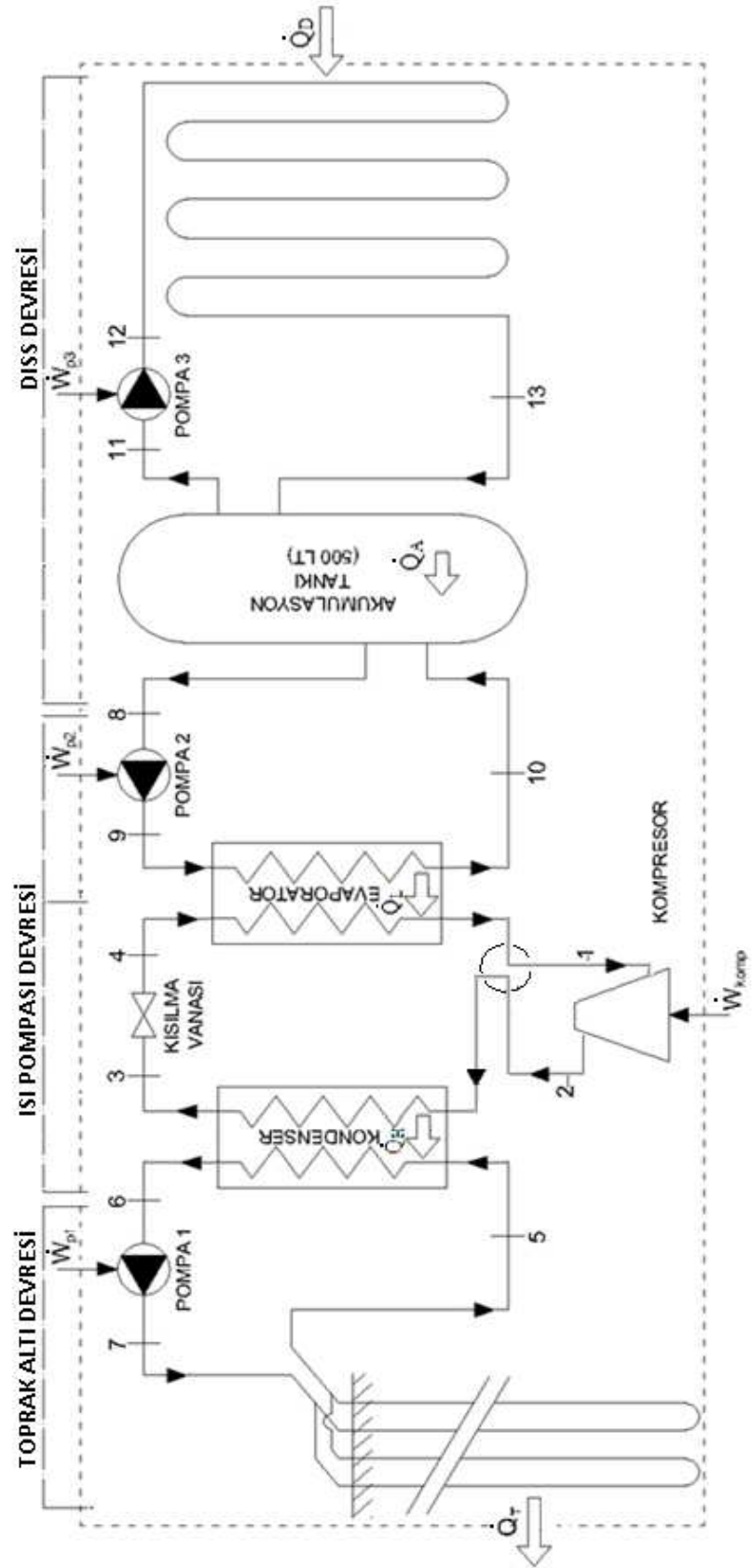
Ünite	Eksergo Ekonomik Eşitlikler
	$\dot{C}_{Q,T} + \dot{C}_{w,p1} + \dot{C}_{w,komp} + \dot{C}_{w,p2} + \dot{C}_{w,p3} + \dot{Z}_{sistem} = \dot{C}_{Q,D}$ $f_{c,sistem} = \frac{\dot{Z}_{sistem}}{\dot{Z}_{sistem} + (\dot{C}_{Q,T} + \dot{C}_{w,giren}) \dot{E}x_{yıkım,sistem}}$
	$\dot{C}_{Q,T} + \dot{C}_{w,p1} + \dot{C}_6 + \dot{Z}_{TD} = \dot{C}_5$ $f_{c,TD} = \frac{\dot{Z}_{TD}}{\dot{Z}_{TD} + (\dot{C}_{Q,T} + \dot{C}_{w,p1}) \dot{E}x_{yıkım,TD}}$
	$\dot{C}_6 + \dot{C}_{w,p1} + \dot{Z}_{p1} = \dot{C}_7$ $f_{c,p1} = \frac{\dot{Z}_{p1}}{\dot{Z}_{p1} + \dot{C}_{w,p1} \dot{E}x_{yıkım,p1}}$
	$\dot{C}_{Q,T} + \dot{C}_7 + \dot{Z}_{TID} = \dot{C}_5$ $f_{c,TID} = \frac{\dot{Z}_{TID}}{\dot{Z}_{TID} + \dot{C}_{Q,T} \dot{E}x_{yıkım,TID}}$
	$\dot{C}_4 + \dot{C}_5 + \dot{Z}_{EVA} = \dot{C}_1 + \dot{C}_6$ $f_{c,EVA} = \frac{\dot{Z}_{EVA}}{\dot{Z}_{EVA} + \dot{C}_5 \dot{E}x_{yıkım,EVA}}$
	$\dot{C}_5 + \dot{C}_{w,komp} + \dot{C}_9 + \dot{Z}_{IPD} = \dot{C}_6 + \dot{C}_{10}$ $f_{c,IPD} = \frac{\dot{Z}_{IPD}}{\dot{Z}_{IPD} + (\dot{C}_{w,p2} + \dot{C}_5 + \dot{C}_{w,komp}) \dot{E}x_{yıkım,IPD}}$
	$\dot{C}_1 + \dot{C}_{w,komp} + \dot{Z}_{komp} = \dot{C}_2$ $f_{c,komp} = \frac{\dot{Z}_{komp}}{\dot{Z}_{komp} + (\dot{C}_1 + \dot{C}_{w,komp}) \dot{E}x_{yıkım,komp}}$

Çizelge 4.4 (Devamı) Kontrol Hacimleri ve Eksgero Ekonomik Eşitlikler

Ünite	Eksgero Ekonomik Eşitlikler
	$\dot{C}_3 + \dot{Z}_{KV} = \dot{C}_4 \quad f_{c,KV} = \frac{\dot{Z}_{KV}}{\dot{Z}_{KV} + \dot{c}_3 \dot{E}x_{yıkım,KV}}$
	$\dot{C}_2 + \dot{C}_9 + \dot{Z}_{KOND} = \dot{C}_{10} + \dot{C}_3$ $f_{c,KOND} = \frac{\dot{Z}_{KOND}}{\dot{Z}_{KOND} + \dot{c}_2 \dot{E}x_{yıkım,KOND}}$
	$\dot{C}_8 + \dot{C}_{w,p2} + \dot{Z}_{p2} = \dot{C}_9$ $f_{c,p2} = \frac{\dot{Z}_{p2}}{\dot{Z}_{p2} + \dot{c}_{w,p2} \dot{E}x_{yıkım,p2}}$
	$\dot{C}_{10} + \dot{C}_{w,p2} + \dot{Z}_{DISS} = \dot{C}_8 + \dot{C}_{Q,D}$ $f_{c,DISS} = \frac{\dot{Z}_{DISS}}{\dot{Z}_{DISS} + (\dot{c}_{10} + \dot{c}_{w,p3}) \dot{E}x_{yıkım,DISS}}$
	$\dot{C}_{11} + \dot{C}_{w,p3} + \dot{Z}_{p3} = \dot{Z}_{12}$ $f_{c,p3} = \frac{\dot{Z}_{p3}}{\dot{Z}_{p3} + \dot{c}_{w,p3} \dot{E}x_{yıkım,p3}}$
	$\dot{C}_{10} + \dot{C}_{13} + \dot{Z}_{AT} = \dot{C}_{11} + \dot{C}_8$ $f_{c,AT} = \frac{\dot{Z}_{AT}}{\dot{Z}_{AT} + \dot{c}_{10} \dot{E}x_{yıkım,AT}}$
	$\dot{C}_{12} + \dot{Z}_{DP} = \dot{C}_{13} + \dot{C}_{Q,D}$ $f_{c,DP} = \frac{\dot{Z}_{DP}}{\dot{Z}_{DP} + \dot{c}_{12} \dot{E}x_{yıkım,DP}}$

4.1.3 Soğutma Sürecinde DTKIP ile DISS'nin Analizi

Soğutma sürecinde sistemin genel şeması Şekil 4.17 de verilmektedir. Toprakaltı devresi, ısı pompası devresi ve DISS devresi mevcuttur. Duvar paneli devresinde mahalden çekilen ısı (\dot{Q}_D), akümülayon tankı devresine iletilir (\dot{Q}_A). Akümülayon tankı üzerinden ısı pompasının eşanjörüne aktarılan ısı (\dot{Q}_H) ısı transfer akışkanını gaz haline getirir. Gaz halindeki ısı transfer akışkanının sıcaklığı ve basıncı kompresörde sıkıştırma işlemiyle yükseltilir ve akışkan ısı pompasının diğer eşanjörüne taşınır. Burada yoğuşma gerçekleşirken ortaya çıkan ısıyı (\dot{Q}_L) toprak devresi çeker. Daha sonra soğutucu akışkan kısılma vanasından geçer ve çevrim devam eder.



Şekil 4.6 Soğutma sürecinde genel sistem şeması

4.1.3.1 Tüm Sistem

Kütle Dengesi:

Tüm sistemin analizi için seçilen kontrol hacminde kütle giriş ve çıkışı yoktur yalnızca enerji transferi vardır.

Enerji dengesi:

Tüm sistem için enerjinin korunumu (3.3) eşitliğinden,

$$\dot{E}_{gir} = \dot{Q}_D + \dot{W}_{p1} + \dot{W}_{komp} + \dot{W}_{p2} + \dot{W}_{p3} \quad (4.15)$$

$$\dot{E}_{çık} = \dot{Q}_T \quad (4.16)$$

$$\dot{Q}_D + \dot{W}_{p1} + \dot{W}_{komp} + \dot{W}_{p2} + \dot{W}_{p3} = \dot{Q}_T \quad (4.17)$$

şeklinde ifade edilebilir.

Tüm sistem için Birinci Yasa Verimi yani Soğutma sürecinde sistemin etkinlik katsayısı eşitlik (3.7) kullanılarak aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$COP_{C,sistem} = \frac{\dot{Q}_D}{\dot{W}_{p1} + \dot{W}_{komp} + \dot{W}_{p2} + \dot{W}_{p3}} \quad (4.18)$$

Ekserji Dengesi:

Tüm sistem için ekserji kaybı ve yıkımı (3.35) eşitliği kullanılarak yazılabilir.

$$\dot{E}x_{k,sistem} = \dot{E}x_{yıkım,sistem} + \dot{E}x_{kayıp,sistem} \quad (4.19)$$

$$\dot{Q}_D \left(1 - \frac{T_0}{T_D}\right) + \dot{W}_{p1} + \dot{W}_{komp} + \dot{W}_{p2} + \dot{W}_{p3} - \dot{Q}_T \left(1 - \frac{T_0}{T_T}\right) = \dot{E}x_{k,sistem} \quad (4.20)$$

$$\dot{E}x_{k,sistem} = \dot{Q}_D \left(1 - \frac{T_0}{T_D}\right) + \dot{W}_{p1} + \dot{W}_{komp} + \dot{W}_{p2} + \dot{W}_{p3} - \dot{Q}_T \times \left(1 - \frac{T_0}{T_T}\right) \quad (4.21)$$

Ekserji verimliliği, ürün/yakıt prensibine göre pompalar ve kompresörün verimleri de dikkate alınarak, eşitlik (3.37) ile aşağıdaki şekilde bulunur.

$$\eta_{II,sistem} = \frac{\dot{Q}_T \left(1 - \frac{T_0}{T_T}\right)}{\dot{Q}_D \times \left(1 - \frac{T_0}{T_D}\right) + \dot{W}_{p1} + \dot{W}_{komp} + \dot{W}_{p2} + \dot{W}_{p3}} \quad (4.22)$$

Eksergo Çevreselk Analiz:

Tüm sistemin, ekserji akışına bağlı çevresel etki dengesi eşitlik (3.40) kullanılarak yazılabilir.

$$\dot{B}_{Q,D} + \dot{B}_{W,komp} + \dot{B}_{W,p1} + \dot{B}_{W,p2} + \dot{B}_{W,p3} + \dot{Y}_{sistem} = \dot{B}_{Q,T} \quad (4.23)$$

Sistemin yapısından ve işletilmesinden kaynaklanan çevresel etki eşitlik (3.38) ile hesaplanmaktadır.

$$\dot{Y}_{sistem} = \dot{Y}_{sistem}^{üretim} + \dot{Y}_{sistem}^{isletme} + \dot{Y}_{sistem}^{atık} \quad (4.24)$$

Eksergo çevreselk faktör ise eşitlik (3.42) ile bulunur.

$$f_{b,sistem} = \frac{\dot{Y}_{sistem}}{\dot{Y}_{sistem} + \dot{B}_{yıkım,sistem}} \quad (4.25)$$

Eksergo Ekonomik Analiz:

Tüm sistemin, ekserji ekonomik dengesi dengesi eşitlik (3.44) ile gösterilir.

$$\dot{C}_{Q,D} + \dot{C}_{W,komp} + \dot{C}_{W,p1} + \dot{C}_{W,p2} + \dot{C}_{W,p3} + \dot{Z}_{sistem} = \dot{C}_{Q,T} \quad (4.26)$$

seviyelendirilmiş yatırım maliyeti) (3.45) ile hesaplanmaktadır.

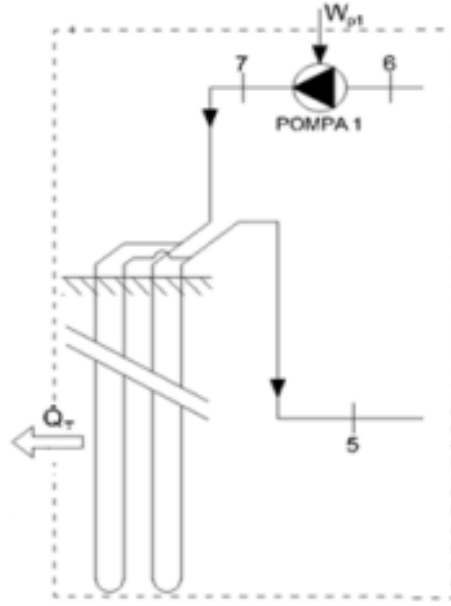
$$\dot{Z}_{sistem} = \dot{Z}_{sistem}^{üretim} + \dot{Z}_{sistem}^{isletme} + \dot{Z}_{sistem}^{atık} \quad (4.27)$$

Eksergo ekonomik faktör ise eşitlik (3.47) ile bulunur.

$$f_{c,sistem} = \frac{\dot{Z}_{sistem}}{\dot{Z}_{sistem} + \dot{C}_{yıkım,sistem}} \quad (4.28)$$

4.1.3.2 Toprakaltı Devresi

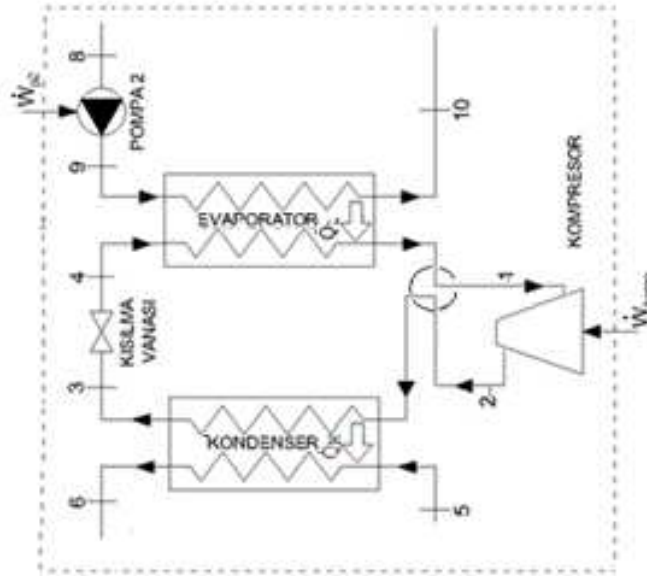
Toprakaltı Devresi, Toprakaltı Isı Değiştiricisi ve Pompa 1 ünitelerinden oluşmaktadır. Tüm Sistemin analizinde kullanılan eşitlikler Şekil 4.7 te verilmiş olan Toprakaltı Devresi'nin tümü ve alt üniteleri için uygulanmış olup Enerji Dengesi Eşitlikleri Çizelge 4.5, Ekserji Dengesi Eşitlikleri Çizelge 4.6, Eksergo Çevresel Eşitlikleri Çizelge 4.7 ve Eksergo Ekonomi Eşitlikleri Çizelge 4.8 de verilmiştir.



Şekil 4.7 Toprakaltı devresi sistem şeması

4.1.3.3 Isı Pompası Devresi

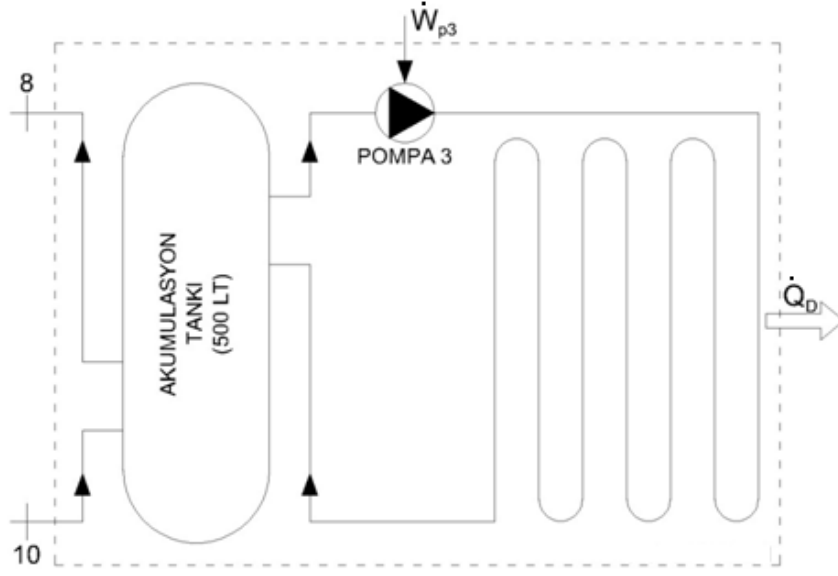
Isı Pompası Devresi, Evaporatör, Kompresör, Kondenser, Kısılma Vanası ve Pompa 2 ünitelerinden oluşmaktadır. Tüm Sistemin analizinde kullanılan eşitlikler Şekil 4.8 de verilmiş olan Isı Pompası Devresi'nin tümü ve alt üniteleri için uygulanmış olup Enerji Dengesi Eşitlikleri Çizelge 4.5, Ekserji Dengesi Eşitlikleri Çizelge 4.6, Eksergo Çevresel Eşitlikleri Çizelge 4.7 ve Eksergo Ekonomi Eşitlikleri Çizelge 4.8 de verilmiştir.



Şekil 4.8 Isı pompası devresi sistem şeması

4.1.3.4 DISS Devresi

DISS Devresi, Akümülyasyon Tankı, Pompa 3 ve DISS Panellerinden oluşmaktadır. Tüm Sistemin analizinde kullanılan eşitlikler Şekil 4.9 da verilmiş olan DISS Devresi'nin tümü ve alt üniteleri için uygulanmış olup Enerji Dengesi Eşitlikleri Çizelge 4.5, Ekserji Dengesi Eşitlikleri Çizelge 4.6, Eksergo Çevresel Analiz Eşitlikleri Çizelge 4.7 ve Eksergo Ekonomi Eşitlikleri Çizelge 4.8 de verilmiştir.

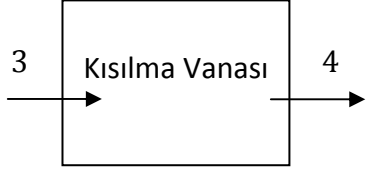
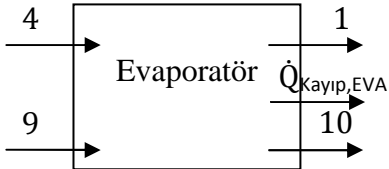
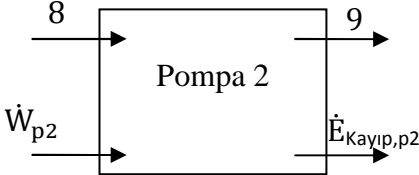

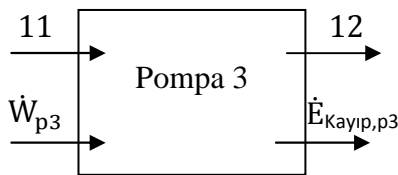
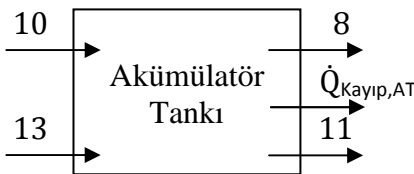



Şekil 4.9 DISS Şeması

Çizelge 4.5 Soğutma Süreci'nde Kontrol Hacimleri ve Enerji Dengesi

Ünite	Enerji Dengesi
	$\dot{Q}_D + \dot{W}_{p1} + \dot{W}_{komp} + \dot{W}_{p2} + \dot{W}_{p3}$ $= \dot{Q}_T + \dot{Q}_{Kayıp}$ $COP_{C,sistem} = \frac{\dot{Q}_D}{\dot{W}_{p1} + \dot{W}_{komp} + \dot{W}_{p2} + \dot{W}_{p3}}$
	$\dot{W}_{p1} + \dot{E}_6 = \dot{Q}_T + \dot{Q}_{Kayıp,TD} + \dot{E}_5$ $\eta_{C,TD} = \frac{\dot{Q}_T}{\dot{W}_{p1} + \dot{E}_6 - \dot{E}_5}$
	$\dot{E}_6 + \dot{W}_{p1} = \dot{E}_7 + \dot{E}_{Kayıp,p1}$ $\eta_{p1} = \frac{\dot{E}_7 - \dot{E}_6}{\dot{W}_{p1}}$
	$\dot{E}_7 = \dot{Q}_T + \dot{E}_5 + \dot{Q}_{Kayıp,TD}$ $\eta_{C,TD} = \frac{\dot{Q}_T}{\dot{E}_7 - \dot{E}_5}$
	$\dot{E}_2 + \dot{E}_5 = \dot{E}_3 + \dot{E}_6 + \dot{Q}_{Kayıp,KOND}$ $\eta_{C,KOND} = \frac{\dot{E}_6 - \dot{E}_5}{\dot{E}_2 - \dot{E}_3}$
	$\dot{E}_5 + \dot{W}_{komp} + \dot{W}_{p2} + \dot{E}_8 = \dot{E}_6 + \dot{E}_{10} + \dot{Q}_{Kayıp,IPD}$ $\eta_{C,IPD} = \frac{\dot{E}_6 - \dot{E}_5}{\dot{W}_{komp} + \dot{W}_{p2} + \dot{E}_8 - \dot{E}_{10}}$
	$\dot{E}_1 + \dot{W}_{komp} = \dot{E}_2 + \dot{Q}_{Kayıp,komp}$ $\eta_{C,komp} = \frac{\dot{E}_2 - \dot{E}_1}{\dot{W}_{komp}}$

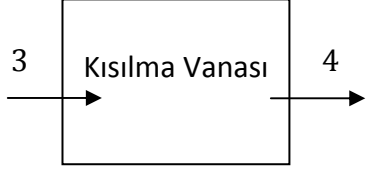
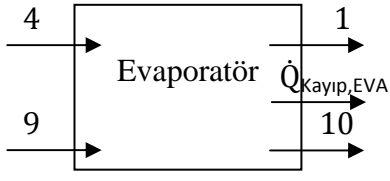
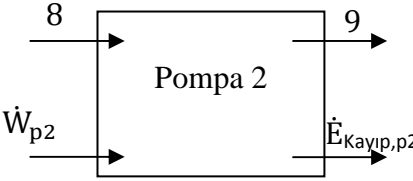

