

**T.C.
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**HACİM ISITMA AMAÇLI GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ SU KAYNAKLI ISI
POMPASI ÇEVİRİMİNİN TEORİK ANALİZİ**

SEZGİ KOÇAK

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

2012

**HACİM ISITMA AMAÇLI GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ SU KAYNAKLI ISI
POMPASI ÇEVİRİMİNİN TEORİK ANALİZİ**

SEZGİ KOÇAK

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**Bu tez Akdeniz Üniversitesi Araştırma Projeleri Yönetim Birimi
(Proje No : 2011.02.0121.034) tarafından desteklenmiştir.**

2012

T.C.
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HACİM ISITMA AMAÇLI GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ SU KAYNAKLI ISI
POMPASI ÇEVİRİMİNİN TEORİK ANALİZİ

SEZGİ KOÇAK

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Bu tez .../.../2012 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından (...) not takdir edilerek
Oybirliği / Oyçokluğu ile kabul edilmiştir.

Yard. Doç. Dr. İbrahim ATMACA
(Danışman)

Prof. Dr. Mustafa ACAR

Yard. Doç. Dr. Ayla DOĞAN

ÖZET

HACİM ISITMA AMAÇLI GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ SU KAYNAKLI ISI POMPASI ÇEVİRİMİNİN TEORİK ANALİZİ

Sezgi KOÇAK

Yüksek Lisans Tezi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Yard. Doç. Dr. İbrahim ATMACA

Haziran 2012, 158 Sayfa

Isı pompaları son yıllarda alternatif enerji kaynaklarına ve enerji verimli uygulamalara artan ilgi nedeniyle öne çıkmaktadır. Özellikle güneş enerjisi destekli ısı pompalarında, sistemin optimum çalışma şartlarına göre boyutlandırılması oldukça zor ve çaba gerektiren bir işlemdir. Bu nedenle mevcut çalışmada hacim ısıtma amaçlı, güneş enerjisi destekli, su kaynaklı endirekt ısı pompası sistemi için bir simülasyon oluşturulmuş ve simülasyon sonuçları literatürdeki deneysel çalışmalar ile karşılaştırılarak modelin güvenilirliği araştırılmıştır. Oluşturulan simülasyon ile istenilen bölge için güneş ışınımı değerlerini hesaplamak mümkündür. Bu çalışmada hesaplamalar Antalya için yapılmış ve sonuçlar elde edilmiştir. Depo kapasitesi, kollektör tipi ve kondenser gücünün değişiminin, depo sıcaklığı, kompresörde tüketilen güç ile ısı pompası ve tüm sistemin COP değerleri üzerine etkisi incelenmiş ve sistem için optimum boyutlara karar verilmiştir. Belirlenen optimum boyutlardaki sistemin simülasyon ile ekserji analizleri gerçekleştirilmiş ve ısı pompası ile tüm sistem elemanlarının tersinmezlikleri, iyileştirme potansiyelleri ve ekserji verimleri hesaplanmıştır.

ANAHTAR KELİMELELER: Güneş enerjisi, ısı pompası, hacim ısıtma, enerji, ekserji

JÜRİ: Yard. Doç. Dr. İbrahim ATMACA

Prof. Dr. Mustafa ACAR

Yard. Doç. Dr. Ayla DOĞAN

ABSTRACT

THEORETICAL ANALYSIS of a SOLAR ASSISTED WATER SOURCE HEAT PUMP SPACE HEATING SYSTEM

Sezgi KOÇAK

M.Sc. Thesis, Department of Mechanical Engineering

Thesis Adviser: Asst. Prof. Dr. İbrahim ATMACA

June 2012, 158 Pages

Due to the use of alternative energy sources and energy efficient operation, heat pumps come into prominence in recent years. Especially in solar – assisted heat pumps, sizing the required system is difficult and arduous task in order to provide optimum working conditions. Therefore, in this study solar assisted indirect expanded heat pump space heating system is simulated and the results of the simulation are compared with available experimental data in the literature in order to present reliability of the model. It is possible to estimate the solar radiation values in the selected region with the simulation. The case study is applied and simulation results are given for Antalya, Turkey. The effect of change in the storage tank capacity, collector type and condenser power over the consumed power of the compressor, COP of the heat pump and the overall system are investigated and optimal sizing for the system components are determined. For this system, exergy analysis is also performed with the simulation and irreversibility, improvement potentials and exergy efficiencies of the heat pump and system components are estimated.

KEYWORDS: Solar energy, heat pump, space heating, energy, exergy

COMMITTEE: Asst. Prof. Dr. İbrahim ATMACA

Prof. Dr. Mustafa ACAR

Asst. Prof. Dr. Ayla DOĞAN

ÖNSÖZ

Yaşamımızı sürdürmemize olanak sağlayan dünyamızın dengesini korumak ve gelecek nesillere yaşanabilir olarak bırakmak her bireyin öncelikli amacı olmalıdır. Yaşamak için gerek duyduğumuz temel ihtiyaçların ortak noktası, enerji ihtiyacıdır. Barınma, beslenme, ısınma gibi ihtiyaçların karşılanmasında mümkün olduğu kadar çevre dostu, temiz, yenilenebilir ve sürdürülebilir çözümlere yönelmek gerekmektedir. Aksi halde fosil yakıtların tüketimine bağlı olarak artan küresel ısınma, tüm insanlık için büyük tehlikeler oluşturacaktır.

Bu çalışma, temel ihtiyaçlardan biri olan ısınma ihtiyacının karşılanmasında kullanılan güneş enerjili ısı pompalarının tasarım aşamasında karşılaşılan zorlukların giderilmesi ve bu alanda çalışan mühendislere yol gösterici olması amacı ile yapılmıştır. Bu çalışmanın uygulamaya yenilik getirebilecek teorik bir kaynak olması beni onurlandıracaktır.

Tez çalışmam boyunca değerli yardım ve katkıları ile bana yol gösteren, her zaman ve her konuda desteğini esirgemeyen ve deneyimleri ile çalışmalarımı yönlendiren değerli hocam Sayın Yard. Doç. Dr. İbrahim ATMACA'ya, tezin teknik olarak hazırlanmasında ve çalışmalarım sırasında yanımda olan Araştırma Görevlisi arkadaşlarıma, bana maddi, manevi her konuda destek olarak bugünlere gelmemi sağlayan AİLEME ve bu çalışmanın her aşamasında gerek teknik gerekse manevi desteğini bir an olsun esirgmeden sabırla yanımda olduğu için İnanç SOYLU'ya teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca bu araştırmayı 2011.02.0121.034 numaralı proje ile destekleyen Akdeniz Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri birimine sonsuz saygılarım ile teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
ÖNSÖZ.....	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	x
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiii
1. GİRİŞ.....	1
2. KURAMSAL BİLGİLER VE KAYNAK TARAMALARI.....	13
3. MATERYAL VE METOT	19
3.1. Giriş.....	19
3.2. Isı Pompaları	20
3.2.1. Isı pompası çeşitleri.....	25
3.2.2. Isı pompası elemanları	34
3.2.3. Isı pompalarında kullanılan soğutucu akışkanlar.....	36
3.2.4. Güneş enerjisi destekli su kaynaklı ısı pompası sisteminin termodinamik analizi	41
3.3. Güneş Enerjisi Sistemi	50
3.3.1. Atmosfer dışında yatay düzleme gelen güneş ışınımı.....	52
3.3.2. Yeryüzüne gelen güneş ışınımı	53
3.3.3. Güneş kollektörünün analizi	59
3.3.4. Deponun analizi	65
3.4. Sistem Simülasyonu ve Çözümü.....	66
4. BULGULAR VE TARTIŞMA	79
4.1. Depo boyutunun etkisi	80
4.2. Kollektör tipinin etkisi	87
4.3. Isıtma yükünün etkisi	96
4.4. Sistemin termodinamik özellikleri.....	103
4.5. Enerji ve Ekserji Analizleri.....	108
4.6. Güneş ışınımı tahminlerinin aylara bağlı değişimi	118
5. SONUÇ	121
6. KAYNAKLAR	126
7. EKLER.....	130
Ek – 1 Güneş Enerjisi Hesaplamalarını İçeren Alt Program.....	130
Ek – 2 Termodinamik Özellikler ve Akış Ekserjileri ile COP Hesaplamalarını İçeren Alt Program.....	137

Ek – 3 Ekserji Yok Oluşu ve Verimi Hesaplamaları ile Sonuçları İçeren Alt Program
..... 150

ÖZGEÇMİŞ

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler

A_t	Kollektör yüzey alanı [m^2]
c_p	Özgül ısı [kJ/kgK]
G_{sc}	Güneş sabiti [W/m^2]
\dot{E}_x	Ekserji [kW]
$\dot{E}_{x_{çıkan}}$	Çıkan ekserji [kW]
$\dot{E}_{x_{yo,depo}}$	Deponun ekserji yok oluşu [kW]
$\dot{E}_{x_{yo,evap}}$	Evaporatörün ekserji yok oluşu [kW]
$\dot{E}_{x_{yo,fc}}$	Fan coilin ekserji yok oluşu [kW]
$\dot{E}_{x_{giren}}$	Giren ekserji [kW]
$\dot{E}_{x_{yo,koll}}$	Kollektörün ekserji yok oluşu [kW]
$\dot{E}_{x_{yo,komp}}$	Kompresörün ekserji yok oluşu [kW]
$\dot{E}_{x_{yo,kond}}$	Kondenserin ekserji yok oluşu [kW]
$\dot{E}_{x_{yo}}$	Ekserji yok oluşu [kW]
$\dot{E}_{x_{yo,vana}}$	Genleşme vanasının ekserji yok oluşu [kW]
\dot{F}	Yakıt [kW]
F_t	Toplayıcı ısı kazanç faktörü [-]
h	Entalpi [kJ/kg]
h_0	Ölü hal entalpisi [kJ/kg]
h_2	2 noktasının gerçek entalpisi [kJ/kg]
h_{2s}	2 noktasının izantropik entalpisi [kJ/kg]
H	Yatay düzleme düşen günlük toplam güneş ışıınıımı [MJ/m^2 -gün]
H_d	Yatay düzleme gelen günlük toplam güneş ışıınıımının yayılı kısmı [MJ /m^2 -gün]
H_0	Atmosfer dışında yatay düzleme gelen günlük güneş ışıınıımı [MJ /m^2 -gün]

I_0	Belirli bir saat aralığı için atmosfer dışında yatay düzleme gelen güneş ışınımı [kW/m^2]
I_b	Yatay yüzeye düşen anlık direkt ışınım [kW/m^2]
I_{bT}	Eğik yüzeye düşen anlık direkt ışınım [kW/m^2]
I_d	Yatay yüzeye düşen anlık yayılı ışınım [kW/m^2]
I_{dT}	Eğik yüzeye düşen anlık yayılı ışınım [kW/m^2]
I_{ref}	Eğik yüzeye düşen anlık yansıyan ışınım [kW/m^2]
I_T	Eğik yüzeye düşen anlık toplam güneş ışınımı [kW/m^2]
IP	İyileştirme potansiyeli [-]
K	Toplayıcı toplam ısı transfer katsayısı [$\text{kW/m}^2\text{K}$]
K_T	Günlük berraklık indeksi [-]
\dot{m}	Kütleli debi [kg/s]
$\dot{m}_{\text{çıkan}}$	Kontrol hacminden çıkan kütleli debi [kg/s]
\dot{m}_{giren}	Kontrol hacmine giren kütleli debi [kg/s]
\dot{m}_{ref}	Soğutucu akışkanın kütleli debisi [kg/s]
\dot{m}_{solar}	Kollektör çevrimindeki suyun kütleli debisi [kg/s]
n	1 Ocak'tan itibaren gün sayısı [-]
n/N	İzafi güneşlenme süresi [-]
N	Gün uzunluğu [h]
\dot{P}	Ürün [kW]
P_0	Ölü hal basıncı [kPa]
R_b	Geometrik faktör [-]
s	Entropi [kJ/kgK]
s_0	Ölü hal entropisi [kJ/kgK]
T	Sıcaklık [K]
T_0	Ölü hal sıcaklığı [K]
T_d	Depo sıcaklığı [K]
T_p	Kollektörün yutucu yüzey sıcaklığı [K]
U	Deponun toplam ısı kayıp katsayısı [$\text{W/m}^2\text{K}$]
\dot{V}_{solar}	Kollektör çevrimindeki suyun hacimsel debisi [$\text{m}^3/\text{h-m}^2$. kollektör alanı]
Z	Konumun deniz seviyesinden yüksekliği [m]

\dot{Q}_{evap}	Evaporatör yükü [kW]
\dot{Q}_f	Faydalı enerji [kW]
\dot{Q}_{fc}	Fan – coil yükü [kW]
\dot{Q}_K	Depo cidarlarından çevreye olan ısı kaybı [kW]
\dot{Q}_{kond}	Kondenser yükü [kW]
\dot{Q}_L	Depodan çekilen enerji [kW]
\dot{W}	Güç [kW]
\dot{W}_{komp}	Kompresör gücü [kW]
$\dot{W}_{komp,elek}$	Kompresörün çektiği elektriksel güç [kW]
\dot{W}_{pompa}	Pompa gücü [kW]
$(\tau\alpha)_e$	Efektif yutma – geçirme katsayısı [-]
$(\tau\alpha)_0$	Saydam örtünün normal doğrultuda gelen direkt güneş ışınımı için yutma geçirme çarpımı [-]
ψ	Akış ekserjisi [kJ/kg]
η	Kollektörün anlık verimi [%]
ζ_{II}	Ekserji verimi [%]
$\zeta_{II,depo}$	Kondenserin ekserji verimi [%]
$\zeta_{II,evap}$	Evaporatörün ekserji verimi [%]
$\zeta_{II,fc}$	Fan coilin ekserji verimi [%]
$\zeta_{II,koll}$	Kollektörün ekserji verimi [%]
$\zeta_{II,komp}$	Kompresörün ekserji verimi [%]
$\zeta_{komp,elek}$	Kompresörün elektriksel verimi [%]
$\zeta_{komp,mek}$	Kompresörün mekanik verimi [%]
$\zeta_{II,kond}$	Kondenserin ekserji verimi [%]
$\zeta_{II,vana}$	Genleşme vanasının ekserji verimi [%]
\emptyset	Enlem açısı [°]
δ	Deklinasyon açısı [°]
β	Eğim açısı [°]
γ	Yüzey azimut açısı [°]
ω	Saat açısı [°]

ω_s	Güneş batış saat açısı [°]
θ	Güneş geliş açısı [°]
Δt	Zaman aralığı [s]
ρ	Yerin yansıtma oranı [-]

Kısaltmalar

CFC	Kloroflorokarbon
COP	Performans katsayısı
GS	Güneş saati
HCFC	Hidrofloroklorokarbon
IP	Isı pompası
MTEP	Milyon ton eşdeğer petrol
TEP	Ton eşdeğer petrol
TMMOB	Türk Mühendis ve Mimar Odaları Birliği
TÜHAB	Türkiye Halon Bankası

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. 2010 yılı için kaynaklar bazında dünya birincil enerji tüketimi (%) (Türkyılmaz ve Özgiresun 2012)	3
Şekil 1.2. 2010 yılı için kaynaklar bazında Türkiye birincil enerji tüketimi (%) (Türkyılmaz ve Özgiresun 2012)	3
Şekil 1.3. Türkiye’de enerji arz ve talebinin gelişimi (Türkyılmaz ve Özgiresun 2012)	5
Şekil 1.4. 2010 yılı için Türkiye’de enerji tüketiminin sektörlere göre dağılımı (Keskin 2012).....	10
Şekil 1.5. Türkiye’de yıllara göre talebin yerli üretimle karşılanma oranları (%) (Keskin 2012).....	10
Şekil 3.1. Isı pompası çevriminin şematik gösterimi (Brown 2009).....	22
Şekil 3.2. Soğutma çevriminin T-s ve lnP-h diyagramları üzerinde gösterilmesi (Yamankaradeniz 2002)	22
Şekil 3.3. Gerçek soğutma çevriminin lnP-h diyagramı (Yamankaradeniz 2002)	23
Şekil 3.4. Direkt genişmeli güneş enerjisi kaynaklı ısı pompası sistemi (Li ve Yang 2009)	30
Şekil 3.5. Endirekt genişmeli güneş enerjisi kaynaklı ısı pompası sistemi (Li ve Yang 2009)	32
Şekil 3.6. Hacim ısıtma amaçlı, güneş enerjisi destekli, su kaynaklı ısı pompası sisteminin şematik gösterimi.....	43
Şekil 3.7. Tipik bir düzlemsel güneş toplayıcı.....	61
Şekil 3.8. Programın giriş parametreleri	68
Şekil 3.9. Güneş enerjisi, depo sıcaklığı ve COP gibi değerleri gösteren örnek sonuç tablosu	68
Şekil 3.10. Tüm elemanların ekserji yıkımlarını gösteren örnek sonuç tablosu	69
Şekil 3.11. Örnek özellik tablosu	69
Şekil 4.1. Aralık ayında çalışma saatlerinde, depo suyu sıcaklığının, depo hacmine bağlı olarak değişimi.....	81
Şekil 4.2. Ocak ayında çalışma saatlerinde, depo suyu sıcaklığının, depo hacmine bağlı olarak değişimi.....	81
Şekil 4.3. Şubat ayında çalışma saatlerinde, depo suyu sıcaklığının, depo hacmine bağlı olarak değişimi.....	82
Şekil 4.4. Aralık ayında çalışma saatlerinde, kompresör gücünün, depo hacmine bağlı olarak değişimi.....	83
Şekil 4.5. Ocak ayında çalışma saatlerinde, kompresör gücünün, depo hacmine bağlı olarak değişimi.....	84
Şekil 4.6. Şubat ayında çalışma saatlerinde, kompresör gücünün, depo hacmine bağlı olarak değişimi.....	84

Şekil 4.7. Aralık ayında çalışma saatlerinde, ısı pompası COP değerlerinin, depo hacmine bağlı olarak değişimi.....	86
Şekil 4.8. Ocak ayında çalışma saatlerinde, ısı pompası COP değerlerinin, depo hacmine bağlı olarak değişimi.....	86
Şekil 4.9. Şubat ayında çalışma saatlerinde, ısı pompası COP değerlerinin, depo hacmine bağlı olarak değişimi.....	87
Şekil 4.10. Aralık ayında çalışma saatlerinde, depo sıcaklığının, kollektör tiplerine bağlı olarak değişimi	88
Şekil 4.11. Ocak ayında çalışma saatlerinde, depo sıcaklığının, kollektör tiplerine bağlı olarak değişimi.....	89
Şekil 4.12. Şubat ayında çalışma saatlerinde, depo sıcaklığının, kollektör tiplerine bağlı olarak değişimi.....	89
Şekil 4.13. Aralık ayında çalışma saatlerinde, kollektör veriminin, kollektör tiplerine bağlı olarak değişimi.....	91
Şekil 4.14. Ocak ayında çalışma saatlerinde, kollektör veriminin, kollektör tiplerine bağlı olarak değişimi.....	91
Şekil 4.15. Şubat ayında çalışma saatlerinde, kollektör veriminin, kollektör tiplerine olarak değişimi.....	92
Şekil 4.16. Aralık ayında çalışma saatlerinde, kompresör gücünün, kollektör tiplerine bağlı olarak değişimi.....	93
Şekil 4.17. Ocak ayında çalışma saatlerinde, kompresör gücünün, kollektör tiplerine bağlı olarak değişimi.....	93
Şekil 4.18. Şubat ayında çalışma saatlerinde, kompresör gücünün, kollektör tiplerine bağlı olarak değişimi.....	94
Şekil 4.19. Aralık ayında çalışma saatlerinde, ısı pompası COP değerlerinin, kolektör tiplerine bağlı olarak değişimi.....	95
Şekil 4.20. Ocak ayında çalışma saatlerinde, ısı pompası COP değerlerinin, kolektör tiplerine bağlı olarak değişimi.....	95
Şekil 4.21. Şubat ayında çalışma saatlerinde, ısı pompası COP değerlerinin, kollektör tiplerine bağlı olarak değişimi.....	96
Şekil 4.22. Aralık ayında çalışma saatlerinde, depo suyu sıcaklığının, ısıtma yüküne bağlı olarak değişimi.....	97
Şekil 4.23. Ocak ayında çalışma saatlerinde, depo suyu sıcaklığının, ısıtma yüküne bağlı olarak değişimi.....	98
Şekil 4.24. Şubat ayında çalışma saatlerinde, depo suyu sıcaklığının, ısıtma yüküne bağlı olarak değişimi.....	98
Şekil 4.25. Aralık ayında çalışma saatlerinde, kompresör gücünün, ısıtma yüküne bağlı olarak değişimi.....	99
Şekil 4.26. Ocak ayında çalışma saatlerinde, kompresör gücünün, ısıtma yüküne bağlı olarak değişimi.....	100

Şekil 4.27. Şubat ayında çalışma saatlerinde, kompresör gücünün, ısıtma yüküne bağlı olarak değişimi.....	100
Şekil 4.28. Aralık ayında çalışma saatlerinde, ısı pompası COP değerlerinin, ısıtma yüküne bağlı olarak değişimi.....	101
Şekil 4.29. Ocak ayında çalışma saatlerinde, ısı pompası COP değerlerinin, ısıtma yüküne bağlı olarak değişimi.....	102
Şekil 4.30. Şubat ayında çalışma saatlerinde, ısı pompası COP değerlerinin, ısıtma yüküne bağlı olarak değişimi.....	102
Şekil 4.31. Aralık ayında sistemdeki tüm elemanların ekserji yok oluşlarının çalışma saatlerindeki değişimi.....	115
Şekil 4.32. Ocak ayında sistemdeki tüm elemanların ekserji yok oluşlarının çalışma saatlerindeki değişimi.....	116
Şekil 4.33. Şubat ayında sistemdeki tüm elemanların ekserji yok oluşlarının çalışma saatlerindeki değişimi.....	117
Şekil 4.34. Aralık, Ocak ve Şubat ayları için güneş ışınımının çalışma saatlerindeki değişimi.....	120

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 1.1. Kişi başına yıllık elektrik enerjisi tüketimi (Türkyılmaz ve Özgiresun 2012)	2
Çizelge 1.2. 2010 yılı için Türkiye'nin birincil enerji üretimi ve talebi (Türkyılmaz ve Özgiresun 2012)	4
Çizelge 1.3. Türkiye'nin güneş enerjisi potansiyelinin bölgelere göre dağılımı (Türkyılmaz ve Özgiresun 2012)	7
Çizelge 1.4. Türkiye'nin aylık ortalama güneş enerjisi potansiyeli (Türkyılmaz ve Özgiresun 2012)	8
Çizelge 3.1. Aralık, Ocak ve Şubat ayları için ortalama gün, n ve n/N değerleri (Yiğit ve Atmaca 2010).....	51
Çizelge 3.2. Güneş enerjisi kollektörleri (Kalogirou 2003).....	60
Çizelge 3.3. Farklı tip kollektörlerin özellikleri (İleri 1995, Yumrutaş ve Ünsal 2000, Karatasou vd. 2006)	63
Çizelge 3.4. Bazı camlar için $(\tau\alpha)_0$ ve b değerleri (Yiğit ve Atmaca 2010)	65
Çizelge 3.5. Antalya için aylara bağlı ortalama çevre ve şebeke suyu sıcaklıkları (Yiğit ve Atmaca 2010).....	71
Çizelge 4.1. Aralık ayı için sistemdeki akışkanların termodinamik özellikleri	105
Çizelge 4.2. Ocak ayı için sistemdeki akışkanların termodinamik özellikleri.....	106
Çizelge 4.3. Şubat ayı için sistemdeki akışkanların termodinamik özellikleri	107
Çizelge 4.4. Aralık ayı için sistemin enerji ve ekserji analizleri.....	109
Çizelge 4.5. Ocak ayı için sistemin enerji ve ekserji analizleri	110
Çizelge 4.6. Şubat ayı için sistemin enerji ve ekserji analizleri.....	111
Çizelge 4.7. Simülasyon sonuçlarının deneysel çalışmalar ile karşılaştırması	119

1. GİRİŞ

Enerji ihtiyacı, teknolojik gelişmelerin ilerlemesi ile her geçen gün artan en önemli temel ihtiyaçlardan bir tanesidir. Bu ihtiyacın yüz yıllar boyunca en yaygın karşılanma kaynağı fosil yakıtlar olmuştur. Ancak günümüzde, her geçen gün azalan ve çevresel sorunlara yol açan fosil yakıtların yerine alternatif enerji kaynakları arayışları başlamıştır. Alternatif enerji kaynakları bu enerjinin karşılanması için bir çözüm yolu olduğundan kullanım gereklilikleri de gün geçtikçe hızla artmaktadır. Bu doğrultuda yapılan çalışmalar güneş enerjisi, jeotermal enerji, hidrojen enerjisi, rüzgâr enerjisi, dalga enerjisi ve biyo – yakıtlar gibi çeşitli alanların doğmasına ve geliştirilmesine imkân tanımaktadır.

Enerji ihtiyacının karşılanmasında başvurulan kaynaklar arasında ilk önce fosil yakıtlar gelmekte ancak bu yakıtların kullanımı, neden oldukları sera gazlarının küresel ısınma ve iklim değişikliklerine yol açması sebebiyle azaltılmaya çalışılmaktadır. Yüksek oranda enerji ihtiyacı karşılama potansiyeli olan nükleer enerjinin ise toplumsal, çevresel ve ekonomik açıdan maliyetleri yüksektir ve henüz tam anlamda risk sorunu çözülememiştir. Tüm bu nedenlere bağlı olarak enerji ihtiyacının karşılanması için temiz, yenilenebilir ve çevre dostu alternatif kaynak arayışları tüm dünyada devam etmektedir.

Enerji, özellikle de elektrik enerjisi insan yaşamında en önemli önceliklerden biridir. Bazı sanayi kolları ve konutlarda belirli alanlarda ikamesi yoktur ve günlük yaşamın birçok alanında vazgeçilmezdir. Enerjisiz bir yaşam, günümüzde neredeyse imkânsızdır. Bu nedenle her gün artan enerji ihtiyacının karşılanması için yeni enerji kaynakları üzerinde çalışmalar yoğunlaşmaktadır.

Türkiye’de artan nüfus ve büyümeye bağlı olarak elektrik enerjisi ihtiyacı her geçen gün artmaktadır. Türkiye’de kişi başına yıllık elektrik enerjisi tüketiminin diğer ülkeler ile karşılaştırması Çizelge 1.1’de verilmiştir. Çizelgeden de görüldüğü üzere Türkiye’de kişi başına tüketim dünya ortalamasının üzerindedir.

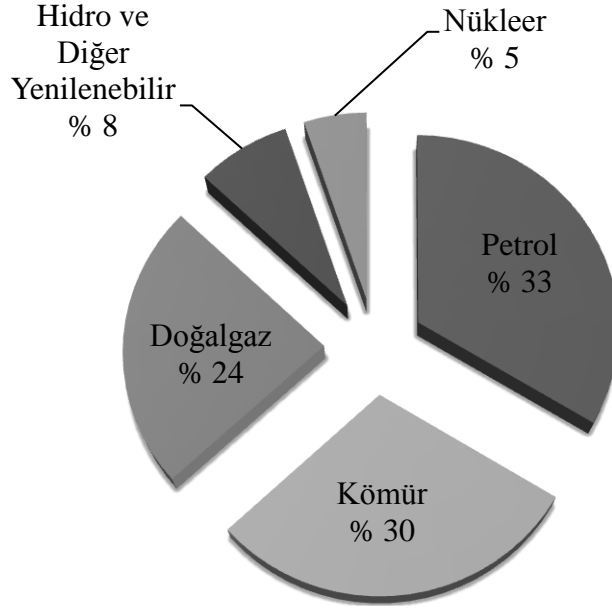
Çizelge 1.1. Kişi başına yıllık elektrik enerjisi tüketimi (Türkyılmaz ve Özgiresun 2012)

ÜLKELER	KİŞİ BAŞINA TÜKETİM
	(kWh)
Dünya Ortalaması	2500
Gelişmiş Ülkeler Ortalaması	8900
ABD	12322
Türkiye	3099

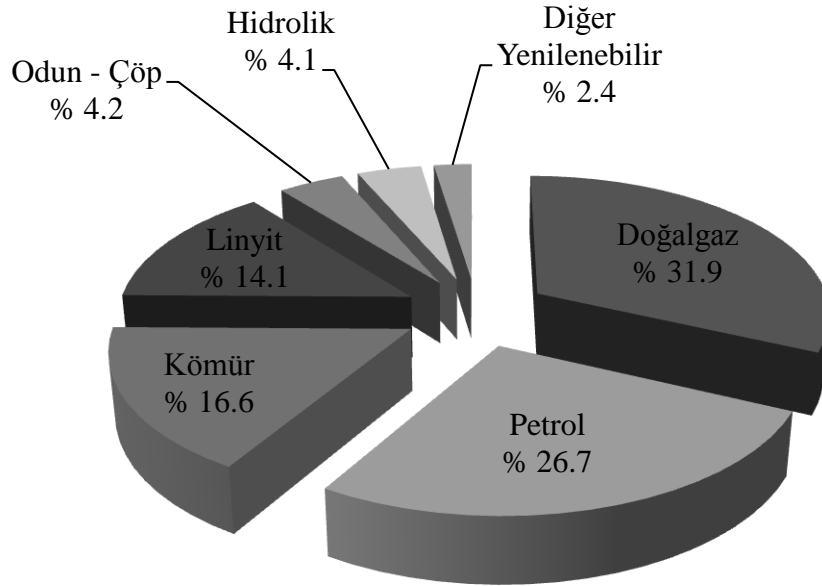
Dünyadaki enerji tüketim oranlarına bakıldığında 2010 yılında dünya birincil enerji (ticari) tüketiminin bir önceki yıla göre % 5.6 artarak 12000 milyon ton eşdeğer petrol (MTEP) değerine ulaştığı görülmektedir. Dünya enerji tüketiminde en yüksek paya sahip olan ülke, % 11 oranında büyüme göstererek Amerika Birleşik Devletleri'ni geride bırakan Çin olmuştur (Türkyılmaz ve Özgiresun 2012).

2010 yılı için kaynaklar bazında dünya birincil enerji tüketimi Şekil 1.1'de verilmiştir. Şekil 1.1 incelendiğinde, dünya enerji tüketiminde en yüksek payı % 87'lik bir ağırlıkla fosil yakıtların kapladığı ve bu fosil yakıtlar içerisinde en yüksek payın da petrolde olduğu açıkça görülebilmektedir. Şekil 1.1 yenilenebilir enerjiler açısından incelendiğinde ise hidrolik enerji ile birlikte diğer tüm kaynakların payının yalnızca % 8 olduğu anlaşılmaktadır.

Türkiye'de 2010 yılında toplam birincil enerji tüketimi ise 109.3 milyon ton eşdeğer petrol (MTEP) olarak gerçekleşmiştir. Bu tüketimin kaynaklara göre dağılımına Şekil 1.2'den bakıldığında % 89.3'lük kısmının fosil yakıtlardan oluştuğu görülebilmektedir (Türkyılmaz ve Özgiresun 2012).



Şekil 1.1. 2010 yılı için kaynaklar bazında dünya birincil enerji tüketimi (%)
(Türkyılmaz ve Özgiresun 2012)



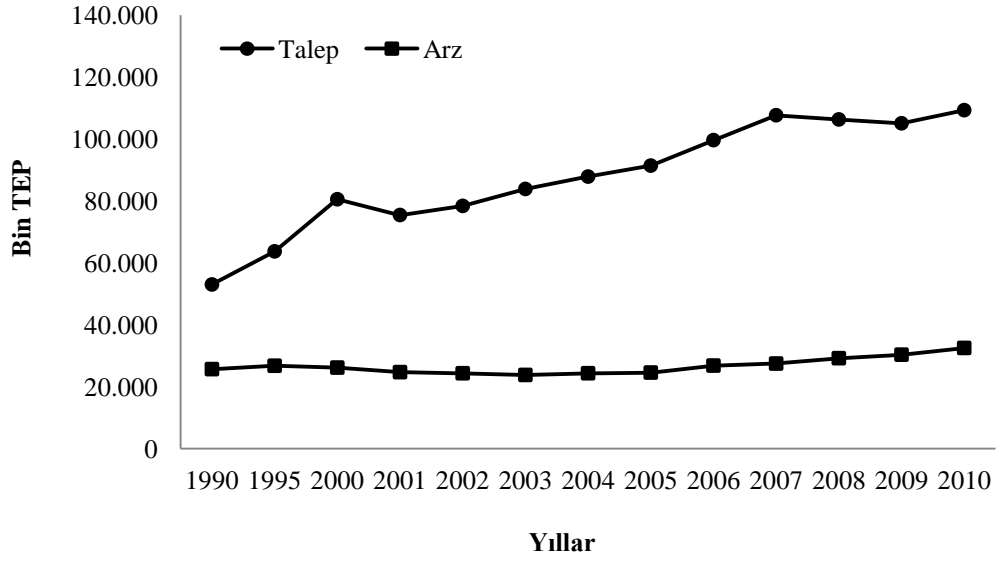
Şekil 1.2. 2010 yılı için kaynaklar bazında Türkiye birincil enerji tüketimi (%)
(Türkyılmaz ve Özgiresun 2012)

Türkiye'nin çeşitli kaynaklar ile birincil enerji üretimi ve bu kaynakların toplam üretim içindeki payları ve yine çeşitli kaynaklara göre birincil enerji talebi ve bu kaynakların talebi karşılama oranları Çizelge 1.2'de verilmiştir. Çeşitli kaynakların üretimi ve bu kaynaklara olan talep karşılaştırıldığında üretimin talebi karşılama oranları görülebilmektedir. Çizelge 1.2'den de görülebildiği üzere yenilenebilir enerjiler alanındaki üretim, bu alandaki talebin tamamını karşılayabilmektedir. Ancak yenilenebilir enerjilerin birincil enerji talebi içerisindeki payı oldukça düşüktür.

Türkiye'de enerji arz ve talebinin yıllar boyunca gelişimi Şekil 1.3'de verilmiştir. Şekil 1.3 incelendiğinde, enerji arzının yıllar boyunca hemen hemen sabit kaldığı ancak talebin sürekli arttığı anlaşılmaktadır. Buna bağlı olarak enerji arzının yeterli olmadığı ve ihtiyacın karşılanması için ithalata başvurulmak zorunda olduğu söylenebilir.

Çizelge 1.2. 2010 yılı için Türkiye'nin birincil enerji üretimi ve talebi (Türkyılmaz ve Özgiresun 2012)

Kaynaklar	Linyit Asfaltit	Taş Kömürü	Odun Bitki	Petrol	Doğal Gaz	Yenilenebilir
Birincil Enerji Üretimi (Bin TEP)	16012	1511	4558	2671	625	7116
Üretim İçindeki Payı (%)	49.3	4.6	14.0	8.2	1.9	21.9
Birincil Enerji Talebi (Bin TEP)	15846	17686	4558	29221	34907	7116
Talep İçindeki Payı (%)	14.5	16.2	4.2	26.7	31.9	6.5
Üretimin Talebi Karşılama Oranı (%)	100	8.5	100	9.1	1.8	100



Şekil 1.3. Türkiye’de enerji arz ve talebinin gelişimi (Türkyılmaz ve Özgiresun 2012)

Yenilenebilir enerji kaynakları arasında kullanımı en yaygın olan ve bu çalışmada da araştırılan güneş enerjisi, temiz ve sonsuz bir enerji kaynağıdır. Güneş enerjisi birçok farklı alanda kullanılabilir. Bu alanlar düşük, orta ve yüksek sıcaklık uygulamalarına göre şu şekilde sınıflandırılabilir;

Düşük Sıcaklık Uygulamaları;

- Kullanım sıcak suyu elde edilmesi,
- Konut ısıtılması – soğutulması,
- Sera ısıtılması,
- Kurutma,
- Yüzme havuzu ısıtılması,
- Güneş ocakları ve fırınları,
- Deniz suyundan tatlı su elde edilmesi ve tuz üretimi.

Orta Sıcaklık Uygulamaları:

- Endüstriyel kullanım için buhar üretimi,
- Büyük ısıtma - soğutma sistemleri,
- Elektrik üretimi.

Yüksek Sıcaklık Uygulamaları:

- Güneş fırınları,
- Güç santralleri.

Güneş enerjisinin en ekonomik ve en yaygın kullanılan türü, güneş enerjisi ile sıcak su hazırlama sistemleridir. Sadece iki adet kaliteli düzlemsel güneş kolektörüne sahip bir güneş enerjisi sisteminin ürettiği sıcak su ile bir yılda yaklaşık olarak:

- 3000 kg odunun,
- 765 kg fueloilin (kalorifer yakıtı),
- 1088 kWh elektrik enerjisinin,
- 720 kg LPG nin,
- 960 m³ doğalgazın,
- 2200 kg yerli soma kömürünün,
- 1480 kg ithal taş kömürünün,

yakıt olarak yakılmasının ve bunlardan ortaya çıkacak CO₂ gazının önüne geçilmiş olacaktır. Bir kg taş kömürü yakıldığında yaklaşık 3 – 4 m³ duman ortaya çıkmakta ve bunun yarıya yakını da CO₂ den oluşmaktadır. Bu sonuçlardan hareketle iki kolektörlü

bir güneş enerjisi sistemi ile bir yılda yaklaşık 1600 – 1800 m³ CO₂ gazının atmosfere verilmesinin engellendiği söylenebilir. Bunun yanında, SO₂, NO_x, toz ve partiküllerin de atmosfere verilmesi engellenmiş olmaktadır. Bu gazlardan CO₂ sera gazıdır ve küresel ısınmaya sebep olmaktadır. Bu da dünyanın ekolojik dengesini bozmaktadır. Diğer bileşenler ise hava kirliliği yapan gazlardır (Yiğit ve Atmaca 2010).

Ülkemiz güneş enerjisinden ve diğer tükenmez enerjilerden yararlanma konusunda birçok ülkeye göre avantajlıdır. Çünkü ülkemiz, güneş kuşağı denilen ve ekvatora göre kuzey ve güney 40 enlemlerini kapsayan bölgede bulunmaktadır. Türkiye’de yıllık ortalama toplam güneşlenme süresi metrekarede 2640 saat (günlük toplam 7.2 saat) olup, ortalama toplam ışınım şiddeti metrekarede yılda 1311 kWh (günlük ortalama 3.6 kWh) olarak hesaplanmıştır (Türkyılmaz ve Özgiresun 2012).

Türkiye’nin yıllık ortalama güneş ışınımı ve güneşlenme süresi değerlerinin bölgesel dağılımı Çizelge 1.3’de verilmiştir. Çizelgeden de açıkça görüldüğü üzere en fazla güneş ışınımı alan bölge Güneydoğu Anadolu olup, bunu Akdeniz Bölgesi takip etmektedir. Ülkemize aylara bağlı olarak gelen toplam güneş ışınımı ve güneşlenme süreleri ise Çizelge 1.4’de verilmiştir.

Çizelge 1.3. Türkiye’nin güneş enerjisi potansiyelinin bölgelere göre dağılımı
(Türkyılmaz ve Özgiresun 2012)

Aylar	Toplam Güneş Enerjisi [kWh/m ² - Yıl]	Güneşlenme Süresi [Saat / Yıl]
Güneydoğu Anadolu	1460	2993
Akdeniz	1390	2956
Doğu Anadolu	1365	2664
İç Anadolu	1314	2628
Ege	1304	2738
Marmara	1168	2409
Karadeniz	1120	1971

Çizelge 1.4. Türkiye'nin aylık ortalama güneş enerjisi potansiyeli (Türkyılmaz ve Özgiresun 2012)

Aylar	Aylık Toplam Güneş Enerjisi		Güneşlenme Süresi (Saat / ay)
	[kcal / cm ² -ay]	[kWh / m ² -ay]	
Ocak	4.45	51.75	103.0
Şubat	5.44	63.27	115.0
Mart	8.31	96.65	165.0
Nisan	10.51	122.23	197.0
Mayıs	13.23	153.86	273.0
Haziran	14.51	168.75	325.0
Temmuz	15.08	175.38	365.0
Ağustos	13.62	158.40	343.0
Eylül	10.60	123.28	280.0
Ekim	7.73	89.90	214.0
Kasım	5.23	60.82	157.0
Aralık	4.03	46.87	103.0
Toplam	112.74	1311	2640
Ortalama	308 [kcal/cm²-gün]	3.6 [kWh/m²-gün]	7.2 saat/gün

Türkiye’de güneş enerjisinin kullanımı incelendiğinde, ilk kez 1960’lı yılların başlarında fark edilmeye başlanmış ve 1970’li yılların ortalarına doğru güneş enerjili sistemler üzerine çalışmaların üniversitelerde, sanayide ve devlet kurumlarında hızla artmış olduğu görülebilir. Eysel kullanıma 1986 yılında başlayan Türkiye, sanayi alanında güneş enerjisinden faydalanmaya ise 1988 yılında geçmiştir. 2000 yılında güneş enerjisi kullanımı 129 kiloton eşdeğer petrol değerinde olmuş ve kullanımın 2010 yılında 431, 2020 yılında 828 kiloton olması hedeflenmiştir (Özgener ve Hepbaşı 2007). Türkiye’de güneş enerjisi kullanımı güneş enerjisi ile sıcak su hazırlama sistemleri, buhar üretimi, güneş enerjisi ile kurutma, güneş evleri ve fotovoltaik pillerin kullanımı alanlarında görülmektedir.

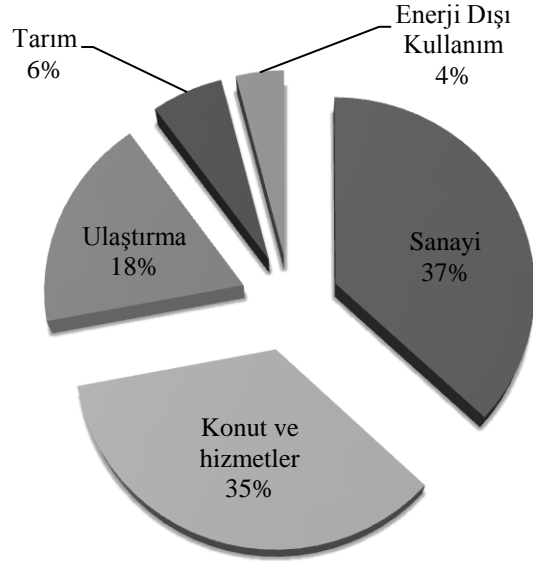
Türkiye’de güneş enerjili sıcak su sistemlerinin üretim ve kullanımı yıllar içerisinde dalgalanmalar göstermiştir. Bu durumun sebepleri Türkyılmaz ve Özgiresun’a (2012) göre şu şekilde sıralanabilir;

- Fosil yakıt fiyatlarındaki değişimler,
- Döviz kurlarındaki dalgalanmalar,
- Güneş enerjisi sistemlerinin ve hammaddelerinin (alüminyum, bakır, çelik vb.) fiyatlarında meydana gelen değişimler.

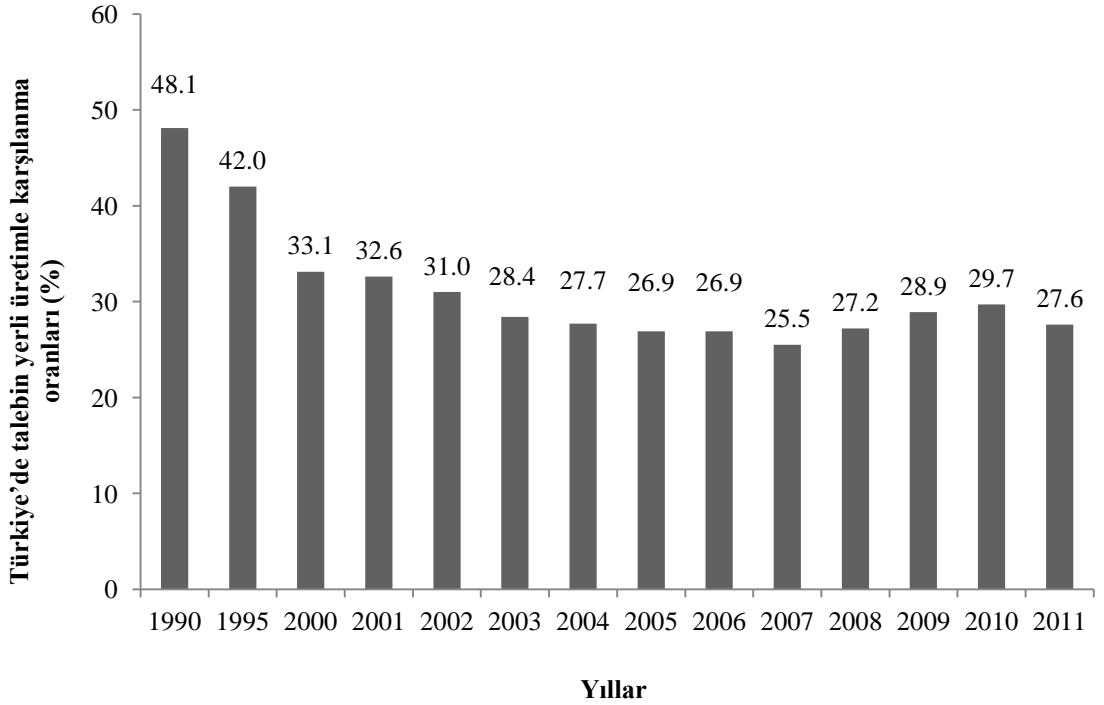
Ülkemiz çok farklı mevsimsel koşullara bir arada sahip olduğundan ısıtma ve soğutma enerjisi ihtiyacı da farklı düzeylerde olmaktadır. Türkiye’nin toplam nüfusu 1990 yılında 56.5 milyon iken, TÜİK adrese dayalı nüfus sistemine göre 2010 yılında 74 milyona ulaşmıştır. Buna bağlı olarak şehirleşme oranı 1990 yılındaki % 52.9 seviyesinden 2010 yılı sonlarında % 75.5 seviyesine ulaşmıştır (Keskin 2012). Bu hızlı şehirleşme konut ihtiyacını ve beraberinde enerji gereksinimlerini arttırmıştır.

Ekonomik daralma nedeniyle 2008 yılında en fazla enerji tüketen sektör bina sektörü olmuştur ve yıl içinde toplam tüketimde % 36 pay almıştır. 2010 yılında sanayi üretimindeki artışla beraber sanayi sektörünün payı tekrar artarak % 37 olmuştur. Sanayi sektörünü % 35 ile bina sektörü takip etmiştir (Keskin 2012). Türkiye’de enerji tüketiminin sektörlere göre dağılımı 2010 yılı için Şekil 1.4’den görülebilmektedir.

Türkiye’nin enerji gereksiniminin yerli kaynaklardan karşılanma oranları Şekil 1.5’den görülebilmektedir. Şekil 1.5 incelendiğinde, Türkiye’nin yerli kaynaklarla enerji talebini karşılama oranının 2007’ye kadar azalmış, 2008 yılından itibaren ise artmaya başlamış olduğu görülebilmektedir. Bu artış 2009 yılında da devam etmiş ancak 2010 yılından sonra tekrar düşüşe geçmiştir.



Şekil 1.4. 2010 yılı için Türkiye’de enerji tüketiminin sektörlere göre dağılımı (Keskin 2012)



Şekil 1.5 Türkiye’de yıllara göre talebin yerli üretimle karşılanma oranları (%) (Keskin 2012)

Başlıca yerel kaynaklar kömür, hidrolik enerji, biyokütle ve petroldür. Hidrolik enerji yağış koşullarına bağlı olarak değişmekle beraber 2010 yılında toplam elektrik tüketiminin % 25'ini karşılayabilmiştir. Toplam petrol tüketimine bakıldığında ise % 92'sinin yurt içi üretimle karşılanabildiği görülmektedir (Türkyılmaz ve Özgiresun 2012).

Talebin yerel üretimle karşılanabilmesi ve böylece enerji ithalatı bağımlılığından kurtulmak için başlıca çözüm yenilenebilir enerji kaynaklarına yönelmektir ve ülkemiz bu alanda önemli potansiyele sahiptir. 2010 yılı verilerine bakıldığında Türkiye'de birincil enerji arzının % 10.7'sinin (11.674 MTEP) yenilenebilir enerji kaynaklarından karşılandığı görülebilmektedir. Yenilenebilir enerji kaynakları arasında % 39'luk kısım biyokütle (odun, hayvan ve bitki artıkları) kaynaklarından, % 38 hidrolik kaynaklardan, % 17 jeotermal kaynaklardan, % 2 rüzgârdan ve % 4 ise güneşten (ısı enerjisi olarak) elde edilmiştir (Keskin 2012).

İklimlendirme uygulamaları için ihtiyaç duyulan enerjinin alternatif enerji kaynakları ile karşılanması mümkündür. Bu amaçla yenilenebilir enerji kaynakları ile çalışan ısı pompası sistemleri birçok ülkede ısıtma ve soğutma için tercih edilen sistemler olmuştur. Bu sistemlerin ısı kaynağı olarak genellikle güneş, toprak, hava ve jeotermal enerji kullanılmaktadır.

Isı pompası sistemleri, atık ısıyı ısı üretimi sistemine geri kazandıran, bu sayede evsel kullanımdan endüstriyel uygulamalara kadar geniş bir aralıkta verimli ve çevre dostu ısıtma – soğutma uygulamaları sunan bilinen tek sistemdir. Deneysel çalışmalar göstermiştir ki, ısı pompaları sera gazlarını özellikle de karbondioksit emisyonlarını önemli oranda azaltma potansiyeline sahiptir. Enerji maliyetlerinin sürekli olarak artması, enerji tasarrufunu ve enerji verimliliğinin artırılmasını kaçınılmaz kılmıştır. Bu bilgilerin ışığında, ısı pompalarının yüksek miktarda enerji tasarrufu potansiyeline sahip olmaları nedeniyle enerji geri kazanımı sistemlerinde anahtar eleman haline geldikleri söylenebilir. Buna bağlı olarak ısı pompasının performansının ve güvenilirliğinin artırılması ve çevresel etkilerinin incelenmesi de önemli bir konu haline gelmiştir.

Isı pompaları üzerine yapılan çalışmalar, geliştirilmiş çevrim tasarımları, çevrimdeki elemanların iyileştirilmesi ve ısı pompalarının geniş alanda uygulanabilirliğini arttırmak gibi konular üzerine yoğunlaşmıştır. Isı pompasının ekonomik bir tercih olabilmesi için performansının ve güvenilirliğinin artırılmasına yönelik güncel bazı çalışmalar, ısı pompasının enerji verimini fark edilebilir oranda arttırmıştır. Kompresör teknolojisindeki gelişmelerin de ısı pompası sistemlerinin enerji tüketimlerini % 80 oranında azaltma potansiyeli vardır (Chua vd 2010).

Sistemler tasarlanırken termodinamiğin ikinci yasası ve ekserji kavramları mutlaka dikkate alınmalıdır. Bilindiği üzere ekserji, çevre koşullarında, verilen bir enerjiden alınabilecek olan maksimum iş olarak tanımlanmaktadır. Ekserji, enerjinin optimum kullanımı olduğundan ekserji analizi, tüm enerji kaynakları ile yapılacak olan tasarımlarda kullanılacak iyi bir metottur.

Isı pompası sistemlerinde yaygın olarak kullanılan enerji kaynaklarından bir tanesi güneş enerjisidir. Güneş enerjili ısı pompası sistemleri, ısı pompası teknolojisi ile güneş enerjisi uygulamalarını karşılıklı fayda sağlayacak şekilde birleştiren sistemlerdir. Geleneksel güneş enerjisi destekli ısı pompası sistemlerinde güneş kolektörü çevrimi ve ısı pompası çevrimi birbirine bir ısı değiştiricisi döngüsü ile bağlanır. Bu sistemler indirekt genleşmeli olarak adlandırılır. Direkt genleşmeli güneş enerjisi destekli ısı pompası olarak bilinen başka bir sistemde ise güneş kolektörü ve ısı pompasının evaporatörü tek bir üniteye birleştirilmiştir. Isı transfer akışkanı bu birleştirilmiş üniteye güneş ışınımı ile sıvı fazdan buhar fazına direkt olarak genişir.

Mevcut çalışmada hacim ısıtma amaçlı, güneş enerjisi destekli, su kaynaklı bir ısı pompası çevriminin teorik analizi, oluşturulan simülasyon yardımıyla yapılmıştır. Bu sistem için güneş ışınımı, depo boyutu, kolektör tipi ve ısıtma yükü parametrelerinin değişiminin sistem üzerine etkileri araştırılmıştır. Hesaplamalar tüm sistem elemanlarının ekserji ve enerji analizleri ile ısı pompası çevrimi ve sistemin tamamı için performans analizlerini içermektedir. Bu sayede sistemdeki elemanların hangilerinde iyileştirme potansiyelinin olduğu anlaşılabilen ve sistem performansını arttırmak için ön çalışmalar yapılabilme imkânı sağlanmaktadır.

2. KURAMSAL BİLGİLER VE KAYNAK TARAMALARI

Gelişen teknolojiler ve dünya nüfusundaki hızlı artış, enerji ihtiyacının her geçen gün daha fazla olmasına neden olmaktadır. Yakın gelecekte geleneksel enerji kaynaklarının, sürekli artan bu ihtiyacın karşılanmasında yeterli olmayacağı düşünülmektedir. Enerji alanındaki bu problemler, yalnızca yenilenebilir enerji uygulamaları ile değil, aynı zamanda geleneksel enerji kaynaklarını daha verimli kullanan ekipmanların tercih edilmesi ile çözülebilir.

