



T.C.
EGE ÜNİVERSİTESİ
Fen Bilimleri Enstitüsü



GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ ISI POMPASI MODELLEMESİ

Yüksek Lisans Tezi

Denizhan ÖZENEN

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

İZMİR

2021

**T.C. EGE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ ISI POMPASI
MODELLEMESİ**

Denizhan ÖZENEN

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Mustafa Turhan ÇOBAN

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Makina Mühendisliği Yüksek Lisans Programı

İZMİR

2021

Denizhan ÖZENEN tarafından Yüksek Lisans tezi olarak sunulan “Güneş Enerjisi Destekli Isı Pompası Modellemesi” başlıklı bu çalışma EÜ Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliği ile EÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Eğitim ve Öğretim Yönergesi’nin ilgili hükümleri uyarınca tarafımızdan değerlendirilerek savunmaya değer bulunmuş ve 01/09/2021 tarihinde yapılan tez savunma sınavında aday oybirliği ile başarılı bulunmuştur.

Jüri Üyeleri:

İmza

Jüri Başkanı : Doç. Dr. Mustafa Turhan ÇOBAN

Raportör Üye : Dr. Öğr. Üyesi Oğuz Emrah TURGUR

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Özay AKDEMİR

EGE ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ETİK KURALLARA UYGUNLUK BEYANI

EÜ Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliğinin ilgili hükümleri uyarınca Yüksek Lisans Tezi olarak sunduğum “Güneş Enerjisi Destekli Isı Pompası Modellemesi” başlıklı bu tezin kendi çalışmam olduğunu, sunduğum tüm sonuç, doküman, bilgi ve belgeleri bizzat ve bu tez çalışması kapsamında elde ettiğimi, bu tez çalışmasıyla elde edilmeyen bütün bilgi ve yorumlara atıf yaptığımı ve bunları kaynaklar listesinde usulüne uygun olarak verdiğimi, tez çalışması ve yazımı sırasında patent ve telif haklarını ihlal edici bir davranışımın olmadığını, bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya diğer bir üniversitede başka bir tez çalışması içinde sunmadığımı, bu tezin planlanmasından yazımına kadar bütün safhalarda bilimsel etik kurallarına uygun olarak davrandığımı ve aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul edeceğimi beyan ederim.

01/09/2021

Denizhan ÖZENEN

ÖZET**GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ ISI POMPASI MODELLEMESİ**

ÖZENEN, Denizhan

Yüksek Lisans Tezi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. M. Turhan ÇOBAN

Eylül 2021, 87 sayfa

Bu çalışmada JAVA programında oluşturulan çeşitli modeller yardımıyla farklı prosesler oluşturularak Güneş Enerjisi Destekli Isı Pompası (GEDİP) sistemi modellenmiştir. GEDİP modeli güneş enerjisinden faydalananak sıcak su elde edebilmek amacıyla oluşturulmuştur. Modelde giriş suyu sıcaklığı Aralık ayında 10 °C, Haziran ayında 20.5 °C alınarak GEDİP sayısal metot yöntemiyle incelenmiştir.

Buharlaştırıcı modelinde İzmir şehri koordinatları dikkate alınarak 2019 yılının belirli günlerinde 1 m² buharlaştırıcı levha üzerine düşen farklı spektral güneş enerji değerleri hesaplanarak çeşitli grafikler oluşturulmuştur. Grafiklerde İzmir ili için 1 m² buharlaştırıcı levhaya gelen en yüksek enerji yoğunluğu 21 Haziran saat 12:00' de 852.095 W/m², en düşük enerji yoğunluğu 21 Aralık saat 12:00' de 455.143 W/m² olarak ortaya çıkmıştır. GEDİP sisteminde buharlaştırıcı levha alanı 2.40 m², kompresör gücü 0.56 kW olarak belirlenerek kondenser modeli oluşturulmuştur. Sistemde farklı tarihler için kondenserin verdiği ısı enerjileri hesaplanarak gerekli olan kondenser yüzey alanları bulunmuştur. Isı pompasının modellemesinde ise spektral enerjinin en yoğun olduğu 21 Haziran saat 12:00 tarihi referans alınarak R134a ve R404A için GEDİP sisteminin Performans Katsayıları (Coefficient Of Performance - COP) elde edilmiştir.

Bu tez çalışmasında GEDİP sisteminin sayısal analiz yöntemiyle incelenmesi amaçlanmıştır. Çalışmada kullanılan algoritma ve modeller yardımıyla ileride bu alanda yapılacak olan araştırmaların yatırım maliyetleri ve geliştirme sürelerinin azaltılması hedeflenmiştir.

Anahtar sözcükler: Güneş Enerjisi, Güneş Enerjisi Destekli Isı Pompası, JAVA, Modelleme, Isı Pompası, Enerji Verimliliği, Performans Analizi, Sürdürülebilir Enerji

ABSTRACT**SOLAR ASSISTED HEAT PUMP MODELLING**

ÖZENEN, Denizhan

MSc in Mechanical Eng.

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. M. Turhan ÇOBAN

September 2021, 87 pages

In this study, the Solar Energy Assisted Heat Pump (SAHP) system is modeled by creating different processes with the help of various models created in the JAVA program. The SAHP model was created in order to obtain hot water by utilizing solar energy. The inlet water temperature in the model was taken as 10 °C in December, 20.5 °C in June and the SAHP model was analyzed by numerical method.

In the evaporator model, considering the coordinates of the city of Izmir, various graphs were created by calculating the different spectral solar energy values falling on 1 m² evaporator plate on certain days of 2019. In the graphics, the highest energy density on 1 m² evaporator plate for İzmir province was 852.095 W/m² on 21 June at 12:00, and the lowest energy density was 455.143 W/m² on 21 December at 12:00. In the SAHP system, the evaporator plate area was determined as 2.40 m² and the compressor power was 0.56 kW, and a condenser model was created. The required condenser surface areas were found by calculating the thermal energies given by the condenser for different dates in the system. In the modeling of the heat pump, the Coefficient of Performance (COP) of the SAHP system for R134a and R404A was obtained by taking the date of June 21, 12:00, when the spectral energy is most intense, as a reference.

In this thesis, it is aimed to examine the SAHP system by numerical analysis method. With the help of algorithms and models used in the study, it is aimed to reduce the investment costs and development times of future research in this field.

Keywords: Solar Energy, Solar Powered Heat Pump, JAVA, Modeling, Heat Pump, Energy Efficiency, Performance Analysis, Sustainable Energy

ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasında nümerik analiz yöntemiyle çeşitli matematiksel yaklaşımlar üzerinden GEDİP sisteminin analizi yapılarak çıkan sonuçların verilerle doğrulanması amaçlanmıştır. JAVA programında sayısal türev, sayısal integrasyon, interpolasyon, sonlu farklar, regresyon analizi ve eğri uydurma gibi yöntemlerden yararlanarak çeşitli algoritmalar ile sayısal modeller oluşturularak GEDİP sistemi için yaklaşım yapılmıştır.

Yapılan işlemler sonucunda GEDİP sisteminin performansını arttırıcı öngörü ve önerilerde bulunmak hızlanarak kolaylaşmıştır. JAVA programı sayesinde oluşturulan sayısal modellerde belirtilen ya da istenilen hassaslıktaki yaklaşımın yapıldığı görülmüştür. Yeterli sayıdaki ardışık tekrar işlemleri ile GEDİP sisteminin performans ve enerji verimliliğinin analizi yapılabilmekte ve ileride yapılacak olan benzeri çalışma ve araştırmalar içinde programda oluşturulmuş olan modellerin kullanılabileceği görülmektedir.

İZMİR

01/09/2021

Denizhan ÖZENEN

İÇİNDEKİLER**Sayfa**

ETİK KURALLARA UYGUNLUK BEYANI	V
ÖZET	vii
ABSTRACT	ix
ÖNSÖZ	X
İÇİNDEKİLER.....	xi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	XV
TABLolar DİZİNİ.....	xvii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	xviii
1. GİRİŞ	1
1.1. TEZİN AMACI VE KAPSAMI.....	5
1.2. TEZİN ÖNEMİ	7
2. GENEL BİLGİLER.....	8
2.1. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	8
2.1.1. Önceki Çalışmalar	9
2.2. TEORİK BİLGİLER	21
2.2.1. Termodinamiğin 1. Kanunu.....	21

2.2.2.	Termodinamiğin 2. Kanunu.....	22
2.3.	BUHAR SIKIŞTIRMALI ÇEVİRİMLER	23
2.3.1.	Carnot Çevrimi	23
2.3.2.	Ters Carnot Çevrimi	24
2.3.3.	İdeal Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi	25
2.3.4.	Gerçek Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi.....	27
2.4.	ISI POMPASININ GENEL ÖZELLİKLERİ.....	29
2.4.1.	Isı Pompasının Çalışma Prensipleri ve Yardımcı Elemanları.....	30
2.4.2.	Kompresörler	31
2.4.3.	Kondenser (Yoğuşturucu)	33
2.4.4.	Evaporatör (Buharlaştırıcı).....	33
2.4.5.	Kısılma Vanası (Genişleme Valfi)	34
2.4.6.	Yardımcı Elemanlar.....	34
2.4.7.	Kullanılan Soğutucu Akışkanlar.....	35
2.5.	GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ ISI POMPASI SİSTEMLERİ	36
2.5.1.	Geleneksel Güneş Enerji Destekli Isı Pompası Sistemleri	36
2.5.2.	Direkt Genleşmeli Güneş Enerji Destekli Isı Pompası.....	37
2.5.3.	PV/T - Güneş Enerji Destekli Isı Pompası.....	37

2.5.4.	Topraklı Hibrit Güneş Enerji Desteli Isı Pompası.....	38
2.5.5.	Hibrit Güneş Enerji Destekli Isı Pompası Sistemi	39
2.6.	GÜNEŞ KOLEKTÖRLERİ	39
3.	MATERYAL VE METOT.....	40
3.1.	MATERYAL.....	40
3.2.	SAYISAL METOT MODELİ.....	43
3.2.1.	Kompresör Modeli.....	43
3.2.2.	Evaporatör (Buharlaştırıcı Levha) Modeli	45
3.2.2.1	Yaş Havanın Termodinamik ve Termofiziksel Özellikleri	46
3.2.2.2	Doğal Taşınım Isı Transferi.....	48
3.2.3.	Genleşme Vanası Modeli	48
3.2.4.	Çift borulu Ters yönlü Paralel Akışta Kondenser Modeli.....	49
3.2.4.1	Soğutucu Akışkan Gazların Tek ve Çift Fazlı Isı Değişimleri.....	52
3.2.4.2	Soğutkanların Termodinamik Özellikleri.....	54
3.2.5.	Güneş Işınımı Modeli	57
4.	MODEL VERİLERİ VE BULGULAR	63
4.1.	SAYISAL METOT İLE BULGULAR	63
4.1.1.	Güneş Işınımı Enerjisinin Modellemesi	63

4.1.2.	Güneş Destekli Buharlaştırıcı Levha Modellemesi	69
4.1.3.	Kompresörün Enerji Modellemesi	70
4.1.4.	Çift Borulu Ters Yönlü Kondenserin Modellemesi	71
4.1.5.	Güneş Enerjisi Destekli Isı Pompası Çevrim Modeli.....	75
5.	SONUÇLAR VE ÖNERİLER	78
5.1.	SONUÇLAR	78
5.2.	ÖNERİLER.....	81
KAYNAKLAR DİZİNİ.....		83
TEŞEKKÜR.....		86
ÖZGEÇMİŞ		87

ŞEKİLLER DİZİNİ

ŞEKİL 1.1 2050 SENARYOSU (ENERGY ROADMAP 2050, 2012)	3
ŞEKİL 1.2 GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ ISI POMPASI SİSTEMİ.....	6
ŞEKİL 1.3 ISI POMPASI PRENSİBİ	7
ŞEKİL 2.1 PV / T ISI POMPASI (A. A. AMMAR, 2019)	9
ŞEKİL 2.2 DX-SAHP DİYAGRAMI (JORGE E. DE LEÓN-RUIZ, 2018)	10
ŞEKİL 2.3 SİSTEM KARŞILAŞTIRILMASI (EVANGELOS BELLOS, 2016)	11
ŞEKİL 2.4 DX-SAHP SİSTEMİNİN ŞEMASI (JİNG QİN, 2018)	12
ŞEKİL 2.5 SACHP SINIFLANDIRILMASI (M. MOHANRAJA, 2018)	13
ŞEKİL 2.6 DİREKT GENLEŞMELİ SİSTEM (XİANGQİANG KONG, 2018)	16
ŞEKİL 2.7 GSHP VE GÜNEŞ KOLEKTÖR SİSTEMİ (YAN GAO, 2020)	17
ŞEKİL 2.8 PCM' Lİ REJENERATİF SİSTEM (YESSEN SHAKIR, 2017)	18
ŞEKİL 2.9 R134A P-H DİYAGRAMI (MERT SİNAN TURGUT, 2018)	20
ŞEKİL 2.10 R1234YF P-H DİYAGRAMI (MERT SİNAN TURGUT, 2018)	20
ŞEKİL 2.11 CARNOT ÇEVİRİMİ TEMSİLİ T-S DİYAGRAMI	23
ŞEKİL 2.12 TERS CARNOT ÇEVİRİMİ TEMSİLİ T-S DİYAGRAMI	24
ŞEKİL 2.13 İDEAL BUHAR SIKIŞTIRMA SOĞUTMA ÇEVİRİM ŞEMASI ...	25
ŞEKİL 2.14 İDEAL BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA P-H DİYAGRAMI	26
ŞEKİL 2.15 GERÇEK BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVİRİMİ	27
ŞEKİL 2.16 GERÇEK BUHAR SIKIŞTIRMA SOĞUTMA P-H DİYAGRAMI	28
ŞEKİL 2.17 FARKLI DOĞAL KAYNAK KULLANAN ISI POMPASI	30
ŞEKİL 2.18 G-GEDİP SİSTEMİ ŞEMASI	36
ŞEKİL 2.19 DG-GEDİP ŞEMASI	37
ŞEKİL 2.20 PV/T-GEDİP ŞEMASI	38
ŞEKİL 2.21 TH-GEDİP ŞEMASI	38
ŞEKİL 2.22 H-GEDİP ŞEMASI	39
ŞEKİL 3.1 GÜNEŞ ENERJİ DESTEKLİ ISI POMPASINA AİT ŞEMA	40
ŞEKİL 3.2 PROGRAMDAN ÖRNEK T-S DİYAGRAMI ÇIKTISI	41
ŞEKİL 3.3 GENEL PİSTON SİLİNDİR PROSESİ	43
ŞEKİL 3.4 GİRİŞ ÇIKIŞ KAYIPLARI	44
ŞEKİL 3.5 ZİT YÖNLÜ PARALEL AKIŞLI ÇİFT BORULU KONDENSER ..	50
ŞEKİL 3.6 YATAY BİR BORUDAKİ BÖLGESEL AKIŞ REJİMLERİ	50
ŞEKİL 3.7 DENKLEM SİSTEMİ	58

ŞEKİLLER DİZİNİ(devam)

ŞEKİL 3.8 (Δ)EĞİM-SAPMA AÇISI,(θ_z) ZENİT AÇISI VE DİĞER AÇILAR	59
ŞEKİL 4.1 DÜNYA DIŞI 0.25 İLE 8 μ M GÜNEŞ IŞIMASI GRAFİĞİ	63
ŞEKİL 4.2 LEVHA YÜZEYİ EMİSİVİTE GRAFİĞİ	64
ŞEKİL 4.3 SEÇİLEN TARİHLERDE LEVHAYA GELEN ENERJİ.....	65
ŞEKİL 4.4 SEÇİLEN TARİHLERDE LEVHADA YUTULAN ENERJİ	65
ŞEKİL 4.5 SEÇİLEN TARİHLERDE LEVHADAN YAYILAN ENERJİ.....	66
ŞEKİL 4.6 1M ² BUHARLAŞTIRICI LEVHA GÜNEŞ ABSORBE GRAFİĞİ ..	66
ŞEKİL 4.7 JAVA PROGRAMI ÇIKTISI 21.12.2019 SAAT 12:00.....	67
ŞEKİL 4.8 JAVA PROGRAMI ÇIKTISI 21.06.2019 SAAT 12:00.....	68
ŞEKİL 4.9 R134A P-H DİYAGRAMI.....	70
ŞEKİL 4.10 ÇİFT GÖVDE BORULU TERS YÖN AKIŞLI KONDENSER	71
ŞEKİL 4.11 21 ARALIK 2019 İÇİN GEREKLİ KONDENSER YÜZEYİ	73
ŞEKİL 4.12 KONDENSER ALANI 0.1383 M ² İÇİN R134A VE SU SICAKLIK DEĞİŞİM GRAFİĞİ	73
ŞEKİL 4.13 21 HAZİRAN 2019 İÇİN GEREKLİ KONDENSER YÜZEYİ.....	73
ŞEKİL 4.14 KONDENSER ALANI 0.2116 M ² İÇİN R134A VE SU SICAKLIK DEĞİŞİM GRAFİĞİ	74
ŞEKİL 4.15 R134A KULLANILAN GEDİP MODELİ T-S GRAFİĞİ.....	77
ŞEKİL 4.16 R404A KULLANILAN GEDİP MODELİ T-S GRAFİĞİ.....	77
ŞEKİL 5.11M ² BUHARLAŞTIRICI LEVHA ÜZERİNE DÜŞEN SPEKTRAL GÜNEŞ ENERJİ EĞRİLERİ.....	78
ŞEKİL 5.2 KONDENSERE GİREN ENERJİ MİKTARLARI.....	79