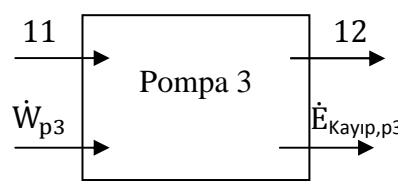


Çizelge 4.5 (Devamı) Soğutma Süreci'nde Kontrol Hacimleri ve Enerji Dengesi

Ünite	Enerji Dengesi
	$\dot{E}_3 = \dot{E}_4$
	$\dot{E}_4 + \dot{E}_9 = \dot{E}_{10} + \dot{E}_1 + \dot{Q}_{\text{Kayıp,EVA}}$ $\eta_{\text{c,EVA}} = \frac{\dot{E}_{10} - \dot{E}_9}{\dot{E}_4 - \dot{E}_1}$
	$\dot{E}_8 + \dot{W}_{p2} = \dot{E}_9 + \dot{E}_{\text{Kayıp,p2}}$ $\eta_{p2} = \frac{\dot{E}_9 - \dot{E}_8}{\dot{W}_{p2}}$
	$\dot{E}_{10} + \dot{W}_{p3} + \dot{Q}_D = \dot{E}_8 + \dot{Q}_{\text{Kayıp,DISS}}$ $\eta_{\text{c,DISS}} = \frac{\dot{Q}_D}{\dot{E}_8 - \dot{E}_{10} + \dot{W}_{p3}}$
	$\dot{E}_{11} + \dot{W}_{p3} = \dot{E}_{12} + \dot{E}_{\text{Kayıp,p3}}$ $\eta_{p3} = \frac{\dot{E}_{12} - \dot{E}_{11}}{\dot{W}_{p3}}$
	$\dot{E}_{10} + \dot{E}_{13} = \dot{E}_{11} + \dot{E}_8 + \dot{Q}_{\text{Kayıp,AT}}$ $\eta_{\text{c,AT}} = \frac{\dot{E}_{11} - \dot{E}_{13}}{\dot{E}_{10} - \dot{E}_8}$
	$\dot{E}_{12} + \dot{Q}_D = \dot{E}_{13} + \dot{Q}_{\text{Kayıp,DP}}$ $\eta_{\text{c,DP}} = \frac{\dot{E}_{13} - \dot{E}_{12}}{\dot{Q}_D}$

Çizelge 4.6 Soğutma Süreci'nde Kontrol Hacimleri ve Ekserji Dengesi

Ünite	Ekserji Dengesi
	$\dot{E}x_D + \dot{W}_{p1} + \dot{W}_{komp} + \dot{W}_{p2} + \dot{W}_{p3} = \dot{E}x_T + \dot{E}x_{yıkım,sistem} + \dot{E}x_{kayıp,sistem}$ $\eta_{II,C,sistem} = \frac{\dot{E}x_D}{\dot{W}_{p1} + \dot{W}_{komp} + \dot{W}_{p2} + \dot{W}_{p3}}$
	$\dot{E}x_6 + \dot{W}_{p1} + \dot{E}x_5 = \dot{E}x_T + \dot{E}x_{yıkım,TD} + \dot{E}x_{kayıp,TD}$ $\eta_{II,C,TD} = \dot{E}x_T \dot{W}_{p1} + \dot{E}x_6 - \dot{E}x_5$
	$\dot{E}x_6 + \dot{W}_{p1} = \dot{E}x_7 + \dot{E}x_{yıkım,p1} + \dot{E}x_{kayıp,p1}$ $\eta_{II,p1} = \frac{\dot{E}x_7 - \dot{E}x_6}{\dot{W}_{p1}}$
	$\dot{E}x_7 = \dot{E}x_5 + \dot{E}x_T + \dot{E}x_{yıkım,TID} + \dot{E}x_{kayıp,TID}$ $\eta_{II,C,TID} = \frac{\dot{E}x_T}{\dot{E}x_7 - \dot{E}x_5}$
	$\dot{E}x_2 + \dot{E}x_5 = \dot{E}x_3 + \dot{E}x_6 + \dot{E}x_{yıkım,KOND} + \dot{E}x_{kayıp,KOND}$ $\eta_{II,C,KOND} = \frac{\dot{E}x_6 - \dot{E}x_5}{\dot{E}x_2 - \dot{E}x_3}$
	$\dot{E}x_5 + \dot{W}_{komp} + \dot{W}_{p2} + \dot{E}x_8 = \dot{E}x_6 + \dot{E}x_{10} + \dot{E}x_{yıkım,IPD} + \dot{E}x_{kayıp,IPD}$ $\eta_{II,C,IPD} = \frac{\dot{E}x_6 - \dot{E}x_5}{\dot{W}_{komp} + \dot{W}_{p2} + \dot{E}x_8 - \dot{E}x_{10}}$
	$\dot{E}x_1 + \dot{W}_{komp} = \dot{E}x_2 + \dot{E}x_{yıkım,komp} + \dot{E}x_{kayıp,komp}$ $\eta_{II,C,komp} = \frac{\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1}{\dot{W}_{komp}}$

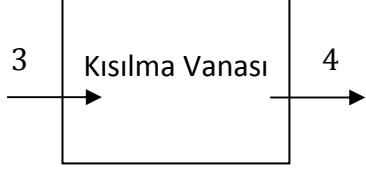
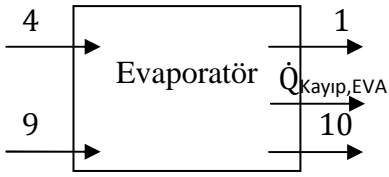
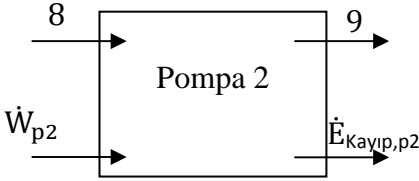

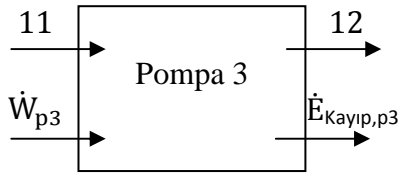


Çizelge 4.6 (Devamı) Soğutma Süreci'nde Kontrol Hacimleri ve Ekserji Dengesi

Ünite	Ekserji Dengesi
	$\dot{E}x_3 = \dot{E}x_4 + \dot{E}x_{yıkım,KV} \quad \eta_{II,C,KV} = \frac{\dot{E}x_4}{\dot{E}x_3}$
	$\dot{E}x_4 + \dot{E}x_9 = \dot{E}x_{10} + \dot{E}x_1 + \dot{E}x_{yıkım,EVA} + \dot{E}x_{Kayıp,EVA}$ $\eta_{II,C,KOND} = \frac{\dot{E}x_1 - \dot{E}x_4}{\dot{E}x_9 - \dot{E}x_{10}}$
	$\dot{E}x_8 + \dot{W}_{p2} = \dot{E}x_9 + \dot{E}x_{yıkım,p2} + \dot{E}x_{Kayıp,p2}$ $\eta_{II,p2} = \frac{\dot{E}x_9 - \dot{E}x_8}{\dot{W}_{p2}}$
	$\dot{E}x_{10} + \dot{W}_{p3} + \dot{E}x_D = \dot{E}x_8 + \dot{E}x_{yıkım,DISS} + \dot{E}x_{Kayıp,DISS}$ $\eta_{II,C,DISS} = \frac{\dot{E}x_8 - \dot{E}x_{10}}{\dot{E}x_D + \dot{W}_{p3}}$
	$\dot{E}x_{11} + \dot{W}_{p3} = \dot{E}x_{12} + \dot{E}x_{yıkım,p3} + \dot{E}x_{Kayıp,p3}$ $\eta_{II,p3} = \frac{\dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{11}}{\dot{W}_{p3}}$
	$\dot{E}x_{10} + \dot{E}x_{13} = \dot{E}x_{11} + \dot{E}x_8 + \dot{E}x_{yıkım,AT} + \dot{E}x_{Kayıp,AT}$ $\eta_{II,C,AT} = \frac{\dot{E}x_8 - \dot{E}x_{10}}{\dot{E}x_{13} - \dot{E}x_{11}}$
	$\dot{E}x_{12} + \dot{E}x_D = \dot{E}x_{13} + \dot{E}x_{yıkım,DP} + \dot{E}x_{Kayıp,DP}$ $\eta_{II,C,DP} = \frac{\dot{E}x_{13} - \dot{E}x_{12}}{\dot{E}x_D}$

Çizelge 4.7 Soğutma Süreci'nde Kontrol Hacimleri ve Eksergo Çevresel Eşitlikler

Ünite	Eksergo Çevresel Eşitlikler
	$\dot{B}_{Q,D} + \dot{B}_{w,p1} + \dot{B}_{w,komp} + \dot{B}_{w,p2} + \dot{B}_{w,p3} + \dot{Y}_{sistem} = \dot{B}_{Q,T}$ $f_{b,sistem} = \frac{\dot{Y}_{sistem}}{\dot{Y}_{sistem} + (\dot{b}_{Q,D} + \dot{b}_{w,giren}) \dot{E}x_{yıkım,sistem}}$
	$\dot{B}_6 + \dot{B}_{w,p1} + \dot{Y}_{TD} = \dot{B}_{Q,T} + \dot{B}_3$ $f_{b,TD} = \frac{\dot{Y}_{TD}}{\dot{Y}_{TD} + (\dot{b}_{w,p1} + \dot{b}_6) \dot{E}x_{yıkım,TD}}$
	$\dot{B}_6 + \dot{B}_{w,p1} + \dot{Y}_{p1} = \dot{B}_7$ $f_{b,p1} = \frac{\dot{Y}_{p1}}{\dot{Y}_{p1} + \dot{b}_{w,p1} \dot{E}x_{yıkım,p1}}$
	$\dot{B}_7 + \dot{Y}_{TID} = \dot{B}_5 + \dot{B}_{Q,T}$ $f_{b,TID} = \frac{\dot{Y}_{TID}}{\dot{Y}_{TID} + \dot{b}_7 \dot{E}x_{yıkım,TID}}$
	$\dot{B}_2 + \dot{B}_5 + \dot{Y}_{KOND} = \dot{B}_3 + \dot{B}_6$ $f_{b,KOND} = \frac{\dot{Y}_{KOND}}{\dot{Y}_{KOND} + \dot{b}_2 \dot{E}x_{yıkım,KOND}}$
	$\dot{B}_5 + \dot{B}_{w,komp} + \dot{B}_{w,p2} + \dot{B}_8 + \dot{Y}_{IPD} = \dot{B}_6 + \dot{B}_{10}$ $f_{b,IPD} = \frac{\dot{Y}_{IPD}}{\dot{Y}_{IPD} + (\dot{b}_8 + \dot{b}_{w,komp} + \dot{b}_{w,p2}) \dot{E}x_{yıkım,IPD}}$
	$\dot{B}_1 + \dot{B}_{w,komp} + \dot{Y}_{komp} = \dot{B}_2$ $f_{b,komp} = \frac{\dot{Y}_{komp}}{\dot{Y}_{komp} + (\dot{b}_1 + \dot{b}_{w,komp}) \dot{E}x_{yıkım,komp}}$


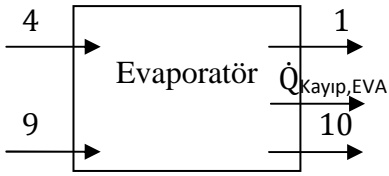
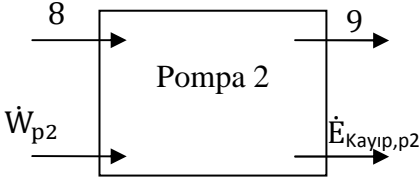

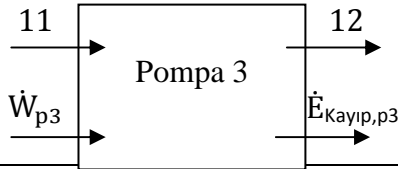


Çizelge 4.7 (Devamı) Soğutma Süreci'nde Kontrol Hacimleri ve Eksergo Çevresel Eşitlikler

Ünite	Eksergo Çevresel Eşitlikler
	$\dot{B}_3 + \dot{Y}_{KV} = \dot{B}_4 \quad f_{b,KV} = \frac{\dot{Y}_{KV}}{\dot{Y}_{KV} + \dot{b}_3 \dot{E}x_{yıkım,KV}}$
	$\dot{B}_4 + \dot{B}_9 + \dot{Y}_{KOND} = \dot{B}_1 + \dot{B}_{10}$ $f_{b,EVA} = \frac{\dot{Y}_{EVA}}{\dot{Y}_{EVA} + \dot{b}_9 \dot{E}x_{yıkım,EVA}}$
	$\dot{B}_8 + \dot{B}_{w,p2} + \dot{Y}_{p2} = \dot{B}_9$ $f_{b,p2} = \frac{\dot{Y}_{p2}}{\dot{Y}_{p2} + \dot{b}_{w,p2} \dot{E}x_{yıkım,p2}}$
	$\dot{B}_{10} + \dot{B}_{w,p3} + \dot{B}_{Q,D} + \dot{Y}_{DISS} = \dot{B}_8$ $f_{b,DISS} = \frac{\dot{Y}_{DISS}}{\dot{Y}_{DISS} + (\dot{b}_{Q,D} + \dot{b}_{w,p3}) \dot{E}x_{yıkım,DISS}}$
	$\dot{B}_{11} + \dot{B}_{w,p3} + \dot{Y}_{p3} = \dot{B}_{12}$ $f_{b,p3} = \frac{\dot{Y}_{p3}}{\dot{Y}_{p3} + \dot{b}_{w,p3} \dot{E}x_{yıkım,p3}}$
	$\dot{B}_{10} + \dot{B}_{13} + \dot{Y}_{AT} = \dot{B}_8 + \dot{B}_{11}$ $f_{b,AT} = \frac{\dot{Y}_{AT}}{\dot{Y}_{AT} + \dot{b}_{13} \dot{E}x_{yıkım,AT}}$
	$\dot{B}_{12} + \dot{Y}_{DP} = \dot{B}_{13} + \dot{B}_{Q,D}$ $f_{b,DP} = \frac{\dot{Y}_{DP}}{\dot{Y}_{DP} + \dot{b}_{Q,D} \dot{E}x_{yıkım,DP}}$

Çizelge 4.8 Soğutma Süreci'nde Kontrol Hacimleri ve Eksergo Ekonomik Eşitlikler

Ünite	Eksergo Ekonomik Eşitlikler
	$\dot{C}_{Q,D} + \dot{C}_{w,p1} + \dot{C}_{w,komp} + \dot{C}_{w,p2} + \dot{C}_{w,p3} + \dot{Z}_{sistem} = \dot{C}_{Q,T}$ $f_{c,sistem} = \frac{\dot{Z}_{sistem}}{\dot{Z}_{sistem} + (\dot{C}_{Q,D} + \dot{C}_{w,giren}) \dot{E}x_{yıkım,sistem}}$
	$\dot{C}_6 + \dot{C}_{w,p1} + \dot{Z}_{TD} = \dot{C}_{Q,T} + \dot{C}_5$ $f_{c,TD} = \frac{\dot{Z}_{TD}}{\dot{Z}_{TD} + (\dot{C}_6 + \dot{C}_{w,p1}) \dot{E}x_{yıkım,TD}}$
	$\dot{C}_6 + \dot{C}_{w,p1} + \dot{Z}_{p1} = \dot{C}_7$ $f_{c,p1} = \frac{\dot{Z}_{p1}}{\dot{Z}_{p1} + \dot{C}_{w,p1} \dot{E}x_{yıkım,p1}}$
	$\dot{C}_7 + \dot{Z}_{TID} = \dot{C}_5 + \dot{C}_{Q,T}$ $f_{c,TID} = \frac{\dot{Z}_{TID}}{\dot{Z}_{TID} + \dot{C}_7 \dot{E}x_{yıkım,TID}}$
	$\dot{C}_2 + \dot{C}_5 + \dot{Z}_{KOND} = \dot{C}_3 + \dot{C}_6$ $f_{c,KOND} = \frac{\dot{Z}_{KOND}}{\dot{Z}_{KOND} + \dot{C}_5 \dot{E}x_{yıkım,KOND}}$
	$\dot{C}_5 + \dot{C}_{w,komp} + \dot{C}_{w,p2} + \dot{C}_8 + \dot{Z}_{IPD} = \dot{C}_6 + \dot{C}_{10}$ $f_{c,IPD} = \frac{\dot{Z}_{IPD}}{\dot{Z}_{IPD} + (\dot{C}_8 + \dot{C}_{w,p2} + \dot{C}_{w,komp}) \dot{E}x_{yıkım,IPD}}$
	$\dot{C}_1 + \dot{C}_{w,komp} + \dot{Z}_{komp} = \dot{C}_2$ $f_{c,komp} = \frac{\dot{Z}_{komp}}{\dot{Z}_{komp} + (\dot{C}_1 + \dot{C}_{w,p2} + \dot{C}_{w,komp}) \dot{E}x_{yıkım,komp}}$

Çizelge 4.8 (Devamı) Soğutma Süreci'nde Kontrol Hacimleri ve Eksergo Ekonomik Eşitlikler

Ünite	Eksergo Ekonomik Eşitlikler
	$\dot{C}_3 + \dot{Z}_{KV} = \dot{C}_4 \quad f_{c,KV} = \frac{\dot{Z}_{KV}}{\dot{Z}_{KV} + \dot{c}_3 \dot{E}x_{y1kım,KV}}$
	$\dot{C}_4 + \dot{C}_9 + \dot{Z}_{EVA} = \dot{C}_{10} + \dot{C}_1$ $f_{c,EVA} = \frac{\dot{Z}_{EVA}}{\dot{Z}_{EVA} + \dot{c}_9 \dot{E}x_{y1kım,KOND}}$
	$\dot{C}_8 + \dot{C}_{w,p2} + \dot{Z}_{p2} = \dot{C}_9$ $f_{c,p2} = \frac{\dot{Z}_{p2}}{\dot{Z}_{p2} + \dot{c}_{w,p2} \dot{E}x_{y1kım,p2}}$
	$\dot{C}_{10} + \dot{C}_{w,p2} + \dot{C}_{Q,D} + \dot{Z}_{DISS} = \dot{C}_8$ $f_{c,DISS} = \frac{\dot{Z}_{DISS}}{\dot{Z}_{DISS} + (\dot{c}_{Q,D} + \dot{c}_{w,p3}) \dot{E}x_{y1kım,DISS}}$
	$\dot{C}_{11} + \dot{C}_{w,p3} + \dot{Z}_{p3} = \dot{Z}_{12}$ $f_{c,p3} = \frac{\dot{Z}_{p3}}{\dot{Z}_{p3} + \dot{c}_{w,p3} \dot{E}x_{y1kım,p3}}$
	$\dot{C}_{10} + \dot{C}_{13} + \dot{Z}_{AT} = \dot{C}_{11} + \dot{C}_8$ $f_{c,AT} = \frac{\dot{Z}_{AT}}{\dot{Z}_{AT} + \dot{c}_{13} \dot{E}x_{y1kım,AT}}$
	$\dot{C}_{12} + \dot{C}_{Q,D} + \dot{Z}_{DP} = \dot{C}_{13}$ $f_{c,DP} = \frac{\dot{Z}_{DP}}{\dot{Z}_{DP} + \dot{c}_{Q,D} \dot{E}x_{y1kım,DP}}$

4.2 Deneysel Çalışma

4.2.1 Kabuller

Deneysel çalışma sürecinde yapılan kabuller aşağıda verilmiştir:

- Isı pompası sistemi bir bütün olarak satın alınmış olup bu sistemde kontrol, ölçüm ve yazılım ekipmanları mevcuttur. Bu nedenle bu sistemin analiz edilen parçalarına (kompresör, kondenser, kısılma vanası ve evaporatör) ait maliyetler toplam maliyetin parçalara gerçek maliyetler oranında yeniden dağıtılması ile bulunmuştur.
- Sistem ömrü 20 yıl, geri ödeme oranı %6, faiz oranı %3 ve eskalasyon oranı %4 olarak alınmıştır.
- Yıllık bakım sistemin kontrolü, eğer eksilmişe sisteme su ve soğutucu akışkan takviyesi şeklinde olup bedeli 100 € olarak belirlenmiştir. Analizler sırasında bakım maliyeti sistem elemanlarından kompresöre bindirilmiştir.
- Yaşam ömrü sonunda sistemde gerekli iyileştirmeler ve parça değişimleri yapıp yeniden kullanılacağı kabul edilerek atık senaryosu ve hesabı oluşturulmamıştır.
- Sistem elemanlarının enerji verimlilikleri toplanan verilerle hesaplanabilmektedir.
- Toprak altı devresi için 65 m derinliğinde 2 adet sondaj kuyusu açılmış olup maliyeti 40 €/m dir. U-tüp paralel sistem ile, dikeyde 240 m ve yatayda 45 m DN 40 polietilen kompozit boru kullanılmıştır ve maliyeti 5 €/m dir.
- Sirkülasyon pompalarının her birinin maliyeti 100 € dur.
- Akümülayon tankı 500 lt kapasiteli olup paslanmaz çelikten imal edilmiştir. Ağırlığı 222 kg, toplam maliyeti bağlantı boruları, izolasyonu ve ekipmanları da dahil olmak üzere 1060 € dur.
- DISS Panellerinde 16 mm çapında 840 m, 20 mm çapında 40 m polietilen boru kullanılmıştır. Boru malzemesi, kolektörler ve diğer bağlantı ekipmanları, işçilik ve siva maliyetleri toplamda 1930 € dur.

- Isıtma sezonu için analizler 01.01.2010 – 31.03.2010 tarihleri arasında kayıt edilen veriler baz alınarak yapılmıştır. Toplanan verilere göre ısı pompasının online olma oranı %30 olup ısıtma sezonunda toplam 863 saat çalışmıştır.
- Soğutma sezonu için analizler 01.07.2010 – 30.09.2010 tarihleri arasında kayıt edilen veriler baz alınarak yapılmıştır. Toplanan verilere göre ısı pompasının online olma oranı %8 olup soğutma sezonunda toplam 120 saat çalışmıştır.
- Toprakaltı ve DISS sisteminde ısı taşıyıcı akışkan olarak etilen glikollü su, ısı pompası devresinde ise soğutucu akışkan olarak R410A kullanılmıştır. Suyun termofiziksel özellikleri EES, R410A'nın özellikleri ise Solkane paket programlarından alınmıştır.
- Eko-indikatör 99 puanları, SimaPro7 paket programındaki veri tabanından alınmıştır.

4.2.2 Parametreler

4.2.2.1 Sabit Değerler

- Suyun özgül ısınma ısı 4.186 kJ/kg olarak alınmıştır
- Ekserji analizinde çevre referans değerler $T_0= 0.01^{\circ}\text{C}$ ve $P_0= 1$ bar olarak alınmıştır.
- Toprak sıcaklığı 65m kuyu derinliği için sabit kabul edilmiş olup, incelenen ısıtma sürecinde ortalama 10°C , soğutma sürecinde ise 18°C olarak alınmıştır.

4.2.2.2 Değişken Değerler

Ölçülen ve analizlerde değerlendirilen değişken parametreler sıcaklık, basınç ve debi değerleridir. Sistem şemasında kritik noktalar belirlenerek bu noktalar için değerler hesaplanmıştır. Bu bağlamda ilgili noktalar ve parametreler ısıtma sezonu için Çizelge 4.9 ve soğutma sezonu için Çizelge 4.10'da verilmektedir.

Çizelge 4.9 Isıtma sürecinde ölçülen parametreler

Akım No	MySQL Kodu	Parametre Adı
0	X0	Çevre Havası Sıcaklığı (°C)
1	X9	Kompresör Girişi Gaz Sıcaklığı (°C)
2	X15	Kompresör Çıkışı Gaz Sıcaklığı (°C)
3	X14	Kondenser Çıkışı Gaz Sıcaklığı (°C)
4	X12	Evaporatör Sıcaklığı (Gaz) (°C)
-	X13	Kondenser Sıcaklığı (Gaz) (°C)
-	X20	Evaporatör Basıncı (Gaz) (bar)
-	X21	Kondenser Basıncı (Gaz) (bar)
5	X6	Evaporatör Girişi Su Sıcaklığı (°C)
6	X7	Evaporatör Çıkışı Su Sıcaklığı (°C)
7	TG	Toprak Devresi Girişi Su Sıcaklığı (°C)
8	-	Akümülatör Tankı-Kondenser Devresi Su Sıcaklığı (°C)
9	X4	Kondenser Girişi Su Sıcaklığı (°C)
10	X3	Kondenser Çıkışı Su Sıcaklığı (°C)
11	DG	Akümülatör Tankı-Duvar Devresi Su Sıcaklığı (°C)
12	-	Duvar Devresi Girişi Su Sıcaklığı (°C)
13	DD	Duvar Devresi Çıkışı Su Sıcaklığı (°C)
-	M1	Toprak Devresi Su Debisi (Su) (kg/s)
-	M2	Akümülatör Tankı Devresi Debisi (Su) (kg/s)
-	M3	Duvar Devresi Debisi (Su) (kg/s)
-	X30	Kısılma valfi (1 açık, 0 kapalı)

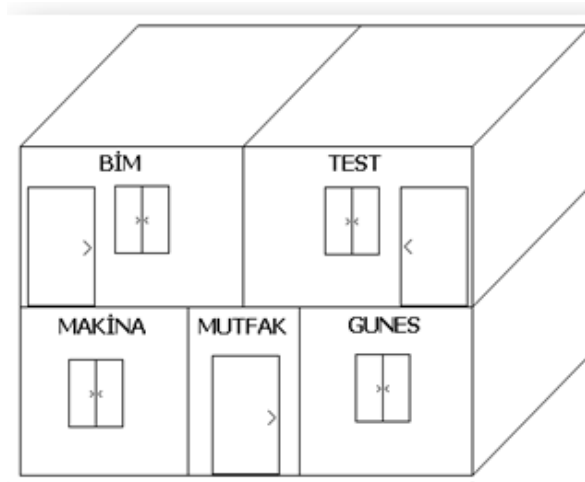
Çizelge 4.10 Soğutma sürecinde ölçülen parametreler

Nokta No	MySQL Kodu	Parametre Adı
0	X0	Çevre Havası Sıcaklığı (°C)
1	X9	Kompresör Girişi Gaz Sıcaklığı (°C)
2	X15	Kompresör Çıkışı Gaz Sıcaklığı (°C)
3	X14	Kondenser Çıkışı Gaz Sıcaklığı (°C)
4	X12	Evaporatör Sıcaklığı (Gaz) (°C)
-	X13	Kondenser Sıcaklığı (Gaz) (°C)
-	X20	Evaporatör Basıncı (Gaz) (bar)
-	X21	Kondenser Basıncı (Gaz) (bar)
5	X6	Kondenser Girişi Su Sıcaklığı (°C)
6	X7	Kondenser Çıkışı Su Sıcaklığı (°C)
7	TG	Toprak Devresi Girişi Su Sıcaklığı (°C)
8	-	Akümülatör Tankı-Kondenser Devresi Su Sıcaklığı (°C)
9	X4	Evaporatör Girişi Su Sıcaklığı (°C)
10	X3	Evaporatör Çıkışı Su Sıcaklığı (°C)
11	DG	Akümülatör Tankı-Duvar Devresi Su Sıcaklığı (°C)
12	-	Duvar Devresi Girişi Su Sıcaklığı (°C)
13	DD	Duvar Devresi Çıkışı Su Sıcaklığı (°C)
-	M1	Toprak Devresi Su Debisi (Su) (kg/s)
-	M2	Akümülatör Tankı Devresi Debisi (Su) (kg/s)
-	M3	Duvar Devresi Debisi (Su) (kg/s)
-	X30	Kısılma valfi (1 açık, 0 kapalı)

4.2.3 Deney Tesisatı

Toplam on adet alt üniteyi içeren üç devreden oluşan deney tesisatı (Şekil 4.2), Şekil 4.1 de gösterilen YYEE’nde kurulmuştur. Deney tesisatı, YYEE ve İstanbul Kız Liseliler Kız Öğrenci Yurdu’nun misafirhanesinin ısıtma ve soğutma ihtiyacını karşılamak için kullanılmakta olan gerçek bir sistemdir. Ayrıca sisteme yerleştirilen sensörler ve data-loggerlar vasıtasıyla saniye bazında veri toplama ve değerlendirme yapılabilmektedir. Sistem, Toprakaltı Devresi, Isı Pompası Devresi ve DISS Devresi olmak üzere üç adet kapalı devre tesisatı şeklinde tasarlanmıştır.