Bu noktada ısı pompası teknolojileri alternatif enerji kaynaklarını kullanabilmeleri ve elektrik tüketimlerinin düşük olması özellikleri ile öne çıkmaktadır. Isı pompası en basit tanımıyla elektrik enerjisini kullanarak ısıyı bir yerden başka bir yere taşıma işlemini gerçekleştiren bir sistemdir. Bilindiği üzere enerji vardan yok, yoktan da var edilemez, yalnızca biçim değiştirir. Isı pompaları genel anlamda ısıyı üretmek yerine taşımayı amaçlar. Bunun için de ısının alınacağı bir ısı kaynağına ihtiyaç duyar. Isı pompalarında yaygın olarak kullanılan kaynak çevre havasıdır. Ancak hava kaynaklı ısı pompalarının verimleri, dış hava sıcaklıklarının değişimine bağlı olarak gün içerisinde farklı değerler almaktadır. Verim değerlerindeki bu değişkenlik işletme maliyetlerinde beklenmeyen artışlara neden olmaktadır. Bu verim değişimlerini önlemek için izlenebilecek yol, sıcaklığı sabit kabul edilebilecek bir ısı kaynağı kullanmaktır. Bu amaçla kullanılan ısı kaynakları toprak ve sudur. Toprak veya su kaynaklı ısı pompası teknolojisi, yeryüzünün belirli bir derinliğinde ya da deniz, göl ve şebeke suyu gibi kaynaklarda sıcaklığın yıl içinde nispeten sabit kalması gerçeğine dayanır.

Isı pompalarında kaynak olarak kullanılacak hava, toprak, su veya jeotermal enerji gibi seçeneklerin yanında bu ihtiyaç için güneş enerjisinin kullanılması da önemli oranda ilgi görmektedir. Güneş enerjili bir ısı pompası sistemi, ısı pompası teknolojileri ile güneş enerjisi uygulamalarını karşılıklı fayda sağlayacak şekilde birleştirebilmektedir. Bu uygulamalar ısı pompasının COP değerlerini arttırmanın yanı sıra güneş enerjili düşük sıcaklık uygulamaları için de çok iyi bir tercih olmaktadır.

Bilindiği üzere güneş enerjili ısı pompası sistemleri direkt ve endirekt genleşmeli olmak üzere temel olarak iki çeşittir. Isı pompası ve güneş enerjisi sistemleri ile ilgili detaylı açıklamalar 3. bölümde verilecektir.

Isıtma veya soğutma amaçlı, hava, su, toprak gibi çeşitli kaynaklar kullanan ve sistemin çalışması sırasında güneş enerjisinden faydalanan hacim ısıtma, soğutma veya sıcak su eldesi için kullanılan ısı pompaları için uzun yıllardır birçok çalışma yapılmıştır. Bu bölümde literatürde bulunan çalışmalar ile ilgili bilgiler verilerek, yapılan tez çalışması ile karşılaştırılacaktır.

Kaygusuz (2000), güneş enerjili ısı pompası ile ısıtma sisteminin performans analizini deneysel ve teorik olarak incelemiştir. Kaygusuz (2000) çalışmasında, Trabzon ili için Kasım ayından Nisan ayına kadar süren ısıtma sezonunda, ısı pompasının performans katsayısını (COP), ısıtma ihtiyacının güneş enerjisi ile karşılanma oranını, depolama ve kollektör verimlerini ve sistemin toplam enerji ihtiyacını deneysel olarak incelemiştir. Ayrıca bu çalışmada matematiksel bir metot geliştirilerek sistemin temel elemanlarının ısı transfer bağıntılarını oluşturmuştur. Çalışmada deneysel ve teorik analizin karşılaştırması yapılmıştır.

Cervantes ve Reyes (2002), deneysel olarak yaptıkları çalışma ile R22 soğutucu akışkanını kullanan direkt genleşmeli güneş enerjili ısı pompası sistemini incelemiştir. Cervantes ve Reyes (2002) yaptıkları çalışmada ısı pompası sistemindeki tüm elemanların çıkışındaki akış ekserjisinin girişindeki akış ekserjisine oranı ile ifade edilen maksimum ekserji verimi ifadelerini gerekli parametreleri dikkate alarak elde etmişler ve yapılan bu termodinamik analiz sonucunda ısı pompasının optimizasyonu için çeşitli önerilerde bulunmuşlardır.

Badescu 2002 ve 2003 yıllarında yaptığı 3 farklı çalışmada güneş enerjili ısı pompası sistemine entegre edilmiş bir ısı depolama tankının birinci (enerji) ve ikinci (ekserji) kanun analizlerini yaparak depolama tankının boyutlarına bağlı olarak ısı pompasının COP ve ekserji verimi değerlerinin değişimini incelemiştir.

Yamankaradeniz ve Horuz (1998), çalışmalarında güneş enerjili ısı pompası sisteminin deneysel ve teorik analizini İstanbul için 7 aylık kış sezonunu içerecek şekilde açık günler için yapmışlardır. Yamankaradeniz ve Horuz (1998) çalışmalarında, bir bilgisayar simülasyonu yardımıyla teorik bir model geliştirmişler ve günlük ortalama kolektör verimi, güneş ışıını, kondenserdeki aylık ortalama ısı transferi ve COP değerlerini araştırmışlardır.

Yumrutaş ve Kaska (2004), günlük enerji depolayan bir tank içeren hacim ısıtma amaçlı, güneş enerjili ısı pompası sistemini tasarlamış, imal etmiş ve deneysel olarak performans analizini gerçekleştirmişlerdir. Yumrutaş ve Kaska (2004) çalışmalarında sistemin performans analizine ek olarak mevsimsel koşulları ve çalışma koşullarını da değerlendirerek bulutlu ve açık günlerin sistem COP'si üzerine etkilerini karşılaştırmışlardır.

Kuang vd. (2003), güneş enerjili bir ısı pompası sisteminin deneysel analizini gerçekleştirerek ısı depolama tankının, güneş ışıını ve ısıtma yükü arasındaki dengesizlikleri ortadan kaldırmak amacıyla sistemdeki kullanımını araştırmışlardır. Kuang vd. (2003) çalışmalarında ayrıca depo izolasyonunun önemi ve depo içerisinde ek bir ısıtma kaynağı kullanımının etkilerini de incelemişlerdir.

Bilgen ve Takahashi (2002) çalışmalarında hacim ısıtma amaçlı ısı pompası sisteminde ısı transferi ve sürtünmelere bağlı olarak oluşan tersinmezlikleri ekserji analizi ile araştırmışlardır. Bilgen ve Takahashi (2002), termodinamiğin birinci ve ikinci kanununa göre belirlenen verim değerlerini elde etmiş ve 959 W nominal güce sahip bir deneysel ısı pompası sisteminin analizini yapabilmek için bir simülasyon programı oluşturmuşlar, bu program ile COP ve ekserji yok oluşlarının ısıtma veya soğutma yüküne bağlı değişimini incelemişlerdir.

Dikici ve Akbulut (2007), düzlemsel güneş kolektörlerine sahip güneş enerjili ısı pompası sistemini deneysel olarak incelemiş ve Ocak ayında Elazığ'da 60 m² alana sahip bir odanın ısıtılması için test etmişlerdir. Dikici ve Akbulut (2007) çalışmalarında,

kompresör, kondenser, evaporatör ve güneş enerjili ısı değiştiricisinin ikinci kanun analizlerini gerçekleştirerek sistem COP'leri hesaplanmıştır.

Yang vd. (2004), güneş enerjili bir hacim ısıtma sisteminin nümerik analizinin yapılması amacıyla bir simülasyon geliştirmişler ve güneş kollektörünün alanı ve ısı depolama tankının kapasitesinin sistem performansı üzerine etkilerini araştırmışlardır. Yang ve arkadaşlarının (2004) bu çalışmada oluşturduğu simülasyon programı ayrıca elde edilen sonuçlara göre sistemin optimizasyonunu sağlayan bir fonksiyon da içermektedir.

Özgener ve Hepbaşlı (2004), İzmir'de kurulan sera ısıtma amaçlı bir güneş enerjisi destekli toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin analizini yaptıkları çalışmalarında, deneysel olarak Ocak ve Mart ayları arasında alınan ölçümler ile toprak kaynaklı ısı pompasına ait özelliklerin yanında sistemin ve ısı pompasının performansını mevsimsel koşullara göre değerlendirmiş ve sistemin tek başına yeterli olup olmadığını araştırmışlardır.

Kaya (2009), ısı pompası ve kombi ısıtma sistemlerinin maliyet analizlerinin karşılaştırmasını yaptığı çalışmada Adapazarı'nda kurulu 2310 MW gücündeki doğalgaz çevrim santralinin atık ısısından faydalanan bir ısı pompası sisteminin tasarımını değerlendirmiştir. Kaya (2009), kondenser sıcaklığına göre ısı pompası sisteminin maliyetindeki değişimi ve ısı pompası sistemlerinin karlı bir yatırım olup olmadığını araştırmıştır.

Kuang ve Wang 2005 yılında yaptıkları çalışmada kışın ısıtma, yazın soğutma ve tüm yıl için sıcak su temini sağlayabilen çok fonksiyonlu bir direkt genleşmeli güneş enerjili ısı pompası sisteminin uzun dönem performans analizini gerçekleştirmişlerdir. Kuang ve Wang'ın (2005) bu çalışmada inceledikleri sistemde 10.5 m² düzlemsel güneş kollektörü, değişken hızlı kompresör, 1 m³ depolama tankı ve yerden ısıtma sistemi bulunmaktadır. Çalışmada sistemin farklı operasyonları için günlük ortalama COP değerleri, depo suyu sıcaklıkları ve sıcak su eldesi çeşitli mevsimsel koşullar altında değerlendirilmiştir.

Li vd. (2006), 750 W ve 450 W güce sahip iki farklı su ısıtma amaçlı direkt genleşmeli güneş enerjili ısı pompası sisteminin deneysel analizini yaptıkları çalışmada, sistem performansını değerlendirmişler ve sistemin optimizasyonu için önerilerde bulunmuşlardır. Li ve ark. (2006) yaptıkları ekserji analizi ile tüm sistem elemanlarının ekserji yok oluşlarını elde ederek iyileştirme potansiyeli olan elemanları belirlemiş ve bu iyileştirmelerin hangi yollarla yapılabileceği konusunda önerilerde bulunmuşlardır.

Chaturverdi vd. (2008), çalışmalarında 60 – 90 C° aralığındaki yüksek sıcaklık uygulamaları için kullanılan iki kademeli direkt genleşmeli güneş enerjisi destekli ısı pompası sistemlerinin kapasitelerini ve yüksek sıcaklık uygulamalarındaki yükleri karşılama potansiyellerini araştırmışlardır. Chaturverdi ve ark. (2008), R134A akışkanı ile çalışan ve tek camlı güneş kollektörüne sahip iki kademeli bir sistemin ısı performansını tek kademeli sistemler ile karşılaştırarak, kollektör alanının ve kompresör kapasitesinin belirlenmesinde yol gösterebilecek grafikler sunmuşlardır.

Hepbaşı ve Akdemir (2003), çalışmalarında İzmir’de 65 m² alana sahip bir odanın 3.8 kW ısıtma ve 4.2 kW soğutma yüklerini karşılaması amacıyla kurulan güneş enerjisi destekli toprak kaynaklı bir ısı pompası sisteminin enerji ve ekserji analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Hepbaşı ve Akdemir (2003) analizlerinde Şubat ayı için sistemden aldıkları ortalama deneysel verilerden yararlanmışlar ve sistemin tüm elemanlarının ekserji yok oluşlarını elde ederek bu bilgileri Grassmann diyagramı adı verilen ekserji diyagramı ile sunmuşlardır.

Bu çalışmalardan görüldüğü üzere, çeşitli ihtiyaçları karşılamak üzere hava, su, toprak gibi kaynaklar kullanan ve sistemin çalışması sırasında güneş enerjisinden faydalanan ısı pompaları için birçok parametre araştırılmıştır. Ancak bu çalışmalarda genellikle ya yalnızca sistemin ve elemanlarının ekserji ve enerji analizleri gerçekleştirilmiş ya da çeşitli mevsimsel koşullar altında güneş enerjisinin sistem performansına etkisi değerlendirilmiştir. Deneysel çalışmalar, kurulan deneysel düzenek ile sınırlı kaldığından sistemin boyutları, sistemde kullanılan elemanların özellikleri, mevsimsel veya bölgeye bağlı koşullar gibi parametrelerin değişimini gözlemek zorlaşmakta ve sadece mevcut koşullar altındaki sistem değerlendirilebilmektedir.

Mevcut çalışmada oluşturulan bilgisayar simülasyonu ile çalışma yapılmak istenilen bölge, ay, sistemde kullanılacak olan güneş kollektörlerinin özellikleri ve alanı, depo boyutu ve ısıtma yükü gibi birçok özelliğin değiştirilmesi mümkündür. Bu durum birçok farklı koşul için sistem performansının değerlendirilmesi ve tasarım aşamasında sistemin boyutlarının en iyi şekilde belirlenmesi olanağı tanır. Simülasyonun güneş enerjisi hesaplamalarını da içerecek şekilde tasarlanması ile güneş ışınımının değişimine bağlı olarak sistemin ne şekilde etkilendiği net olarak görülebilmektedir. Güneş enerjisi hesaplamalarından Türkiye’de istenilen herhangi bir bölge için eğik düzleme gelen anlık toplam güneş ışınımı değeri elde edilebilmektedir. Böylece kollektör verimi, faydalı enerji ve depo sıcaklığı gibi parametrelerin tamamı hesaplanabilmekte ve en iyi sistem performansının elde edilmesini sağlayacak depo boyutu tasarım aşamasında seçilebilmektedir.

Simülasyonun zamana bağlı dinamik analiz yapabiliyor olması, çalışma saatleri arasında her saat için sistemdeki akışkanların tüm noktalardaki termodinamik özelliklerinin, tüm elemanların ekserji analizlerinin, ısı pompası ve sistemin COP değerlerinin elde edilmesini sağlar. Böylece sistem her saat için özel olarak incelenebilir ve sistem için optimum çalışma aralığı belirlenebilir. Simülasyonun saatlik analize ek olarak tüm sonuçlar için ortalama değerleri de verebilmesi sistemin çalışma periyodunun tamamındaki davranışının incelenebilmesini sağlamaktadır.

Bu çalışmada Antalya için Aralık, Ocak ve Şubat aylarını içeren ısıtma sezonu incelenmiş ve sistemin 08:00 – 18:00 saat aralığında çalıştığı kabul edilmiştir. Bu sistem için güneş ışınımı, depo boyutu, kollektör modeli ve ısıtma yükü parametrelerinin değişiminin sistem üzerine etkileri araştırılmıştır. Hesaplamalar tüm sistem elemanlarının ekserji ve enerji analizleri ile ısı pompası çevrimi ve sistemin tamamı için performans analizlerini içermektedir. Bu sayede sistemdeki elemanların hangilerinde iyileştirme potansiyelinin olduğu anlaşılabilmekte ve sistem performansını arttırmak için ön çalışmalar yapılabilme imkânı sağlanmaktadır.

3. MATERYAL VE METOT

3.1. Giriş

Bu çalışmada kullanılan materyal hacim ısıtma amaçlı, güneş enerjisi destekli, su kaynaklı ısı pompası sistemidir. Sistemin analizinde kullanılan metot ise sistemin her noktasının termodinamik özelliklerini, sistem ve elemanlarının enerji ve ekserji analizlerini, güneş enerjisi sistemine ait hesaplamaları ve tasarım aşamasında boyutlandırılması gereken parametreler ile ilgili analizleri içeren bir bilgisayar simülasyonudur.

Çalışmanın ilk bölümünde ısı pompası sisteminin analizi yapılmıştır. Bu amaçla sistemdeki her noktanın sıcaklığı bulunarak termodinamik özellikleri hesaplanmıştır. Termodinamik özellikler bulunurken ısı pompası çevriminde kullanılan R410A soğutucu akışkanı ve ısı pompası kondenseri – fan coil ünitesi, depo – ısı pompası evaporatörü ve depo – güneş kollektörü arasındaki çevrimlerde kullanılan su için kübik şerit interpolasyon matematiksel yöntemini kullanan bir alt programdan yararlanılmıştır (Flanagan 2010). Bu sayede istenilen her sıcaklıkta, ilgili noktanın entalpi ve entropi değerleri hassas olarak hesaplanabilmektedir. Hesaplanan entalpi ve entropi değerleri yardımıyla noktaların akış ekserjileri ve debileri bulunmuştur. Tüm bu termodinamik özellikler kullanılarak sistem elemanlarının ekserji yok oluşları, ürün / yakıt prensibine göre ekserji verimleri, iyileştirme potansiyelleri ile ısı pompası ve tüm sistemin COP değerleri hesaplanarak termodinamik analiz gerçekleştirilmiştir. Aynı zamanda evaporatörde çekilen ısı ve kompresörde harcanan güç ifadeleri de her saat için bu analiz sonucunda elde edilebilmektedir.

Yapılan bu simülasyonda sistemin çalışma saatleri olan 08:00 – 18:00 aralığında dinamik analiz yardımıyla her saat için sonuçlar elde edilebildiği gibi tüm çalışma aralığı için ortalama değerlere de ulaşılabilmektedir. Simülasyonda Aralık, Ocak ve Şubat aylarını içeren ısıtma sezonunun tamamı için depo boyutu, kollektör tipi ve ısıtma yükü gibi parametreler değiştirilerek termodinamik analizler tekrarlanmıştır. Alınan sonuçlar grafik ve tablolar haline getirilerek, parametrelerin değişimine bağlı olarak oluşan farklılıklar yorumlanmıştır.

Çalışmada ayrıca güneş enerjisi sisteminin modellenmesi ve hesaplamaları detaylı bir şekilde yapılmıştır. Bu amaçla güneş ışınımı hesaplamalarında ihtiyaç duyulan giriş parametreleri belirlenmiştir. Bu parametreler, hesaplama yapılan ay için ortalama gün sayısı ve izafi güneşlenme süresi, hesaplama yapılan bölge için enlem açısı ve rakım, mevsimsel koşullara bağlı olarak yansıma oranı ve sistemin kullanılma amacına yönelik olarak seçilen uygun kollektör açısıdır. Bu parametrelerden faydalanılarak, belirli bir bölgede, eğik düzlem üzerine düşen anlık güneş ışınımı oluşturulan simülasyon ile hesaplanabilmektedir.

Çalışmada birer saatlik aralıklar seçilmiştir. Böylece belirli bir bölgedeki kullanım yerinde, sabah saat 08:00 ile akşam 18:00 arasında birer saatlik arayla belirli bir kollektör yüzeyine düşen faydalı enerji miktarı ve buna bağlı olarak depo sıcaklığının değişimi hesaplanabilmektedir. Bu sayede toplam faydalı enerjinin ısı pompası sistemi üzerine etkileri incelenebilmektedir. Çeşitli parametrelerin değişimine bağlı olarak anlık toplam güneş ışınımı, depo suyu sıcaklığı, ısı pompasının COP değerleri, kompresör gücü ve kollektör veriminin nasıl değiştiği tablo ve diyagramlar halinde verilerek, bu sonuçlar üzerinde gerekli yorumlar detaylı bir şekilde yapılmıştır.

Bu bölümde, çalışmada kullanılan hacim ısıtma amaçlı, güneş enerjisi destekli, su kaynaklı ısı pompası sisteminin çalışma prensibi detaylı olarak incelenecek, sistemin her noktasının ve tüm elemanlarının termodinamik analizleri için kullanılan formüller sunulacaktır. Ayrıca güneş enerjisi sisteminin modellenmesi için gerekli hesaplama yöntemleri ve bu yöntemler kullanılarak hazırlanan bilgisayar simülasyonunun çözüm tekniği de açıklanacaktır.

3.2. Isı Pompaları

Isı pompaları düşük sıcaklıktaki bir kaynaktan aldığı ısıyı daha yüksek sıcaklıktaki bir ortama aktaran sistemlerdir. Bu mekanizma termodinamik çevrimin çalışmasını sağlayan dış bir enerji kaynağı sayesinde gerçekleşir ve yüksek sıcaklıktaki bir ortamdan daha düşük sıcaklıktaki bir ortama doğru gelişen doğal ısı transferinin

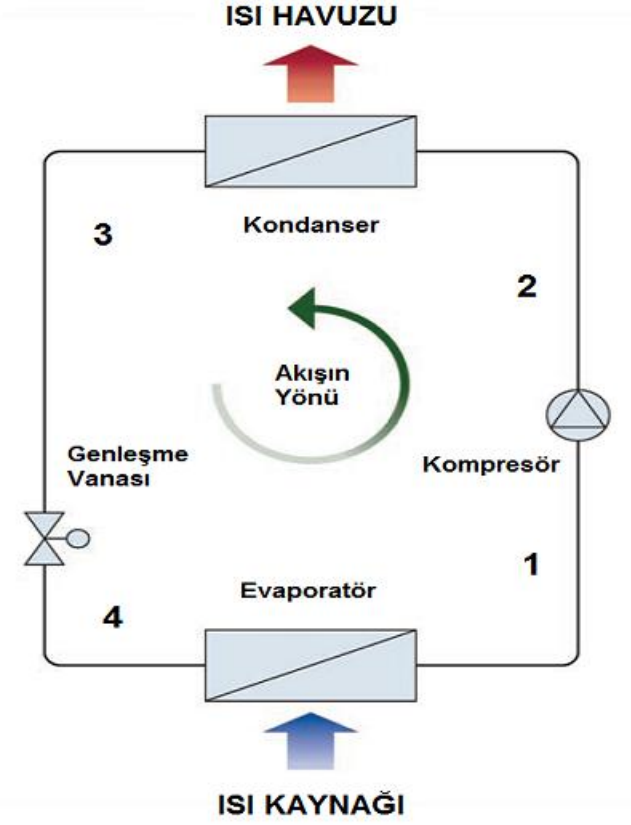
tersidir. Isı pompası sistemlerinin en önemli özelliği çevrimin oluşması için harcanan enerjiden daha fazlasını kaynaklar arasında transfer edebilmesidir.

Bu sistemler hem ısıtma hem de soğutma amaçlı kullanılabilenlerde, ısıtma çevriminde ısı pompası adını alırken soğutma çevriminde soğutma makinesi olarak adlandırılmaktadır. Soğutma makinelerinde soğutulacak ortamdan alınan ısı ile kompresöre verilen enerji, kondenserden dış ortama atılmaktadır. Yani soğutma çevriminde soğutma işlemi evaporatörde gerçekleşmektedir. Isı pompasında ise soğutma devresinde dışarıya atılan ısıdan faydalanılmaktadır. Isı pompasında ısıtma işlemi kondenserde gerçekleşir. Çevrimin şematik gösterimi Şekil 3.1'de görülebilmektedir.

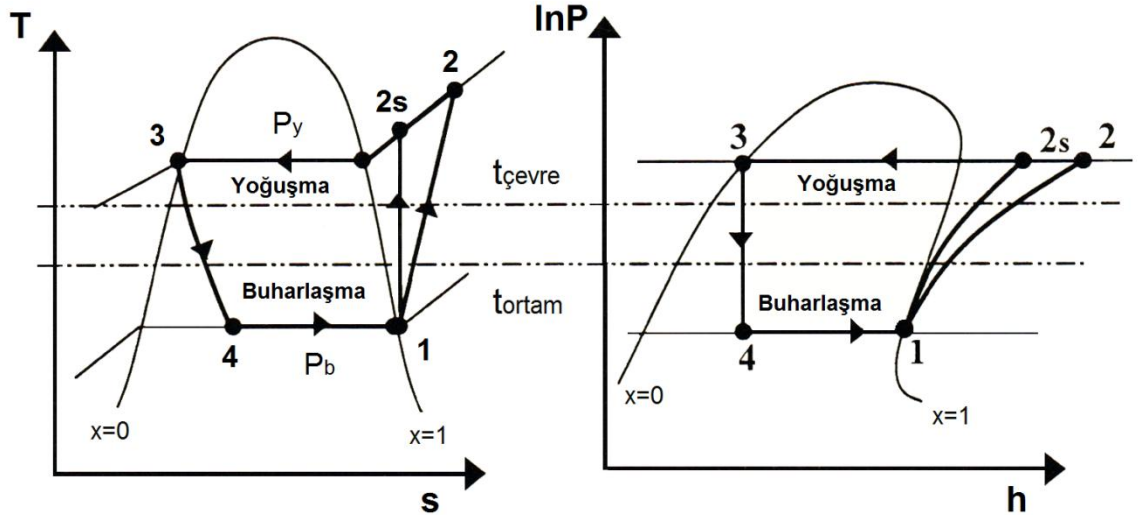
Isı pompası çevriminde kompresörde yüksek basınca sıkıştırılan soğutucu akışkan, kızgın buhar halde yoğuşturucuya gönderilir. Burada, çevreye ısı vererek yoğuşan akışkan, kısılma vanasında alçak basınca kısılarak ıslak buhar halinde buharlaştırıcıya girer. Buharlaştırıcının kaynak olarak kullandığı ortam sıcaklığının altında bir sıcaklığa sahip olan soğutucu akışkan, kaynaktan ısınımlı çeker ve buharlaştırıcı çıkışında doymuş buhar halinde kompresör tarafından emilir. Böylece çevrim sürekli olarak tekrarlanır.

Bir soğutma çevriminin en iyi ifade edilebildiği diyagramlar basınç – entalpi ($\ln P-h$) ve sıcaklık – entropi ($T-s$) diyagramlarıdır. İdeal buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma çevrimine ait diyagramlar Şekil 3.2'de verilmiştir. Bu diyagramlar üzerinde, soğutucu akışkana ait özellikler çevrimin her noktasında gözlenebilmektedir. Tersinir çevrime ait diyagramlarda gerçekleşen olaylar şu şekildedir;

- 1 – 2s : Kompresörde tersinir adyabatik sıkıştırma
- 2s – 3 : Tersinir sabit basınçta çevreye ısı atılması
- 3 – 4 : Kısılma vanasında sabit entalpide genleşme
- 4 – 1 : Tersinir sabit basınçta soğutucu akışkanın buharlaşması

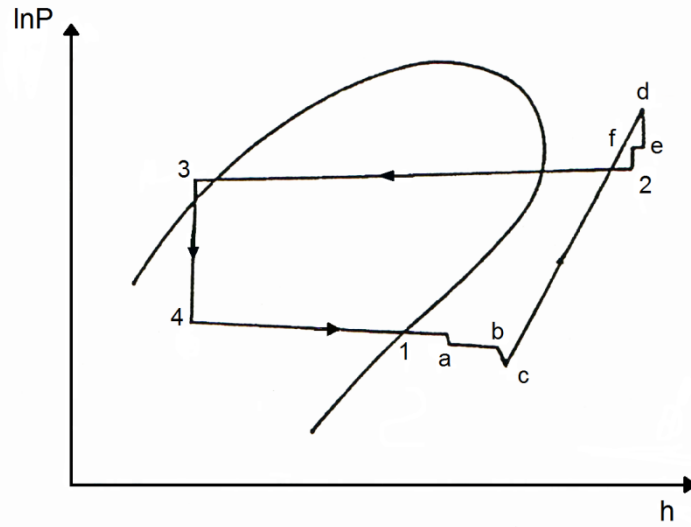


Şekil 3.1. Isı pompası çevriminin şematik gösterimi (Brown 2009)



Şekil 3.2. Soğutma çevriminin T-s ve lnP-h diyagramları üzerinde gösterilmesi (Yamankaradeniz 2002)

Gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi ideal çevrimden tersinmezlikler bakımından farklıdır. Tersinmezliğin iki ana kaynağı, basıncın düşmesine neden olan akış sürtünmesi ve çevreyle olan ısı alışverişidir. İdeal çevrimde sıkıştırma işlemi içten tersinir ve adyabatiktir, yani izantropiktir. Gerçek sıkıştırma işleminde ise, entropiyi etkileyen akış sürtünmesi ve ısı geçişi vardır. Sürtünme entropiyi artırır, ısı geçişi ise hangi yönde olduğuna bağlı olarak entropiyi artırır veya azaltır. Bu nedenlere bağlı olarak gerçek çevrime ait basınç – entalpi diyagramları da ideal çevrimden farklı olmaktadır. Gerçek çevrimin $\ln P - h$ diyagramı Şekil 3.3’de verildiği gibidir.



Şekil 3.3. Gerçek soğutma çevriminin $\ln P-h$ diyagramı (Yamankaradeniz 2002)

Şekil 3.3’de verilen diyagramda noktalar şu durumları ifade etmektedir;

- 1 : Evaporatör çıkışı,
- 1 – a : Emme hattındaki basınç kaybı,
- a – b : Emme hattında çevreden ısı geçişi nedeniyle sıcaklık artışı,
- b – c : Emme vanasındaki basınç düşümü,
- c – d : Kompresörde sıkıştırma,
- d – e : Basma valfindeki basınç düşümü,
- e – f : Basma hattında çevreye ısı kaybı nedeniyle sıcaklık düşümü,
- f – 2 : Basma hattındaki basınç düşümü,

- 2 – 3 : Kondanserde yoğuşma sırasında basınç düşümü,
- 3 – 4 : Kısılma vanasında sürtünmeler nedeniyle entalpi artışı,
- 4 – 1 : Buharlaşma sırasında sürtünmeler nedeniyle basınç düşümü.

Isı pompaları elektrikli ısıtmaya nazaran, ısı alınan kaynak tipine bağlı olarak 2 ile 6 kat daha avantajlı olmaları, çevre kirliliğine neden olmamaları, ihtiyaca bağlı olarak istenildiğinde hem ısıtma hem de soğutma amaçlı kullanılabilmeleri sayesinde ilgi çekmektedir. Isı pompaları ilk yatırım maliyetleri açasından diğer ısıtma sistemlerinden daha pahalı olsa da uzun vadeli kullanımlarda daha avantajlıdır (Bakırcı ve Yüksel 2003).

Isı pompaları bir mahalın ısıtılması ve soğutulmasında, sıcak su ihtiyacının karşılanmasında, yerden ısıtma sistemlerinde, havuz ısıtılmasında kullanılabilir. Endüstriyel uygulamalarda ise çeşitli kurutma, buharlaştırma, damıtma işlemlerinde ve gıda endüstrisinde tercih edilebilir.

Son yıllarda, karbon emisyonlarının azaltılması ve işletme maliyetlerinin düşürülmesi amacı ile ısı pompaları, geleneksel ısıtma sistemlerine alternatif olarak düşünülmektedir. Bazı ülkelerde ısıtma uygulamalarına ait piyasanın önemli bir kısmını ısı pompaları oluşturmaktadır (Brown 2009). Ancak her ne kadar ısı pompaları mekân ısıtılması ve sıcak su ihtiyacı gibi alanlarda ihtiyaçları karşılayabilir durumda olsa da geleneksel sistemlerin yerini kolaylıkla alabildiklerini söylemek oldukça zor görülmektedir. Isı pompalarından alınan verimi arttırmak ve yatırım maliyetlerini düşürmek için tasarım aşamasında dikkat edilmesi gereken birçok kriter vardır.

Isı pompası sistemi ile transfer edilebilen enerjinin, bu enerjiyi transfer etmek için harcanan enerjiye oranı performans katsayısı (COP) olarak adlandırılır. Ilıman iklimlerde ısıtma amaçlı kullanılan ve elektrikle çalışan ısı pompalarının performans katsayıları tasarım şartlarında 3 ile 5 arasındadır. Bu ifade, enerjiyi transfer etmek için harcanan her 1 kWh güç için 3 – 5 kWh ısı transfer edilebildiği anlamına gelmektedir (Brown 2009).

Performans katsayısı, kurulması düşünülen ısı pompası sisteminin geleneksel sistemlere kıyasla daha ekonomik bir uygulama olup olmayacağı açısından karar verilmesini sağlayan parametredir. Karşılaştırma yapılırken bakım maliyetleri, malzeme ömürleri gibi göz önünde bulundurulması gereken başka parametreler de olmasına rağmen, harcanan yakıt miktarına karşılık elde edilen ısıtma yükü, tüm faktörler arasında en önemli olandır. Isı pompalarının çalışma maliyetleri petrol, doğalgaz ve elektrik ile çalışan sistemlere göre daha düşüktür (Brown 2009).

Küresel enerji tüketiminin önemli bir kısmının ısıtma ve soğutma ihtiyaçları için kullanıldığı bilinmektedir. Bu ihtiyaçların karşılanmasında atık ısının geri kazanımı ve yenilenebilir enerji kaynaklarına ait uygulamaların artması sayesinde enerji daha verimli kullanılabilir ve karbondioksit emisyonları ile bunların yol açtığı küresel ısınmanın önüne geçilebilir. Bu anlamda ısı pompaları geleneksel ısıtma sistemlerine bir alternatif olarak öne çıkmaktadır.

3.2.1. Isı pompası çeşitleri

Isı pompası sistemlerinde evaporatörün ısı çektiği ortam kaynak olarak adlandırılır. Isı pompaları hava, su, toprak ve güneş enerjisi olmak üzere faydalandıkları kaynağa göre 4 gruba ayrılabilirler. Bu sınıflandırmada göz önünde bulundurulan, enerjinin absorbe edildiği ve atıldığı ortamdır. Su kaynağı olarak kuyular, göller, nehirler, şehir şebekeleri ve çeşitli prosesler sonucu elde edilen sular kullanılabilir. Isı pompalarında toprak, deniz ya da göl gibi sonsuz yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanılması halinde hem ısıtma hem de soğutma performansları yüksek olan sistemler elde edilebilmektedir. Güneş enerjisi ise yenilenebilir, sonsuz ve temiz bir enerji kaynağı olması açısından tercih edilen bir başka kaynaktır.

3.2.1.1. Hava kaynaklı ısı pompaları

Hava kaynaklı ısı pompaları ısıtma ve soğutma uygulamalarında uzun süredir kullanılmaktadır. Ancak, hava kaynaklı ısı pompalarının ısıtma kapasitesi ve etkinliği

dış ortam sıcaklığı düştükçe önemli oranda düşmektedir (Bakırcı ve Yüksel 2003). En yüksek ısıtma enerjisine ihtiyaç duyulan anlar, dış ortam sıcaklığının en düşük olduğu zamanlardır ve bu durumlarda ek bir elektrikli ısıtma kaynağına ihtiyaç duyulabilmektedir. Benzer şekilde en sıcak günlerde soğutma ihtiyacı da yüksek olmaktadır ve sistem düşük verimlerde çalışmaktadır (Özgener ve Hepbaşı 2007).

3.2.1.2. Su kaynaklı ısı pompaları

Bir ısı pompası sisteminin soğutma amaçlı kullanımında su kaynaklı olarak adlandırılması için kondenser tarafının su ile soğutuluyor olması veya evaporatörde sudan ısı çekiliyor olması gerekmektedir. Su kaynaklı sistemlerde kuyu suları, şebeke suları, deniz, nehir ve göl suları ya da her hangi bir proses sonucu elde edilen sular kaynak olarak kullanılabilir.

Su çevrimli ısı pompaları iklimlendirme uygulamalarında yaygın bir şekilde tercih edilmektedir. Günümüzde Amerika'da ve Avrupa ülkelerinde önemli bir pazar payına sahiptir (Kıncay 2008). Su çevrimli ısı pompalarının ilk uygulamalarında enerjinin alındığı ve atıldığı ortam olarak yer altı veya kanal suları kullanılmıştır. Bu uygulamalarda su kaynaktan pompalanmış ve ısı pompasından geçtikten sonra kanala deşarj edilmiştir.

Su kaynaklı ısı pompaları enerji geri kazanım sistemleri ile birlikte 1962'den bu yana binalarda ısıtma ve soğutma ihtiyaçlarını karşılamak üzere kullanılmaktadır. Bu sistemler pompa, evaporatör, kondenser, kompresör ve genişleme vanasından oluşur. Gerekli durumlarda sisteme ısı takviyesi yapacak bir ek ısıtma kaynağı da kullanılabilir.

Su çevrimli ısı pompalarının kapasite ve verimleri hem ısıtma hem soğutma konumunda su giriş sıcaklığının önemli bir fonksiyonudur. Soğutmada kaynak tarafı kondenserde su sıcaklığı düştükçe soğutma performansı artar. Benzer şekilde ısıtmada ise evaporatör tarafı su sıcaklığı arttıkça ısıtma performansı artar (Kıncay 2008).

3.2.1.3. Toprak kaynaklı ısı pompaları

Toprak kaynaklı ısı pompalarında ısının atıldığı veya alındığı ortam olarak yeryüzü kullanılmaktadır. Genel uygulama, kullanılacak üniteler için gerekli olan toplam enerji atım ve çekimi ile toprak yapısına uygun olarak boyutlandırılan polietilen boruların toprak altına yerleştirilmesi ve bunun içinden sistem suyunun sirküle edilmesidir.

Toprak kaynaklı ısı pompası sistemleri kurulurken göz önünde bulundurulacak en önemli faktör toprak özellikleridir. Toprağın hidrolik ve termodinamik özellikleri araştırılması gereken parametrelerdir. Bu parametreler tasarımı yapılacak olan sistem için yol gösterici olmaktadır.

Toprak kaynaklı ısı pompaları geleneksel ısıtma – soğutma sistemlerine kıyasla sahip oldukları yüksek enerji verimlilikleri sayesinde gelişmiş ülkelerde uzun yıllardan beri kullanılmaktadır. Toprak kaynaklı ısı pompaları aynı zamanda jeotermal ısı pompaları olarak da adlandırılır. Bu sistemler uzun yıllardır karşılaşılan bir problem olan sabit kaynak sıcaklığı sorununa çözüm getirmişlerdir. Çünkü toprak sıcaklıkları yıl boyunca hemen hemen aynı kalmaktadır. Toprak tipine ve nem miktarına bağlı olarak yaklaşık 10 metrenin altındaki toprak sıcaklıkları mevsime göre çok az değişim göstermektedir (Özgener ve Hepbaşlı 2007). Toprak kaynaklı sistemlerde kaynak sıcaklığı çok fazla değişmediğinden ek bir ısıtıcı ihtiyacı da oluşmaz. Ancak bu sistemlerde ısı pompası tüm ısıtma ihtiyacını karşılayabilecek oranda büyük seçilmelidir (Bakırcı ve Yüksel 2003).

Toprak kaynaklı ısı pompaları hava kaynaklı olanlara göre birçok avantaja sahiptirler. Bu avantajlar şu şekilde sıralanabilir (Kıncay 2008);

- Çalışmak için daha az enerjiye ihtiyaç duyarlar,
- Havaya kıyasla daha istikrarlı olan toprak veya yer altı suyu sıcaklıklarını kaynak sıcaklığı olarak kullanırlar,

- Dış ortam sıcaklıklarının çok düşük olduğu zamanlarda bile ek bir ısıtma kaynağına ihtiyaç duymazlar,
- Daha az soğutucu akışkan kullanırlar,
- Daha basit bir tasarımları olduğundan daha az bakıma ihtiyaç duyarlar,
- İklimlendirilecek mekânın içerisine kurulma zorunlulukları yoktur.

En önemli dezavantajları ilk yatırım maliyetlerinin hava kaynaklı ısı pompalarına kıyasla yaklaşık % 30 – 50 daha fazla olmasıdır. Maliyetteki bu fazlalığın sebebi, ısı değiştiricilerin toprak altına yerleştirilmesinde karşılaşılan zorluklardır (Özgener ve Hepbaşlı 2007). Ancak bir kez bu işlem tamamlandıktan sonra sistemin çalıştığı yıllar boyunca işletme maliyetleri daha düşük olmakta ve bu sayede tasarruf edilebilmektedir. Bu tasarruf, toprak kaynaklı ısı pompalarının COP değerlerinin 3'ün üzerinde olması ancak buna karşılık hava kaynaklı olanlarda 2 civarında olması ile sağlanmaktadır (Özgener ve Hepbaşlı 2007).

3.2.1.4. Güneş enerjisi kaynaklı ısı pompaları

Fosil kökenli enerji kaynaklarındaki azalma ve gelecekte tamamen biteceklerine ilişkin araştırmalar, insanları yeni enerji kaynaklarına yöneltmiştir. Bu enerji kaynaklarından bir tanesi de bol ve temiz bir enerji kaynağı olması açısından ilgi toplayan güneştir. Güneş enerjisinin diğer enerji kaynaklarına göre birçok avantajı bulunmaktadır. Her şeyden önce güneş enerjisi sınırsız, temiz ve yerel uygulamalar için elverişlidir. Enerjiye ihtiyaç duyulan hemen her yerde güneş enerjisinden faydalanmak mümkündür. Özellikle önemli derecede güneş alan ülkemizde bu enerjinin kullanılması hem çevre kirliliğinin azaltılması hem de ülke ekonomisine katkı sağlaması açısından son derece önemlidir. Güneş enerjisi dışa bağımlı değildir ve bu sayede ekonomik krizlerden de etkilenmez.

Güneş enerjisini düşük sıcaklık uygulamaları ile ısı pompalarında kullanmak mümkündür. Bu sistemler, yatırımcılar, bilim adamları ve şehir yöneticileri tarafından her geçen gün daha fazla ilgi görmektedir. Güneş enerjisinden faydalanılarak oluşturulan sistemlerin verimlerinin ve uygulanabilirliğinin artırılması için

izlenebilecek yollardan bir tanesi, sistemi ısı pompası ile birlikte tasarlamaktır. Güneş enerjili ısı pompası sistemleri, ısı pompası teknolojisi ile güneş enerjisi uygulamalarını karşılıklı fayda sağlayacak şekilde birleştiren sistemlerdir.

Isı pompasının düşük sıcaklıktaki ısı ihtiyacı yine güneş enerjisinin düşük sıcaklık uygulamaları ile karşılanabilir ve bu sayede daha küçük boyutlarda bir güneş enerjisi sistemi kullanılacağından maliyetler de azalır. Güneş enerjili ısı pompası teknolojileri gelişmiş durumda olmasına ve tasarım için güvenilir hesap yöntemleri bulunmasına karşın sistemin verimli bir şekilde uygulanabilmesi için elde edilen güneş enerjisinin yanı sıra depolama olanakları da dikkate alınmalıdır.

Güneş enerjili ısı pompası sistemleri direkt ve endirekt genişmeli olmak üzere iki şekilde tasarlanabilmektedir. Güneş kaynaklı ısı pompalarında birçok ısıtma uygulaması direkt genişmeli olarak tasarlanmış olsa da son yıllarda ikinci bir akışkan çevrimi kullanan endirekt sistemler de yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır. Hatta bu sistemler her geçen gün direkt sistemlerin yerini almaktadır. Endirekt sistemler CFC ve HCFC gazlarının sistemden sızmasını engelleyebilmeleri açısından daha avantajlıdır.

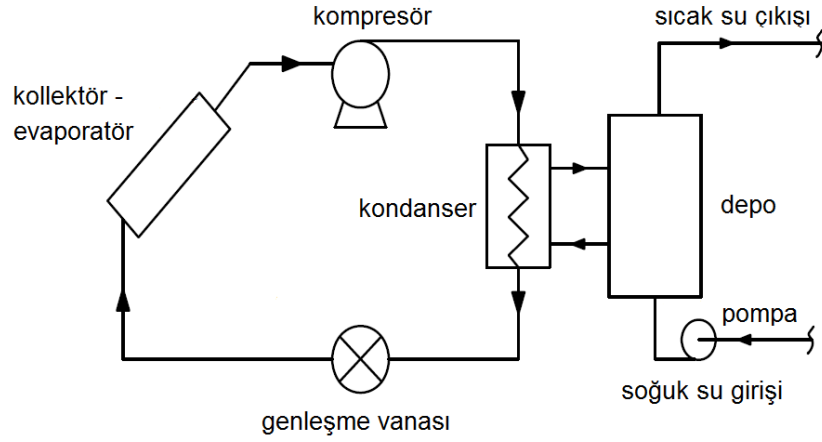
Direkt Sistemler:

Direkt genişmeli sistemler temel olarak, evaporatör görevi gören düzlemsel güneş kollektörü, kompresör, kondenser, genişleme vanası ve depodan oluşur. Isı pompasının evaporatörü, güneş enerjisinden direkt olarak faydalanabilir. Bu şekilde tasarlanan ısı pompaları havanın açık olduğu günlerde güneş enerjisinden, kapalı olduğu günlerde ise çevre havasından yararlanır. Tipik bir direkt genişmeli sistem Şekil 3.2'den görülebilir.

Direkt genişmeli güneş enerjisi kaynaklı ısı pompası sistemlerinin çalışma prensibi hava kaynaklı ısı pompası sistemleri ile aynıdır. Bu sistemlerin hava kaynaklı ısı pompalarından tek farkı, birincil enerji kaynağı olarak güneş enerjisini kullanırken, havayı ek bir enerji kaynağı olarak kullanmasıdır. Bu sistemlerde kollektör ve ısı pompasının evaporatörü tek bir devrede bağlıdır ve soğutucu akışkan, birleştirilmiş

güneş kolektörü – evaporatör sisteminde güneş ışınımından aldığı enerji ile faz değiştirerek sıvıdan gaz haline geçer.

Direkt genleşmeli bir sistemin ısıl performansı, kolektörün ve ısı pompası evaporatörünün tek bir birimde birleştirilmesinden dolayı öncelikli olarak güneş enerjisinden etkilenir. Isı transfer akışkanının kolektör içerisindeki sirkülasyonu sırasında kolektör sıcaklığı zamanla düşer ve çevre sıcaklığının biraz üzerindeki bir seviyeye gelir. Bu durum kolektör ve çevre sıcaklığı arasındaki farkın azalmasından dolayı kayıpları da azaltacağından kolektör verimini arttıracaktır. Ayrıca bu durum sayesinde ısı pompasının verimi de artar. Isı transfer akışkanının daha verimli çalıştığı, kolektörden daha çok ısı çektiği bir koşulda evaporatör de daha yüksek sıcaklıkta çalışabilecektir. Bilindiği üzere verilen bir yoğuşma sıcaklığında, evaporatör sıcaklığının artması ısı pompası verimini artırır (Chata vd 2005).



Şekil 3.4. Direkt genleşmeli güneş enerjisi kaynaklı ısı pompası sistemi (Li ve Yang 2009)

Endirekt Sistemler:

Endirekt sistemlerde evaporatör ile evaporatör tarafından ısının çekildiği veya aktarıldığı ortam arasında ikinci bir akışkan kullanılır. Endirekt sistemler genellikle

birçok mekânın aynı anda ısıtılması veya soğutulması gereken durumlarda veya toprak kaynaklı ısı pompaları gibi uzun borulama hatlarına ihtiyaç duyulan uygulamalarda tercih edilebilir.

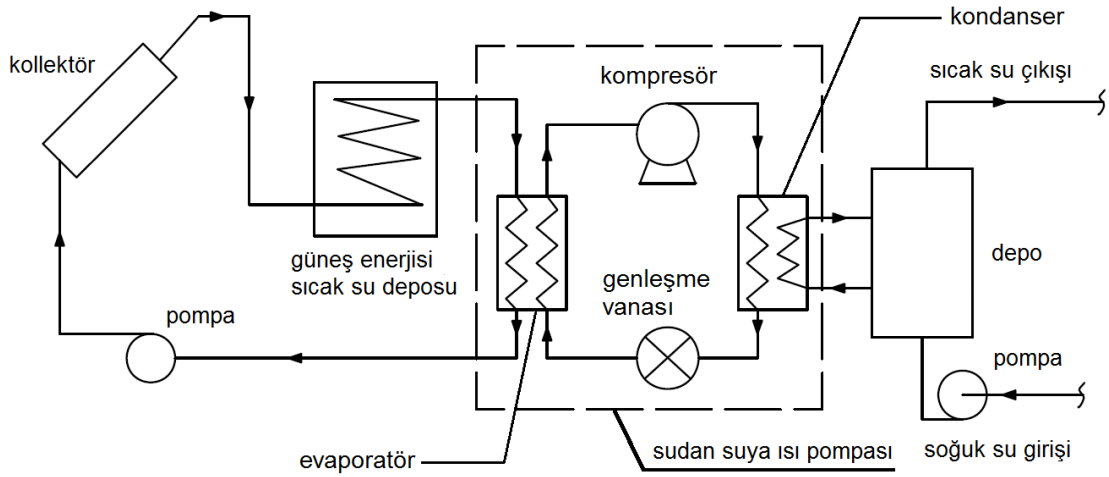
Endirekt sistemler birincil ısıtma ya da soğutma çevirimi ile bir tanesi evaporatör diğeri kondenser tarafında olmak üzere ikincil çevrimlerden oluşur. İkincil çevrimlerden bir tanesi ısı kaynağından veya soğutulacak olan ortamdan aldığı ısıyı evaporatöre aktarır. Diğeri ise kondenserdan aldığı ısıyı sistemden uzaklaştırır veya herhangi bir ortamı ısıtır. Isı pompası çevrimi ve ikincil çevrimler direkt genleşmeli sistemlerden farklı olarak seri bağlıdır. Kollektörler, güneş enerjisini absorbe ederek elde ettiği enerjiyi içerisinden geçen akışkana aktarır ve bu akışkan da güneşten aldığı enerjiyi depodaki suya aktararak kollektöre geri döner. Bu işlem bir sirkülasyon pompası yardımıyla gerçekleşir. Daha sonra evaporatör, depodan ısı çekerek ısı pompası çevrimindeki işlevini gerçekleştirir. Sistemin şematik gösterimi Şekil 3.3’de görülebilmektedir. Depo hacmi, kullanılan kollektör alanına ve elde edilen faydalı enerjiye göre belirlenir. Kollektör ve evaporatörün birleştirilmediği endirekt sistemlerde evaporatör ile ısı çekilen ortam arasında 10 – 15 C° sıcaklık farkı oluşur (Chata vd 2005).

Enerji bilindiği üzere duyulur ve gizli olmak üzere iki şekilde depolanabilmektedir. Duyulur ısı depolamada kullanılan en uygun maddelerden biri sudur. Ancak su ile yapılan depolamada depo içerisinde her noktada aynı sıcaklığın elde edilebilmesi için deponun karıştırılması gerekir. Aksi halde depo içerisinde sıcak ve soğuk su katmanları oluşacaktır. Havalı ısıtma sistemlerinde enerjinin depolanması genellikle çakıl taşları ile yapılır. Çakıl taşları ucuz olmaları ve kolay temin edilebilmeleri sayesinde tercih edilirler.

Gizli ısı depolamada ise maddelerin faz değişimleri sırasında iç enerjilerindeki artıştan faydalanılır ve sabit sıcaklıkta ısı depolanır. Bütün maddeler faz değiştirebilir ancak bazı faz değişimleri istenilen sıcaklıkta değildir. Faz değiştiren maddelerde ısı depolanması için gerekli hacim, duyulur ısı depolamaya göre daha küçüktür. Ancak

daha pahalı bir yöntemdir (Bakırcı ve Yüksel 2003). Gizli ısı depolama sabit sıcaklık sağlayabildiğinden, ısı pompaları için en uygun depolama yöntemidir.

Isı pompası sistemlerindeki soğutucu akışkan kayıplarının azaltılması gerekliliği endirekt sistemler üzerine ilginin artmasını sağlamıştır. Bu kayıpların azaltılması CFC ve HCFC gibi gazların atmosfere salınmasında çeşitli kanun ve yönetmeliklerle getirilen kısıtlamalar ile zorunlu hale getirilmiştir. Bu zorunluluklar ve ısı pompası sisteminde kullanılan soğutucu akışkanlar ilerleyen bölümlerde detaylı olarak açıklanacaktır.



Şekil 3.5. Endirekt genişmeli güneş enerjisi kaynaklı ısı pompası sistemi (Li ve Yang 2009)

Endirekt sistemlerin avantajları şu şekilde sıralanabilir (Melinder 2003);

- İkinci bir akışkan devresine sahip olan endirekt sistemler, fabrika çıkışı olarak kapalı ve kompakt bir soğutma çevrimine sahip olduklarından kullanımları sırasında daha az akışkan kaybederler ve buna bağlı olarak direkt genişmeli sistemlere göre % 5 – 15 civarında daha az akışkana ihtiyaç duyarlar.
- Uygulamanın yapıldığı yerde soğutucu akışkan takviyesi için bir borulama yapılmasına gerek yoktur. Soğutma çevrimindeki tüm kaynaklı birleştirme işlemleri fabrika ortamında yapıldığından akışkanın sızma riski daha azdır.

- Endirekt bir sistem uygulamada önemli esneklikler sağlayabilmektedir. İkincil çevrimin borulama ve uygulamasında değişiklikler yapmak ısı pompası çevriminde yapmaktan daha kolaydır. Sistem, ihtiyaç duyulması halinde üçüncü veya daha fazla çevrimlerin eklenmesine de elverişlidir.
- Ülkeden ülkeye uygulamalar değişmekle beraber, çevreye zararı olan akışkanların kullanımının azaltılması ve doğal akışkanların tercih edilmesi ortak görüştür. Bu durum endirekt sistemlerin kullanımının artmasında doğrudan bir etkindir.

Endirekt sistemlerin dezavantajları ise şunlardır (Melinder 2003);

- Bu sistemlerdeki en önemli dezavantaj olarak görülebilecek durum, ikinci bir soğutucu akışkan çevriminin kullanılmasından doğan ek maliyetlerdir. İkinci bir çevrim, sistemde pompa, borulama ve ek ısı değiştiricileri kullanma gerekliliği açısından maliyetleri arttırmaktadır.
- Endirekt sistemlerde ısı pompası devresinde dolaşan aracı akışkan ve ikincil devredeki aracı akışkan arasında gerçekleşen ısı transferinde bir miktar kayıp oluşmaktadır. Bu durum daha düşük buharlaşma sıcaklığı ve basıncının oluşması ile sonuçlanabilir.

Dezavantaj olarak ifade edilen bu durumların endirekt sistemlerin kullanımını azaltmadığı, aksine gün geçtikçe kullanımları arttığı unutulmamalıdır. Son teknolojiler ile geliştirilen ve anlık olarak ihtiyaç duyulan debiye göre pompalama yapabilen hız kontrollü sirkülasyon pompaları endirekt sistemlerde enerji tasarrufuna imkan vermektedir. Özellikle soğutma uygulamalarında kondenserden atılan ısıdan ikincil bir çevrim kullanarak faydalanmak çok daha kolaydır. İkincil bir çevrimin sisteme diğer bir faydası da oluşabilecek bir kaçak durumunda sızma riski olan akışkan genellikle su olduğundan, sentetik gazların sızması durumuna göre çevreye verilecek zarar çok daha az olmaktadır (Melinder 2003).

Bu çalışmada kullanılan sistem, güneş enerjisi destekli su kaynaklı endirekt genleşmeli bir ısı pompası sistemidir. Sistemin çalışma prensibi, ilerleyen bölümlerde detaylı bir şekilde açıklanacaktır.