TABLOLAR DİZİNİ

TABLO 2.1 SAHP PERFORMANSLARI (MAHMUT SAMİ BUKER, 2016) ..	14
TABLO 2.2 YAŞAM BOYU MALİYETİ (MARTİN KEGELA, 2012)	15
TABLO 2.3 KOMPRESÖR ÇEŞİTLERİ	31
TABLO 3.1 JAVA ISI POMPASI MODELİ İÇİN FORMÜLLER	41
TABLO 3.2 KATSAYILAR (ÇOBAN, M. T.).....	53
TABLO 3.3“ Φ_{ID} ” İDEAL GAZ TERİMİNİN KATSAYI VE İNDİSLERİ	54
TABLO 3.4“ Φ_R ”GERÇEK GAZ TERİM KATSAYI VE İNDİSLERİ.....	55
TABLO 3.5“ $\Phi_{KRİTİK}$ ”TERİMİNİN KATSAYI, TERİM VE İNDİSLERİ	55
TABLO 3.6 TÜRETİLEN FARKLI TERMODİNAMİK ÖZELLİKLER	56
TABLO 3.7 GÜNEŞ İŞİMASININ DALGA BOYU DEĞERLERİ.....	57
TABLO 3.8 YILIN N GÜNÜ İÇİN HESAPLAMA TABLOSU.....	59
TABLO 3.9 NİKEL KAPLAMALI BAKIR YÜZEYİN SPEKTRAL YAYILMA KATSAYILARI	61
TABLO 4.1 1M ² BUHARLAŞTIRICI LEVHAYA GELEN ENERJİ.....	69
TABLO 4.2 2.40 M ² BUHARLAŞTIRICI LEVHA GÜNEŞ ABSORBESİ.....	69
TABLO 4.3 ANALİTİK HESAPLAMA İLE KONDENSERİN VERDİĞİ ISI ..	71
TABLO 4.4 ΔT_M SICAKLIK FARKI HESABI	71
TABLO 4.5 FARKLI KONDENSER ISILARINDAKİ KONDENSER ALANI	72
TABLO 4.6 R134A İÇİN SU SICAKLIĞI VE KONDENSER ISI DEĞİŞİMİ...	74
TABLO 4.7 R134A İLE YAPILAN SAYISAL MODEL SONUÇLARI.....	75
TABLO 4.8 R404A İLE YAPILAN ISI POMPASI MODEL SONUÇLARI.	76
TABLO 5.1 KONDENSERE GİREN ENERJİ MİKTARLARI.....	79

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
T	Sıcaklık (K)
P	Basınç (kPa)
V	Hacim (m ³)
h	Entalpi (kJ/kg)
S	Entropi (kJ/kgK)
U	İç enerji
$\dot{m}$	Kütleli debi (kg/s)
C_p	Özgöl ısı (kJ/(kgK))
C_v	Özgöl hacim (m ³ /kg)
W_{komp}	Kompresörün yaptığı iş (kW)
$Q_{kondenser}$	Kondenser ısısı (kW)
$Q_{evaporatör}$	Evaporatör ısısı (kW)
Δh	Genleşme vanasında ısı transferinden dolayı oluşan entalpi farkı
$\eta_{isentropik}$	Ekserji etkinliği
n	Politropik genleşme katsayı
n_v	Hacimsel verim

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ(devam)

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
n_m	Mekanik verimi
n_e	Elektrik verimi
Ra	Rayleigh sayısı
g	Yer çekimi ivmesi (m/s ²)
ρ	Yoğunluk (kg/m ³)
β	Adyabatik genleşme katsayısı
μ	Dinamik viskozite (Pa.s)
α	Isıl difizivite değeri
k	Isıl iletim sabiti
Nu	Nusselt sayısı
A	Nemli havadaki kuru hava miktarı (kg kuru hava/kg toplam)
ρ^A	Kuru hava yoğunluğu
ρ^V	Su buharı yoğunluğu
$\eta_0(T)$	Düşük basınçtaki viskozite
$\Delta_\eta(\rho)$	Aşırı viskozite
β	Isıl genleşme katsayısı

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ(devam)

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
δ	Boyutsuz yoğunluk parametresi
θ	Boyutsuz sıcaklık parametresi
H_{j+1}	Her adımdaki entalpi değişimi
$H_{sv,j+1}$	Doymuş gaz için entalpi değişimi
$H_{sl,j+1}$	Doymuş sıvı için entalpi değişimi
x	Kuruluk derecesi
U	Isı geçiş katsayısı (W/m^2K)
ΔT_m	Ortalama sıcaklık farkı ($^{\circ}C$)
A_s	Isı geçiş yüzey alanı (m^2)
R_f	Kirlilik faktörü
f	Sürtünme faktörü
Pr	Prandtl sayısı
λ_b	Akışkan ısı iletim katsayısı ($W/m. ^{\circ}C$)
Re	Reynolds sayısı
h_{tp}	Sayısal modelde toplam taşınım ısı transferi katsayısı
h_{cb}	Soğutucu akışkanın konvektif kaynama ısı transfer katsayısı

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ(devam)

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
h_{nb}	Soğutucu akışkanın çekirdek kaynama ısı transfer katsayısı
G	Kütleli akış (kg/sm ²)
R_p	Korelasyonda yüzey pürüzlülüğü
R_{p0}	Korelasyonda referans yüzey pürüzlülüğü
h_0	Korelasyonda ısı transfer katsayısı
q^0	Korelasyonda ısı akısı
F_{PF}	Korelasyonda basınç düzeltme faktörü
A	İndirgenmiş molar Helmholtz enerjisi
ϕ_{id}	İdeal gaz terimi
ϕ_r	Gerçek gaz ile ideal gaz fark kısmı terimi
τ	Boyutsuz sıcaklık parametresi
h_{ref}	İdeal gaz referans entalpi
S_{ref}	İdeal gaz referans entropi
T^*	Kritik sıcaklık
δ	Boyutsuz yoğunluk
ρ^*	Kritik yoğunluk

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ(devam)

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
N_k	Sayısal eğri uydurma katsayısı
$\alpha_k, \beta_k, \varepsilon_k, \gamma_k$	Eğri uydurma ile özel soğutkan için belirlenmiş çarpanlar
t_k, d_k, l_k, m_k	Eğri uydurma ile özel soğutkan için belirlenmiş üst katsayıları
A_k, B_k, C_k, D_k	Hal denkleminin değiştirilebilir eğri uydurma katsayıları
λ	Dalga boyu (μm)
$G_{st} = G_{on}$	Güneş ışıınım sabiti
ϕ	Coğrafi enlem açısı
ω	Saat açısı
δ	Eğim sapma (deklinasyon) açısı
β	Levha eğik yüzeyinin yatay ile yaptığı açı
γ	Eğik düzlemin normalinin izdüşümünün güney ile yaptığı açı
γ_s	Güneşin izdüşümünün güney ile yaptığı açı
θ_z	Zenit açısı güneşin yatay yüzey normali ile yaptığı açı
θ	Güneşin yüzey normali ile yaptığı açı
τ_b	Direk ışıma faktörü
τ_d	Dolaylı ışıma faktörü

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ(devam)

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
τ	Toplam ısıma faktörü
ε_λ	Spektral yayma katsayısı
ρ_λ	Soğurma katsayısı
$Q_r(\lambda) = G(\lambda)\rho_\lambda$	Levha tarafından absorbe edilen güneş enerjisi
E_b	Siyah cisim radyasyonu
ε	Gri cisim radyasyonu
$F_{(0 \rightarrow \lambda 1)}$	Işınım fonksiyonu
<u>Kısaltmalar</u>	<u>Açıklama</u>
GEDİP	Güneş Enerjisi Destekli Isı Pompası
SAHP	Solar Assisted Heat Pump - Güneş Enerjisi Destekli Isı Pompası
YEK	Yenilenebilir Enerji Kaynakları
COP	Coefficient Of Performance - Performans Katsayısı
PV	Photovoltaic - Fotovoltaik
PV/T-SAHP	Photovoltaic/Thermal-Solar Assisted Heat Pump Fotovoltaik/Termal-Güneş Destekli Isı Pompası
DX/SAHP	Direct Expansion / Solar Assisted Heat Pump - Direkt Genleşmeli / Güneş Destekli Isı Pompası

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ(devam)

<u>Kısaltmalar</u>	<u>Açıklama</u>
FPC	Flat Plate Collector - Şeffaf Düz Plakalı
SACHP	Solar Assisted Compression Heat Pump Systems - Güneş Destekli Sıkıştırılmalı Isı Pompası Sistemleri
IEA	International Energy Agency - Uluslararası Enerji Ajansının
SHC	Solar Heating and Cooling - Güneş Enerjili Isıtma ve Soğutma
SA/ASHP	Solar Assisted/Air Source Heat Pump - Güneş Destekli/Hava Kaynaklı Isı Pompası
SA/WSHP	Solar Assisted/Water Source Heat Pump - Güneş Destekli/Su Kaynaklı Isı Pompası
GSHP	Ground Source Heat Pump - Toprak Kaynaklı Isı Pompası
ASHP	Air Source Heat Pump - Hava Kaynaklı Isı Pompası
TRNSYS	Transient System Simulation - Geçici Sistem Simülasyonu
PCM	Phase Change Material - Faz Değiştiren Malzeme
FDM	Finite Difference Method - Sonlu Farklar Metodu
P-h	Pressure Enthalpy - Basınç Entalpi
CFC	Chloro Fluoro Carbon - Kloro Flora Karbon
HCFC	Hidro Chloro Fluoro Carbon - Hidro Kloro Flora Karbon
G-GEDIP	Geleneksel - Güneş Enerji Destekli Isı Pompası

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ(devam)

<u>Kısaltmalar</u>	<u>Açıklama</u>
DG-GEDIP	Direkt Genleşmeli - Güneş Destekli Isı Pompası
PV/T-GEDIP	PV/T - Güneş Enerji Destekli Isı Pompası
TH-GEDIP	Topraklı Hibrit - Güneş Enerji Destekli Isı Pompası
H- GEDIP	Hibrit - Güneş Enerji Destekli Isı Pompası
YGE	Yoğunlaştırılmış Güneş Enerjisi
IAPWS	International Association for the Properties of Water and Steam - Uluslararası Su ve Buhar Özellikleri Derneği

1.GİRİŞ

Organik materyaller milyonlarca yıl yer kabuğu altında basıncın etkisiyle fiziksel, kimyasal ve doğal yollarla sıkışarak katajenez adı verilen bozulma evresi sonunda yığılarak konvansiyonel enerjiyi oluşturmuştur. Bu enerji 18. yüzyılın ortalarında İngiltere de başlayarak kısa sürede tüm dünyayı etkisi altına alan sanayi devrimi sayesinde önem kazanmış, gelişen üretim teknolojileri ile birlikte öncelikle endüstriyel alanlarda ısı enerjisi olarak kullanılmaya başlanmıştır.

Kolayca ısı enerjisine dönüştürülebilen konvansiyonel enerji zamanla endüstriyel alanlar ile birlikte farklı alanlarda da kullanılmaya başlanarak modern sanayinin temelleri atılmıştır. Sanayi devrimiyle stratejik alanda önem kazanarak uluslararası alanın ortak mücadelesi haline gelen enerji kısa sürede ülkelerin dış politikalarını belirleyen önemli bir etken haline gelmiştir. Gelişen sanayi ile birlikte temelleri atılan modern sanayi toplumlar için eşi benzeri görülmemiş büyüklükte ekonomik, teknik, siyasi ve sosyal boyutları olan değişimleri ortaya çıkararak ülkelerin coğrafi nüfus dağılımlarını etkilemiştir. En önemli değişimlerden biri ise kırsal göçün tetiklenmesi sonucu tarım alanlarında yaşayan kırsal nüfusun sanayinin ihtiyacı olan iş gücünü karşılamak amacıyla kentlere taşınmış olmasıdır. Kırsal göç beraberinde sanayi üretiminde kitlesel üretimi arttırarak kentlerdeki nüfusun refah seviyesinin yükselmesini sağlamış ancak beraberinde kentlerde hızlı nüfus artışına yol açarak toplumlarda çeşitli gereksinimlerin ortaya çıkmasına sebep olmuştur.

Enerjiye duyulan ihtiyaç oluşan gereksinimleri karşılayabilmek amacıyla sanayi dışındaki farklı sektörlerde kullanılmaya başlanmıştır. Öncelikle sokakların aydınlatılması, konutların ısıtılması ve ulaşımın sağlanması gibi gündelik hayatı kolaylaştıran alanlara girerek yeni sektörlerin ortaya çıkmasına sebep olmuştur. Ortaya çıkan yeni sektörlerin gereksinimleri beraberinde enerjiye olan ihtiyacı arttırmış bunun sonucu olarak da konvansiyonel enerjiler ile işletilen elektrik santrallerinin kurulması ihtiyacı doğmuştur.

Ülkelerin enerji ihtiyaçlarını karşılayabilmek için kurulan elektrik santralleri zaman içerisinde ülke gelişiminde endüstriyel, ekonomik ve sosyal açıdan ilerlemeyi sağlayan en önemli faktörlerden biri haline gelmiş toplumların yaşam standartlarını arttırmıştır.

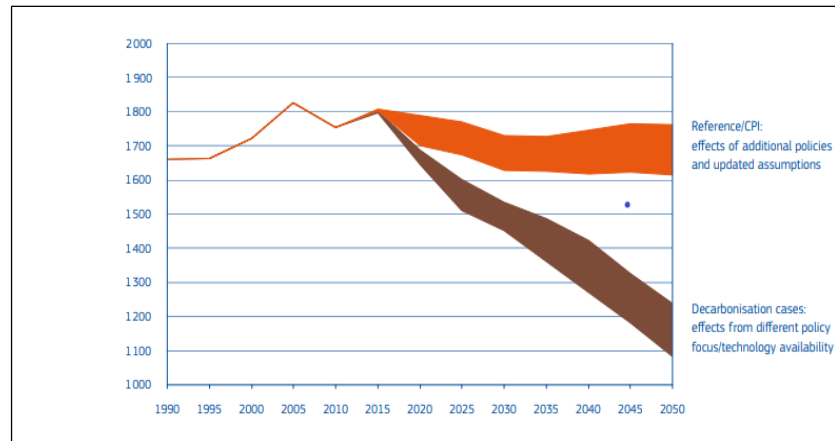
Kurulan elektrik santralleri 20. yüzyılın başlarında ülkelerin ekonomilerini besleyebilmek için yeterli görülse de küresel alanda değişen dünyada gelişmekte olan ülkelerin hızlı sanayileşerek kentleşme süreçlerine girmeleri beraberinde enerjiye duyulan ihtiyacı karşılamakta zorlanmış buda enerji alanında farklı politikaların ortaya çıkmasına sebep olmuştur. Ülkelerde ortaya çıkan enerji ihtiyacı farklı oranlarda artış gösterse bile küresel alanda enerjiye duyulan ihtiyaç sürekli artmakta, sürdürülebilir enerji kaynaklarına ek olarak yeni rezerv sahalarının aranarak enerji kaynakların çeşitlendirmesi gerekmektedir. Bu doğrultuda yeni rezerv sahaları açılarak bu sahaların enerji yollarının güvenliğinin sağlanabilmesi gibi konular sanayileşmiş ülkelerin dış politikalarını belirlemekte oluşturdukları politikalar ile bu ülkelerin önde gelen enerji üretim şirketleri rezerv sahalarında çeşitli stratejiler geliştirerek güç, çıkar ve kazanımlar sağlamaktaydı. Ancak 1973 yılında meydana gelen birinci petrol krizi sonrası tüm dünyada enerji dış politikalarında farklılıklar oluşmuş ülkeler yeni enerji politikalarına yönelerek farklı programlar belirlemek zorunda kalmıştır. Bu yönde 1974 yılında sanayileşmiş ülkelerin oluşturduğu Avrupa konseyi tarafından kabul edilen “Yeni Enerji Politikası Stratejisi” programı ile konseye üye ülkeler enerji tüketimin azaltılması, enerji üretimi, tüketimin yarattığı çevre sorunları, enerji arz güvenliğinin sağlanması gibi konuları içeren yeni enerji politikalarını hayata geçirmişlerdir.