YYEE’nde 5 adet oda bulunmaktadır. Bunlar çalışma sırasında karışıklık olmaması için MAKİNA, BİM, TEST, GÜNEŞ, Mutfak olarak isimlendirilmiştir. Aynı şekilde komşu mahal olan Kız Öğrenci Yurdundaki salona ait veriler KÖY kısaltmasıyla belirlenmiştir.



Şekil 4.10 Odaların İsimlendirilmesi

4.2.3.1 Toprakaltı Devresi

Toprakaltı Devresi, Toprakaltı Isı Değiştiricisi, Pompa 1 ve ısıtma sürecinde Evaporatör soğutma sürecinde ise Kondenser olarak çalışan bir adet plakalı ısı değiştiriciden meydana gelmektedir (Şekil 4.3 ve 4.7). Bu plakalı ısı değiştirici IP cihazının içinde bulunmaktadır (Şekil 4.11).

Toprakaltı Isı Değiştiricisi’ni oluşturmak için YYEE’den 30 m uzaklıkta ve aralarında 7.5 m mesafe olan iki adet 65 m derinliğinde sondaj kuyusu açılmış ve içlerine HDPE Ø40 siyah polietilen borular yerleştirilerek kuyunun dibinde U parçası ile birleştirilmiştir

(Şekil 4.12). Toprakaltı Isı Değiştiricisi'nin IP Cihazı ile bağlantısı toprağın 50 cm altından geçirilen yatay boru iletim hattı ile sağlanmıştır. Toprakaltı Devresi borularının içerisinde ısı taşıyıcı akışkan olarak etilen glikollü su kullanılmaktadır.



Şekil 4.11 Heliotherm HP08S10W-R-WEB ısı pompası



Şekil 4.12 Toprakaltı Devresi'nin sondaj ve yerleştirme alışmaları

4.2.3.2 Isı Pompası Devresi

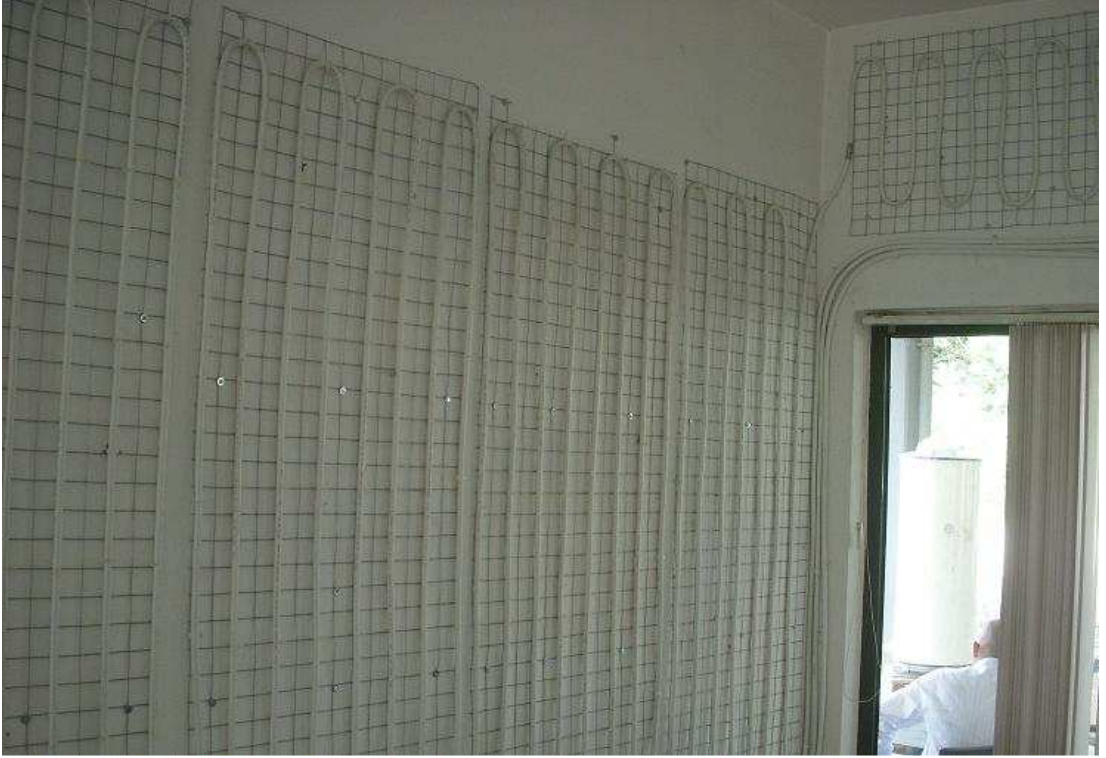
IP Devresi, Evaporatör, Kompresör, Kondenser, Kısılma Vanası ve Pompa 2 ünitelerinden meydana gelmektedir (Şekil 4.4 ve 4.8). Bu ünitelerin tümü IP cihazının içinde bulunmaktadır (Şekil 4.11). Isı Pompası Cihazı, HELIOTHERM HP08S10W-R-WEB modeli olup teknik özellikleri Çizelge 4.11’de verilmektedir. IP Devresi’nde soğutucu akışkan olarak R410A kullanılmakta olup devredeki soğutucu akışkanın dolaşımını IP cihazında bulunan scroll tip kompresör sağlamaktadır. Kondenser ve Evaporatör üniteleri çelik sacdan imal edilmiş plakalı ısı değiştiricilerdir. Bu ısı değiştiriciler ortamları ile ısı alışverişinin engellenmesi için izole edilmişlerdir. Kısılma Vanası, akış kesitini azaltarak akışkanın basıncını önemli ölçüde düşüren elemandır. Akışkanın basıncı düşerken genellikle sıcaklığında da büyük bir düşme gözlenmektedir. Küçük bir ünite olan Kısılma Vanası’nda ısı geçiş alanı son derece küçük ve akışkanın geçişi tamamlama süresi çok kısa olduğundan akış adyabatik kabul edilebilir.

Çizelge 4.11 IP Cihazının katalog verileri

Maksimum Sıcaklığı: 55°C	Maksimum İşletim Basıncı : 40 bar
Cihaz Isıtma Kapasitesi: 8.13 kW	Cihaz Soğutma Kapasitesi: 6.43 kW
Isıtma Sezonu Su Rejimi: 35/30 °C	Soğutma Sezonu Su Rejimi: 18/23 °C
COP _H : 4.78	COP _C : 3.78
Soğutucu Akışkan: R410A	Cihazın Tükettiği Enerji: 1.7 kW

4.2.3.3 DISS Devresi

DISS Devresi, Akümülyasyon Tankı, Pompa 3 ve DISS Panellerinden meydana gelmektedir (Şekil 4.5 ve 4.9). Sistemde kullanılan akümülyasyon tankı 500 lt kapasiteli olup paslanmaz çelikten imal edilmiştir. Akümülyasyon tankı ortam ile olan ısı transferinin önlenmesi için yalıtılmıştır. Bu akümülyasyon tankı ısı depolama yapmak amacıyla değil sadece sürekli olarak ısıtma/serinletme amacıyla hazırlanmış olan suyun bulundurulması amacıyla tasarlanmıştır. Duvar panelleri, mahal içi enerji dağıtımını sağlayan bir ısı değiştiricisi olarak düşünölebilir (Şekil 4.13). Bu paneller mahallerin ısı kayıp ve kazancına uygun olarak tasarlanmış ve mahal duvarlarına yerleştirilmiştir. Çizelge 4.12’de uygulama mahalleri ve Duvar Paneli olarak döşenmiş olan boru serpantinlerin uzunlukları gösterilmiştir [63].



Şekil 4.13 DISS Panelleri

Çizelge 4.12 DISS Panellerine ait boru uzunlukları

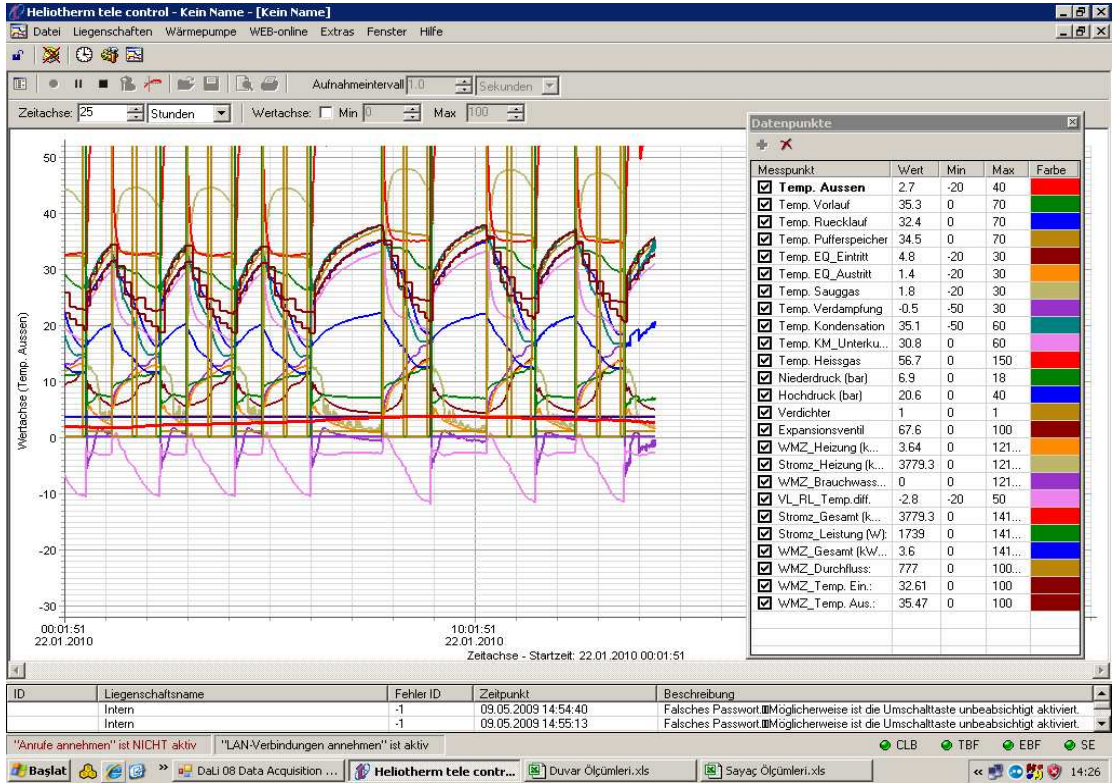
ODALAR	YÖN	PANEL ALANI (m ²)	PANEL ÖLÇÜSÜ	PANEL ADEDİ	PE BORU (m)	TOPLAM PE BORU (m)	
ODA I (GÜNEŞ)	KD	0.65	50x130	1	7	7	
		1.50	75x200	1	15	15	
	KB	1.50	75x200	1	15	15	
		3.00	150x200	1	25	25	
	GB	1.50	75x200	1	15	15	
		3.00	150x200	1	25	25	
	GD	1.50	75x200	1	15	15	
		3.00	150x200	1	25	25	
			15.65				142
	ODA II (TEST)	KD	0.65	50x130	1	7	7
1.50			75x200	1	15	15	
KB		1.50	75x200	1	15	15	
		3.00	150x200	1	25	25	
GB		3.00	150x200	1	25	25	
		3.00	150x200	1	25	25	
GD		1.50	75x200	1	15	15	
		3.00	150x200	1	25	25	
			17.15				152
ODA III (BİM)		KD	0.65	50x130	1	7	7
	1.50		75x200	1	15	15	
	KB	1.50	75x200	1	15	15	
		3.00	150x200	1	25	25	
	GB	3.00	150x200	1	25	25	
		3.00	150x200	1	25	25	
	GD	1.50	75x200	1	15	15	
		3.00	150x200	1	25	25	
			17.15				152
	SALON	KD	3.36	60x140	4	11	44
KB		11.97	190x70	9	17	153	
GB		0.84	60x70	2	5	10	
		5.32	190x70	4	17	68	
GD		9.31	190x70	7	17	119	
İD		3.36	60x140	4	11	44	
			34.16				438

4.2.4 Veri Toplama ve Analiz Sistemi

Deney Tesisatı'ndaki ölçüm noktalarından saniye bazlı olarak veri toplanması, verilerin düzenlenmesi ve analizi amacıyla veri toplama ve analiz sistemi kurulmuştur. Bu amaçla kullanılan malzemeler ve paket programlar bu bölümde sunulmaktadır.

4.2.4.1 Kullanılan Yazılımlar

teleControl: Çizelge 4.9 ve 4.10 da Akım No ve MySQL kodlarıyla belirlenen parametreler IP'na teleControl adlı yazılım ile bilgisayarda toplanmaktadır (Şekil 4.14). Bu yazılım ısı pompasının üreticisi olan Heliotherm firmasına ait olup Almanca'dır. Programın veri kaydedişi, .fwo uzantılı xml dosyası biçimindedir. Saniye, dakika ve saat bazlı olarak veri kaydedilebilmekte ve anlık ekran grafiği alınabilmektedir. Ancak programın Almanca oluşu, grafik ara yüzeyinin analiz yapmak için yetersiz oluşu ve .fwo uzantılı dosyaların Office programlarıyla açılmayışından dolayı veriler bir veritabanına aktarılmıştır. Ayrıca verilerin çokluğu ve büyüklüğü Excel dosyası olarak kullanımını güçleştirmektedir.



Şekil 4.14 teleControl programı ile veri toplama ekranı (22.01.2010)

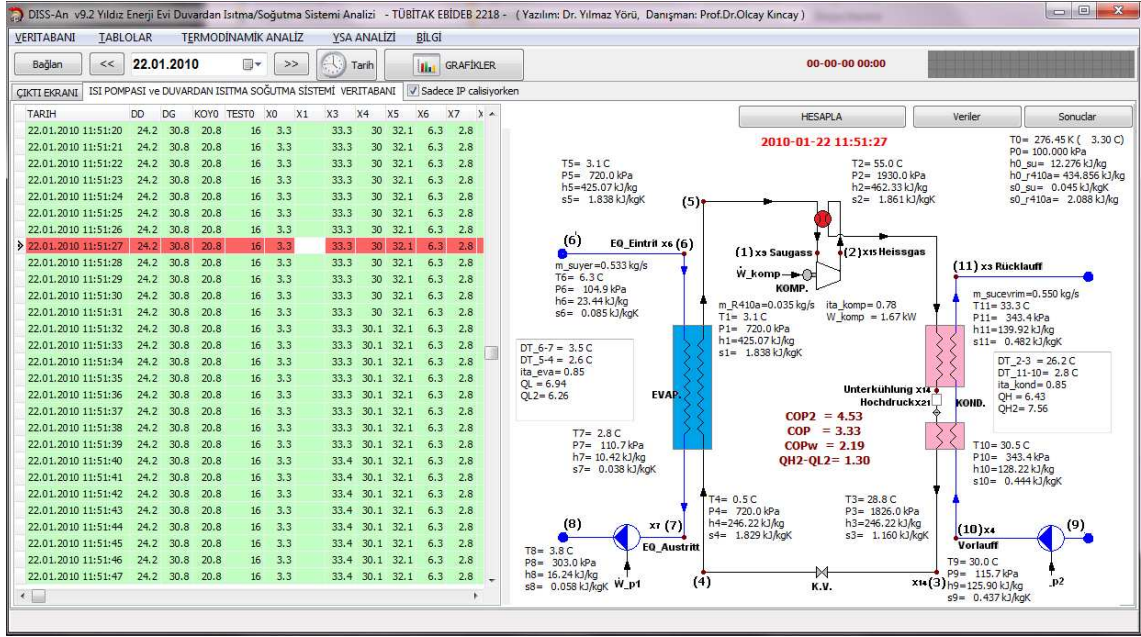
MySQL: Çoklu iş parçacıklı, çok kullanıcı, hızlı ve sağlam bir veritabanı yönetim sistemidir (Şekil 4.15). Kaynak kodu açık olan MySQL'in pek çok platform için çalıştırılabilir. Web sunucularında en çok kullanılan veritabanıdır. Tablolama, görüntüleme, prosedür oluşturma, güncelleme ve işaretleme gibi temel veritabanı nesnelerini desteklemektedir. En önemli avantajı çok büyük dosyaların hızla işlenmesi, çok çeşitli ve modern grafik arayüzlerin bulunması ve kullanım dili komutlarının konuşma dili biçimine benzerliğidir. Bu veri tabanı çok sayıda verinin saklanması ve hızlı bir şekilde gruplandırılarak Excel Sayfaları şeklinde incelenecek dosyalar hazırlanmasında oldukça etkilidir.

TARİH	X0	X1	X2	X3	X4	X5	X6	X7	X8
2009-12-15 23:00:25	9	18.1	23.8	16	14	18.1	23.8	16	14
2009-12-15 23:00:26	9	18.1	23.8	16	14	18.1	23.8	16	14
2009-12-15 23:00:27	9	18.1	23.8	16	14	18.1	23.8	16	14
2009-12-15 23:00:28	9	18.1	23.8	16	14	18.1	23.8	16	14
2009-12-15 23:00:29	9	18.1	23.8	16	14	18.1	23.8	16	14
2009-12-15 23:00:30	9	18.1	23.8	16	14	18.1	23.8	16	14
2009-12-15 23:00:31	9	18.1	23.8	16	14	18.1	23.8	16	14
2009-12-15 23:00:33	9	18.1	23.8	16	14	18.1	23.8	16	14
2009-12-15 23:00:34	9	18.1	23.8	16	14	18.1	23.8	16	14
2009-12-15 23:00:35	9	18.1	23.8	16	14	18.1	23.8	16	14
2009-12-15 23:00:36	9	18.1	23.8	16	14	18.1	23.8	16	14
2009-12-15 23:00:37	9	18.1	23.8	16	14	18.1	23.8	16	14
2009-12-15 23:00:38	9	18.1	23.8	16	14	18.1	23.8	16	14
2009-12-15 23:00:39	9	18.2	23.8	16.1	14	18.2	23.8	16.1	14
2009-12-15 23:00:41	9	18.2	23.8	16.1	14	18.2	23.8	16.1	14
2009-12-15 23:00:42	9	18.2	23.8	16.1	14	18.2	23.8	16.1	14
2009-12-15 23:00:44	9	18.2	23.8	16.1	14	18.2	23.8	16.1	14
2009-12-15 23:00:45	9	18.2	23.8	16.1	14	18.2	23.8	16.1	14
2009-12-15 23:00:46	9	18.2	23.8	16.1	14	18.2	23.8	16.1	14
2009-12-15 23:00:47	9	18.2	23.8	16.1	14	18.2	23.8	16.1	14
2009-12-15 23:00:48	9	18.2	23.8	16.1	14	18.2	23.8	16.1	14

Şekil 4.15 Oluşturulan MySQL veri tabanı

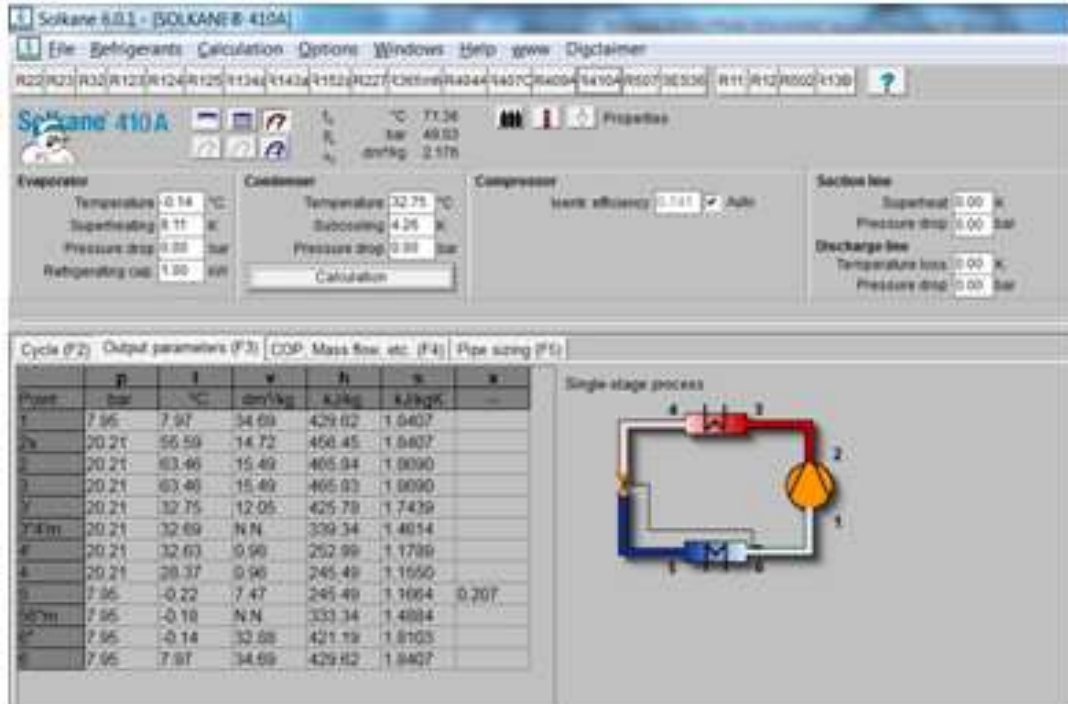
DISS-VD: teleControl yazılımı ile toplanan verilerin MySQL veritabanına aktarımını sağlayan C++ kodunda yazılmış olan bir programdır.

DISS-An: MySQL veritabanında depolanan ve işlenen verilerin analiz edilmek üzere aktarıldığı C++ kodunda yazılmış olan bir programdır (Şekil 4.16). Program ısıtma sezonu için anlık olarak (MySQL veritabanında seçili olan herhangi bir saniyeye ait) enerji ve ekserji analizini yapmaktadır. Kod yazılırken Termodinamik Bağlantılar ve sistemde kullanılan akışkanlara ait termodinamik özellik tablolarından faydalanılmıştır.



Şekil 4.16 DISS-An Yazılımı

Solkane: Soğutucu akışkanların termodinamik özelliklerinin bulunduğu ve çeşitli soğutma çevrimlerinin hesaplarının yapılabilirdiği bir programdır (Şekil 4.17). Bu çalışmada soğutucu akışkan R410A'nın ölçülen/bilinen termodinamik özelliklerinden (sıcaklık, basınç vb.) faydalanılarak entalpi ve entropi değerlerinin belirlenmesi amacıyla kullanılmıştır.



Şekil 4.17 Solkane Paket Programı ile Isıtma Süreci'nde Soğutma Çevrimi'nin Analizi

SimaPro: Bu çalışmada Eksergo Çevresel Analiz yapılırken kullanılan bu paket program, yaşam döngüsü analizi (LCA) yapmaktadır. LCA sunulan ürün ve hizmetlerin çevresel etkiler bakımından tüm yaşam döngüsünün değerlendirilmesini sağlar. Bu paket program Eko-indikatör 99 puanlarını veri tabanında bulundurmaktadır. Bu çalışmada tesisatta bulunan elemanların imalatı, transfer edilen ısının çevresel etkisi ve kullanılan kaynakların (su, soğutucu akışkan ve elektrik) çevresel etkileri bu programdan çıktı olarak alınmıştır. Atık malzemenin çevresel etkisi, karbon ayakizi ve su ayakizi gibi çalışmalar yapılmamıştır. Bu paket program bir eksergo çevresel analiz programı değil sadece çevresel etki puanlarının elde edilmesi için bir araçtır.