3.2.2. Isı pompası elemanları

Isı pompalarında bulunması gereken temel elemanlar şu şekilde sıralanabilir;

- Kompresör
- Kondenser
- Evaporatör
- Genleşme vanası

Kompresörler

Alçak basınçta, doymuş buhar veya kızgın buhar fazındaki aracı akışkanı sıkıştırarak, yüksek basınçta kızgın buhar fazına getirir. Kompresörler termodinamik açıdan sürekli akışlı açık sistemlerdir. Bu sistemlerde kontrol hacmi içerisinde kütle, hacim ve toplam enerji sabittir. Kontrol hacminde hiçbir özellik zamanla değişmez.

Isı pompası sistemlerinde kullanılan kompresörlerin bazı özelliklere sahip olması istenir. İdeal olarak nitelendirilebilecek kompresörlerde bulunması istenen özelliklerden bazıları sürekli kapasite kontrollü, geniş bir yük değişimi rejimine uygun ve uzun ömürlü olmasıdır (Yamaç 2005). Kompresörlerin hermetik, pozitif sıkıştırmalı (paletli dönel, helisel tip dönel), santrifüj gibi tipleri bulunabilir.

Evaporatörler

Soğutucu akışkanın belirli bir kaynaktan ısı çekerek buharlaştığı elemandır. Kondenserden gelen yüksek basınçlı akışkan genleşme vanasında adyabatik olarak genişletildikten sonra sıvı buhar karışımı haline gelir ve evaporatöre girer. Bu noktada akışkanın büyük bir kısmı sıvıdır. Evaporatörde ısı alarak buharlaşan akışkan, doymuş buhar veya kızgın buhar fazında kompresöre girer. Evaporatör tasarımında soğutucu

akışkanın hızlı bir şekilde buharlaştırılması, iyi bir ısı geçişinin olması gibi parametreler göz önünde bulundurulmalıdır.

Kondenserler

Soğutucu akışkanın evaporatörde aldığı ısıyı ortama aktardığı eleman kondenserdir. Kondenserde ısını veren akışkan doymuş sıvı veya sıkıştırılmış sıvı fazına geçer. Kondenserdeki süreç sırasıyla kızgınlığın alınması, akışkanın yoğuşması ve aşırı soğutmadan oluşan üç aşamada gerçekleşir. Kondenserler su veya hava soğutmalı olabilmektedir.

Genleşme Vanaları

Isı pompası sisteminde bulunan diğer bir eleman genleşme vanasıdır ve görevi kondenserdan sıvı halde çıkan akışkanın basıncını düşürerek evaporatöre ulaştırmaktır. Ayrıca kompresör durduğunda alçak ve yüksek basınç devreleri arasında yüksek basınç bölgesindeki akışkanın alçak basınç bölgesine geçmesini sağlar ve böylece her iki basınç seviyesi arasında dengeleme yaparak ilk kalkışlarda kompresörü büyük basınç yüklerinden korur (Yamaç 2005).

Standart ısı pompası çevrimindeki elemanlara ek olarak endirekt sistemlerde sirkülasyon pompaları, ısı değiştiriciler, hava temizleme filtreleri, buz çözme cihazları gibi elemanlar bulunabilir.

Pompalar

Endirekt sistemlerde kullanılan pompaların doğru kapasitelerde seçilmesi önemlidir. Pompanın kullanılacağı ikincil sistemdeki akışkanın yoğunluğu ve viskozitesi bu seçimlerde önemli rol oynar. Tasarımda yanlış seçilen pompalar önemli oranda fazladan enerji tüketimine neden olabilirler.

Bir çok farklı çeşitte sirkülasyon pompası bulunmaktadır. Temel olarak kuru ve ıslak rotorlu olarak sınıflandırılırlar. Pompa seçilirken tercih frekans kontrollü olursa sistemin anlık ihtiyaçlarına daha iyi cevap veren enerji verimli bir pompa kullanılmış olur.

Isı Değiştiriciler

Sistemde evaporatör ve kondenser ile temas halinde olan ve bu elemanların kaynak olarak kullandığı ya da ısı attıkları veya çektikleri ortamlarla aralarındaki ısı transferini gerçekleştiren elemanlardır.

3.2.3. Isı pompalarında kullanılan soğutucu akışkanlar

Bu bölümde ısı pompalarında kullanılan soğutucu akışkanlar hakkında bilgiler verilerek mevcut çalışmada kullanılan R410A soğutucu akışkanının tercih edilme sebebi açıklanacaktır. Bir ısı pompası çevriminde buharlaşma ve yoğuşma proseslerini gerçekleştirerek ısı alışverişini sağlayan akışkanlara soğutucu veya aracı akışkan adı verilir. Soğutucu akışkan olarak freonlar, kloroflorokarbonlar (CFC), hidrofloroklorokarbonlar (HCFC), amonyak propan (C_2H_2), bütün (C_3H_8) gibi hidrokarbonlar, CO_2 gibi kimyasallar kullanılmaktadır. En sık kullanılan soğutucu akışkan freonlardır. Ancak son yıllarda yapılan araştırmalar, bu akışkanların büyük bir çoğunluğunun ozon tabakasına zarar vererek sera etkilerine neden olduklarını göstermiştir. Bu nedenle birçok ülkede CFC'lerin kullanımı kısıtlanmış veya yasaklanmıştır. Bu zararlı akışkanlar yerine kullanılmak üzere R134A, R410A, R407C gibi yeni akışkanlar geliştirilmiştir.

Soğutucu akışkanlardan beklenen özelliklerden bazıları şu şekildedir (Yamaç 2005);

- Pozitif buharlaşma basıncı olmalıdır. Sızmaları önlemek amacıyla buharlaşma basıncı çevre basıncından yüksek olmalıdır.
- Düşük yoğuşma basıncına sahip olmalıdır.

- Buharlaşma gizli ısısı yüksek olmalıdır. Bu sayede sistemde daha fazla gaz akışkan kullanılabilir.
- Kimyasal olarak aktif olmamalıdır. Tesisat malzemesini etkilememesi, korozif olmaması, yağlama yağının özelliğini değiştirmemesi gerekir.
- Yanıcı, patlayıcı ve zehirleyici olmamalıdır.
- Kaçakların kolaylıkla tespit edilebileceği özellikte olmalıdır (koku ve renk).
- Ucuz olmalıdır.
- Isıl geçirgenliği yüksek olmalıdır.
- Donma sıcaklığı düşük olmalıdır.
- Özgöl hacmi ve viskozitesi de düşük olmalıdır.

CFC ve HCFC gibi gazların atmosfere salınması konusunda çeşitli kanun ve yönetmeliklerle kısıtlamalar getirilmiştir. 1987 yılında birçok ülkenin katılımı ile imzalanan Montreal protokolü ile CFC ya da freon olarak bilinen gazların kullanımının sınırlandırılması konusunda anlaşmaya varılmıştır. Bu anlaşma sentetik akışkanların ısı pompası sistemlerindeki kullanımını değiştiren bir sürecin başlangıcı olmuştur. 1989 yılında İsveç Çevre Koruma Ajansı tarafından yayınlanan ve soğutucu akışkanların atmosfere salınımı ile ilgili yasaklamalar getiren bildiri İsveç'te etkili olmuştur. Bu bildiride bir soğutucu akışkanın ozon tabakasına verdiği zarar ozon tüketim potansiyeli olarak adlandırılmıştır. 1997'de imzalanan Kyoto protokolünde, çevreye zarar veren ve sera etkisi olarak da bilinen küresel ısınmaya neden olan kimyasallar ile ilgili önemli kararlar alınmıştır. Bu anlaşmanın temel amacı CFC, HCFC ve HFC gibi sentetik gazlar yerine amonyak, hidrokarbonlar ve karbondioksit gibi doğal akışkanların kullanımının sağlanmasıdır.

Türkiye'nin sentetik gazların kullanımı ile ilgili izlediği yol incelendiğinde ise 19 Aralık 1991 tarihinde Montreal protokolüne taraf olarak tüm değişiklikleri kabul ettiği görölmektedir. Ülkemizde 12 Kasım 2008 tarih ve 27052 sayılı Resmi Gazete'de 'Ozon Tabakasını İncelten Maddelerin Azaltılmasına İlişkin Yönetmelik' yayımlanmıştır. Bahsi geçen yönetmelik ile çeşitli gazların kullanımı şu şekilde sınırlandırılmıştır;

- Kloroflorokarbon (CFC) kullanımı 2006 yılı itibariyle sıfır tona indirilmiştir. 01.01.2008 tarihinden itibaren zorunlu kullanım alanları da dâhil olmak üzere tüm ithalatı yasaklanmıştır.
- Halonların ithalatı 01.01.2008 tarihinden itibaren yasaktır. Ancak rehabilite edilmiş halonların kullanımına izin verilmektedir. Türkiye Halon Bankası (TÜHAB) 31.12.2011 tarihine kadar iç piyasadaki talebin karşılanmasına ilişkin faaliyet göstermiştir. Bu gazların 01.01.2012 tarihinden itibaren 31.12.2015 tarihine kadar sadece zorunlu kullanımı serbesttir.
- Ülkemiz kloroflorokarbon (CFC) grubu gazların kullanımına son verilmesinde olduğu gibi, hidrofloroklorokarbon (HCFC) grubu gazların kullanımına da son verecektir. HCFC grubu gazların ithalatı 2007 yılı ithalat miktarları esas alınarak 1.1.2009'dan itibaren kotaya tabi tutulmuştur. Bu maddeler bir takvim çerçevesinde azaltılarak 01.01.2015 tarihinde servis amaçlı kullanımları hariç ithalatına son verilecektir.

Ayrıca bahsi geçen yönetmeliğin yürürlüğe girdiği tarihten itibaren ozon tabakasını incelten maddelerden herhangi birini üretmek, bunları kullanarak üretim yapan yeni tesis kurmak ve kapasite arttırmak üzere tesis veya ünite kurmak yasaktır.

Montreal protokolünde alınan kararlara uygun olarak başta R22 olmak üzere HCFC gazlarından uzaklaşmaktadır. R22 soğutucu akışkanına alternatifler düşünülürken iki bakış açısı ile hareket edilmiştir. İlk yaklaşım, R22'ye benzer özellikler gösterecek ve onun yerini alabilecek bir ürün geliştirmek olmuştur. Bu amaçla geliştirilen R407C akışkanının, R22'nin yerini alabilecek özelliklere sahip olduğu dünya çapında kabul edilmiştir. R22 soğutucu akışkanına alternatif geliştirmek için izlenen ikinci yol ise var olan uygulamalarda R22'ye göre tasarlanmış ekipmanların yeniden boyutlandırılması ve gerekli değişikliklerin yapılması koşuluyla iyi performans gösterebilecek yeni akışkanların geliştirilmesidir. Bu amaçla geliştirilen ve R22'den daha iyi termodinamik özelliklere sahip olan akışkan R410A olmuştur (Leach 2011).

Alternatif olarak geliştirilen soğutucu akışkanların performansları, kullanımı yasaklanan gazlar ile karşılaştırıldığında daha düşük seviyelerde kalmaktadır. Yapılan

çalışmalarda direkt genleşmeli sistemin performansı çeşitli akışkanların kullanıldığı durumlar için incelenmiştir. Çalışmada en yüksek performansın R12 akışkanında alındığı görülmüştür. Daha sonra R22 ve R134a akışkanları gelmektedir. R12 ve R22 akışkanlarının sistemde kullanılamamasının % 2 – 4 arası bir verim kaybına neden olduğu görülmüştür. Karışımlı akışkanlar olan R410A, R404A ve R407C arasından en verimli olan R410A olmuştur. Ancak bu akışkanın kullanılması halinde bile ısı pompasının COP değeri, R12 ve R22 akışkanlarının kullanıldığı sistemlere kıyasla yaklaşık % 15 – 20 daha düşük olmaktadır (Chata vd 2005).

Kloroflorokarbon (CFC) soğutucu akışkanlar ticari olarak ilk kez 1931 yılında R12 soğutucu akışkanı ile kullanılmaya başlanmıştır. Daha sonra 1932 yılında R11, 1933 yılında R114, 1934’de R113 ve 1936’da ise hidrokloroflorokarbon (HCFC) olan R22 imal edilmiştir. 1963 yılı itibariyle bu beş soğutucu akışkan toplam üretim yaklaşık % 98’ini oluşturmuştur. Yamaç (2005) tarafından, bu kimyasalların zehirsiz, alev almayan ve uzun ömürlü oldukları ortaya konulmuştur. Klorodifluorometan (R22 veya HCFC-22) ile karşılaştırıldığında ozon tabakasını inceltme potansiyeli daha düşük olan bu gaz, CFC’lerin kullanımından vazgeçildiği geçiş döneminde termodinamik özelliklerinin iyi olması açısından çok kullanışlı olmuştur. Ancak bu gazların kullanımı da 21. yüzyılın ilk yarısında kademeli olarak bırakılacağı için çevresel faktörler açısından kabul edilebilir alternatifler arayışına girilmiştir. Bu amaçla geliştirilen R407C ve R410A soğutucu akışkanlarının CFC’lerin yerini alması beklenmektedir.

Soğutucu akışkanlar arasında yaygın olarak kullanılan bazı akışkanlar şunlardır;

- **R12 (CCl₂F₂)** : Soğutucu akışkan olarak en yaygın kullanıma sahip olan akışkandır. Zehirli, patlayıcı veya yanıcı olmaması sayesinde güvenilirdir. En önemli özelliği hemen hemen tüm çalışma şartlarında özelliğini kaybetmeden kalabilmesidir. Ancak direkt olarak bir ısı kaynağına maruz kalırsa zehirli bileşenlerine ayrılabilir. Kondenserde ısı transferi ve yoğuşma sıcaklıkları bakımından iyi sonuç verir. Yağ zc (solvent) zelliği, kondenser ve evaporatör yüzeylerinde yağın toplanmasını engelleyerek ısı geçişinin azalmasını önler (Yamaç 2005).

- **R22 (CHClF₂)** : Diğer fluoroklorokarbon soğutucu akışkanlar gibi R22 de emniyetle kullanılabilir zehirsiz, yanmayan, patlamayan bir akışkandır. R22, derin soğutma uygulamalarına cevap vermek üzere geliştirilmiş bir soğutucu akışkandır, fakat paket tipi klima cihazlarında, ev tipi ve ticari tip soğutucularda daha kompakt kompresör gerektirmesi (R12'ye nazaran takriben 0.60 katı) ve dolayısıyla yer kazancı sağlaması yönünden tercih edilir. Çalışma basınçları ve sıcaklıkları R12'den daha yüksek seviyede ve fakat birim soğutma kapasitesi için gerekli tahrik gücü takriben aynıdır (Yamaç 2005).
- **R134a (CF₂CH₂F)** : Termodinamik ve fiziksel özellikleri ile R12'ye en yakın soğutucudur. Halen ozon tüketme katsayısı sıfır olan ve diğer özellikleri açısından en uygun soğutucu maddedir. Araç soğutucuları ve ev tipi soğutucular için en uygun olan alternatiftir. Yüksek ve orta buharlaşma sıcaklıklarında ve / veya düşük basınç farklarında kompresör verimi ve sistemin COP değeri R12 ile yaklaşık aynı olmaktadır (Yamaç 2005). Düşük sıcaklık için çift kademeli sıkıştırma gerekmektedir. R134a, mineral yağlarla uyumlu olmadığından poliolester veya poliolalkalinglikol bazlı yağlarla kullanılmalıdır (Yamaç 2005).
- **R143a (CF₃CH₃)** : R502 ve R22'nin uzun dönem alternatifi olarak kabul edilmiştir. Amonyak kullanımının uygun olmadığı düşük sıcaklık uygulamalarında kullanılmaktadır. Yanıcı özelliğe sahip olduğundan dönüşüm ve yeni kullanımlarda güvenlik önlemleri göz önünde tutulmalıdır. Sera etkisi R134a'ya göre iki kat daha fazladır. R125 ve R134a ile birlikte değişik oranlarda kullanılarak R404A gibi karışımlar elde etmek için kullanılmaktadır (Yamaç 2005).
- **R407A / R407B / R407C**: R407A, R407B ve R407C akışkanları, R32, R125 ve R134a'dan oluşan ve R502 için alternatif kabul edilen zeotropik karışımlardır. R407C, ozon inceltme özelliği bulunmayan üç farklı hidroflorokarbon akışkanın karışımından elde edilmektedir. R22 soğutucu akışkanına yakın özellikler gösterir (DuPont Suva 2012).

- **R410A:** R32 ve R125'den oluşan (ağırlıkça % 50 oranında) ve R22 için alternatif kabul edilen yakın azeotropik bir karışımdır. Teorik termodinamik özellikleri R22 kadar iyi değildir. Ancak ısı transfer özelliği oldukça iyidir. R22 – R410A dönüşümünde sistemin yeniden tasarlanması gerekmektedir. Bu değişim yapıldığı takdirde sistem verimi R22'ye göre % 5 daha iyi olmaktadır. R410A yine ozon inceltici özellik göstermeyen iki hidroflorokarbon akışkanın karışımından oluştuğu için sera etkisi yaratmaz (DuPont Suva 2012).

Bu çalışmada simüle edilen sistemde R410A akışkanının kullanıldığı varsayılmıştır. Ekserji ve enerji analizleri yapılırken hem suyun hem de R410A soğutucu akışkanının termodinamik özelliklerine ihtiyaç duyulmaktadır. Bu özelliklerin hesaplanması için en basit ve ilk akla gelen yöntem doyma eğrilerine ait denklemlerin sıcaklığın bir fonksiyonu olarak elde edilmesi düşüncesidir. Ancak doyma basıncı, özgül hacim, yoğunluk, entalpi, iç enerji, entropi, ısı iletim katsayısı ve viskozite gibi termodinamik özelliklere ait doyma eğrilerinin sıcaklığın bir fonksiyonu olarak elde edilmesi için eğri uydurma zordur. Bunun sebebi kritik nokta civarında özelliklerin çok hızlı değişmesidir. Bu nedenle oluşturulacak bir eğride hata oranı yüksek olacaktır. Bunun yerine doyma bölgesinin modellenmesinde kübik şerit interpolasyon yöntemi ile eğri uydurma yoluna gidilmiş ve özellikler bu matematiksel yöntem yardımıyla hesaplanmıştır. Kübik şerit uydurmanın temeli tüm noktalardan geçen polinomlarla noktaları bağlamaktır. Kübik şerit uydurma matematiksel yöntemi çalışmanın gerçekleşmesi için bir araç olduğundan detayları burada sunulmamıştır.

3.2.4. Güneş enerjisi destekli su kaynaklı ısı pompası sisteminin termodinamik analizi

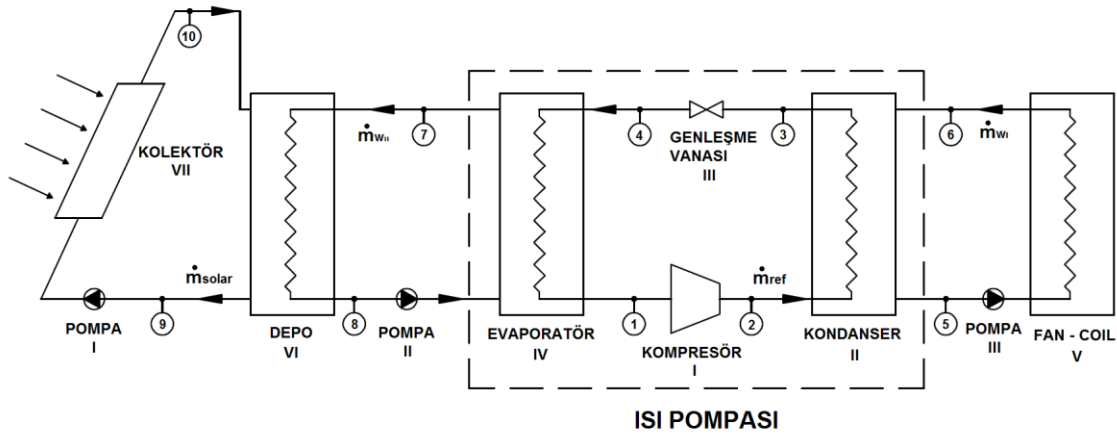
Bu bölümde, çalışmada incelenen sistem tanımlanacak ve sistemin termodinamik analizinde kullanılan kabuller ve denklemler detaylı olarak açıklanacaktır. Çalışmada analizi yapılan hacim ısıtma amaçlı, güneş enerjisi destekli, su kaynaklı ısı pompası sisteminin şematik gösterimi Şekil 3.4.'de verilmiştir. Sistem endirekt genişlemeli bir ısı pompası sistemidir. Daha önceki bölümlerde açıklandığı üzere endirekt genişlemeli bir sistemde ısı pompası çevrimine ek olarak ikincil bir akışkan kullanan çevrimler vardır.

Bu sistemde ısı pompası çevrimi için R410A soğutucu akışkanı kullanıldığı varsayılırken, ısı pompası – fan coil ünitesi, ısı pompası – depo ve kollektör – depo arasındaki çevrimlerde ise su kullanıldığı kabul edilmiştir. Isı pompasının ideal buhar sıkıştırılmalı mekanik soğutma çevrimi prensibi ile çalıştığı varsayılmıştır.

Şekil 3.4’de verilen sistem şemasındaki numaralandırmalara göre sistemin çalışma prensibi açıklanırsa,

- 1 noktası evaporatörün çıkış, kompresörün giriş noktasıdır. R410A akışkanı bu noktada doymuş buhar fazında ve evaporatör basıncındadır.
- 2 noktasında kompresörde sıkıştırılarak üst basınca çıkarılan ve kızgın buhar fazına geçen akışkan kondenser girişine gelir.
- Kondenserde ısını fan coil hattına veren akışkan sabit sıcaklıkta yoğuşur ve doymuş sıvı haline gelir. Kondenser çıkışında 3 noktasındaki akışkanın basıncı yüksektir ve evaporatöre girmeden önce basıncının düşürülmesi gerekir. Bu nedenle genişleme vanasından geçer.
- 4 noktası genişleme vanasının çıkış, evaporatörün giriş noktasıdır. Bu noktada akışkanın basıncı evaporatör basıncına indirilmiştir ve akışkan sıvı – buhar karışımı fazındadır. Bu şekilde evaporatöre giren akışkan depo hattından aldığı ısı ile buharlaşır ve çevrimi tamamlamak üzere 1 noktasına döner.
- 5 ve 6 noktaları arasındaki çevrim fan coil çevrimidir. Bu çevrim kondenserden ısı alarak hem ilgili hacmin ısıtma işini gerçekleştirir, hem de ısı pompası çevrimindeki akışkanın yoğuşmasını sağlar. 5 noktası kondenserden çıkan su hattıdır ve yüksek sıcaklıktadır. ısını fan coil ünitesine aktardıktan sonra 6 numaralı hat ile daha düşük sıcaklıkta kondensere döner. Çevrim bir sirkülasyon pompası (Pompa III) yardımı ile gerçekleşir.
- 7 ve 8 noktaları depo ve evaporatör arasındaki çevrimdir. Evaporatör, güneş kollektörlerinden aldığı enerji ile ısınan depodan ısı çekerek ısı pompası çevrimindeki R410A akışkanın buharlaşmasını sağlar. Başka bir deyişle evaporatör depoyu kaynak olarak kullanmaktadır. 7 noktası evaporatörden depoya dönen düşük sıcaklıktaki hat iken, 8 noktası bir sirkülasyon pompası (Pompa II) ile evaporatöre gönderilen daha yüksek sıcaklıktaki depo suyudur.

- 9 ve 10 noktaları arasındaki çevrim, sistemin güneş enerjisi tarafından sağlanır. Burada güneş enerjisi kullanılarak kolektörlerde ısıtılan su depoya gönderilmesi sağlanır. Depoya ısıtılan suyu vererek soğuyan akışkan 9 numaralı hat ile kolektöre döner. Daha sonra kolektörde ısıtılan su 10 numaralı hat ile depoya geri beslenir. Benzer şekilde bu çevrim de sirkülasyon pompası ile gerçekleşmektedir. Bu çevrimde işlemi gerçekleştiren pompa, sistem şemasında I numara ile gösterilmiştir.



Şekil 3.6. Hacim ısıtma amaçlı güneş enerjisi destekli su kaynaklı ısı pompası sisteminin şematik gösterimi

Sistemde kullanılan depo, güneş ışınımı ile ısınmakta ve depo suyu sıcaklığı anlık olarak değişmektedir. Uygulamada, deponun sabit sıcaklığa sahip bir kaynak ile desteklenmesi mümkündür. Bu sayede depo, güneş ışınımının olmadığı saatlerde de sıcaklığını koruyabilmektedir. Depoda sabit kaynak sıcaklığı elde edebilmek için yeraltı suları (jeotermal kaynaklar) kullanılabilir. Sistemde sabit sıcaklıkta kaynak kullanılması halinde, sistem COP'leri daha iyi tahmin edilebilmekte ve dalgalanmaların önüne geçilebilmektedir.

Çalışma prensibi açıklanan hacim ısıtma amaçlı, güneş enerjisi destekli, su kaynaklı ısı pompası sisteminin termodinamik analizinin yapılabilmesi için çeşitli kabullerin yapılması gerekir. Bu kabulleri şu şekilde sıralayabiliriz;

1. Tüm prosesler kararlı haldedir ve kararlı akış için potansiyel ve kinetik enerji değişimleri ile kimyasal reaksiyonlar ihmal edilmiştir.
2. Sisteme olan ısı transferi ve sistemden alınan iş pozitifdir.
3. Bağlantı elemanlarındaki ısı transferi ve basınç düşüşleri bu elemanların kısa olması kabulü ile ihmal edilmiştir.

Bilindiği üzere ekserji, P_0 basıncında ve T_0 sıcaklığında sabit olan çevre koşullarında, verilen bir enerjiden alınabilecek maksimum iş olarak tanımlanmaktadır. Herhangi bir enerji formunun ekserjisi, o enerjinin kullanılabilirliği, kalitesi veya değişim yaratma potansiyelinin ölçüsü olarak bilinir. Bir mühendislik tasarımının mümkün olan en yüksek verimde ve minimum maliyette olması beklenir. Tasarım yapılırken hedeflenen bu özelliklere teknik, ekonomik ve yasal koşullar altında etik, ekolojik ve sosyal sonuçlar da göz önüne alınarak ulaşılmaya çalışılmalıdır. Ekserji kavramı da bu amacın gerçekleştirilmesini önemli oranda kolaylaştırır. Ekserji analizleri aynı zamanda tasarım aşamasındaki proseslerin termodinamik iyileştirme potansiyellerini belirlemede kullanılır.

Ekserji her zaman referans olarak alınan bir sıcaklık ve basınca göre hesaplanır ki bu koşullar ölü hal olarak adlandırılır. Bu sınırlandırılmış ölü halde, değerlendirilen sabit bir miktar maddenin sıfır hızda ve değerlendirmenin yapıldığı bölgenin yüksekliğinde kütsel sızdırmaz bir hacim içerisine kapatılmış olduğu varsayılır. Bu maddenin T_0 sıcaklığında ve P_0 basıncında olduğu kabul edilir. Hesaplamalarda çevrenin T_0 ve P_0 değerleri genellikle 1 atm ve 25 C°'de alınır. Hepbaşlı ve Özgener (2005) tarafından bildirildiğine göre Moran, bu özelliklerin uygulamaya bağlı olarak daha farklı alınabileceğini söylemektedir. Örneğin çalışmanın yapıldığı bölgeye ve aya ait ortalama çevre sıcaklığı ve basıncı da ölü nokta özellikleri olarak kabul edilebilir. Mevcut çalışmada ölü hal bu şekilde tayin edilmiştir.

Enerji kaynaklı iyileştirmelerde ekserji analizi, enerji analizlerinin bir parçası olması açısından çok önemlidir. Ekserji analizinin teorisi temel olarak yararlanılabilir enerji kavramına dayanır. Ekserji (kullanılabilirlik), belirli bir haldeki sistemin yapabileceği maksimum iş olarak tanımlanmaktadır. Ekserji, yararlanılabilir enerji, yararlanılabilirlik gibi kavramların hepsi aslında aynı şeyi ifade eder. Benzer şekilde ekserji yok oluşu, ekserji tüketimi, tersinmezlik ve kayıp iş ifadeleri de temelde aynıdır ve bir hal değişimi sırasında kaybolan iş potansiyelini ifade ederler. Bu alandaki terminoloji görüldüğü üzere standart hale getirilememiştir (Hepbaşlı ve Özgener 2005). Bu çalışmada akış ekserjisi, ekserji yok oluşu ve ekserji verimi ifadelerinin kullanılması tercih edilmiştir.

Kütle, enerji ve ekserji denge denklemleri ekserji yok oluşu, enerji ve ekserji verimi ifadelerinin hesaplanmasında kullanılacaktır. Bu denge denklemleri şu şekilde ifade edilebilir;

$$\sum \dot{m}_{giren} = \sum \dot{m}_{çıkan} \quad (3.1)$$

$$\sum \dot{E}_{xgiren} = \sum \dot{E}_{xçıkan} \quad (3.2)$$

$$\sum \dot{E}_{xgiren} - \sum \dot{E}_{xçıkan} - \sum \dot{E}_{xyok\ oluşu} = 0 \quad (3.3)$$

Ekserji dengesi aynı zamanda,

$$\sum \dot{E}_{xgiren} - \sum \dot{E}_{xçıkan} = \sum \dot{E}_{xyok\ oluşu} \quad (3.4)$$

şeklinde ifade edilebilir ve bu denklemin sol tarafı ısı, iş veya kütle ile transfer edilen net ekserji, sağ tarafı ise ekserji yok oluşunun miktarını gösterir. Sistemin ekserji analizi yapılırken, tüm elemanların ekserji yok oluşları hesaplanmıştır. Bu bölümde hesaplamalar için ihtiyaç duyulan denklemler açıklanacaktır.

Ekserji ifadesi debi ve akış ekserjisine bağlı olarak yazılmak istenirse;

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

Burada akış ekserjisi olarak ifade edilen değer;

$$\psi = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (3.6)$$

şeklinde hesaplanabilir. Bu denklemde T_0 ölü hal sıcaklığı (çevre sıcaklığı), h_0 ve s_0 ise bu sıcaklıkta akışkanın entalpi ve entropi değerleridir ve hesaplama yapılan aya bağlı olarak alınmışlardır. Bu ifadeden yararlanılarak Şekil 3.4.'de belirtilen her noktanın akış ekserjisi, ilgili noktanın entalpi ve entropi değerine göre bir saatlik aralıklarla tüm çalışma periyodu için hesaplanmıştır ve bu sayede ekserji yok oluşları bulunmuştur.

Hesaplanan termodinamik özellikler yardımıyla sistemdeki tüm elemanların ekserji verimleri ve iyileştirme potansiyelleri de araştırılmıştır. Ekserji verimi aynı zamanda ikinci kanun verimi olarak da bilinir. Ürün / Yakıt prensibine göre hesaplanan ekserji verimi, çıkan toplam ekserjinin giren toplam ekserjiye oranıdır;

$$\text{Ekserji Verimi} = \zeta_{II} = \frac{\dot{E}_{x_{\text{çıkkan}}}}{\dot{E}_{x_{\text{giren}}}} = \frac{\dot{P}}{\dot{F}} \quad (3.7)$$

Burada çıkan toplam ekserji ürün, istenen değer veya fayda, giren toplam ekserji ise yakıt veya kullanılan anlamına gelmektedir (Dinçer ve Rosen 2007).

Literatürde Van Gool (1997) tarafından tanımlanmış iyileştirme potansiyeli ifadesi şu şekildedir;

$$\dot{I}P = (1 - \zeta_{II}) (\dot{E}_{x_{\text{giren}}} - \dot{E}_{x_{\text{çıkkan}}}) \quad (3.8)$$

Şekil 3.4.'de verilen sistemin tüm elemanlarının ekserji analizleri kütle, enerji ve ekserji denge denklemleri yardımıyla yapılmıştır. Bu elemanlar için oluşturulan denklemler bu bölümde açıklanacaktır. Analizlerde kullanılan numaralandırma, sistem şemasına göre yapılmıştır.

Kompresör (I) :

Kompresörün çevreye olan ısı kaybı ihmal edilerek yapılan analize göre elde edilen denklemler şu şekildedir;

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{2s} = \dot{m}_2 = \dot{m}_{ref} \quad (3.9)$$

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}_{ref} (h_2 - h_1) \quad (3.10)$$

$$\dot{E}_{x_{yo},komp} = \dot{m}_{ref} (\psi_1 - \psi_2) + \dot{W}_{komp} \quad (3.11)$$

$$\zeta_{II,komp} = \dot{P} / \dot{F} = \frac{\dot{m}_{ref} (\psi_2 - \psi_1)}{\dot{W}_{komp}} \quad (3.12)$$

Kondenser (II) :

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_{ref} \quad (3.13)$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{wI} \quad (3.14)$$

$$\dot{Q}_{kond} = \dot{m}_{wI} c_p (T_5 - T_6) = \dot{m}_{ref} (h_2 - h_3) \quad (3.15)$$

$$\dot{E}_{x_{yo},kond} = \dot{m}_{ref} (\psi_2 - \psi_3) + \dot{m}_{wI} (\psi_6 - \psi_5) \quad (3.16)$$

$$\zeta_{II,kond} = \dot{P} / \dot{F} = \frac{\dot{m}_{wI} (\psi_5 - \psi_6)}{\dot{m}_{ref} (\psi_2 - \psi_3)} \quad (3.17)$$

Genleşme Vanası (III) :

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{ref} \quad (3.18)$$

$$h_3 = h_4 \quad (3.19)$$

$$\dot{E}_{x_{yo},vana} = \dot{m}_{ref} (\psi_3 - \psi_4) \quad (3.20)$$

$$\zeta_{II,vana} = \dot{P} / \dot{F} = \frac{\dot{m}_{ref} \psi_4}{\dot{m}_{ref} \psi_3} \quad (3.21)$$

Evaporatör (IV) :

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{ref} \quad (3.22)$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_{wII} \quad (3.23)$$

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{wII} c_p (T_8 - T_7) = \dot{m}_{ref} (h_1 - h_4) \quad (3.24)$$

$$\dot{E}_{x_{yo},evap} = \dot{m}_{ref} (\psi_4 - \psi_1) + \dot{m}_{wII} (\psi_8 - \psi_7) \quad (3.25)$$

$$\zeta_{II,evap} = \dot{P} / \dot{F} = \frac{\dot{m}_{ref} (\psi_4 - \psi_1)}{\dot{m}_{wII} (\psi_8 - \psi_7)} \quad (3.26)$$

Fan Coil (V) :

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{wI} \quad (3.27)$$

$$\dot{Q}_{fc} = \dot{Q}_{kond} = \dot{m}_{wI} c_p (T_5 - T_6) \quad (3.28)$$

$$\dot{E}_{x_{yo},fc} = \dot{m}_{wI} (\psi_5 - \psi_6) - \dot{Q}_{fc} \left(1 - \frac{T_0}{T_{hava,iç\ ortam}} \right) \quad (3.29)$$

$$\zeta_{II,fc} = \dot{P} / \dot{F} = \frac{\dot{Q}_{fc} \left(1 - \frac{T_0}{T_{hava,iç\ ortam}} \right)}{\dot{m}_{wI} (\psi_5 - \psi_6)} \quad (3.30)$$

Depo (VI) :

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_{wII} \quad (3.31)$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{solar} \quad (3.32)$$

$$\dot{Q}_{depo} = \dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{wII} c_p (T_8 - T_7) \quad (3.33)$$

$$\dot{E}_{x_{yo},depo} = \dot{m}_{wII} (\psi_7 - \psi_8) + \dot{m}_{solar} (\psi_{10} - \psi_9) \quad (3.34)$$

$$\zeta_{II,depo} = \dot{P} / \dot{F} = \frac{\dot{m}_{wII} (\psi_8 - \psi_7)}{\dot{m}_{solar} (\psi_{10} - \psi_9)} \quad (3.35)$$

Kollektör (VII) :

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{solar} \quad (3.36)$$

$$\dot{Q}_{faydalı} = \dot{m}_{solar} c_p (T_{10} - T_9) \quad (3.37)$$

$$\dot{E}_{x_{yo,koll}} = \dot{m}_{solar} (\psi_9 - \psi_{10}) + A_t I_T \left(1 - \frac{T_0}{T_p}\right) \quad (3.38)$$

$$\zeta_{II,koll} = \dot{P} / \dot{F} = \frac{\dot{m}_{solar} (\psi_{10} - \psi_9)}{A_t I_T \left(1 - \frac{T_0}{T_p}\right)} \quad (3.39)$$

Isı pompası ve tüm sistemin birinci kanun analizi (COP) için gerekli ifadeler enerji ve elektrik girdisine göre sırasıyla yazılırsa;

$$COP_{IP} = \frac{\dot{Q}_{kond}}{\dot{W}_{komp}} \quad (3.40)$$

$$COP_{IP} = \frac{\dot{Q}_{kond}}{\dot{W}_{komp,elek}} \quad (3.41)$$

$$COP_{sistem} = \frac{\dot{Q}_{kond}}{\dot{W}_{komp} + \dot{W}_{pompa}} \quad (3.42)$$

$$COP_{sistem} = \frac{\dot{Q}_{kond}}{\dot{W}_{komp,elek} + \dot{W}_{pompa}} \quad (3.43)$$

Burada kompresörün çektiği elektriksel güç;

$$\dot{W}_{komp,elek} = \frac{\dot{W}_{komp}}{\eta_{komp,elektrik} \eta_{komp,mekanik}} \quad (3.44)$$

olarak ifade edilir. Bu ifade kompresörün elektriksel ve mekanik kayıplarını da dikkate alan net kompresör gücü anlamına gelir. Pompada bu verimlerin dikkate alınmamasının sebebi, sirkülasyon pompalarının çok düşük güçte çalıştığının varsayılması ve dolayısıyla sistem verimi üzerine etkilerinin çok küçük olmasıdır. Burada \dot{W}_{pompa} ifadesi sistemde kullanılan 3 adet sirkülasyon pompasının toplam gücüdür.

3.3. Güneş Enerjisi Sistemi

Güneş enerjisi sistemi, ısı pompası evaporatörüne kaynak görevi gören depo sıcaklığının anlık olarak belirlenebilmesi amacıyla göre modellenmiştir. Depo sıcaklığının bulunabilmesi için gerekli olan, istenilen bir bölgede belirli bir eğimde birim yüzeye düşen anlık ışınım miktarı ve buna bağlı olarak kollektörlerde toplanan ve depoya aktarılan faydalı enerjinin hesaplanmasıdır. Bu hesaplamalar için ihtiyaç duyulan eşitlikler bu bölümde verilmiştir. Güneş enerjisi hesaplamalarına başlamadan önce güneş geometrisinin ve güneş açılarının açıklaması yapılacaktır. Bu açılar tüm hesaplamalarda kullanılacaktır.

Güneşin parlaklığı bilindiği üzere 3.86×10^{26} W değerindedir. Bu değer, güneş tarafından uzaya salınan toplam miktardır. Güneş radyasyonunun büyük bir kısmı elektromanyetik spektrumun kızılötesi ve görünür bölgesindedir ve sadece % 1 den az bir kısmı ultraviyole, radyo ve x-ray dalgalarına yayılmıştır. Güneş enerjisi tüm yönlere doğru üniform olarak dağılan bir ışınımdır. Güneş dünyadan yaklaşık olarak 150 milyon km uzakta ve dünya da 6300 km lik bir yarıçapa sahip olduğundan, atmosfer dışındaki güneş ışınımı değerinin yalnızca % 0.000000045'i dünyamıza ulaşabilmektedir. Bu değer oran olarak çok küçük gözükse de sayısal olarak bakıldığında aslında 1.75×10^{17} W gibi yüksek bir değer ifade etmektedir (Kennewell ve McDonald 2012).

Atmosfer dışında güneş ışınlarına dik birim alana bütün dalga boylarında bir anda gelen güneş ışınımının değeri mevsimlere bağlı olarak dünya ile güneş arasındaki mesafe değiştiği için değişkendir. Dünya ile güneş arasındaki ortalama uzaklıkta, atmosfer dışında güneş ışınımına dik birim alana bütün dalga boylarında bir anda gelen güneş ışınımı değerine "**Güneş Sabiti**" denir. Güneş sabiti (G_{sc}) değeri % 1 hata ile 1367 W/m^2 olarak kabul edilmektedir (Yiğit ve Atmaca 2010).

Güneş enerjisi hesaplamalarında ihtiyaç duyulan güneş açıları, yeryüzündeki herhangi bir yüzey ile güneşin pozisyonuna bağlı terimlerdir. Bu açılar ve bu açılar arasındaki ilişkiler şu şekilde tanımlanabilir;

- **Enlem Açısı**, (ϕ), yeryüzündeki herhangi bir noktayı dünya merkezine birleştiren doğrunun dünyanın ekvator düzlemi ile yaptığı açı olarak tanımlanır. Kuzey yön pozitif olmak üzere -90° ile 90° arasında değişir ($-90^\circ \leq \phi \leq 90^\circ$).
- **Deklinasyon açısı** (δ), güneş ışınlarının ekvator düzlemi ile yaptığı açı olarak tanımlanır. Bu açı dünyanın yörünge düzlemi ile yaptığı $23^\circ 27'$ lık açıdan kaynaklanır ($-23.45^\circ \leq \delta \leq 23.45^\circ$). Deklinasyon açısı Yiğit ve Atmaca (2010) tarafından bildirildiğine göre Cooper (1996) denkleminde şu şekilde hesaplanabilmektedir;

$$\delta = 23.45 \sin\left(360 \frac{284 + n}{365}\right) \quad (3.45)$$

burada n, 1 Ocaktan itibaren gün sayısıdır ve Çizelge 3.1'de çalışmada incelenen Aralık, Ocak ve Şubat ayları için kullanılan değerler görülebilmektedir. Aynı çizelgede aylara bağlı olarak izafi güneşlenme süreleri de verilmiştir.

- **Eğim açısı** (β), ele alınan yüzeyin yatay ile yaptığı açıdır. ($0^\circ \leq \beta \leq 180^\circ$) Burada eğim açısı kollektörün yatay düzlemle yaptığı açıdır ve sistemin çalışma koşullarına göre belirlenir.
- **Yüzey azimut açısı** (γ), tam güneyde sıfır, doğuya doğru negatif, batıya doğru pozitif olmak üzere yüzeyin normalinin yatay düzlemdeki izdüşümü ile güney doğrultusu arasındaki açıdır. ($-180^\circ \leq \gamma \leq 180^\circ$)

Çizelge 3.1. Aralık, Ocak ve Şubat ayları için ortalama gün, n ve n/N değerleri (Yiğit ve Atmaca 2010)

Ay	Belirli bir gün için n değeri	Ayı temsil eden gün	Ortalama gün için n değeri	İzafi Güneşlenme Süresi (n/N)
<i>Aralık</i>	334+i	10	334	0.55
<i>Ocak</i>	i	17	17	0.53
<i>Şubat</i>	31+i	16	47	0.54

- **Saat açısı (ω)**, öğleden önce negatif, öğleden sonra pozitif olmak üzere dünyanın kendi eksenini etrafında saatte 15° dönmesi ile yerel meridyenin doğu veya batısı yönünde güneşin açısal yer değiştirmesi olarak tanımlanabilir. Saat açısı aşağıdaki gibi ifade edilebilir ve burada GS güneş saatidir;

$$\omega = 15 (GS - 12) \quad (3.46)$$

- **Güneş geliş açısı (θ)**, yüzeye gelen direkt güneş ışınımı ile yüzeyin normali arasındaki açıdır. Direkt ışınımın geliş açısı (θ) diğer bahsedilen açılar cinsinden güneşe bakan ($\gamma=0$) eğik yüzey için eşitlik şu şekildedir;

$$\cos\theta = \cos\delta \cos\omega \cos(\phi - \beta) + \sin\delta \sin(\phi - \beta) \quad (3.47)$$

- **Güneş batış saat açısı (ω_s)**, güneşin batışında zenit açısı $\theta_z=90^\circ$ (yataya paralel) olur ve $\cos\theta_z = 90^\circ = 0$ olduğundan güneş batış saat açısı (ω_s) şu şekilde bulunabilir;

$$\cos\omega_s = -\tan\phi \tan\delta \quad (3.48)$$

Gün uzunluğu ise,

$$N = \frac{2}{15} \cos^{-1}(-\tan\phi \tan\delta) = \frac{2}{15} \omega_s \quad (3.49)$$

şeklinde hesaplanabilir (Yiğit ve Atmaca 2010).

3.3.1. Atmosfer dışında yatay düzleme gelen güneş ışınımı

Güneş enerjisi hesaplamalarında aranan değer yeryüzünde birim yüzeye düşen anlık ışınım miktarıdır. Bu değere ulaşabilmek için öncelikle atmosfer dışında yatay düzleme gelen ışınım hesaplanmalıdır. Bu hesaplamalar için kullanılan tüm formüller Duffie ve Beckman'dan (1980) alınmıştır.

Atmosfer dışında yatay düzleme gelen günlük güneş ışıını (H₀);

$$H_0 = \frac{24 \times 3600 \times G_{sc}}{\pi} \times \left[1 + 0.033 \times \cos\left(\frac{360 n}{365}\right) \right] \times \left[\cos\phi \cos\delta \sin\omega_s + \frac{2\pi\omega_s}{360} \sin\phi \sin\delta \right] \quad (3.50)$$

Güneş sabiti (G_{sc}) değeri daha önce belirtildiği gibi 1367 W/m²'dir ve 'n' hesaplama yapılmak istenen ay için Çizelge 3.1'den alınabilir. Burada ω_s güneş batış saat açısıdır ve eşitlik 3.48 ile hesaplanabilir. Enlem açısı hesaplamasının yapıldığı bölgeye bağlıdır ve çeşitli kaynaklarda mevcuttur. Deklinasyon açısı ise eşitlik 3.45 yardımıyla bulunabilir.

Hesaplamalar bir saatlik periyotlar için yapıldığından, günlük güneş ışıını yerine belirli bir saat aralığı için atmosfer dışında yatay düzleme gelen güneş ışıınına ihtiyaç vardır. Bu değer istenen saat aralığı için ω₁ ve ω₂ saat açılarının eşitlik 3.46'ya göre belirlenmesi (ω₂ büyük olan saat açısı) ile şu şekilde bulunabilir;

$$I_0 = \frac{12 \times 3600 \times G_{sc}}{\pi} \times \left[1 + 0.033 \times \cos\left(\frac{360 n}{365}\right) \right] \times \left[\cos\phi \cos\delta (\sin\omega_2 - \sin\omega_1) + \frac{2\pi(\sin\omega_2 - \sin\omega_1)}{360} \sin\phi \sin\delta \right] \quad (3.51)$$

3.3.2. Yeryüzüne gelen güneş ışıını

Bu bölümde, yeryüzüne ulaşan güneş ışıınıının hesabından bahsedilecektir. Güneş enerjili sistemler ile ilgili tüm uygulamalarda kullanılan değer yeryüzüne ulaşan güneş enerjisidir. Güneş ışıını atmosferi geçerken atmosferde bulunan parçacıklar tarafından ışıının bir kısmı yutulur ve atmosfer dışına gelen güneş ışıınıının yalnızca % 10 ile % 80 arasındaki bir oranı dünyamıza ulaşabilir.

Yeryüzüne ulaşan güneş ışıını miktarı bulutlanma gibi meteorolojik faktörlerden dünya ile güneş arasındaki uzaklık gibi astronomik faktörlere, coğrafik ve

yüzeyin geometrik etkenleri gibi faktörlere bağlı olarak değişir. Yeryüzüne gelen güneş ışınımını direkt, yayılı ve yansıyan güneş ışınımı olarak ayırmak mümkündür.

Direkt güneş ışınımı

Atmosferde dağılmadan, güneşten doğrudan yeryüzüne düşen ışınım olarak tanımlanabilir. Yeryüzündeki herhangi bir nokta ile güneş arasındaki mesafe çok uzak olduğundan direkt güneş ışınları yüzeye paralel olarak düşünülebilir. Işınım hesaplarında kullanılan formüllerde direkt güneş ışınımı için alt indis olarak “*b*” harfi kullanılmıştır.

Yayılı güneş ışınımı

Atmosferde dağılmak suretiyle yönü değişerek atmosferden herhangi bir yüzeye düşen ışınım olarak tanımlanabilir. Atmosferdeki toz, partikül, moleküller ve bulutlar tarafından yansımaya uğrayan ve değişik yönlerde saçılan güneş ışınımıdır. Işınım hesapları yapılırken yayılı güneş ışınımı için formüllerde alt indis olarak “*d*” harfi kullanılacaktır.

Yansıyan güneş ışınımı

Direkt ve yayılı güneş ışınimleri kısa dalga boylu ışınımlardır. Bu ışınımın yanı sıra yeryüzündeki herhangi bir cismin yuttuğu ve yansıttığı uzun dalga boylu ışınım da yansıyan ışınım adı verilir. Yayılı ve yansıyan ışınım arasındaki temel fark yayılı ışınımın atmosferdeki cisimlerden saçılarak gelmesi, yansıyan ışınımın ise yeryüzü üzerinde herhangi bir cisimden yansıtılmış olmasıdır. Yatay yüzey için toplam ışınım direkt ve yayılı ışınımın toplamı iken, yeryüzü üzerinde herhangi bir eğik yüzey için toplam ışınım direkt, yayılı ve yansıyan ışınımın toplamıdır.

Yeryüzüne ulaşan güneş ışınımının çeşitli faktörlere bağlı olarak sürekli değişmekte olduğu belirtilmişti. Hesaplama yapılan bölge için birebir doğru sonuçlar elde edilebilmesi için güneş ışınımını ölçmeye yarayan cihazlardan faydalanılabilir.

Ölçüm yapma imkanı yoksa, literatürde bulunan çeşitli ampirik ifadelerden, ilgili bölge için en iyi sonuç verenler seçilmeye çalışılmalıdır. Bu bölümde mevcut çalışmada yeryüzüne ulaşan güneş ışınımı hesabında kullanılmak üzere seçilen bağıntılardan bahsedilecektir.

3.3.2.1 Yatay düzleme gelen güneş ışınımı

Günlük güneş ışınımı

Atmosfer dışında yatay düzleme gelen güneş ışınımını kullanmak suretiyle Page tarafından oluşturulmuş, literatürde en çok kullanılan ifade şu şekildedir;

$$\frac{H}{H_0} = \left(a + b \frac{n}{N} \right) \quad (3.52)$$

H_0 = Atmosfer dışında yatay düzleme gelen günlük güneş ışınımı miktarı

a, b = Bölgeye bağlı sabitler

n/N = İzafi güneşlenme süresi

H_0 daha önce verilen 3.50 eşitliği ile hesaplanabilmektedir. İzafi güneşlenme süresi (n/N), çeşitli meteorolojik kaynaklardan elde edilebilir. Bu çalışma için kullanılan değerler Çizelge 3.1’de verilmiştir.

Bu ampirik bağıntıda verilen a ve b katsayıları, güneş ışınımı ve izafi güneşlenme süresi ölçümlerine bağlı olarak istatistiksel metotlar ile tespit edilmektedir. a ve b katsayılarının alacağı değerler konuma bağlı olarak değişmektedir. Türkiye için bu değerler enlem açısı (ϕ), deklinasyon açısı (δ) ve konumun deniz seviyesinden yüksekliğine (Z) bağlı olarak şu şekilde verilmektedir (Yiğit ve Atmaca 2010);

$$a = 0.103 + 0.000017Z + 0.198 \cos(\phi - \delta) \quad (3.53)$$

$$b = 0.533 - 0.165 \cos(\phi - \delta) \quad (3.54)$$

Hesaplanan bu veriler yardımıyla eşitlik 3.52'den yatay düzleme gelen günlük toplam güneş ışınımı değerine ulaşmak mümkündür. Bu değer ve daha önce hesaplanmış olan H_0 değeri ile günlük berraklık indeksi (K_T) olarak adlandırılan ifade elde edilebilir;

$$K_T = \frac{H}{H_0} \quad (3.55)$$

Yiğit ve Atmaca (2010) tarafından bildirildiği üzere Tırıs tarafından oluşturulan eşitlik yardımıyla yatay düzleme gelen günlük toplam güneş ışınımının yayılı kısmı (H_d) bulunabilir;

$$\frac{H_d}{H} = 0.703 - 0.414 K_T - 0.428 K_T^2 \quad (3.56)$$

Anlık güneş ışınımı

Yatay yüzeye düşen günlük güneş ışınımından faydalanılarak anlık ışınımın hesabını yapmak mümkündür. Yatay yüzeye düşen anlık toplam güneş ışınımının (I) yine yatay yüzeye düşen günlük toplam güneş ışınımına (H) oranı r_t olarak tanımlanmaktadır. Bu ifade için Yiğit ve Atmaca (2010) tarafından bildirildiği üzere Kılıç ve Öztürk tarafından verilen denklem şu şekildedir;

$$r_t = \frac{I}{H} = \frac{\pi}{4N} \left\{ \cos \left(\frac{180}{2} \frac{\omega}{\omega_s} \right) + \frac{2}{\sqrt{\pi}} (1 - \psi) \right\} \quad (3.57)$$

$$\psi = \exp \left\{ -4 \left(1 - \frac{|\omega|}{\omega_s} \right)^2 \right\} \quad (3.58)$$

Bu denklemlerde ω hesaplamaların yapıldığı an için ve ω_s gün batımındaki saat açısidir. Denklem 3.52 yardımı ile hesaplanan H ve 3.57 denklemini yardımıyla bulunan r_t sayesinde yatay düzleme düşen anlık toplam ışınımın (I) hesaplanması mümkün olmaktadır.