1979 yılında ortaya çıkan ikinci petrol krizi ile birlikte konsey daha keskin enerji politikalarını hayata geçirerek yeni hedefler belirlemiştir. Yeni hedefler kapsamında konsey petrol ithalatını azaltmak, tüketim oranlarını kısmak ve enerji tasarrufu sağlamak gibi uygulamaları yürürlüğe koyarak üye ülkelerin bu politikalara uyum sağlamalarını hedeflemiştir. Ancak küresel alanda enerjiyi belirlenen politikalarla yöneterek, hedeflenen tüketim oranlarında tutamak pek mümkün olmamaktadır.

Özellikle ortaya çıkan yeni elektronik ürünler toplumların enerjiye olan bağımlılıklarını arttırmış böylece dünyada enerjiye olan talep daha da artmıştır. Artan talep ise beraberinde enerji piyasalarındaki tüketim bedellerinde fiyat farkları oluşturarak günümüzde ülke ekonomilerini olumsuz yönde etkilemektedir. Enerji üretim maliyetlerinin artmasıyla beraber ortaya çıkan yüksek tüketim bedelleri ülke ekonomilerine zarar vererek toplumların refah düzeylerini önemli ölçüde değiştirmiş ülkelerin enerji yönetim sistemlerini etkilemiştir. Bu alanda sanayileşmiş ülkeler enerji politikalarında belirli alanlarda standartlar oluşturarak sistematik yasal bir yapı ile enerji yönetim sistemlerini sürekli iyileştirmeyi hedeflemişlerdir.

Özellikle Avrupa birliğine üye ülkelerin yapmış olduğu Avrupa yeşil antlaşması ile Avrupa kıtası 2050 yılında dünyada iklimle zararsız ilk kıta olmayı hedeflemektedir. Bu önemli hedef kapsamında Avrupa komisyonu 2030 yılına kadar mevcut olan çevre mevzuatını, kıtadaki kirlilik emisyon oranını %55 azaltmaya uygun olacak şekilde düzenlemeyi taahhüt etmiştir (Renewable Energy Directive, 2014).

Şekil 1.1’ de Avrupa’da karbon emisyon oranlarının azaltılması için 2015-2050 yıl aralığı referans alındığında mevcut çevreci politikalar kadar karbon emisyonunun 1650-1750 bandına, alternatif çevresel politikalar ile 1090-1250 bandına düştüğü görülmektedir. Bu doğrultuda Avrupa ülkelerinde çevre mevzuatlarında yapılacak olan düzenlemelerle tüm dekarbonizasyon senaryoları için çok önemli enerji tasarrufunun sağlanması beklenebilir.



Şekil 1.1 2050 senaryosu (Energy Roadmap 2050, 2012)

Türkiye’ de ise 5346 sayılı kanunda yapılan değişikliklerin yürürlüğe girmesiyle 2005 yılında Yenilenebilir Enerji Kaynakları (YEK) mevzuatı devreye girmiştir. Çıkarılan YEK mevzuatı kapsamında enerji yönetim sistemleri alanında son yıllarda yapılan iyileştirmeler sonucu önemli standartlar oluşturularak bu standartlar çevresinde düşük maliyetli, karbon emisyon oranı az, enerji verimliliği ve enerji tasarrufu yüksek alternatif enerji kaynakları ile üretim yapabilen yenilikçi verimli sistemlere yatırım yapılması teşvik edilmiştir.

Güneş, rüzgâr, jeotermal ve biokütle enerjisi gibi yenilenebilir temiz enerji elde edilen kaynakların kullanımı önem kazanmış konutlarda, işletmelerde ve endüstriyel sahalardaki uygulamaları artmıştır. Özellikle güneş enerjisinin, kurulumu, çevreyi kirletmemesi, atık oluşturmaması, kullanım kolaylığı gibi özelliklerinden dolayı diğer kaynaklara oranlara daha avantajlı bir konumda olduğu düşünülerek güneş enerjisi ile çalışan yenilikçi sistemlere yapılan yatırımlar artmaktadır. Bu anlamda enerjinin daha verimli olarak kullanılabilmesi için proaktif bir yaklaşımla konseptte uygun sistemlerin tasarımları oluşturularak geleneksel enerjilerin kaynak kullanımını azaltan birden fazla enerji kaynağına adapte edilebilir projelerin tasarlanması hedeflenmelidir. Çeşitli alanlarda ısıtma amacıyla kullanılabilen ısı pompalarının konseptte uygun tasarımlar ile yaygınlaştırılarak özellikle güneş enerjisi destekli ısı pompası sistemleri üzerinde araştırma ve çalışmalar yapılması gereklidir. Bu alanda alternatif ısıtma sistemlerinin öncüsü güneş enerjisi destekli ısı pompası modellerinde güneş kolektörlerinden, ısıtma suyundan ve atık ısıdan yararlanarak enerji verimliliğinin önemli ölçüde arttırılması hedeflenmelidir.

Sürdürülebilir enerji sayesinde düşük enerji tüketimiyle çalışan bu sistemlerin konutlarda merkezi ısıtmada, kaplıcalarda ve sera alanlarının ısıtılması gibi pek çok uygulama sahalarında yer alması muhtemeldir.

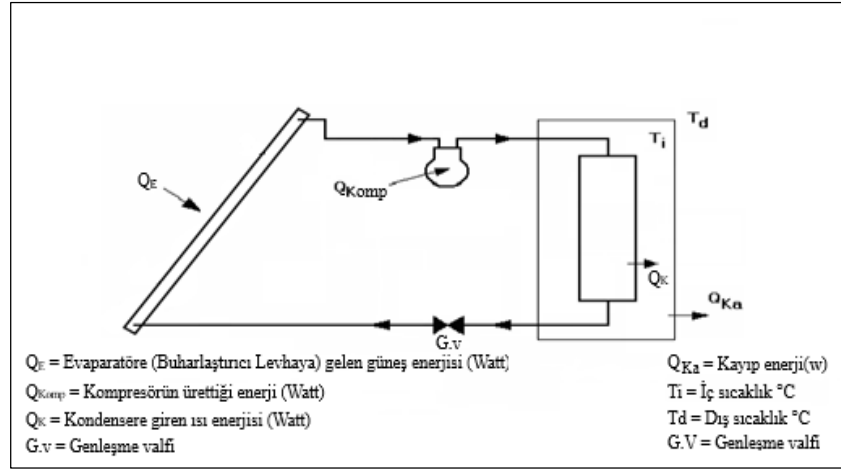
1.1.Tezin Amacı ve Kapsamı

Türkiye, ortalama 110 gün süre ile yüksek güneş enerjisi potansiyeline sahip ülkeler arasındadır. Ülkemizde gerekli yatırımların yapılması halinde yılda birim metre kare başına ortalama 1.100 kW/h güneş enerjisi üretebilmektedir. Genel olarak Türkiye'nin en çok ve en az güneş enerjisi üretilecek ayları sırası ile Haziran ve Aralık olmakta olup bu bölgeler arasında ise öncelikle Güneydoğu Anadolu ve Akdeniz sahilleri gelmektedir (Varınca ve Gönüllü, 2006).

Günümüzde dünyada ve Türkiye' de alternatif ısıtma sistemleri sektöründe Güneş Enerjisi Destekli Isı Pompası (GEDIP) sistemleri yerine ilk yatırım maliyetinin düşük olması sebebiyle genellikle tercih edilen sistemler hava kaynaklı ısı pompalarıdır. Bu sistemlerde kondenser' den çıkan soğutucu basınç düşürücü elemanda adyabatik olarak genişletildikten sonra evaporatöre sıvı-buhar karışımı şeklinde girmektedir. Ancak bu sistemlerde dış mahal sıcaklığının 0 °C ya da daha düşük bir sıcaklığa düşmesi halinde buharlaştırıcı levha yüzeyinde buz oluşumları görülebilmektedir. Buzlanmadan kaynaklı evaporatöre ısı geçişinin azalmasıyla bu alanda soğutucu akışkan sıvı-buhar fazdan buhar faza geçerken ısı pompasının etkinlik katsayısının düşmesine neden olmakta ve sistemin ısıtma kapasitesini düşürebilmektedir. Bu tez çalışmasında yapılan GEDIP modellemesinde hava destekli ısı pompası sistemlerinde buharlaştırıcı olarak mevcut bulunan fanlı evaporatör yerine güneş destekli buharlaştırıcı levha modellemesi yapılacaktır. Tasarlanan buharlaştırıcı levha modeli ile fanlı evaporatör sistemlerinde atmosfere havadan kaynaklı atılan ısının sisteme kazandırılması ve ısı pompası sistemdeki enerji verimliliğinin artırılması hedeflenmektedir.

Bu sayede genellikle konutlarda ve endüstriyel alanlarda yaygın olarak kullanılan hava destekli ısı pompası sistemlerine alternatif bir modeli oluşturulması amaçlanmıştır. Güneş enerjisi destekli ısı pompası modellerinde genellikle iki alternatif sistem mevcut bulunmakta olup direkt ve endirekt sistemler olarak adlandırılmaktadır.

Bunlar direkt genleşmeli GEDIP ve geleneksel olarak ülkemizde yaygın olan endirekt GEDIP sistemleridir. Direkt sistemlerde güneş kolektörü evaporatör olarak kullanılırken endirekt sistemlerde güneş kolektöründen geçirilen su veya su buharı ile sisteme enerji sağlanmaktadır. Direkt sistemlerde güneş panelleri içerisinde bulunan soğutucu akışkan atmosfer ısısının yardımıyla buharlaşırken, endirekt sistemlerde su dolu bir depo güneş enerjisiyle ısıtılır ve evaporatör depodaki suyun içine yerleştirilerek verim artırır enerji transferi sağlanır. Ancak bu iki sistemde de hava kaynağındaki gibi güneşin enerjisinin az olduğu zamanlarda ısı ihtiyacını yükseltebilmek için ek bir ısıtma sistemine gerek olabilmektedir.



Şekil 1.2 Güneş enerjisi destekli ısı pompası sistemi

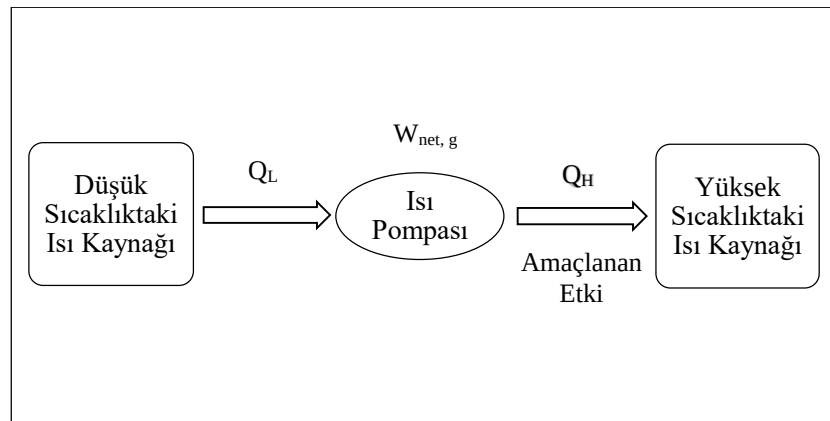
Bu çalışmada Şekil 1.2' deki GEDIP sistemi örnek alınarak ısı pompasındaki gerçek buhar sıkıştırıcı çevrim modeli ile evaporatöre (buharlaştırıcı levhaya) gelen güneş enerjisi ve doğal taşınım yoluyla kazanılan enerji ile birlikte irdelenecektir. JAVA programında yapılan sayısal modelleme için 0,56 kW gücünde bir kompresör modeli örnek alınarak ısı pompası sistemin çevrim esnasındaki her bir parçası (genleşme valfi, evaporatör, kondenser ve kompresör) ayrı ayrı modellenecektir. Tüm bu modeller sayısal yöntemler kullanılarak ısı pompası modeli ile bir araya getirilerek tasarlanan sistemin değişik şartlarda davranışı irdelenecektir. Yapılan tüm çalışmada sistemdeki evaporatör sıcaklığının güneşten gelen enerji ve doğal taşınım ile artırılması amaçlanmaktadır.

1.2.Tezin Önemi

Modellemede soğutucu akışkan, kılcal boru veya benzer bir basınç düşürücü eleman yardımıyla sıvı-buhar fazda güneş destekli buharlaştırıcı levha içerisine girerek bu bölgede güneş enerjisi ve doğal taşınım yoluyla buharlaşarak doymuş buhar fazına geçtikten sonra kompresör yardımıyla sıkıştırılacaktır. Özellikle güneş destekli buharlaştırıcı levha yardımıyla bu bölgede yapılan değişiklik sayesinde ısı pompası için gerekli olan ısı kaynağının sıcaklığı arttırılarak daha verimli bir teorik çevrim yapılması amaçlanmaktadır. Bu tasarımda ısı pompası modelinin ana bileşenlerini evaporatör olarak buharlaştırıcı levha, kondenser, kompresör ve genleşme vanası oluşmaktadır.

Buharlaştırıcı levhadaki ısı transferi, soğutucu akışkan ve çevre şartlarında atmosferik bir hava arasında gerçekleştirecektir. Sistemde kullanılacak olan buharlaştırıcı levha için cam panel veya herhangi bir izolasyon malzemesi kullanılmayacaktır. Buharlaştırıcı levhanın güneş enerjisinin yanında çevredeki havadan’ da faydalanarak doğal taşınım yoluyla enerji transferi yapabilmesi sağlanacaktır.

Güneşten gelen enerji ile buharlaştırıcı levhanın sıcaklığı pozitif yönde artacağından sistemin toplam performansının artması hedeflenmektedir. Bu kapsamda buharlaştırıcı levha ile tasarlanan bu modelde her bir parçada yapılacak olan ayrı ayrı modellemeyle hedeflenen aşağıdaki Şekil 1.3’ de gösterilen prensibin ısı veriminin arttırılması hedeflenmektedir.



Şekil 1.3 Isı pompası prensibi

2.GENEL BİLGİLER

2.1.Literatür Araştırması

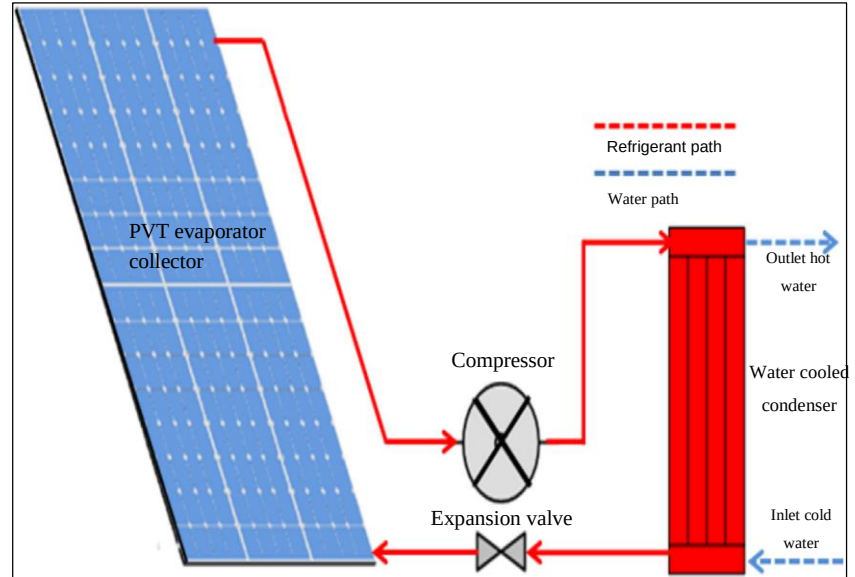
Bireysel olarak kullanılması yerine beraber oluşturularak kurulan ısı pompası ve güneş enerji sistemlerinin performanslarının daha çok arttığı görülmekte olduğundan bu sistemler üzerinde yapılan hibrit çalışmalar ile enerji verimliliğinin artırılması hedeflenmektedir.