DENEYSEL SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRİLMESİ

Deneysel çalışmalar 4 ana bölüme ayrılmıştır. Birinci bölüm enerji analizi ve veriminin tespitini, ikinci bölüm ekserji analizi ve veriminin incelenmesini, üçüncü bölüm eksergo ekonomik analiz ve eksergo ekonomik faktörün bulunmasını, dördüncü bölüm ise eksergo çevreselk analizi ve eksergo çevreselk faktörün elde edilmesini kapsamaktadır. Sistem, özellikleri 4. Bölümde anlatılan, 3 devre ve 10 üniteden oluşmaktadır. Analizler sistem üzerinde belirlenen 14 adet kontrol hacmi için yapılmıştır. Sistemin ısıtma ve soğutma süreci için ayrı ayrı çözümlene yapılmıştır.

5.1 Isıtma Süreci

5.1.1 Enerji Analizi

Isıtma süreci için, sınırları belirlenen sistem ünitelerinin enerji analizi için Çizelge 4.1 ve 4.2 verilmiş olan dengeler kullanılmaktadır. Akım numaralarına göre düzenlenen Noktasal Enerji ve Ekserji Değerleri Çizelge 5.1 de verilmektedir.

Çizelge 5.1 Isıtma Süreci'nde Noktasal Enerji ve Ekserji Değerleri

Akım No	\dot{m} [kg/s]	T [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	\dot{E} [kW]	\dot{E}_x [kW]
1	0.035	7.97	429.62	1.84070	15.123	2.127
2	0.035	63.16	465.84	1.86900	16.398	3.124
3	0.035	28.37	245.49	1.15500	8.641	2.238
4	0.035	-0.14	245.49	1.16670	8.641	2.127
5	0.44	7.48	31.53	0.11350	13.810	0.186
6	0.44	3.89	16.46	0.05945	7.209	0.052
7	0.44	3.94	16.67	0.06021	7.301	0.053
8	0.57	29.65	124.30	0.43170	72.094	3.577
9	0.57	29.70	124.50	0.43240	72.210	3.582
10	0.57	32.66	136.90	0.47328	79.402	4.285
11	0.27	30.60	128.30	0.44470	29.509	1.815
12	0.27	30.70	128.70	0.44610	29.624	1.820
13	0.27	24.77	103.90	0.36378	23.897	1.196

Çizelge 5.1 de Isıtma Sürecinde ölçülen debi ve sıcaklık değerlerinin ortalamaları, soğutucu akışkan R410A için Solkane, su için ise EES paket programlarından alınan entalpi ve entropi değerleri ve Bölüm 3 de verilen eşitliklere uygun olarak hesaplanan enerji ve ekserji değerleri verilmektedir.

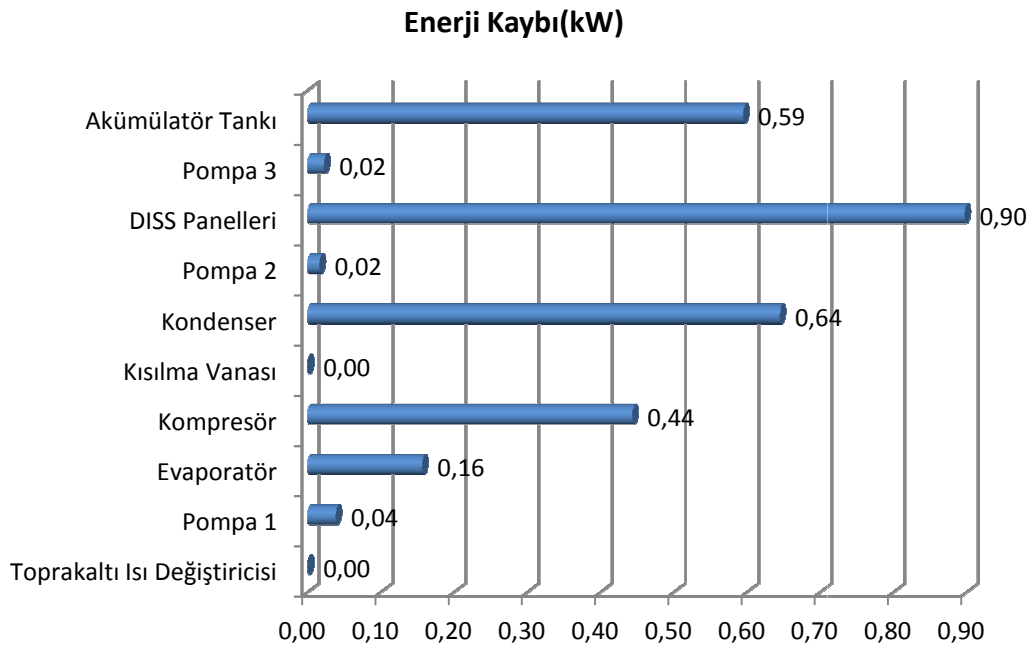
Çizelge 5.2 Isıtma Süreci'nde Enerji Kaybı ve Enerji Verimi

Sistem Elemanı	\dot{E}_{giren} [kW]	$\dot{E}_{çıkan}$ [kW]	$\dot{E}_{kayıp}$ [kW]	$\dot{E}_{yakıt}$ [kW]	$\dot{E}_{ürün}$ [kW]	η [%]
Tüm Sistem	8.609	5.799	2.810	8.609	5.799	67.36
Pompa 1	7.339	7.301	0.038	0.130	0.092	70.75
Toprakaltı Isı Değiştiricisi	13.810	13.810	0.000	6.509	6.509	100.00
Evaporatör	22.402	22.246	0.156	6.601	6.445	97.63
Kompresör	16.747	16.304	0.443	1.711	1.268	74.10
Kısılma Vanası	8.592	8.592	0.000	8.592	8.592	100.00
Kondenser	87.269	86.625	0.644	7.712	7.068	91.65
Pompa 2	70.981	70.965	0.016	0.130	0.114	87.69
Pompa 3	34.771	34.749	0.022	0.130	0.108	83.08
Akümülatör Tankı	106.086	105.492	0.594	7.182	6.588	91.73
DISS panelleri	34.749	33.852	0.897	6.696	5.799	86.61

Sistem elemanları için özel olarak hazırlanan ve Çizelge 4.1 de verilen eşitliklerde Çizelge 5.1 de verilen değerler kullanılarak Çizelge 5.2 de verilmiş olan her bir sistem elemanına ait giren enerji miktarı, çıkan enerji miktarı ve kayıp enerji miktarının

yanısına enerji yakıt değeri, enerji ürün değeri ve 1. Yasa verimi hesaplanmıştır. Bu sonuçlara göre;

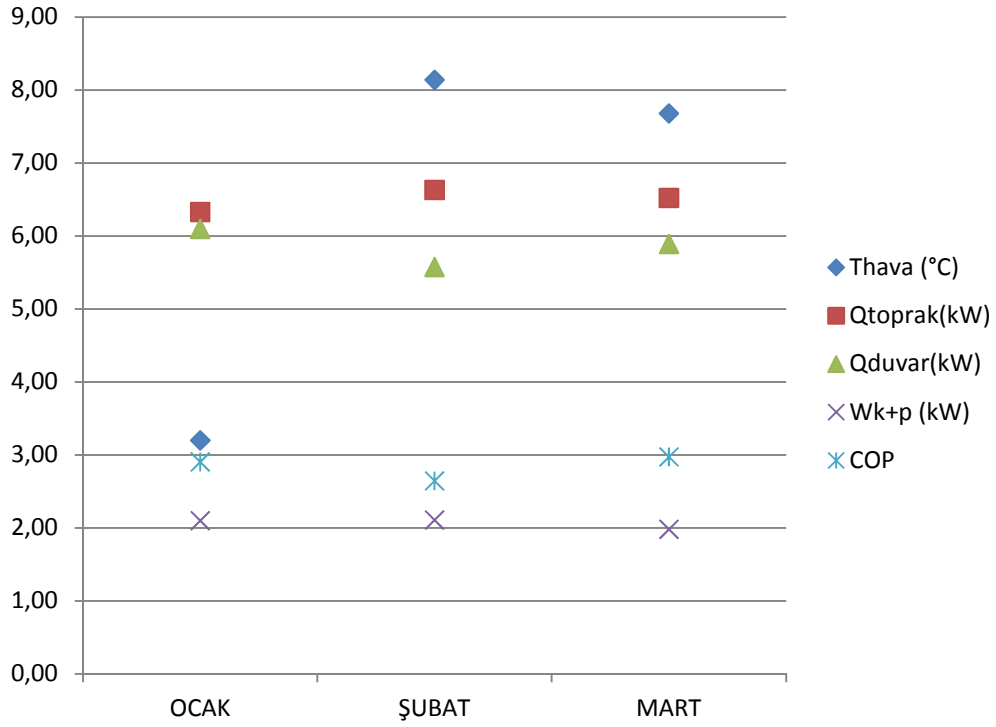
- Toprakaltı Isı Değiştiricisi ve Kısılma Vanası kayıpsız kabul edildiğinden verimleri %100 olarak görülmektedir.
- Evaporatör ve Kondenser çelik plakalı eşanjörler olup sırasıyla % 97.63 ve %91.65 verimle çalışmaktadır.
- Kompresör scroll tipte olup çalışma verimi %74.1 olarak ölçülmüştür. Ölçümler sırasında kompresör max kapasitesinde çalışmaktadır ve 1.7 kW elektrik tüketmiştir.
- Akümülatör tankı %91.73 verimle ısı aktarmaktadır. Bu tankın amacı sadece DISS için gerekli sıcaklıkta suyun her zaman hazır olarak bulundurulmasıdır.
- Pompaların enerji kayıpları oldukça küçüktür (20–40 W).
- DISS Panelleri %86.61 verimle ısı aktarmaktadır.



Şekil 5.1 Isıtma sürecinde sistemdeki enerji kayıplarının elemanlara dağılımı

Şekil 5.1 de ısıtma sürecinde ortalama olarak sistem elemanlarında görülen enerji kaybı dağılımı görülmektedir. Toprakaltı Isı Değiştiricisi ve Kısılma Vanası enerji kaybının

olmadığı kabul edilmiştir. Enerji tasarruf potansiyeli olan elemanlar büyüklük sırasıyla DISS Panelleri, Kondenser, Akümülatör Tankı, Kompresör ve Evaporatör'dür.



Şekil 5.2 Isıtma Sezonu 1. Yasa Analizi

Şekil 5.2 de ısıtma sürecinde aylık ortalama olarak dış hava sıcaklığı değişimi ve buna bağlı olarak sistemin topraktan çektiği ısı, mahale aktardığı ısı, harcadığı elektrik gücü ve COP değerleri verilmektedir. İncelenen süreçte dış hava sıcaklığı, en soğuk ay olarak Ocak'ta ortalama 3.2°C, en sıcak ay olarak ise Şubat'ta ortalama 8.14°C olarak ölçülmüştür. Toprak sıcaklığı 65 m olan kuyu derinliğinde sabit olarak 10°C kabul edilmiştir. Bu nedenle sistemin topraktan çektiği ısının değişimi oldukça küçüktür. Bu değerlerin yapılan ölçüm ve hesaplamalar neticesinde dış hava sıcaklığı ile doğru orantılı olarak ve 6.33—6.63 kW arasında değiştiği görülmektedir. İncelenen süreçte mahalin ısı kaybını karşılamak üzere, ölçülen dış hava sıcaklığına bağlı olarak akümülatör tankında 30.47—30.79°C sıcaklığında su hazırlanmaktadır. Bu süreçte kompresör ve 3 adet eş sirkülasyon pompasının tükettiği elektrik gücü toplamı ortalama 2.1 kW tır. Sistemin mahale aktardığı ısı ise dış hava sıcaklığı değişiminden nispeten daha fazla etkilenmekte olup bu değer dış hava sıcaklığı ile aynı yönde 5.58—6.10 kW arasında

değişim göstermektedir. Bu sonuçlara göre sistemin COP değerleri incelenen süreçte 2.58–2.91 arasında değişim göstermektedir.

5.1.2 Ekserji Analizi

Sistem elemanları için özel olarak hazırlanan ve Çizelge 4.2 de verilen eşitliklerde Çizelge 5.1 de verilen değerler kullanılarak Çizelge 5.3 de verilmiş olan her bir sistem elemanına ait giren ekserji miktarı, çıkan ekserji miktarı, ekserji yıkımı ve II. Yasa verimi hesaplanmıştır.

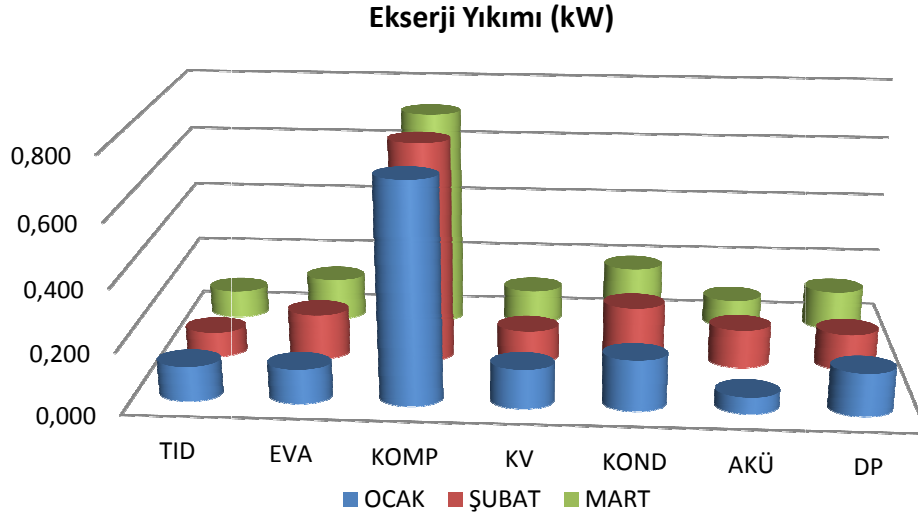
Çizelge 5.3 Isıtma Süreci'nde Ekserji Yıkımı ve Ekserji Verimi

Sistem Elemanı	$\dot{E}x_{giren}$ [kW]	$\dot{E}x_{çıkan}$ [kW]	$\dot{E}x_{yıkım}$ [kW]	η_{II} [%]
Tüm Sistem	2.254	0.617	1.759	27.4
Toprakaltı Isı Değiştiricisi	0.283	0.186	0.097	65.8
Evaporatör	2.312	2.179	0.133	94.2
Kompresör	3.838	3.124	0.714	58.3
Kısılma Vanası	2.238	2.127	0.112	95.0
Kondenser	6.706	6.523	0.183	97.3
Akümülatör Tankı	5.480	5.392	0.088	98.4
DISS panelleri	1.820	1.691	0.129	92.9

Çizelge 5.4 de Isıtma sürecinde sistem elemanlarına ait aylık ortalama Ekserji Yıkımı Dağılımı verilmiştir. Bu Çizelge ve Şekil 5.3 birlikte incelenerek sistem elemanları birbirleriyle mukayese edilirken aynı zamanda iklim değişiminin etkileri de görülebilmektedir.

Çizelge 5.4 Isıtma Süreci'nde Ekserji Yıkımı Dağılımı

Sistem Elemanı	$\dot{E}x_{yıkım}$ [kW] Ocak	$\dot{E}x_{yıkım}$ [kW] Şubat	$\dot{E}x_{yıkım}$ [kW] Mart
Tüm Sistem	1.792	1.871	1.860
Toprakaltı Isı Değiştiricisi	0.113	0.081	0.091
Evaporatör	0.111	0.148	0.139
Kompresör	0.708	0.719	0.719
Kısılma Vanası	0.126	0.108	0.112
Kondenser	0.164	0.193	0.198
Akümülatör Tankı	0.053	0.125	0.092
DISS panelleri	0.138	0.118	0.129



Şekil 5.3 Isıtma Süreci Ekserji Yıkımı

Şekil 5.3 de Isıtma sürecinde sistem elemanlarındaki Ekserji Yıkımı'nın ay bazında ortalaması verilmiştir. Bu değer Toprakaltı Isı Değiştiricisi ve DISS Panelleri için dış hava sıcaklığı ile zıt yönde, Evaporatör, Kondenser ve Akümülatör Tankı için ise aynı yönde değişim göstermektedir. Kompresör sistemdeki en ciddi ekserji yıkımına neden olan elemandır. Kondenser, DISS Panelleri ve Evaporatör'deki değerler de nispeten yüksek gözükmemektedir.

5.1.3 Eksergo Ekonomik Analiz

Sistem elemanları için özel olarak hazırlanan ve Çizelge 4.4 de verilen eşitlikler kullanılarak Çizelge 5.5 de verilmiş olan Isıtma Sürecinde'ki Eksergo Ekonomik Analiz Sonuçları elde edilmiştir. Bu sonuçlar her sistem elemanı için Bir Değere Getirilmiş Maliyet, Ekserji Maliyeti ve Eksergo Ekonomik Faktör'ü içermektedir.

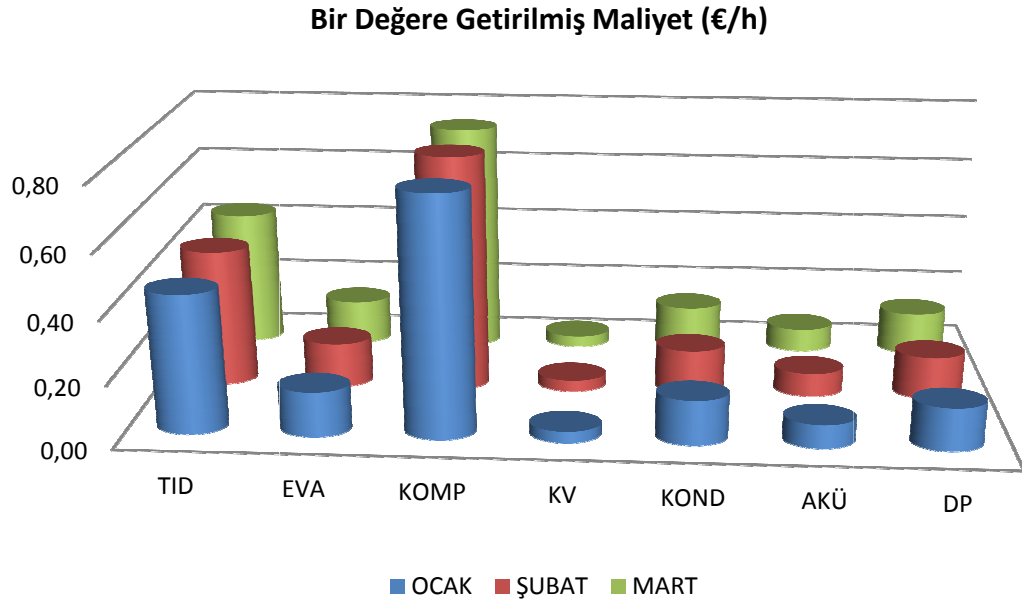
Çizelge 5.5 Isıtma Süreci'nde Eksergo Ekonomik Analiz Sonuçları

Sistem Elemanları	[€/h]	[€/h]	[%]
Tüm Sistem	1.793	0.587	75.33
Toprakaltı Isı Değiştiricisi	0.000	0.000	100.0
Evaporatör	0.143	0.470	23.32
Kompresör	0.756	1.316	36.48
Kısılma Vanası	0.035	0.197	15.19
Kondenser	0.143	0.323	30.67
Akümülatör Tankı	0.075	0.214	25.97
DISS panelleri	0.136	0.373	26.80

Çizelge 5.6 de Isıtma sürecinde sistem elemanlarına ait aylık Bir Değere Getirilmiş Toplam Maliyet Dağılımı verilmiştir. Bu Çizelge ve Şekil 5.4 birlikte incelenerek sistem elemanları birbirleriyle mukayese edilmektedir.

Çizelge 5.6 Isıtma Süreci Bir Değere Getirilmiş Toplam Maliyet Dağılımı

Sistem Elemanları	[€/h] Ocak	[€/h] Şubat	[€/h] Mart
Tüm Sistem	1.793	1.793	1.793
Toprakaltı Isı Değiştiricisi	0.440	0.440	0.440
Evaporatör	0.143	0.143	0.143
Kompresör	0.757	0.757	0.757
Kısılma Vanası	0.035	0.035	0.035
Kondenser	0.143	0.143	0.143
Akümülatör Tankı	0.075	0.075	0.075
DISS panelleri	0.136	0.136	0.136



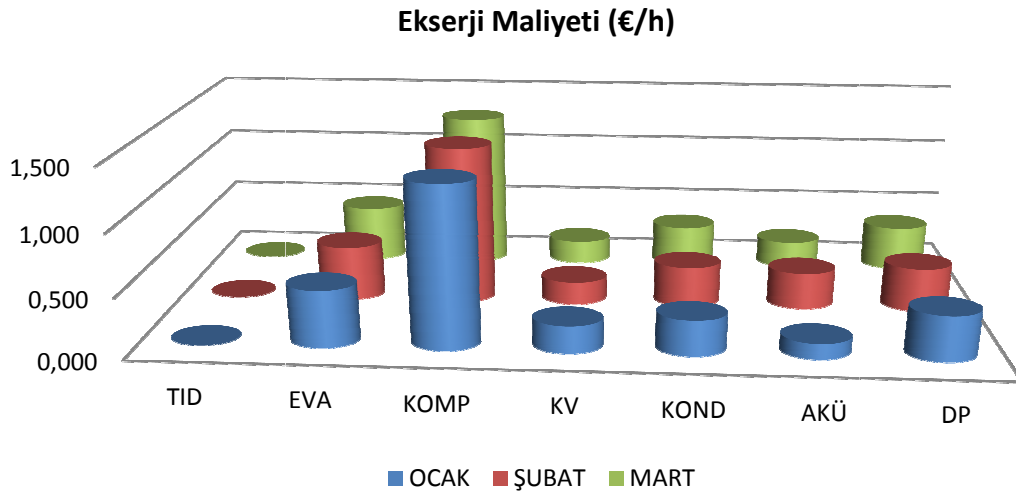
Şekil 5.4 Isıtma Süreci Bir Değere Getirilmiş Maliyet

Şekil 5.4 de Isıtma sürecinde sistem elemanlarındaki Bir Değere Getirilmiş Maliyet'in değişimi verilmiştir. Bu değer dış hava sıcaklığı değişimine bağlı değildir. Yapılan kabuller ve hesaplamalara göre en yüksek maliyet 0.757 €/h olarak kompresörde görülmektedir. Diğer elemanlara ait değerler Çizelge 5.6 da verilmiştir.

Çizelge 5.7 de Isıtma Sezonu sürecinde sistem elemanlarına ait aylık ortalama Ekserji Maliyeti Dağılımı verilmiştir. Bu Çizelge ve Şekil 5.5 birlikte incelenerek sistem elemanları birbirleriyle mukayese edilirken aynı zamanda iklim değişiminin etkileri de görülebilmektedir.

Çizelge 5.7 Isıtma Süreci'nde Ekserji Maliyeti Dağılımı

Sistem Elemanları	[€/h] Ocak	[€/h] Şubat	[€/h] Mart
Tüm Sistem	0.572	0.599	0.595
Toprakaltı Isı Değiştiricisi	0.000	0.000	0.000
Evaporatör	0.467	0.455	0.470
Kompresör	1.319	1.310	1.299
Kısılma Vanası	0.225	0.188	0.194
Kondenser	0.292	0.336	0.342
Akümülatör Tankı	0.127	0.303	0.221
DISS panelleri	0.372	0.362	0.371



Şekil 5.5 Isıtma Süreci Ekserji Maliyeti

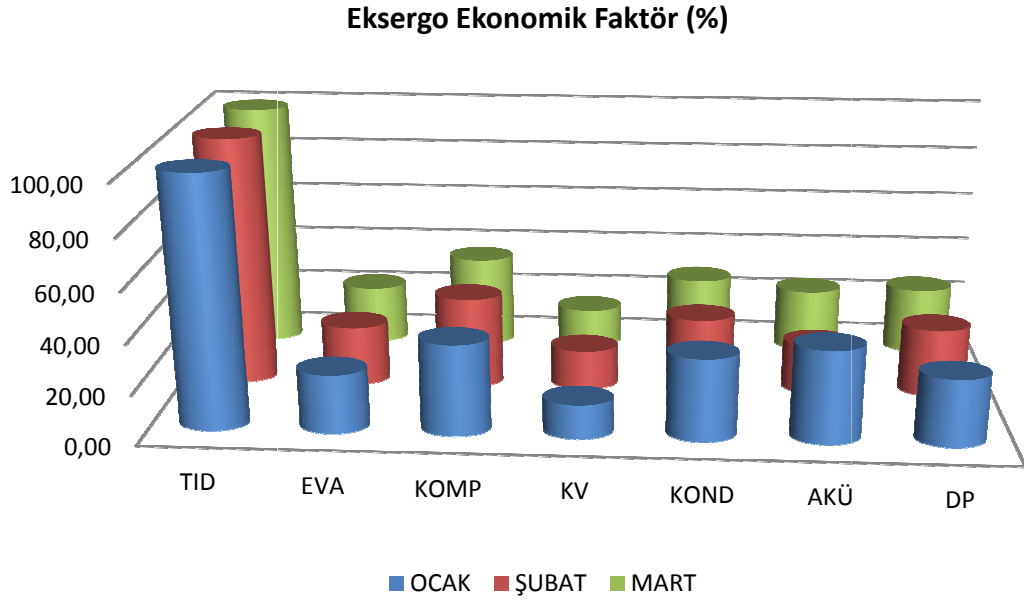
Şekil 5.5 de Isıtma sürecinde sistem elemanlarındaki Ekserji Maliyeti değişimi verilmiştir. Bu değer dış hava sıcaklığı değişimine bağlı olarak değişmektedir. Yapılan hesaplamalarda bu değer Toprakaltı Isı Değiştiricisi için “sıfır” olarak kabul edilmiştir. DISS Panelleri ve Kısılma Vanası için hava sıcaklığı ile ters diğer elemanlar için aynı yönde bir değişim görülmektedir.