Yatay düzleme düşen toplam güneş ışınımının yayılı ve direkt kısımlarını hesaplamak da mümkündür. Uzun yıllar yapılan ölçüm ve hesaplanan değerlerden hareketle yatay düzleme gelen anlık yayılı ışınımın (I_d) günlük yayılı ışınımına (H_d) oranı ile atmosfer dışına düşen anlık ışınımın (I_o) atmosfer dışına düşen günlük ışınımına (H_o) oranının eşit olduğu tespitinden elde edilen denklem şu şekildedir;

$$r_d = \frac{I_d}{H_d} = \frac{I_o}{H_o} \quad (3.59)$$

3.59 denklemi ile bulunan r_d oranı ve denklem 3.56'dan elde edilen H_d değeri ile yatay düzleme gelen anlık yayılı ışınım (I_d) hesaplanabilir. Yatay düzleme düşen toplam güneş ışınımının ve yayılı kısmı bilindikten sonra yatay düzleme düşen direkt güneş ışınımı da bu bilgiler doğrultusunda hesaplanabilir;

$$I_b = I - I_d \quad (3.60)$$

3.3.2.2 Eğik düzleme gelen güneş ışınımı

Güneş enerjisi sistemlerinde genellikle belli bir eğime sahip düz yüzeyle kollektörler tercih edilir ve bu kollektörler hem direkt, hem yayılı hem de yansıyan ışınımı yutarlar. Eğik yüzeye gelen anlık ışınımın hesabında yatay yüzeye düşen anlık ve günlük toplam güneş ışınımı miktarları ile bunların direkt ve yayılı ışınım kısımlarından yararlanılmaktadır.

Anlık güneş ışınımı

Eğik düzleme düşen anlık güneş ışınımının hesabında ihtiyaç duyulan ilk değer geometrik faktördür (R_b). Bu değer eğik yüzeye düşen anlık direkt ışınımın (I_{bT}), yatay yüzeye düşen anlık direkt ışınımına (I_b) oranı olarak tanımlanmaktadır. Bu oran aynı zamanda $\cos \theta$ ve $\cos \theta_z$ 'nin birbirine oranıdır.

$$R_b = \frac{I_{bT}}{I_b} = \frac{\cos \theta}{\cos \theta_z} \quad (3.61)$$

$\cos \theta$ ve $\cos \theta_z$ ifadelerinin kuzey yarımkürede güneye dönük yüzey için sadeleştirilmiş formları birbirine oranlanırsa geometrik faktör;

$$R_b = \frac{\cos(\phi - \beta) \cos \delta \cos \omega + \sin(\phi - \beta) \sin \delta}{\cos \phi \cos \delta \cos \omega + \sin \phi \sin \delta} \quad (3.62)$$

olarak tespit edilir.

Yiğit ve Atmaca (2010) tarafından bildirildiği üzere Lui ve Jordan'ın geliştirdiği modelde direkt ve yayılı ışınımın yanında yansıyan ışınım da göz önüne alınmıştır. Eğik yüzeye gelen direkt ışınım, geometrik faktör R_b ve yatay yüzeye düşen anlık direkt ışınım I_b vasıtasıyla,

$$I_{bT} = R_b I_b \quad (3.63)$$

şeklinde tespit edilebilir. Eğik yüzeye gelen anlık yayılı ışınım ise yatay yüzeye gelen anlık yayılı ışınım I_d vasıtasıyla,

$$I_{dT} = I_d \frac{1 + \cos \beta}{2} \quad (3.64)$$

ifadesi ile hesaplanabilir. Eğik yüzeye yansıyarak gelen ışınım ise,

$$I_{ref} = (I_b + I_d) \rho \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) = I \rho \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (3.65)$$

olarak bulunabilir. Burada ρ yerin yansıtma oranıdır ve değeri yerde kar olmaması durumunda 0.2, yerde kar bulunması durumunda 0.7 olarak önerilmektedir. Yerin yansıtma oranı yerdeki kar durumunun yanında, bitki örtüsüne ve topografik yapıya bağlı olarak değişir ve ortalama 0.2 değeri hesaplamalarda kullanılabilir.

Buna göre eğik yüzeye düşen anlık toplam güneş ışınımı şu şekildedir;

$$I_T = I_{bT} + I_{dT} + I_{ref} \quad (3.66)$$

3.3.3. Güneş kolektörünün analizi

Güneş enerjisi kolektörleri, güneş ışınımını kullanılabilir enerji formuna dönüştüren özel bir tip ısı değiştiricisidir. Bütün güneş enerjili sistemlerin en önemli elemanı güneş enerjisi toplayıcılarıdır. Bu toplayıcılar, güneş ışınımını yutarak faydalı ısıya çevirirler ve bu ısıyı toplayıcı içerisinde dolaşan hava, su veya yağ gibi akışkanlara aktarırlar. Bu akışkanda toplanan enerji, direkt olarak sıcak su ısıtma sistemine, hacim ısıtma sistemine veya ısı pompası gibi sistemlerde kullanılmak üzere bir depolama tankına aktarılabilir.

Temel olarak iki çeşit kolektör vardır. Bunlardan biri yoğunlaştırıcı diğeri ise yoğunlaştırıcı olmayandır. Yoğunlaştırıcı olmayan kolektörlerde seçici ve yutucu yüzey alanları eşit iken, yoğunlaştırıcı sistemlerde güneşten gelen ışınımın daha küçük bir alanda odaklanarak ışınım akısının yükseltildiği yansıtıcı eğrisel yüzeyler mevcuttur. Bu tür yoğunlaştırıcı sistemler yüksek sıcaklık gerektiren uygulamalar için uygundur ve güneşin hareketini takip edebilen sistemlerle kullanılabilirler (Kalogirou 2003).

Güneş kolektörleri, kullanılan ısı transfer akışkanına (su, anti-frizli su, hava veya ısı transfer yağları) ve bu akışkanların açık veya kapalı dolaşımına göre de sınıflandırılabilirler. Çeşitli tipteki kolektörler karşılaştırmalı olarak çizelge 3.2'de görülebilir.

Bu çalışmada teorik incelemesi yapılan sistemde düzlemsel güneş kolektörlerinin kullanıldığı varsayılmıştır. Düzlemsel kolektörler ile ilgili detaylı açıklamalar bir sonraki bölümde verilmiştir.

Çizelge 3.2. Güneş enerjisi kolektörleri (Kalogirou 2003)

Hareket	Kollektör Tipi	Yutucu Yüzey	Yoğunlaştırma Oranı *	Sıcaklık Aralığı (C°)
Sabit	Düzlemsel	Düz	1	30 – 80
	Vakumlu tüp	Düz	1	50 – 200
	Birleşik Parabolik	Boru	1 – 5	60 – 240
5 – 15			60 – 300	
Tek Eksenli Hareket	Lineer Fresnel Aynalı	Boru	10 – 40	60 – 250
	Silindirik Çukur	Boru	15 – 50	60 – 300
	Parabolik Çukur	Boru	10 – 85	60 – 400
İki Eksenli Hareket	Parabolik Tümsek	Nokta	600 – 2000	100 – 1500
	Helyostat Alan	Nokta	300 – 1500	150 – 2000
* Yoğunlaştırma oranı, ışığın geçtiği alanın yutucu yüzey alanına oranıdır.				

Düzlemsel güneş kolektörleri

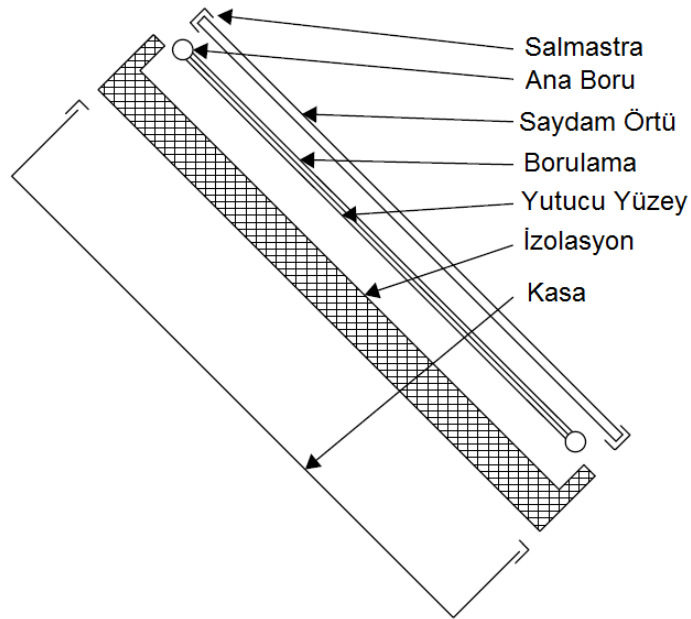
Tipik bir düzlemsel güneş kolektörü Şekil 3.5’de gösterilmiştir. Düzlemsel kolektörlerde güneş ışınımı ilk önce saydam örtüden geçerek genellikle siyaha boyanmış durumda olan yutucu yüzeye çarpar, burada enerjisinin büyük bir kısmı yutucu yüzey tarafından absorbe edilir ve tüpler içerisinde dolaşan ısı transfer akışkanına kullanım veya depolama amaçlı olarak aktarılır. Yutucu plakanın alt yüzeyi ve iki yan yüzeyi iletimle olan ısı kayıplarının engellenmesi için iyi bir şekilde yalıtılmış olmalıdır.

Akışkanın dolaştığı tüpler yutucu plakaya kaynaklanmış veya yutucu plaka ile bütün olarak üretilmiş olabilir. Bu tüpler her iki ucunda daha yüksek çapa sahip ana tüplere bağlanmaktadır. Bu sistem düzlemsel kolektörler için kullanılan tipik bir tasarımıdır.

Düzlemsel güneş kolektörlerinde yutucu plaka ile cam arasında bulunan durgun havadan taşınım ile ısı transferini azaltmak için yine camdan yapılmış saydam bir örtü kullanılır. Bu tabaka aynı zamanda kolektörden ışınım ile olan kayıpları da azaltmaktadır. Çünkü saydam örtü güneşten gelen kısa dalga boylu ışınım için saydam özellik gösterirken, yutucu plaka tarafından absorbe edilen uzun dalga boylu ışınımın karşı ışınımını geçirmeyen opak bir yüzey özelliği gösterir.

Düzlemsel güneş kolektörlerinin en önemli avantajları şu şekilde sıralanabilir (Kalogirou 2003);

- Üretim maliyetleri düşüktür.
- Hem direkt hem yayılı ışınımı toplayabilirler.
- Bir pozisyonda sabitlendikleri için güneş takip sistemi gerektirmezler.



Şekil 3.7. Tipik bir düzlemsel güneş toplayıcı

Kollektörler kuzey yarımkürede güneyi, güney yarımkürede kuzeyi görecek şekilde ekvatora doğru yerleştirilmelidirler. Bir toplayıcı için optimum eğim açısı, sistemin kullanım amacına göre değişir;

- Sistem tüm yıl çalıştırılacaksa, kollektörün eğim açısı genellikle kullanıldığı yerin enlem açısına eşit alınır.
- Eğer sistem soğutma için kullanılacaksa, kollektörün eğim açısı bölgenin enlem açısından 10° küçük alınmalıdır. Bilindiği üzere yaz aylarında güneş ışınları yeryüzüne daha dik gelmektedir. Buna bağlı olarak daha yatay yerleştirilecek bir kollektör, güneş ışınlarından daha çok faydalanabilecek ve sistem için enerji ihtiyacının yüksek olacağı yaz aylarında güneş ışınları kollektöre dik gelecektir.
- Eğer uygulama güneş enerjisi ile ısıtma ise eğim açısı bölgenin enlem açısından 10° büyük alınmalıdır ki kış aylarında nispeten yeryüzüne daha yatay gelen güneş ışınları daha dik bir açı ile alınabilsin ve bu sayede yüksek verim elde edilebilsin.

Mevcut çalışma da bir ısıtma uygulaması olduğundan, kollektör eğimleri enlemden 10° büyük seçilmiştir. Güneş enerjisi sistemine ait kollektörlerin analizi yapıldığında, kollektörlerde toplanan ve depoya aktarılan faydalı enerji, kollektör verimi ve kollektörün ekserji yok oluşunun hesaplanması sırasında ihtiyaç duyulan kolektörün yutucu yüzey sıcaklığının hesabı bu bölümde anlatılacaktır.

Bir kollektörün topladığı faydalı enerji, Duffie ve Beckmann (1980) tarafından ifade edilen şu eşitlikten hesaplanabilir;

$$\dot{Q}_f = A_t [F_t (\tau\alpha)_e I_T - F_t K (T_d - T_c)] \quad (3.67)$$

Faydalı enerji aynı zamanda şu şekilde ifade edilebilir (Yiğit ve Atmaca 2010);

$$\dot{Q}_f = A_t [I_T (\tau\alpha)_e - K (T_p - T_c)] \quad (3.68)$$

Bu denklemlerde;

- A_t : Kollektörlerin toplam yüzey alanı
- F_t : Toplayıcı ısı kazanç faktörü
- $(\tau\alpha)_e$: Efektif yutma – geçirme katsayısı
- K : Toplayıcı toplam ısı transfer katsayısı
- I_T : Eğik yüzeye düşen anlık toplam güneş ışınımı
- T_d : Depo sıcaklığı (suyun kollektöre gidiş sıcaklığı)
- T_c : Çevre sıcaklığı
- T_p : Kollektörün yutucu yüzey sıcaklığı

değerlerini ifade etmektedir.

Burada kollektörlerin toplam yüzey alanı sistemde kullanılmasına karar verilen kollektör alanıdır. Toplayıcı ısı kazanç faktörü, efektif yutma – geçirme katsayısı ve toplayıcı toplam ısı transfer katsayısı kollektör tipine bağlı olarak değişen özelliklerdir ve bu çalışmada incelenen 3 farklı kollektör için bu değerler Çizelge 3.3’de görülebilmektedir. Bu değerler çeşitli çalışmalardan derlenmiştir (İleri 1995, Yumrutaş ve Ünsal 2000, Karatasou vd. 2006). Güneş ışınımı ise daha önce verilen 3.66 denkleminde bulunabilir.

Çizelge 3.3 Farklı tip kollektörlerin özellikleri (İleri 1995, Yumrutaş ve Ünsal 2000, Karatasou vd. 2006)

	A TİPİ	B TİPİ	C TİPİ
Özellik	Tek cam seçici yüzey	Tek cam normal yüzey	Çift cam normal yüzey
$F_t(\tau\alpha)_e$	0.70	0.6675	0.63
$F_t K$	3.3	5.5	4.6

Bir düzlemsel güneş kolektörünün anlık verimi, faydalı ısının toplayıcı üzerine gelen güneş enerjisine oranı olarak tanımlanır;

$$\eta = \frac{\dot{Q}_f}{A_t I_T} \quad (3.69)$$

Güneş kolektörlerinin analizi yapılırken hesaplanması gereken son değer, ekserji analizinde ihtiyaç duyulan kolektörün yutucu yüzey sıcaklığıdır. Kolektörün yutucu yüzey sıcaklığı, faydalı enerji için verilen denklem 3.67 ve 3.68 eşitlenerek aşağıdaki şekilde elde edilir;

$$T_p = \frac{I_T (\tau\alpha)_e}{K} (1 - F_t) + F_t(T_d - T_c) + T_c \quad (3.70)$$

Eşitlikten de görülebildiği üzere yüzey sıcaklığının hesaplanabilmesi için toplam yutma geçirme çarpımının, $(\tau\alpha)_e$ bulunması gerekmektedir.

Toplam yutma geçirme çarpımı, saydam örtünün normal doğrultuda gelen direkt güneş ışınımı için yutma geçirme çarpımı $(\tau\alpha)_0$, b katsayısı ve θ güneş geliş açısına göre (Yiğit ve Atmaca 2010);

$$(\tau\alpha)_e = (\tau\alpha)_0 - b \left[1 - \frac{I_b R_b}{I_T} \left(2 - \frac{1}{\cos \theta} \right) \right] \quad (3.71)$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada $R = \frac{I_T}{I}$ olduğundan 3.71 eşitliği önceki bölümlerde hesaplanan değerleri içerecek şekilde sadeleştirilirse;

$$(\tau\alpha)_e = (\tau\alpha)_0 - b \left[1 - \frac{I_b R_b}{I_T} \left(2 - \frac{1}{\cos \theta} \right) \right] \quad (3.72)$$

ifadesi elde edilir. Burada I_b , R_b , I_T ve $\cos \theta$ ifadeleri güneş enerjisi hesaplamalarından elde edilebilmektedir. $(\tau\alpha)_0$ ve b ise çeşitli cam tiplerine göre Çizelge 3.4'de verilmiştir.

Çizelge 3.4. Bazı camlar için $(\tau\alpha)_0$ ve b değerleri (Yiğit ve Atmaca 2010)

	Cam Sayısı	$(\tau\alpha)_0$	b
Düşük demir	1	0.87	0.07
oksitli cam	2	0.79	0.09
Pencere camı	1	0.80	0.08
	2	0.69	0.10

3.3.4. Deponun analizi

Bölüm 3.2.4’de çalışma prensibi açıklanan ve Şekil 3.4’de şematik olarak gösterilen sistemden anlaşıldığı üzere, depoda bulunan su kollektörlerde ısıtılmakta ve bu su ısı pompasının evaporatörüne kaynak görevi görmektedir. Depoya güneş enerjisi ve kollektörler ile bir enerji girişi olurken, aynı anda depolanan enerjinin bir kısmı evaporatör tarafından kullanılmakta ve enerjinin bir kısmı da deponun cidarlarından çevreye olan ısı transferi ile kaybedilmektedir. Depo sisteminin enerji dengesi Duffie ve Beckmann’ın (1980) önerdiği gibi ifade edilirse;

$$(\dot{m} c_p)_{depo} \frac{dT}{dt} = \dot{Q}_f - \dot{Q}_L - \dot{Q}_k \quad (3.73)$$

eşitliği elde edilir. Burada;

$(\dot{m} c_p)_{depo}$: Depo hacmi ve deponun özgül ısısıdır.

\dot{Q}_f : Kollektörün topladığı faydalı enerjidir ve 3.67 denkleminde hesaplanabilir.

\dot{Q}_L : Depodan çekilen enerjidir (\dot{Q}_{evap}).

\dot{Q}_k : Depo cidarlarından çevreye olan ısı kaybıdır.

Δt kadar zaman aralığında depoya giren ve depodan çekilen enerjilerin değişimi sabit kabul edilirse, her bir zaman aralığı için depo sıcaklığının değişimi şu şekilde ifade edilebilir;

$$T_{depo,yeni} = T_{depo,eski} + \frac{\Delta t}{(m c_p)_{depo}} [\dot{Q}_f - \dot{Q}_{evap} - (U A)_{depo} (T_{depo,eski} - T_c)] \quad (3.74)$$

Bu çalışma için Δt zaman aralığı bir saatlik periyotlar olarak belirlenmiştir. U deponun toplam ısı kayıp katsayısıdır. Depo için $(U A)_{depo}$ değeri 11.1 W/C° olarak alınmıştır (Duffie ve Beckmann 1980). Bu değer deponun yüzey alanına ve dolayısıyla depo hacmine bağlı olsa da çalışmada değerlendirilen depo hacimleri arasında değişim çok az olduğundan ortalama bir değer kabul edilmiştir. T_c hesaplama yapılan ay için ortalama çevre sıcaklığıdır. Depodan çekilen enerji ifadesi incelenen sistem için evaporatörün çektiği ısı anlamına gelmektedir. Bu değer şu eşitlikten hesaplanabilir;

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{ref} (h_1 - h_4) \quad (3.75)$$

Çalışmada deponun analizi yapılırken, depo içerisinde mükemmel bir karışım olduğu ve tabakalaşma olmadığı kabul edilmiştir. Depo hacmi için çeşitli kaynaklarda bir takım öneriler mevcuttur. Bu çalışmada değerlendirilen depo boyutları m^2 kollektör alanı başına 25, 50, 75, 100 ve 125 kg'dır. Daha büyük depo boyutlarının denenmemesinin sebebi, sistemin belirli bir saat aralığında çalışıyor olması ve bu nedenle çok büyük bir depo boyutuna ihtiyaç duyulmayacak olmasıdır.

3.4. Sistem Simülasyonu ve Çözümü

Hacim ısıtma amaçlı, güneş enerjisi destekli, su kaynaklı ısı pompası sisteminin analizi için bir bilgisayar programı yazılmıştır. Program, JAVA programa dili kullanılarak NetBeans ortamında geliştirilmiştir. Hesaplamalarda aranan ilk değer anlık güneş ışınımının tespiti olduğundan program ilk önce güneş enerjisi hesaplamalarını gerçekleştirmektedir. Program içerisinde oluşturulan ikinci bir alt program (Aota), sistem üzerindeki noktaların sıcaklıklarına bağlı olarak kübik şerit interpolasyon matematiksel metodunu içeren alt program ile koordinasyonlu bir şekilde termodinamik özellikleri hesaplamaktadır. Bu alt program aynı zamanda ısı pompası ve sistemin COP değerlerinin hesaplamalarını da gerçekleştirmektedir.

Programın, hesaplama yapılmak istenen koşullardaki parametrelerin girilmesini sağlayan bir ara yüzü mevcuttur. Bu ara yüz Şekil 3.6'da görülebilmektedir. Gerekli parametreler bu alanlara girildikten sonra program, ara yüzünün bağlı olduğu alt programlar ile hesaplamaları yapmakta ve 08:00 – 18:00 saat aralığında her saat için hesaplamaların tekrarlanmasını sağlayan döngü bu aşamada gerçekleşmektedir. Programın ara yüzünde ayrıca hesaplamalar sonucu elde edilen verileri içeren tablolar bulunmaktadır. Bu tablolar için örnekler Şekil 3.7, Şekil 3.8 ve Şekil 3.9'da verilmiştir.

Şekil 3.7'de verilen ilk sonuç tablosu, güneş enerjisi verilerinin yanında depo sıcaklığı, kompresör gücü, kolektörün yutucu yüzey sıcaklığı ile ısı pompası ve tüm sistemin COP değerlerini tüm çalışma saatleri için göstermektedir. Şekil 3.8'deki ikinci sonuç tablosunda ise sistemdeki tüm elemanların ekserji yok oluşlarını yine tüm çalışma saatleri için görebilmek mümkündür. Diğer bir sonuç tablosu olan Şekil 3.9, sistemin her noktasının sıcaklığını, basıncını, fazını, termodinamik özelliklerini ve ekserjisini her saat için ayrı ayrı gösteren özellik tablosudur.

Güneş Enerjisi Hesaplamaları

File Help

İşinım Hesabı İçin Gerekli Veriler

n (gün sayısı)

Enlem Açısı [derece]

İzafi Güneşlenme Süresi (n/N)

Kollektörün Eğim Açısı [derece]

Rakım [m]

Yansım Oranı

Kollektör Özellikleri

Kollektör Alanı [m2]

Toplayıcı Isı Kazanç Faktörü x Etkif Yutma Katsayısı

Toplayıcı Isı Kazanç Faktörü x Toplayıcı Toplam Isı Katsayısı

Çevre Sıcaklığı

Kollektör Modeli

Depo Özellikleri

Depo Sıcaklığı

Depo Hacmi [m3]

R410A Özellikleri

ho (kJ / kg)

so (kJ / kgK)

Sistem Özellikleri

Q fan-coil

Fan-Coil Tssg

Fan-Coil Tssc

Kompressor Verim

HESAPLA

Şekil 3.8. Programın giriş parametreleri

SONUÇLAR

Saat	It (W/m2)	Qf (kW)	Tdepo (C)	Kollektör Verimi	Tp (K)	Qevap (kW)	Wkomp (kW)	Wkomp_elek(kW)	COP HP_enj	COP HP_elek	COP Sis_enj	COP Sis_elek
08:00-09:00	279.372	3.406	17.329	0.6096	297.161	3.716	1.284	1.69	3.894	2.959	2.803	2.284
09:00-10:00	428.755	5.512	18.316	0.6428	300.931	3.71	1.29	1.698	3.875	2.945	2.793	2.275
10:00-11:00	524.714	6.791	20.015	0.6471	304.346	3.738	1.262	1.661	3.961	3.011	2.837	2.314
11:00-12:00	569.223	7.302	21.969	0.6414	307.016	3.786	1.214	1.597	4.12	3.131	2.918	2.385
12:00-13:00	569.223	7.173	23.805	0.6301	308.725	3.842	1.158	1.524	4.316	3.28	3.015	2.47
13:00-14:00	524.714	6.428	25.172	0.6125	309.148	3.893	1.107	1.456	4.517	3.433	3.112	2.556
14:00-15:00	428.755	4.995	25.685	0.5825	307.793	3.932	1.068	1.406	4.68	3.557	3.188	2.623
15:00-16:00	279.372	2.869	24.967	0.5135	304.273	3.944	1.056	1.39	4.734	3.598	3.213	2.646
16:00-17:00	113.553	0.595	22.958	0.262	299.244	3.926	1.074	1.413	4.657	3.539	3.177	2.614
17:00-18:00	0.0	0.0	20.653	0.0	0.0	3.869	1.131	1.488	4.422	3.361	3.066	2.515

Şekil 3.9. Güneş enerjisi, depo sıcaklığı ve COP gibi değerleri gösteren örnek sonuç tablosu

	Ekdest_Komp	Ekdest_Kond	Ekdest_FC	Ekdest_Valf	Ekdest_Evap	Ekdest_Koll	Ekdest_Depo
08:00-09:00	0.261	0.176	0.345	0.265	0.116	0.166	0.016
09:00-10:00	0.262	0.176	0.345	0.267	0.116	0.347	0.082
10:00-11:00	0.256	0.175	0.345	0.259	0.116	0.509	0.131
11:00-12:00	0.247	0.172	0.345	0.247	0.115	0.608	0.163
12:00-13:00	0.236	0.17	0.345	0.23	0.114	0.629	0.177
13:00-14:00	0.225	0.168	0.345	0.217	0.111	0.564	0.158
14:00-15:00	0.217	0.166	0.345	0.207	0.111	0.42	0.086
15:00-16:00	0.215	0.166	0.345	0.205	0.111	0.233	0.0
16:00-17:00	0.219	0.167	0.345	0.208	0.11	0.093	0.0
17:00-18:00	0.23	0.169	0.345	0.223	0.112	0.0	0.0

Şekil 3.10. Tüm elemanların ekserji yıkımlarını gösteren örnek sonuç tablosu

ÖZELLİK TABLOSU									
8:00 - 9:00	9:00 - 10:00	10:00 - 11:00	11:00 - 12:00	12:00 - 13:00	13:00 - 14:00	14:00 - 15:00	15:00 - 16:00	16:00 - 17:00	17:00 - 18:00
	T (C)	P (kPa)	Faz	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	m (kg/s)	Ψ (kJ/kg)	Ekserji (kW)	
1	11.969	1146.48	Doymuş Buhar	425.493804	1.791461	0.03	73.144	2.202	
2s	71.8	3434.778	Kızgın Buhar	454.35258	1.791461	0.03	102.003	3.071	
2	77.9	3434.778	Kızgın Buhar	463.972173	1.819115	0.03	103.795	3.125	
3	55.0	3434.778	Doymuş Sıvı	297.9	1.3169	0.03	79.874	2.405	
4	11.969	1146.48	Doymuş Sıvı-Buhar Ka...	297.9	1.34388	0.03	72.238	2.175	
5	50.0	-	Sıkıştırılmış Sıvı	209.33	0.7038	0.12	10.85	1.299	
6	40.0	-	Sıkıştırılmış Sıvı	167.57	0.5725	0.12	6.255	0.749	
7	19.285	-	Sıkıştırılmış Sıvı	80.964361	0.286375	0.342	0.637	0.218	
8	21.969	-	Sıkıştırılmış Sıvı	92.207538	0.324638	0.342	1.05	0.359	
9	21.969	-	Sıkıştırılmış Sıvı	92.207538	0.324638	0.75	1.05	0.787	
10	24.254	-	Sıkıştırılmış Sıvı	101.769899	0.356922	0.75	1.474	1.105	

Şekil 3.11. Örnek özellik tablosu

Giriş Parametreleri

Programın hesaplamalar için ihtiyaç duyduğu giriş parametreleri bu bölümde açıklanacaktır.

1. Güneş ışıını hesaplamaları için gerekli parametreler;

Hesaplama yapılmak istenen bölgeye ve aya bağlı olarak değişir. Hesaplama yapılacak olan ay için ortalama gün sayısı (n) Çizelge 3.1'den alınabilir. Bu çalışma Antalya için yapıldığından gerekli enlem açısı (ϕ) 36.91°'dir. Başka iller için yapılacak çalışmalarda enlem açısı çeşitli kaynaklardan elde edilebilir. İzafe güneşlenme süresi (n/N) için bu çalışmada kullanılan değerler Çizelge 3.1'de verilmiştir. Kollektörün eğim açısı (β), çalışmanın yapıldığı bölge için sistemin kullanım amacına göre belirlenir. Bu çalışmada sistem hacim ısıtma amaçlı olarak kullanıldığından kış çalışmasına uygun olarak kollektörün eğim açısı bölgenin enlem açısından yaklaşık 10° fazla olmak üzere 50° seçilmiştir. Antalya için rakım 42 m ve yerin yansıtma oranı (ρ) yerde kar olmaması durumuna uygun olarak 0.2 alınmıştır.

2. Kollektör Özellikleri;

Sistemin analizi yapılırken programın ihtiyaç duyduğu bir diğer giriş parametresi, kollektöre ait özelliklerdir. Sistemin tasarımında kollektör alanı tüm durumlar için 20 m² olarak kabul edilmiştir. İstenildiği takdirde bu parametre de değiştirilerek farklı kollektör alanlarının sistem üzerine etkisini incelemek mümkündür. Toplayıcı ısı kazanç faktörü (F_t), efektif yutma katsayısı ($(\tau\alpha)_e$) ve toplayıcı toplam ısı transfer katsayısı (K) değerleri kollektör tipine göre değişir. Sistemde incelenen 3 farklı kollektör tipine göre bu parametrelerin aldığı değerler Çizelge 3.3'de verilmiştir. Hem kollektörün çevreye olan ısı kaybının hesaplanması hem de sistemin ölü nokta sıcaklığının belirlenmesi için aya bağlı olarak ortalama çevre sıcaklığı değeri de bu bölümde programa girilmelidir. Bu çalışmada incelenen Antalya için Aralık, Ocak ve Şubat aylarında ortalama çevre ve şebeke suyu sıcaklıkları Çizelge 3.5'de görülebilmektedir.

Çizelge 3.5. Antalya için aylara bağlı ortalama çevre ve şebeke suyu sıcaklıkları (Yiğit ve Atmaca 2010)

	$T_{\text{çevre}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{şebeke}} (^{\circ}\text{C})$
Aralık	10.9	15.4
Ocak	9.5	12.8
Şubat	9.9	12.0

3. Depo Özellikleri:

Depo için belirlenmesi gereken giriş parametreleri, sistemin çalışmaya başladığı saatteki depo suyu sıcaklığı ve sistemde kullanılacak olan deponun hacmidir. Depo suyu sıcaklığı belirlenirken sistem ilk önce aya bağlı olarak alınan şebeke suyu sıcaklığında çalıştırılmış ve gün sonunda deponun ulaştığı sıcaklık belirlenmiştir. Deponun gün sonunda ulaştığı bu sıcaklık gerekli başlangıç parametresi olarak alınmıştır. İlgili ay için şebeke suyu sıcaklığı Çizelge 3.5'den alınabilir.

4. Sistem Özellikleri:

Programın çalıştırılması için gereken son parametre sisteme ait özelliklerdir. Bu özellikler sistemin ısıtma yükü, fan coil ünitesinin hangi sıcaklık aralığında çalıştırıldığı ve ısı pompası sisteminde çalışan kompresörün adyabatik verimidir. Program istenilen ısıtma yükünün denenmesine olanak vermektedir. Bu çalışmada depo boyutu, kollektör tipi gibi parametrelerin değişiminin sistem üzerine etkileri incelenirken ısıtma yükü 5 kW olarak belirlenmiştir. Ayrıca sistemin farklı ısıtma yükleri karşısındaki performansının incelenebilmesi için 3, 6 ve 9 kW'lık ısıtma yükleri için de simülasyon çalıştırılmıştır.

Simülasyonda Alınan Kabuller

Simülasyonda yapılan kabuller şu şekildedir;

- a) Kompresörün izantropik verimi % 75, mekanik – elektriksel ($\eta_{komp,elek-mek}$) verimi ise % 76 olarak alınmıştır.
- b) R410A soğutucu akışkanının hem kondenser hem de evaporatör çıkışında doymuş fazda olduğu kabul edilmiştir.
- c) Soğutucu akışkan adyabatik olarak genişlemektedir.
- d) Depo içerisinde tabakalaşmanın olmadığı kabul edilmiş ve $(UA)_{depo}$ değeri 11.1 W/°C olarak alınmıştır.
- e) Soğutucu akışkanın buharlaşma sıcaklığı, depo suyu sıcaklığından 10 °C düşük alınmıştır.
- f) Fan coil giriş ve çıkış sıcaklıkları sırasıyla, 50 °C ve 40 °C olacak şekilde sabit alınmıştır.
- g) Soğutucu akışkanın yoğuşma sıcaklığı, fan coil dönüş suyu sıcaklığından 15 °C yüksek alınmıştır. Fan coil dönüş sıcaklığı 40 °C’de sabit olduğundan yoğuşma sıcaklığı 55 °C alınmıştır.
- h) Kollektörlerde dolaşan suyun debisi 0.135 m³/h – m² - kollektör alanı değerine göre belirlenmiştir.
- i) Hesaplamalar yapılırken, kollektör – depo ve depo – evaporatör çevrimlerinde dolaşan suyun debisi, çevrimlerin yaklaşık 5 – 10 °C sıcaklık farkında çalışmasını sağlayacak şekilde sabit alınmıştır.
- j) Şekil 3.4’de verilen sistem şemasındaki numaralandırmalara göre 1 ve 4 noktaları evaporatör basıncında, 2 ve 3 noktaları ise kondenser basıncında sabit kabul edilmiştir.
- k) 8 noktası depodan çıkarak evaporatöre giden ve 9 noktası depodan çıkıp kollektöre giden hatlardır. Bu noktaların sıcaklıkları depo sıcaklığına eşit kabul edilmiştir.
- l) COP hesaplamaları yapılırken \dot{W}_{pompa} değerleri Şekil 3.4’de gösterilen I, II ve III numaralı pompalar için sırasıyla 0.1 kW, 0.2 kW ve 0.2 kW olarak alınmıştır.

Hesaplamaların İşlem Basamakları

Bu bölümde, simülasyon için oluşturulmuş bilgisayar programının işlem basamakları açıklanacaktır. Hesaplamalar ilk önce anlık toplam ışıının ve buna bağlı olarak faydalı enerjinin hesaplanması ile başlamaktadır. Daha sonra ilgili kabuller ve hesaplamalar ile sisteme ait her noktanın sıcaklığı belirlenir ve termodinamik özellikleri bulunarak akış ekserjileri hesaplanır. Bu işlemlerin ardından evaporatörün çektiği ısıya bağlı olarak depo sıcaklığı belirlenir. Son olarak ısı pompası ve tüm sistemin COP hesaplamaları ile ekserji analizleri yapılır.

Tüm bu hesaplamaların detaylı işlem basamakları şu şekildedir;

- 1) İlk önce hesaplama yapılan aya bağlı olarak eşitlik 3.45 yardımıyla deklinasyon açısı bulunur.
- 2) Deklinasyon açısı ve hesaplama yapılan bölgenin enlem açısı kullanılarak denklem 3.48 ile güneş batış saat açısı (ω_s) hesaplanır.
- 3) Bu aşamada, denklem 3.50'de verilen tüm değişkenler bilindiği için atmosfer dışında yatay düzleme gelen günlük güneş ışıını (H_0) elde edilir.
- 4) Denklem 3.52'de verilen yatay düzleme gelen günlük toplam güneş ışıını (H) ifadesinin bulunması için a ve b katsayıları (3.53 ve 3.54 eşitlikleri) hesaplanır ve daha önceki adımda bulunan H_0 ve giriş parametresi olan izafi güneşlenme süresi (n/N) kullanılır.
- 5) Bu noktada anlık ışıını hesaplamalarına geçileceği için hesaplamaların yapıldığı saat aralığına göre saat açıları hesaplanır (eşitlik 3.46) ve ortalama saat açısı (ω) bulunur.
- 6) Hesaplanan saat açısından faydalanılarak kollektörün yüzey sıcaklığı bulunurken ihtiyaç duyulacak olan $\cos\theta$ ifadesi 3.47 eşitliğinden hesaplanır.
- 7) Gün uzunluğu (N), 3.49 eşitliğinden güneş batış saat açısı kullanılarak bulunur.
- 8) Yatay düzleme gelen anlık toplam ışıının (I) günlük toplam ışıına (H) oranı olan r_t katsayısı eşitlik 3.57 ile hesaplanır ve daha önce bulunan günlük toplam ışıını yardımıyla anlık toplam ışıını miktarı elde edilir.

- 9) 3.55 eşitliğinde tanımlanan günlük berraklık indeksi (k_T) hesaplanarak, yatay düzleme gelen günlük toplam güneş ışınımının yayılı kısmı 3.56 eşitliği ile bulunur.
- 10) 3.59 denklemi ile bulunan r_d oranı ve denklem 3.56'dan elde edilen H_d değeri ile yatay düzleme gelen anlık yayılı ışınım (I_d) hesaplanır. Bu değer daha önce bulunan anlık toplam ışınımdan (I) çıkarılarak anlık ışınımın direkt kısmı (I_b) da hesaplanır.
- 11) Buradan eğik düzleme gelen anlık yayılı ışınım (I_{dT}) eşitlik 3.64 kullanılarak bulunur.
- 12) Eğik düzleme gelen anlık direkt ışınımın (I_{bT}) hesaplanabilmesi için geometrik faktöre (R_b) ihtiyaç vardır. Denklem 3.62 kullanılarak geometrik faktör hesaplanır ve I_{bT} değerine ulaşılır.
- 13) Eğik düzleme gelen anlık toplam ışınımın hesaplanabilmesi için ihtiyaç duyulan son değer yansıyan ışınımdır (I_{ref}) ve denklem 3.65 ile hesaplanır. Bu sayede hesaplamaların ilk adımı olan anlık toplam ışınım, I_{dT} , I_{bT} ve I_{ref} toplamından bulunur.
- 14) Anlık toplam ışınımın hesaplanmasından sonra denklem 3.67 yardımıyla faydalı enerjii hesaplamak mümkündür. Işınım değeri haricinde diğer tüm parametreler hesaplama yapılmak istenen sisteme göre kullanıcı tarafından girilen parametrelerdir.
- 15) Hesaplamaların bu aşamasında faydalı enerji ve anlık toplam ışınım bilindiği için kollektör verimi denklem 3.69 ile bulunur.
- 16) Bu noktadan sonra sistemin termodinamik hesapları başlamaktadır.
- 17) İlk önce, giriş parametrelerinde aya bağlı olarak belirlenen çevre sıcaklığına (T_c) göre ölü nokta sıcaklığı Kelvin olarak bulunur ve bu sıcaklığa göre R410A soğutucu akışkanı için entalpi (h_{0_ref}) ve entropi (s_{0_ref}) değerleri hesaplanır.
- 18) 1 noktası için belirlenen T_1 sıcaklığına göre kübik şerit interpolasyon metodunu kullanan alt program yardımıyla h_1 ve s_1 hesaplanır. Daha sonra 3.6 eşitliği ile 1 noktasının akış ekserjisi bulunur.
- 19) 2 noktası için belirlenen T_2 sıcaklığına karşılık gelen doyma basıncına ve $s_{2s} = s_1$ eşitliğine göre kübik şerit interpolasyon metodunu kullanan alt program

yardımıyla h_{2s} hesaplanır. Daha sonra 3.6 eşitliği ile 2s noktasının akış ekserjisi bulunur.

20) 2 noktası için belirlenen T_2 sıcaklığına karşılık gelen doyma basıncına ve kompresörün adyabatik verimine göre bulunan h_2 değerine göre kızgın buhar bölgesine ait kübik şerit interpolasyon metodu ile s_2 hesaplanır. Daha sonra 3.6 eşitliği ile 2 noktasının akış ekserjisi bulunur.

21) 3 noktası için belirlenen T_3 sıcaklığına göre kübik şerit interpolasyon metodunu kullanan alt program yardımıyla h_3 ve s_3 hesaplanır. Daha sonra 3.6 eşitliği ile 3 noktasının akış ekserjisi bulunur.

22) 4 noktasının entalpisi (h_4) ve 3 noktasının entalpisi (h_3) eşittir. Entalpi ve sıcaklığa bağlı olarak sıvı – buhar karışımı fazındaki 4 noktasının kuruluk derecesi ve s_4 değeri hesaplanır. Daha sonra 3.6 eşitliği ile 4 noktasının akış ekserjisi bulunur.

23) Bu aşamadan sonra suya ait özellikler hesaplanmaktadır. Giriş parametrelerinde aya bağlı olarak belirlenen T_c sıcaklığına göre ölü nokta sıcaklığı Kelvin cinsinden daha önce hesaplanmıştı. Bu sıcaklığa göre su için entalpi (h_{0_su}) ve entropi (s_{0_su}) değerleri hesaplanır.

24) 5 noktası için belirlenen T_5 sıcaklığına göre kübik şerit interpolasyon metodunu kullanan alt program yardımıyla h_5 ve s_5 hesaplanır. Daha sonra 3.6 eşitliği ile 5 noktasının akış ekserjisi bulunur.

25) 6 noktası için belirlenen T_6 sıcaklığına göre kübik şerit interpolasyon metodunu kullanan alt program yardımıyla h_6 ve s_6 hesaplanır. Daha sonra 3.6 eşitliği ile 6 noktasının akış ekserjisi bulunur.

26) Bu aşamada kondenser – fan coil çevriminde dolaşan suyun debisi hesaplanır.

Bu hesaplama için $\dot{m}_{wI} = \frac{\dot{Q}_{fc}}{h_5 - h_6}$ eşitliğinden faydalanılır. 5 ve 6 noktalarının sıcaklıkları (fan coil giriş – çıkış) sabit olduğundan \dot{m}_{wI} de sabittir.

27) Bir diğer hesaplanan debi, ısı pompası çevriminde dolaşan R410A soğutucu akışkanının debisidir. $\dot{m}_{ref} = \frac{\dot{Q}_{yoğ}}{h_2 - h_3}$ eşitliği yardımıyla hesaplanır.

28) Soğutucu akışkanın debisi hesaplandıktan sonra evaporatörün çektiği ısı da

$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{ref}(h_1 - h_4)$ denklemi yardımıyla bulunur.

- 29) Evaporatörün çektiği ısı belirlendikten sonra depo sıcaklığı bulunabilir. İlk saat için başlangıç sıcaklığı ile hesap yapılırken, bir sonraki saat için $T_{depo,yeni}$ 3.74 denkleminde bulunur. Bir sonraki çevrim bu sıcaklıkla başlar.
- 30) Depo sıcaklığı kullanılarak 7 noktasının sıcaklığı $T_7 = T_{depo} - \frac{\dot{Q}_{evap}}{c_p \dot{m}_{wII}}$ eşitliği ile hesaplanır. T_7 sıcaklığına göre kübik şerit interpolasyon metodunu kullanan alt program yardımıyla h_7 ve s_7 hesaplanır. Daha sonra 3.6 eşitliği ile 7 noktasının akış ekserjisi bulunur.
- 31) 8 noktası için belirlenen T_8 sıcaklığına göre kübik şerit interpolasyon metodunu kullanan alt program yardımıyla h_8 ve s_8 hesaplanır. Daha sonra 3.6 eşitliği ile 8 noktasının akış ekserjisi bulunur.
- 32) 9 noktası için belirlenen T_9 sıcaklığına göre kübik şerit interpolasyon metodunu kullanan alt program yardımıyla h_9 ve s_9 hesaplanır. Daha sonra 3.6 eşitliği ile 9 noktasının akış ekserjisi bulunur.
- 33) Bu noktada kollektör – depo çevriminde dolaşan suyun debisi hesaplanır. Bu hesaplama için $\dot{m}_{solar} = \frac{\dot{V}_{solar} A_t \rho}{3600}$ eşitliği kullanılır. Bu değer kollektör alanına göre değişir.
- 34) 10 noktasının sıcaklığı $T_{10} = T_9 + \frac{\dot{Q}_f}{\dot{m}_{solar} c_p}$ denklemine göre hesaplandıktan sonra bu sıcaklığa göre kübik şerit interpolasyon metodunu kullanan alt program yardımıyla h_{10} ve s_{10} hesaplanır. Daha sonra 3.6 eşitliği ile 10 noktasının akış ekserjisi bulunur.
- 35) Kompresör gücü (3.10 denklemi) ve çektiği elektriksel güç (3.44 denklemi) bu aşamada hesaplanır.
- 36) Daha sonra ısı pompasının COP hesaplamaları yapılır. Bu hesaplamalar kompresör gücüne göre denklem 3.40 ile kompresör tarafından tüketilen elektriksel güce göre denklem 3.41 ile hesaplanır.
- 37) Bir sonraki adım tüm sistemin COP hesaplarıdır. Bu hesaplamalar kompresör ve toplam pompa gücüne göre denklem 3.42 ile, kompresör tarafından tüketilen elektriksel güç ve toplam pompa gücüne göre ise denklem 3.43 ile hesaplanır.

- 38)** Programın son aşamasında kompresör, kondenser, evaporatör, genişleme vanası, depo ve fan coil'in daha önce hesaplanan termodinamik özellikleri kullanılarak bölüm 3.2.4'de verilen eşitlikler yardımıyla ekserji yok oluşları ve ekserji verimleri hesaplanır.
- 39)** Kollektörün ekserji yok oluşunun ve ekserji veriminin hesaplanması için termodinamik özellik hesaplamalarında bulunan değerlere ek olarak bazı ifadelere ihtiyaç vardır. Bu aşamada program, giriş parametrelerinde seçilen kollektör tipine göre uygun $(\tau\alpha)_0$ ve b değerlerini (Çizelge 3.4) kullanarak kollektörün yüzey sıcaklığı (T_p) hesaplar. Bu sayede eşitlik 3.38 ve 3.39 yardımıyla kollektörün ekserji analizi yapılır.
- 40)** Tüm bu hesaplama adımları çalışma saatlerinin başlangıcı olan 08:00 – 09:00 arasında 1 saatlik periyot için tamamlandıktan sonra, saat 1 saat arttırılarak döngü tekrarlanır. Bu işlem, çalışma saatlerinin tamamı olan 08:00 - 18:00 aralığı için 10 kez tekrarlanır.
- 41)** Program hem dinamik, hem de statik analiz yapabildiğinden sonuçlar da iki şekilde alınabilmektedir. Sonuçlar, sistemin çalışma saatleri arasında her saat için anlık toplam ışınlam, faydalı enerji, depo sıcaklığı, kollektör verimi, evaporatörde çekilen ısı, kompresör gücü, ısı pompası ve sistemin COP değerleri, sisteme ait tüm elemanların ekserji yok oluşları ve verimleri gibi değerlerin tamamını tablo halinde vermektedir. Ayrıca yine tüm saatler için her noktanın sıcaklık, basınç, entalpi, entropi, debi, akış ekserjisi gibi termodinamik özelliklerini de verebilmektedir. Tüm bunlara ek olarak, belirtilen bütün sonuçların çalışma saatleri için ortalama değerleri de programdan alınabilmektedir.

Çalışma prensibi açıklanan simülasyon ile hacim ısıtma amaçlı, güneş enerjisi destekli, su kaynaklı, ısı pompası sisteminin giriş parametreleri bölümünde açıklanan tüm özelliklerini, incelemesi yapılmak istenen sisteme göre belirleyerek istenilen koşullarda hesaplama yapmak mümkündür. Sistemin kurulması düşünülen bölge, çalışma yapılacak aylar, sistem boyutları, ısıtma yükü gibi parametrelerin tümü değiştirilebilmektedir.

Bu çalışma, Antalya’da Aralık, Ocak ve Şubat aylarını içeren ısıtma sezonu için depo boyutu, kollektör modeli, ısıtma yükü gibi çeşitli parametrelerin değişiminin sistem üzerine etkilerini araştırmak amacıyla yapılmıştır. Çalışmada incelenen parametreler ve bu hesaplamalar sonucu elde edilen bulgular ve çıkarılan sonuçlar bir sonraki bölümde detaylı olarak açıklanmıştır.

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu bölümde simülasyondan elde edilen sonuçlar detaylı olarak incelenmiştir. Yapılan program hacim ısıtma amaçlı, güneş enerjisi destekli, su kaynaklı ısı pompası sistemi hakkında çok geniş bilgiler vermektedir. Bu tür sistemlerin tasarımı aşamasında karşılaşılan en temel sorun sistemin doğru bir şekilde boyutlandırılmasıdır.

Simülasyon ilk önce, inceleme yapılmak istenen bölge ve aya bağlı olarak eğik yüzeye gelen anlık toplam ışınım değerlerini hesaplamaktadır. Daha sonra bu ışınım değerleri ile kollektör tipine bağlı olarak elde edilebilen faydalı enerji bulunmaktadır. Sistem tasarımı açısından bakıldığında elde edilebilecek faydalı enerjinin tasarıma başlamadan önce hesaplanması, sistemin boyutlarının belirlenebilmesi ve sistem performansının önceden görülebilmesi açısından önemlidir.

Yapılan simülasyon sistemin her noktasının termodinamik özelliklerinin belirlenmesine, dolayısıyla enerji ve ekserji hesaplamalarının yapılabilmesine olanak sağlamaktadır. Bu sayede sistemdeki elemanların hangilerinde ekserji yok oluşunun yüksek olabileceği ve iyileştirme potansiyeline sahip olabildikleri anlaşılabilmekte ve sistem performansını arttırmak için ön çalışmalar yapılabilme imkânı sağlanabilmektedir.

Simülasyonun dinamik analiz yapabiliyor olması, bir başka deyişle sistemin çalışma saatleri boyunca tüm özelliklerinin her saat için belirlenebilmesi, gün içerisinde sistemin ve elemanlarının davranışlarının gözlenebilmesini sağlamaktadır. Bu sayede uygulama, sistemin verimli çalıştığı saat aralıklarına uygun olarak tasarlanabilmektedir.

Bu bölümde verilen sonuçlar altı ana başlık altında incelenecektir. Her bir parametre Aralık, Ocak ve Şubat ayları için ayrı ayrı incelenmiş ve bu başlıklar altında bir arada sunulmuştur.

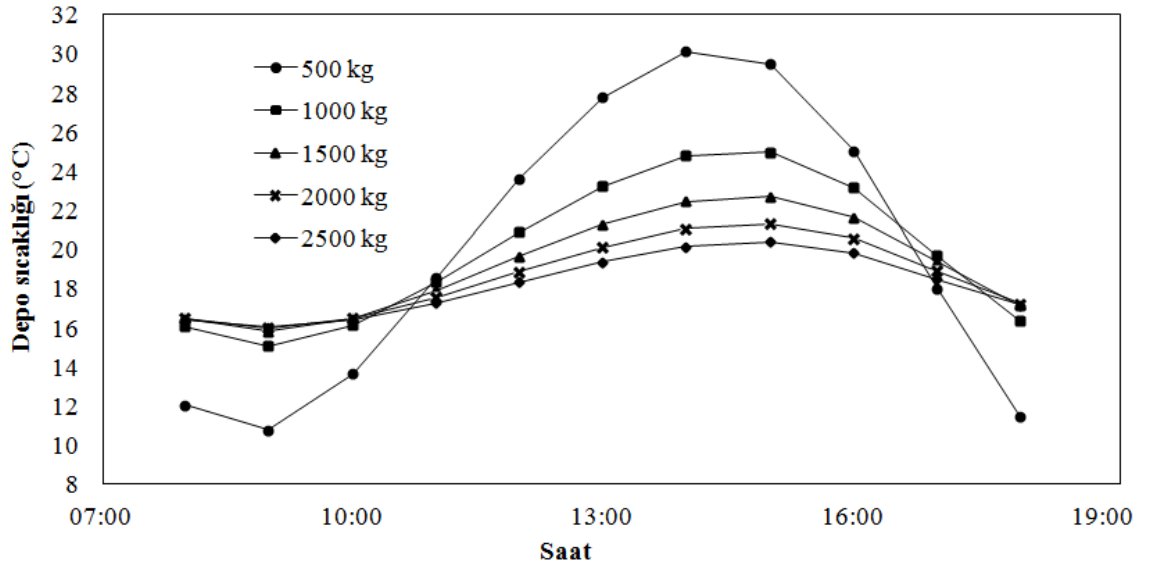
4.1. Depo boyutunun etkisi

İncelenen ilk parametre, depo boyutunun değişimine bağlı olarak depo suyu sıcaklığı, kompresör gücü ve ısı pompası COP değerinin sistemin çalışma saatleri olan 08:00 – 18:00 aralığındaki değişimidir. Depo boyutu, m² kollektör yüzey alanı başına 25, 50, 75, 100 ve 125 kg olacak şekilde beş farklı durum için değerlendirilmiştir. Hesaplar 20 m² alana sahip en iyi kollektör tipi (kollektör A) ve ısıtma yükünün 5 kW olduğu durum için yapılmıştır.

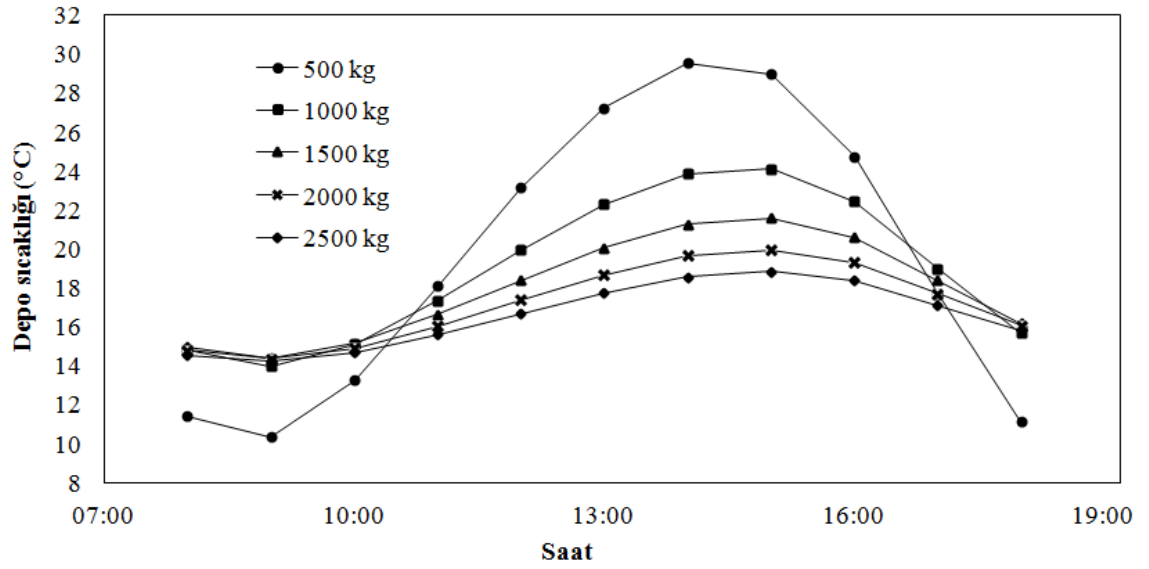
Simülasyon başlangıçta çalışma yapılan aya bağlı olarak alınan aylık ortalama şebeke suyu sıcaklığında çalıştırılmış ve gün sonunda deponun ulaştığı sıcaklık tespit edilmiştir. Deponun gün sonunda ulaştığı bu sıcaklık ile program tekrar çalıştırılarak simülasyon sonuçları alınmıştır. Sistemin incelenmesinde en doğru depo başlangıç sıcaklığının tahmin edilebilmesi için bu şekilde bir metot uygulanmıştır.