Bu tez çalışmasındaki konu ile ilgili olarak daha önce yapılmış olan benzer araştırmaların kaynak ve belgeleri incelenerek konuyla ilgili kavramsal literatürün akademik perspektife daha etkin bir şekilde oturtulması hedeflenmektedir. Literatür taraması için yapılan araştırmada ısı pompası çevrimlerinde güneş enerjisinin çevrime olan etkisi kapsamında ısı pompasının performansını değerlendiren kaynaklar sunulacaktır. Ayrıca güneş dışından farklı ısı kaynaklarıyla çalışan ısı pompaları hakkındaki çalışmalarda değinilerek bilgi verilecektir. Güneş enerjisi kaynaklı sistemlerini ısı pompalarına en büyük etkisi evaporatör’ de meydana gelen daha yüksek sıcaklık olup bu sayede yüksek ısıtma etki katsayısı elde edebilmektedir. Fakat dış hava sıcaklığının ve güneş ışınlarının az ancak ısınma ihtiyacının yüksek olduğu günlerde yardımcı sistemlerin GEDIP sistemini desteklemesi gerekmektedir. Bu durum yatırım maliyetlerinin yükselmesine sebebiyet verdiğinden farklı ve alternatif sistemlerle desteklenen ısı pompası modellerine’ de literatür taramasında yer verilerek bu kaynaklar hakkında bilgiler verilecektir.

Dünyada çevre kirliliği ile birlikte konvansiyonel enerji kaynaklarının azalması ülkelerin alternatif kaynaklar ile çalışan YEK sistemlere yönelmesini sağlamış bu hedef doğrultusunda ısıtma alanında’ da YEK ile çalışan sistemler üzerinde sayısal ve deneysel modellere dayanan araştırmalar yapılmıştır. Konvansiyonel enerjiye olan ihtiyacı azaltabilmek için özellikle ısıtma alanında son yıllarda analitik ve deneysel örnekler desteklenen farklı yayınlar yapılmış ve literatür taramasında ağırlıklı olarak bu yayınlara yer verilmeye çalışılmıştır.

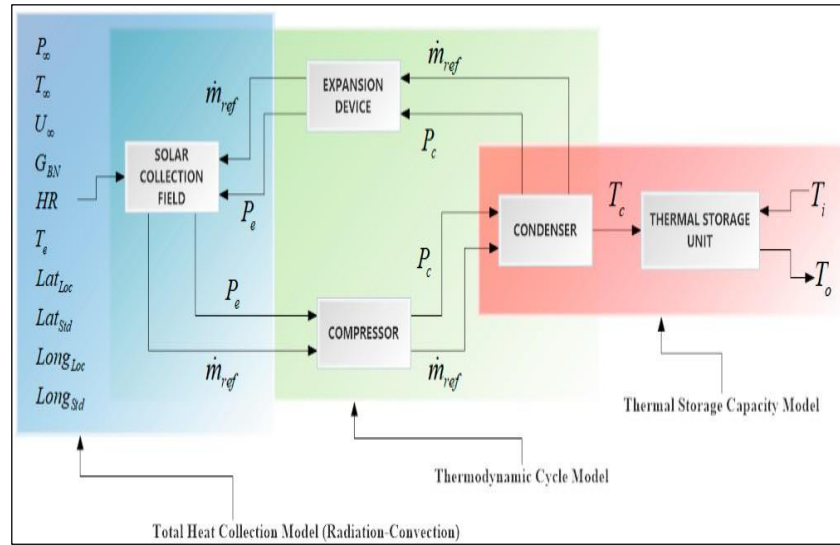
2.1.1. Önceki Çalışmalar

Ammar ve arkadaşları 2019 yılında yapmış olduğu çalışmada, Şekil 2.1' deki farklı güneş radyasyonu seviyelerine sahip olan Fotovoltaik / Termal Güneş Destekli Isı Pompası (Photovoltaic/Thermal-Solar Assisted Heat Pump - PV/T-SAHP) sistemini incelemiştir. Sistemde güneş evaporatör için gerekli olan termal enerjiyi sağlarken, soğutucunun soğutma etkisinde Fotovoltaik (photovoltaic-PV) hücrelerinin çalışma sıcaklığını azaltmaktadır. Bu sayede PV verimliliği ile Performans Katsayısının (Coefficient of Performance-COP) daha yüksek bir termal performans sergilediği görülmüştür. Tasarlanan sistemde R134a soğutucu kullanılması nedeniyle ısı transfer artışını ölçebilmek için Hottel Whillier denklemi gömülü mühendislik denklem çözücü kullanılmıştır. Simülasyon sonuçlarına göre güneş ışıınımı değişimi 300 w/m^2 ila 1000 w/m^2 arasında olduğunda, 1000 w/m^2 ' de PV sisteminin saatlik elektrik üretiminin maksimum verimliliğinin % 11,56, ortalama elektrik verimliliğinin % 11.88 ulaşabileceği, saatlik termal üretimin maksimum verimliliğinin ise % 88.68 olduğu görülmüştür. Isı pompası sisteminin maksimum PV panel sıcaklığı 14:00' da $35.68 \text{ }^\circ\text{C}$ ortalama COP ve COPex değerlerinin ise sırasıyla 6.14 ve 1.49 tespit edilerek elde edilen sonuçlara göre performansının kısmen yüksek olduğunu göstermiştir (Ammar et al., 2019).



Şekil 2.1 PV / T ısı pompası (Ammar et al., 2019)

De León-Ruiz ve Carvajal-Mariscal 2018 yılında yapmış olduğu çalışmada, Direkt Genleşmeli / Güneş Destekli Isı Pompası (Direct Expansion / Solar Assisted Heat Pump-DX/SAHP) termal sisteminin belirli çevresel koşuldaki çalışma performansını değerlendirmek için analitik bir model oluşturmuştur. Termal sistemlerde genellikle düz plakalı güneş kolektörleri kullanılarak emilen normal ışın radyasyonuna ek olarak dağınık ve yansıyan güneş ışın radyasyonunda etkisiyle ısının konveksiyonu arttırılmaktadır. Isı pompasının termal kapasitesi sistemde belirli orandaki su hacmine ısı verme oranına göre hesaplandığından, çalışmadaki ısı pompası çevrimi de termodinamiğin birinci yasasına göre yoğunlaşma dan elde edilen ısıyla beraber termal depolama alanındaki su hacminin gerektirdiği minimum ısı hesaplanarak modellenmiştir. Önerilen modelin sonuçları, üç araştırma makalesindeki deneysel verilerle farklı coğrafi koordinatlarda ile atmosferik koşullar altında yapılan deneylerle karşılaştırılmıştır. Ortaya çıkan sonuçlarda göreceli olarak maksimum % 20 hata görülmüştür. Ancak analitik ve deneysel örneklerde istatistiksel olarak % 95 oranda fark bulunmadığı tespit ederek verilerin istatistiksel analizi yapılmıştır. Çalışmada termal kapasiteye bağlı olarak ısı pompasının performansı değerlendirilerek ısı pompasının performansını daha fazla arttırmak ve olası en iyi faktör kombinasyonunu elde etmek için Şekil 2.2’ deki çok amaçlı optimizasyon tekniği uygulanmıştır (De León-Ruiz and Carvajal-Mariscal, 2018).



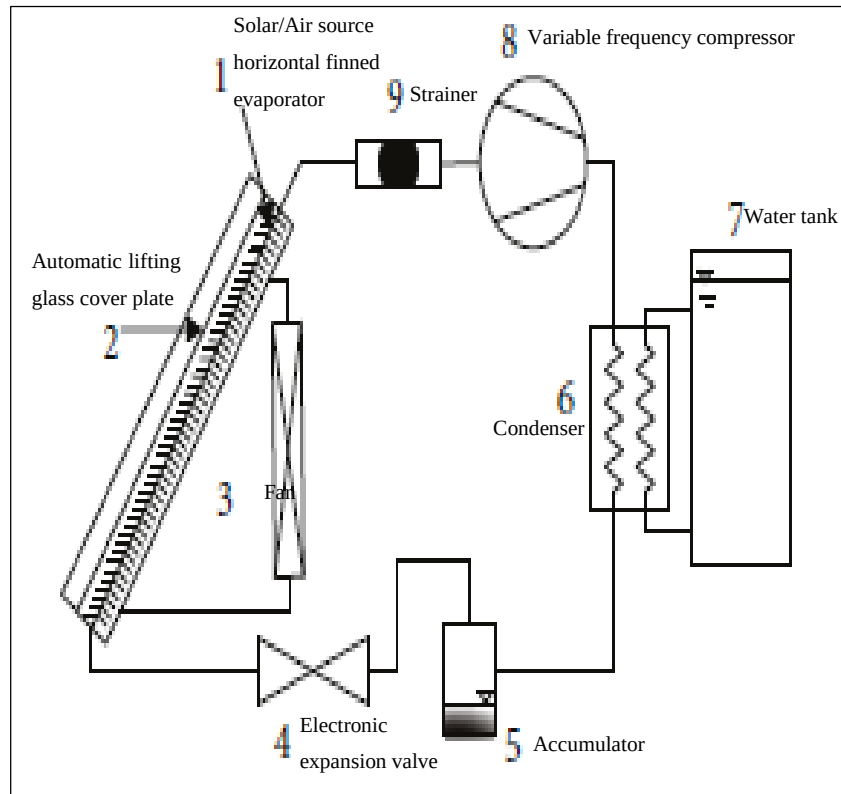
Şekil 2.2 DX-SAHP diyagramı (De León-Ruiz and Carvajal-Mariscal, 2018)

Bellos ve arkadaşları 2016 yılında yaptığı çalışmada, mekânlardaki güneş enerjisinin etkin yöntemini belirleyebilmek için dört adet güneş destekli ısı pompası ısıtma sisteminden faydalanarak sistemleri simüle ederek, enerji ve finansal açıdan değerlendirmiştir. Çalışmada PV enerji destekli hava kaynaklı ısı pompası ısıtma sistemi, Şeffaf Düz Plakalı (Flat Plate Collector-FPC) modül ile birleştirilmiş su kaynaklı ısı pompası ısıtma sistemi, PVT enerji destekli su kaynaklı ısı pompası ısıtma sistemi, PV panel ile enerji destekli FPC modül ile birleştirilmiş su kaynaklı ısı pompası ısıtma sistemi karşılaştırılmıştır. Tasarlanan tüm sistemlerin farklı parametreleri olması sebebiyle Şekil 2.3’ de elektrik maliyet analizleri yapılmıştır. Yapılan analizlerin sonucunda PV enerji destekli hava kaynaklı ısı pompası ısıtma sisteminin 0.23 € / kWh elektrik maliyeti ile finansal olarak sürdürülebilir en karlı sistem olduğu görülmüş ancak elektrik birimi fiyatının yüksek olduğu durumda PVT enerji destekli su kaynaklı ısı pompası ısıtma sisteminin daha karlı olabildiği tespit edilmiştir. 2016 elektrik ortalama birim fiyatları 0.2 €/kWh göz önüne alındığında 20 m²’ lik bir PV enerji destekli hava kaynaklı ısı pompası ısıtma sisteminin yıllık % 67 güneş ortalaması ile en sürdürülebilir çözüm olduğu görülmüştür. Ayrıca PVT enerji destekli su kaynaklı ısı pompası ısıtma sistemi daha az elektrik tüketiminde bulunduğu için en çevreci sistem olarak öne çıkmaktadır (Bellos et al., 2016).

Electricity Cost	Parameters	CASE 1	CASE 2	CASE 3	CASE 4
		PV Air-HP	FPC Water-HP	PVT Water-HP	FPC/PV Water-HP
0.15 €/kWh	A (m ²)	20	20	20	20/10
	Q _{grid} (kWh)	956	1148	171	779
	Total cost (€)	14622	15362	15336	17281
0.20 €/kWh	A (m ²)	20	20	20	20/20
	Q _{grid} (kWh)	956	1102	171	401
	Total cost (€)	15212	16483	15493	18724
0.25 €/kWh	A (m ²)	20	20	20	20/20
	Q _{grid} (kWh)	956	1045	171	401
	Total cost (€)	15803	17603	15660	18657
0.30 €/kWh	A (m ²)	25	20	20	20/25
	Q _{grid} (kWh)	605	1040	171	245
	Total cost (€)	16225	18724	15827	18985

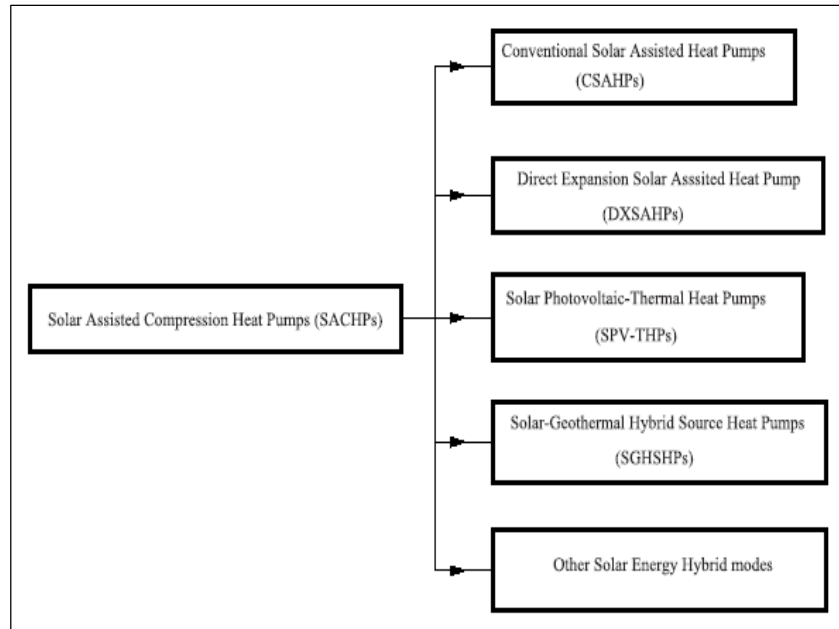
Şekil 2.3 Sistem karşılaştırılması (Bellos et al., 2016)

Qin ve arkadaşları 2018 yılında, Şekil 2.4' de su ısıtıcısı olarak tasarladığı DX/SAHP sisteminde yeni tip doğrudan genişlemeli bir valf ile değişken frekanslı kompresör kullanarak güneş/hava destekli kanatçıklı bir yapıda ısı pompası sistemi imal ederek, sistemin entalpi farkını laboratuvarında güneş simülatörü yardımıyla test etmiştir. Sistemdeki güneş / hava kaynaklı evaporatörün cam plakası otomatik kalkabilecek şekilde tasarlanmış olup sistem üç farklı şekilde hava, güneş ve hava/güneş olacak şekilde çalışabilecektir. Bu çalışmada özellikle ortam sıcaklığı, güneş ışınımı, kompresör frekansı ve çalışma modu performansı incelenmiştir. Deneysel sonuçlar ortam sıcaklığının, güneş ışımasının ve çalışma modunun kompresörün enerji tüketimi üzerinde neredeyse hiçbir etkisi olmadığını göstermekte olup ortam sıcaklığı ve güneş ışınımı artırıldığında, azalan ısıtma süresi ile COP değerinin arttığı görülmüştür. Ayrıca, kompresör frekansı artırıldığında, kompresörün enerji tüketiminde ve evaporatörün ısı kazancında bir artış görülerek ısıtma süresinde bir azalma tespit edilmiştir (Qin et al., 2018).



Şekil 2.4 DX-SAHP sisteminin şeması (Qin et al., 2018)

Mohanraja ve arkadaşları 2018 yılında yaptığı çalışmada, son yirmi yıldaki Güneş Destekli Sıkıştırılmalı Isı Pompası Sistemleri (Solar Assisted Compression Heat Pump Systems-SACHP) ile ilgili olarak yapılan araştırmalar ve gelişmeler hakkında Şekil 2.5’ deki şema ile kapsamlı bir inceleme sunmaktadır. Makalenin ilk kısmında çeşitli sistem konfigürasyonlarının (geleneksel güneş destekli ısı pompaları, doğrudan genleşmeli güneş destekli ısı pompaları, PV ısı pompaları, güneş jeotermal hibrit kaynaklı ısı pompaları, diğer güneş enerjisi hibrit konfigürasyonları) güneş destekli sıkıştırılmalı ısı pompasının modellenmesi, sistem performansının artırılması, ısı pompası döngülerindeki değişiklikler ve güneş destekli sıkıştırılmalı ısı pompası sistemleri için çevre dostu soğutucu seçenekleri ile ilgili geçmiş çalışmaların ayrıntılı değerlendirilmesi yapılmaktadır. Güneş destekli sıkıştırılmalı ısı pompası sistemlerinin ekonomik ve çevresel etkileriyle birlikte bu alandaki önemli olan diğer araştırmaları listelenmiştir. Yapılan çalışmada hedeflenen sistemin performansını iyileştirmek ve sistemin yatırım maliyetini azaltarak küresel pazarda rekabetçi hale getirmektir. Sunulan bilgiler doğrultusunda güneş destekli sıkıştırılmalı ısı pompaları üzerinde çalışan aktif araştırmacılar için oldukça faydalı olabileceği düşünülmektedir (Mohanraja et al., 2018).