Çizelge 5.8 de Isıtma sürecinde sistem elemanlarına ait aylık ortalama Eksergo Ekonomik Faktör değerleri verilmiştir. Bu Çizelge ve Şekil 5.6 birlikte incelenerek sistem

elemanları birbirleriyle mukayese edilirken aynı zamanda iklim değişiminin etkileri de görülebilmektedir.

Çizelge 5.8 Isıtma Süreci Eksergo Ekonomik Faktör Dağılımı

Sistem Elemanları	[%] Ocak	[%] Şubat	[%] Mart
Tüm Sistem	75.77	74.97	75.11
Toprakaltı Isı Değiştiricisi	100.0	100.0	100.0
Evaporatör	23.40	23.89	23.31
Kompresör	36.43	36.61	36.88
Kısılma Vanası	13.58	15.85	15.40
Kondenser	32.84	29.84	29.48
Akümülatör Tankı	37.13	19.83	25.34
DISS panelleri	26.85	27.38	26.88



Şekil 5.6 Isıtma Sezonu Eksergo Ekonomik Faktör

Şekil 5.6 da Isıtma sürecinde sistem elemanlarındaki Eksergo Ekonomik Faktör'ün değişimi verilmiştir. Bu değer dış hava sıcaklığı değişimine bağlı olarak değişmektedir. DISS Panelleri ve Kısılma Vanası için hava sıcaklığı ile aynı yönde diğer elemanlar için ters yönde bir değişim görülmektedir.

5.1.4 Eksergo Çevresel Analiz

Sistem elemanları için özel olarak hazırlanan ve Çizelge 4.3 de verilen eşitlikler kullanılarak Çizelge 5.9 de verilmiş olan Isıtma Sürecinde'ki Eksergo Çevresel Analiz Sonuçları elde edilmiştir. Bu sonuçlar her sistem elemanı için Parça Bazlı Çevresel Etki, Ekserjiye Bağlı Çevresel Etki ve Eksergo Çevresel Faktörü içermektedir.

Çizelge 5.9 Isıtma Süreci'nde Esergo Çevresel Analiz Sonuçları

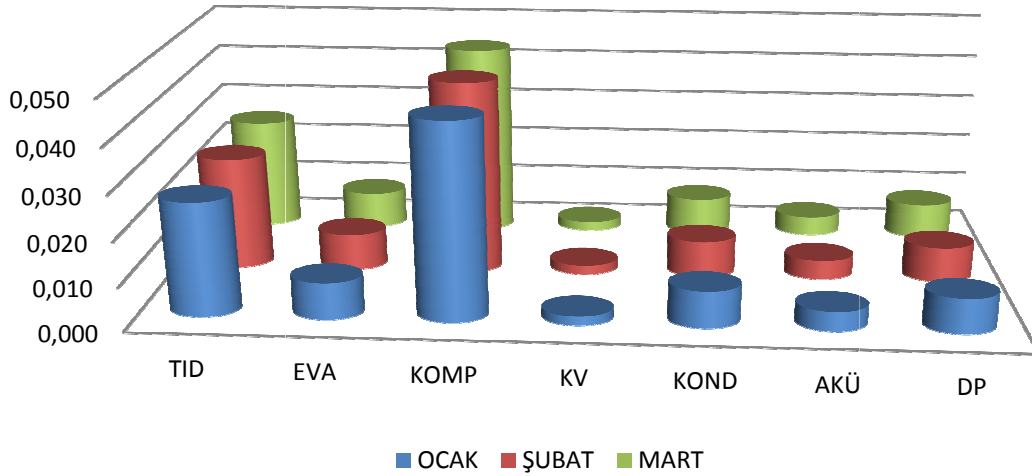
Sistem Elemanları	\dot{Y} [mPts/s]	$\dot{B}_{F,K}$ [mPts/s]	$f_{B,K}$ [%]
Tüm Sistem	0.105	0.211	33.16
Toprakaltı Isı Değiştiricisi	0.026	0.017	61.87
Evaporatör	0.008	0.042	16.49
Kompresör	0.044	0.108	29.04
Kısılma Vanası	0.002	0.015	11.81
Kondenser	0.008	0.025	24.85
Akümülatör Tankı	0.004	0.016	21.13
DISS panelleri	0.008	0.028	22.02

Çizelge 5.10 da Isıtma sürecinde sistem elemanlarına ait aylık ortalama Parça Bazlı Çevresel Etki dağılımı verilmiştir. Bu Çizelge ve Şekil 5.7 birlikte incelenerek sistem elemanları birbirleriyle mukayese edilirken aynı zamanda iklim değişiminin etkileri de görülebilmektedir.

Çizelge 5.10 Isıtma Süreci Parça Bazlı Çevresel Etki Dağılımı

Sistem Elemanları	\dot{Y} [mPts/s] Ocak	\dot{Y} [mPts/s] Şubat	\dot{Y} [mPts/s] Mart
Tüm Sistem	0.105	0.105	0.105
Toprakaltı Isı Değiştiricisi	0.026	0.026	0.026
Evaporatör	0.008	0.008	0.008
Kompresör	0.044	0.044	0.044
Kısılma Vanası	0.002	0.002	0.002
Kondenser	0.008	0.008	0.008
Akümülatör Tankı	0.004	0.004	0.004
DISS panelleri	0.008	0.008	0.008

Parça Bazlı Çevresel Etki (mPts/s)



Şekil 5.7 Isıtma Süreci Parça Bazlı Çevresel Etki

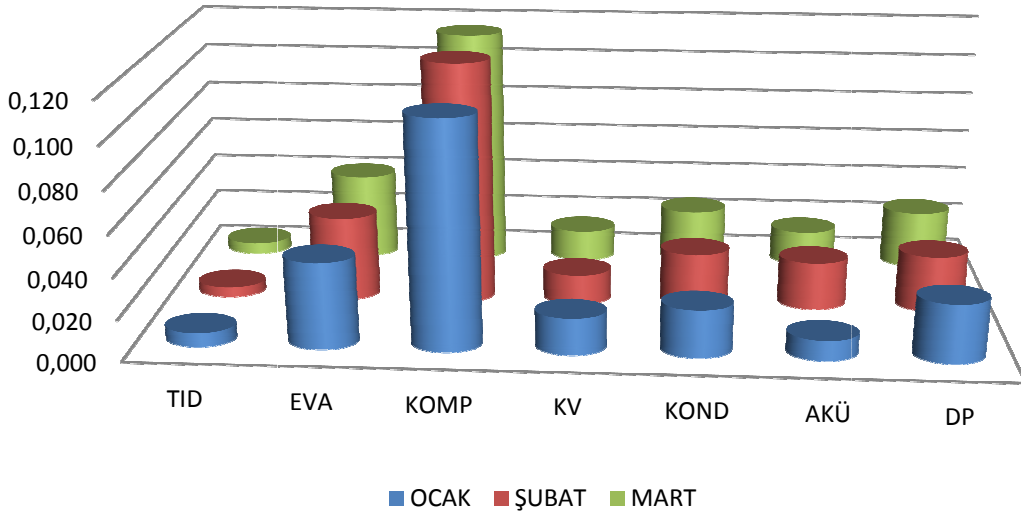
Şekil 5.7 de Isıtma sürecinde sistem elemanlarındaki Parça Bazlı Çevresel Etki'nin değişimi verilmiştir. Bu değer dış hava sıcaklığı değişimine bağlı olarak değişmemektedir. Yapılan kabuller ve hesaplamalara göre en yüksek parça bazlı çevresel etki kompresörde 0.044 mPts/s olarak bulunmuştur. Diğer elemanlara ait değerler Çizelge 5.10 da verilmiştir.

Çizelge 5.11 de Isıtma sürecinde sistem elemanlarına ait ortalama aylık Ekserjiye Bağlı Çevresel Etki dağılımı verilmiştir. Bu Çizelge ve Şekil 5.8 birlikte incelenerek sistem elemanları birbirleriyle mukayese edilirken aynı zamanda iklim değişiminin etkileri de görülebilmektedir.

Çizelge 5.11 Isıtma Süreci Ekserjiye Bağlı Çevresel Etki Dağılımı

Sistem Elemanları	[mPts/s] Ocak	[mPts/s] Şubat	[mPts/s] Mart
Tüm Sistem	0.207	0.215	0.213
Toprakaltı Isı Değiştiricisi	0.007	0.005	0.005
Evaporatör	0.042	0.041	0.042
Kompresör	0.109	0.118	0.116
Kısılma Vanası	0.018	0.015	0.015
Kondenser	0.023	0.026	0.027
Akümülatör Tankı	0.010	0.023	0.017
DISS panelleri	0.028	0.027	0.028

Ekserjiye Bağlı Çevresel Etki (€/h)



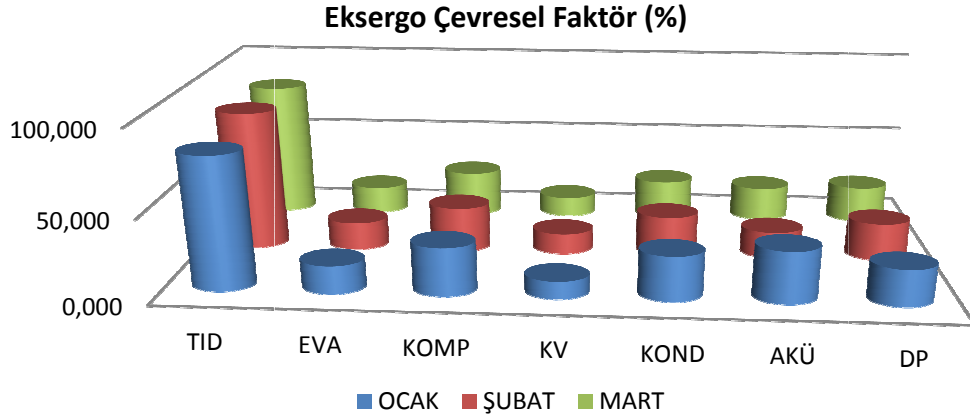
Şekil 5.8 Isıtma Süreci Ekserjiye Bağlı Çevresel Etki

Şekil 5.8 de Isıtma sürecinde sistem elemanlarındaki Çevresel Etki'nin değişimi verilmiştir. Bu değer dış hava sıcaklığı değişimine bağlı olarak değişmektedir. Yapılan kabuller ve hesaplamalara göre bulunan değerler Çizelge 5.11 de verilmiştir.

Çizelge 5.12 de Isıtma sürecinde sistem elemanlarına ait aylık ortalama Eksergo Çevresel Faktör dağılımı verilmiştir. Bu Çizelge ve Şekil 5.9 birlikte incelenerek sistem elemanları birbirleriyle mukayese edilirken aynı zamanda iklim değişiminin etkileri de görülebilmektedir.

Çizelge 5.12 Isıtma Süreci Eksergo Çevresel Faktör Dağılımı

Sistem Elemanları	[%] Ocak	[%] Şubat	[%] Mart
Tüm sistem	33.57	32.75	32.95
Toprakaltı Isı Değiştiricisi	79.29	84.13	82.53
Evaporatör	16.67	16.84	16.47
Kompresör	28.80	27.30	27.58
Kısılma Vanası	10.45	12.33	11.99
Kondenser	26.66	24.10	23.85
Akümülatör Tankı	30.97	15.87	20.62
DISS panelleri	21.98	22.51	22.12



Şekil 5.9 Isıtma Süreci Eksergo Çevresel Faktör

Şekil 5.9 da Isıtma sürecinde sistem elemanlarındaki Eksergo Çevresel Faktör'ün değişimi verilmiştir. Bu değer dış hava sıcaklığına bağlı olarak değişmektedir. Yapılan kabuller ve hesaplamalara göre bulunan değerler Çizelge 5.12 de verilmiştir.

5.2 Soğutma Süreci

5.2.1 Enerji Analizi

Soğutma süreci için, sınırları belirlenen sistem ünitelerinin enerji analizi için Çizelge 4.5 de verilmiş olan eşitlikler kullanılmaktadır. Akım numaralarına göre düzenlenen Noktasal Enerji Değerleri Çizelge 5.13 de verilmektedir.

Çizelge 5.13 Soğutma Süreci'nde Noktasal Enerji ve Ekserji Değerleri

Akım No	[kg/s]	T [°C]	h [kJ/kg]	[kJ/kgK]	[kW]	[kW]
1	0.035	17.71	431.75	1.81590	15.111	2.439
2	0.035	44.71	450.21	1.83890	15.757	2.865
3	0.035	21.08	233.27	1.11490	8.164	2.194
4	0.035	10.87	233.27	1.11680	8.164	2.176
5	0.44	20.80	87.27	0.30760	38.399	1.383
6	0.44	24.59	103.10	0.36110	45.364	1.918
7	0.44	24.63	103.30	0.36180	45.452	1.922
8	0.57	17.66	74.14	0.26265	42.260	1.307
9	0.57	17.70	74.31	0.26325	42.357	1.310
10	0.57	14.53	61.05	0.21730	34.799	0.906
11	0.27	17.91	75.19	0.26620	20.301	0.641
12	0.27	18.00	75.56	0.26750	20.401	0.645
13	0.27	24.26	101.70	0.35650	27.459	1.138

Çizelge 5.13 de Soğutma Sürecinde ölçülen debi ve sıcaklık değerlerinin ortalamaları, soğutucu akışkan R410A için Solkane, su için ise EES paket programlarından alınan entalpi ve entropi değerleri ve Bölüm 3 de verilen eşitliklere uygun olarak hesaplanan enerji ve ekserji değerleri verilmektedir.

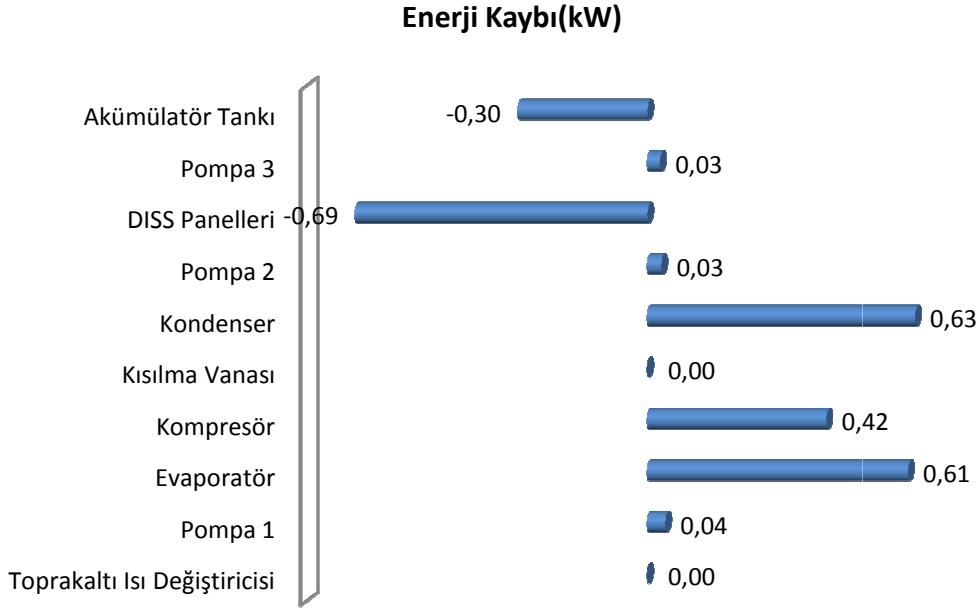
Çizelge 5.14 Soğutma Süreci'nde Enerji Kaybı ve Verimi

Sistem Elemanı	\dot{E}_{giren} [kW]	$\dot{E}_{çıkan}$ [kW]	$\dot{E}_{kayıp}$ [kW]	$\dot{E}_{yakıt}$ [kW]	$\dot{E}_{ürün}$ [kW]	η [%]
Tüm Sistem	7.829	7.053	0.775	8.514	6.373	74.85
Pompa 1	45.494	45.452	0.042	0.130	0.088	67.69
Toprakaltı Isı Değiştiricisi	45.452	45.452	0.000	7.053	7.053	100.00
Evaporatör	50.521	49.910	0.611	7.558	6.947	91.91
Kompresör	16.177	15.757	0.420	1.066	0.646	60.60
Kısılma Vanası	8.164	8.164	0.000	8.164	8.164	100.00
Kondenser	54.156	53.528	0.628	7.593	6.965	91.73
Pompa 2	42.390	42.357	0.033	0.130	0.097	74.54
Pompa 3	20.431	20.401	0.030	0.130	0.100	76.85
Akümülatör Tankı	62.258	62.561	-0.304	7.461	7.158	95.93
DISS panelleri	26.774	27.459	-0.685	7.058	6.373	90.29

Sistem elemanları için özel olarak hazırlanan ve Çizelge 4.5 de verilen eşitliklerde Çizelge 5.13 de verilen değerler kullanılarak Çizelge 5.14 de verilmiş olan her bir sistem elemanına ait giren enerji miktarı, çıkan enerji miktarı ve kayıp enerji miktarının yanısıra enerji yakıt değeri, enerji ürün değeri ve 1. Yasa verimi hesaplanmıştır. Bu sonuçlara göre;

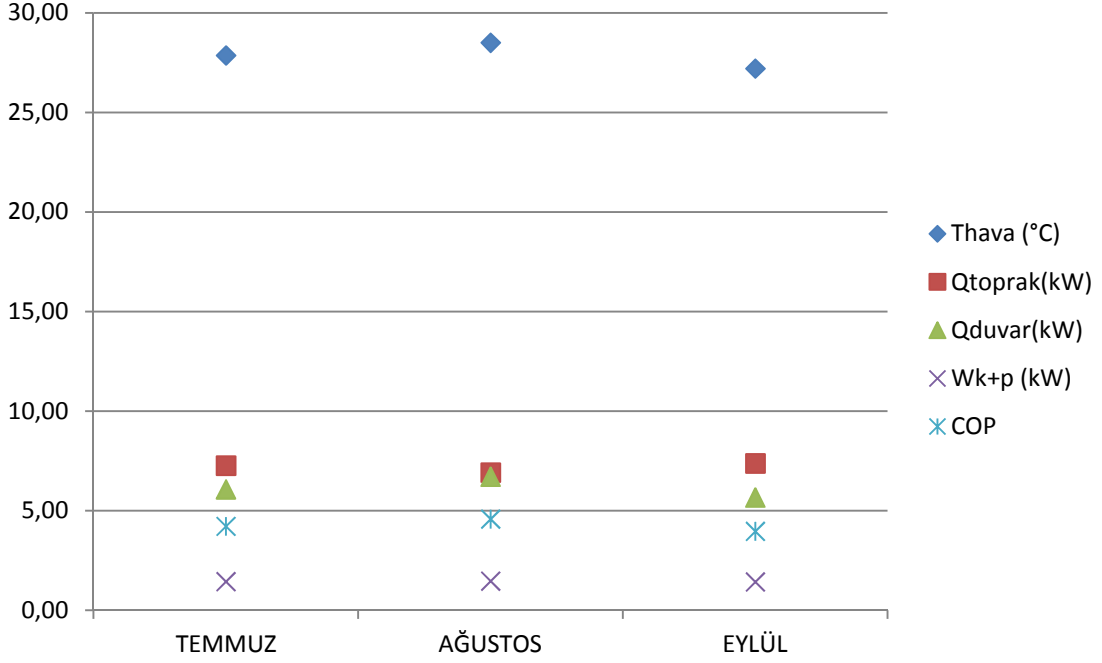
- Toprakaltı Isı Değiştiricisi ve Kısılma Vanası kayıpsız kabul edildiğinden verimleri %100 olarak görülmektedir.
- Evaporatör ve Kondenser çelik plakalı eşanjörler olup sırasıyla %91.91 ve % 91.73 verimle ısı aktarmaktadır.
- Kompresör scroll tipte olup çalışma verimi %60.60 olarak ölçülmüştür. Ölçümler sırasında kompresör 1.066 kW elektrik tüketmiştir.
- Akümülatör tankı %95.93 verimle ısı aktarmaktadır. Bu tankın amacı sadece DISS için gerekli sıcaklıkta suyun her zaman hazır olarak bulundurulmasıdır.

- Pompaların enerji kayıpları oldukça küçüktür (30–42 W).
- DISS Panelleri %90.29 verimle ısı çekmektedir.



Şekil 5.10 Soğutma sürecinde sistemdeki enerji kayıplarının elemanlara dağılımı

Şekil 5.10 da soğutma sürecinde ortalama olarak sistem elemanlarında görülen enerji kaybı dağılımı görülmektedir. Toprakaltı Isı Değişiricisi ve Kısılma Vanası'nda enerji kaybının olmadığı kabul edilmiştir. Enerji tasarruf potansiyeli olan elemanlar büyüklük sırasıyla ve DISS Panelleri, Kondenser, Evaporatör, Kompresör ve Akümülatör Tankı'dır.



Şekil 5.11 Soğutma Süreci 1. Yasa Analizi

Şekil 5.11 de soğutma sürecinde (1 Temmuz—30 Eylül 2010) aylık ortalama olarak dış hava sıcaklığı değişimi ve buna bağlı olarak sistemin mahalden çektiği ısı, toprağa aktardığı ısı, harcadığı elektrik gücü ve COP değerleri verilmektedir. İncelenen süreçte dış hava sıcaklığı, en serin ay olarak Eylül’de ortalama 27.20°C, en sıcak ay olarak ise Ağustos’ta ortalama 28.50°C olarak ölçülmüştür. Toprak sıcaklığı 65m olan kuyu derinliğinde sabit olarak 18°C kabul edilmiştir. Bu nedenle sistemin toprağa aktardığı ısının değişimi oldukça küçüktür. Bu değerlerin yapılan ölçüm ve hesaplamalar neticesinde dış hava sıcaklığı ile doğru orantılı olarak ve 6.92—7.38 kW arasında değiştiği görülmektedir. İncelenen süreçte mahalın ısı kaybını karşılamak üzere, ölçülen dış hava sıcaklığına bağlı olarak akümülatör tankında 17.50 —18.58°C sıcaklığında su hazırlanmaktadır. Bu süreçte kompresör ve 3 adet eş sürkilasyon pompasının tükettiği elektrik gücü ortalama 1.46 kW tır. Sistemin mahalden çektiği ısı ise dış hava sıcaklığı değişiminden nispeten daha fazla etkilenmekte olup bu değer dış hava sıcaklığı ile doğru orantılı olarak 5.67—6.71 kW arasında değişim göstermektedir. Bu sonuçlara göre sistemin COP değerleri incelenen süreçte 3.97—4.58 arasında değişmektedir.

5.2.2 Ekserji Analizi

Sistem elemanları için özel olarak hazırlanan ve Çizelge 4.6 de verilen eşitliklerde Çizelge 5.13 de verilen değerler kullanılarak Çizelge 5.15 de verilmiş olan her bir sistem elemanına ait giren ekserji miktarı, çıkan ekserji miktarı, ekserji yıkımı ve II. Yasa verimi hesaplanmıştır.

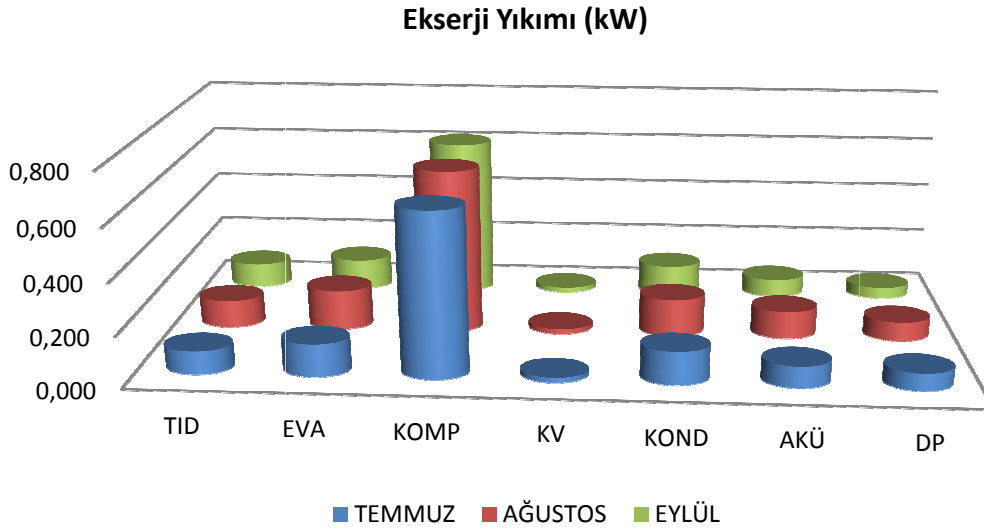
Çizelge 5.15 Soğutma Süreci'nde Ekserji Yıkımı ve Ekserji Verimi

Sistem Elemanı	$\dot{E}x_{giren}$ [kW]	$\dot{E}x_{çikan}$ [kW]	$\dot{E}x_{yıkım}$ [kW]	η_{II} [%]
Tüm Sistem	1.892	0.567	1.325	29.9
Toprakaltı Isı Değiştiricisi	1.922	1.819	0.103	80.9
Evaporatör	3.486	3.345	0.141	65.1
Kompresör	3.505	2.865	0.640	40.0
Kısılma Vanası	2.194	2.176	0.018	99.2
Kondenser	4.248	4.112	0.136	79.7
Akümülatör Tankı	2.045	1.947	0.098	80.4
DISS panelleri	1.211	1.138	0.073	87.2

Çizelge 5.16 de Soğutma sürecinde sistem elemanlarına ait aylık ortalama Ekserji Yıkımı Dağılımı verilmiştir. Bu Çizelge ve Şekil 5.12 birlikte incelenerek sistem elemanları birbirleriyle mukayese edilirken aynı zamanda iklim değişiminin etkileri de görülebilmektedir.