Aralık, Ocak ve şubat ayları için depo suyu sıcaklığının değişimi sırasıyla şekil 4.1, 4.2 ve 4.3' de görülebilmektedir. Düşük depo hacminde, depo suyu sıcaklığı güneş ışıınının yüksek olduğu öğlen saatlerinde yüksek değerlere ulaşmakta, ancak ışıınının düşük olduğu saatlerde ataletini koruyamamakta ve hızlı bir şekilde soğumaktadır. Çok yüksek depo hacimlerinde ise depoda elde edilen sıcaklık uzun süre korunabilse de bu defa da yüksek depo sıcaklıklarına ulaşılammaktadır. Tüm aylar için elde edilen sonuçlar benzerdir.

Depo hacmi belirlenirken, ısı pompasında kararlı bir çalışmanın gerçekleşmesi için çalışma saatleri içerisinde sıcaklık dalgalanmalarının fazla olmaması, ortalama depo sıcaklığının yüksek olması ve çalışma saatleri sonunda depo sıcaklığının olabildiğince yüksek değerlerde kalması gibi kıstaslar göz önünde bulundurulmalıdır.



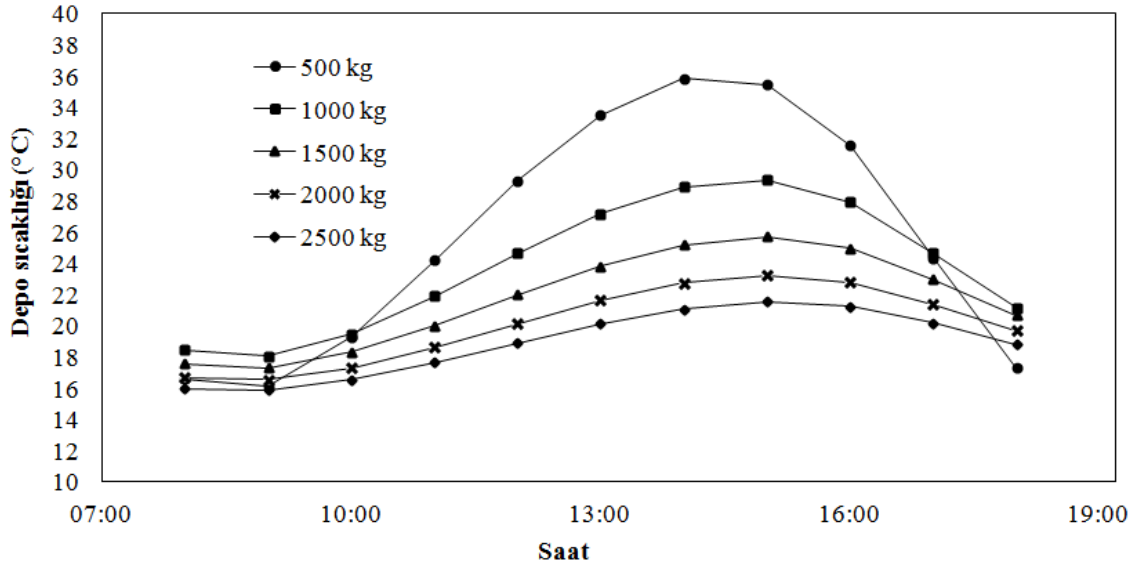
Şekil 4.1. Aralık ayında çalışma saatlerinde, depo suyu sıcaklığının, depo hacmine bağlı olarak değişimi



Şekil 4.2. Ocak ayında çalışma saatlerinde, depo suyu sıcaklığının, depo hacmine bağlı olarak değişimi

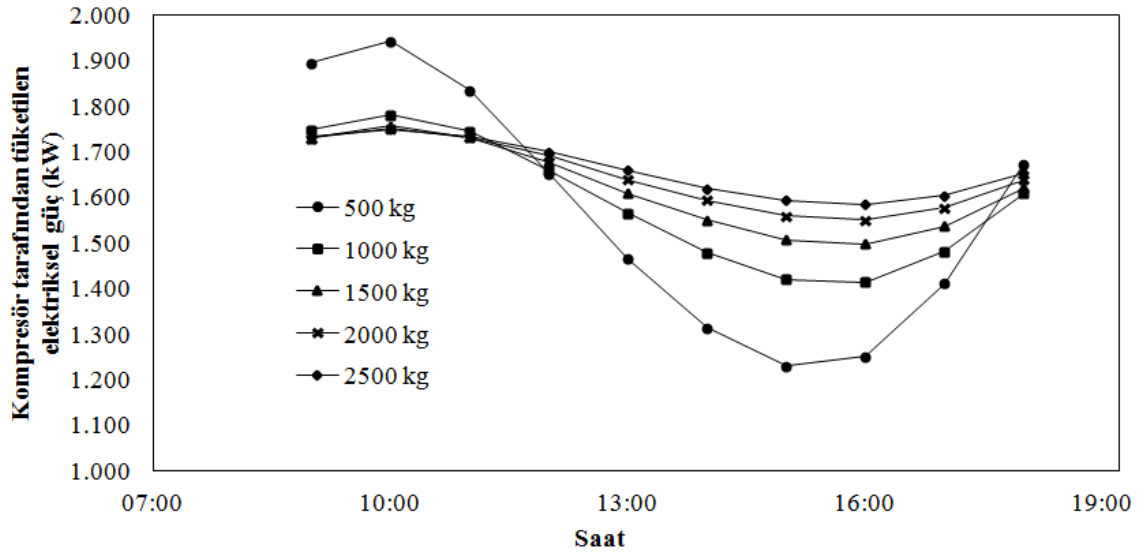
Şekil 4.1 ve Şekil 4.2'den görülebileceği üzere Aralık ve Ocak aylarında 500 kg ve 1000 kg kapasiteye sahip depolarda çalışma saatleri içerisinde yüksek sıcaklık dalgalanmaları oluşmakta ve ışınımın olmadığı son çalışma saatlerinde depo sıcaklığı hızlı bir şekilde düşmektedir. Arzu edilen kriterler ise 1500 kg kapasiteye sahip depo ile hemen hemen sağlanabilmektedir. 1500 kg'lık depo Aralık ayında 19.17 °C ortalama sıcaklık ve 17.14 °C gün sonu sıcaklığına sahipken, Ocak ayında ise 17.96 °C ortalama sıcaklık ve 16.18 °C gün sonu sıcaklığına ulaşmaktadır. 2000 kg ve 2500 kg gibi daha yüksek depo kapasitelerinde ise günlük ortalama depo sıcaklıkları düşük kalmaktadır.

Şubat ayı değerlendirildiğinde, 1000 kg'lık deponun, gün sonu sıcaklığı ve günlük ortalama sıcaklık açısından (23.81 °C ve 21.16 °C) 1500 kg'lık depoya (21.68 °C ve 20.65 °C) göre daha iyi sonuç verdiği görülse de gerek sıcaklık dalgalanmalarının daha az olması gerekse diğer çalışma aylarındaki avantajları göz önüne alındığında, sistem için en ideal depo boyutu 1500 kg olarak tespit edilebilmektedir.



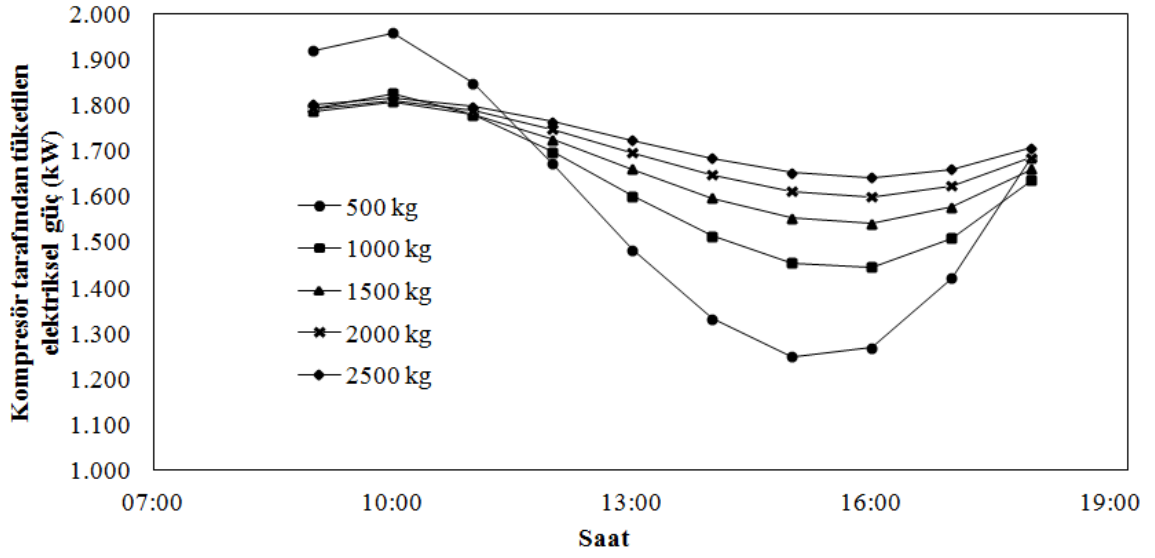
Şekil 4.3. Şubat ayında çalışma saatlerinde, depo suyu sıcaklığının, depo hacmine bağlı olarak değişimi

Depo boyutunun incelenmesinde değerlendirilecek bir diğer parametre ise kompresör tarafından tüketilecek elektriksel güçtür. Bilindiği üzere kompresör gücü ve dolayısıyla da COP, kondenser ve evaporatör arasındaki basınç farkından doğrudan etkilenmektedir. Buharlaştırma ve yoğuşma sıcaklıkları arasındaki farkı azaltmaya yönelik olarak ısı değiştiricilerinde yapılabilecek iyileştirmeler bu basınç farkını da azaltacağından, kompresör gücünü de düşürebilecektir. Kompresör gücünün gün içerisindeki değişimi Aralık ayı için Şekil 4.4, Ocak ayı için 4.5 ve Şubat ayı için de 4.6'dan görülebilmektedir.

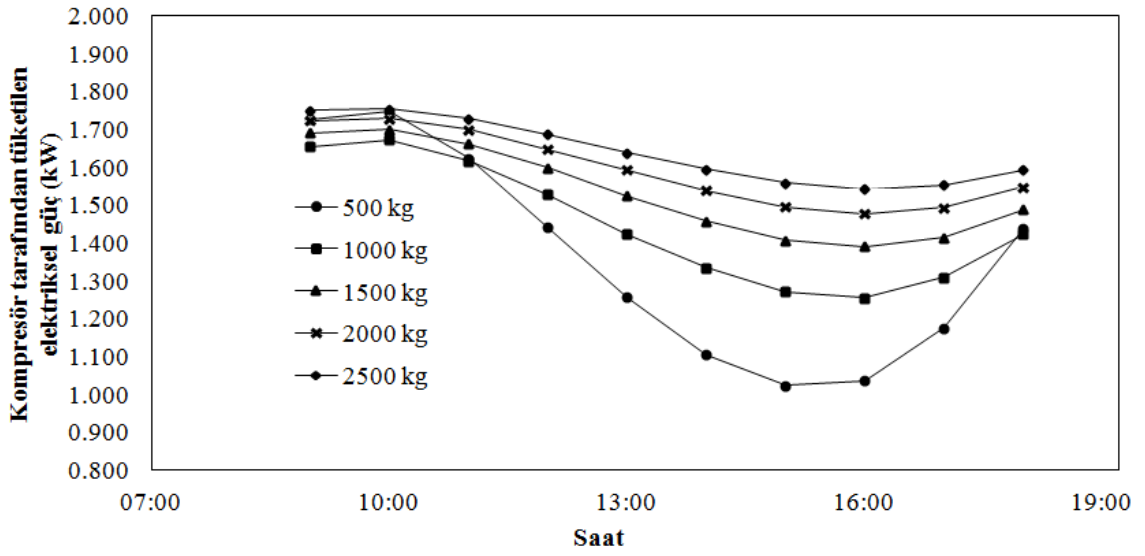


Şekil 4.4. Aralık ayında çalışma saatlerinde, kompresör gücünün, depo hacmine bağlı olarak değişimi

Kompresör gücünün gün içerisindeki değişimi incelendiğinde depo suyu sıcaklığının yüksek olduğu öğlen saatlerinde, kompresörde çekilen gücün düştüğü, ancak depo suyu sıcaklığının düşük olduğu saatlerde kompresörde daha çok güç harcandığı görülmektedir. Ayrıca depo boyutu arttıkça kompresörde çekilen güç de artmaktadır.



Şekil 4.5. Ocak ayında çalışma saatlerinde, kompresör gücünün, depo hacmine bağlı olarak değişimi

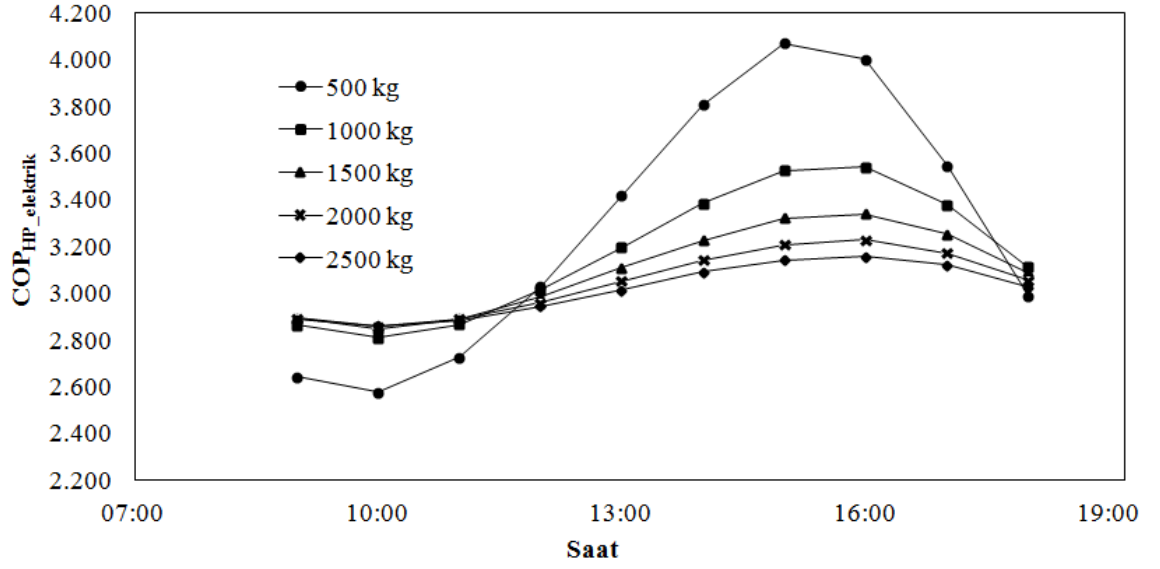


Şekil 4.6. Şubat ayında çalışma saatlerinde, kompresör gücünün, depo hacmine bağlı olarak değişimi

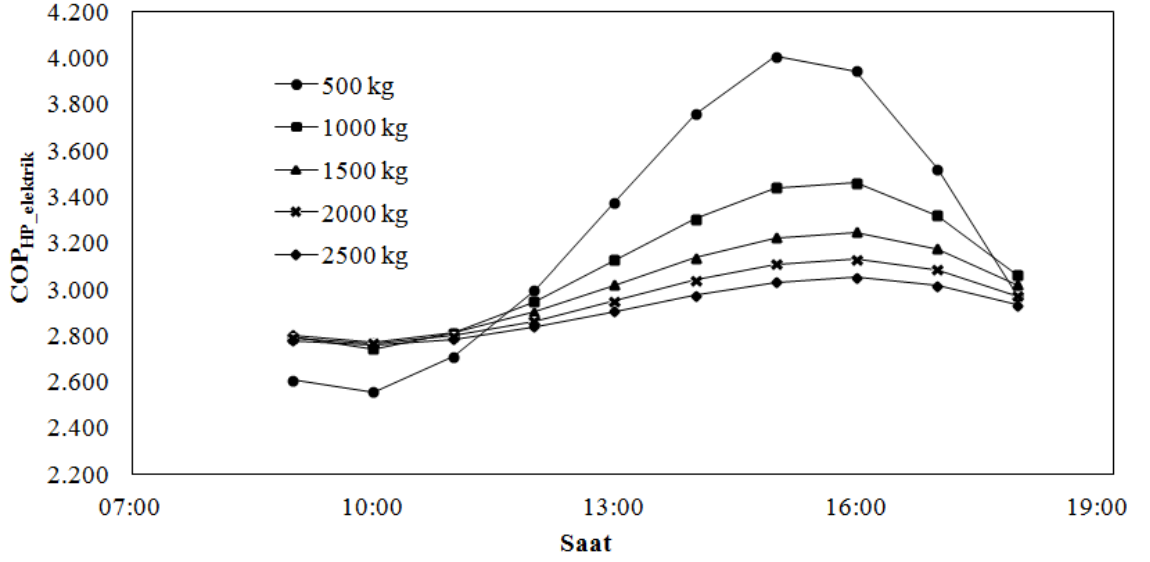
Şekil 4.4, 4.5 ve 4.6 incelendiğinde 2500 kg'lık depo kullanıldığında kompresör gücünün günlük ortalamasının çalışma aylarına bağlı olarak sırasıyla 1.63 kW, 1.72 kW ve 1.64 kW olduğu görülmektedir. Bu değer 500 kg'lık depoda 1.57 kW, 1.58 kW ve 1.36 kW değerlerinde kalmaktadır. Ancak 500 kg depo hacminde, güneş ışınımının düşük olduğu sabah ve akşam saatlerinde tüketilen elektriksel gücün oldukça yüksek değerlere ulaştığı her 3 şekilden de görülebilmektedir. Bu durumda yine çalışma saatlerinde hemen hemen sabit güç çeken 1500 kg gibi ortalama bir depo boyutunun tercih edilebilir olduğu tespit edilebilmektedir. 1500 kg depo hacminde kompresörde çekilen günlük ortalama elektriksel gücün çalışma aylarındaki günlük ortalaması 1.62 kW, 1.67 kW ve 1.53 kW olarak simülasyondan tahmin edilebilmektedir.

Depo boyutu değişiminin ısı pompasının COP değerleri üzerine etkisi Aralık, Ocak ve Şubat ayları için sırasıyla Şekil 4.7, 4.8 ve 4.9'dan görülebilmektedir. Bahsedilen şekiller incelendiğinde ısı pompasının COP değerinin depo boyutunun artışı ile azaldığı görülmektedir. Bu durumun sebebi, depo boyutu arttıkça ortalama depo suyu sıcaklığının azalmasıdır. Dolayısıyla evaporatör tarafından depodan çekilen ısı azalmakta, kompresörde daha fazla elektriksel güç tüketilmekte, COP düşmektedir. Depo sıcaklığının yüksek olduğu öğlen saatlerinde ise tüm depo kapasitelerinde ısı pompası COP değeri de yükselmektedir.

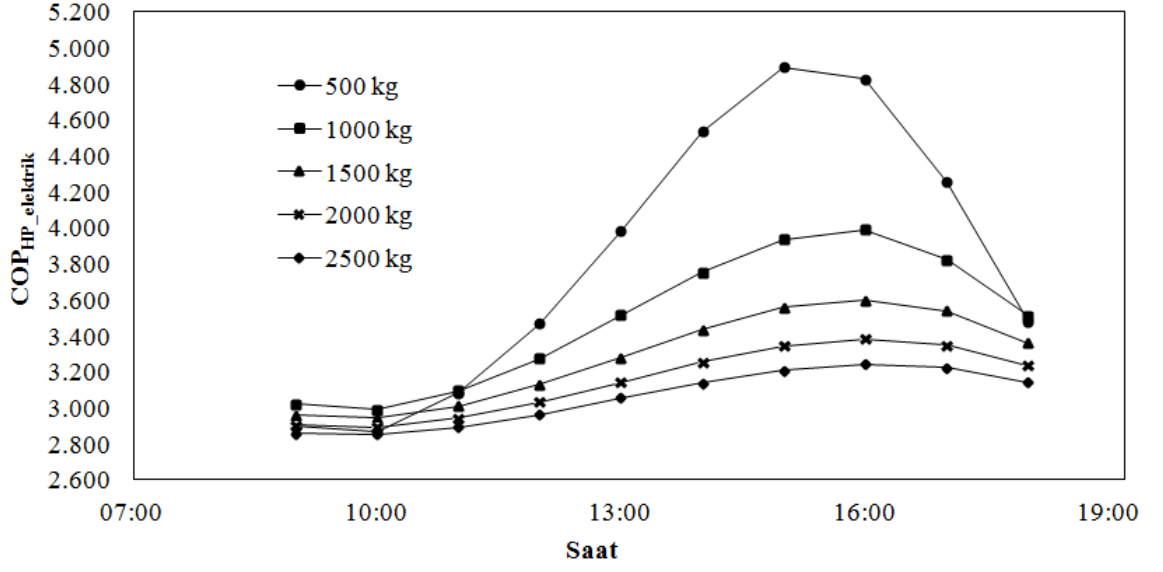
COP değerlerindeki günlük dalgalanma küçük depo boyutlarında daha fazla görülmektedir. Çok büyük depo kapasitelerinde ise dalgalanma az olsa da günlük ortalama değerler arzu edilenin altında kalabilmektedir. Bu noktada önemli olan optimum boyuta karar verebilmektir. 1500 kg'lık deponun günlük ortalama COP değerleri Aralık ayı için 3.09, Ocak ayı için 3.01 ve Şubat ayı için de 3.28 olarak simülasyondan tespit edilmiştir.



Şekil 4.7. Aralık ayında çalışma saatlerinde, ısı pompası COP değerlerinin, depo hacmine bağlı olarak değişimi



Şekil 4.8. Ocak ayında çalışma saatlerinde, ısı pompası COP değerlerinin, depo hacmine bağlı olarak değişimi



Şekil 4.9. Şubat ayında çalışma saatlerinde, ısı pompası COP değerlerinin, depo hacmine bağlı olarak değişimi

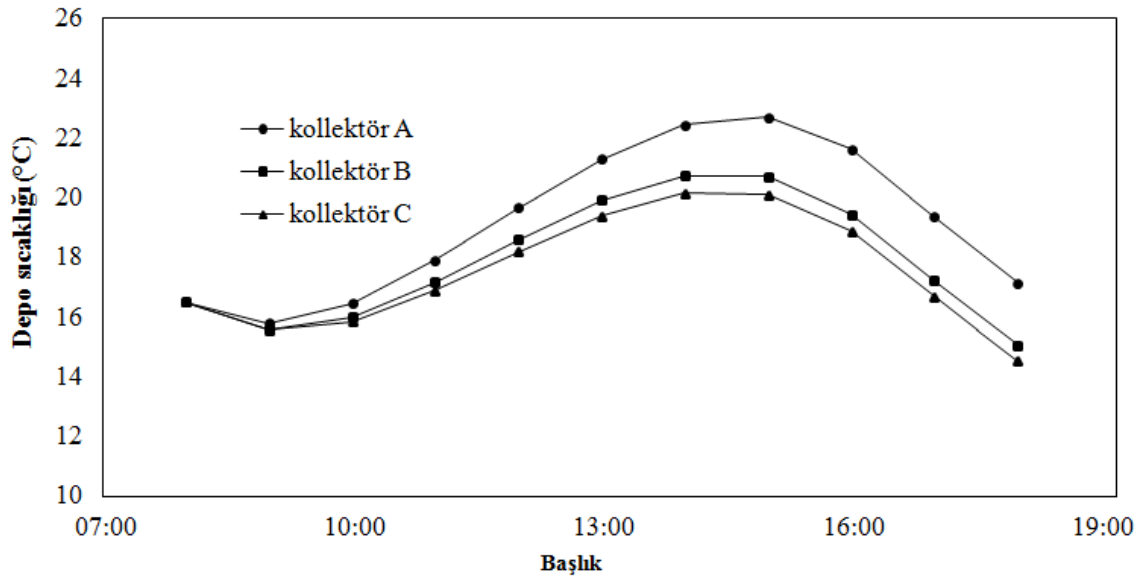
Yapılan tüm incelemeler doğrultusunda, Aralık, Ocak ve Şubat aylarından oluşan ısıtma sezonunda, en verimli kollektör kullanılan ve 5 kW ısıtma kapasitesinde çalışan bir sistem için ortalama depo sıcaklığı, deponun çalışma saatleri sonundaki sıcaklığı ve sistemin yaklaşık kararlı çalışma şartları göz önünde bulundurularak, en ideal depo boyutunun m^2 kollektör yüzey alanı başına 75 kg olan durum olduğu söylenebilmektedir. Bütün bunlar neticesinde ele alınan sistem için ideal depo hacmi 1500 kg olarak belirlenmiştir.

4.2. Kollektör tipinin etkisi

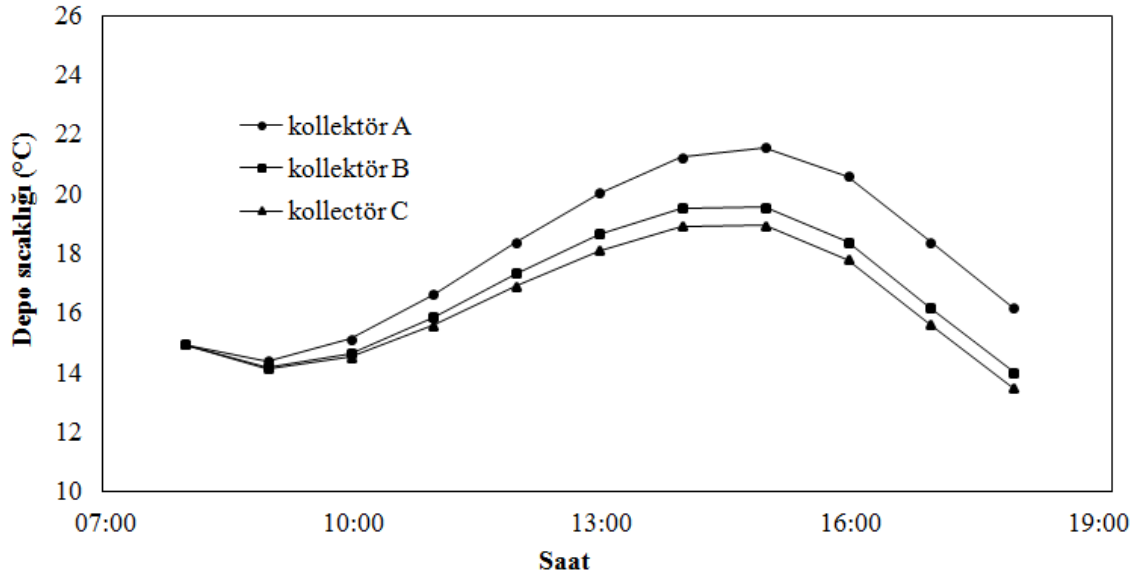
İlk adımda incelenen depo boyutu etkisinin sonucuna göre ideal depo boyutu 1500 kg olarak belirlenmiştir. İkinci adımda, sabit depo boyutu (1500 kg) için 5 kW ısıtma kapasitesinde çalışan sistemde $20 m^2$ yüzey alanına sahip farklı kollektör tiplerinin kullanılması halinde sistemin depo suyu sıcaklığının, ısı pompası COP değerinin ve kompresör gücünün gün içerisindeki değişimi incelenecektir. Aynı zamanda, kollektör verimlerinin 3 tip kollektör için karşılaştırması da bu bölümde yapılacaktır.

Sistem, bölüm 3.3.4’de özellikleri verilen A (tek cam, seçici yüzey), B (tek cam, normal yüzey) ve C (çift cam, normal yüzey) tipi kolektörler kullanılarak Aralık, Ocak ve Şubat ayları için incelenmiştir. Bu araştırmada hedeflenen, sistemde farklı özelliklere sahip kolektörlerin kullanılması durumunda depo suyu sıcaklığı, ısı pompası COP değeri, kompresör gücü ve kolektör verimi parametrelerinin gün içerisinde kolektör tipine göre nasıl değiştiğini araştırmak ve alınan sonuçlar doğrultusunda sistem için en iyi kolektör tipini belirlemektir.

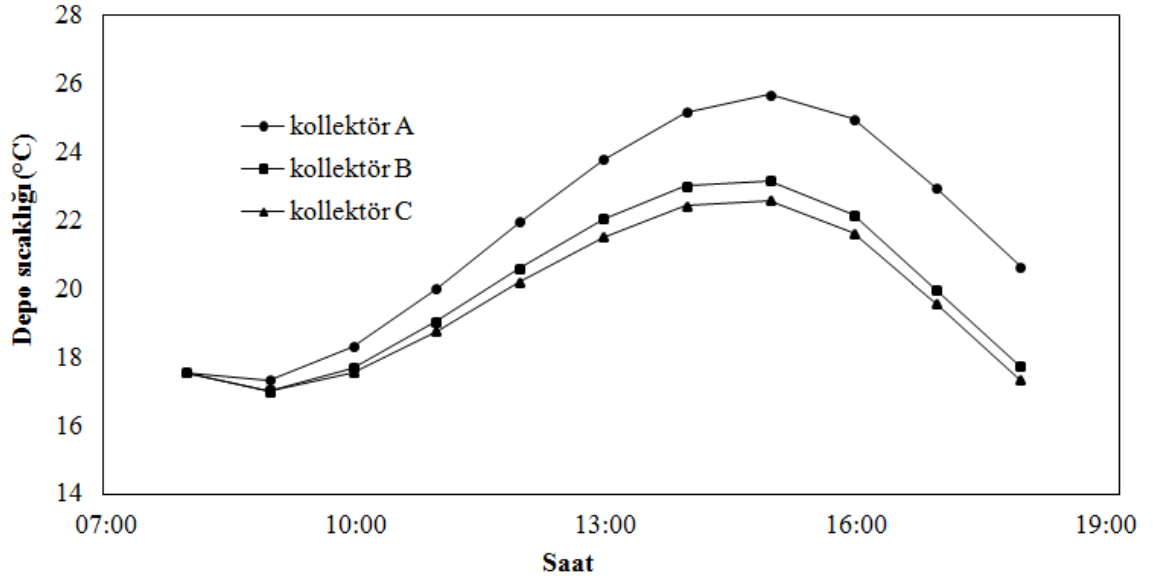
Şekil 4.10, 4.11 ve 4.12’de depo suyu sıcaklığının sırasıyla Aralık, Ocak ve Şubat ayları için farklı kolektör tiplerine (A, B ve C) bağlı olarak gün içerisindeki değişimi görülmektedir.



Şekil 4.10. Aralık ayında çalışma saatlerinde, depo sıcaklığının, kolektör tiplerine bağlı olarak değişimi



Şekil 4.11. Ocak ayında çalışma saatlerinde, depo sıcaklığının, kollektör tiplerine bağlı olarak değişimi



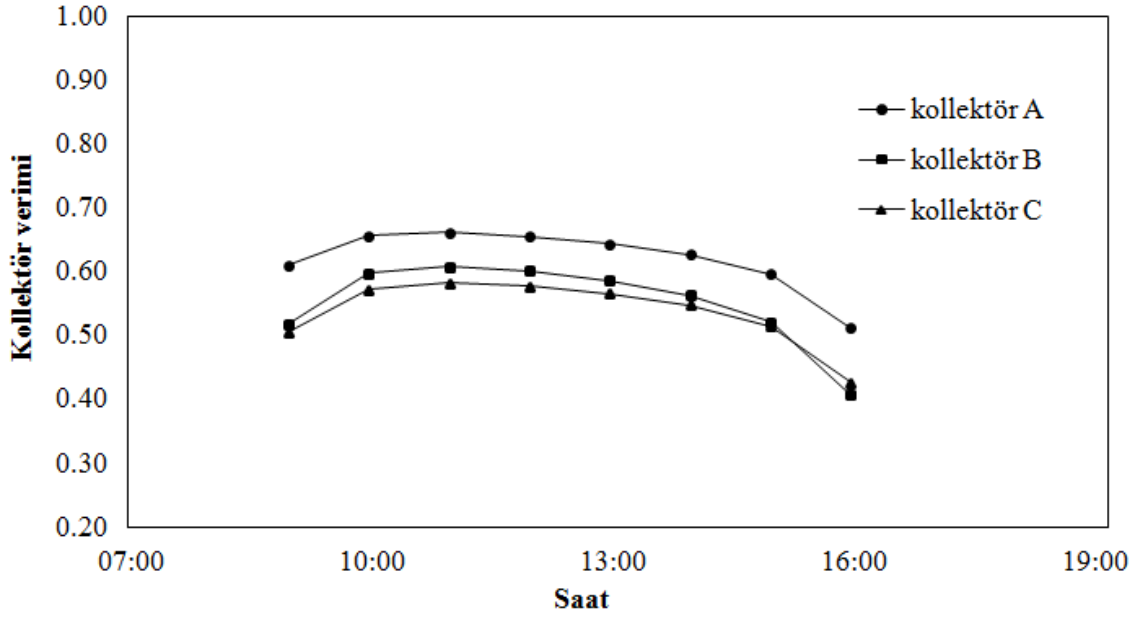
Şekil 4.12. Şubat ayında çalışma saatlerinde, depo sıcaklığının, kollektör tiplerine bağlı olarak değişimi

Grafiklerden görülebileceği üzere B ve C tipi kolektörler birbirine yakın sonuçlar verirken, A tipi kolektör belirgin bir biçimde daha yüksek depo suyu sıcaklıklarının elde edilmesini sağlayabilmektedir. A tipi kolektörde öğlen saatlerinde yüksek değerlere ulaşılmasının yanı sıra, günlük ortalama sıcaklık açısından incelendiğinde de en yüksek ortalamanın bu tip kolektörde elde edilebildiği görülmektedir. Örnek olarak Ocak ayında ortalama depo sıcaklığı ve en yüksek depo sıcaklığı değerleri A, B ve C tipi kolektörler için sırasıyla 17.96 °C ve 21.60 °C, 16.67 °C ve 19.56 °C, 16.28 °C ve 18.94 °C şeklinde olacağı simülasyondan tahmin edilmektedir.

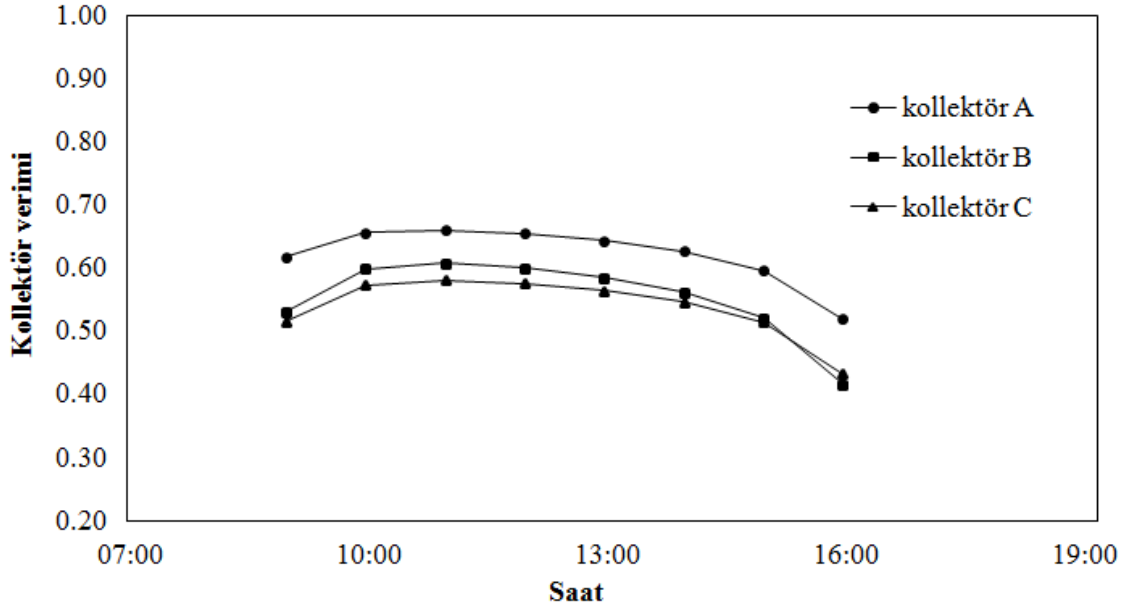
A tipi kolektörün aylardan bağımsız olarak her durumda en iyi sonucu vermesi beklenen bir durumdur. Çünkü bilindiği üzere seçici yüzeye sahip düzlemsel kolektörlerin güneş ışınımını tutma oranı diğer kolektörlere göre daha fazladır. Dolayısıyla seçici yüzeye sahip kolektörlerde daha yüksek faydalı enerji elde edilebilmektedir.

B ve C tipi kolektörlerde ise yüzey siyah mat boya ile kaplıdır. Siyah boyanın seçici yüzey özelliği göstermediği bilinmektedir. Siyah boyaların güneş ışınımını yutma oranları ile birlikte yansıtma oranları da yüksektir. Mat siyah yüzeylerin ışınım yutma oranları 0.90 – 0.98, uzun dalga boylu ışınımı yansıtma oranları ise 0.85 – 0.92 mertebesindedir (Kaan 2006).

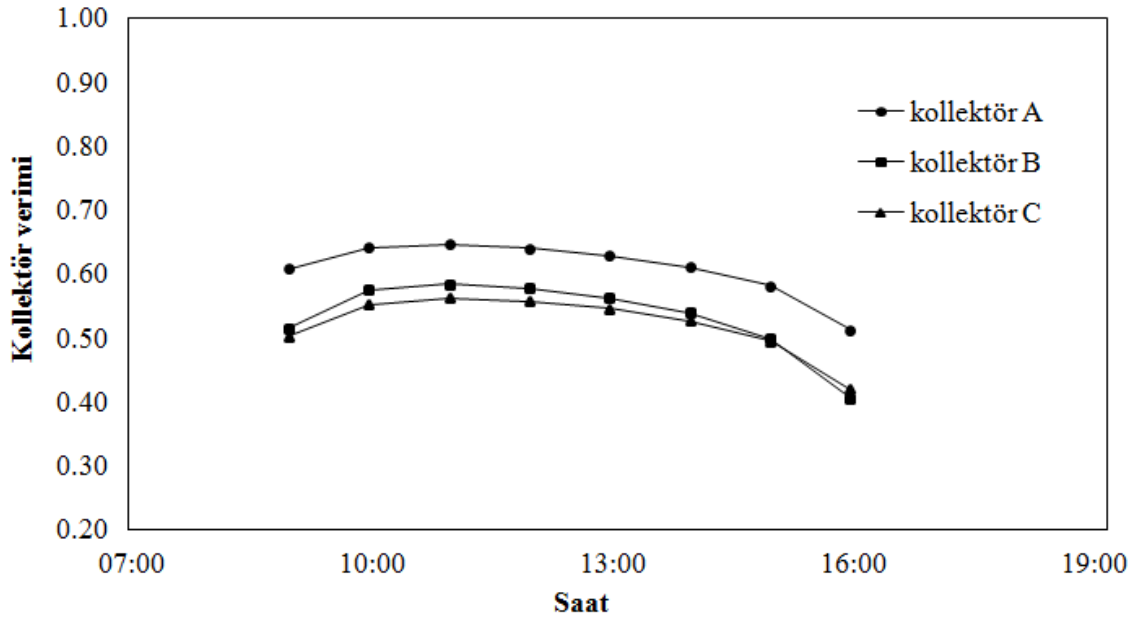
Kolektörler arasındaki farkın daha iyi anlaşılabilmesi için kolektör verimlerinin karşılaştırması da yapılmıştır. Kolektör verimleri tüm ısıtma sezonu için incelenmiş ve karşılaştırmalı olarak aylara bağlı verilmiştir. Şekil 4.13’de Aralık ayı, Şekil 4.14’de Ocak ayı ve Şekil 4.15’de ise Şubat ayı için kolektör verimlerinin gün içerisindeki değişimi görülmektedir. Şekiller incelendiğinde, beklenildiği üzere en yüksek verimin A tipi kolektörde elde edildiği görülebilmektedir. A tipi kolektör için ortalama verim değerleri Aralık ayında 0.6208, Ocak ayında 0.6223 ve Şubat ayında 0.6099 olarak simülasyondan hesaplanmıştır.



Şekil 4.13. Aralık ayında çalışma saatlerinde, kollektör veriminin, kollektör tiplerine bağlı olarak değişimi



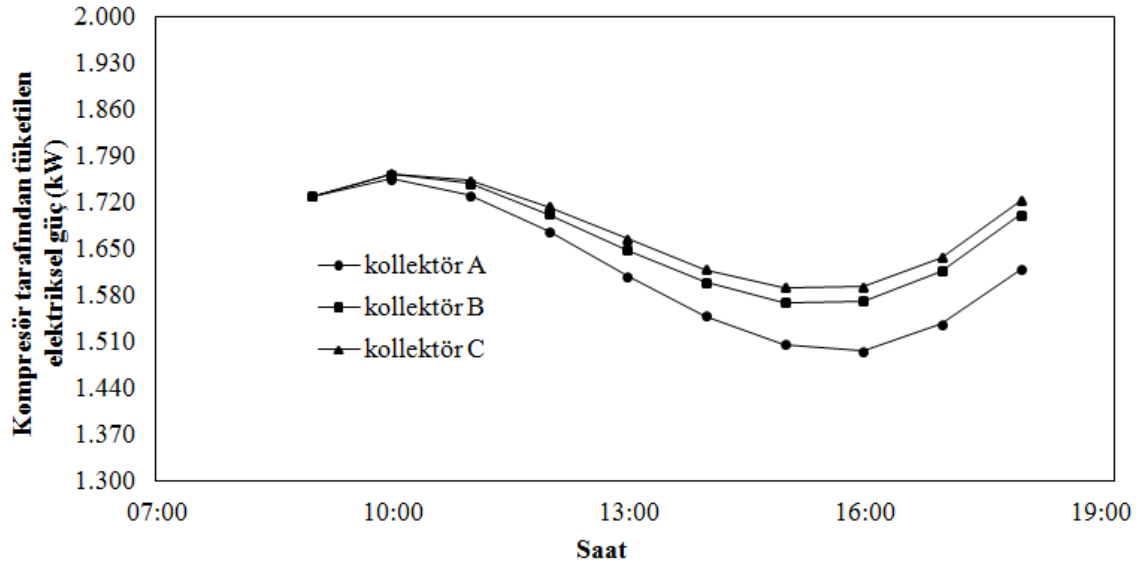
Şekil 4.14. Ocak ayında çalışma saatlerinde, kollektör veriminin, kollektör tiplerine bağlı olarak değişimi



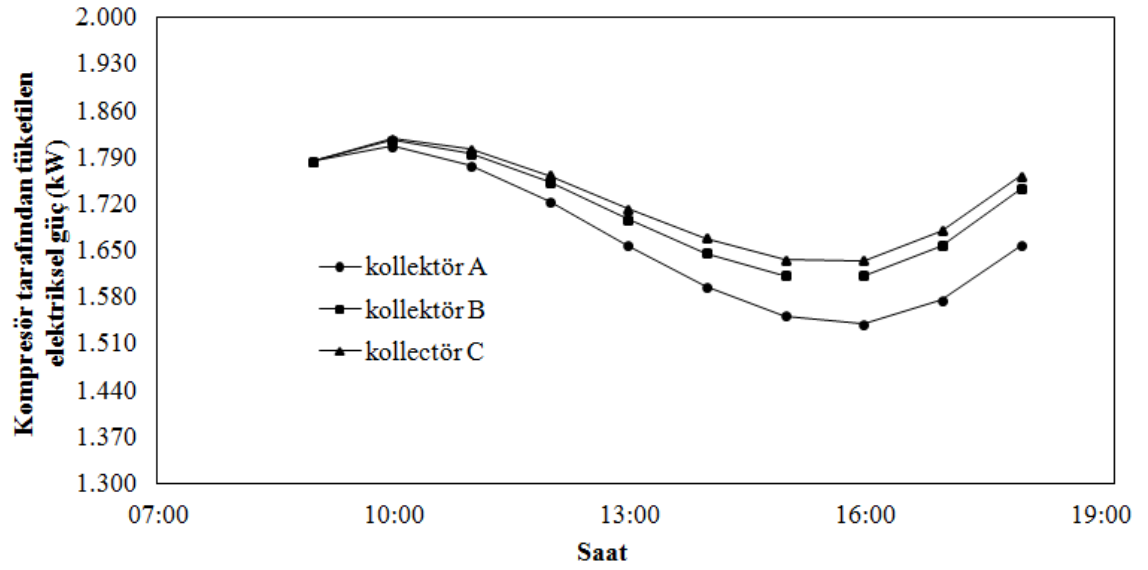
Şekil 4.15. Şubat ayında çalışma saatlerinde, kollektör veriminin, kollektör tiplerine bağlı olarak değişimi

Kompresör gücü, kollektör tipinin değişmesine bağlı olarak değişen bir başka parametredir. Çünkü depo suyu sıcaklığı değiştikçe evaporatörün çektiği ısı da değişir. Bu durum ısı pompası çevriminde kompresörün çalışmasını etkilemektedir.

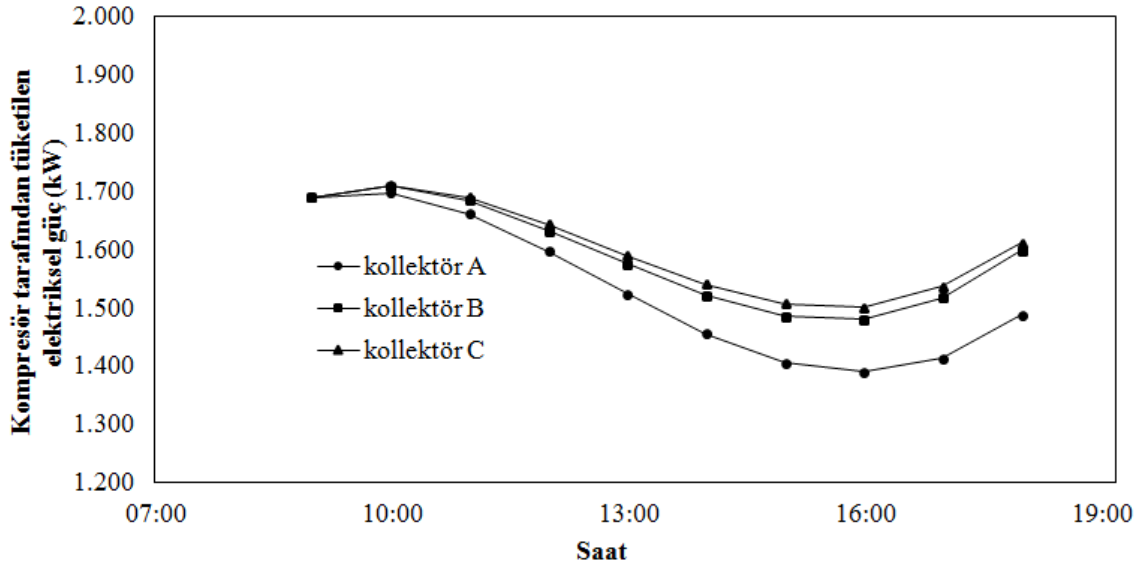
Kollektör tipine göre kompresör gücünün çalışma saatlerindeki değişimi Aralık, Ocak ve Şubat ayları için sırasıyla Şekil 4.16, 4.17 ve 4.18’de verilmiştir. Verimi yüksek kollektör kullanımı durumunda kompresörde tüketilen elektriksel gücün düştüğü her üç grafikten de görülmektedir. Örnek olarak Aralık ayı için kompresörde tüketilen gücün günlük ortalamaları A, B ve C tipi kollektörler için sırasıyla 1.62 kW, 1.67 kW, 1.68 kW değerindedir.



Şekil 4.16. Aralık ayında çalışma saatlerinde, kompresör gücünün, kollektör tiplerine bağlı olarak değişimi



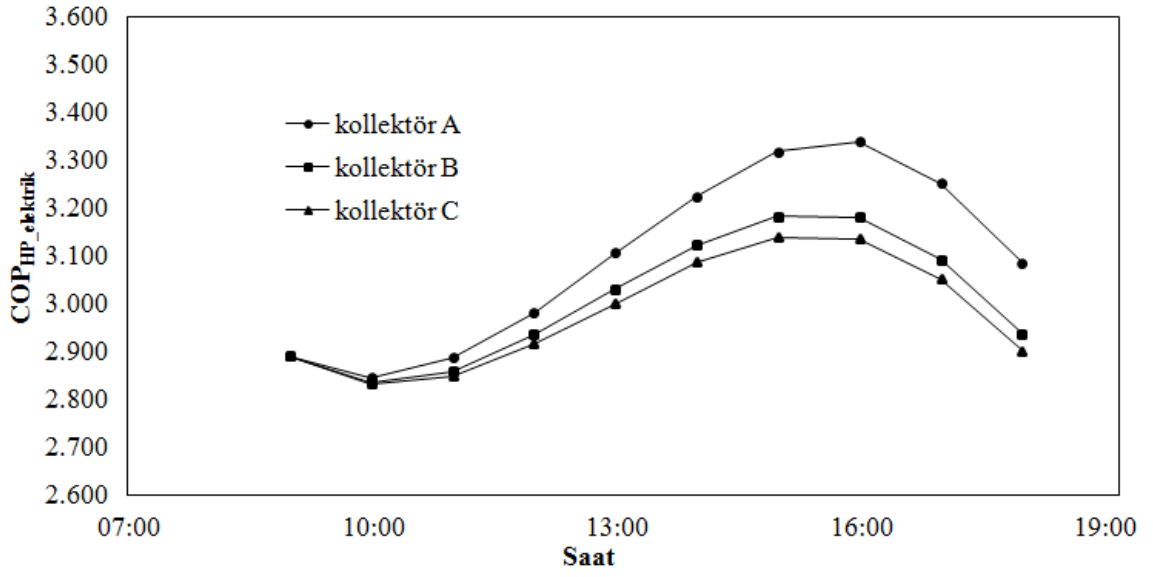
Şekil 4.17. Ocak ayında çalışma saatlerinde, kompresör gücünün, kollektör tiplerine bağlı olarak değişimi



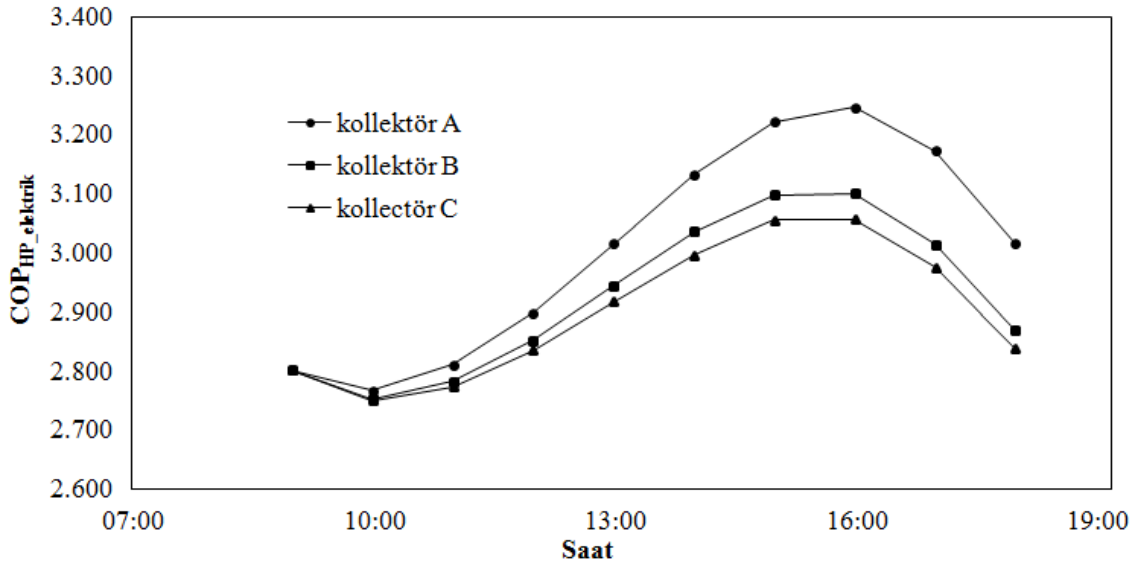
Şekil 4.18. Şubat ayında çalışma saatlerinde, kompresör gücünün, kollektör tiplerine bağlı olarak değişimi

Kollektör tiplerinin karşılaştırılmasında kullanılan bir diğer parametre ısı pompasının COP değerleridir. Farklı tip kollektörlerin aynı şartlar altında ısı pompası COP değerleri üzerine etkisi Aralık ayı için Şekil 4.19, Ocak ayı için Şekil 4.20 ve Şubat ayı için Şekil 4.21’de verilmiştir.