Şekil 2.5 SACHP sınıflandırılması (Mohanraja et al., 2018)

Buker ve Riffat 2016 yılında yapmış olduğu çalışmada, SAHP sistemlerinin düşük sıcaklıktaki ısıtma uygulamalarıyla ilgili yapılan araştırmaları incelemeyi amaçlamıştır. Güneş enerjisi kolektörleri ve Güneş Destekli Isı Pompası (Solar Assisted Heat Pump-SAHP) kombinasyonu çeşitli uygulamalarla beraber yaygın olarak su ısıtma sistemlerinde kullanılmaktadır. Uluslararası Enerji Ajansının (International Energy Agency-IEA) 44 numaralı Güneş Enerjili Isıtma ve Soğutma (Solar Heating and Cooling-SHC) programında konutlarda güneş enerjili ısı pompa sistemlerinin etkin kullanımına yönelik yöntemler üzerinde çalışmaktadır. Bir dizi çalışmadan sonra elde edilen temel performans verileri toplanarak bu verilerin çeşitli konvansiyonları Tablo 2.1’ de karşılaştırılarak SAHP sistemlerinin sonuçlarının doğru ve derin açıklanabilmesi amaçlanmıştır. Yapılan incelemelerde çeşitli konfigürasyon parametrelerine ve performans kriterlerine sahip olan sistemlerin karmaşıklık derecesi arttığında bunları karşılaştırmak ve analiz etmenin büyük bir tutarsızlığa yol açtığı görülmüştür (Buker and Riffat, 2016).

Tablo 2.1 SAHP performansları (Buker and Riffat, 2016)

No	Çalışma	Analiz	Sonuç	Performans Değerlendirmesi
1	Nümerik	COP	4.1	İklim koşulları, kolektör özellikleri ve ısıtma alanı
2	Deneyisel	COP	6 ve 4.5	İklim koşulları, ısı transferi ve ısıtma çevrimi süresi
3	Nümerik	COP	3-4 ve 8-9	Zaman
4	Analitik ve Deneyisel	COP	6.4	İklim koşulları, kolektör alanı, depolama hacmi ve kompresör hızı
5	Teorik ve Deneyisel	COP	1.7-2.5	Çeşitli güneşe maruz kalma değerlerine göre çıkış sıcaklığının değeri
6	Deneyisel	Ekserji	10-30 %	Zamana göre faydalı ısı kazancı
7	Teorik ve Deneyisel	COP	1.7-2.9	Buharlaştırma sıcaklığının fonksiyonu, ısı ve kompresör gücü
8	Deneyisel	COP	9.5 ve 6.3	Yoğuşma sıcaklığı fonksiyonu, PV verimliliği, kompresör frekansı ve süresi
9	Teorik ve Deneyisel	Ekserji	-	İklim koşullarının fonksiyonu, sıcaklık farkı ve zaman
10	İnceleme ve Deneyisel	Ekserji	-	Yakıt tüketimi ve ısı dağılımı
11	Teorik ve Deneyisel	Ekserji	0.26 %	Verim ve kayıp

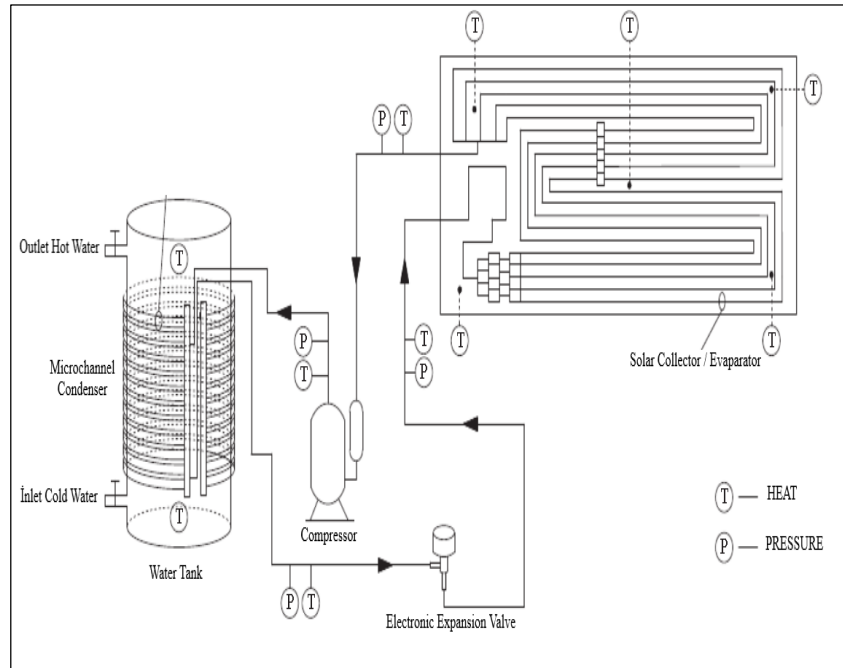
Kegela ve arkadaşları 2012 yılında yaptığı çalışmada, Kanada'nın Montreal kentinde 1980' li yılların enerji tasarruflu müstakil konut konseptine uygun yapılmış 210 m²' lik 3 farklı prototipteki evin ısı pompası sistemlerinin evaporatör tarafına güneş enerjisi panelleri bağlayarak tüm sistemi değerlendirmiştir. Çalışmada Güneş Destekli Hava Kaynaklı Isı Pompası (Solar Assisted/Air Source Heat Pump-SA/ASHP), Güneş Destekli Su Kaynaklı Isı Pompası (Solar Assisted/Water Source Heat Pump-SA/WSHP), Hava Kaynaklı Isı Pompası (Air Source Heat Pump-ASHP) ve Toprak Kaynaklı Isı Pompası (Ground Source Heat Pump-GSHP) sistemlerinin yıllık kullanım ve yaşam boyu maliyetleri karşılaştırılacaktır. Tablo 2.2' deki sonuçlara göre en düşük yatırım maliyetine sahip SA-ASHP' nin tüm konut tiplerinde enerji maliyeti açısından en etkin sistem olduğu görülmüştür. Ayrıca tüm konut tiplerinde klasik ısıtma ve soğutma sistemleriyle, aynı yatırım maliyetine sahip olan SA-ASHP ile GSHP' nin ortalama kullanım maliyetleri farkının % 34 olduğu görülmüş olup özellikle SA-ASHP sisteminin tüm konutlarda düşük yatırım maliyeti ve yüksek enerji tasarrufu sağladığı görülmüştür. 20 yıllık yaşam boyu maliyetleri değerlendirildiğinde SA-ASHP 1980's Archetype konutunda düşük olduğu gözlemlenmiştir. Fakat 1980'li yıllardaki enerji tasarruflu evlere genel olarak bakıldığında ise ASHP sisteminin en düşük yaşam boyu maliyetine ve enerji tasarrufuna sahip olduğu görülmektedir (Kegela et al., 2012).

Tablo 2.2 Yaşam boyu maliyeti (Kegela et al., 2012)

1980's Archetype	Base Case	ASHP	GSHP	SA ASHP (4 solar coll.)	SA WSHP (8 solar coll.)	SA WSHP (4 solar coll.)
Capital cost	\$9,305	\$12,662	\$28,579	\$20,590	\$37,197	\$31,748
20 year utility cost	\$32,330	\$21,987	\$14,504	\$20,083	\$21,965	\$25,846
20 year life cycle cost	\$41,636	\$34,649	\$43,084	\$40,673	\$59,162	\$57,594
ERS-80 Archetype	Base Case	ASHP	GSHP	SA ASHP (4 solar coll.)	SA WSHP (8 solar coll.)	SA WSHP (4 solar coll.)
Capital cost	\$8,858	\$11,659	\$18,315	\$19,587	\$30,873	\$25,424
20 year utility cost	\$20,454	\$15,423	\$12,131	\$13,289	\$14,128	\$16,358
20 year life cycle cost	\$29,312	\$27,082	\$30,446	\$32,876	\$45,002	\$41,782
ERS-86 Archetype	Base Case	ASHP	GSHP	SA ASHP (4 solar coll.)	SA WSHP (8 solar coll.)	SA WSHP (4 solar coll.)
Capital cost	\$7,505	\$10,803	\$15,177	\$18,731	\$27,629	\$22,180
20 year utility cost	\$14,307	\$11,244	\$9,675	\$8,833	\$8,909	\$10,369
20 year life cycle cost	\$21,811	\$22,046	\$24,851	\$27,564	\$36,538	\$32,549

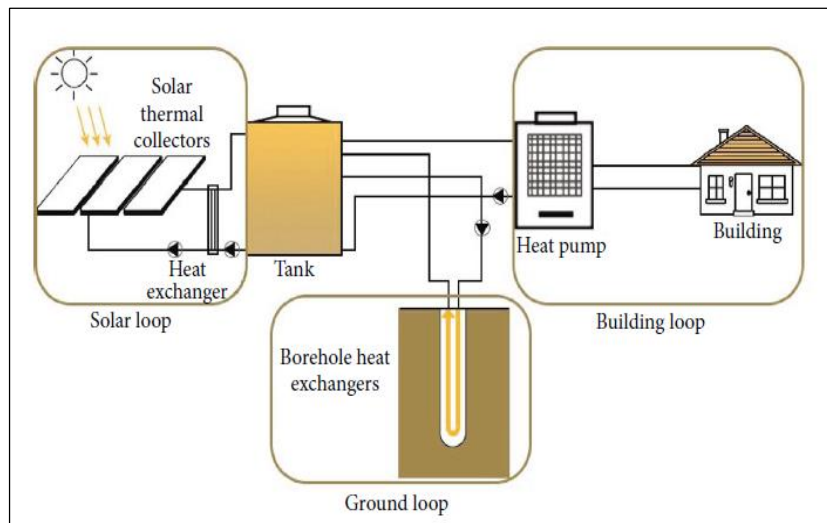
Kong ve arkadaşları 2018 yılında, doğu Çin bölgesinde yer alan Qingdao şehrinin hava ve iklim koşulları etkisi altında yapmış olduğu çalışmada Şekil 2.6' da DX/SAHP sistemini deneysel olarak incelemiştir. Tasarlanan sistemde evaporatör olarak güneş kolektörü, değişken frekanslı döner tip hermetik kompresör, mikro kanallı kondansatör ve elektronik genleşme valfi bulunmaktadır. Sonbahar ve kış döneminde yapılmış olan çalışmalarda DX/SAHP sisteminin COP değeri, kompresör elektrik gücü, kompresörün tahliye sıcaklığı, buharlaşma ve yoğunlaşma basınçlarının performans analizleri yapılmıştır.

Çalışma sonucunda sonbaharda güneşli ve bulutlu gün koşullarında ortalama COP değerinin sırasıyla 4.0 ve 3.0' dan daha yüksek olduğu görülmüştür. Çalışmalar sırasında kış koşullarının zorlu hava koşullarında bile COP değerinin 2.5 üstünde olduğu görülmüş su sıcaklığının artmasıyla beraber kompresör hızının kademeli olarak arttığı ve buna karşılık olarak da kompresörün elektrik gücünün arttığı görülmüştür. Kompresörün deşarj sıcaklığındaki artışta yoğunlaşma basıncının arttığı ancak buharlaşma basıncında küçük seviyelerde değişimler olduğu görülmüştür (Kong et al., 2018).



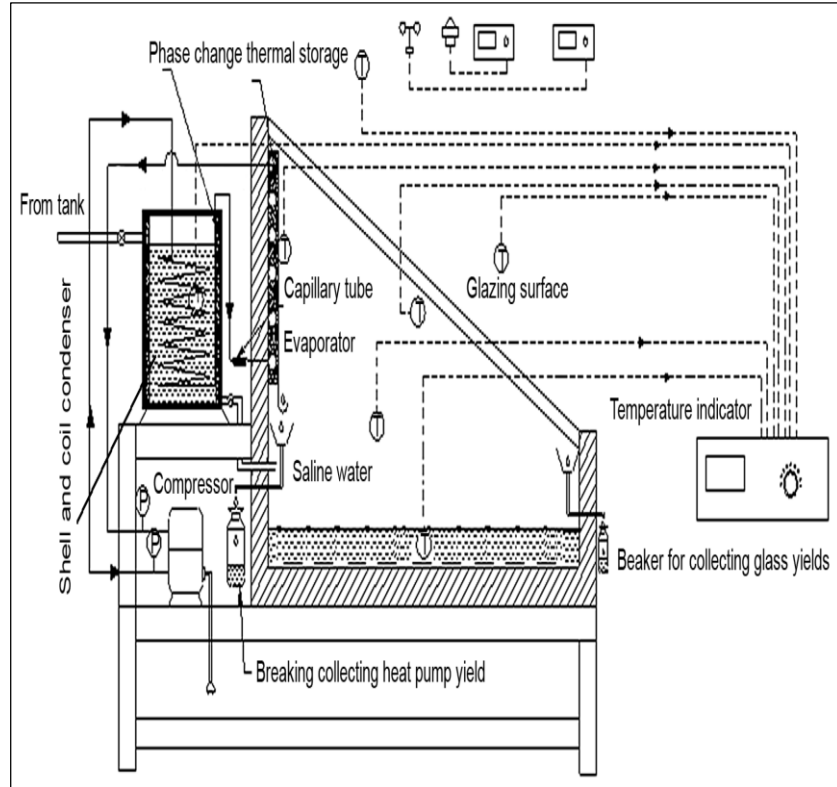
Şekil 2.6 Direkt genleşmeli sistem (Kong et al., 2018)

Gao ve arkadaşları 2020 yılında yapmış olduğu çalışmada, ısı pompalarında soğuk birikmesi sonucu sistemlerin performansının düşmesine neden olan sorunu çözebilmek amacıyla Şekil 2.7’ deki güneş enerjisi destekli bir depolama sisteminin tasarımı ve optimizasyonu üzerinde çalışılmıştır. Pekin şehrinde daha önce yapılarak onaylanmış bir çalışmadaki GSHP teorik modeline dayanan Geçici Sistem Simülasyon (Transient System Simulation-TRNSYS) programı kullanılarak GSHP projesi tasarlanmıştır. Simülasyonda binaların Pekin, Harbin ve Zhengzhou bölgelerinin farklı iklim şartlarındaki alan ısıtması yapılarak, sistemin on yıllık dönemdeki performansı simüle edilmiştir. Pekin, Harbin ve Zhengzhou bölgelerindeki simülasyonda, dengesizlik verimliliğinin sırasıyla % 55 ,% 79 ve % 38 olduğunu göstermiştir. GSHP operasyonu sırasında Pekin, Harbin ve Zhengzhou bölgelerindeki on yıllık ortalama toprak sıcaklığı, sırasıyla 7.3 °C, 11.0 °C ve 5.3 °C düşmekte olup toprağın sıcaklığının azalması sebebiyle bu üç bölgedeki GSHP çalışmasında minimum COP değerleri on yılda % 23, % 46 ve % 11 azalmaktadır. Ayrıca daha önceki güneş enerjisi alanı hesaplama yöntemine dayanarak simülasyon sonuçları toprak sıcaklığının düşmesi ön görülmektedir. Çeşitli soğuk bölgelerdeki güneş kolektörünün tasarım parametreleri bina yükü ve ortalama toprak sıcaklığı için optimize edilerek güneş kolektörü alanı Pekin bölgesinde % 20, Harbin bölgesinde % 25 ve Zhengzhou bölgesinde % 15 arttırılarak toprak sıcaklığının dengesini korunmasına yardımcı olmuştur. Optimize edilmiş olan sistemde oluşturulan sabit toprak sıcaklığı sebebiyle yıllık ortalama COP değerinde bir artış gözlenmiştir (Gao et al., 2020).