Çizelge 5.16 Soğutma Süreci Ekserji Yıkımı Dağılımı

Sistem Elemanı	$\dot{E}x_{yıkım}$ [kW] Temmuz	$\dot{E}x_{yıkım}$ [kW] Ağustos	$\dot{E}x_{yıkım}$ [kW] Eylül
Tüm Sistem	1.528	1.635	1.471
Toprakaltı Isı Değiştiricisi	0,090	0,107	0,096
Evaporatör	0,127	0,157	0,122
Kompresör	0,635	0,643	0,624
Kısılma Vanası	0,018	0,018	0,018
Kondenser	0,129	0,148	0,119
Akümülatör Tankı	0,083	0,108	0,070
DISS panelleri	0,067	0,075	0,044



Şekil 5.12 Soğutma Süreci Ekserji Yıkımı

Şekil 5.12 de Soğutma sürecinde sistem elemanlarındaki Ekserji Yıkımı'nın Değişimi verilmiştir. Yapılan kabuller ve hesaplamalara göre bu değer kısılma vanası için dış hava sıcaklığına bağlı değildir. Diğer elemanlar için ise hava sıcaklığı ile aynı yönde değişmektedir. Kompresör sistemdeki en ciddi ekserji yıkımının gerçekleştiği eleman olarak görülmektedir. Evaporatör ve Kondenser bunu izlemektedir.

5.2.3 Eksergo Ekonomik Analiz

Sistem elemanları için özel olarak hazırlanan ve Çizelge 4.8 de verilen eşitlikler kullanılarak Çizelge 5.17 da verilmiş olan Soğutma Süreci'ndeki Eksergo Ekonomik Analiz Sonuçları elde edilmiştir. Bu sonuçlar her sistem elemanı için Bir Değere Getirilmiş Maliyet, Ekserji Maliyeti ve Eksergo Ekonomik Faktörü içermektedir.

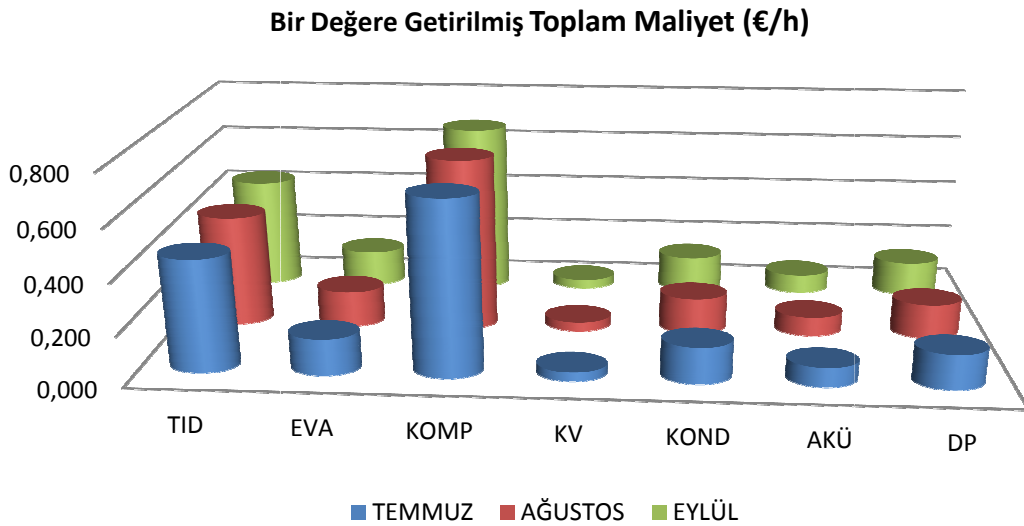
Çizelge 5.17 Soğutma Süreci'nde Eksergo Ekonomik Analiz Sonuçları

Sistem Elemanı	[€/h]	[€/h]	[%]
Tüm Sistem	1.721	0.508	77.22
Toprakaltı Isı Değiştiricisi	0.440	0.263	62.59
Evaporatör	0.143	0.086	62.53
Kompresör	0.684	1.217	35.98
Kısılma Vanası	0.035	0.033	51.64
Kondenser	0.143	0.347	29.15
Akümülatör Tankı	0.075	0.033	69.43
DISS panelleri	0.136	0.000	100.00

Çizelge 5.18 de Soğutma sürecinde sistem elemanlarına ait aylık Bir Değere Getirilmiş Toplam Maliyet Dağılımı verilmiştir. Bu Çizelge ve Şekil 5.13 birlikte incelenerek sistem elemanları birbirleriyle mukayese edilmiştir.

Çizelge 5.18 Soğutma Süreci Bir değere Getirilmiş Toplam Maliyet Dağılımı

Sistem Elemanı	[€/h] Temmuz	[€/h] Ağustos	[€/h] Eylül
Tüm Sistem	1.720	1.722	1.718
Toprakaltı Isı Değiştiricisi	0.440	0.440	0.440
Evaporatör	0.143	0.143	0.143
Kompresör	0.683	0.685	0.681
Kısılma Vanası	0.035	0.035	0.035
Kondenser	0.143	0.143	0.143
Akümülatör Tankı	0.075	0.075	0.075
DISS panelleri	0.136	0.136	0.136



Şekil 5.13 Soğutma Süreci Bir Değere Getirilmiş Toplam Maliyet

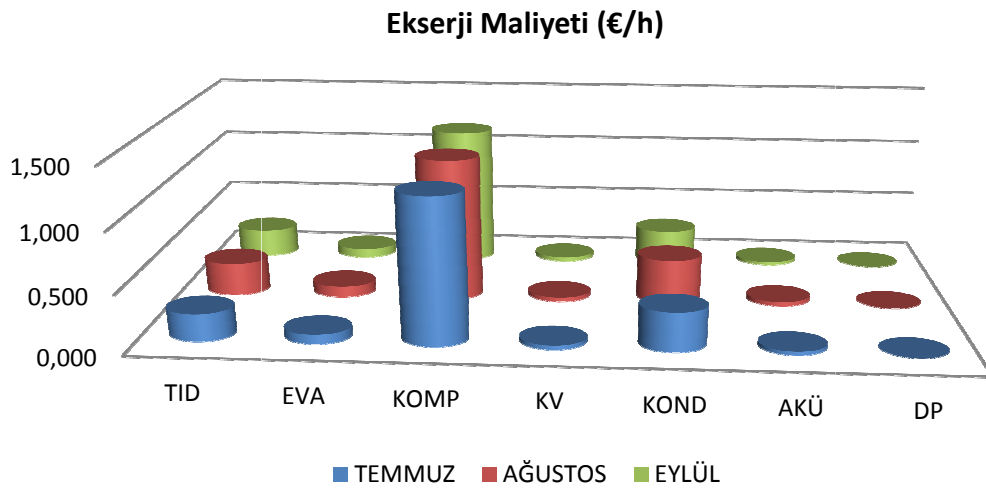
Şekil 5.13 de soğutma sürecinde sistem elemanlarındaki Bir Değere Getirilmiş Toplam Maliyet'in Değişimi verilmiştir. Yapılan kabuller ve hesaplamalara göre en yüksek bir değere getirilmiş toplam maliyet 0.685 €/h olarak kompresörde görülmektedir. Diğer elemanlara ait değerler Çizelge 5.18 de verilmiştir.

Çizelge 5.19 da soğutma sürecinde sistem elemanlarına ait aylık ortalama Ekserji Maliyeti Dağılımı verilmiştir. Bu Çizelge ve Şekil 5.14 birlikte incelenerek sistem

elemanları birbirleriyle mukayese edilirken aynı zamanda iklim değişiminin etkileri de görülebilmektedir.

Çizelge 5.19 Soğutma Süreci Ekserji Maliyeti Dağılımı

Sistem Elemanı	[€/h] Temmuz	[€/h] Ağustos	[€/h] Eylül
Tüm Sistem	0.489	0.523	0.471
Toprakaltı Isı Değiştiricisi	0.229	0.276	0.238
Evaporatör	0.079	0.091	0.076
Kompresör	1.219	1.212	1.188
Kısılma Vanası	0.033	0.033	0.033
Kondenser	0.329	0.382	0.296
Akümülatör Tankı	0.030	0.035	0.026
DISS panelleri	0.000	0.000	0.000



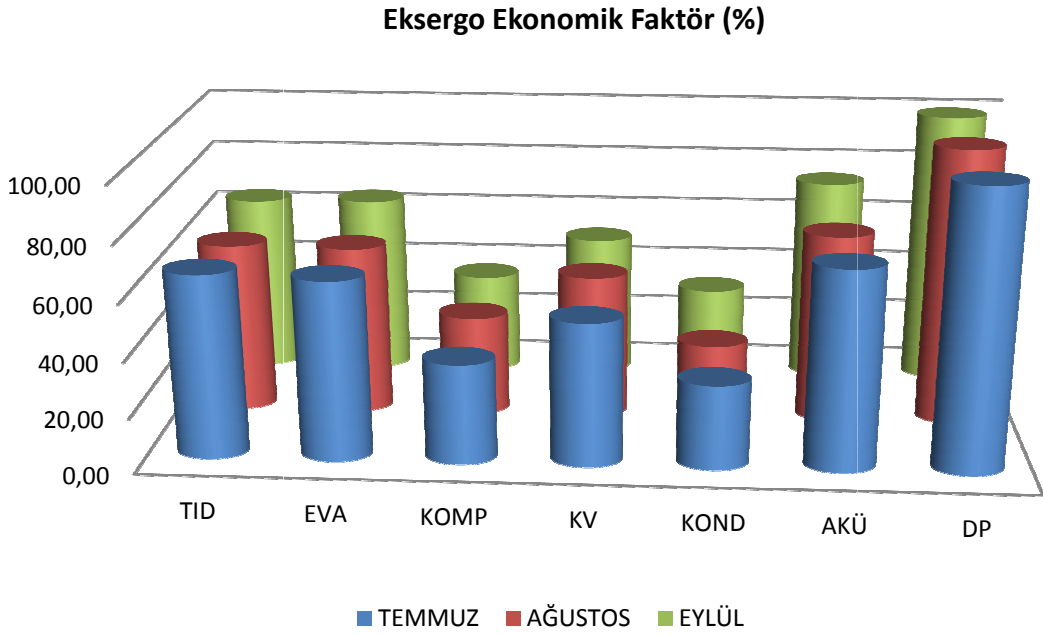
Şekil 5.14 Soğutma Süreci Ekserji Maliyeti

Şekil 5.14 de soğutma sürecinde sistem elemanlarındaki Ekserji Maliyeti değişimi verilmiştir. Bu değer dış hava sıcaklığı değişimine bağlı olarak değişmektedir. Yapılan kabuller ve hesaplamalara göre bu değer DISS Panelleri için “sıfır” ve Kısılma Vanası için sabit 0,033 €/h dir. Diğer elemanlar için hava sıcaklığı ile aynı yönde bir değişim görülmektedir.

Çizelge 5.20 de Soğutma sürecinde sistem elemanlarına ait aylık ortalama Eksergo Ekonomik Faktör değerleri verilmiştir. Bu Çizelge ve Şekil 5.15 birlikte incelenerek sistem elemanları birbirleriyle mukayese edilirken aynı zamanda iklim değişiminin etkileri de görülebilmektedir.

Çizelge 5.20 Soğutma Süreci Eksergo Ekonomik Faktör Dağılımı

Sistem Elemanı	[%] Temmuz	[%] Ağustos	[%] Eylül
Tüm Sistem	77.86	76.69	78.49
Toprakaltı Isı Değiştiricisi	65.82	61.42	64.87
Evaporatör	64.32	61.01	65.29
Kompresör	35.90	36.12	36.44
Kısılma Vanası	51.42	51.90	51.62
Kondenser	30.29	27.23	32.52
Akümülatör Tankı	71.62	68.43	74.59
DISS panelleri	100.00	100.00	100.00



Şekil 5.15 Soğutma Süreci Eksergo Ekonomik Faktör

Şekil 5.15 de soğutma sürecinde sistem elemanlarındaki Ekserji Ekonomik Faktör'ün değişimi verilmiştir. Bu değer dış hava sıcaklığına bağlı olarak değişmektedir. Yapılan kabuller ve hesaplamalara göre bu değer DISS Panelleri için %100 olarak sabittir. Diğer elemanlara ait değerler Şekil 5.15 de verilmektedir.

5.2.4 Eksergo Çevresel Analiz

Sistem elemanları için özel olarak hazırlanan ve Çizelge 4.7 de verilen eşitlikler kullanılarak Çizelge 5.21 de verilmiş olan Soğutma Sürecinde'ki Eksergo Çevresel Analiz

Sonuçları elde edilmiştir. Bu sonuçlar her sistem elemanı için Parça Bazlı Çevresel Etki, Ekserjiye Bağlı Çevresel Etki ve Eksergo Çevresel Faktörü içermektedir.

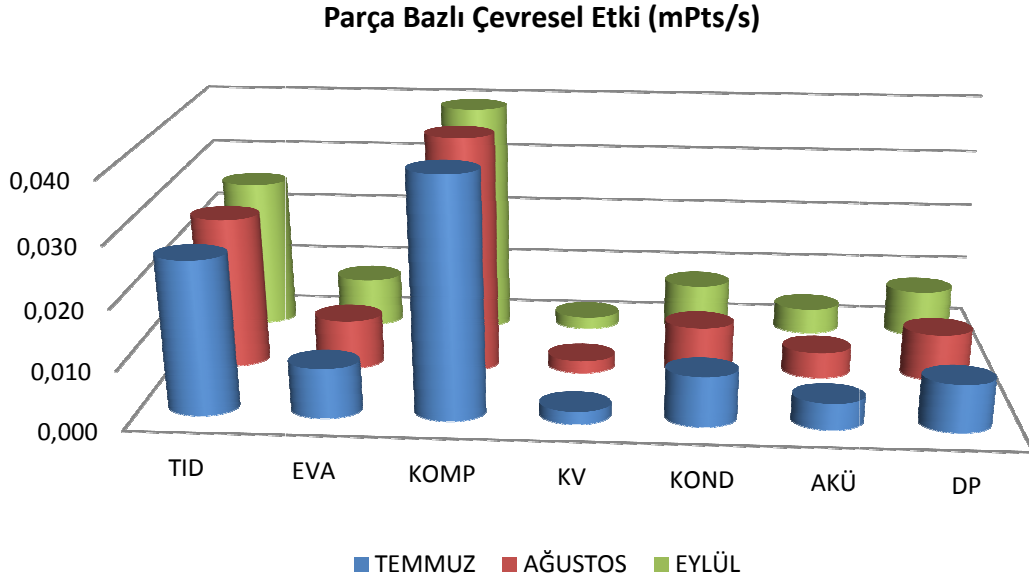
Çizelge 5.21 Soğutma Süreci'nde Esergo Çevresel Analiz Sonuçları

Sistem Elemanı	\dot{Y} [mPts/s]	$\dot{B}_{F,K}$ [mPts/s]	$f_{B,K}$ [%]
Tüm Sistem	0.100	0.135	42.60
Toprakaltı Isı Değiştiricisi	0.026	0.021	55.51
Evaporatör	0.008	0.011	43.94
Kompresör	0.040	0.103	27.94
Kısılma Vanası	0.002	0.003	43.60
Kondenser	0.008	0.020	29.43
Akümülatör Tankı	0.004	0.005	46.32
DISS panelleri	0.008	0.002	78.90

Çizelge 5.22 de Soğutma sürecinde sistem elemanlarına ait aylık ortalama Parça Bazlı Çevresel Etki değerleri verilmiştir. Bu Çizelge ve Şekil 5.16 birlikte incelenerek sistem elemanları birbirleriyle mukayese edilirken aynı zamanda iklim değişiminin etkileri de görülebilmektedir.

Çizelge 5.22 Soğutma Süreci Parça Bazlı Çevresel Etki Dağılımı

Sistem Elemanı	\dot{Y} [mPts/s] Temmuz	\dot{Y} [mPts/s] Ağustos	\dot{Y} [mPts/s] Eylül
Tüm Sistem	0.100	0.100	0.100
Toprakaltı Isı Değiştiricisi	0.026	0.026	0.026
Evaporatör	0.008	0.008	0.008
Kompresör	0.040	0.040	0.040
Kısılma Vanası	0.002	0.002	0.002
Kondenser	0.008	0.008	0.008
Akümülatör Tankı	0.004	0.004	0.004
DISS panelleri	0.008	0.008	0.008



Şekil 5.16 Soğutma Süreci Parça Bazlı Çevresel Etki

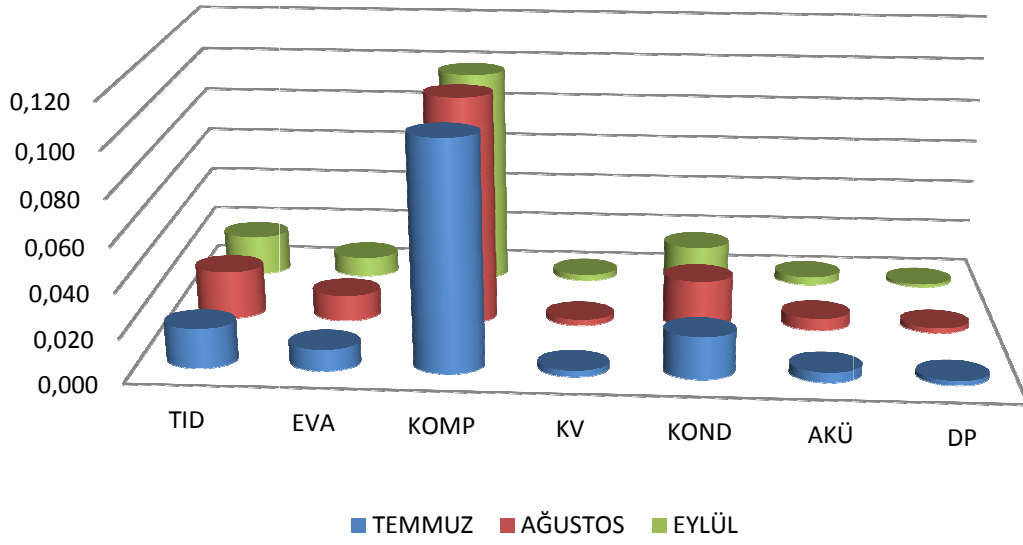
Şekil 5.16 da soğutma sürecinde sistem elemanlarındaki Parça Bazlı Çevresel Etki'nin değişimi verilmiştir. Bu değer dış hava sıcaklığına bağlı olarak değişmemektedir. Yapılan kabuller ve hesaplamalara göre en yüksek parça bazlı çevresel etki kompresörde 0.040 mPts/s olarak bulunmuştur. Diğer elemanlara ait değerler Çizelge 5.22 de verilmiştir.

Çizelge 5.23 de soğutma sürecinde sistem elemanlarına ait aylık ortalama Ekserjiye Bağlı Çevresel Etki değerleri verilmiştir. Bu Çizelge ve Şekil 5.17 birlikte incelenerek sistem elemanları birbirleriyle mukayese edilirken aynı zamanda iklim değişiminin etkileri de görülebilmektedir.

Çizelge 5.23 Soğutma Süreci Ekserjiye Bağlı Çevresel Etki Dağılımı

Sistem Elemanı	[mPts/s] Temmuz	[mPts/s] Ağustos	[mPts/s] Eylül
Tüm Sistem	0.131	0.140	0.125
Toprakaltı Isı Değiştiricisi	0.018	0.022	0.018
Evaporatör	0.010	0.012	0.009
Kompresör	0.102	0.103	0.099
Kısılma Vanası	0.003	0.003	0.003
Kondenser	0.019	0.022	0.017
Akümülatör Tankı	0.004	0.005	0.004
DISS panelleri	0.002	0.002	0.001

Ekserjiye Bağlı Çevresel Etki (€/h)



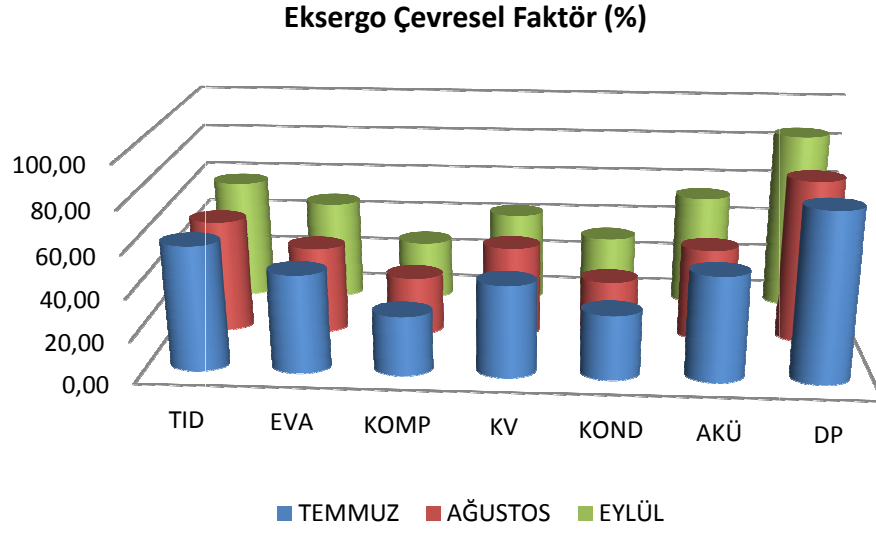
Şekil 5.17 Soğutma Süreci Ekserjiye Bağlı Çevresel Etki

Şekil 5.17 de soğutma sürecinde sistem elemanlarındaki Ekserjiye Bağlı Çevresel Etki'nin değişimi verilmiştir. Bu değer dış hava sıcaklığına bağlı olarak değişmektedir. Yapılan kabuller ve hesaplamalara göre bulunan değerler Çizelge 5.23 de verilmiştir.

Çizelge 5.24 de soğutma sezonu sürecinde sistem elemanlarına ait aylık ortalama Eksergo Çevresel Faktör değerleri verilmiştir. Bu Çizelge ve Şekil 5.18 birlikte incelenerek sistem elemanları birbirleriyle mukayese edilirken aynı zamanda iklim değişiminin etkileri de görülebilmektedir.

Çizelge 5.24 Soğutma Süreci Eksergo Çevre Faktör Dağılımı

Sistem Elemanı	[%] Temmuz	[%] Ağustos	[%] Eylül
Tüm Sistem	43.43	41.84	44.52
Toprakaltı Isı Değiştiricisi	59.14	54.07	58.36
Evaporatör	46.51	41.70	48.39
Kompresör	28.04	27.89	28.71
Kısılma Vanası	43.61	43.64	44.06
Kondenser	30.56	27.73	32.62
Akümülatör Tankı	49.73	44.40	54.47
DISS panelleri	80.12	78.40	86.28



Şekil 5.18 Soğutma Süreci Eksergo Çevresel Faktör

Şekil 5.18 de soğutma sürecinde sistem elemanlarındaki Eksergo Çevresel Faktör'ün değişimi verilmiştir. Bu değer dış hava sıcaklığı değişimine bağlı olarak değişmektedir. Yapılan kabuller ve hesaplamalara göre bulunan değerler Çizelge 5.24 de verilmiştir.

SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada Yıldız Teknik Üniversitesi Davutpaşa Kampüsü'nde bulunan Yıldız Yenilenebilir Enerji Evi'ne (YYEE) ait dikey tip toprak kaynaklı ısı pompası (DTKIP) ile birlikte çalışan duvardan ısıtma ve soğutma sistemi (DISS) teorik ve deneysel olarak incelenmiştir. Bu çalışmada öncelikli olarak enerji kullanımının olabildiğince düşük olduğu bir sistemin analizi hedeflenmiştir. Bu nedenle düşük sıcaklık rejimiyle çalıştırılan bir sistem seçilmiştir. Yapılan inceleme Enerji, Ekserji, Eksergo Ekonomik ve Eksergo Çevresel Analiz'leri içermektedir. 1 Ocak – 31 Mart 2010 tarihleri "Isıtma Sezonu", 1 Temmuz – 30 Eylül 2010 tarihleri "Soğutma Sezonu" olarak tanımlanmıştır. Bu süreçlerde saniye bazında toplanmış ve MySQL veritabanına aktarılmış olan veriler kullanılarak Isı Pompası Cihazının Devrede Olduğu anlar tespit edilerek Aylık Ortalama Değerler'in analizi yapılmıştır. Sistem elemanlarının Isıtma Sezonu için yapılan teorik analizi sonucunda Çizelge 4.1, 4.2, 4.3 ve 4.4 de verilen özel termodinamik bağıntılar çıkarılmıştır. Aynı uygulama Soğutma Sezonu için de yapılarak Çizelge 4.5, 4.6, 4.7 ve 4.8'deki bağıntılar elde edilmiştir. Bu bağıntılar analizlerde kullanılarak Bölüm 5'te verilen Çizelge ve Tablolardaki sonuçlara ulaşılmıştır. Elde edilen sonuçlar Isıtma ve Soğutma Süreçleri'nde Enerji Analizi, Ekserji Analizi, Eksergo Ekonomik Analiz ve Eksergo Çevresel Analiz şeklindeki alt başlıklarla bu bölümde sunulmaktadır.