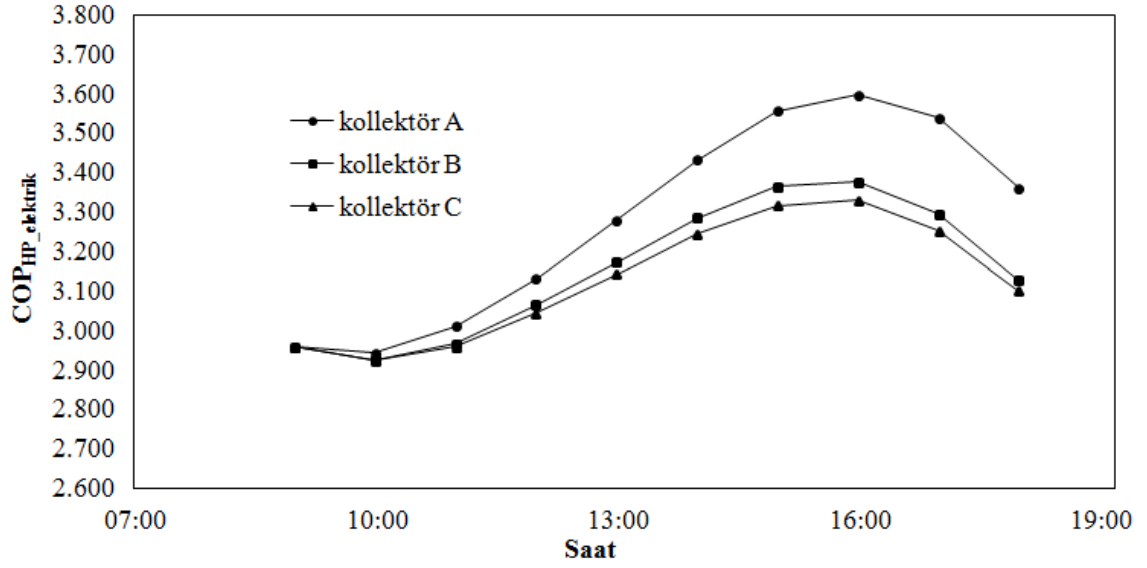
Isı pompasının ısıtma performansı, kollektör tarafından sağlanabilen su sıcaklığına bağlıdır. Isı pompasının COP değerlerinin değişimi incelendiğinde, COP değişiminin doğrudan depo suyu sıcaklığının değişimine bağlı olduğu görülmektedir. Aynı depo suyu sıcaklığında çalışmaya başlayan sistemde COP değerleri de aynı olmaktadır. Ancak farklı kollektör tiplerinden elde edilen faydalı enerji ve depo suyu sıcaklığının gün içerisindeki değişimi de farklı olduğundan ısı pompasının COP değeri de gün içerisinde değişmektedir. Burada beklenildiği üzere, en verimli kollektör olan A tipinde COP de en yüksek değerlerini almaktadır. B ve C tipi kollektörler ise her ikisinde de seçici yüzey bulunmamasından dolayı kullanıldıkları sistemde daha düşük COP değerlerinin elde edilebilmesine neden olmaktadır.



Şekil 4.19. Aralık ayında çalışma saatlerinde, ısı pompası COP değerlerinin, kollektör tiplerine bağlı olarak değişimi



Şekil 4.20. Ocak ayında çalışma saatlerinde, ısı pompası COP değerlerinin, kollektör tiplerine bağlı olarak değişimi



Şekil 4.21. Şubat ayında çalışma saatlerinde, ısı pompası COP değerlerinin, kollektör tiplerine bağlı olarak değişimi

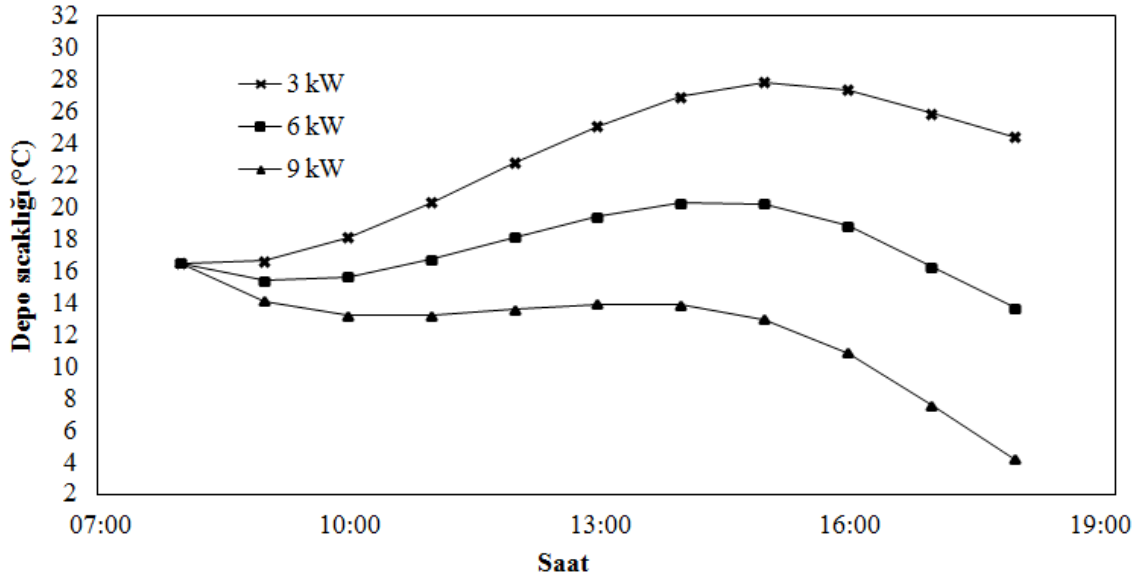
Sonuç olarak farklı kollektör tipleri, depo suyu sıcaklığı, kollektör verimi, kompresör gücü ve ısı pompası COP değeri açısından karşılaştırıldığında, sistem için en ideal kollektörün A tipi olduğu açıkça görülebilmektedir.

4.3. Isıtma yükünün etkisi

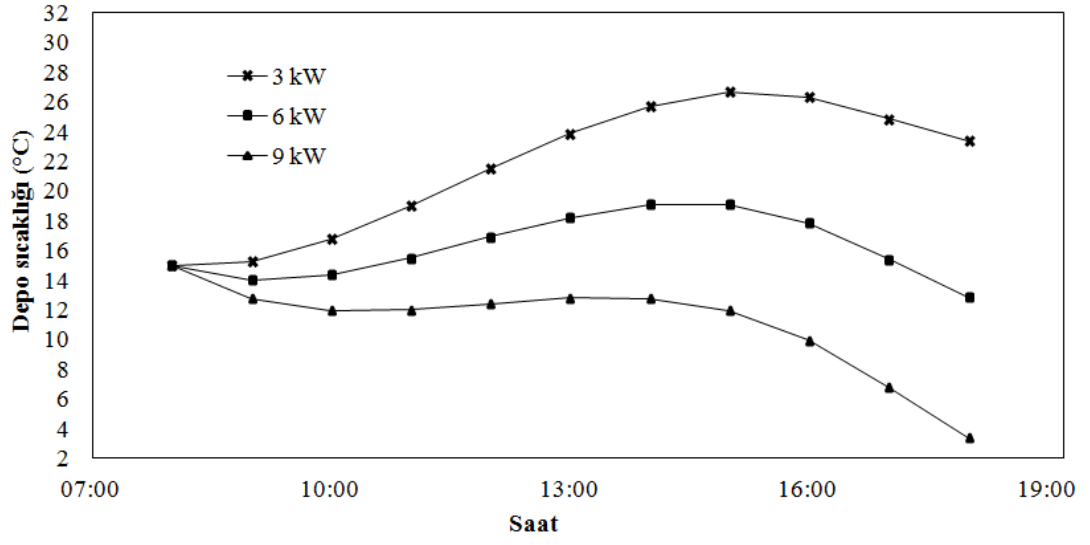
Sistem, depo boyutu ve çeşitli kollektör tiplerine göre daha önceki adımlarda incelenmiş ve Antalya’da Aralık, Ocak ve Şubat aylarını içeren ısıtma sezonunda mevcut sistem için en ideal depo boyutunun 1500 kg ve en verimli kollektörün tek cam, seçici yüzeyli A tipi kollektör olduğu sonucuna varılmıştır. Bu bölümde en ideal depo boyutu ve kollektör tipi için tasarlanan sistemin farklı ısıtma yüklerinde çalışma durumu araştırılacaktır. Isıtma yükünün değişiminin depo suyu sıcaklığı, ısı pompasının COP değeri ve kompresör gücü üzerine etkisi, farklı ısıtma yüklerinin karşılaştırması şeklinde grafikler ile verilecektir.

Isıtma yükünün etkisi incelenirken 3 kW, 6 kW ve 9 kW'lık yükler karşılaştırılmıştır. Tüm ısıtma yüklerinde sistemde 20 m² yüzey alanına sahip A tipi kollektörlerin kullanıldığı varsayılmıştır. Hesaplamalar sonucu depo sıcaklığının değişimine ait elde edilen grafikler Şekil 4.22, 4.23 ve 4.24'den görülebilmektedir.

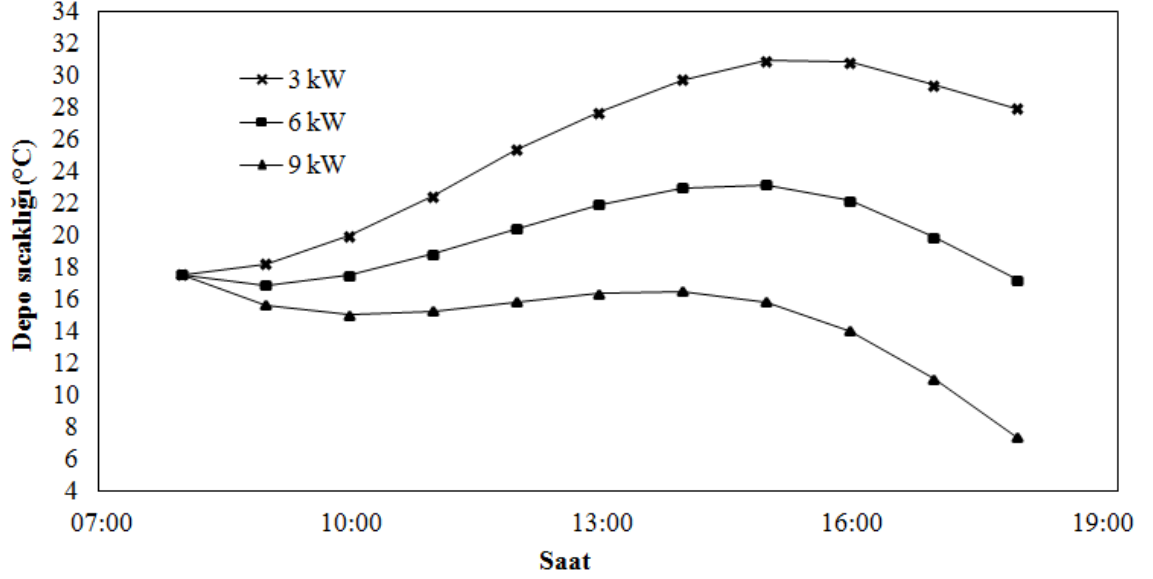
Depo sıcaklıklarının değişimi incelendiğinde 3 kW ısıtma yükünde gereğinden daha fazla kollektör kullanıldığı ve depo sıcaklığında önemli salınımlar meydana geldiği, 9 kW ısıtma yükünde ise kollektör alanının ihtiyacın altında kaldığı, dolayısıyla yeterli faydalı enerjinin toplanamadığı ve depo sıcaklığının özellikle ışınımın azaldığı saatlerde aşırı derecede düştüğü açıkça gözlenmektedir.



Şekil 4.22. Aralık ayında çalışma saatlerinde, depo suyu sıcaklığının, ısıtma yüküne bağlı olarak değişimi

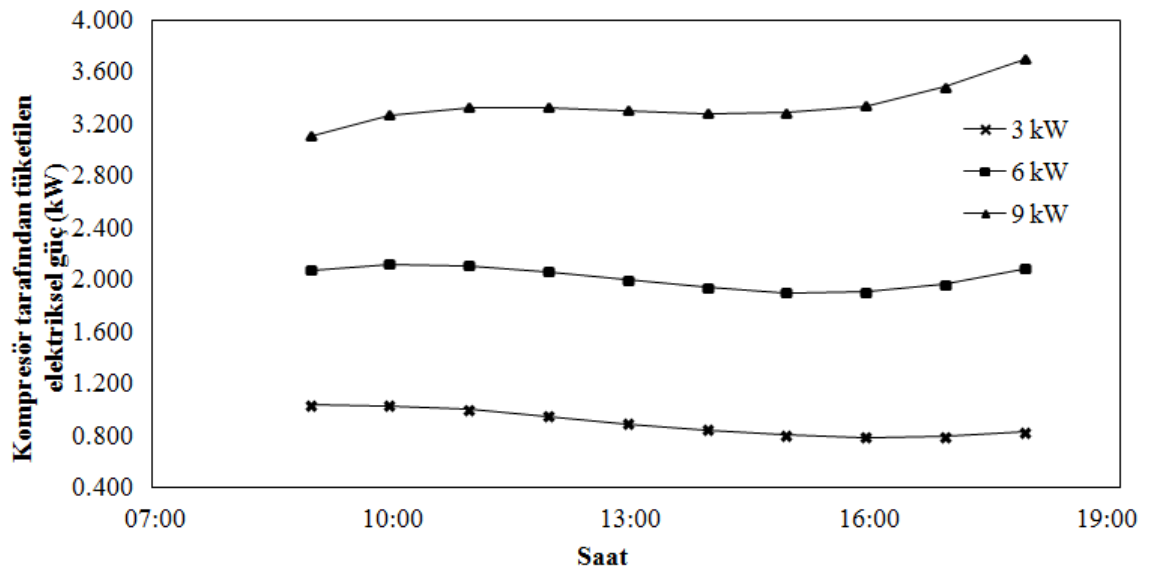


Şekil 4.23. Ocak ayında çalışma saatlerinde, depo suyu sıcaklığının, ısıtma yüküne bağlı olarak değişimi

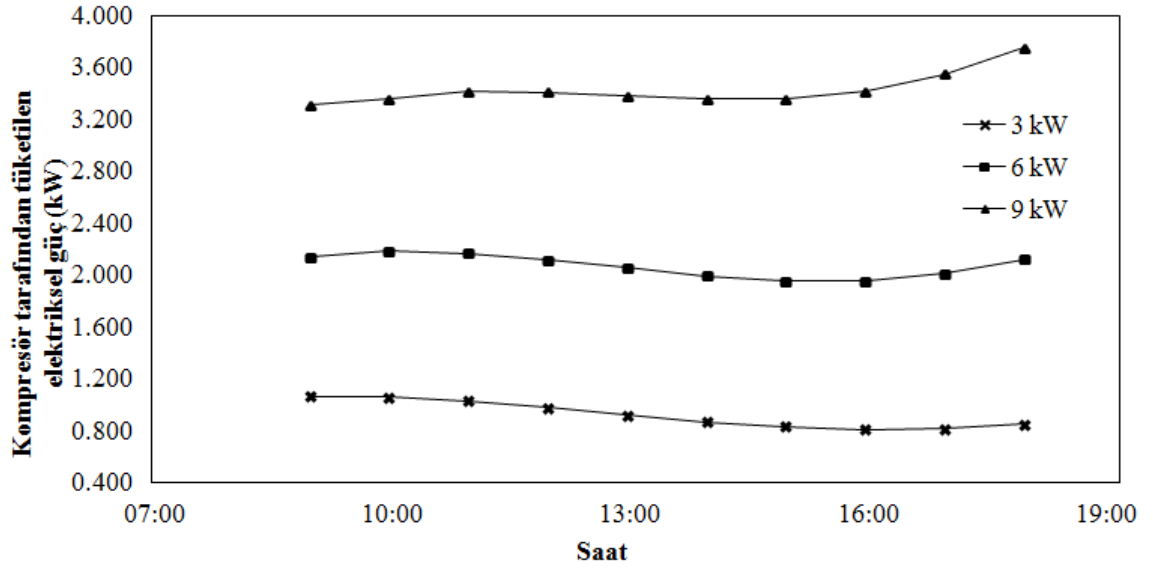


Şekil 4.24. Şubat ayında çalışma saatlerinde, depo suyu sıcaklığının, ısıtma yüküne bağlı olarak değişimi

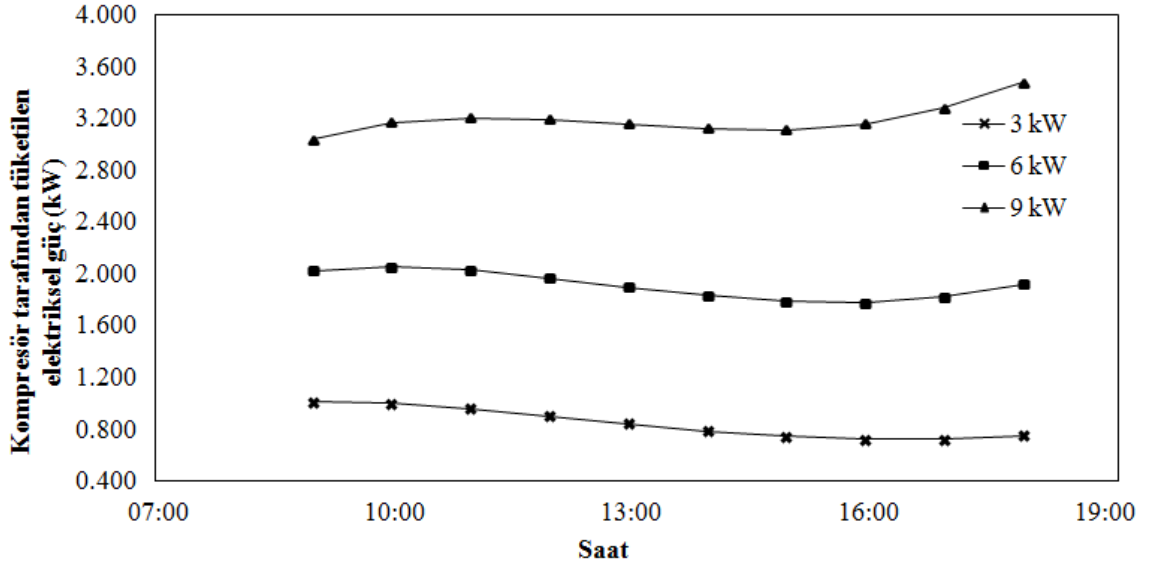
Kompresörde tüketilen elektriksel gücün kondenser yüküne bağlı olarak değişimi Aralık, Ocak ve Şubat ayları için sırasıyla Şekil 4.25, 4.26 ve 4.27’de verilmiştir. Şekillerden görüleceği üzere, beklendiği gibi ısıtma yükü yükseldikçe kompresör gücü de yükselmektedir. Özellikle ısıtmanın düşük olduğu son çalışma saatlerinde yüksek ısıtma yüklerinde kompresör tarafından tüketilen gücün yükseldiği her 3 grafikten de görülmektedir. Ancak daha somut bulgulara ulaşılabilmesi için ısı pompası COP değerleri değişiminin de incelenmesi faydalı olacaktır.



Şekil 4.25. Aralık ayında çalışma saatlerinde, kompresör gücünün, ısıtma yüküne bağlı olarak değişimi

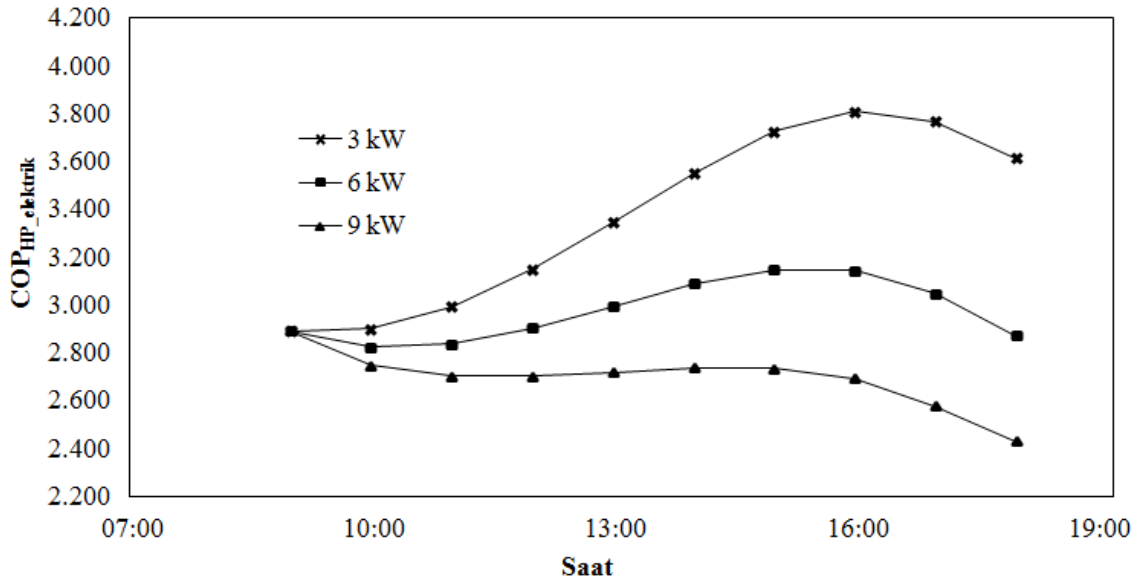


Şekil 4.26. Ocak ayında çalışma saatlerinde, kompresör gücünün, ısıtma yüküne bağlı olarak değişimi

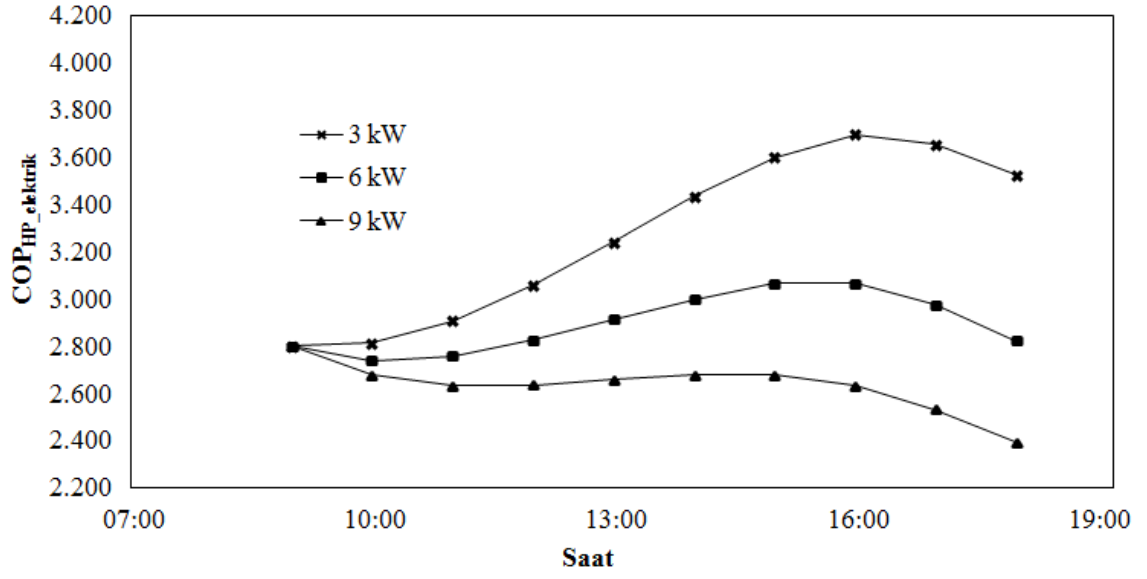


Şekil 4.27. Şubat ayında çalışma saatlerinde, kompresör gücünün, ısıtma yüküne bağlı olarak değişimi

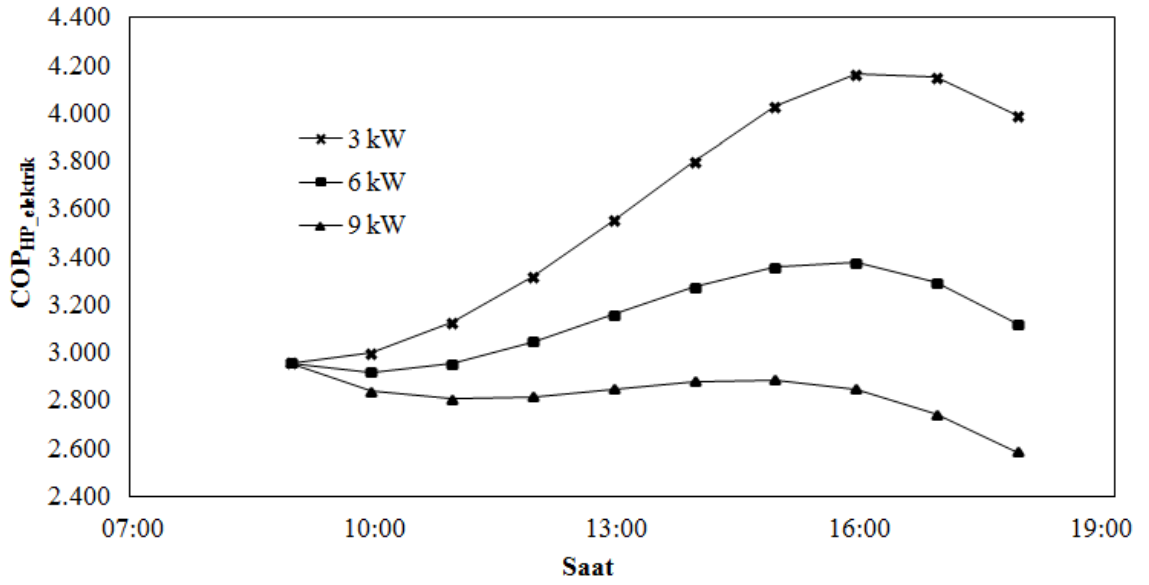
Isıtma yükünün değişimi ile ısı pompası COP değerleri de değişmektedir. Bu değişimler Aralık ayı için Şekil 4.28, Ocak ayı için Şekil 4.29 ve Şubat ayı için de Şekil 4.30'da verilmiştir. Sabit depo boyutu ve aynı tip kollektör kullanımına bağlı olarak elde edilen faydalı enerji sabit kalmaktadır. Faydalı enerjinin aynı kalması ancak buna karşılık ısıtma yükünün artması ısı pompasının COP değerlerini düşürmektedir. Depo boyutu, kollektör tip ve boyutunun değişmediği bir sistemde kondenser yükünün artışı ile depo sıcaklığındaki düşüşe bağlı olarak ısı pompası COP değerinin düştüğü her 3 grafikten de açıkça görülebilmektedir. Aralık, Ocak ve Şubat ayları için ortalama COP değerleri, 3 kW ısıtma yükünde 3.42, 6 kW ısıtma yükünde 3.01 ve 9 kW ısıtma yükünde ise 2.72 değerlerine ulaşılmaktadır.



Şekil 4.28. Aralık ayında çalışma saatlerinde, ısı pompası COP değerlerinin, ısıtma yüküne bağlı olarak değişimi



Şekil 4.29. Ocak ayında çalışma saatlerinde, ısı pompası COP değerlerinin, ısıtma yüküne bağlı olarak değişimi



Şekil 4.30. Şubat ayında çalışma saatlerinde, ısı pompası COP değerlerinin, ısıtma yüküne bağlı olarak değişimi

Bu değerler doğrultusunda, tasarımı yapılan sistemin ısıtma yüküne bağlı olarak gösterebileceği performans, simülasyon ile tahmin edilebilmektedir. Su kaynaklı ısı pompaları için yapılan deneysel çalışmalar incelendiğinde COP değerinin kaynak sıcaklıklarına bağlı olarak genellikle 2.00 ile 3.13 arasında değiştiği görülmektedir (Özgener ve Hepbaşlı 2005, Dikici ve Akbulut 2008, Hepbaşlı ve Akdemir 2004, Kuang vd. 2003, Özgener ve Hepbaşlı 2005b). Özellikle bu incelemede seçilen 20 m² kollektör yüzey alanının, 6 kW ısıtma yükü için yeterli olduğu ve COP değerinin arzu edilen değerler olan 3.01 mertebelerinde olduğu simülasyon tarafından tahmin edilmektedir. 9 kW gibi yüksek ısıtma yüklerinde ise çalışma saatlerindeki ortalama COP değerinin yükselmesi için mutlaka kollektör yüzey alanının arttırılması ve buna bağlı olarak da daha yüksek ve stabil depo sıcaklıklarının elde edilmesi gereklidir. Bu bulgular bu tür sistemlerde yüke uygun olarak sistemin boyutlandırılmasının önemini açıkça ortaya koymaktadır. Bu da simülasyon ile basit bir şekilde hesaplanabilmektedir.

4.4. Sistemin termodinamik özellikleri

Bu bölümde sistemin her noktasının çalışma saatlerindeki sıcaklık ve basınç ortalamaları alınarak bu noktaların fazı, entalpisi, entropisi, debisi, akış ekserjisi ve ekserjisi, Aralık, Ocak ve şubat ayları için tespit edilmiş ve sırasıyla Çizelge 4.1, Çizelge 4.2 ve Çizelge 4.3'de sunulmuştur. Günlük ortalama değerler üzerinden incelemeler yapılırken kondenser yükü 5 kW, kollektör yüzey alanı ise 20 m² olarak alınmış, kollektör tipi olarak A tipi kollektör seçilmiştir. Depo kapasitesi ise 1500 kg olarak alınmıştır.

Simülasyon, sistemin çalışma saatleri olan 08:00 – 18:00 aralığında her saat için tüm özellikleri hesaplamakta ve buna bağlı olarak sistemin ve elemanlarının enerji ve ekserji analizlerini ortalama değerler üzerinden yapabildiği gibi saatlik değişimlere göre dinamik olarak da yapabilmektedir.

Bilindiği üzere, belirli iki hal arasında en fazla iş eldesi tersinir bir hal değişiminde gerçekteşir. Bu nedenle belirli bir halde sistemin iş potansiyeli ya da ekserjisi belirlenirken tersinmezlikler göz önüne alınmaz. Bunun yanı sıra en çok için

elde edilebilmesi için hal değişimi neticesinde sistemin ölü halde olması gereklidir. Bir sistemin ölü halde olması çevresi ile her açıdan (sıcaklık, basınç, hız, referans noktaya göre yükseklik vb.) termodinamik denge halinde olması anlamına gelir. Ekserji analizinde kullanılacak ölü noktanın özellikleri, ilgili çalışma ayı için ortalama çevre sıcaklığı ve atmosfer basıncı olarak alınmış ve ilgili çizelgelerde verilmiştir. Suyun ve soğutucu akışkan R410A'nın termodinamik özellikleri ise simülasyonda kübik şerit eğri uydurma matematiksel metodu kullanılarak hesaplatılmıştır.

Çizelgeler ısı pompası elemanları açısından incelendiğinde, aylardan bağımsız olarak kompresör, sisteme iş girişi olduğundan ekserjide artış sağlarken, diğer tüm elemanlar tersinmezliklerden dolayı ekserjiyi azaltmaktadır. Sistemin tamamına bakıldığında ise benzer şekilde tersinmezliklerden dolayı fan coil giriş ve çıkışı arasında ekserji azalırken, depo ve kollektörde sıcaklık artışı nedeniyle ekserji yani kullanılabilirlik artmaktadır.

Çizelge 4.1. Aralık ayı için sistemdeki akışkanların termodinamik özellikleri

No	Açıklama	Akışkan	Faz	T [C°]	P [kPA]	Entalpi h [kJ/kg]	Entropi s [kJ/kgK]	Debi \dot{m} [kg/s]	Akış Ekserjisi Ψ [kJ/kg]	Ekserji \dot{E}_x [kW]
0	Ölü Nokta	R410A	Ölü Nokta	10.9	100	450.638	2.138674	-	-	-
0'	Ölü Nokta	Su	Ölü Nokta	10.9	100	45.790	0.164331	-	-	-
1	Evap. Çıkış / Komp. Giriş	R410A	Doymuş Buhar	8.927	1050.125	424.810	1.797352	0.030	71.125	2.134
2s	Komp. Çıkış / Kond. Giriş	R410A	Kızgın Buhar	73.064	3434.778	456.406	1.797352	0.030	102.721	3.082
2	Komp. Çıkış / Kond. Giriş	R410A	Kızgın Buhar	79.96	3434.778	466.938	1.827561	0.030	104.672	3.140
3	Kond. Çıkış / Vana Giriş	R410A	Doymuş Sıvı	55	3434.778	297.9	1.3169	0.030	80.687	2.421
4	Vana Çıkış / Evap. Giriş	R410A	Doymuş Sıvı Buhar Karışımı	8.927	1050.125	297.9	1.347395	0.030	72.025	2.161
5	Fan – Coil Giriş	Su	Sıkıştırılmış Sıvı	50	-	209.330	0.7038	0.120	10.304	1.237
6	Fan – Coil Çıkış	Su	Sıkıştırılmış Sıvı	40	-	167.57	0.5725	0.120	5.840	0.701
7	Depo Giriş	Su	Sıkıştırılmış Sıvı	16.304	-	68.459	0.243274	0.342	0.245	0.084
8	Depo Çıkış	Su	Sıkıştırılmış Sıvı	18.927	-	79.457	0.281085	0.342	0.503	0.172
9	Kollektör Giriş	Su	Sıkıştırılmış Sıvı	18.927	-	79.457	0.281085	0.750	0.503	0.377
10	Kollektör Çıkış	Su	Sıkıştırılmış Sıvı	20.789	-	87.259	0.307710	0.750	0.742	0.557

Çizelge 4.2. Ocak ayı için sistemdeki akışkanların termodinamik özellikleri

No	Açıklama	Akışkan	Faz	T [C°]	P [kPA]	Entalpi h [kJ/kg]	Entropi s [kJ/kgK]	Debi \dot{m} [kg/s]	Akış Ekserjisi Ψ [kJ/kg]	Ekserji \dot{E}_x [kW]
0	Ölü Nokta	R410A	Ölü Nokta	9.5	100	449.49	2.13465	-	-	-
0'	Ölü Nokta	Su	Ölü Nokta	9.5	100	39.909	0.143575	-	-	-
1	Evap. Çıkış / Komp. Giriş	R410A	Doymuş Buhar	7.641	1010.519	424.519	1.800005	0.029	69.663	2.020
2s	Komp. Çıkış / Kond. Giriş	R410A	Kızgın Buhar	73.607	3434.778	457.273	1.799838	0.029	102.418	2.970
2	Komp. Çıkış / Kond. Giriş	R410A	Kızgın Buhar	80.813	3434.778	468.191	1.831099	0.029	104.500	3.031
3	Kond. Çıkış / Vana Giriş	R410A	Doymuş Sıvı	55	3434.778	297.9	1.3169	0.029	79.547	2.307
4	Vana Çıkış / Evap. Giriş	R410A	Doymuş Sıvı Buhar Karışımı	7.641	1010.519	297.9	1.348921	0.029	70.497	2.044
5	Fan – Coil Giriş	Su	Sıkıştırılmış Sıvı	50	-	209.33	0.7038	0.120	11.074	1.329
6	Fan – Coil Çıkış	Su	Sıkıştırılmış Sıvı	40	-	167.57	0.5725	0.120	6.426	0.771
7	Depo Giriş	Su	Sıkıştırılmış Sıvı	15.044	-	63.173	0.224963	0.342	0.260	0.089
8	Depo Çıkış	Su	Sıkıştırılmış Sıvı	17.641	-	74.067	0.262590	0.342	0.519	0.178
9	Kollektör Giriş	Su	Sıkıştırılmış Sıvı	17.641	-	74.067	0.262590	0.750	0.519	0.389
10	Kollektör Çıkış	Su	Sıkıştırılmış Sıvı	19.517	-	81.930	0.289538	0.750	0.765	0.574

Çizelge 4.3. Şubat ayı için sistemdeki akışkanların termodinamik özellikleri

No	Açıklama	Akışkan	Faz	T [C°]	P [kPA]	Entalpi h [kJ/kg]	Entropi s [kJ/kgK]	Debi \dot{m} [kg/s]	Akış Ekserjisi Ψ [kJ/kg]	Ekserji \dot{E}_x [kW]
0	Ölü Nokta	R410A	Ölü Nokta	9.9	100	449.818	2.13581	-	-	-
0'	Ölü Nokta	Su	Ölü Nokta	9.9	100	41.590	0.14952	-	-	-
1	Evap. Çıkış / Komp. Giriş	R410A	Doymuş Buhar	11.101	1120.562	425.289	1.793169	0.030	72.456	2.174
2s	Komp. Çıkış / Kond. Giriş	R410A	Kızgın Buhar	72.162	3434.778	454.953	1.793169	0.030	102.119	3.064
2	Komp. Çıkış / Kond. Giriş	R410A	Kızgın Buhar	78.545	3434.778	464.840	1.821576	0.030	103.967	3.119
3	Kond. Çıkış / Vana Giriş	R410A	Doymuş Sıvı	55	3434.778	297.9	1.3169	0.030	79.874	2.396
4	Vana Çıkış / Evap. Giriş	R410A	Doymuş Sıvı Buhar Karışımı	11.101	1120.562	297.9	1.344993	0.030	71.923	2.158
5	Fan – Coil Giriş	Su	Sıkıştırılmış Sıvı	50	-	209.33	0.7038	0.120	10.850	1.302
6	Fan – Coil Çıkış	Su	Sıkıştırılmış Sıvı	40	-	167.57	0.5725	0.120	6.255	0.751
7	Depo Giriş	Su	Sıkıştırılmış Sıvı	18.435	-	77.393	0.273971	0.342	0.576	0.197
8	Depo Çıkış	Su	Sıkıştırılmış Sıvı	21.101	-	88.565	0.312114	0.342	0.957	0.327
9	Kollektör Giriş	Su	Sıkıştırılmış Sıvı	21.101	-	88.565	0.312114	0.750	0.957	0.718
10	Kollektör Çıkış	Su	Sıkıştırılmış Sıvı	23.129	-	97.058	0.340862	0.750	1.308	0.981

4.5. Enerji ve Ekserji Analizleri

Bir önceki bölümde hesaplanan termodinamik özelliklere bağlı olarak ortalama değerler üzerinden sistemdeki elemanların enerji ve ekserji analizleri yapılarak bu bölümde değerlendirilmiştir. Bu hesaplamalara ek olarak sistemin tüm elemanlarının ekserji yok oluşlarının tüm çalışma saatleri boyunca dinamik değişimi de ayrıca incelenmiştir.

Genellikle ısı pompası sistemlerinin verimlilikleri değerlendirilirken kullanılan ölçüt, sistemin enerji verimliliği ya da termodinamiğin I. kanun verimi olarak adlandırılan COP değeridir. Bununla birlikte sistemde termodinamik iyileştirme olasılıklarını belirleyebilmek için enerji analizleri yetersiz kalmakta ve ekserji analizlerine ihtiyaç duyulmaktadır. Bilindiği üzere ekserji belirli bir haldeki sistemin yararlı iş potansiyelini temsil etmektedir. Ekserji, enerjinin optimum kullanımı olduğu için, birçok endüstriyel proses ve enerji kaynaklarının işletme dizaynını oluşturmada faydalı bir metot olarak karşımıza çıkmaktadır. Ekserji analizi ile sistemde ekserjinin yıkıma uğradığı (tersinmezliğin olduğu) her bir bileşen değerlendirilebilmekte ve böylece sistemin toplam verimsizliğinde hangi bileşenin daha fazla ağırlığının olduğu belirlenebilmektedir. Bu kapsam doğrultusunda ele alınan sistemin ekserji analizi yapılarak, sistemde bulunan her bir bileşenin ekserji yok oluşları, iyileştirme potansiyelleri ve ekserji verimleri simülasyon ile tahmin edilmiştir.

Çizelge 4.4, Çizelge 4.5 ve Çizelge 4.6'da sırasıyla Aralık, Ocak ve Şubat aylarında ısı pompası ünitesi ve tüm sistem için ekserji yok oluşu, çekilen güç, iyileştirme potansiyeli (IP), ekserji verimi ve COP gibi termodinamik parametrelerin değerleri sunulmuştur. Isı pompası ünitesinin ve tüm sistemin COP değeri sırasıyla Aralık ayı için 3.09 ve 2.36, Ocak ayı için 3.01 ve 2.31 ve Şubat ayı için 3.28 ve 2.47 olarak hesaplanırken, ürün / yakıt prensibine dayalı ekserji verimleri ise Aralık ayı için % 83.4 ve % 72.6, Ocak ayı için % 82.6 ve % 69.9 ve Şubat ayı için % 82.8 ve % 70.9 olarak simülasyon ile tahmin edilmiştir. Sistemde ekserji yok oluşuna sebep olan bileşenler, kompresör, ısı değiştiriciler (kondenser, evaporatör, fan-coil), kısılma vanası, depo ve kollektörler olarak sıralanabilir.

Çizelge 4.4. Aralık ayı için sistemin enerji ve ekserji analizleri

Numara	Eleman	Ekserji Yok Oluşu [kW]	Güç [kW]	Ürün (\dot{P}) [kW]	Yakıt (\dot{F}) [kW]	IP [kW]	Ekserji Verimi (\dot{P}/\dot{F}) [%]	COP	
								Isı Pompası (3.40 ve 3.41 ile)	Sistem (3.42 ve 3.43 ile)
I	Kompresör	0.239	1.245	1.006	1.245	0.046	80.8	-	-
II	Kondenser	0.184	5.0	0.536	0.720	0.047	74.4	-	-
III	Genleşme Vanası	0.260	-	2.161	2.421	0.028	89.3	-	-
IV	Evaporatör	0.115	3.755	0.027	0.088	0.080	30.6	-	-
V	Fan – Coil	0.348	5.0	0.188	0.536	0.226	35.1	-	-
VI	Depo	0.090	2.090	0.088	0.179	0.046	49.2	-	-
VII	Kollektör	0.395	5.852	0.179	0.574	0.272	31.2	-	-
I – IV	Isı Pompası	0.798	-	3.73	4.474	0.201	83.4	3.094	4.071
I – VII	Tüm Sistem	1.631	-	4.185	5.763	0.745	72.6	2.361	2.891

Çizelge 4.5. Ocak ayı için sistemin enerji ve ekserji analizleri

Numara	Eleman	Ekserji Yok Oluşu [kW]	Güç [kW]	Ürün (\dot{P}) [kW]	Yakıt (\dot{F}) [kW]	$I\dot{P}$ [kW]	Ekserji Verimi (\dot{P}/\dot{F}) [%]	COP	
								Isı Pompası (3.40 ve 3.41 ile)	Sistem (3.42 ve 3.43 ile)
I	Kompresör	0.271	1.282	1.011	1.282	0.057	78.9	-	-
II	Kondenser	0.166	5.0	0.558	0.724	0.038	77.1	-	-
III	Genleşme Vanası	0.263	-	2.044	2.307	0.030	88.6	-	-
IV	Evaporatör	0.113	3.719	0.024	0.089	0.083	27.0	-	-
V	Fan – Coil	0.346	5.0	0.188	0.558	0.495	33.7	-	-
VI	Depo	0.096	2.169	0.089	0.185	0.050	48.1	-	-
VII	Kollektör	0.359	5.897	0.185	0.544	0.431	34.0	-	-
I – IV	Isı Pompası	0.813	-	3.637	4.402	0.208	82.6	3.009	3.959
I – VII	Tüm Sistem	2.139	-	3.974	5.689	1.184	69.9	2.312	2.834

Çizelge 4.6. Şubat ayı için sistemin enerji ve ekserji analizleri

Numara	Eleman	Ekserji Yok Oluşu [kW]	Güç [kW]	Ürün (\dot{P}) [kW]	Yakıt (\dot{F}) [kW]	IP [kW]	Ekserji Verimi (\dot{P}/\dot{F}) [%]	COP	
								Isı Pompası (3.40 ve 3.41 ile)	Sistem (3.42 ve 3.43 ile)
I	Kompresör	0.238	1.183	0.945	1.183	0.048	79.9	-	-
II	Kondenser	0.172	5.0	0.551	0.723	0.041	76.2	-	-
III	Genleşme Vanası	0.238	-	2.158	2.396	0.024	90.1	-	-
IV	Evaporatör	0.114	3.817	0.016	0.130	0.100	12.3	-	-
V	Fan – Coil	0.346	5.0	0.205	0.551	0.217	37.2	-	-
VI	Depo	0.133	2.550	0.130	0.263	0.067	49.4	-	-
VII	Kollektör	0.509	6.370	0.263	0.772	0.336	34.1	-	-
I – IV	Isı Pompası	0.762	-	3.670	4.432	0.213	82.8	3.281	4.318
I – VII	Tüm Sistem	1.750	-	4.268	6.018	0.833	70.9	2.468	3.012

Çizelgelerden de açıkça görülebileceği üzere, ısı pompası ünitesinde en yüksek tersinmezlik kompresör ve kısılma vanasında gerçekleşirken bunları kondenser ve evaporatör izlemektedir. Kısılma vanasındaki yüksek ekserji yok oluşunun sebebi bu bileşendeki yüksek basınç düşüştür. Çizelge 4.1, 4.2 ve 4.3'den de görülebileceği üzere kısılma vanasında aracı akışkan R410A'nın basıncında yaklaşık 24 bar düşüş olmaktadır. Bu da söz konusu bileşende yüksek tersinmezliklere sebebiyet verse de ısı pompası çevriminin tamamlanabilmesi için bu ekserji yok oluşu kaçınılmazdır.

Kompresörde oluşan tersinmezliğin sebebi bileşenin izantropik verimidir. Sistemde yüksek izantropik verime sahip kompresör seçimine mutlaka özen gösterilmelidir. Çünkü kompresörün göstereceği kötü performans tüm sistem verimini önemli derecede düşürecektir.

Kondenser ve evaporatörde meydana gelen tersinmezliklerin sebebi ise ısı değiştiren akışkanlar arasındaki sıcaklık farkıdır. Gerçek sistemlerde, ısı değiştiricilerde oluşacak basınç düşüşü, akış düzensizlikleri ve ortama olan ısı kaybı da tersinmezliklere neden olabilmektedir. Simülasyonda bu faktörler dikkate alınmamıştır. Kondenserdeki tersinmezlik miktarı evaporatörde tespit edilen tersinmezlikten yüksektir. Çünkü kompresörde sıkıştırma işlemi sonunda aracı akışkan R410A sıcaklığının kızgın buhar bölgesinde yüksek değerler alması, kondenserde ısı transferinin giriş fazında yüksek sıcaklık farklarında gerçekleşmesine neden olmakta, bu da kondenserdeki tersinmezlikleri yükseltmektedir.

Yine çizelgelerden görülebileceği üzere tüm sistem için en yüksek tersinmezlik güneş kollektörlerinde meydana gelmekte, bunu fan – coil ünitesi, kompresör, kısılma vanası, kondenser, evaporatör ve depo takip etmektedir. Tüm sistem içerisinde en yüksek tersinmezliğe sahip güneş kollektörlerinin ekserji verimi ise ortalama % 33.1 olarak hesaplanmıştır. Güneş enerjisi kollektörleri yutucu yüzey ile ısı taşıyıcı akışkan arasında yüksek sıcaklık farklarında ısı geçişinin meydana geldiği bileşenler olduğu için ekserji yok oluşunun önlenmesi açısından oldukça verimsizdir. Fan – coil ünitelerinde meydana gelen tersinmezliğin sebebi de yine bu bileşende ortam havası ile ısı taşıyıcı akışkan arasında yüksek sıcaklık farklarında meydana gelen ısı geçişidir.

Ürün / yakıt prensibine dayalı olarak tespit edilen ekserji verimleri ile ekserji yok oluşlarına bağlı olarak hesaplanan her bileşenin iyileştirme potansiyelleri de yine Çizelge 4.4, 4.5 ve 4.6'da verilmiştir. Çizelgeden de görülebileceği üzere en yüksek iyileştirme potansiyelleri fan – coil ünitesi ve güneş kolektörlerinde tespit edilirken bunları evaporatör, kompresör, kondenser, depo ve kısılma vanası izlemektedir.

Kollektörler kış şartlarında ısıtma sezonunda düşük işletme sıcaklıklarında kullanılmakta, bunun sonucu olarak da çevreye olan ısı kayıpları azalmakta ve ortalama % 62 gibi kısmen yüksek I. kanun verimlerinde çalışmaktadır. Bununla birlikte kolektör yutucu yüzeyinden çevreye olan ışınlım ve taşınım kayıplarının azaltılması ile hem kolektör verimi arttırılabilir hem de kolektörlerdeki tersinmezlikler azaltılabilir. Bu bileşendeki yüksek tersinmezlikleri gidermenin bir başka yolu ise güneş enerjisinin ilk aşamada yüksek sıcaklık uygulamalarında kullanılması, bu uygulamadan kalan atık ısının ise kademeli olarak düşük sıcaklık uygulamalarına aktarılacak suretiyle kullanılmasıdır.

Hacim ısıtma amaçlı olarak kullanılan fan – coil üniteleri yerine, iletimle ısıtma sistemleri olarak adlandırılabilir yerden ısıtma gibi sistemlerin kullanılması suretiyle iyileştirme yapmak da mümkündür. Böylece daha geniş ısı transfer yüzey alanları üzerinden daha düşük sıcaklıklı ısıtma gerçekleşecek ancak ısıtılan ortam havası ile ısı taşıyıcı akışkan arasındaki sıcaklık farklarının düşüşüne bağlı olarak da tersinmezlikler azalacaktır.

Isı pompası elemanları bir arada değerlendirildiğinde en fazla iyileştirme potansiyelinin evaporatörde, sonrasında ise kompresörde olduğu görülmektedir. Evaporatördeki kayıplara neden olan durum, su ve soğutucu akışkan arasında ısı değişimi sırasında meydana gelen kayıplar, basınç düşüşleri, akıştaki dengesizlikler ve çevreye olan ısı kayıpları olarak daha önce de sıralanmıştır. Isı değiştirici tipinin değiştirilmesi veya ısı değiştirici etkinliklerinin yükseltilmesi ile akışkanlar arasında ısı geçişi sırasında oluşan tersinmezlikler azaltılabilir.

Kompresör tarafından tüketilen elektriksel güç, aracı akışkan R410A'nın kompresöre giriş ve çıkış basınçlarından doğrudan etkilenmektedir. Isı değiştiricilerde yapılacak herhangi bir iyileştirme yoğunlaşma ve buharlaşma sıcaklıklarını birbirine yaklaştırabileceği için kompresör gücünü de düşürebilecektir. Bu sayede kompresörde iyileştirme yapmak mümkün olabilir. Dizayn açısından yapılabilecek değişiklikler ile de kompresörde tersinmezliklerin düşürülmesi mümkündür. Motorlarda, valflerde veya yağlamada yapılacak iyileştirmeler veya kompresörde sağlanabilecek etkin bir soğutma ile kompresörde tersinmezlikleri düşürmek ve kompresör tarafından çekilen gücü azaltmak mümkündür. Kompresördeki kayıplar sistemin performansını önemli oranda etkilediğinden iyileştirme performansı açısından önem verilmesi gerekir.

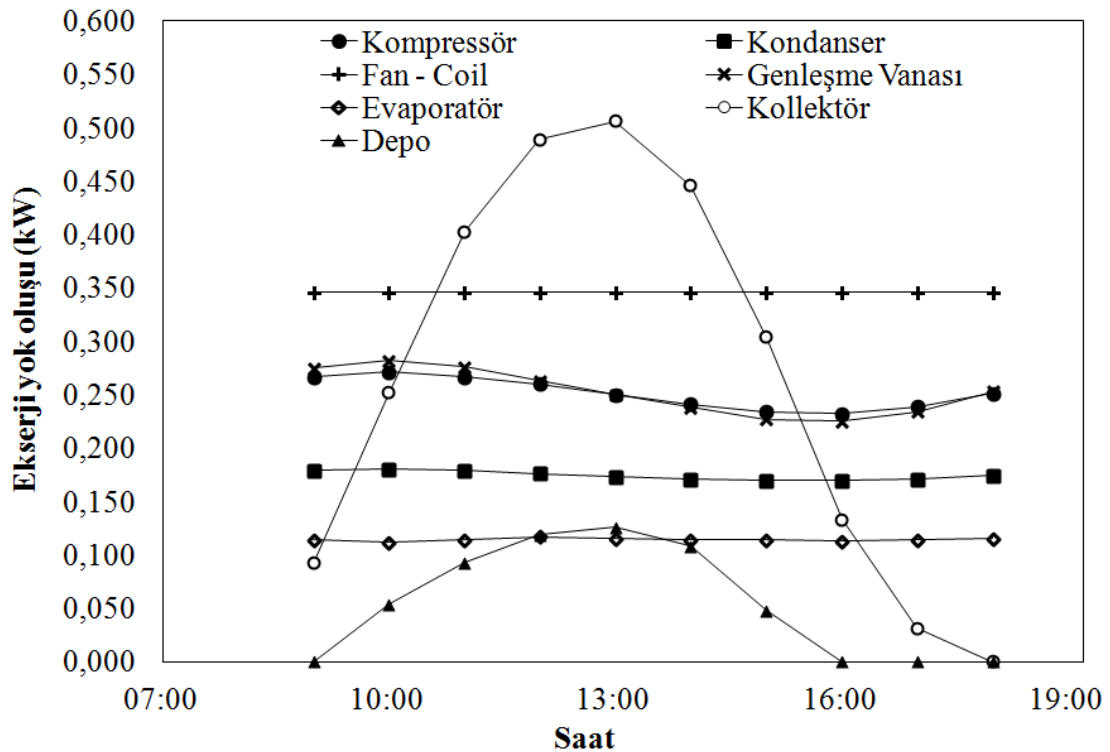
Sistemin bir diğer elemanı olan kısılma vanasındaki tersinmezliklerin azaltılabilmesinin tek yolu ise genleşme vanası yerine izantropik bir türbin kullanılmak suretiyle basınç düşüşünün türbin işine çevrilmesidir ki bu da sistem maliyetlerini arttıracaktır.

Simülasyon, çalışma saatleri olan 08:00 – 18:00 aralığında sistemin tüm elemanlarının her saat için termodinamik özelliklerini hesaplayabilmektedir. Bu değerlerden faydalanılarak her elemanın ekserji yok oluşu saatlik olarak da tespit edilebilmektedir. Şekil 4.31, 4.32 ve 4.33 sırasıyla Aralık, Ocak ve Şubat ayları için sisteme ait tüm elemanların ekserji yok oluşlarının sistemin çalışma saatleri arasındaki değişimini göstermektedir. Sistemin saatlere bağlı dinamik analizi yapılırken kondenser yükü 5 kW, kollektör yüzey alanı ise 20 m² olarak alınmış, kollektör tipi olarak A tipi kollektör seçilmiştir. Depo kapasitesi ise 1500 kg olarak alınmıştır.