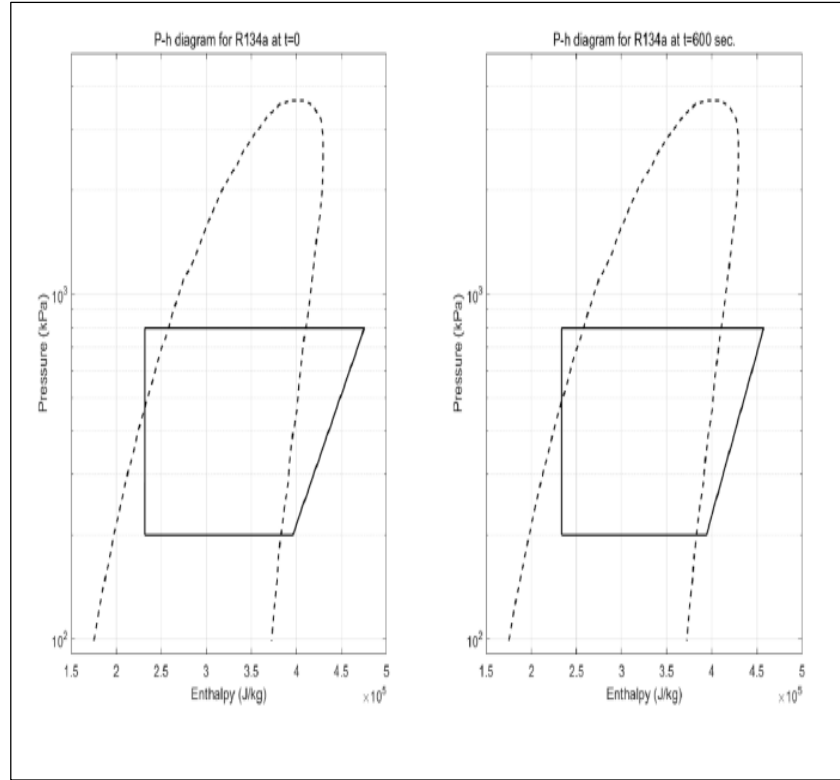
Şekil 2.7 GSHP ve güneş kolektör sistemi (Gao et al., 2020)

Shakir ve arkadaşları 2017 yılında yaptığı çalışmada, Kazakistan iklim koşulları altında Şekil 2.8’ deki ısı depolamalı Faz Değiştiren Malzeme (Phase Change Material-PCM) ile çalışan bir SAHP sisteminde kuvvet başına düşen enerjinin tahmini için enerji ve kütle dengesine dayalı sayısal bir model önermiştir. Özellikle performansı artırmak için PCM’ li rejeneratif güneş enerji ısı depolamalı yeni bir ısı pompası konfigürasyonu üzerinde çalışılarak, geleneksel güneş enerji destekli sistem ile karşılaştırmıştır. Yapılan simülasyonlar 100 ila 900 W / m² arasında geniş güneş yoğunluğu aralığı için, -30 °C ile 30 °C arasındaki ortam sıcaklıklarında gerçekleştirilmiştir. Ortaya çıkan sayısal simülasyon sonuçları doğrultusunda PCM’ li rejeneratif güneş enerjisi destekli ısı pompası sisteminin geleneksel güneş enerjisi destekli ısı pompası sistemine kıyasla daha verimli olduğu anlaşılmıştır. Günümüzde güneşin şiddeti, ortam sıcaklığı, farklı faz değiştiren malzemeler, ısı pompası çalışma sıcaklıklarının etkileri tartışılmakta olup bu yapılan çalışmada öngörülen değerlerin literatürde bildirilen deney sonuçları ile uyumlu olduğu bulunmuştur (Shakir et al., 2017).

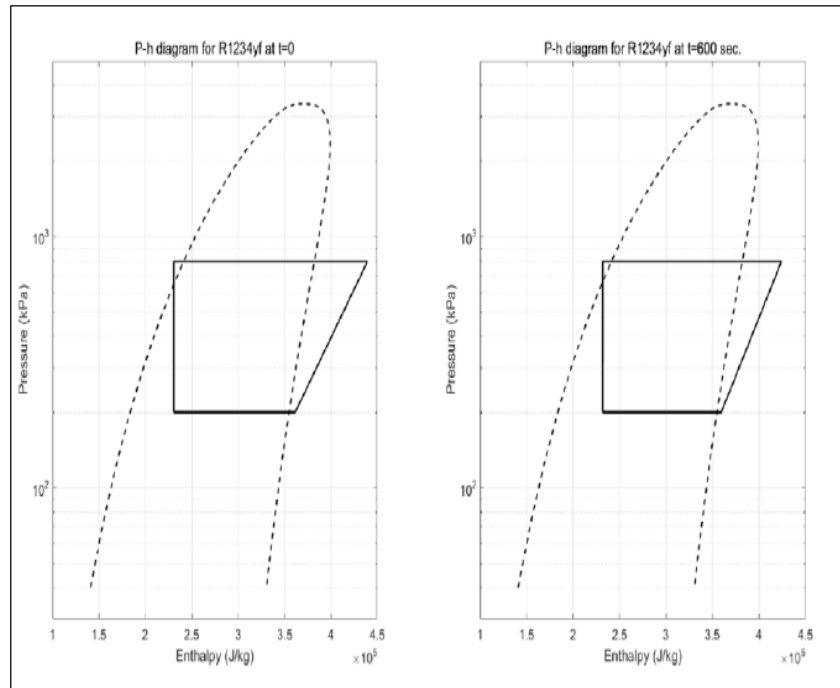


Şekil 2.8 PCM’ li rejeneratif sistem (Shakir et al., 2017)

Turgut ve Çoban 2018 yılında yaptığı çalışmada, klima ve buzdolabı gibi soğutma amaçlı kullanılan makinaların bilgisayar yardımıyla buhar sıkıştırma soğutma döngüsünün termodinamik modellemesi ve dinamik simülasyonu ele alınarak soğutma sistemlerinin performansını optimize edebilmek amacıyla davranışlarını analiz ederek incelemiştir. Özellikle R134a oranla son zamanlarda yaygınlaşmaya başlayan R1234yf soğutucu akışkanın küresel ısınmaya daha az etkisi olduğu bilindiğinden soğutma çevriminde birincil sıvı olarak R134a ve R1234yf ikincil sıvı olarak ise su kullanılarak, sabit çalışma koşulları altındaki bir buhar sıkıştırma soğutma çevriminde bu soğutucu akışkanların dinamik davranışları incelenmiştir. Buharlaşma ve yoğunlaşma işlemlerinin modellenmesi Gungrr-Winterton ve Travis ve diğ. korelasyonlarından faydalanılarak Sonlu Farklar Metodu (Finite Difference Method-FDM) kullanılarak yapılmış, genleşme valfinin modellenmesinde ise menfez denklemi kullanılmıştır. Kompresörün modellenmesinde öncelikle gaz ile çevre arasında ortaya çıkan ısı transferinin sıkıştırma odasına kadar olan bölümü dinamik olarak simüle edilecek olup sıkıştırma odası politropik sıkıştırma işlemiyle gerçekleştirilecektir. Dinamik simülasyonun gerçekleştirilebilmesi için ilk olarak soğutucu akışkanın kütle akış hızı sisteme giriş adımı olarak uygulanır ve sistemin giriş tepkisi p-h ve performans katsayısı COP diyagramları ile gözlenir. Ortaya çıkan sonuçların Şekil 2.9 ve Şekil 2.10' daki başlangıç COP değerlerinin R134a için 2.079, R1234yf için 1.711 olduğu, tepe noktası değerlerinin ise R134a için 2.577, R1234yf için 2.02 ulaştığı görülerek bu değerlerin dalgalanmayla yavaşça düştüğü görülmüştür. Evaporatör ve kondenserin iç duvarlarındaki sıcaklık artışı nedeniyle P-h diyagramında kondenser çıkış entalpi değerlerinin R134a için 395.945 kJ/kg, R1234yf için 361.557 kJ/kg, kompresör giriş entalpi değerlerinin ise R134a için 231.714 kJ/kg, R1234yf 230.750 kJ/kg olarak başlamıştır. Daha sonra bu değerlerin zamanla doygunluk eğrisine yaklaşılarak R134a için 393,957 kJ/kg ve 233,808 kJ/kg olduğu, R1234yf 359,547 kJ/kg ve 231,917 kJ/kg olduğu tespit edilmiştir. Bu durumda izentropik sıkıştırma denklemi ve sonlu farklar yöntemi ile modellenen kompresör, evaporatör ve kondenser' de R134a' nın çalışma performansının R1234yf' den daha iyi olduğu görülmüştür (Turgut ve Çoban, 2018).



Şekil 2.9 R134a p-h diyagramı (Turgut ve Çoban, 2018)



Şekil 2.10 R1234yf p-h diyagramı (Turgut ve Çoban, 2018)

2.2. Teorik Bilgiler

Tüm termodinamik prosesler ve süreçler gibi ısı pompası sistemlerinin çalışma şartları' da termodinamiğin birinci ve ikinci kanununa göre değerlendirilerek korunum yasalarına göre ifade edilmektedir.

2.2.1. Termodinamiğin 1. Kanunu

Enerji korunumu ilkesi olarak bilinen termodinamiğin 1. kanuna göre enerjinin hal değişimi sırasında kapalı bir sistemin toplam enerjisindeki net değişimin sisteme giren toplam enerji ile sistemden çıkan toplam enerjinin farkına eşit olduğu ifade edilmektedir.

Bu ifadeye göre enerji asla kaybolmamakta sadece form değiştirmektedir. Evrende ve doğada gördüğümüz her durum enerji korunumu ilkesinin bir sonucudur ve buna en iyi örnek güneştir. Güneşte nükleer füzyon ile her saniye milyonlarca ton hidrojen helyuma çevrilmektedir. Bu çevrim sırasında bir miktar kütle kaybı sonucunda enerji açığa çıkarak ısı enerjisi ve fotonlardan oluşan ışık enerjisini oluşturmaktadır. Açığa çıkan bu enerjilerden ışık dünyadaki yaşamın temel kaynağı olan bitkiler için kimyasal enerji olarak kullanılarak besin ve enerji üretimini gerçekleştirmektedir. Isı pompaları da bu duruma benzer bir döngü ile enerjinin formunu değiştirerek teorik olarak termodinamiğin 1. kanuna uymaktadır.

Isı pompası sistemi ısının ortamlar arasında taşınması ve hareket etmesinde bir pompa vazifesi görerek enerjinin formunu değiştirmektedir. Bu doğrultuda sistemin iç enerjisindeki değişim sistem ile ortam arasındaki ısı ve iş alışverişlerinin cebirsel toplamını vermekte olup bu bağıntı diferansiyel olarak Denklem 2.1 deki gibi ifade edilir.

$$\int_{u_1}^{u_2} dU = \int_0^q \delta q + \int_0^w \delta w \quad (2.1)$$

2.2.2. Termodinamiğin 2. Kanunu

Hal değişimleri entropi (düzensizlik) kavramını ortaya çıkartarak bu kavramı Denklem 2.2 deki Clausius eşitsizliği oluşturmaktadır. Entropi, Clausius eşitsizliğine bağlı olup sistemdeki mekanik işe dönüştürülemeyen faydasız ısı enerjisidir.

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \quad (2.2)$$

Termodinamiğin 2. kanunu pek çok ifadeyle açıklanabilmektedir. Bu kanuna göre hiçbir sistem kullandığı enerjiyi yâda ısıyı tamamen kayıpsız olarak işe çevirememektedir. Buna ek olarak ısı sıcak bir ortamdan soğuk bir ortama doğru kendiliğinden geçerken, tersi bir durum için dışardan iş yapılması gerekmektedir. Bu nedenle tüm hal değişimleri belli bir yöne doğru doğal olarak gerçekleşirken, tersi yöndeki (tersinir) hal değişimleri doğal yollarla gerçekleşmemektedir. Bu kanun enerjinin niceliğinin yanında niteliğinin de olduğunu ortaya koyarak, bir hal değişimi sırasında bu niteliğin hangi oranda azaldığının belirlenebilmesi için gerekli olan gereçleri sağlayarak Denklem 2.3 şeklinde ifade edilebilmektedir.

$$\oint ds = \oint \frac{\delta q_{tr}}{T} = 0 \quad (2.3)$$

Rudolf Julius Emanuel Clausius’a göre termodinamiğin 2. kanunu “termodinamik bir çevrim gerçekleştirerek çalışan ve düşük sıcaklıktaki bir cisimden aldığı ısıyı yüksek sıcaklıktaki bir cisme aktarmak dışında hiçbir enerji etkileşiminde bulunmayan bir makine tasarlamak olanaksızdır.”.

Kelvin-Planck’a göre ise termodinamiğin 2. kanunu “Bir çevrimde ısı enerjisi alıp, tamamen buna eşit miktarda iş yapan ve bunun dışında başka hiçbir etki oluşturmayan bir Makina yapılması imkânsızdır.” olarak ifade edilmektedir.

Kelvin-Planck ve Rudolf Julius Emanuel Clausius ifadeleri sonuçları bakımından birbirlerine benzermektedir. Bugüne kadar bu ifadeler doğrultusunda ikinci yasaya aykırı bir deney yapılamamış olup bu doğrultuda her iki ifade de termodinamiğin ikinci kanununun ifadesi olarak kullanılmaktadır.

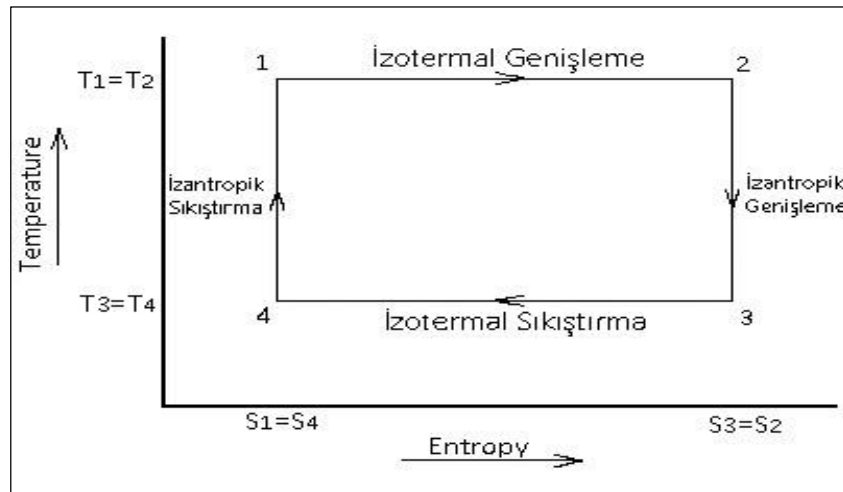
2.3.Buhar Sıkıştırma Çevrimleri

2.3.1.Carnot Çevrimi

Nicolas-Leonard Sadi Carnot 1824 yılında ısı ile iş arasındaki ilişkiyi belirleyerek yaptığı çalışmalarla Carnot çevrimini ileri sürmüştür. Ancak bu çevrim hiçbir zaman gerçek bir termodinamik çevrim olmamış sadece teorik olarak kalmıştır. Carnot çevrimi Carnot makinasının çevrimine verilen bir ad olup mekanik kayıpların yok sayıldığı, âzâmî sınırların ve maksimum verimin şartlarını belirleyen termal işleme dayalı olan makinelerin temel teorik döngüsü olarak kabul edilmiştir. Ancak bu makine çevrimde mekanik kayıplar göz önüne alınmadığından fiziki olarak gerçek olmayan, hayali bir makine olarak kalmıştır. Carnot çevrimi, kapalı bir hacim içerisinde bir gazı dışarıdan ısı verilerek yapılan bir işlem olup dört termal aşamada gerçekleşmektedir. Şekil 2.11 de adyabatik tersinir olarak yapılan çevrimde entropi değişmediğinden (1-2) ve (3-4) arasında eş sıcaklıkta izotermal dönüşüm, (1-4) ve (2-3) arasında ise izantropik bir dönüşüm olmaktadır. Matematiksel olarak bu çevrim termodinamiğin birinci yasasına göre Denklem 2.3, ikinci yasasına göre Denklem 2.4' e göre ifade edilebilmektedir.

$$\oint du = \oint \delta q + \oint w = q_1 + q_2 + w = 0 \quad (2.3)$$

$$\oint ds = \oint \frac{\delta q_{tr}}{T} = \frac{q_1}{T_1} + \frac{q_2}{T_1} = 0 \quad (2.4)$$

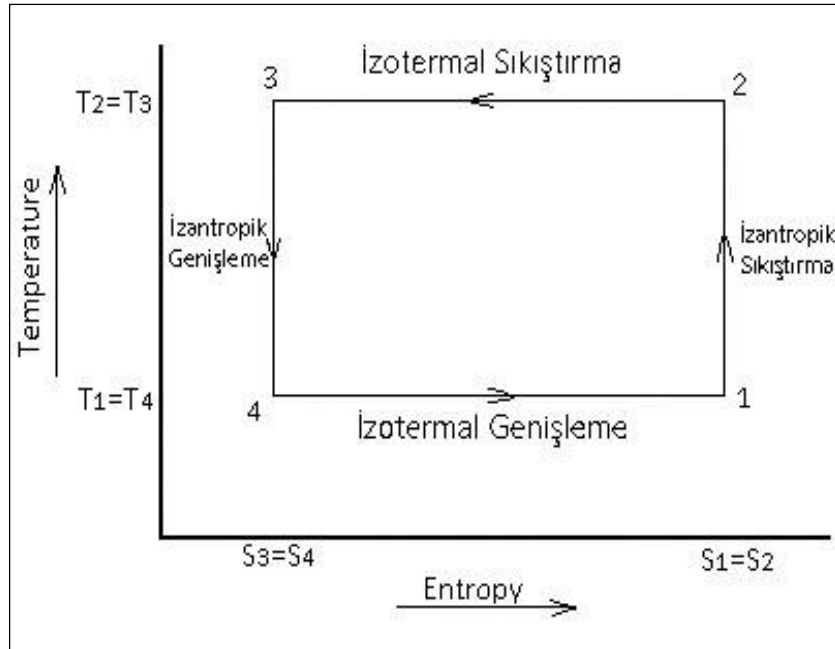


Şekil 2.11 Carnot çevrimi temsili T-s diyagramı.