6.1 Isıtma Süreci

6.1.1 Enerji Analizi

Isıtma sürecinde sistemdeki enerji kayıplarının elemanlara dağılımı Şekil 5.1 de verilmiştir. Buna göre en fazla enerji kaybı DISS Panelleri'nde, en düşük enerji kaybı ise Evaporatör'de olmaktadır. Enerji kayıpları büyükten küçüğe sırasıyla DISS Panelleri'nde 0.90 kW, Kondenser'de 0.64 kW, Akümülatör Tankı'nda 0.59 kW, Kompresör'de 0.44 kW ve Evaporatör'de 0.16 kW olarak hesaplanmıştır. Bu çalışmada Toprakaltı Isı Değiştiricisi ve Kısılma Vanası'nda ise enerji kaybının olmadığı kabul edilmiştir.

Sistem elemanlarına ait Termodinamik 1. Yasa verimleri Çizelge 5.2'de verilmektedir. Yapılan hesaplamalara göre %74.1 verimle çalışan Kompresör'ün en verimsiz çalışan eleman olduğu saptanmıştır.

Enerji analizi sonucu olarak verilen Şekil 5.2 incelendiğinde Isıtma Süreci'nde sistem çalışmasının dış hava sıcaklığı değişiminden etkilendiği görülmektedir. Kompresör pik yük olan 1.7 kW ile çalışmaktadır. Dış hava sıcaklığındaki artışla birlikte, ısı pompası yazılımı uyarınca kompresör daha sık durmaktadır. Bu sırada topraktan daha fazla ısı çekilmekte ve mahale daha az ısı aktarılmaktadır. Bu nedenle Akümülatör Tankı'nda kullanılmayan ısı enerjisi miktarı artmaktadır. Frekans konvertörlü bir kompresörün kullanımı ve ısı pompasının yazılımının iyileştirilmesi ile enerji tasarrufu sağlanır. Sektörde 3-5 kW kapasiteye kadar frekans konverterli kompresörlerin üretimi mevcuttur.

6.1.2 Ekserji Analizi

Sistem elemanları ile ilgili Ekserji Analizi sonuçları Çizelge 5.3, Çizelge 5.4 ve Şekil 5.3 verilmiştir. Hesaplanan ekserji yıkım değerleri; DISS Panelleri'nde 0.129 kW, Kondenser'de 0.183 kW, Akümülatör Tankı'nda 0.088 kW, Kompresör'de 0.714 kW ve Evaporatör'de 0.133 kW tır.

Ekserji Analizi'nde referans çevre şartları çok önemlidir ve etkilidir. Bu çalışmada Soğutucu akışkan R410A ve ısı transferi akışkanı olarak su bulunduğundan sağlıklı bir değerlendirme yapabilmek için çevre referans değerleri 0.01°C sıcaklık ve 1 bar basınç

olarak seçilmiştir. Yukarıdaki sonuçlara göre Kompresörde meydana gelen ekserji yıkımının en yüksek olduğu dolayısı ile iyileştirmelere buradan başlanması gerektiği saptanmıştır. Ayrıca gerçekte Enerji Analizine sonucuna göre beklenenden daha az kullanılabilir tasarruf elde edilebileceği görülmektedir.

6.1.3 Eksergo Ekonomik Analiz

Yapılan Eksergo Ekonomik Analiz'in sonuçları, Çizelgeler 5.5, 5.6, 5.7, 5.8 ve Şekiller 5.4, 5,5 ve 5.6 verilmiştir. Bu çalışmada ekonomik parametre olarak literatürde de kullanılan 3 temel değer hesaplanarak analiz edilmiştir. Bunlar bir değere getirilmiş maliyet, ekserji maliyeti ve eksergo ekonomik faktördür.

Çizelge 5.5, Çizelge 5.6 ve Şekil 5.4 de görüldüğü gibi bir değere getirilmiş maliyet dış hava sıcaklığı değişiminden etkilenmemektedir. En yüksek 0,757 €/h olarak kompresörde görülmekte olup Toprakaltı Isı Değiştiricisi 0,44 €/h bunu takip etmektedir. Bu çalışmada Toprakaltı Isı Değiştiricisi'nde enerji kaybı yok kabul edildiğinden ve ekserji kaybı da ihmal edilebilecek seviyede olduğundan bu elemanla ilgili yapılacak en iyi çalışma ilk yatırım maliyetini düşürmektir.

Çizelge 5.5, Çizelge 5.7 ve Şekil 5.5 de Isıtma Sezonu sürecinde sistem elemanlarına ait aylık ortalama Ekserji Maliyeti Dağılımı verilmiştir. Bu değer dış hava sıcaklığı değişimine bağlı olarak değişmektedir. Ekserji maliyeti büyükten küçüğe Kompresör, Evaporatör, DISS Panelleri, Kondenser ve Akümülatör Tankı şeklinde sırasıyla 1.316, 0.470, 0.373, 0.323 ve 0,214 €/h olarak hesaplanmıştır.

Herhangibir sistem elemanı için hesaplanan eksergo ekonomik faktörün küçük bir değerde olması ilgili elemanda ekserji yıkımının azaltılması yoluyla tasarruf sağlanılabileceğini gösterir. Öbür taraftan eksergo ekonomik faktörün büyük değerde olması elemanın ilk yatırım maliyetinin ekserji verimliliğine nazaran fazla olduğunu ifade eder. Bu durumda ilk yatırım maliyetini azaltmaya yönelik çalışmaların yapılması daha öncelikli olur. Eksergo ekonomik faktörün tipik değerleri eleman cinsine göre farklılık gösterir. Örneğin, ısı değiştiricileri için %55, kompresörler ve türbinler için %35 ile %75 arası ve pompalar için %70 gibi [80].

Çizelge 5.5, Çizelge 5.8 ve Şekil 5.6 da ise Isıtma Sezonu sürecinde eksergo ekonomik faktörün değişimi verilmektedir. Buna göre değerlendirildiğinde, kompresör için %36,48 olup alt sınırdadır. Evaporatör, Kondenser, Akümülatör Tankı ve DISS Panelleri için sırasıyla %23.82, %30.67, %25.97 ve %26.80 olup Isı Değiştiricileri kategorisi için literatürde verilen %55 değerinden küçüktür. Sistemde düşük eksergo ekonomik faktör değerleri çıkmaktadır. Eksergo Ekonomik faktörü yükseltmek için ekserji kaybınının azaltılarak ekserji maliyetinin düşürülmesi gerekmektedir.

6.1.4 Eksergo Çevresel Analiz

Sistem ile ilgili çevresel sonuçlar Çizelgeler 5.9, 5.10, 5.11, 5.12 ve Şekiller 5.7, 5,8 ve 5.9 verilmiştir. Bu çalışmada çevresel parametre olarak literatürde de kullanılan 3 temel değer hesaplanarak analiz edilmiştir. Bunlar parça bazlı çevresel etki, ekserji bazlı çevresel etki ve eksergo çevresel faktördür.

Parça bazlı çevresel etki değerleri, Çizelge 5.9, 5.10 ve Şekil 5.7 de verilmiş olup çevresel dış hava sıcaklığı değişiminden etkilenmemektedir. Bu değer en yüksek 0.044 mPts/s olarak kompresörde görülmektedir. İkinci olarak Toprakaltı Isı Değiştiricisi 0.026 mPts/s dir. Genel olarak parça bazlı çevresel etkiyi azaltmak için incelenen elemanın hammaddesini daha düşük eko indikatör puanına sahip bir malzemedan seçmek, bu hammaddelerin ve elemanın üretim sürecinde daha az enerji ve çevre kirleticisi madde kullanmak ve hammaddeleri olabildiğince yakın çevreden temin ederek taşıma gibi ikincil kirlenmeleri azaltmak gerekmektedir.

Ekserji bazlı çevresel etki değerleri, Çizelge 5.9, Çizelge 5.11 ve Şekil 5.8 de verilmiş olup dış hava sıcaklığı değişimine bağlıdır. Bu değer büyükten küçüğe Kompresör, Evaporatör, DISS Panelleri, Kondenser ve Akümülatör Tankı şeklinde sırasıyla 0.108, 0.042, 0.028, 0.025 ve 0,016 mPts/s olarak hesaplanmıştır.

Eksergo çevresel faktör değerleri, Çizelge 5.9, Çizelge 5.12 ve Şekil 5.9 da verilmektedir. Toprakaltı Isı Değiştiricisi, Kompresör, Kondenser, DISS Panelleri, Akümülatör Tankı ve Evaporatör için sırasıyla %61.87, %29.04, %24.85, %22.02, %21.13 ve %16.49 dur.

Sistem elemanlarından herhangi biri için hesaplanan eksergo çevresel faktörün küçük bir değerde olması ilgili elemanın çalışma sürecinde oluşan ekserji kaybı nedeniyle daha kirletici olduğunu gösterir. Bu durumda ekserji kaybı iyileştirilmesi doğal çevrenin korunmasına katkı getirir ve özellikle işletme sürecinde kullanılan akışkanların ve enerji kaynağının özelliklerinin etkisi büyüktür. Öbür taraftan eksergo çevresel faktörün büyük değerde olması bu değerın elemanın imalatı ve nakliyesi sürecine oldukça bağlı olduğunu işletme sürecinde madde ve enerji kullanımının çevre lehine gerçekleştirildiğini gösterir. İmalat, nakliye ve işletme süreçlerinin ortak yanı mutlaka bir enerji kaynağının kullanılmasının oluşudur. Bu durumda yapılabilecek en iyi çalışma belirli bir imalatın hammaddeleri ve bununla ilgili çevresel puanları mümkün olduğunca standart hale getirdikten sonra bu 3 aşamada enerji kullanımını değerlendirmek ve iyileştirmektir.

6.2 Soğutma Süreci

6.2.1 Enerji Analizi

Soğutma sürecinde sistemdeki enerji kayıplarının elemanlara dağılımı Şekil 5.10 da verilmiştir. Buna göre en fazla enerji kaybı DISS Panelleri'nde, en düşük enerji kaybı ise Akümülatör Tankı'nda olmaktadır. Enerji kayıpları büyükten küçüğe sırasıyla DISS Panelleri'nde 0.69 kW, Kondenser'de 0.63 kW, Evaporatör'de 0.61 kW, Kompresör'de 0.42 kW ve Akümülatör Tankı'nda 0.30 kW olarak hesaplanmıştır.

Sistem elemanlarına ait 1. Yasa verimleri Çizelge 5.14'de verilmektedir. Buna göre %60.6 ile en verimsiz çalışan eleman Kompresör olup bu elemanda iyileştirme yapılmalıdır.

Ayrıca Şekil 5.11 incelendiğinde Isıtma Süreci'nde sistem çalışmasının dış hava sıcaklığı değişiminden etkilendiği görülmektedir. Kompresör pik yük olarak 1.05 kW ile çalışmaktadır. Dış hava sıcaklığındaki artışla birlikte mahalden çekilen ısı ve sistemin etkinliği artmakta tüketilen elektrik gücü sabit kalmakta ancak cihazın devrede oluş süresi artmakta olduğundan daha fazla enerji tüketilmektedir. Akümülatör Tankında kullanılmayan ısı enerjisi miktarı Isıtma Süreci'ndekine nazaran daha düşüktür. Kompresörde yapılacak bir iyileştirme Akümülatör Tankı'na da etkili olacaktır.

6.2.2 Ekserji Analizi

Soğutma Süreci için yapılan Ekserji Analizi sonuçları Çizelge 5.15, Çizelge 5.16 ve Şekil 5.12 de verilmektedir. Hesaplanan ekserji yıkımı değerleri; Kompresör'de 0.64 kW, Evaporatör'de 0.141 kW, Kondenser'de 0.136 kW, Akümülatör Tankı'nda 0.098 kW ve DISS Panelleri'nde 0.073 kW tır. Kompresörde meydana gelen ekserji yıkımının en yüksek olduğu saptanmıştır.

6.2.3 Eksergo Ekonomik Analiz

Yapılan Eksergo Ekonomik Analiz'in sonuçları, Çizelgeler 5.17, 5.18, 5.19, 5.20 ve Şekiller 5.13, 5.14 ve 5.15 verilmiştir.

Çizelge 5.17, Çizelge 5.18 ve Şekil 5.13 de görüldüğü gibi bir değere getirilmiş maliyet dış hava sıcaklığı değişiminden etkilenmemektedir. En yüksek 0,684 €/h olarak kompresörde görülmekte olup Toprakaltı Isı Değiştiricisi 0,44€/h bunu takip etmektedir.

Sistem elemanlarına ait aylık ortalama Ekserji Maliyeti Dağılımı, Çizelge 5.17, Çizelge 5.19 ve Şekil 5.14 de verilmiş olup dış hava sıcaklığına bağlıdır. Ekserji maliyeti büyükten küçüğe Kompresör, Kondenser, Toprakaltı Isı Değiştiricisi, Akümülatör Tankı ve Evaporatör şeklinde sırasıyla 1.217, 0.347, 0.263, 0.033 ve 0.086 €/h olarak hesaplanmıştır.

Eksergo ekonomik faktörün değişimi Çizelge 5.17, Çizelge 5.20 ve Şekil 5.15 da verilmektedir. Hesaplanan değerler literatürde verilenlerle mukayese edildiğinde kompresör için %35.98 olup alt sınırdadır. Akümülatör Tankı, Toprakaltı Isı Değiştiricisi Evaporatör ve Kondenser için sırasıyla %69.43, %62.59, %62.53, %29.15 olarak hesaplanmıştır. Bu sonuca göre sistemimiz Soğutma Süreci şartlarına göre pahalı tesis edilmiştir. İlk yatırım maliyetlerinin düşürülmesi gerekmektedir.

6.2.4 Eksergo çevresel Analiz

Sistem ile ilgili çevresel sonuçlar, Çizelgeler 5.21, 5.22, 5.23, 5.24 ve Şekiller 5.16, 5.17 ve 5.18 verilmiştir.

Parça bazlı çevresel etki değerleri, Çizelge 5.21, Çizelge 5.22 ve Şekil 5.16 da verilmiş olup dış hava sıcaklığı değişiminden etkilenmemektedir. Bu değer en yüksek 0.040 mPts/s olarak kompresörde görülmektedir. İkinci olarak Toprakaltı Isı Değiştiricisi 0.026 mPts/s dir.

Ekserji bazlı çevresel etki değerleri, Çizelge 5.21, Çizelge 5.23 ve Şekil 5.17 de verilmiş olup dış hava sıcaklığı değişimine bağlıdır. Bu değer büyükten küçüğe Kompresör, Kondenser Evaporatör, Akümülatör Tankı ve DISS Panelleri şeklinde sırasıyla 0.103, 0.020, 0.005 ve 0.002 mPts/s olarak hesaplanmıştır.

Eksergo çevresel faktör değerleri, Çizelge 5.21, Çizelge 5.24 ve Şekil 5.18 de verilmektedir. DISS Panelleri, Toprakaltı Isı Değiştiricisi, Akümülatör Tankı, Evaporatör, Kondenser ve Kompresör için sırasıyla %78.90, %55.51, %46.32, %43.94, %29.43 ve %27.94 tür.

6.3 Sistemlerin Karşılaştırılması

Tezde incelenen sistem (DTKIP+DISS), yakıt tüketimi, bir değere getirilmiş enerji maliyeti, bir değere getirilmiş maliyet ve enerji tüketimine bağlı çevresel etki puanları açısından 6 adet farklı sistemle karşılaştırılmış olup sistemlerin bileşenleri ve maliyetleri Çizelge 6.1 ve 6.2 de verilmiştir.

Çizelge 6.1 Birbiriyle karşılaştırılan sistemlerin bileşenleri

Sistem	Sistem Bileşenleri
HKIP+DISS	HKIP, DISS Panelleri, Akümülatör Tankı ve 2 pompa
HKIP+Fan Coil	HKIP, Fan Coiller, Akümülatör Tankı ve 2 pompa
Chiller+Fan Coil	Chiller, Akümülatör Tankı, 2 pompa ve Fan Coiller
Split Klima sistemi	İç ve dış uniteler
Kombi+Split Klima+DISS	Kombi, DISS Panelleri, Akümülatör Tankı, 2 pompa ve split klima sistemi
Kombi+Chiller+Fan Coil	Kombi, Chiller, Akümülatör Tankı, 2 pompa ve Fan Coiller

Çizelge 6.2 Sistemlerin Maliyet Açısından Karşılaştırılması

Sistem	Yakıt Tüketimi	Z _e (€/h)	Z (€/h)	Y _e (mPts/s)
DTKIP+DISS	1934 kWh _e	0.235	1.272	0.00752
HKIP+DISS	2752 kWh _e	0.307	1.381	0.01070
HKIP+Fan Coil	2450 kWh _e	0.289	1.489	0.00956
Chiller+Fan Coil	3735 kWh _e	0.893	1.420	0.01450
Split Klima sistemi	2597 kWh _e	0.888	1.408	0.01010
Kombi+Split Klima+DISS	327 kWh _e 915 Nm ³ DG	0.813	1.501	0.00128
Kombi+Chiller+Fan Coil	456 kWh _e 915 Nm ³ DG	0.944	1.553	0.00178

Sonuç olarak tezde incelenen sistem enerji maliyeti ve toplam maliyet bakımından karşılaştırılan sistemler içinde en ekonomik olanıdır. Bunun nedeni incelenen sistemin diğer sistemlere göre yüksek verim değeridir. Elektrik kullanan sistemlerin eko indikatör 99 puanları doğalgaz kullanan sistemlere göre daha yüksek olduğundan mevcut sistem bu konuda elektrik kullanan sistemlerle kıyaslanmalıdır. Elektrik tüketen sistemler arasında mevcut sistem en çevre dostu olanı olarak saptanmıştır.

KAYNAKLAR

- [1] MMO Oda Raporu, (2008). Yenilenebilir Enerji Kaynakları, TMMOB-MMO Yayınları No : MMO/2008/479, Ankara.
- [2] How to Develop a Sustainable Energy Action Plan, (SEAP) Guidebook, Luxembourg: Publications Office of the European Union, European Commission http://www.eumayors.eu/IMG/pdf/004_Part_II.pdf, 26 December 2011.
- [3] Hepbaşlı, A. ve Ertöz. Ö., (1999). “Geleceğin Teknolojisi : Yer Kaynaklı Isı Pompaları”, 4. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongre ve Sergisi, 445-492.
- [4] Hepbasli, A., (2008). “A Key Review on Exergetic Analysis and Assessment of Renewable Energy Resources for a Sustainable Future”, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 12: 593-661.
- [5] Hancioğlu, E., (2000). Güneş Enerjisi Destekli Toprak kaynaklı Isı Pompası İle Bir Hacmin Isıtılması, YL Tezi, Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir.
- [6] Utlu, Z., (1999). İzmir Koşullarında Güneş Enerjisi Destekli Isı Pompası Tasarımı, YL Tezi, Ege Üniversitesi, Güneş Enerjisi Enstitüsü, İzmir.
- [7] Hepbasli, A. ve Kalinci, Y., A, (2009). “Review of Heat Pump Water Heating Systems”, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 13: 1211-1229.
- [8] Erdoğan, S., Yılmaz, M., Sahan, B. ve Ozyurt, O., (2006). “Isı Pompası Sistemlerinin Seçimi”, Tesisat Mühendisliği Dergisi, 92: 40-49.
- [9] Sutthivirode, K., Namprakai, P. ve Roonprasang, N., A, (2009). “New Version of a Solar Water Heating System Coupled With a Solar Water Pump”, Applied Energy, 86: 1423-1430.
- [10] Lund, J. W., (1989). “Geothermal Heat Pumps-Trends and Comparisons”, Geo-Heat Center, Quarterly Bulletin, 12: 1-6.
- [11] Mcneil, C.S.L. ve Crawford, T.K., (1995). “Vertical Borehole Groundloop Heat Pump Installation”, Advanced Buildings, Newsletter, Royal Architectural Institute of Canada, 1(8)
- [12] Kıncay, O. ve Çilingir, D., (2002). “Toprak Kaynaklı Isı Pompalı Sistemler ile Doğal Gaz ve LPG Sistemlerinin Ekonomik İncelenmesi, Tesisat Dergisi, 84: 188-195.

- [13] Ağustos, H., Açıkğöz, Ö., Akbulut, U. ve Kincay, O., (2007). "Dikey Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompası Kullanımında Güneş Enerji Desteğinin Araştırılması", II. Ulusal İklimlendirme Kongresi - İklim 2007, TMMOB Makina Mühendisleri Odası Antalya Şubesi, 15-18 Kasım 2007, Antalya, 395-402.
- [14] Kincay, O. ve Temir, G., (2003). "Dikey Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompası – Bir Uygulama", Termodinamik Dergisi, 125: 87-92.
- [15] Domestic Ground Source Heat Pumps: Design and Installation of Closed Loops <http://gshp.org.uk/documents/CE82-DomesticGroundSourceHeatPumps.pdf>, 26 December 2011.
- [16] Kincay, O., Akbulut, U., Ağustos, H., Açıkğöz, Ö. ve Çetin, Ö., (2008). "Güneş Enerjisi ve Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sistemlerinin Konvansiyonel Sistemlerle Ekonomik Olarak Karşılaştırılması", Tesisat Mühendisliği Dergisi, 106: 5-12.
- [17] Lineau, P. J., (1997), "Geothermal Heat Pump Performance and Utility Programs in the United States", Energy Sources (Taylor & Frances), 19: 1-8.
- [18] Bose, J. E., Parker, J. D. ve Mcquiston, F.C.,(1985). "Design/Data Manual for Closed-Loop Ground-Coupled Heat Pump Systems", ASHRAE, Atlanta.
- [19] Kavanaugh, S.P. ve Rafferty, K., (1997). "Ground-Source Heat Pumps: Design of Geothermal Systems for Commercial and Institutional Buildings", ASHRAE.
- [20] Partin, J. R., (1985). "Sizing the Closed-Loop Earth Coupling for Heat Pumps", ASHRAE Transactions, Part 2a, 91: 61-69.
- [21] Kavanaugh, S.P., (1989) "Design Considerations for Ground and Water Source Heat Pumps in Southern Climates", ASHRAE Transactions, Part 1, 95: 1139-1149.
- [22] Safemazandarani, P., Edwards, J. A., Johnson, R. R. ve Mohammad-Zadeh, Y., (1990). "Mathematical Modeling of a Direct Expansion Ground-Coupled Heat Pump System", ASHRAE Transactions, Part 1, 96: 583-589.
- [23] Couvillion, R. J., (1985). "Field and Laboratory Simulation of Earth-Coupled Heat Pump Coils", ASHRAE Transactions, Part 2b, 91: 1326-1334.
- [24] Mei, V. C., (1990). "Experimental Study of Direct-Expansion Ground Coil Heat Exchangers", ASHRAE Transactions, Part 1, 96: 821-828.
- [25] Kavanaugh, S. P., (1998). "Development of Design Tools for Ground-Source Heat Pump Piping", ASHRAE Transactions, Part 1b, 104: 1932-937.
- [26] Franck, P. ve Berntsson, T., (1985). "Ground-Coupled Heat Pumps with Low-Temperature Heat Storage: Some Swedish Experiences", ASHRAE Transactions, Part 2b, 91: 1285-1296.
- [27] Sulatisky, M.T. ve Van Der Kamp, G., (1991). "Ground-Source Heat Pumps in the Canadian Prairies", ASHRAE Transactions, Part 1, 97: 374-385.
- [28] Kavanaugh, S. P., (1992). "Field Test of a Vertical Ground-Coupled Heat Pump in Alabama", ASHRAE Transactions, Part 2, 98: 607-616.

- [29] Meloy, B.R., (1992). "Free Cooling Works for Cowlitz County Hall of Justice", ASHRAE Transactions, Part 1, 98: Sayfa : 1023-1030.
- [30] Rafferty, K.D., (1992). "Large Tonnage Groundwater Heat Pumps-Experiences with Two Systems", ASHRAE Transactions, Part 1: 98, 587-592.
- [31] Hatten, M.J., (1992). "Groundwater Heat Pumping: Lessons Learned in 43 Years at the Building", ASHRAE Transactions, Part 2, Vol. 98, 1031-1037.
- [32] Fleming, W., (1998). "Ground-Source Heat Pump Design and Operation-Experience Within an Asian Country", ASHRAE Transactions, Part 1b, 104: 771-774.
- [33] Catan, M.A. ve Baxter, V.D., (1985), "An Optimized Ground-Coupled Heat Pump System Design for Northern Climate Applications", ASHRAE Transactions, Part 2b, 91: 1185-1203.
- [34] Martin, S.D., (1990). "A Design and Economic Sensitivity Study of Single-Pipe Horizontal Ground-Coupled Heat Pump Systems, ASHRAE Transactions, Part 1, 96: 634-642.
- [35] Urchueguía, JF., Zacarés, M., Corberán, JM., Montero, A., Martos, J. ve Witte, H., (2008). "Comparison Between the Energy Performance of a Ground Coupled Water to Water Heat Pump System and an Air to Water Heat Pump System for Heating and Cooling in Typical Conditions of the European Mediterranean Coast", Energy Conversion and Management, 49: 2917-2923.
- [36] Ealy, P.F. ve Ugursal, V.I., (1997). "Performance and Economic Feasibility of Ground Source Heat Pumps in Cold Climate", International Journal of Energy Research, 21: 857-870
- [37] Kıncay, O. ve Temir, G., (2002). "Toprak ve Hava Kaynaklı, Isı Pompalı Sistemlerin Ekonomik İncelenmesi", Tesisat Mühendisliği Dergisi, 68: 31-37.
- [38] Akbulut, U., Çetin, Ö. ve Kıncay, O., (2008). "Düz ve Helezon Yatay Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sistemlerinin Konvansiyonel Sistemlerle Ekonomik Olarak Karşılaştırılması, Tesisat Dergisi, 149: 98-103.
- [39] Açıkgöz, Ö., Ağustos, H. ve Kıncay, O., (2008). "Hibrid Sistem - Güneş Enerjisi ve Dikey Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompası, Tesisat Dergisi, 150: 94-101.
- [40] Chiasson, A.D., Spitler, J.D., Rees, S.J. ve Smith, M.D.A., (2000). "Model Simulating The Performance of a Pavement Heating System Supplemental Heat Rejecter with Closed-Loop Ground-Source Pump Systems, Journal of Solar Energy Engineering, 122: 183-191
- [41] Hepbasli, A., (2002). "Comparison of Three Experimental Studies on Geothermal Heat Pumps at the Turkish Universities", Proceeding of First International Conference on Sustainable Energy Technologies, 12-14 June 2002, Porto, 45-50
- [42] Hepbasli, A., (2002). "Performance Evaluation of a Vertical Ground Source Heat Pump System in Izmir", Turkey, International Journal Energy Research, 26: 1121-1139.