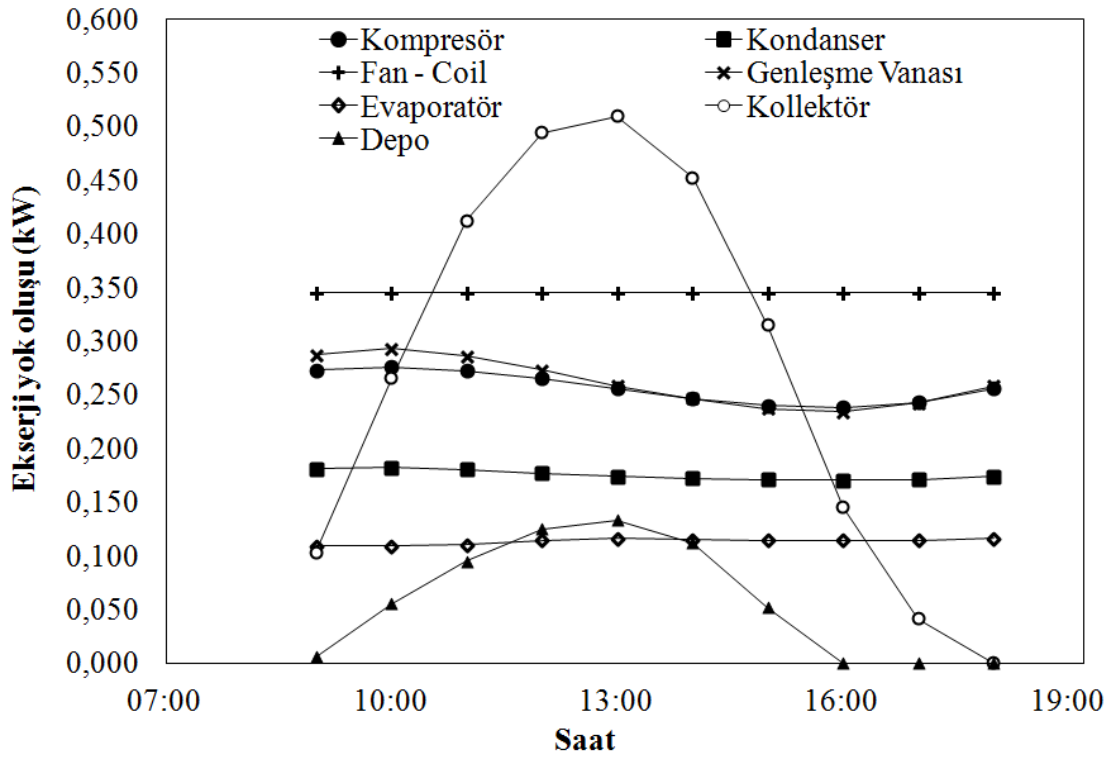
Ekserji yok oluşlarına ait grafikler incelendiğinde ısı pompası elemanlarında en yüksek tersinmezliğin kompresör ve kısılma vanasında olduğu görülmektedir. Sistemin tamamına bakıldığında ise tüm aylar için tersinmezliğin en fazla olduğu elemanın güneş kollektörü ve fan – coil ünite olduğu açıkça görülmektedir. Sistemdeki tüm elemanların ekserji yok oluşları dinamik olarak incelendiğinde de ortalama sonuçlar üzerinden elde edilen bulgular ile benzer değerlere ulaşıldığı açıkça görülebilmektedir.

Şekiller incelendiğinde, kollektör için son çalışma saati olan 18:00'da ve depoda ise son 3 çalışma saatinde ekserji yok oluşunun sıfır olduğu görülmektedir. Ancak bilindiği üzere hal değişimi olan herhangi bir sistemin veya sisteme ait bir elemanın ekserji yok oluşunun sıfır olması mümkün değildir. Burada ifade edilmek istenen, düşük sıcaklık farklarındaki ısı geçişinden dolayı tersinmezliklerin sıfıra yaklaşıyor olmasıdır.

Kollektörde bu durumun gerçekleşmesinin sebebi son çalışma saatinde güneş ışınımı değerlerinin sıfıra düşmesidir. Dolayısıyla kollektör aslında çalışmamakta ve tersinmezlik oluşmamaktadır. Depoda ekserji yok oluşuna neden olan durum ise ısı geçişidir. Işınımın düşük olduğu akşam saatlerinde, kollektör giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki fark çok düşüktür ve buna bağlı olarak elde edilen faydalı enerji de düşük olmaktadır. Dolayısıyla depodan evaporatöre ısı geçişi çok düşük sıcaklık farklarında gerçekleştiğinden tersinmezlikler sıfıra yaklaşmaktadır.

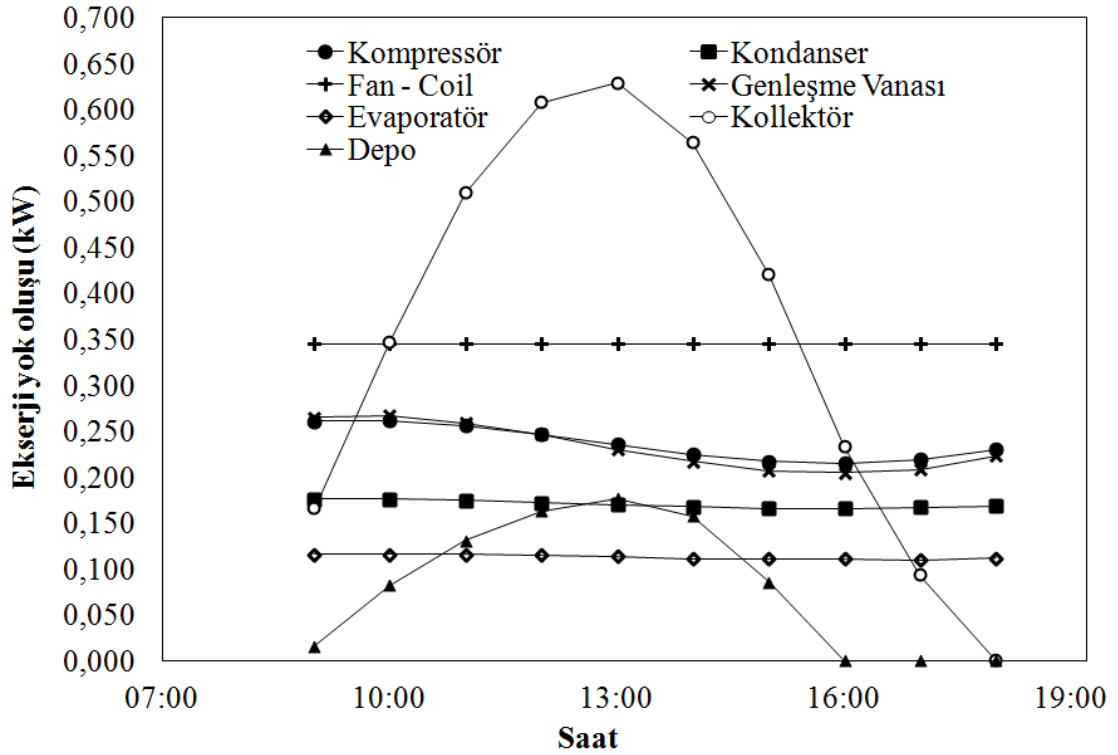


Şekil 4.31. Aralık ayında sistemdeki tüm elemanların ekserji yok oluşlarının çalışma saatlerindeki değişimi



Şekil 4.32. Ocak ayında sistemdeki tüm elemanların ekserji yok oluşlarının çalışma saatlerindeki değişimi

Dinamik analizden elde edilen en önemli sonuç, özellikle güneş ışınımının yüksek olduğu öğlen saatlerinde güneş kolektörlerinde oluşan yüksek tersinmezliklerin tespitidir. Özellikle bahsedilen bu çalışma saatlerinde, güneş ışınımının öncelikli olarak yüksek sıcaklık uygulamalarında kullanılması, bu uygulamadan kalan atık ısının ise kademeli olarak düşük sıcaklık uygulamalarında ele alınması tersinmezlikleri azaltmak ve toplam sistem verimini arttırmak adına daha uygun olacaktır.



Şekil 4.33. Şubat ayında sistemdeki tüm elemanların ekserji yok oluşlarının çalışma saatlerindeki değişimi

Güneş enerjisi destekli, su kaynaklı ısı pompası sistemi için yapılmış olan simülasyondan elde edilen sonuçlar, ısı pompaları üzerine daha önce yapılmış olan çeşitli benzer deneysel çalışmalar (Özgener ve Hepbaşlı 2005, Dikici ve Akbulut 2008, Hepbaşlı ve Akdemir 2004, Kuang vd. 2003, Özgener ve Hepbaşlı 2005b) ile ısı pompası ve tüm sistemin COP değerleri, sistemi oluşturan bileşenlerin ekserji yok oluş değerleri ve ekserji verimleri dâhilinde Çizelge 4.7’de karşılaştırılmıştır.

Mevcut çalışma ile diğer çalışmalarda ele alınan koşulların farklılığından dolayı doğal olarak sonuçlar arasında farklılıklar bulunmaktadır. Bununla birlikte simülasyon sonuçları ile deneysel sonuçların benzer eğilimler gösterdiği söz konusu çizelgeden açıkça görülebilmektedir.

Özellikle ısı pompası ve tüm sistem için simülasyondan elde edilen COP değerleri ile literatürde deneysel olarak elde edilen COP değerleri uyum içerisindedir. Bütün bunların yanı sıra sistem bileşenleri için simülasyondan tahmin edilen ekserji yok oluşu değerleri ile deneysel çalışmalardan elde edilen değerler benzer eğilimler göstermektedir. Örnek olarak, mevcut çalışmadaki değerlere benzer olarak Özgener ve Hepbaşlı (2005b) deneysel çalışmalarında en yüksek tersinmezliğin ısı pompası bileşenleri için kompresörde daha sonra kondenserde ve evaporatörde olduğunu tespit etmişlerdir.

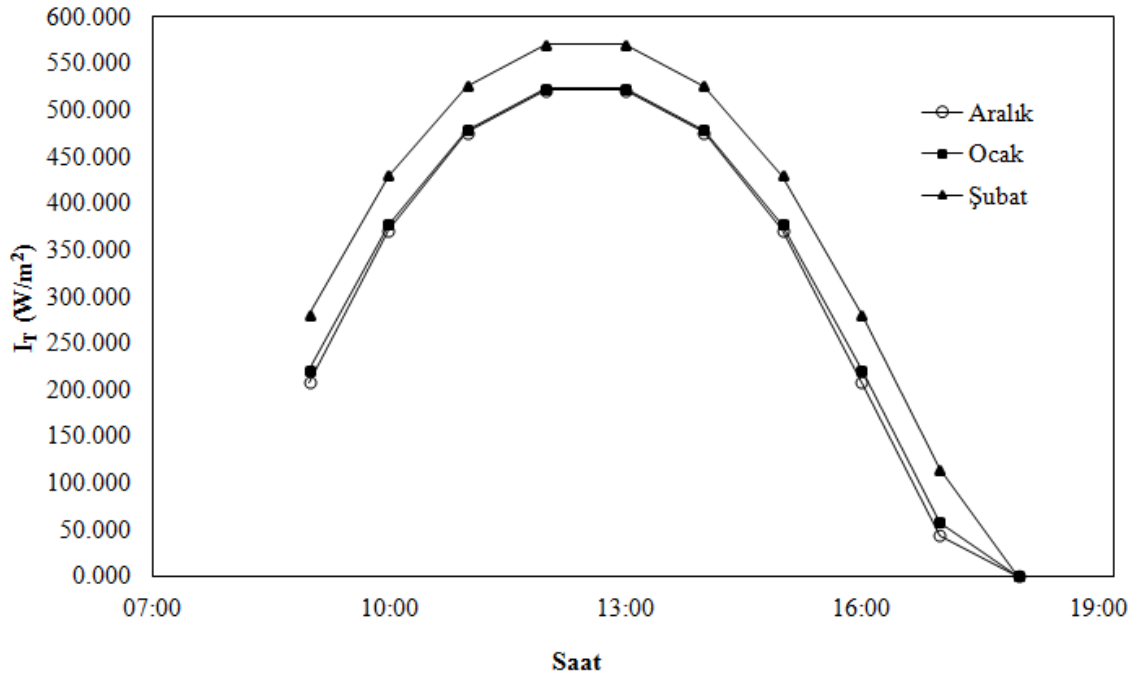
Mevcut çalışmada aracı akışkan olarak R410A seçildiği için evaporatör ve kondenser arasındaki basınç farkı diğer çalışmalara nazaran oldukça yüksektir. Bu da kısılma vanası için elde edilen tersinmezliğin diğer çalışmalara göre yüksek çıkmasına sebebiyet vermektedir.

4.6. Güneş ışıını tahminlerinin aylara bağı değişimi

Sistemin özelliklerini etkileyen en önemli parametrelerden biri de güneş ışıını değerleridir. İncelenen aya bağı olarak gelen güneş ışıını değişmektedir. Güneş ışıını değerlerindeki değişim, elde edilen faydalı enerjiyi doğrudan etkilediğinden sistemin tüm özelliklerini de doğrudan etkilemektedir. Aralık, Ocak ve Şubat ayları için karşılaştırmalı olarak simülasyondan tahmin edilen güneş ışıını değerlerinin çalışma saatlerindeki değişimi Şekil 4.34’de verilmiştir.

Çizelge 4.7. Simülasyon sonuçlarının deneysel çalışmalar ile karşılaştırması

Çalışma	İçerik	Kond. Gücü (kW)	COP _{IP}	COP _{Sis}	Ekserji Yok Oluşu (kW)							IP (%)	Sis (%)
					Komp I	Kond II	Vana III	Evap IV	F.C. V	Depo VI	Koll VII		
Mevcut Çalışma (simülasyon)	R410A Güneş enj. sudan suya	5	3.009	2.312	0.271	0.166	0.263	0.113	0.346	0.096	0.484	82.6	69.9
Özgener ve Hepbaşı 2005a (deneysel)	R22 Güneş enj. topraktan suya	3.977	2.64	2.38	0.45	0.22	0.18	0.13	0.48	-	0.010	71.8	67.7
Dikici ve Akbulut 2008 (deneysel)	R22 Güneş enj. sudan havaya	3.84	3.08	-	0.827	0.232	-	0.63	-	0.096	1.92	-	-
Hepbaşı ve Akdemir 2004 (deneysel)	R22 Topraktan suya	3.405	-	-	0.166	0.28	0.2169	0.0785	0.2121	-	-	-	-
Kuang ve ark. 2003 (deneysel)	Güneş enerjili sudan suya	4.99	2.50 ÷ 3.00	2.00 ÷ 2.50	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Özgener ve Hepbaşı 2005b (deneysel)	R22 Güneş enj. topraktan suya	4.194	2.00 ÷ 3.13	1.70 ÷ 2.60	-	-	-	-	-	-	-	-	-



Şekil 4.34. Aralık, Ocak ve Şubat ayları için güneş ışınımının çalışma saatlerindeki değişimi

Şekil 4.34'den de görülebileceği üzere, güneş ışınımının tahmini değişimi Aralık ve Ocak aylarında birbirine yakın bir dağılım göstermekte iken Şubat ayında belirgin oranda fark oluşmakta ve daha yüksek ışınım değerleri elde edilebilmektedir. Bu durumun sebebi, mevsimsel olarak Şubat ayında güneş ışınlarının daha dik gelmeye başlamasıdır. Şubat ayında elde edilen bu yüksek ışınım değerleri daha önce de belirtildiği gibi yüksek faydalı enerji elde edilmesine de imkân vermiş, dolayısıyla daha küçük bir depo boyutunda verimli sonuçlar alınabileceğini göstermiştir. Işınım değerleri Aralık ayında günlük ortalama 319 W/m^2 , Ocak ayında 325 W/m^2 ve Şubat ayında ise 372 W/m^2 olarak hesaplanmıştır.

5. SONUÇ

Yapılan simülasyon çalışması ile güneş enerjisi destekli, su kaynaklı, hacim ısıtma amaçlı ısı pompası sisteminin boyutları, performansı, sistemin ve elemanlarının enerji ve ekserji analizleri ile çalışma yapılması düşünülen konum için elde edilebilecek güneş ışınımı değerleri hakkında tüm tahminler yapılabilmektedir. Potansiyel iyileştirmeler araştırılırken sisteme ait her elemanın tersinmezliğinin yanı sıra ekserji verimi de hesaplanmıştır.

Enerji ve ekserji analizlerinde kullanılan ifadeler kütle, enerji ve ekserji dengesi denklemlerinden faydalanılarak oluşturulmuştur. Alınan bilgiler istenilen herhangi bir saat aralığı için veya kurulması düşünülen sistemin tüm çalışma saatlerindeki ortalaması için elde edilebilmektedir. Bu sayede güneş enerjisi destekli ısı pompası kullanılarak oluşturulacak bir sistem için tasarım aşamasında önemli bilgiler elde edilebilmektedir.

Çalışmadan elde edilen temel sonuçlar şu şekilde sıralanabilir;

- 1) Güneş enerjisi destekli ısı pompasının seçimi ve uygulaması yapılırken çalışma koşulları, sistemde kullanılacak depo boyutu, kollektör tipi ve verimi, sistemin karşılayabileceği ısıtma yükü, çevresel ve mevsimsel faktörler gibi önemli parametreler dikkate alınmalıdır.
- 2) Simülasyon ile tahmin edilen enerji ve ekserji bulguları sistemin performansının artırılması yolunda yapılabilecek iyileştirmeler için yol göstermektedir. Tasarımcıya sistemde bulunan elemanların tersinmezlikleri ve sistem üzerine etkileri konusunda sayısal veriler ile bir bakış açısı sağlamaktadır.
- 3) Analizin dinamik olması sayesinde istenilen herhangi bir saat aralığında sistemin tüm özelliklerine ulaşılabilmektedir. Simülasyonun sağladığı bu avantaj, kurulması düşünülen sistemin optimum çalışma saatlerini belirlemekte yardımcı olabilmektedir. Böylece sistemin yeterli verime ulaşamadığı saatlerde ısıtma

ihtiyacının karşılanabilmesi için ikinci bir sistemin gerekip gerekmediği, tasarım aşamasında belirlenebilmektedir.

- 4) Güneş enerjisi destekli ısı pompası sisteminde uygun depo boyutunun seçilmesi çok önemlidir. Çalışmadan elde edilen bulgular göstermiştir ki küçük bir depo seçildiğinde, depo hızlı bir biçimde ısınmakta ve öğlen saatlerinde yüksek sıcaklıklara ulaşmaktadır. Ancak aynı zamanda hızlı soğuyarak ataletini koruyamamaktadır. Büyük depo boyutlarında ise daha yavaş bir ısınma ve soğumaya bağlı olarak depo, sıcaklığını uzun süreli koruyabilmekte ancak bu defa da istenilen sıcaklıklara ulaşamamaktadır. Her iki durum da sistemin COP değerini olumsuz yönde etkileyebilmektedir. Bu nedenle tasarım yapılırken bu kriterler göz önünde bulundurularak uygun depo boyutuna karar verilmelidir. Simülasyon, istenilen her kapasite için hesaplama yapabilmesi ve alternatifler sunabilmesi açısından faydalı olacaktır.
- 5) Sistemin tasarımında dikkat edilmesi gereken bir diğer önemli faktör doğru kollektör tipine karar verebilmektir. Bu çalışmada değerlendirilen kollektörler tek cam seçici yüzeyli, tek cam normal yüzeyli ve çift cam normal yüzeyli kollektör tipleridir. Seçici yüzeye sahip bir kollektörün normal yüzeyli olanlara kıyasla daha yüksek verime sahip olduğu bilinmektedir. Bu çalışmada da A tipi kollektör seçilmesi durumunda sistemin veriminin diğer tip kollektörlerin kullanıldığı durumlara göre daha yüksek olduğu görülmüştür. Ancak her zaman en yüksek verime sahip kollektörü seçmenin en iyi tercih olduğu düşünülmemelidir. Sistemin ihtiyaçları doğrultusunda daha düşük maliyet ile diğer kollektör tipleri de yeterli olabilmektedir. Simülasyon farklı kollektör tiplerinin sistem üzerine etkisini açık bir şekilde gösterdiği ve yine alternatifler sunabildiği için faydalı olacaktır.
- 6) Tasarım esnasında sistemin boyutlandırılmasına karar verildikten sonra seçilen özelliklerde ne kadar bir ısıtma ihtiyacını karşılayabileceği de araştırılmalıdır. Çünkü boyutlandırma yapılırken seçilen değerler her ısıtma yükü için yeterli olmayabilir veya ihtiyaçtan fazla olabilir. Bu gibi durumlarda sistemin depo

boyutu, kollektör alanı gibi parametrelerinde değişikliğe gitmek gerekebilir. Bu da simülasyon ile basitçe tayin edilebilmektedir.

- 7) Isı pompasındaki elemanların ekserji analizleri yapıldığında kompresörün girişi ve çıkışı arasında ekserjinin arttığı, diğer tüm elemanların giriş ve çıkışları arasında ise düşüş yaşandığı görülmüştür. Bu durumun sebebi kompresörün sisteme iş girişi yaparak ekserjiyi arttırması, diğer bütün elemanların ise tersinmezliklerden dolayı ekserjinin yok oluşuna sebep olmalarıdır. Tüm sistem ekserji değişimi açısından incelendiğinde, depo ve kollektörün giriş ve çıkışı arasında sıcaklığın artması ile ekserjinin arttığı, fan coil ünitesinin ise benzer şekilde tersinmezliklerden dolayı ekserjiyi düşürdüğü tespit edilmiştir.
- 8) Isı pompası elemanları arasında en yüksek tersinmezlik kompresör ve genişleme vanasında oluşurken bu elemanları kondenser ve evaporatör takip etmektedir. Isı pompasındaki tüm elemanların ekserji verimleri Ürün / Yakıt prensibine göre değerlendirildiğinde en fazla iyileştirme potansiyelinin evaporatörde, sonrasında ise kompresörde olduğu görülmektedir.
- 9) Evaporatördeki kayıplara neden olan durum, su ve soğutucu akışkan arasındaki ısı değişimi sırasında meydana gelen kayıplar, basınç düşüşleri, akıştaki dengesizlikler ve çevreye olan ısı kayıpları olabilmektedir. Bu kayıpların azaltılması ve özellikle ısı değiştirici etkinliklerinin arttırılmasıyla evaporatörün ekserji verimi arttırabilir.
- 10) Kompresör gücü giriş ve çıkış basınçlarından doğrudan etkilenmektedir. Kondenser ve evaporatörde yapılacak herhangi bir iyileştirme yoğunlaşma ve buharlaşma sıcaklıkları arasındaki farkı azaltacağından, kompresör gücünü de düşürecektir. Bu sayede kompresörde iyileştirme yapmak mümkün olabilir. Kompresörde motor, valf, yağlama ve soğutma ile dizayn olarak iyileştirme yapmak ve tersinmezlikleri düşürmek de mümkündür. Kompresördeki kayıplar sistemin performansını önemli oranda etkilediğinden iyileştirme performansı açısından mutlaka önem verilmelidir.

- 11)** Tüm sistem ele alındığında ise en yüksek tersinmezlik ve iyileştirme potansiyeli güneş kollektörleri ve fan coil ünitelerde görülmektedir. Güneş kollektörlerinde ışıını ilk önce yüksek sıcaklık uygulamalarında kullanmak, ilk uygulamadan kalan atık ısıyı ise düşük sıcaklık uygulamasında kullanmak tersinmezlikleri azaltmak için uygun olacaktır. Dinamik analiz göstermiştir ki bu uygulama özellikle ışıının yoğun, tersinmezliklerin yüksek olduğu öğlen saatlerinde yapılmalıdır. Isıtmada ise fan coil ünitesi yerine yerden ısıtma tercih etmek, ısıtılan ortam ile ısı taşıyıcı akışkan arasındaki sıcaklık farkını dolayısıyla da tersinmezlikleri azaltacağı için sistem verimini arttırmaya yönelik doğru bir iyileştirme olacaktır.
- 12)** Ürün / Yakıt prensibine göre incelenen ekserji verimleri Aralık, Ocak ve Şubat aylarında sırasıyla ısı pompası için % 83.4, % 82.6, % 82.8 ve sistemin tamamı için % 72.6, % 69.9, % 70.9 olarak tahmin edilmiştir. Bu değerler çeşitli araştırmacıların elde ettikleri deneysel sonuçlara oldukça yakındır. Ekserji verimleri sistemde iyileştirme potansiyeli olan noktalara ışık tutmaktadır.
- 13)** Güneş enerjisi destekli ısı pompası sisteminin ısıtma COP'si Aralık ayı için 3.094, Ocak ayı için 3.009 ve Şubat ayı için 3.281 olarak hesaplanmıştır. Bu değerler konuyla ilgili diğer deneysel çalışmalarda bulunan değerlere oldukça yakındır. Simülasyondan elde edilen gerek I. kanun analiz sonuçları gerekse II. kanun analiz sonuçları literatürde mevcut deneysel sonuçlar ile uyum içerisindedir. Bu da simülasyonun güvenilirliğini arttırmaktadır.

Özetle, bu çalışmada güneş enerjisi destekli endirekt genleşmeli R410A aracı akışkanı kullanan hacim ısıtma amaçlı ısı pompası sistemi simüle edilerek teorik olarak incelenmiştir. Simülasyondan alınan sonuçlar deneysel literatür sonuçları ile karşılaştırıldığında, söz konusu sistem için gerek enerji gerekse ekserji analizleri için simülasyon ile kabul edilebilir doğrulukta tahminler yapabildiği görülmüştür. Bu durum, bu tip sistemlerin dizaynında depo boyutu, kollektör tipi ve kollektör yüzey alanı gibi seçimlerin simülasyon ile güvenilir bir biçimde yapılabileceğini göstermektedir.

Bilindiđi üzere ekserji analizi, sistemde tersinmezliđe yol açan her bir bileŐenin deđerlendirilmesine izin vermekte ve hangi bileŐenin sistemin toplam veriminin dūŐuŐünde ađırlıđı olduđunu belirleyebilmektedir. Seçilen kollektör tipi, kollektör yüzey alanı, kondenser yükü ve depo hacmi için tüm sistemin ekserji analizi simūlasyon ile yapılabilmekte ve sistemi oluŐturan her bir bileŐenin tersinmezliđi, iyileŐtirme potansiyeli ve ekserji verimi tahmin edilebilmektedir. Bu tip sistemlerin kurulumuna geçmeden önce yüksek tersinmezlik deđerlerine sahip bileŐenler tespit edilebilir, bu bileŐenler iyileŐtirilebilir ve böylece toplam sistem performansı yükseltilebilir. Böylece, simūlasyon ile zaman kaybı olmadan ve masrafsız bir Őekilde farklı alternatifler oluŐturulabilir ve en uygun tercihler yapılabilir. Sonuç olarak simūlasyon modeli ve elde edilen bulgular bu tip sistemlerin dizaynı için mühendislere ve araŐtırmacılara yol gösterici olacaktır.

6. KAYNAKLAR

- BADESCU, V. 2002. Model of a solar assisted heat pump system for space heating integrating a thermal energy storage unit. *Energy and Buildings*, 34: 715-726.
- BADESCU, V. 2003. First and second law analysis of a solar assisted heat pump based heating system. *Energy Conversion and Management*, 43: 2539-2552.
- BADESCU, V. 2003. Model of a thermal energy storage device integrated into a solar assisted heat pump system for space heating. *Energy Conversion and Management*, 44: 1589-1604.
- BAKIRCI, K. ve YÜKSEL, B. 2003. Güneş kaynaklı ısı pompaları. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 75.
- BILGEN, E. and TAKAHASHI, H. 2002. Exergy analysis and experimental study of heat pump systems. *Exergy an International Journal*, 2: 259-265.
- BROWN, R. 2009. Heat Pumps – A Guidance Document for Designers. BSRIA Publications, 69 pp.
- CERVANTES, J.G. and REYES, T.E. 2002. Experiments on a solar – assisted heat pump and exergy analysis of the system. *Applied Thermal Engineering*, 22: 1289-1297.
- CHATA, F.B.G., CHATURVEDI, S.K. and ALMOGBEL, A. 2005. Analysis of a direct expansion solar assisted heat pump using different refrigerants. *Energy Conversion and Management*, 46: 2614-2624.
- CHATURVEDI, S.K., SALAM, T.M.A., SREEDHARAN, S.S. and GOROZABEL, F.B. 2009. Two – stage direct expansion solar assisted heat pump for high temperature applications. *Applied Thermal Engineering*, 29: 2093-2099.
- CHUA, K.J., CHOU, S.K. and YANG, W.M. 2010. Advances in heat pump systems: A review. *Applied Energy*, 87: 3611-3624.
- DIKICI, A. and AKBULUT, A. 2008. Performance characteristics and energy – exergy analysis of solar – assisted heat pump system. *Building and Environment*, 43: 1961-1972.
- DINCER, I. and ROSEN, A. 2007. Exergy, Energy, Environment and Sustainable Development. Elsevier Publications, USA, 451 pp.
- DUFFIE, J.A. and BECKMAN, W.A. 1980. Solar engineering of thermal process. University of Wisconsin, Madison, A Wiley Interscience Publications.

- DuPONT SUVA. 2012. 407C (R-407C) and 410A (R-410A) Properties, uses, storage and Handling.
http://www2.dupont.com/Refrigerants/en_US/assets/downloads/h65905_Suva407C_410A_push.pdf
- FLANAGAN, M.T. 2010. Michael Thomas Flanagan's Java Scientific Library.
<http://www.ee.ucl.ac.uk/~mflanaga/java/CubicSplineFast.html#permission>
- HEPBASLI, A. and AKDEMIR, O. 2004. Energy and exergy analysis of a ground source (geothermal) heat pump system. *Energy Conversion and Management*, 45: 737-753.
- ILERI, A. 1995. Yearly simulation of a solar aided R22-Degdme absorption heat pump system. *Solar Energy*, 55: 255-265.
- KAAN, Ö. 2006. Düzlemsel kolektörlerde performans artırma yöntemlerinin deneysel olarak incelenmesi ve maliyet analizi. Yüksek lisans tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi, 94 ss.
- KALOGIROU, S. 2003. The potential of solar industrial process heat applications. *Applied Energy*, 76 (4): 337–361.
- KARATASOU, S., SANTAMOURIS, M. and GEROS, V. 2006. On the calculation of solar utilizability for south oriented flat plate collectors tilted to an angle equal to the local latitude. *Solar Energy*, 80: 1600-1610.
- KAYA, M. 2009. Isı pompası ve kombi ısıtma sistemleri maliyet analizlerinin karşılaştırılması. *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi*, 2: 39-47.
- KAYGUSUZ, K. 2000. Experimental and theoretical investigation of a solar heating system with heat pump. *Renewable Energy*, 21: 79-102.
- KENNEWELL, J. and MCDONALD, A. 2012. The Solar Constant. Australian Government IPS Radio and Space Services.
- KESKİN, T. 2012. Dünyada ve Türkiye’de Enerji Verimliliği. TMMOB Makina Mühendisleri Odası Yayınları, Ankara, 132 ss.
- KINCAY, O. 2008. Su kaynaklı ısı pompaları (SKIP).
http://www.yildiz.edu.tr/~okincay/OK_SUKAYNAKLI_ISIPOMPALARI-2009.pdf
- KUANG, Y.H., WANG, R.Z. and LQ, Y. 2003. Experimental study on solar assisted heat pump system for heat supply. *Energy Conversion and Management*, 44: 1089-1098.
- KUANG, Y.H. and WANG, R.Z. 2006. Performance of a multi – functional direct expansion solar assisted heat pump system. *Solar Energy*, 80: 795-803.

- LEACH, A. 2011. R410A the Refrigerant of the Future.
<http://www.actrol.com.au/techPapers/r410a.pdf>
- LI, H. and YANG, H. 2009. Potential application of solar thermal systems for hot water production in Hong Kong. *Applied Energy*, 86: 175-180.
- LI, Y.W, WANG, R.Z., WU, J.Y. and XU, Y.X. 2007. Experimental performance analysis and optimization of a direct expansion solar – assisted heat pump water heater. *Energy*, 32: 1361-1374.
- MELINDER, A. 2003. Handbook on Indirect Refrigeration and Heat Pump Systems. Swedish Society of Refrigeration Publications, 158 pp.
- OZGENER, O. and HEPBASLI, A. 2005a. Experimental performance analysis of a solar assisted ground source heat pump greenhouse heating system. *Energy and Buildings*, 37: 101-110.
- OZGENER, O. and HEPBASLI, A. 2005b. Performance analysis of a solar – assisted ground – source heat pump system for greenhouse heating: and experimental study. *Building and Environment*, 40: 1040-1050.
- OZGENER, O. and HEPBASLI, A. 2007. A review on the energy and exergy analysis of solar assisted heat pump systems. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 11: 482-496.
- TÜRKYILMAZ, O. ve ÖZGİRESUN C. 2012. Türkiye'nin Enerji Görünümü. TMMOB Makina Mühendisleri Odası Yayınları, Ankara, 241 ss.
- VANGOOL, W. 1997. Energy policy: fairly tales and factualities. Innovation and Technology – Strategies and Policies, Kluwer, Dordrecht, 93-105 pp.
- YAMAÇ, Ö. 2005. Güneş enerjisi destekli ısı pompalarının teorik incelenmesi. Yüksek lisans tezi, Mustafa Kemal Üniversitesi, 95 ss.
- YAMANKARADENİZ, R. and HORUZ, I. 1998. The theoretical and experimental investigation of the characteristics of solar assisted heat pump for clear days. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 25 (6): 885-898.
- YAMANKARADENİZ, R., HORUZ, İ. ve COŞKUN, S. 2002. Soğutma Tekniği ve Uygulamaları. VİPAŞ A.Ş. Yayınları, Bursa, 607 ss.
- YANG, W., ZHU, J., SHI, M. and CHEN, Z. 2011. Numerical simulation of the performance of a solar – assisted heat pump heating system. *Procedia Environmental Sciences*, 11: 790-797.
- YİĞİT, A. ve ATMACA, İ. 2010. Güneş Enerjisi. Alfa Aktüel Yayınları, Bursa, 216 ss.

YUMRUTAS, R. and KASKA, O. 2004. Experimental investigation of thermal performance of solar assisted heat pump system with an energy storage. *International Journal of Energy Research*, 28: 163-175.

YUMRUTAS, R. and UNSAL, M. 2000. Analysis of solar aided heat pump systems with seasonal thermal energy storage in surface tanks. *Energy*, 25: 1231-1243.

7. EKLER

Ek – 1 Güneş Enerjisi Hesaplamalarını İçeren Alt Program

```
package egikduzlem;
/**
 *
 * @author Sezgi
 */
public alt program Variables {
    public double It, Idt, Ibt, Iref, I, Id, Ib, Ho, Io, H, kT, rT, Rb, egimacisi, c, fi, N, w,
    w1, w2, ws, a, b, igs, n, enlemacisi, deklinasyonacisi, Z, g, GS, GS1, GS2, Qf, At, x, y,
    Tc, Tdy, md, Td, fmt_Double, Verim, rd, Hd, costeta;

    public double Gsc = 1367;
    public double KAd = 0.0111;
    public double Dt = 3600;
    public double cpd = 4.180;

// Güneş Radyasyonu Hesaplamaları

    public void setdeklinasyonacisi(double n) {
        this.deklinasyonacisi = 23.45 * Math.sin(Math.toRadians(360 * ((284+n) / 365)));
    }
    public double getdeklinasyonacisi() {
        return deklinasyonacisi;
    }

    public void setws(double enlemacisi, double deklinasyonacisi) {
        this.ws = Math.toDegrees(Math.acos((-Math.tan(Math.toRadians(enlemacisi))) *
(Math.tan(Math.toRadians(deklinasyonacisi)))));
    }
    public double getws() {
        return ws; }

    public void setHo(double n, double enlemacisi, double deklinasyonacisi, double ws)
    {
        this.Ho = (((24 * 3600 * Gsc)/ Math.PI) * (1 + (0.033
Math.cos(Math.toRadians((360*n)/365)))) * ((Math.cos(Math.toRadians(enlemacisi)) *
Math.cos(Math.toRadians(deklinasyonacisi)) * Math.sin(Math.toRadians(ws))) + ((2 *
Math.PI * ws)/360) * Math.sin(Math.toRadians(enlemacisi)) *
Math.sin(Math.toRadians(deklinasyonacisi)))) / 1000000 );
    }
    public double getHo() {
        if(this.Ho <= 0) {
            return 0;
        }
    }
}
```

```

        else {
            return Ho;
        }
        public void seta(double Z, double enlemacisi, double deklinasyonacisi) {
            this.a = 0.103 + (0.000017 * Z) + (0.198 * Math.cos(Math.toRadians(enlemacisi) -
            Math.toRadians(deklinasyonacisi)));
        }
        public double geta() {
            return a;
        }

        public void setb(double enlemacisi, double deklinasyonacisi) {
            this.b = 0.533 - (0.165 * Math.cos(Math.toRadians(enlemacisi) -
            Math.toRadians(deklinasyonacisi)));
        }
        public double getb() {
            return b;
        }

        public void setH(double Ho, double a, double b, double igs) {
            this.H = Ho * (a + (b * igs));
        }
        public double getH() {
            if(this.H <= 0) {
                return 0;
            }
            else {
                return H;
            }
        }

        public void setw(double w1, double w2) {
            this.w = (w1 + w2)/2 ;
        }
        public double getw() {
            return w;
        }

        public void setc(double w, double ws) {
            this.c = (-4) * ((1 - (Math.abs(w)/ws)) * (1 - (Math.abs(w)/ws)));
        }
        public double getc() {
            return c;
        }

        public void setfi(double c) {
            this.fi = Math.exp(c);
        }

```

```

}
public double getfi() {
    return fi;    }

public void setN(double ws) {
    this.N = (0.133 * ws) ;
}
public double getN() {
    return N;
}

public void setrT(double N, double w, double ws, double fi) {
    this.rT = ((Math.PI)/(4*N)) * ((Math.cos(Math.toRadians(90 * w/ws))) + (2 /
(Math.sqrt(Math.PI)) * (1-fi)));
}
public double getrT() {
    if(this.rT <= 0) {
        return 0;
    }
    else {
        return rT;
    }
}

public void setI(double rT, double H) {
    this.I = rT * H;
}
public double getI() {

    if(this.I <= 0) {
        return 0;
    }
    else {
        return I;
    }
}

public void setIo(double n, double enlemacisi, double deklinasyonacisi, double w2,
double w1) {

    double a_degeri = ((12 * 3600 * Gsc)/ Math.PI);
    double b_degeri = (Math.cos(Math.toRadians(enlemacisi))) *
(Math.cos(Math.toRadians(deklinasyonacisi))) * ((Math.sin(Math.toRadians(w2))) -
(Math.sin(Math.toRadians(w1))));
    double c_degeri = ((2 * Math.PI * (w2 - w1))/360) *
(Math.sin(Math.toRadians(enlemacisi))) *
(Math.sin(Math.toRadians(deklinasyonacisi)));

```

```

    this.Io = (((a_degeri * (1 + (0.033 * Math.cos(Math.toRadians((360*n)/365)))) *
(b_degeri + c_degeri))) / 1000000) ;
}
public double getIo() {
    if(this.Io <= 0) {
        return 0;
    }
    else {
        return Io;
    }
}

public void setkT(double H, double Ho) {
    this.kT = H / Ho;
}
public double getkT() {

    if(this.kT <= 0) {
        return 0;
    }
    else {
        return kT;
    }
}

public void sethd(double H, double kT) {

    this.Hd = (H * ((0.703) - (0.414 * kT) - (0.428 * kT * kT)));
}
public double gethd() {

    return Hd;
}

public void setrd (double Io, double Ho) {
    this.rd = Io / Ho;
}
public double getrd() {
    return rd;
}

public void setId(double rd, double Hd) {
    this.Id = rd * Hd;
}
public double getId() {
    if(this.Id <= 0) {
        return 0;
    }
}

```

```

else{
    return Id;
} }
public void setIdt(double Id, double egimacisi) {
    this.Idt = Id * ((1 + Math.cos(Math.toRadians(egimacisi))) / 2);
}
public double getIdt() {
    if(this.Idt <= 0) {
        return 0;
    }
    else{
        return Idt;
    }
}

public void setIb(double I, double Id) {
    this.Ib = I - Id;
}
public double getIb(){

    if(this.Ib <= 0) {
        return 0;
    }
    else{
        return Ib;
    }
}

public void setRb(double enlemacisi, double egimacisi, double deklinasyonacisi,
double w) {

    this.a = Math.cos((Math.toRadians(enlemacisi))- Math.toRadians(egimacisi)) *
Math.cos(Math.toRadians(deklinasyonacisi)) * Math.cos(Math.toRadians(w)) ;
    this.b = Math.sin((Math.toRadians(enlemacisi) - Math.toRadians(egimacisi))) *
Math.sin(Math.toRadians(deklinasyonacisi));

    double e = Math.cos(Math.toRadians(enlemacisi)) *
Math.cos(Math.toRadians(deklinasyonacisi)) * Math.cos(Math.toRadians(w));
    double f = Math.sin(Math.toRadians(enlemacisi)) *
Math.sin(Math.toRadians(deklinasyonacisi));

    this.Rb = (a+b)/(e+f);
}
public double getRb() {

    if(this.Rb <= 0) {
        return 0;
    }
}

```

```

else {
    return Rb;
}
}
public void setIbt(double Rb, double Ib) {
    this.Ibt = Ib * Rb;
}
public double getIbt() {

    if(this.Ibt <= 0) {
        return 0;
    }
    else {
        return Ibt;
    }
}

public void setIref(double Ib, double Id, double g, double egimacisi) {
    this.Iref = (Ib + Id) * g * ((1 - Math.cos(Math.toRadians(egimacisi))) / 2);
}
public double getIref(){

    if(this.Iref <= 0) {
        return 0;
    }
    else {
        return Iref;
    }
}

public void setIt(double Idt, double Ibt, double Iref) {
    this.It = ((Idt + Ibt + Iref) * 277.78) ;
}
public double getIt() {
    return It;
}

```

// Faydalı Enerjinin Hesaplanması

```

public void setQf(double At, double x, double y, double It, double Td, double Tc) {
    this.Qf = (At * ((x*It) - (y * (Td - Tc)))) / 1000;
}
public double getQf() {

    if(this.Qf <= 0) {
        return 0;
    }
    else {
        return Qf;
    }
}

```

```

    }
}

// Depo Sıcaklığının Hesaplanması

public void setTdy(double Td, double md, double Qf, double Qevap, double Tc) {
    this.Tdy = Td + ((this.Dt / (md * cpd)) * (Qf - Qevap - (this.KAd * (Td - Tc))));
}
public double getTdy() {
    return Tdy;
}

// Kollektör Veriminin Hesaplanması

public void setVerim(double Qf, double At, double It){
    this.Verim = (Qf / (At * It))* 1000;
}
public double getVerim() {
    if(this.Verim <= 0) {
        return 0;
    }
    else {
        return Verim;
    }
}
public double roundDouble(double Deger, double Basamak) {
    this.fmt_Double = Math.round(Deger * Math.pow(10, Basamak))/( Math.pow(10,
Basamak));
    return fmt_Double;
}

public void setCosteta(double deklinasyonacisi, double w, double enlemacisi, double
egimacisi) {
    this.costeta = (Math.cos(Math.toRadians(deklinasyonacisi)) *
Math.cos(Math.toRadians(w)) * Math.cos(Math.toRadians(enlemacisi - egimacisi))) +
(Math.sin(Math.toRadians(deklinasyonacisi)) * Math.sin(Math.toRadians(enlemacisi -
egimacisi))) ;
}
public double getCosteta() {
    return this.costeta;
}
}

```


Ek – 2 Termodinamik Özellikler ve Akış Ekserjileri ile COP Hesaplamalarını İçeren Alt Program

```
*/  
package egikduzlem;  
*/  
public alt program aota {  
  
    //R410-A için Kübik İnterpolasyon tablo değerleri  
  
    double[] R410temp = {-20, -19, -18, -17, -16, -15, -14, -13, -12, -11, -10, -9, -8, -7, -  
6, -5, -4, -3, -2, -1, 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21,  
22, 23, 24, 25, 26, 27, 28, 29, 30, 31, 32, 33, 34, 35, 36, 37, 38, 39, 40, 41, 42, 43, 44,  
45, 46, 47, 48, 49, 50, 51, 52, 53, 54, 55, 56, 57, 58, 59, 60};  
  
    double[] R410hf = {169.8, 171.3, 172.8, 174.3, 175.7, 177.2, 178.7, 180.2, 181.7,  
183.2, 184.7, 186.2, 187.7, 189.3, 190.8, 192.3, 193.8, 195.4, 196.9, 198.5, 200.0,  
201.6, 203.1, 204.7, 206.2, 207.8, 209.4, 211.0, 212.6, 214.1, 215.7, 217.3, 219.0,  
220.6, 222.2, 223.8, 225.4, 227.1, 228.7, 230.4, 232.0, 233.7, 235.4, 237.1, 238.7,  
240.4, 242.1, 243.9, 245.6, 247.3, 249.1, 250.8, 252.6, 254.3, 256.1, 257.9, 259.7,  
261.5, 263.4, 265.2, 267.1, 269.0, 270.9, 272.8, 274.8, 276.7, 278.7, 280.7, 282.7,  
284.8, 286.9, 289.0, 291.2, 293.4, 295.6, 297.9, 300.3, 302.7, 305.1, 307.7, 310.3};  
  
    double[] R410hg = {415.7, 416.1, 416.5, 416.9, 417.2, 417.6, 418.0, 418.3, 418.7,  
419.1, 419.4, 419.7, 420.1, 420.4, 420.7, 421.0, 421.4, 421.7, 422.0, 422.3, 422.5,  
422.8, 423.1, 423.4, 423.6, 423.9, 424.1, 424.4, 424.6, 424.9, 425.1, 425.3, 425.5,  
425.7, 425.9, 426.1, 426.2, 426.4, 426.5, 426.7, 426.8, 426.9, 427.1, 427.2, 427.3,  
427.3, 427.4, 427.5, 427.5, 427.5, 427.6, 427.6, 427.6, 427.5, 427.5, 427.5, 427.4,  
427.3, 427.2, 427.1, 427.0, 426.8, 426.7, 426.5, 426.3, 426.0, 425.8, 425.5, 425.2,  
424.9, 424.6, 424.2, 423.8, 423.4, 423.0, 422.5, 422.0, 421.4, 420.8, 420.2, 419.5};  
  
    double[] R410sf = {0.8855, 0.8913, 0.8971, 0.9029, 0.9087, 0.9145, 0.9203, 0.9260,  
0.9318, 0.9375, 0.9432, 0.9489, 0.9547, 0.9604, 0.9660, 0.9717, 0.9774, 0.9830,  
0.9887, 0.9943, 1.0000, 1.0056, 1.0112, 1.0168, 1.0225, 1.0281, 1.0337, 1.0392,  
1.0448, 1.0504, 1.0560, 1.0616, 1.0671, 1.0727, 1.0783, 1.0838, 1.0894, 1.0949,  
1.1005, 1.1060, 1.1116, 1.1172, 1.1227, 1.1283, 1.1338, 1.1394, 1.1450, 1.1506,  
1.1562, 1.1618, 1.1674, 1.1730, 1.1786, 1.1843, 1.1899, 1.1956, 1.2013, 1.2070,  
1.2127, 1.2185, 1.2243, 1.2301, 1.2359, 1.2418, 1.2477, 1.2537, 1.2597, 1.2658,  
1.2719, 1.2781, 1.2843, 1.2906, 1.2971, 1.3036, 1.3102, 1.3169, 1.3238, 1.3308,  
1.3380, 1.3453, 1.3529};  
  
    double[] R410sg = {1.8569, 1.8546, 1.8523, 1.8501, 1.8479, 1.8457, 1.8436, 1.8414,  
1.8393, 1.8372, 1.8351, 1.8330, 1.8309, 1.8288, 1.8268, 1.8247, 1.8227, 1.8207,  
1.8187, 1.8167, 1.8147, 1.8128, 1.8108, 1.8088, 1.8069, 1.8049, 1.8030, 1.8011,  
1.7991, 1.7972, 1.7953, 1.7934, 1.7914, 1.7895, 1.7876, 1.7857, 1.7838, 1.7818,  
1.7799, 1.7780, 1.7760, 1.7741, 1.7721, 1.7702, 1.7682, 1.7662, 1.7643, 1.7623,  
1.7603, 1.7582, 1.7562, 1.7541, 1.7521, 1.7500, 1.7479, 1.7458, 1.7436, 1.7414,
```

```
1.7392, 1.7370, 1.7348, 1.7325, 1.7302, 1.7278, 1.7255, 1.7230, 1.7206, 1.7181,  
1.7156, 1.7130, 1.7104, 1.7077, 1.7050, 1.7022, 1.6994, 1.6965, 1.6935, 1.6904,  
1.6873, 1.6841, 1.6808};
```

```
CubicSplineFast CIHF = new CubicSplineFast(R410temp, R410hf);  
CubicSplineFast CIHG = new CubicSplineFast(R410temp, R410hg);  
CubicSplineFast CISF = new CubicSplineFast(R410temp, R410sf);  
CubicSplineFast CISG = new CubicSplineFast(R410temp, R410sg);
```

```
//Su için Kübik İnterpolasyon tablo değerleri
```

```
double[] Sutemp = {0.01, 5, 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80,  
85, 90, 95};  
double[] Suhf = {0.01, 20.98, 42.01, 62.99, 83.96, 104.89, 125.79, 146.68, 167.57,  
188.45, 209.33, 230.23, 251.13, 272.06, 292.98, 313.93, 334.91, 355.90, 376.92,  
397.96};  
double[] Suhg = {2501.4, 2510.6, 2519.8, 2528.9, 2538.1, 2547.2, 2556.3, 2565.3,  
2574.3, 2583.2, 2592.1, 2600.9, 2609.6, 2618.3, 2626.8, 2635.3, 2643.7, 2651.9,  
2660.1, 2668.1};  
double[] Susf = {0.000, 0.0761, 0.1510, 0.2245, 0.2966, 0.3674, 0.4369, 0.5053,  
0.5725, 0.6387, 0.7038, 0.7679, 0.8312, 0.8935, 0.9549, 1.0155, 1.0753, 1.1343,  
1.1925, 1.2500};  
double[] Susg = {9.1562, 9.0257, 8.9008, 8.7814, 8.6672, 8.5580, 8.4533, 8.3531,  
8.2570, 8.1648, 8.0763, 7.9913, 7.9096, 7.8310, 7.7553, 7.6824, 7.6122, 7.5445,  
7.4791, 7.4159};
```

```
CubicSplineFast SCIHF = new CubicSplineFast(Sutemp, Suhf);  
CubicSplineFast SCIHG = new CubicSplineFast(Sutemp, Suhg);  
CubicSplineFast SCISF = new CubicSplineFast(Sutemp, Susf);  
CubicSplineFast SCISG = new CubicSplineFast(Sutemp, Susg);
```

```
// Değişkenlerin Tanımlanması
```

```
public double Tdepo; // Depo Sıcaklığı  
public double Qkondanser; // Isıtma Yüğü  
public double verim; // Kompresörün Adyabatik Verimi  
public double Tssg; // Sıcak Su Giriş Sıcaklığı  
public double Tssc; // Sıcak Su Çıkış Sıcaklığı  
public double Tbuh, Tyog; // Evaporatör ve Kondanser Sıcaklıkları  
public double To_su, To_ref; // Su ve R410-A için Ölü Nokta Sıcaklıkları  
public double T1,T2,T3,T4,T5,T6,T7,T8,T9,T10; // Her Noktanın Sıcaklığı  
public double AE1,AE2,AE2s,AE3,AE4,AE5,AE6,AE7,AE8,AE9,AE10;
```

```
// Tüm Noktaların Akış Ekserjileri
```

```
public double Pg1,Pf2; // Alt ve Üst Basınç Değerleri  
public double ho_ref;  
public double so_ref;
```

```

public double h1;
public double s1;
public double s2s;
public double[] kızgın_buhar;
public int kb_return;
public int kb_altdeger, kb_ustdeger; // Kızgın Buhar için aralık seçimi
public double h2s;
public double h_altdeger,h_ustdeger;
public double t_altdeger,t_ustdeger;
public double s_altdeger, s_ustdeger;
public double h2;
public double s2;
public double h3;
public double s3;
public double h4;
public double s4;
public double ho_su;
public double so_su;
public double h5;
public double s5;
public double h6;
public double s6;
public double h7;
public double s7;
public double h8;
public double s8;
public double h9;
public double s9;
public double h10;
public double s10;
public double hf, hg, sf, sg;
public double x;
public double mref,msolar;
public double mw1,mw2;
public double Qevaporatör; // Evaporatörde Çekilen Enerji
public double Qfc; // Fan-Coil Kapasitesi
public double Quseful; // Faydalı Enerji
public double Wkompresör; // Kompresör Gücü
public double VcmVce; // Kompresörün Mekanik ve Elektriksel Verimleri
public double Wkomp_elek; // Kompresörün Elektrik Gücü
public double Wpump_elec_fc; // Fan-Coil Devresindeki Pompanın Elektriksel
                                Gücü (Pompa 1)
public double Wpump_elec_depo; // Depo - Evaporatör Devresindeki Pompanın
                                Elektriksel Gücü (Pompa 2)
public double Wpump_elec_koll; // Kollektör - Depo Devresindeki Pompanın
                                Elektriksel Gücü (Pompa 3)

public double Vsolar;
public double At; // Kollektör Alanı