2.3.2. Ters Carnot Çevrimi

Ters Carnot çevrimi Carnot çevriminin tümünden tersinir bir süreci olup, oluşan tüm hal değişimleri ters yönde gerçekleşmektedir. Bu durum enerji transferinin doğal bir yönü değildir ve bu çevrimi gerçekleştirebilmek için mekanik bir araca enerji verilmek zorundadır. Ters Carnot döngüsü olarak bilinen bu çevrim termodinamik ve ısı pompası için temel bir prensiptir. Bu çevrim bir soğutma makinası yâda ısı pompasının ideal çevrimi olarak incelenebilmekte olup dört termal aşamada gerçekleşmektedir. Sistem üzerinde W sıkıştırma miktarında iş yapılarak ısı ve iş etkileşimlerinin yönü değişmektedir.

Yüksek sıcaklıktaki ısı enerjisi deposuna Q_H miktarında ısı verilerek düşük sıcaklıktaki ısı enerjisi deposundan Q_L miktarında ısı alınarak bu alanda belirli sıcaklıklarda iki ısı enerjisi deposu arasında çalışan en etkin standart soğutma çevrimidir. Ancak özellikle Şekil 2.12’ de gösterilen 2-3 ve 4-1 arasındaki hal değişimlerinin çevrim içerisinde gerçekleşmesi zor olduğundan gerçek bir uygulamada yapılabilmesi pek mümkün değildir.

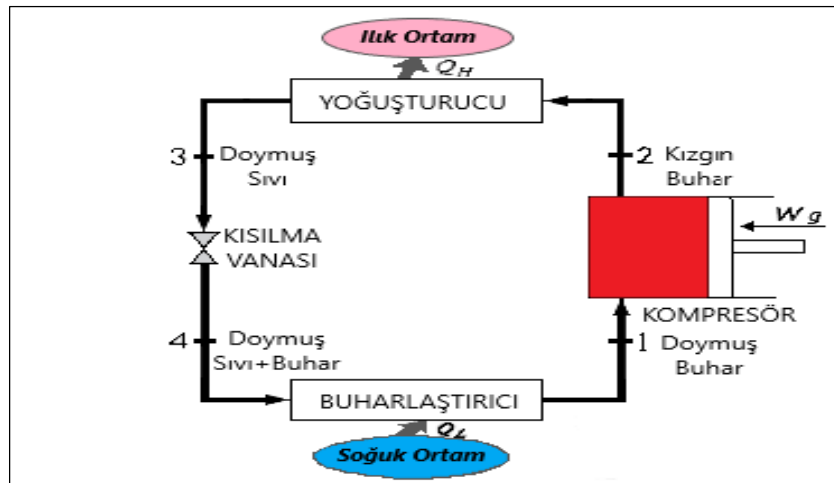


Şekil 2.12 Ters Carnot çevrimi temsili T-s diyagramı

2.3.3.İdeal Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimi

Ters Carnot çevriminde (4-1) arasında sabit sıcaklıkta ısı geçişi olduğundan bu aralıkta problem sıvı oranı yüksek olan bir karışımın genişlemesi olarak ortaya çıkmaktadır. İdeal buhar sıkıştırma soğutma çevriminde bu problem özel bir valf veya kısılma işlemi uygulanarak aşılabilmektedir. Bu çevrimde soğutucu akışkan Şekil 2.13’ de sistemin kompresörüne (1-2) arasına doymuş buhar olarak girerek sabit bir entropide kondenser basıncına sıkıştırılarak sıcaklığı çevre sıcaklığının üzerine çıkarılır ve kızgın buhar haline getirilir. Kondenser (2-3) arasına kızgın buhar fazında giren soğutucu akışkan ısı kaybederek çevreye ısı transferi yaparak doymuş sıvı haline geçecektir ancak akışkanın sıcaklığı hala ortam sıcaklığından yüksektir. Kısılma vanası (3-4) arasına doymuş sıvı halde gelen soğutucu akışkan burada evaporatör basıncına kısılarak akışkanın sıcaklığı ortam sıcaklığının altına düşürülmektedir. Evaporatör’ de (4-1) arasına sıvı ve buhar karışımı olarak ulaşan soğutucu akışkan ortamdaki ısıyı alarak tamamen buharlaşır ve doymuş buhar haline geçer. Doymuş buhar halinde olan soğutucu akışkan tekrar kompresöre girerek çevrimini tamamlar. Kapalı çevrimin iç enerji (U) değişimi Denklem 2.5 deki gibidir. Çevrimde kullanılan kısılma vanası tersinmez bir hal değişimine sebep olduğundan bu çevrim içten tersinir bir çevrim değildir.

$$Q - W = U, U = 0 \quad (2.5)$$



Şekil 2.13 İdeal buhar sıkıştırma soğutma çevrim şeması

Bu çevrimde termodinamiğin 1. kanununa göre sistemin kütlesi hal değişimi sırasında değişmediğinden Denklem 2.6 ve sistemdeki sürekli akış için enerji dengesi için Denklem 2.7 yazılmaktadır.

$$Q_{Yoğurturucu} - Q_{Buharlaştırıcı} = W_{Kompresör} \quad (2.6)$$

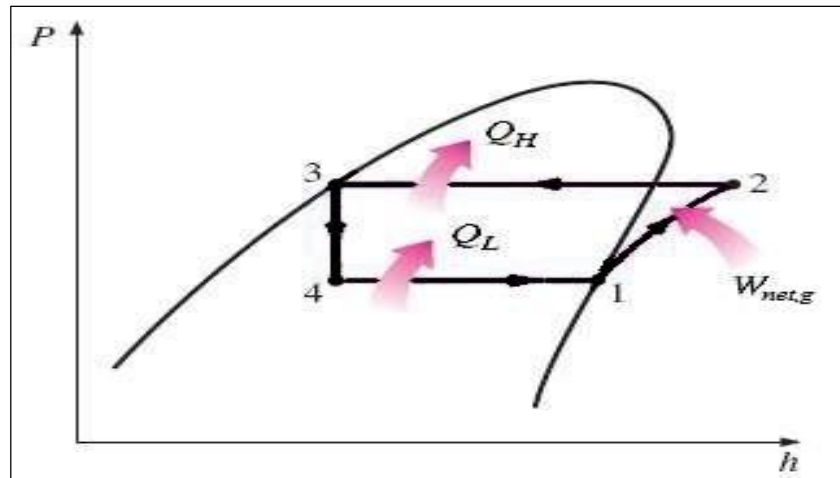
$$(Q_g - Q_ç) + (W_g - W_ç) = H_ç - H_g \quad (2.7)$$

Bu sistemin çevrimdeki COP değeri sistemin tasarlanmış olduğu ihtiyaca göre belirlenerek elde edilmek istenen işin harcanan işe oranı olarak ifade edilmektedir. Bu nedenle etkinlik katsayısı değeri soğutma makinası ve ısı pompası için Denklem 2.8 ve Denklem 2.9’ de iki farklı COP değeri olarak ortaya çıkmaktadır.

$$COP_{Sm} = \frac{Q_L}{W_{net,g}} = \frac{H_1 - H_4}{H_2 - H_1} \quad (2.8)$$

$$COP_{Ip} = \frac{Q_H}{W_{net,g}} = \frac{H_2 - H_3}{H_2 - H_1} \quad (2.9)$$

Şekil 2.14’ de Basınç Entalpi (Pressure Enthalpy - P-h) diyagramında (4-1) arasındaki eğri altında kalan alan soğutucu akışkanın evaporatör’ den aldığı ısıyı, (2-3) arasındaki eğri altında kalan alan ise soğutucu akışkanın kondenser’ den ortama verdiği ısıyı göstermektedir.

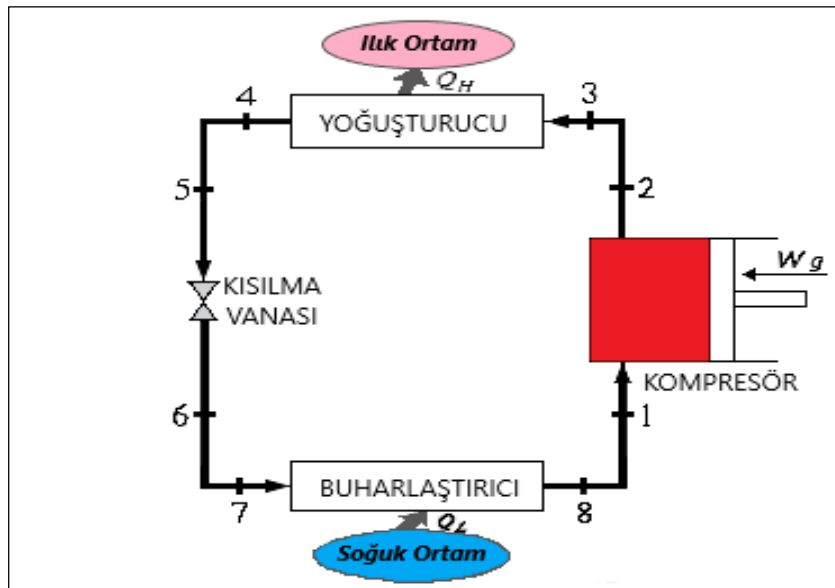


Şekil 2.14 İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma P-h diyagramı

2.3.4. Gerçek Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi

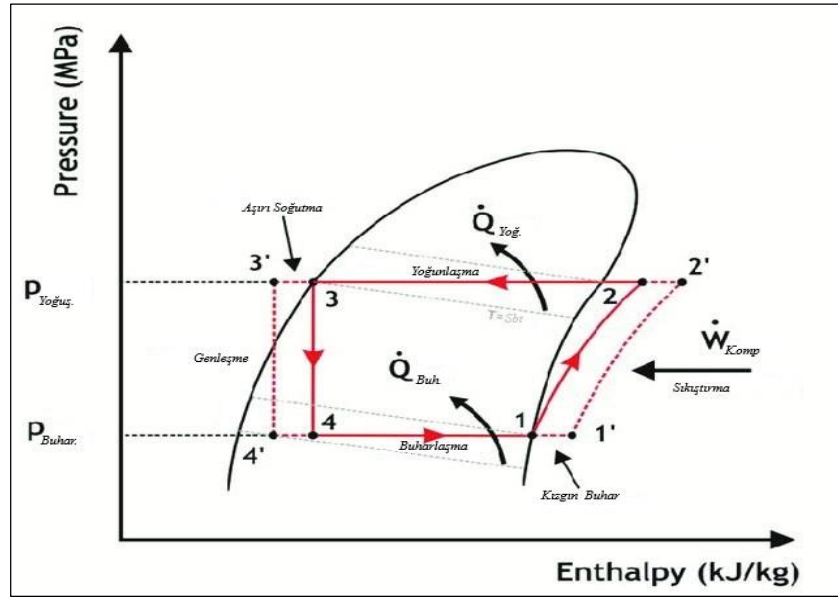
Gerçek buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminin amacı soğutucu akışkanın kompresöre girerken tamimiyle doymuş buhar olarak girmesini garanti altına alabilmektir. Teoride ideal çevrimde kompresör (1-2) girişine doymuş buhar olarak gelen soğutucu akışkan pratikte hal değişiminde bu alanda farklı durumlar ortaya çıkarmaktadır. Bu nedenle ideal çevrimde pratikte ortaya çıkan bu durumu ortadan kaldırmak ve soğutucu akışkanın kompresöre girerken tamimiyle doymuş buhar olarak girmesini garanti altına alabilmek için gerçek çevrimde kompresörün giriş kısmında az miktarda kızgın buhar halinde olması sağlanmaktadır.

Fakat gerçek çevrimde kısılma vanası ile kompresör çıkışı arasındaki alanda basınç değerinde farklılık görülmektedir. Bu alanda basıncın düşmesine neden olan akışkanın sürtünmesi ve çevreyle yapılan ısı alışverişi çevrimde tersinmezlik meydana getirerek ısı değeri azalmaktadır. Aşağıda Şekil 2.15’ deki P-h diyagramında görüldüğü gibi bu çevrimin ideal olandan farkı (1-2) arasında izantropik olmayan sıkıştırma, evaporatör çıkışındaki (8)’ deki kızgın buhar, kondenser çıkışındaki (4)’ deki sıkıştırılmış sıvı ve kondenser ile evaporatör çıkışındaki (4) ve (8)’ deki basınç düşüşleridir.



Şekil 2.15 Gerçek buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi

İdeal çevrimde, akışkanın kondenser’ den çıkış hali doymuş sıvı haldedir. Gerçek çevrimde ise, kısılma vanası ile kompresör arasında bir basınç düşmesi gerçekleşir. Soğutucu akışkanın kondenser ile vana arasında tümüyle sıvı halde olması istenir. Bu yüzden kondenser’ den çıkış hali sıkıştırılmış sıvı bölgesindedir. Evaporatör’ den daha fazla ısı çekmek için akışkan soğutulur. Evaporatör ile kısılma vanası birbirine çok yakın olduğundan aralarındaki basınç düşmesi de küçüktür (Çengel et al., 2015).



Şekil 2.16 Gerçek buhar sıkıştırma soğutma P-h diyagramı

Sekil 2.16’ da gösterilen gerçek buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi P-h diyagramı göz önüne alındığında sistemin tasarlanmış olduğu ihtiyaca göre Denklem 2.8 ve Denklem 2.9’ da ki COP katsayıları soğutucu akışkanın hal değişim noktalarındaki Entalpi (h) değerlerine göre belirlenmektedir.

$$COP_{Sm} = \frac{Q_{Buh.}}{W_{net,g}} = \frac{H_{1'} - H_{4'}}{H_{2'} - H_{1'}} \quad (2.8)$$

$$COP_{Ip} = \frac{Q_{Yoğ.}}{W_{net,g}} = \frac{H_{2'} - H_{3'}}{H_{2'} - H_{1'}} \quad (2.9)$$

2.4. Isı Pompasının Genel Özellikleri

Isı pompası sistemi adını, ısı enerjisini bir bölgeden diğer başka bir bölgeye taşıma veya pompalama kabiliyetinden almaktadır. Dünyada 1950 yılından sonra bu sistemlere yatırım yapılmaya başlanmış olsa bile ısı pompası endüstrisinin gelişimi 1974 yılındaki petrol krizinden sonra gerçekleşmiş ve bu alandaki çalışmalara hız verilmiştir. Özellikle 1990'lı yıllardan itibaren Avrupa ve Amerika'da kullanımı yaygınlaşmaya başlamış ve gün geçtikçe bu sistemlerin kullanıcı sayısı artmıştır. Ancak ülkemizin bu teknoloji ile tanışması 1990 yılında olmuş ve Türkiye'deki ilk uygulamaları bu tarihten sonra gerçekleşmiştir.