- [43] Hepbasli, A., Akdemir, O. ve Hancioglu, E., (2003). "Experimental Study of a Closed Loop Vertical Ground Source Heat Pump System", *Energy Conversion and Management*, 44: 527-548.
- [44] Hepbasli, A. ve Akdemir, O., (2004). "Energy and Exergy Analysis of a Ground Source (Geothermal) Heat Pump System", *Energy Conversion and Management*, 45: 737-753.
- [45] Dikici, A. ve Akbulut, A., (2007). "Performance Characteristics and Energy–Exergy Analysis of Solar-Assisted Heat Pump System, *Building and Environment*, 43: 1961-1972.
- [46] Ozgener, O. ve Hepbasli, A., (2005). "Experimental Performance Analysis of a Solar Assisted Ground Source Heat Pump Greenhouse Heating System", *Energy and Buildings*, 37: 101-110.
- [47] Ozgener, O. ve Hepbasli, A., (2005). "Experimental Investigation of the Performance of a Solar Assisted Ground Source Heat Pump System for Greenhouse Heating", *International Journal Energy Research*, 29: 217-231.
- [48] Ozgener, O. ve Hepbasli, A., (2005). "Performance Analysis of a Solar Assisted Ground Source Heat Pump System for Greenhouse Heating: an Experimental Study", *Building and Environment*, 40: 1040-1050.
- [49] Ozgener, O. ve Hepbasli, A., (2005). "Exergoeconomic Analysis of a Solar Assisted Ground Source Heat Pump Greenhouse Heating System", *Applied Thermal Engineering*, 25: 1459-1471.
- [50] Ozgener, O. ve Hepbasli A., (2006). "Modeling and Performance Evaluation of Ground Source (Geothermal) Heat Pump Systems", *Energy and Building*, 39: 66-75.
- [51] Reyes, E.T., Nunez, M.P. ve Cervantes, J., (1998). "Exergy Analysis and Optimization of a Solar-Assisted Heat Pump", *Energy*, 23: 337-344.
- [52] Bilgen, E. ve Takahashi, H., (2002). "Exergy Analysis and Experimental Study of Heat Pump Systems", *Exergy, an International Journal*, 2: 259-265.
- [53] Esen, H., İnallı, M., Esen, M. ve Pihtılı, 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.
- [54] 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.
- [55] 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.
- [56] Hetteplace, G. ve Sullivan, W., (1998). "Performance of a Hybrid Ground-Coupled Heat Pump System", *ASHRAE Transactions, Part 1b*, 104: 763-770.

- [57] Zeng, H., Diao, N. ve Fang, Z., (2003). "Heat Transfer Analysis of Boreholes in Vertical Ground Heat Exchangers", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46: 4457-4418.
- [58] Inalli, M. ve Esen H., (2004). "Experimental Thermal Performance Evaluation of a Horizontal Ground-Source Heat Pump System", *Applied Thermal Engineering*, 24: 2219-2232.
- [59] Demir, H., (2006). *Toprak Kaynaklı Isı Pompası Isı Değişiricilerinin Optimizasyonu ve Geliştirilmesi*, Doktora Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [60] Dursun, B., Erdoğan, S., Yılmaz, M. ve Çomaklı, K., (2006). "Soğuk İklim Bölgelerinde Toprak/Su Kaynaklı Isı Pompaları-1", *Termodinamik*, 166: 80-94.
- [61] Yang, WB., Shi, MH. ve Dong, H., (2006). "Numerical Simulation of the Performance of a Solar-Earth Source Heat Pump System", *Applied Thermal Engineering*, 26: 2367-2376.
- [62] Li X., Chen Z. ve Zhao J., (2006). "Simulation and Experiment on the Thermal Performance of U-Vertical Ground Coupled Heat Exchanger", *Applied Thermal Engineering*, 26: 1564-1571.
- [63] Başkal, A., (2011), *Duvar dan Isıtma ve Soğutmalı Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Performansının İncelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [64] ASHRAE, (2004). *El Kitabı Sistemler ve Ekipmanlar*, Bölüm 6, Panel Isıtma ve Soğutma.
- [65] Watson, R.D. ve Chapman, K.S., (2002). *Radiant Heating and Cooling Handbook*, Mc Graw-Hill, New York.
- [66] Kincay, O., Akbulut, U., Yörü, Y. ve Açıkgöz, Ö., (2010). "Isıl Konforda Yeni Bir Yöntem Duvar dan Isıtma ve Soğutma Sistemleri", *Tesisat Dergisi*, 174: 90-96.
- [67] Kincay, O. ve Karakoç K., (2011), *Duvar dan Isıtma-Soğutma Sistemleri ve Tasarım İlkeleri*, TMMOB Makina Mühendisleri Odası, *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 124: 25-33.
- [68] Pamelee, G.V. ve Huebscher R.G., (1947). "Forced Convection, Heat Transfer from Flat Surfaces", *ASHVE Transactions* 53: 245.
- [69] Min, T.C., Schutrum L.F., Parmelee G.V., ve Vouris, J.D, (1956)."Natural Convection and Radiation in a Panel Heated Room. *ASHAE Transactions* 62: 337.
- [70] Schutrum, L.F., ve Vouris J.D., (1954). "Effects of Room Size and Non Uniformity of Panel Temperature on Panel Performance", *ASHVE Transactions* 60: 455.
- [71] Feustel, H. E. ve Stetiu, C., (1995). "Hydronic Radiant Cooling — Preliminary Assessment, *Energy and Buildings*", 22: 193-205.
- [72] Imanari T., Omori T. ve Bogaki K., (1999). "Thermal Comfort and Energy Consumption of the Radiant Ceiling Panel System Comparison with the

- Conventional All-Air System”, *Energy and Buildings*, 30: 167–175.
- [73] Zmrhal, V., Hensen J. ve Drkal, F., (2003). “Modelling and Simulation of a Room with Radiant Cooling Ceiling”, Eighth international IBPSA Conference, 11- 14 August 2003, Eindhoven, 1491-1496.
- [74] Vangtook, P. ve Chirarattananon S., (2006). “An Experimental Investigation of Application of Radiant Cooling in Hot Humid Climate”, *Energy and Buildings*, 38: 273–285.
- [75] Vangtook, P. ve Chirarattananon S., (2007). “Application of Radiant Cooling as a Passive Cooling Option in Hot Humid Climate”, *Building and Environment*, 42: 543-556.
- [76] Karadağ, R. ve Teke, İ., (2004), “Tabandan Isıtmada Duvar Isıl Şartlarının Taban Nusselt Sayısına Etkisi”, *Sigma Mühendislik ve Fen Bilimleri Dergisi*, 3: 84-93.
- [77] Tsatsaronis, G., (2006). “Definitions and Nomenclature in Exergy Analysis and Exergoeconomics”, *Energy*, 32: 249-253
- [78] Turgut, E.T., (2007). Uçaklarda Kullanılan Gaz Türbinli Motorların Ekserjoekonomik Analizi, Doktora Tezi, Anadolu Üniversitesi SHYO, Eskişehir
- [79] Valero A., Serra L. ve Uche J., (2006). “Fundamentals of Exergy Cost Accounting and Thermoconomics. Part 1: Theory”, *Journal of Energy Resources Technology*, 128: 1-8
- [80] Bejan, A., Tsatsaronis, G. ve Moran, M., (1996). *Thermal Design and Optimization*, John Wiley, New York.
- [81] Szargut, J., (1978). “Minimization of the Consumption of Natural Resources”, *Bulletin of the Polish Academy of Sciences: Technical Sciences*, 26: 41-46.
- [82] Szargut, J., Ziebik, A. ve Stanek, W., (2002). “Depletion Non-Renewable Natural Energy Resources as a Measure Ecological Cost”, *Energy*, 43: 1149-1163.
- [83] Valero, A., Lozano, M.A. ve Munoz, M.A., (1986). “General Theory of Exergy Saving”, *Computer-Aided Engineering and Energy Systems: Second Law Analysis and Modelling*, 3: 1-8.
- [84] Valero, A., (1998). “Thermoconomics as a Conceptual Basis for Energy-Ecological Analysis”, *Proceedings of the International Workshop on Advances in Energy Studies*, 26-30 Mayıs 1998, Porto Venere, 415-444.
- [85] Sciubba, E., (1999). “Extended Exergy Accounting: Towards an Exergetic Theory of Value”, *ECOS '99*, 8-10 June 1999, Tokyo, 85-94.
- [86] Sciubba, E., (2001). “Beyond Thermoconomics? The Concept of Extended Exergy Accounting and Its Application to the Analysis and Design of Thermal Systems”, *International Journal of Exergy*, 2: 68-84.
- [87] 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 November 2007, Seattle.

- [88] 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.
- [89] Shah, V.P., DeBella, 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.
- [90] 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.
- [91] Hepbaşı, A., (2008). "Isı Pompaları", *TTMD Isıtma Soğutma Havalandırma Klima Yangın ve Sıhhi Tesisat Dergisi*, 55: 24.
- [92] Çengel, Y.A. ve Boles, M.A., (1994). "Thermodynamics: An Engineering Approach, Second Edition, McGraw-Hill Book Co., New York. Çeviren: Derbentli, T., (1996). Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, Ekonomik Baskı, Literatür Yayıncılık, İstanbul.
- [93] Kıncay, O., (2009). Termodinamik Ders Notları, Makine Mühendisliği Bölümü, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- [94] Isısan Çalışmaları, (2008). Yenilenebilir Enerjiler ve Alternatif Sistemler, Isısan Yayınları No: 375, İstanbul.
- [95] 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.
- [96] Bulgurcu, H. ve Şimşek, E., (2007). Soğutucu Akışkanlar, Deneysan Ders Notları.
- [97] Elibollar, S., (1999). "Toprak-Su Kaynaklı Isı Pompaları, Sürdürülebilir Enerji Teknolojilerindeki Gelişmeler ve Türkiye'deki Uygulamaları", 3-4 Nisan 1999, İstanbul, 59-64.
- [98] Erol, N., (1993). Soğutma ve İklimlendirmede Temel Yöntemler, YDOMD Yayınları, İstanbul.
- [99] ASHRAE (2000). Chapter 8: Applied Heat Pump and Heat Recovery Systems, The 2000 ASHRAE Handbook - HVAC Systems and Equipment, ASHRAE, Atlanta.
- [100] Yerlibucak, Ş.M., (2007). Isı Pompaları, Lisans Bitirme Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, İzmir.
- [101] Kıncay, 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.
- [102] Doty, S. ve Turner, W.C., (2009). *Energy Management Handbook*, The Fairmont Press Inc., Lilburn.
- [103] Tuna, N., (2009). Düşük Sıcaklıklı Isı Kaynaklarıyla Duvardan Isıtma ve Soğutma Uygulamalarının Araştırılması, Lisans Bitirme Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi

Makine Mühendisliği Fakültesi, İstanbul.

- [104] Sanner, B., (2003). "Current Status of Ground Source Heat Pumps in Europe", 9th International Conference on Thermal Energy Storage, 1-4 Eylül 2003, Warsaw.
- [105] 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.
- [106] Günerhan, H., (2008). "Toprak Kaynaklı Isı Pompalarında Toprak Isı Değiştiricisinin Tasarımı", TTMD Isıtma Soğutma Havalandırma Klima Yangın ve Sıhhi Tesisat Dergisi, 53: 27-35.
- [107] Ataman, H., (1991). Toprak Kaynaklı Bir Isı Pompası Tesisinin Tasarımı ve Optimizasyonu, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Fakültesi, İstanbul.
- [108] Ünlü, K., (2005). "Hava ve Toprak Kaynaklı Isı Pompalarına Etki Eden Parametrelerin İncelenmesi", Doktora Tezi, Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, Bursa.
- [109] Teke, İ., (2008). İleri Isı Transferi Ders Notları, Makine Mühendisliği Bölümü, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- [110] Meyer, L., Castillo, R., Buchgeister, J. ve 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.
- [111] International Organization for Standardization -ISO, (2006). Environmental Management – Life Cycle Assessment, Avrupa Standardı EN ISO 14040 ve 14044, Cenevre, İsviçre.
- [112] Goedkoop, M. ve Spriensma, R., (2000). "The Eco-indicator 99: A damage oriented method for LCIA", Methodology Report, Amersfoort, Holland.
- [113] Kincay,O., Yıldız Yenilenebilir Enerji Evi, <http://www.olcaykincay.net/yee.html>, 21 Mart 2011.

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı: Uğur AKBULUT

Doğum Tarihi ve Yeri: 17/ 09/ 1978 - İstanbul

Yabancı Dili: İngilizce

E-posta: akbulutugur@yahoo.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y.Lisans	Makine Mühendisliği	YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü	2003
Lisans	İnşaat Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2002
Lisans	Makine Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2000
Lise	Fen-Matematik	İstanbul Atatürk Fen Lisesi	1996

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2002-2012	Yıldız Teknik Üniversitesi	Araştırma Görevlisi

YAYINLARI

Uluslararası Makale

1. Ozil E., Ugursal V.I., Akbulut U. ve Ozpinar A.,(2008). "Renewable Energy and Environmental Awareness and Opinions: A Survey of University Students in Canada, Romania and Turkey", International Journal of Green Energy, 5:3, 174-188.

2. Kincay, O., Utlu, Z. ve Akbulut, U., (2012). "Technical and Economic Performance Analysis of Utilisation of Solar Energy in Indoor Swimming Pools, An Application", Int. Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME, 134 / 014502, 1-8.

<http://www.scribd.com/doc/82755037/SLE014502>

Ulusal Makale

1. Kincay, O., Akbulut, U. ve Baraçlı, H., (2004). "Ekserji ve Sürekli Gelişme", Tesisat Dergisi, 101: 130-134.
2. Akbulut, U., Baraçlı, H. ve Kincay, O., (2004). "Ekserji ve Sürekli Gelişme", Makina Magazin, 99: 71-78.
3. Kincay, O., Akbulut, U. ve Temir, G., (2004). "İstanbul'da Bulunan Bir İş Merkezindeki Örnek Bir Katın Soğutma Sezonunda Ekserji Analizi", Tesisat Dergisi, 108: 68-73.
4. Kincay, O. ve Akbulut, U., (2006). "İdeal, Gerçek ve İki Kademeli Buhar Sıkıştırımlı Soğutma Çevrimlerinde Enerji ve Ekserji Analizi", Tesisat Dergisi, 124: 144-148.
5. Kincay, O. ve Akbulut, U., "Bir Temperleme Fırınının Isıl Analizi ve İyileştirilmesi", Tesisat Dergisi, 127: 100-106, 2006.
6. Akbulut, U. ve Kincay, O., (2006) "Buhar Sıkıştırımlı Soğutma Çevrimlerinde Enerji ve Ekserji Analizi", TMMOB Makine Mühendisleri Odası, Tesisat Mühendisliği Dergisi, 94: 24-32.
7. Akbulut, U., Kincay, O. ve Köşker, F., (2007). "Güneş Enerjisinin Kapalı Olimpik Yüzme Havuzlarında Kullanımı – I", TMMOB Makine Mühendisleri Odası, Tesisat Mühendisliği Dergisi, 96: 11-20.
8. Akbulut, U., Kincay, O. ve Köşker, F., (2007). "Güneş Enerjisinin Kapalı Olimpik Yüzme Havuzlarında Kullanımı – II", TMMOB Makine Mühendisleri Odası, Tesisat Mühendisliği Dergisi, 98: 31-38.
9. Akbulut, U., Ağustos, H. ve Kincay, O., "Fotovoltaik Enerji ve Taşıtlarda Kullanımı-1", Tesisat Dergisi, 137: 130-142, 2007.
10. Akbulut, U., Ağustos, H. ve Kincay, O., (2007). "Fotovoltaik Enerji ve Taşıtlarda Kullanımı-2", Tesisat Dergisi, 138: 150-153.
11. Ağustos, H., Akbulut, U. ve Kincay, O., (2007). "Yakıt Hücreleri ve Hidrojen Gazı Elde Etme Yöntemleri-1", Termodinamik Dergisi, 179: 80-88.
12. Ağustos, H., Akbulut, U. ve Kincay, O., (2007). "Hidrojen Gazı Elde Etme Yöntemleri-2", Termodinamik Dergisi, 180: 80-90.
13. Akbulut, U., Ağustos, H., Görgülü, E. ve Kincay, O., (2007). "Dizel Makine ve Gaz Türbini ile Gemilerde Elektrik Üretiminin Karşılaştırılması – 1", Termodinamik Dergisi, 184: 74-81.
14. Akbulut, U., Ağustos, H., Görgülü, E. ve Kincay, O., (2007). "Dizel Makine ve Gaz Türbini ile Gemilerde Elektrik Üretiminin Karşılaştırılması – 2", Termodinamik Dergisi, 185.
15. Akbulut, U., Ağustos, H. ve Kincay, O., (2007). "Buz Pisti Soğutma Sisteminde Üretilen Atık Isı ile Havuz Isıtılması – 1", TMMOB Makine Mühendisleri Odası, Tesisat Mühendisliği Dergisi, 101: 5-15.
16. Akbulut, U., Keleşoğlu, B. ve Kincay, O., (2007). "Buz Pisti Soğutma Sisteminde Üretilen Atık Isı ile Havuz Isıtılması – 2", TMMOB Makine Mühendisleri Odası, Tesisat Mühendisliği Dergisi, 102.

17. Akbulut, U., Ağustos, H. ve Kıncay, O., (2007). "Otomotiv Boyahanelerinde Atılan Havanın Termal İnsinerasyon Yolu ile Temizlenmesi", Tesisat Dergisi, 143: 76-86.
18. Ağustos, H., Akbulut, U. ve Kıncay, O., (2007). "Katı ve Sıvı Desikantlı Nem Alıcılar ve Bir Uygulama", Tesisat Dergisi, 144: 74-80.
19. Kıncay, O., Ağustos, H. ve Akbulut, U., (2008). "Doğal Gazdan Hidrojen Üretiminde Isıl Yöntemler", Sigma, YTÜ Mühendislik ve Fen Bilimleri Dergisi, Çağrılı Derleme Makale, 1: 1-17.
20. Akbulut, U., Çetin, Ö. ve Kıncay, O., (2008). "Düz ve Helezon Yatay Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sistemlerinin Konvansiyonel Sistemlerle Ekonomik Olarak Karşılaştırılması", Tesisat Dergisi, 149: 98-103.
21. Kıncay, O., Akbulut, U., Ağustos, H., Açıkgöz, Ö. ve Çetin, Ö., (2008). "Güneş Enerjisi ve Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sistemlerinin Konvansiyonel Sistemlerle Ekonomik Olarak Karşılaştırılması", TMMOB Makina Mühendisleri Odası, Tesisat Mühendisliği Dergisi, 106: 5-12.
22. Ağustos, H., Açıkgöz, Ö., Akbulut, U. ve Kıncay, O., (2008). "Dikey Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompası Kullanımında Güneş Enerji Desteğinin Araştırılması", TMMOB Makina Mühendisleri Odası, Tesisat Mühendisliği Dergisi, 106: 47-53.
23. Kıncay, O., Ağustos, H., Akbulut, U. ve Kürekci, A., (2008). "Kapalı Devre Mekanik Tesisatlarda Korozyon-1", Tesisat Dergisi, 152: 48-56.
24. Kıncay, O., Ağustos, H., Akbulut, U. ve Kürekci, A., (2008). "Kapalı Devre Mekanik Tesisatlarda Korozyon-2", Tesisat Dergisi, 153: 52-60.
25. Akbulut, U., Doğan, B.T. ve Kıncay, O., (2009). "RetScreen Programı Kullanılarak Ülkemiz Şartlarına Uygun RES Projelerinin Ekonomik Analizi", TTMD Dergisi, 59: 27-32.
26. Kıncay, O., Utlu, Z., Ağustos, H., Akbulut, U. ve Açıkgöz, Ö., (2009). "Yenilenebilir Enerji Kaynaklarında Birleşme Eğilimi", Sigma, YTÜ Mühendislik ve Fen Bilimleri Dergisi, Çağrılı Derleme Makale, 27: 60-82.
27. Kıncay, O., Akbulut, U., Yörü, Y. ve Açıkgöz, Ö., (2010). "Isıl Konforda Yeni Bir Yöntem Duvardan Isıtma ve Soğutma Sistemleri", Tesisat Dergisi, 174: 90-96.
28. Kıncay, O., Akbulut, U., Yörü, Y., Açıkgöz, Ö. ve Başkal, A., (2010). "Duvardan Isıtılmalı Yapılarda Dış Cephe Kaplamasının Isıl Performansa Etkisi", TMMOB Makina Mühendisleri Odası, Tesisat Mühendisliği Dergisi, 119: 11-18.

Uluslararası Bildiri

1. Açıkgöz Ö., Akbulut, U. ve Ağustos, H., (2008). "Support of Solar Energy on Hybrid System", International Symposium of Efficiency, Costs, Optimization and Simulation of Energy Systems, ECOS'08 of ASME, 24-27 June 2008, Gliwice, Poland, 3: 1177-1183.

2. Akbulut, U., Kincay, O., Utlü, Z., Yumurtacı, Z. ve Agustos, H., (2010). "Technical and Economic Assessment of Utilisation of Solar Energy in Indoor Swimming Pools in Turkey, an Application", The Fifth International Ege Energy Symposium and Exhibition, IEESE-5, 27-30 June 2010, Pamukkale University, Denizli, Türkiye.
3. Yoru, Y., Akbulut, U., Kincay, O. ve Karakoc, T.H., (2010). "Dynamic Exergy Analysis of a Real Vertical Ground Source Heat Pump System by Using Fast Artificial Neural Network Library (FANN)", The Fifth International Ege Energy Symposium and Exhibition, IEESE-5, 27-30 June 2010, Pamukkale University, Denizli, Türkiye.
4. Kincay, O., Akbulut, U., Yoru, Y., Acikgoz, O., ve Karakoc, H., (2010). "Investigation of Usage of Ground Source Heat Pump System on Wall Heating", AIVC International Conference 2010, Low Energy and Sustainable Ventilation Technologies for Green Buildings, 26-28 October 2010, Seoul, Korea.
5. Yoru, Y., Akbulut, U., ve Kincay, O., (2010). "The Importance of Wall Heating (Radiant) Systems in Buildings", Humboldt Kolleg Istanbul 2010, 21-23 October 2010, Yildiz Technical University, İstanbul, Türkiye.
6. Akbulut, U., Açıkğöz, Ö., Utlü, Z., ve Kincay, O., (2010). "Examination of Usage of Hybrid Renewable Energy System on Cooling Purposes by Means of Analyzing", Humboldt Kolleg İstanbul, 21-23 October 2010, Yildiz Technical University, İstanbul, Türkiye.
7. Akbulut, U., Yoru, Y., ve Kincay, O., (2011). "Annual Investigation of Ground Source Heat Pump System Performance on a Wall Heating System in İstanbul", The 6th International Green Energy Conference, IGEC-VI, 5-9 June 2011, Anadolu University, Eskişehir, Türkiye.

Ulusal Bildiri

1. Ağustos, H., Açıkğöz, Ö., Akbulut, U. ve Kincay, O., (2007). "Dikey Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompası Kullanımında Güneş Enerji Desteğinin Araştırılması", II. Ulusal İklimlendirme Kongresi, 15-18 Kasım 2007, TMMOB Makina Mühendisleri Odası Antalya Şubesi, Antalya.
2. Akbulut, U., Doğan, B.T. ve Kincay, O., (2008). "Ülkemizde Rüzgar Enerjisi Başvuruları Gerekçe, Usul ve Bazı Gerçekler", IV. Ege Enerji Sempozyumu, 21-23 Mayıs 2008, Ege Üniversitesi, İzmir, 43-52.
3. Akbulut, U., Açıkğöz, Ö., Kincay, O., "Dikey Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sisteminin Konvansiyonel Sistemlerle Ekonomik Olarak Karşılaştırılması", IV. Ege Enerji Sempozyumu, 649-654, Ege Üniversitesi, İzmir, 2008.