```

```

public double ro; // Suyun Yoğunluğu
public double cp; // Suyun Özgül Isısı
public double COPhp_enj; // Isı Pompasının Enerji Verimi
public double COPhp_elek; // Isı Pompasının Elektriksel Verimi
public double COPsys_enj; // Sistemin Enerji Verimi
public double COPsys_elek; // Sistemin Elektriksel Verimi

// Sistem Komponentlerinin Ekserji Yıkımları
public double Exdest_comp, Exdest_cond, Exdest_valve, Exdest_evap, Exdest_fc,
Exdest_koll, Exdest_depo;

// Sistem Komponentlerinin Ekserji Verimleri
public double Exverim_comp, Exverim_cond, Exverim_valve, Exverim_evap,
Exverim_fc, Exverim_koll, Exverim_depo;

public void aota(double Tdepo, double Qkondanser, double verim, double Tssg,
double Tssc, double Quseful, double At, double Tc, double ho_ref, double so_ref) {

    this.Tdepo = Tdepo;

    // Sabit Alınan Değerler
    this.cp = 4.1855;
    this.mw2 = 0.342;
    this.ro = 1000;
    this.Vsolar = 0.135;
    this.VcmVce = 0.76;
    this.Wpump_elec_fc = 0.2;
    this.Wpump_elec_depo = 0.2;
    this.Wpump_elec_koll = 0.1;
    ///////////////////////////////////////////////////////////////////

    this.Tbuh = (Tdepo - 10);
    this.T1 = this.Tbuh;
    this.T4 = this.Tbuh;
    this.Tyog = (Tssg + 15);
    this.T2 = this.Tyog;
    this.T3 = this.Tyog;

    this.Pg1 = (0.0021*Math.pow(this.Tbuh, 3.0)) + (0.2807*Math.pow(this.Tbuh,
2.0)) + (25.768*this.Tbuh) + 794.25;
    this.Pf2 = (0.0021*Math.pow(this.Tyog, 3.0)) + (0.289*Math.pow(this.Tyog, 2.0))
+ (25.701*this.Tyog) + 797.61;

// Soğutucu Akışkanın Özellikleri

    this.To_ref = (Tc + 273.15);
    this.ho_ref = ho_ref;
    this.so_ref = so_ref;

```

```

this.h1 = CIHG.interpolate(this.T1);
this.s1 = CISG.interpolate(this.T1);
this.AE1 = (this.h1 - this.ho_ref) - (this.To_ref * (this.s1 - this.so_ref));

this.s2s = this.s1;
this.kızgım_buhar = new double[7];

this.kızgım_buhar[0] = 43.14;
this.kızgım_buhar[1] = 46.28;
this.kızgım_buhar[2] = 49.26;
this.kızgım_buhar[3] = 52.09;
this.kızgım_buhar[4] = 54.78;
this.kızgım_buhar[5] = 57.36;
this.kızgım_buhar[6] = 59.84;

for(int i = 0; i < this.kızgım_buhar.length; i++) {
    if(this.kızgım_buhar[i] < this.Tyog) {
        this.kb_return++;
    }else{
        //doNothing
    }
}

this.kb_altdeger = this.kb_return - 1;
this.kb_ustdeger = this.kb_return;
this.kb_return = 0;

switch(this.kb_altdeger) {
    case 0:
        double[] h_case_sifir = {429.9, 438.5, 446.4, 453.7, 460.7, 467.4, 473.8,
480.1, 486.2, 492.2, 498.1, 503.9, 509.7, 515.4, 521.0, 526.6, 532.2, 537.7};
        double[] s_case_sifir = {1.7384, 1.7653, 1.7894, 1.8117, 1.8325, 1.8521,
1.8707, 1.8886, 1.9058, 1.9224, 1.9386, 1.9542, 1.9695, 1.9845, 1.9991, 2.0135,
2.0276, 2.0414};

        CubicSplineFast case_h_sifir = new
CubicSplineFast(s_case_sifir,h_case_sifir);

        this.h2s = case_h_sifir.interpolate(this.s2s);
        break;

    case 1:
        double[] h_case_bir = {432.9, 441.5, 449.5, 456.9, 463.9, 470.7, 477.2,
483.5, 489.7, 495.7, 501.7, 507.6, 513.4, 519.1, 524.8, 530.5, 536.1};
        double[] s_case_bir = {1.7422, 1.7688, 1.7928, 1.8149, 1.8355, 1.8551,
1.8736, 1.8914, 1.9085, 1.9251, 1.9412, 1.9568, 1.9720, 1.9869, 2.0015, 2.0158,
2.0299};

```

```

CubicSplineFast case_h_bir =new CubicSplineFast(s_case_bir,h_case_bir);
this.h2s = case_h_bir.interpolate(this.s2s);
break;

case 2:
double[] h_case_iki = {426.4, 436.2, 444.9, 452.8, 460.3, 467.4, 474.1,
480.7, 487.1, 493.3, 499.4, 505.4, 511.3, 517.2, 523.0, 528.7, 534.4};
double[] s_case_iki = {1.7172, 1.7472, 1.7735, 1.7972, 1.8191, 1.8396,
1.8589, 1.8774, 1.8951, 1.9121, 1.9286, 1.9445, 1.9601, 1.9752, 1.9901, 2.0046,
2.0188};

CubicSplineFast case_h_iki =new CubicSplineFast(s_case_iki,h_case_iki);
this.h2s = case_h_iki.interpolate(this.s2s);
break;

case 3:
double[] h_case_uc = {430.1, 439.8, 448.4, 456.4, 463.9, 471.0, 477.8, 484.4,
490.8, 497.1, 503.2, 509.3, 515.2, 521.1, 526.9, 532.7};
double[] s_case_uc = {1.7242, 1.7534, 1.7791, 1.8025, 1.8241, 1.8444,
1.8636, 1.8818, 1.8994, 1.9163, 1.9327, 1.9485, 1.9640, 1.9791, 1.9938, 2.0083};

CubicSplineFast case_h_uc =new CubicSplineFast(s_case_uc,h_case_uc);
this.h2s = case_h_uc.interpolate(this.s2s);
break;

case 4:
double[] h_case_dort = {423.1, 434.1, 443.7, 452.2, 460.2, 467.6, 474.8,
481.6, 488.2, 494.7, 501.0, 507.1, 513.2, 519.2, 525.1, 531.0};
double[] s_case_dort = {1.6987, 1.7321, 1.7604, 1.7856, 1.8086, 1.8299,
1.8499, 1.8688, 1.8869, 1.9043, 1.9211, 1.9373, 1.9531, 1.9684, 1.9834, 1.9981};

CubicSplineFast case_h_dort =new
CubicSplineFast(s_case_dort,h_case_dort);
this.h2s = case_h_dort.interpolate(this.s2s);
break;

case 5:
double[] h_case_bes = {427.7, 438.4, 447.8, 456.2, 464.1, 471.6, 478.7,
485.5, 492.2, 498.6, 505.0, 511.2, 517.3, 523.3, 529.3};
double[] s_case_bes = {1.7089, 1.7408, 1.7682, 1.7928, 1.8153, 1.8362,
1.8559, 1.8747, 1.8926, 1.9098, 1.9264, 1.9425, 1.9581, 1.9734, 1.9882};

CubicSplineFast case_h_bes =new CubicSplineFast(s_case_bes,h_case_bes);
this.h2s = case_h_bes.interpolate(this.s2s);
break;

```

```

        case 6:
            double[] h_case_alti = {427.7, 438.4, 447.8, 456.2, 464.1, 471.6, 478.7,
485.5, 492.2, 498.6, 505.0, 511.2, 517.3, 523.3, 529.3};
            double[] s_case_alti = {1.7089, 1.7408, 1.7682, 1.7928, 1.8153, 1.8362,
1.8559, 1.8747, 1.8926, 1.9098, 1.9264, 1.9425, 1.9581, 1.9734, 1.9882};

            CubicSplineFast case_h_alti =new CubicSplineFast(s_case_alti,h_case_alti);
            this.h2s = case_h_alti.interpolate(this.s2s);
            break;
        }

        this.h_altdeger = this.h2s;
        switch(this.kb_ustdeger) {

            case 0:
                double[] h_case_sifir = {429.9, 438.5, 446.4, 453.7, 460.7, 467.4, 473.8,
480.1, 486.2, 492.2, 498.1, 503.9, 509.7, 515.4, 521.0, 526.6, 532.2, 537.7};
                double[] s_case_sifir = {1.7384, 1.7653, 1.7894, 1.8117, 1.8325, 1.8521,
1.8707, 1.8886, 1.9058, 1.9224, 1.9386, 1.9542, 1.9695, 1.9845, 1.9991, 2.0135,
2.0276, 2.0414};

                CubicSplineFast case_h_sifir =new
CubicSplineFast(s_case_sifir,h_case_sifir);
                this.h2s = case_h_sifir.interpolate(this.s2s);
                break;

            case 1:
                double[] h_case_bir = {432.9, 441.5, 449.5, 456.9, 463.9, 470.7, 477.2,
483.5, 489.7, 495.7, 501.7, 507.6, 513.4, 519.1, 524.8, 530.5, 536.1};
                double[] s_case_bir = {1.7422, 1.7688, 1.7928, 1.8149, 1.8355, 1.8551,
1.8736, 1.8914, 1.9085, 1.9251, 1.9412, 1.9568, 1.9720, 1.9869, 2.0015, 2.0158,
2.0299};

                CubicSplineFast case_h_bir =new CubicSplineFast(s_case_bir,h_case_bir);
                this.h2s = case_h_bir.interpolate(this.s2s);
                break;

            case 2:
                double[] h_case_iki = {426.4, 436.2, 444.9, 452.8, 460.3, 467.4, 474.1,
480.7, 487.1, 493.3, 499.4, 505.4, 511.3, 517.2, 523.0, 528.7, 534.4};
                double[] s_case_iki = {1.7172, 1.7472, 1.7735, 1.7972, 1.8191, 1.8396,
1.8589, 1.8774, 1.8951, 1.9121, 1.9286, 1.9445, 1.9601, 1.9752, 1.9901, 2.0046,
2.0188};

                CubicSplineFast case_h_iki =new CubicSplineFast(s_case_iki,h_case_iki);
                this.h2s = case_h_iki.interpolate(this.s2s);
                break;

```

```

    case 3:
        double[] h_case_uc = {430.1, 439.8, 448.4, 456.4, 463.9, 471.0, 477.8, 484.4,
490.8, 497.1, 503.2, 509.3, 515.2, 521.1, 526.9, 532.7};
        double[] s_case_uc = {1.7242, 1.7534, 1.7791, 1.8025, 1.8241, 1.8444,
1.8636, 1.8818, 1.8994, 1.9163, 1.9327, 1.9485, 1.9640, 1.9791, 1.9938, 2.0083};

        CubicSplineFast case_h_uc =new CubicSplineFast(s_case_uc,h_case_uc);
        this.h2s = case_h_uc.interpolate(this.s2s);
        break;

    case 4:
        double[] h_case_dort = {423.1, 434.1, 443.7, 452.2, 460.2, 467.6, 474.8,
481.6, 488.2, 494.7, 501.0, 507.1, 513.2, 519.2, 525.1, 531.0};
        double[] s_case_dort = {1.6987, 1.7321, 1.7604, 1.7856, 1.8086, 1.8299,
1.8499, 1.8688, 1.8869, 1.9043, 1.9211, 1.9373, 1.9531, 1.9684, 1.9834, 1.9981};

        CubicSplineFast case_h_dort =new
CubicSplineFast(s_case_dort,h_case_dort);
        this.h2s = case_h_dort.interpolate(this.s2s);
        break;

    case 5:
        double[] h_case_bes = {427.7, 438.4, 447.8, 456.2, 464.1, 471.6, 478.7,
485.5, 492.2, 498.6, 505.0, 511.2, 517.3, 523.3, 529.3};
        double[] s_case_bes = {1.7089, 1.7408, 1.7682, 1.7928, 1.8153, 1.8362,
1.8559, 1.8747, 1.8926, 1.9098, 1.9264, 1.9425, 1.9581, 1.9734, 1.9882};

        CubicSplineFast case_h_bes =new CubicSplineFast(s_case_bes,h_case_bes);
        this.h2s = case_h_bes.interpolate(this.s2s);
        break;

    case 6:
        double[] h_case_alti = {427.7, 438.4, 447.8, 456.2, 464.1, 471.6, 478.7,
485.5, 492.2, 498.6, 505.0, 511.2, 517.3, 523.3, 529.3};
        double[] s_case_alti = {1.7089, 1.7408, 1.7682, 1.7928, 1.8153, 1.8362,
1.8559, 1.8747, 1.8926, 1.9098, 1.9264, 1.9425, 1.9581, 1.9734, 1.9882};

        CubicSplineFast case_h_alti =new CubicSplineFast(s_case_alti,h_case_alti);
        this.h2s = case_h_alti.interpolate(this.s2s);
        break;
}

this.h_ustdeger = this.h2s;
this.t_altdeger = this.kızgın_buhar[this.kb_altdeger];
this.t_ustdeger = this.kızgın_buhar[kb_ustdeger];
this.h2s = this.h_ustdeger - ((this.h_ustdeger - this.h_altdeger) * ((this.t_ustdeger -
this.Tyog)/(this.t_ustdeger - this.t_altdeger)));

```



```

this.AE2s = (this.h2s - this.ho_ref) - (this.To_ref * (this.s2s - this.so_ref));
this.h2 = ((this.h2s - this.h1)/(verim)) + this.h1;
switch(this.kb_altdeger) {

    case 0:
        double[] h_case_sifir = {429.9, 438.5, 446.4, 453.7, 460.7, 467.4, 473.8,
480.1, 486.2, 492.2, 498.1, 503.9, 509.7, 515.4, 521.0, 526.6, 532.2, 537.7};
        double[] s_case_sifir = {1.7384, 1.7653, 1.7894, 1.8117, 1.8325, 1.8521,
1.8707, 1.8886, 1.9058, 1.9224, 1.9386, 1.9542, 1.9695, 1.9845, 1.9991, 2.0135,
2.0276, 2.0414};

        CubicSplineFast case_h_sifir =new
CubicSplineFast(h_case_sifir,s_case_sifir);
        this.s2 = case_h_sifir.interpolate(this.h2);
        break;

    case 1:
        double[] h_case_bir = {432.9, 441.5, 449.5, 456.9, 463.9, 470.7, 477.2,
483.5, 489.7, 495.7, 501.7, 507.6, 513.4, 519.1, 524.8, 530.5, 536.1};
        double[] s_case_bir = {1.7422, 1.7688, 1.7928, 1.8149, 1.8355, 1.8551,
1.8736, 1.8914, 1.9085, 1.9251, 1.9412, 1.9568, 1.9720, 1.9869, 2.0015, 2.0158,
2.0299};

        CubicSplineFast case_h_bir =new CubicSplineFast(h_case_bir,s_case_bir);
        this.s2 = case_h_bir.interpolate(this.h2);
        break;

    case 2:
        double[] h_case_iki = {426.4, 436.2, 444.9, 452.8, 460.3, 467.4, 474.1,
480.7, 487.1, 493.3, 499.4, 505.4, 511.3, 517.2, 523.0, 528.7, 534.4};
        double[] s_case_iki = {1.7172, 1.7472, 1.7735, 1.7972, 1.8191, 1.8396,
1.8589, 1.8774, 1.8951, 1.9121, 1.9286, 1.9445, 1.9601, 1.9752, 1.9901, 2.0046,
2.0188};

        CubicSplineFast case_h_iki =new CubicSplineFast(h_case_iki,s_case_iki);
        this.s2 = case_h_iki.interpolate(this.h2);
        break;

    case 3:
        double[] h_case_uc = {430.1, 439.8, 448.4, 456.4, 463.9, 471.0, 477.8, 484.4,
490.8, 497.1, 503.2, 509.3, 515.2, 521.1, 526.9, 532.7};
        double[] s_case_uc = {1.7242, 1.7534, 1.7791, 1.8025, 1.8241, 1.8444,
1.8636, 1.8818, 1.8994, 1.9163, 1.9327, 1.9485, 1.9640, 1.9791, 1.9938, 2.0083};

        CubicSplineFast case_h_uc =new CubicSplineFast(h_case_uc,s_case_uc);
        this.s2 = case_h_uc.interpolate(this.h2);
        break;
}

```

```

        case 4:
            double[] h_case_dort = {423.1, 434.1, 443.7, 452.2, 460.2, 467.6, 474.8,
481.6, 488.2, 494.7, 501.0, 507.1, 513.2, 519.2, 525.1, 531.0};
            double[] s_case_dort = {1.6987, 1.7321, 1.7604, 1.7856, 1.8086, 1.8299,
1.8499, 1.8688, 1.8869, 1.9043, 1.9211, 1.9373, 1.9531, 1.9684, 1.9834, 1.9981};

            CubicSplineFast case_h_dort =new
CubicSplineFast(h_case_dort,s_case_dort);
            this.s2 = case_h_dort.interpolate(this.h2);
            break;

        case 5:
            double[] h_case_bes = {427.7, 438.4, 447.8, 456.2, 464.1, 471.6, 478.7,
485.5, 492.2, 498.6, 505.0, 511.2, 517.3, 523.3, 529.3};
            double[] s_case_bes = {1.7089, 1.7408, 1.7682, 1.7928, 1.8153, 1.8362,
1.8559, 1.8747, 1.8926, 1.9098, 1.9264, 1.9425, 1.9581, 1.9734, 1.9882};

            CubicSplineFast case_h_bes =new CubicSplineFast(h_case_bes,s_case_bes);
            this.s2 = case_h_bes.interpolate(this.h2);
            break;

        case 6:
            double[] h_case_alti = {427.7, 438.4, 447.8, 456.2, 464.1, 471.6, 478.7,
485.5, 492.2, 498.6, 505.0, 511.2, 517.3, 523.3, 529.3};
            double[] s_case_alti = {1.7089, 1.7408, 1.7682, 1.7928, 1.8153, 1.8362,
1.8559, 1.8747, 1.8926, 1.9098, 1.9264, 1.9425, 1.9581, 1.9734, 1.9882};

            CubicSplineFast case_h_alti =new CubicSplineFast(h_case_alti,s_case_alti);
            this.s2 = case_h_alti.interpolate(this.h2);
            break;
    }

    this.s_altdeger = this.s2;
    switch(this.kb_ustdeger) {

        case 0:
            double[] h_case_sifir = {429.9, 438.5, 446.4, 453.7, 460.7, 467.4, 473.8,
480.1, 486.2, 492.2, 498.1, 503.9, 509.7, 515.4, 521.0, 526.6, 532.2, 537.7};
            double[] s_case_sifir = {1.7384, 1.7653, 1.7894, 1.8117, 1.8325, 1.8521,
1.8707, 1.8886, 1.9058, 1.9224, 1.9386, 1.9542, 1.9695, 1.9845, 1.9991, 2.0135,
2.0276, 2.0414};

            CubicSplineFast case_h_sifir =new
CubicSplineFast(h_case_sifir,s_case_sifir);
            this.s2 = case_h_sifir.interpolate(this.h2);
            break;

```

```

case 1:
    double[] h_case_bir = {432.9, 441.5, 449.5, 456.9, 463.9, 470.7, 477.2,
483.5, 489.7, 495.7, 501.7, 507.6, 513.4, 519.1, 524.8, 530.5, 536.1};
    double[] s_case_bir = {1.7422, 1.7688, 1.7928, 1.8149, 1.8355, 1.8551,
1.8736, 1.8914, 1.9085, 1.9251, 1.9412, 1.9568, 1.9720, 1.9869, 2.0015, 2.0158,
2.0299};
    CubicSplineFast case_h_bir =new CubicSplineFast(h_case_bir,s_case_bir);
    this.s2 = case_h_bir.interpolate(this.h2);
    break;

case 2:
    double[] h_case_iki = {426.4, 436.2, 444.9, 452.8, 460.3, 467.4, 474.1,
480.7, 487.1, 493.3, 499.4, 505.4, 511.3, 517.2, 523.0, 528.7, 534.4};
    double[] s_case_iki = {1.7172, 1.7472, 1.7735, 1.7972, 1.8191, 1.8396,
1.8589, 1.8774, 1.8951, 1.9121, 1.9286, 1.9445, 1.9601, 1.9752, 1.9901, 2.0046,
2.0188};

    CubicSplineFast case_h_iki =new CubicSplineFast(h_case_iki,s_case_iki);
    this.s2 = case_h_iki.interpolate(this.h2);
    break;

case 3:
    double[] h_case_uc = {430.1, 439.8, 448.4, 456.4, 463.9, 471.0, 477.8, 484.4,
490.8, 497.1, 503.2, 509.3, 515.2, 521.1, 526.9, 532.7};
    double[] s_case_uc = {1.7242, 1.7534, 1.7791, 1.8025, 1.8241, 1.8444,
1.8636, 1.8818, 1.8994, 1.9163, 1.9327, 1.9485, 1.9640, 1.9791, 1.9938, 2.0083};

    CubicSplineFast case_h_uc =new CubicSplineFast(h_case_uc,s_case_uc);
    this.s2 = case_h_uc.interpolate(this.h2);
    break;

case 4:
    double[] h_case_dort = {423.1, 434.1, 443.7, 452.2, 460.2, 467.6, 474.8,
481.6, 488.2, 494.7, 501.0, 507.1, 513.2, 519.2, 525.1, 531.0};
    double[] s_case_dort = {1.6987, 1.7321, 1.7604, 1.7856, 1.8086, 1.8299,
1.8499, 1.8688, 1.8869, 1.9043, 1.9211, 1.9373, 1.9531, 1.9684, 1.9834, 1.9981};

    CubicSplineFast case_h_dort =new
CubicSplineFast(h_case_dort,s_case_dort);
    this.s2 = case_h_dort.interpolate(this.h2);
    break;

case 5:
    double[] h_case_bes = {427.7, 438.4, 447.8, 456.2, 464.1, 471.6, 478.7,
485.5, 492.2, 498.6, 505.0, 511.2, 517.3, 523.3, 529.3};
    double[] s_case_bes = {1.7089, 1.7408, 1.7682, 1.7928, 1.8153, 1.8362,
1.8559, 1.8747, 1.8926, 1.9098, 1.9264, 1.9425, 1.9581, 1.9734, 1.9882};

```

```

        CubicSplineFast case_h_bes =new CubicSplineFast(h_case_bes,s_case_bes);
        this.s2 = case_h_bes.interpolate(this.h2);
        break;
    case 6:
        double[] h_case_alti = {427.7, 438.4, 447.8, 456.2, 464.1, 471.6, 478.7,
485.5, 492.2, 498.6, 505.0, 511.2, 517.3, 523.3, 529.3};
        double[] s_case_alti = {1.7089, 1.7408, 1.7682, 1.7928, 1.8153, 1.8362,
1.8559, 1.8747, 1.8926, 1.9098, 1.9264, 1.9425, 1.9581, 1.9734, 1.9882};

        CubicSplineFast case_h_alti =new CubicSplineFast(h_case_alti,s_case_alti);
        this.s2 = case_h_alti.interpolate(this.h2);
        break;
    }

    this.s_ustdeger = this.s2;
    this.s2 = this.s_ustdeger - ((this.s_ustdeger - this.s_altdeger) * ((this.t_ustdeger -
this.Tyog)/(this.t_ustdeger - this.t_altdeger)));
    this.AE2 = (this.h2 - this.ho_ref) - (this.To_ref * (this.s2 - this.so_ref));

    this.h3 = CIHF.interpolate(this.T3);
    this.s3 = CISF.interpolate(this.T3);
    this.AE3 = (this.h3 - this.ho_ref) - (this.To_ref * (this.s3 - this.so_ref));

    this.h4 = this.h3;

    this.hf = CIHF.interpolate(this.T4);
    this.hg = CIHG.interpolate(this.T4);
    this.sf = CISF.interpolate(this.T4);
    this.sg = CISG.interpolate(this.T4);
    this.x = ((this.h4 - this.hf)/(this.hg - this.hf));
    this.s4 = this.sf + (this.x * (this.sg - this.sf));
    this.AE4 = (this.h4 - this.ho_ref) - (this.To_ref * (this.s4 - this.so_ref));

// Suyun özellikleri

    this.To_su = (Tc + 273.15);
    this.ho_su = SCIHF.interpolate(Tc);
    this.so_su = SCISF.interpolate(Tc);

    this.T5 = Tssc;
    this.h5 = SCIHF.interpolate(this.T5);
    this.s5 = SCISF.interpolate(this.T5);
    this.AE5 = (this.h5 - this.ho_su) - (this.To_su * (this.s5 - this.so_su));

    this.T6 = Tsg;
    this.h6 = SCIHF.interpolate(this.T6);
    this.s6 = SCISF.interpolate(this.T6);
    this.AE6 = (this.h6 - this.ho_su) - (this.To_su * (this.s6 - this.so_su));

```

```

this.Qkondanser = Qkondanser;
this.Qfc = this.Qkondanser;
this.mw1 = this.Qfc / (this.h5 - this.h6);
this.mref = (Qkondanser / (this.h2 - this.h3));
this.Qevaporatör = this.mref * (this.h1 - this.h4);

this.T7 = this.Tdepo - (this.Qevaporatör / (this.cp * this.mw2));
this.h7 = SCIHF.interpolate(this.T7);
this.s7 = SCISF.interpolate(this.T7);
this.AE7 = (this.h7 - this.ho_su) - (this.To_su * (this.s7 - this.so_su));

// Kompresör ve Pompa İşi
this.Wkompresör = this.mref * (this.h2 - this.h1);
this.Wkomp_elek = (this.Wkompresör) / (this.VcmVce);

// Isı Pompası COP Hesaplamaları
this.COPhp_enj = Qkondanser / this.Wkompresör;
this.COPhp_elek = Qkondanser / this.Wkomp_elek;

// Sistem COP Hesaplamaları
this.COPsys_enj = Qkondanser / (this.Wkompresör + this.Wpump_elec_fc +
this.Wpump_elec_depo + this.Wpump_elec_koll);
this.COPsys_elek = Qkondanser / (this.Wkomp_elek + this.Wpump_elec_fc +
this.Wpump_elec_depo + this.Wpump_elec_koll);

this.T8 = this.Tdepo;
this.h8 = SCIHF.interpolate(this.T8);
this.s8 = SCISF.interpolate(this.T8);
this.AE8 = (this.h8 - this.ho_su) - (this.To_su * (this.s8 - this.so_su));
this.T9 = this.Tdepo;
this.h9 = SCIHF.interpolate(this.T9);
this.s9 = SCISF.interpolate(this.T9);
this.AE9 = (this.h9 - this.ho_su) - (this.To_su * (this.s9 - this.so_su));

this.msolar = (this.Vsolar * At * this.ro) / 3600;

this.T10 = this.T9 + (Quseful / (this.msolar * this.cp));
this.h10 = SCIHF.interpolate(this.T10);
this.s10 = SCISF.interpolate(this.T10);
this.AE10 = (this.h10 - this.ho_su) - (this.To_su * (this.s10 - this.so_su));
}
}

```

Ek – 3 Ekserji Yok Oluşu ve Verimi Hesaplamaları ile Sonuçları İçeren Alt Program

```
private void hesapActionPerformed(java.awt.event.ActionEvent evt) {
    aota Aota = new aota();

    Map<Integer,Double> IbKumesi = new HashMap<Integer, Double>();
    Map<Integer,Double> RbKumesi = new HashMap<Integer, Double>();
    Map<Integer,Double> wKumesi = new HashMap<Integer, Double>();
    Map<Integer,Double> ItKumesi = new HashMap<Integer, Double>();
    Map<Integer,Double> QfKumesi = new HashMap<Integer, Double>();
    Map<Integer,Double> TdyKumesi = new HashMap<Integer, Double>();
    Map<Integer,Double> VerimKumesi = new HashMap<Integer, Double>();
    Map<Integer,Double> QevapKumesi = new HashMap<Integer, Double>();
    Map<Integer,Double> TpKumesi = new HashMap<Integer, Double>();
    Map<Integer,Double> WkompKumesi = new HashMap<Integer, Double>();
    Map<Integer,Double> WkompelekKumesi = new HashMap<Integer, Double>();
    Map<Integer,Double> COPphenjKumesi = new HashMap<Integer, Double>();
    Map<Integer,Double> COPhpelekKumesi = new HashMap<Integer, Double>();
    Map<Integer,Double> COPsiselekKumesi = new HashMap<Integer, Double>();
    Map<Integer,Double> COPsisenjKumesi = new HashMap<Integer, Double>();
    Map<Integer,Double> exdcond = new HashMap<Integer, Double>();
    Map<Integer,Double> exdcomp = new HashMap<Integer, Double>();
    Map<Integer,Double> exdvalv = new HashMap<Integer, Double>();
    Map<Integer,Double> exdfanc = new HashMap<Integer, Double>();
    Map<Integer,Double> exdevap = new HashMap<Integer, Double>();
    Map<Integer,Double> exdkoll = new HashMap<Integer, Double>();
    Map<Integer,Double> exddepo = new HashMap<Integer, Double>();
    Map<Integer,Double> exvcond = new HashMap<Integer, Double>();
    Map<Integer,Double> exvcomp = new HashMap<Integer, Double>();
    Map<Integer,Double> exvvalv = new HashMap<Integer, Double>();
    Map<Integer,Double> exvfanc = new HashMap<Integer, Double>();
    Map<Integer,Double> exvevap = new HashMap<Integer, Double>();
    Map<Integer,Double> exvkoll = new HashMap<Integer, Double>();
    Map<Integer,Double> exvdepo = new HashMap<Integer, Double>();

    DecimalFormat fmtObj = new DecimalFormat("#####0.000");

    // Güneş Radyasyonu Hesaplamaları İçin Kullanıcı Girişleri

    String n = n_text.getText();
    double n_new = Double.parseDouble(n);
    String enlemacisi = enlem_text.getText();
    double enlemacisi_new = Double.parseDouble(enlemacisi);
    String igs = igs_text.getText();
    double igs_new = Double.parseDouble(igs);
    String Z = rakım_text.getText();
```

```

double Z_new = Double.parseDouble(Z);
String egimacisi = egim_text.getText();
double egimacisi_new = Double.parseDouble(egimacisi);
String yansimaorani = yo_text.getText();
double yansimaorani_new = Double.parseDouble(yansimaorani);
String ho_ref = ho_reftext.getText();
double ho_ref_new = Double.parseDouble(ho_ref);
String so_ref = so_reftext.getText();
double so_ref_new = Double.parseDouble(so_ref);

egikduzlem.Variables ed = new egikduzlem.Variables();
ed.setdeklinasyonacisi(n_new);
ed.setws(ed.getdeklinasyonacisi(), enlemacisi_new);
ed.setHo(n_new, enlemacisi_new, ed.getdeklinasyonacisi(),ed.getws());
ed.seta(Z_new, enlemacisi_new, ed.getdeklinasyonacisi());
ed.setb(enlemacisi_new, ed.getdeklinasyonacisi());
ed.setH(ed.getHo(), ed.geta(), ed.getb(), igs_new);

int GS1 = 8;
int GS2 = 9;

for(int sonuc=1; sonuc<11; sonuc++) {

double w1 = 15*(GS1-12);
double w2 = 15*(GS2-12);

//Işınım Hesapları Başlangıç

ed.setw(w1, w2);
ed.setc(ed.getw(), ed.getws());
ed.setfi(ed.getc());
ed.setN(ed.getws());
ed.setrT(ed.getN(), ed.getw(), ed.getws(), ed.getfi());
ed.setI(ed.getrT(),ed.getH());
ed.setIo(n_new, enlemacisi_new, ed.getdeklinasyonacisi(), w2, w1);
ed.setkT(ed.getH(),ed.getHo());
ed.sethd(ed.getH(), ed.getkT());
ed.setrd(ed.getIo(), ed.getHo());
ed.setld(ed.getrd(), ed.gethd());
ed.setldt(ed.getld(), egimacisi_new);
ed.setlb(ed.getI(),ed.getld());
ed.setRb(enlemacisi_new, egimacisi_new,ed.getdeklinasyonacisi(), ed.getw());
ed.setlbt(ed.getRb(), ed.getlb());
ed.setlref(ed.getld(), ed.getlb(), yansimaorani_new, egimacisi_new);
ed.setIt(ed.getldt(),ed.getlbt(),ed.getlref());
String fmt_It = fmtObj.format(ed.getIt());
System.out.println("IT "+sonuc+" : "+fmt_It);

```

```

//Işınım Hesapları Bitiş

double fmt_it_s = ed.roundDouble(ed.getIt(), 3);
ItKumesi.put(sonuc, fmt_it_s);
wKumesi.put(sonuc, ed.getw());
IbKumesi.put(sonuc, ed.getIb());
RbKumesi.put(sonuc, ed.getRb());

    GS1++;
    GS2++;
}

// Faydalı Enerji ve Depo Sıcaklığının Hesaplanması İçin Kullanıcı Girişleri

String At = At_text.getText();
double At_new = Double.parseDouble(At);
String x = x_text.getText();
double x_new = Double.parseDouble(x);
String y = y_text.getText();
double y_new = Double.parseDouble(y);
String Td = Td_text.getText();
double Td_new = Double.parseDouble(Td);
String Tc = Tc_text.getText();
double Tc_new = Double.parseDouble(Tc);
String md = md_text.getText();
double md_new = Double.parseDouble(md);
String Qkondanser_text = qkondanser_text.getText();
double Qkondanser_new = Double.parseDouble(Qkondanser_text);
String komp_verim_text = komp_verim_txt.getText();
double komp_verim_new = Double.parseDouble(komp_verim_text);
String Tssg_text = Tssg_txt.getText();
double Tssg_new = Double.parseDouble(Tssg_text);
String Tssc_text = Tssc_txt.getText();
double Tssc_new = Double.parseDouble(Tssc_text);

TdyKumesi.put(1, Td_new);
Integer Saat= 8;
for(int sonuc_iki=1; sonuc_iki<11; sonuc_iki++)
{
    ed.setQf(At_new, x_new, y_new, ItKumesi.get(sonuc_iki),
TdyKumesi.get(sonuc_iki), Tc_new);
    double fmt_Qf = ed.roundDouble(ed.getQf(), 3);
    QfKumesi.put(sonuc_iki, fmt_Qf);

    Aota.aota(TdyKumesi.get(sonuc_iki), Qkondanser_new, komp_verim_new,
Tssg_new, Tssc_new, QfKumesi.get(sonuc_iki), At_new, Tc_new, ho_ref_new ,
so_ref_new);
}

```


// Ekserji Yok Oluşlarının Hesaplanması

```
Aota.Exdest_comp = (Aota.mref * (Aota.AE1 - Aota.AE2)) + Aota.Wkompresör;  
exdcomp.put(sonuc_iki, ed.roundDouble(Aota.Exdest_comp, 3));  
Aota.Exdest_cond = (Aota.mref * (Aota.AE2 - Aota.AE3)) + (Aota.mw1 *  
(Aota.AE6 - Aota.AE5));  
exdcond.put(sonuc_iki, ed.roundDouble(Aota.Exdest_cond, 3));  
Aota.Exdest_depo = (Aota.mw2 * (Aota.AE7 - Aota.AE8)) + (Aota.msolar *  
(Aota.AE10 - Aota.AE9));  
exddepo.put(sonuc_iki, ed.roundDouble(Aota.Exdest_depo, 3));  
Aota.Exdest_evap = (Aota.mref * (Aota.AE4 - Aota.AE1)) + (Aota.mw2 *  
(Aota.AE8 - Aota.AE7));  
exdevap.put(sonuc_iki, ed.roundDouble(Aota.Exdest_evap, 3));  
Aota.Exdest_fc = (Aota.mw1 * (Aota.AE5 - Aota.AE6)) - (Qkondanser_new * (1 -  
((Tc_new + 273.15) / 295.15)));  
exdfanc.put(sonuc_iki, ed.roundDouble(Aota.Exdest_fc, 3));  
Aota.Exdest_valve = (Aota.mref * (Aota.AE3 - Aota.AE4));  
exdvalv.put(sonuc_iki, ed.roundDouble(Aota.Exdest_valve, 3));
```

// Ekserji Verimlerinin Hesaplanması

```
Aota.Exverim_comp = (Aota.mref * (Aota.AE2 - Aota.AE1)) / (Aota.Wkompresör);  
exvcomp.put(sonuc_iki, ed.roundDouble(Aota.Exverim_comp, 3));  
Aota.Exverim_cond = (Aota.mw1 * (Aota.AE5 - Aota.AE6)) / (Aota.mref *  
(Aota.AE2 - Aota.AE3));  
exvcond.put(sonuc_iki, ed.roundDouble(Aota.Exverim_cond, 3));  
Aota.Exverim_depo = (Aota.mw2 * (Aota.AE8 - Aota.AE7)) / (Aota.msolar *  
(Aota.AE10 - Aota.AE9));  
exvdepo.put(sonuc_iki, ed.roundDouble(Aota.Exverim_depo, 3));  
Aota.Exverim_evap = (Aota.mref * (Aota.AE4 - Aota.AE1)) / (Aota.mw2 *  
(Aota.AE8 - Aota.AE7));  
exvevap.put(sonuc_iki, ed.roundDouble(Aota.Exverim_evap, 3));  
Aota.Exverim_fc = (Qkondanser_new * (1 - ((Tc_new + 273.15) / 295.15))) /  
(Aota.mw1 * (Aota.AE5 - Aota.AE6));  
exvfanc.put(sonuc_iki, ed.roundDouble(Aota.Exverim_fc, 3));  
Aota.Exverim_valve = (Aota.AE4) / (Aota.AE3);  
exvvalv.put(sonuc_iki, ed.roundDouble(Aota.Exverim_valve, 3));
```

// Kollektör Modelinin Belirlenmesi

```
int kollektor_tipi_degeri = kollektor_tipi.getSelectedIndex();  
double alpha_0 = 0.0;  
double b = 0.0;  
  
if(kollektor_tipi_degeri == 0) {  
    alpha_0 = 0.87;  
    b = 0.07;
```

```

    }
    else if(kollektor_tipi_degeri == 1){
        alpha_0 = 0.79;
        b = 0.09;
    }

    else if(kollektor_tipi_degeri == 2) {
        alpha_0 = 0.87;
        b = 0.07;
    }

// Kollektör Yüzey Sıcaklığının ve Veriminin Hesaplanması

    ed.setCosteta(ed.getdeklinyasyonacisi(),wKumesi.get(sonuc_iki), enlemacisi_new,
egimacisi_new);

    double alpha_e = alpha_0 - (b * (1- (((IbKumesi.get(sonuc_iki) *
RbKumesi.get(sonuc_iki))/ ItKumesi.get(sonuc_iki)) * (2-(1/ed.getCosteta())))));
    double ft = x_new / alpha_e;
    double K = y_new / ft;

    double Tp = (((ItKumesi.get(sonuc_iki)* alpha_e * (1- ft)) / K) + (ft * (Aota.Tdepo -
Tc_new)) + Tc_new) + 273.15);
    System.out.println("Tp =" +Tp);

    Aota.Exdest_koll = ((Aota.msolar) * (Aota.AE9 - Aota.AE10)) + (At_new *
(ItKumesi.get(sonuc_iki)/1000) * (1 - ((Tc_new + 273.15) / Tp)));
    exdkoll.put(sonuc_iki, ed.roundDouble(Aota.Exdest_koll, 3));
    Aota.Exverim_koll = (Aota.msolar * (Aota.AE10 - Aota.AE9)) / (At_new *
(ItKumesi.get(sonuc_iki)/1000) * (1 - ((Tc_new + 273.15) / Tp)));
    exvkoll.put(sonuc_iki, ed.roundDouble(Aota.Exverim_koll, 3));

    ed.setTdy(TdyKumesi.get(sonuc_iki), md_new, QfKumesi.get(sonuc_iki),
Aota.Qevaporatör, Tc_new);
    double fmt_Tdy = ed.roundDouble(ed.getTdy(), 3);
    TdyKumesi.put(sonuc_iki+1, fmt_Tdy);

    ed.setVerim(QfKumesi.get(sonuc_iki), At_new, ItKumesi.get(sonuc_iki));
    double fmt_Verim = ed.roundDouble(ed.getVerim(), 4);
    VerimKumesi.put(sonuc_iki, fmt_Verim);

    QevapKumesi.put(sonuc_iki, ed.roundDouble(Aota.Qevaporatör,3));
    TpKumesi.put(sonuc_iki, ed.roundDouble(Tp,3));
    WkompKumesi.put(sonuc_iki, ed.roundDouble(Aota.Wkompresör,3));
    WkompelekKumesi.put(sonuc_iki, ed.roundDouble(Aota.Wkomp_elek,3));
    COPhpenjKumesi.put(sonuc_iki, ed.roundDouble(Aota.COPhp_enj,3));
    COPhpelekKumesi.put(sonuc_iki, ed.roundDouble(Aota.COPhp_elek,3));
    COPsisenjKumesi.put(sonuc_iki, ed.roundDouble(Aota.COPsys_enj,3));

```

```
COPsiselekKumesi.put(sonuc_iki, ed.roundDouble(Aota.COPsys_elek,3));
// Tablolar
```

```
String[] tabloiki_isimler = { " ", "T (C)", "P (kPa)", "Faz", "h (kJ/kg)", "s (kJ/kgK)",
"m (kg/s)", "Ψ (kJ/kg)", "Ekserji (kW)"};
Object [][] tabloiki_degerler = {
    {"1", ed.roundDouble(Aota.T1, 3), ed.roundDouble(Aota.Pg1, 3), "Doymuş
Buhar", ed.roundDouble(Aota.h1, 6), ed.roundDouble(Aota.s1, 6),
ed.roundDouble(Aota.mref, 3), ed.roundDouble(Aota.AE1,
3), ed.roundDouble((Aota.mref * Aota.AE1), 3)},
    {"2s", ed.roundDouble(Aota.T2, 3), ed.roundDouble(Aota.Pf2, 3), "Kızgın Buhar",
ed.roundDouble(Aota.h2s, 6), ed.roundDouble(Aota.s2s, 6),
ed.roundDouble(Aota.mref, 3), ed.roundDouble(Aota.AE2s, 3),
ed.roundDouble((Aota.mref * Aota.AE2s), 3)},
    {"2", ed.roundDouble(Aota.T2, 3), ed.roundDouble(Aota.Pf2, 3), "Kızgın Buhar",
ed.roundDouble(Aota.h2, 6), ed.roundDouble(Aota.s2, 6), ed.roundDouble(Aota.mref,
3), ed.roundDouble(Aota.AE2, 3), ed.roundDouble((Aota.mref * Aota.AE2), 3)},
    {"3", ed.roundDouble(Aota.T3, 3), ed.roundDouble(Aota.Pf2, 3), "Doymuş Sıvı",
ed.roundDouble(Aota.h3, 6), ed.roundDouble(Aota.s3, 6), ed.roundDouble(Aota.mref,
3), ed.roundDouble(Aota.AE3, 3), ed.roundDouble((Aota.mref * Aota.AE3), 3)},
    {"4", ed.roundDouble(Aota.T4, 3), ed.roundDouble(Aota.Pg1, 3), "Doymuş Sıvı-
Buhar Karışımı", ed.roundDouble(Aota.h4, 3), ed.roundDouble(Aota.s4, 6),
ed.roundDouble(Aota.mref, 3), ed.roundDouble(Aota.AE4, 3),
ed.roundDouble((Aota.mref * Aota.AE4), 3)},
    {"5", ed.roundDouble(Aota.T5, 3), "-", "Sıvı", ed.roundDouble(Aota.h5, 6),
ed.roundDouble(Aota.s5, 6), ed.roundDouble(Aota.mw1, 3),
ed.roundDouble(Aota.AE5, 3), ed.roundDouble((Aota.mw1 * Aota.AE5), 3)},
    {"6", ed.roundDouble(Aota.T6, 3), "-", "Sıvı", ed.roundDouble(Aota.h6, 6),
ed.roundDouble(Aota.s6, 6), ed.roundDouble(Aota.mw1, 3),
ed.roundDouble(Aota.AE6, 3), ed.roundDouble((Aota.mw1 * Aota.AE6), 3)},
    {"7", ed.roundDouble(Aota.T7, 3), "-", "Sıvı", ed.roundDouble(Aota.h7, 6),
ed.roundDouble(Aota.s7, 6), ed.roundDouble(Aota.mw2, 3),
ed.roundDouble(Aota.AE7, 3), ed.roundDouble((Aota.mw2 * Aota.AE7), 3)},
    {"8", ed.roundDouble(Aota.T8, 3), "-", "Sıvı", ed.roundDouble(Aota.h8, 6),
ed.roundDouble(Aota.s8, 6), ed.roundDouble(Aota.mw2, 3),
ed.roundDouble(Aota.AE8, 3), ed.roundDouble((Aota.mw2 * Aota.AE8), 3)},
    {"9", ed.roundDouble(Aota.T9, 3), "-", "Sıvı", ed.roundDouble(Aota.h9, 6),
ed.roundDouble(Aota.s9, 6), ed.roundDouble(Aota.msolar, 3),
ed.roundDouble(Aota.AE9, 3), ed.roundDouble((Aota.msolar * Aota.AE9), 3)},
    {"10", ed.roundDouble(Aota.T10, 3), "-", "Sıvı", ed.roundDouble(Aota.h10, 6),
ed.roundDouble(Aota.s10, 6), ed.roundDouble(Aota.msolar, 3),
ed.roundDouble(Aota.AE10, 3), ed.roundDouble((Aota.msolar * Aota.AE10), 3)}
};
```

```
JTable tableiki = new JTable(tabloiki_degerler, tabloiki_isimler);
tableiki.setRowHeight(28);
tableiki.setAutoResizeMode(JTable.AUTO_RESIZE_OFF);
tableiki.getColumnModel().getColumn(0).setPreferredWidth(120);
```

```

tableiki.getColumnModel().getColumn(1).setPreferredWidth(120);
tableiki.getColumnModel().getColumn(2).setPreferredWidth(120);
tableiki.getColumnModel().getColumn(3).setPreferredWidth(120);
tableiki.getColumnModel().getColumn(4).setPreferredWidth(120);
tableiki.getColumnModel().getColumn(5).setPreferredWidth(120);
tableiki.getColumnModel().getColumn(6).setPreferredWidth(120);
tableiki.getColumnModel().getColumn(7).setPreferredWidth(120);
tableiki.getColumnModel().getColumn(8).setPreferredWidth(120);

```

```

JScrollPane f = new JScrollPane(tableiki);
f.setVerticalScrollBar();
f.getViewPort().setPreferredSize(tableiki.getPreferredSize());
JPanel Panel = new JPanel();
Panel.add(f);
tabs.addTab(Saat+":00 - "+(Saat+1)+" :00", Panel);
Saat++;
}

```

```

String[]tablouc_isimler =
{"", "Ekdest_Komp", "Ekdest_Kond", "Ekdest_FC", "Ekdest_Valf", "Ekdest_Evap", "Ekdest_Koll", "Ekdest_Depo"};
Object [][] tablouc_degerler = {
{"08:00-
09:00", exdcomp.get(1), exdcond.get(1), exdfanc.get(1), exdvalv.get(1), exdevap.get(1), exdkoll.get(1), exddepo.get(1)},
{"09:00-
10:00", exdcomp.get(2), exdcond.get(2), exdfanc.get(2), exdvalv.get(2), exdevap.get(2), exdkoll.get(2), exddepo.get(2)},
{"10:00-
11:00", exdcomp.get(3), exdcond.get(3), exdfanc.get(3), exdvalv.get(3), exdevap.get(1), exdkoll.get(3), exddepo.get(3)},
{"11:00-
12:00", exdcomp.get(4), exdcond.get(4), exdfanc.get(4), exdvalv.get(4), exdevap.get(4), exdkoll.get(4), exddepo.get(4)},
{"12:00-
13:00", exdcomp.get(5), exdcond.get(5), exdfanc.get(5), exdvalv.get(5), exdevap.get(5), exdkoll.get(5), exddepo.get(5)},
{"13:00-
14:00", exdcomp.get(6), exdcond.get(6), exdfanc.get(6), exdvalv.get(6), exdevap.get(6), exdkoll.get(6), exddepo.get(6)},
{"14:00-
15:00", exdcomp.get(7), exdcond.get(7), exdfanc.get(7), exdvalv.get(7), exdevap.get(7), exdkoll.get(7), exddepo.get(7)},
{"15:00-
16:00", exdcomp.get(8), exdcond.get(8), exdfanc.get(8), exdvalv.get(8), exdevap.get(8), exdkoll.get(8), exddepo.get(8)},

```

```

        {"16:00-
17:00",exdcomp.get(9),exdcond.get(9),exdfanc.get(9),exdvalv.get(9),exdevap.get(9),ex
dkoll.get(9),exddepo.get(9)},
        {"17:00-
18:00",exdcomp.get(10),exdcond.get(10),exdfanc.get(10),exdvalv.get(10),exdevap.get(
10),exdkoll.get(10),exddepo.get(10)},
    };
    tablo_uc.setModel(new
    javax.swing.table.DefaultTableModel(tablouc_degerler,tablouc_isimler));
        tablo_uc.setRowHeight(20);
        String[] tablobir_isimler = {"Saat","Anlık Toplam Işınım(W/m2)","Faydalı
Enerji(kW)","Depo Sıcaklığı(C)","Kollektör
Verimi","Tp(C)","Qevap","Wkomp","Wkomp_elek","COP HP_enj","COP
HP_elek","COP Sis_enj","COP Sis_elek"};
        Object [][] tablobir_degerler = {
            {"08:00-09:00",ItKumesi.get(1), QfKumesi.get(1), TdyKumesi.get(1 + 1),
VerimKumesi.get(1), TpKumesi.get(1), QevapKumesi.get(1), WkompKumesi.get(1),
WkompelekKumesi.get(1), COPhenjKumesi.get(1), COPhepekKumesi.get(1),
COPsisenjKumesi.get(1), COPsiselekKumesi.get(1)},
            {"09:00-10:00",ItKumesi.get(2), QfKumesi.get(2), TdyKumesi.get(2 + 1),
VerimKumesi.get(2), TpKumesi.get(2), QevapKumesi.get(2), WkompKumesi.get(2),
WkompelekKumesi.get(2), COPhenjKumesi.get(2), COPhepekKumesi.get(2),
COPsisenjKumesi.get(2), COPsiselekKumesi.get(2)},
            {"10:00-11:00",ItKumesi.get(3), QfKumesi.get(3), TdyKumesi.get(3 + 1),
VerimKumesi.get(3), TpKumesi.get(3), QevapKumesi.get(3), WkompKumesi.get(3),
WkompelekKumesi.get(3), COPhenjKumesi.get(3), COPhepekKumesi.get(3),
COPsisenjKumesi.get(3), COPsiselekKumesi.get(3)},
            {"11:00-12:00",ItKumesi.get(4), QfKumesi.get(4), TdyKumesi.get(4 + 1),
VerimKumesi.get(4), TpKumesi.get(4), QevapKumesi.get(4), WkompKumesi.get(4),
WkompelekKumesi.get(4), COPhenjKumesi.get(4), COPhepekKumesi.get(4),
COPsisenjKumesi.get(4), COPsiselekKumesi.get(4)},
            {"12:00-13:00",ItKumesi.get(5), QfKumesi.get(5), TdyKumesi.get(5 + 1),
VerimKumesi.get(5), TpKumesi.get(5), QevapKumesi.get(5), WkompKumesi.get(5),
WkompelekKumesi.get(5), COPhenjKumesi.get(5), COPhepekKumesi.get(5),
COPsisenjKumesi.get(5), COPsiselekKumesi.get(5)},
            {"13:00-14:00",ItKumesi.get(6), QfKumesi.get(6), TdyKumesi.get(6 + 1),
VerimKumesi.get(6), TpKumesi.get(6), QevapKumesi.get(6), WkompKumesi.get(6),
WkompelekKumesi.get(6), COPhenjKumesi.get(6), COPhepekKumesi.get(6),
COPsisenjKumesi.get(6), COPsiselekKumesi.get(6)},
            {"14:00-15:00",ItKumesi.get(7), QfKumesi.get(7), TdyKumesi.get(7 + 1),
VerimKumesi.get(7), TpKumesi.get(7), QevapKumesi.get(7), WkompKumesi.get(7),
WkompelekKumesi.get(7), COPhenjKumesi.get(7), COPhepekKumesi.get(7),
COPsisenjKumesi.get(7), COPsiselekKumesi.get(7)},
            {"15:00-16:00",ItKumesi.get(8), QfKumesi.get(8), TdyKumesi.get(8 + 1),
VerimKumesi.get(8), TpKumesi.get(8), QevapKumesi.get(8), WkompKumesi.get(8),
WkompelekKumesi.get(8), COPhenjKumesi.get(8), COPhepekKumesi.get(8),
COPsisenjKumesi.get(8), COPsiselekKumesi.get(8)},

```

```
        {"16:00-17:00",ItKumesi.get(9), QfKumesi.get(9), TdyKumesi.get(9 + 1),  
VerimKumesi.get(9), TpKumesi.get(9), QevapKumesi.get(9), WkompKumesi.get(9),  
WkompelekKumesi.get(9), COPhpenjKumesi.get(9), COPhpelekKumesi.get(9),  
COPsisenjKumesi.get(9), COPsiselekKumesi.get(9)},  
        {"17:00-18:00",ItKumesi.get(10), QfKumesi.get(10), TdyKumesi.get(10 + 1),  
VerimKumesi.get(10), TpKumesi.get(10), QevapKumesi.get(10),  
WkompKumesi.get(10), WkompelekKumesi.get(10), COPhpenjKumesi.get(10),  
COPhpelekKumesi.get(10), COPsisenjKumesi.get(10), COPsiselekKumesi.get(10)},  
    };
```

```
    tablo_bir.setModel(new  
javax.swing.table.DefaultTableModel(tablobir_degerler,tablobir_isimler));  
    tablo_bir.setRowHeight(20);  
}
```

ÖZGEÇMİŞ

Sezgi KOÇAK 1985 yılında Ankara'da doğdu. İlköğrenime İstanbul'da başladıktan sonra ilk, orta ve lise öğrenimini Ankara'da tamamladı. 2004 yılında girdiği Akdeniz Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden bölüm ikincisi olarak 2009 yılında mezun oldu. Aynı yıl Akdeniz Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda yüksek lisans eğitimine başladı. 2009 yılından 2010 yılına kadar özel sektörde çalıştıktan sonra 2010 yılının Haziran ayında Akdeniz Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'ne Araştırma Görevlisi olarak atandı. Halen aynı görevi sürdürerek Termodinamik Anabilim Dalı'nda çalışmalarına devam etmektedir.