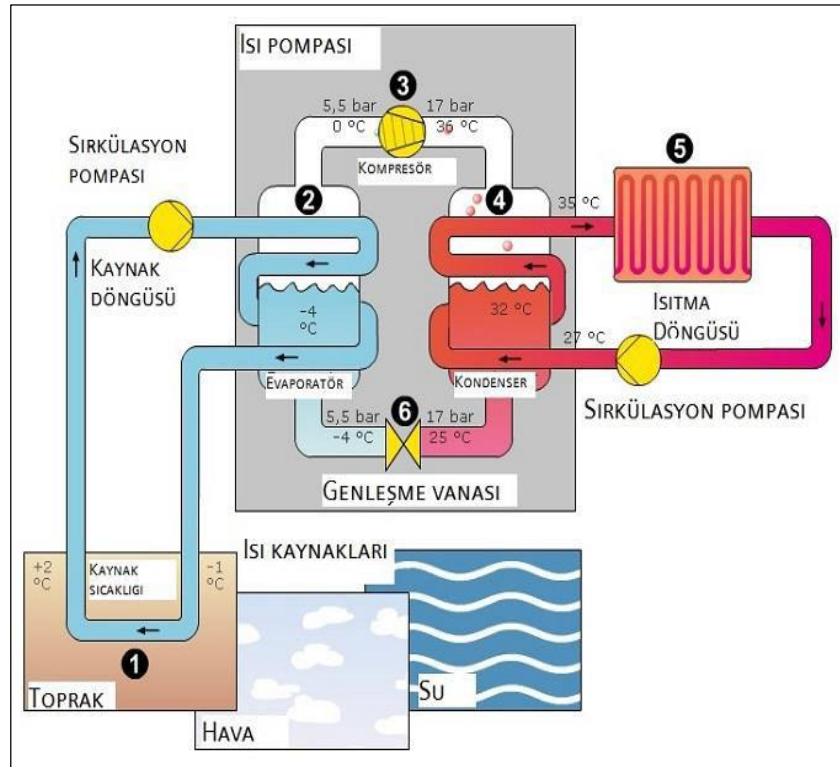
Nicolas-Leonard Sadi Carnot tarafından 1824 yılında ortaya atılan teoriyle birlikte ısı pompasının da temel teorisi ortaya çıkmıştır. Carnot döngüsü olarak bilinen bu teoride buhar makinasının ürettiği mekanik gücün yerine, sisteme dışardan bir mekanik güç verilerek sıcak veya soğuk çevrimi sağlanabilmektedir. Böylelikle sistem güç sağlayan bir buhar makinası yerine, sıcak ortamdan soğuk ortama enerji aktaran bir soğutma makinesi veya soğuk ortamdan sıcak ortama enerji aktaran bir ısıtma makinesi olarak çalışabilmektedir. Soğutma makinası ile ısı pompasının çalışma prensibi aynıdır. Isı pompası izafi olarak düşük sıcaklıktaki bir ortamdan (hava, toprak veya su) ısı çekerek yüksek sıcaklıktaki bir ortama bu ısıyı aktaran makineye denmektedir. Isı pompalarının enerji kaynağı sistemin bulunduğu doğal ortamıdır. Özellikle sistemin doğal ortamındaki enerji kaynağının stabilitesi ve kaynağın verime etkisi COP değerlerini etkileyebilmektedir. Bu nedenle doğal ortamlar göz edilerek sistemlerin kullanım amaçlarına ve bölgeye uygun enerji kaynaklarının seçilmesi verimlilik açısından önemli bir ölçüt oluşturmaktadır. Isı pompaları enerji kaynaklarını ısısının enerji kaynağına göre kullanmakta olup bu enerji kaynakları ile çalışan sistemler aşağıda listelenmişlerdir.

- Hava Kaynaklı Isı Pompaları
- Su Kaynaklı Isı Pompaları
- Toprak Kaynaklı Isı Pompaları
- Jeotermal Enerji Kaynaklı Isı Pompaları
- Güneş Enerjisi Kaynaklı Isı Pompaları

2.4.1. Isı Pompasının Çalışma Prensipleri ve Yardımcı Elemanları

Tüm ısı pompaları aynı prensiple çalışmaktadır. Sistemde elde edilen ısı, soğutma işleminin bir sonucu olup sistem 4 ana elemandan oluşmaktadır. Bunlar kondenser, evaporatör, kompresör ve kısılma vanasıdır.

Şekil 2.17’deki ısı pompası sisteminde basıncı ve sıcaklığı kısılma vanasında sıkıştırılarak düşürülen soğutucu akışkan, doymuş sıvı fazında dış ortamdaki evaporatöre gelmekte olup bu bölgede basıncı sabit kalacak şekilde sıcaklığını artırarak tamamen gaz fazına geçmektedir. Buradan kompresöre doymuş buhar olarak giren akışkan iç ortamda bulunan kondenser sıcaklığına ve basıncına ulaşana kadar sıkıştırılır. Akışkan, kondenserde ısısını ısıtılmak istenen ortama atarak sıcaklığı düşer ve kısılma vanasına gelerek çevrimi tamamlar. Çevrim boyunca akışkanın basıncını sadece kompresör ve kısılma vanası, sıcaklığını ise kondenser ve evaporatör değiştirir.

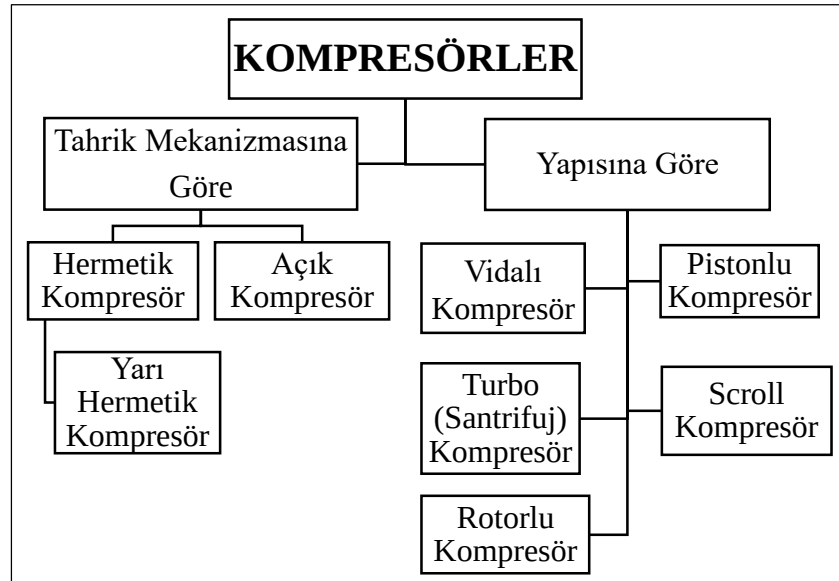


Şekil 2.17 Farklı doğal kaynak kullanan ısı pompası

2.4.2.Kompresörler

Kompresörler basınçlı hava üretebilmek amacıyla kullanılan makinalardır. Isı pompasında kullanılan kompresörün ana görevi ise sistem içerisinde mevcut olan soğutucu akışkanın evaporatör basıncından alıp kondenser basıncına yükselterek kondensere aktarılmasını sağlamak ve sistemdeki devri daimini gerçekleştirmektir. Akışkanın hareket hacmi sistemin kapasitesine göre olduğundan kompresör kapasitesi akışkanın buharını emip kondensere basabilecek değerlerde olmalıdır. Kompresörde volumetrik ve mekanik verim kompresörün ekonomik ömrü açısından çok önemli olup kullanılacak olan kompresörün sistemin kapasitesine göre seçilmesi çok önemlidir. Bu alanda kullanılan farklı tiplerdeki kompresör çeşitleri aşağıda Şekil 2.18 gösterilmiştir.

Tablo 2.3 Kompresör çeşitleri



Pistonlu kompresörlerin pek çok modeli bulunmaktadır. Bu mekanik sistem pozitif yer değişimi ilkesine göre çalışarak yüksek sıkıştırma basınçları oluşturarak termodinamik verimliliği en yüksek kompresörlerdir. Pistonlu kompresörler özellikle buhar yoğunluğu ve yoğunlaşma basıncı yüksek olan soğutucu akışkanlar için kullanılarak endüstriyel alanlarda en çok tercih edilen kompresör çeşitleridir.

Santrifüj kompresörde hava radyal kanatçıklı dönen bir türbinin içine çekilerek sıkıştırma işlemi dönen çark çevresindeki kanatçıklar ile yapılır. Bu kompresörün en belirgin özelliği radyal tahliye akıştır. Büyük sıkıştırma oranlarını elde edebilmek için art arda pek çok sayıda çark kullanmak gereklidir. Çok fazla çark sayısı istenmediğinden dolayı kademeli kompresörler kullanılır.

Scroll kompresörler spiral şeklinde iç içe geçmiş iki eleman ile sıkıştırma yapan, yörüngesel hareketli, pozitif yer değiştirme makinalarıdır. Pahalı olmalarına rağmen bu en büyük özellikleri kompresörlerden düşük güçte yüksek verim elde edilebilmesi ve sessiz çalışarak az yer kaplamasıdır. Ancak herhangi bir arıza yâda bozulmaları durumunda tamirleri oldukça zordur.

Vidalı kompresörlerde basınçlı hava elde etmek amacıyla dişleri birbirini saran iki sonsuz vidadan bir tanesi diğerini hareket ettirerek gazı sıkıştırır. Bu kompresör çeşidinin avantajı çalışma prensiplerinin basit olmasından kaynaklı tamir ve bakımlarının kolay, ömürlerinin uzun olmasıdır. Kayış kasnak olmadan tahrik sistemine bağlanarak daha az titreşim yaparlar. Ayrıca hareket eden parçalarının az olması nedeniyle mekanik verimleri yüksek dolayısıyla toplam verimleri yüksektir. Chiller gruplarında ve uçak kabinlerinin iklimlendirilmesi için yaygın olarak kullanılmaktadırlar.

Rotorlu kompresörler hacim sıkıştırmalı kompresörler olup sübap tertibatları yoktur. Bu kompresörler bir silindir içerisinde kaçık eksenli olarak dönen bir pistondan ibarettir. Daha çok küçük soğutma sistemlerinde, derin dondurucularda, ev tipi buzdolaplarında, split tipi klimalarda ve araç klimalarında kullanılan kompresör türüdür. Kanatlı ve bıçaklı olarak üretilen bu kompresörlerden yüksek kapasiteler için kanatlı tipte olanlar daha uygundur.

Tahrik mekanizmasına göre olan kompresörlerde; hermetik kompresörde kompresör ve elektrik motoru aynı kap içinde, yarı hermetik kompresörde kompresör ve elektrik motoru ayrı kaplarda ve direkt bağlantılı, açık tip kompresörde ise elektrik motoru ayrı ve kompresör ayrı olup kayış kasnak mekanizması dişli veya kaplin ile bağlantı yapılır.

2.4.3.Kondenser (Yoğuşturucu)

Kondenser, yüksek basınç ve sıcaklıkta kızgın buhar fazında kompresörden çıkan soğutucu akışkanın sabit basınç altında bu alana girdikten sonra akışkanın ısıısını dış ortama veren ve akışkanı doymuş sıvı fazına geçiren bir ısı değiştiricisidir. Genel olarak ısı verilen ortama göre hava ve su soğutmalı kondenser kategorileri altında çeşitleri bulunmakta olup bu çeşitler aşağıda listelenmişlerdir.

- Su tankı içine gömülü tip kondenser
- Hava ile soğutmalı tip kondenser
- Evaporatif tip kondenser
- Atmosferik tip kondenser
- Boru demetli tip kondenser
- İç içe borulu tip kondenser

2.4.4.Evaporatör (Buharlaştırıcı)

Kısılma vanasında basıncı düşürülerek doymuş sıvı-buhar faza geçen soğutucu akışkanın bu bölümde ortamdan ısı alarak tamamen buharlaşarak doymuş buhar fazına geçmektedir. Başlıca 2 tip evaporatör bulunmakta olup kuru ve ıslak tip evaporatör olarak adlandırılmaktadır. Kuru tiplerde evaporatör çıkışındaki gaz sıcaklığı, sıcaklığa duyarlı bir eleman tarafından genişleme valfini kumanda ederken ıslak tip evaporatör' de soğutucu akışkan genişleme valfinden sonra ara bir hazneye girer. Üretildiği malzeme kullanılan soğutucu akışkana göre değişmekte olup çelik ve bakırdan yapılarak korozyona karşı dayanıklı olması sağlanır. Hava ve sıvıların soğutulması kategorileri altında çeşitleri bulunmakta olup bu çeşitler aşağıda listelenmişlerdir.

- Helisel sarılmış tip evaporatör
- Lamelli (Levhalı) tip evaporatör
- Aynı malzemeden yapılmış kanatlı tip evaporatör
- Borulu tip evaporatör
- Boru demetli tip evaporatör
- Levhalı (Lamelli) tip evaporatör

2.4.5.Kısılma Vanası (Genişleme Valfi)

Kısılma vanası alçak basınç bölgesi ile yüksek basınç bölgesini birbirinden ayıran noktalardan biridir. Kondenser’ den doymuş sıvı olarak çıkan soğutucu akışkanı doymuş sıvı-buhar fazına geçmesini sağlamaktadır. Ayrıca kondenser ile arasındaki basıncın düşmesini önler. Kısılma vanaları genel olarak mekanik ve otomatik genişleme valfleri olarak iki bölümde incelenebilir. Mekanik olanlar eski tip sistemlerde kullanılmakta olup soğutucu akışkan el ile ayarlanarak günümüzde kullanılmamaktadır. Otomatik genişleme valfleri ise soğutucu akışkan otomatik olarak ayarlanarak günümüzde 4 ayrı tipte kullanılmaktadır.

- Evaporatör basıncı ile çalışan genişleme valfi
- Termik (Termostatik) genişleme valfi
- Şamandıralı genişleme valfi
- Kapılar tüp şeklindeki genişleme valfi

2.4.6.Yardımcı Elemanlar

Yağ ayırıcılar; sürüklenen yağın kompresör çıkışında ayrılarak yağın tekrar kompresöre dönmesini sağlar. Sıvı ayırıcılar; sıvı haldeki damlacıkların kompresöre girmemesi için evaporatör’ den gelen buharın hızını ve yönünü değiştirerek içindeki sıvının ayrılmasını sağlarlar. Sıvı depoları; kondenser çıkışına yerleştirilerek onarım sırasında soğutucu akışkanı sistemden toplamak için kullanılırlar. Su tutucular (kurutucular); devreye arızalı valflerden ve bağlantı yerlerinden hava ve nem (su) sızabilir bu nedenle suyun genişleme valflerine gelmeden tutulmasını sağlamak için kullanılırlar. Hava boşaltma (tahliye) cihazları; soğutma devresine alçak basınç bölgelerinden hava girmesi sonucu tahliye cihazları yardımıyla alınırlar. Pompalar; sistemdeki su, salamura ve sıvı fazdaki soğutucu akışkanın istenilen miktar ve basınçta naklini sağlarlar. Kumanda kontrol cihazları; sistemdeki sıcaklık, basınç, akışkanın miktarı gibi değerlerin istenilen sınırlar arasında çalışmaya sokan veya çıkaran elemanlar olup başlıcaları termostat, manyetik valf, presostat ve çek valftir. Isı değiştiriciler (dönüştürücüler); evaporatör’ den çıkan soğutucu akışkanın kompresör tarafından daha yüksek sıcaklıkta emilmesini sağlarlar.

2.4.7.Kullanılan Soğutucu Akışkanlar

Soğutucu akışkanlar istenilen bölgedeki ısıyı emme özelliğine sahip olup faz değişimleri sırasında bir ortamdan almış oldukları ısıyı farklı bir ortama taşınım veya iletim yoluyla aktarabilmektedirler. Bu akışkanların verimli ve güvenli olarak çalışabilmesi için aşağıda yer alan belirli özelliklere sahip olmaları gerekmektedir.

- Buharlaşma ısısı yüksek olmalıdır
- Az enerji sarfiyatı ile çok soğutma elde edilmeli
- Yoğuşma basıncı düşük olmalıdır
- Viskozitesi düşük ve yüzey gerilimi az olmalıdır
- Evaporatör’ de oluşturacağı basınç yüksek olmalıdır
- Emniyetli ve güvenilir olmalı, patlayıcı bir ortam meydana getirmemelidir

19. Yüzyılın ortalarına doğru ortaya çıkan soğutma endüstrisinde ilk zamanlarda amonyak, hava, su, karbondioksit gibi maddeler kullanılmış ancak kimya alanındaki gelişmeler sonucu sentetik olarak elde edilen Kloro Flora Karbon (CFC-Chlorofluorocarbon) ve Hidro Kloro Flora Karbon (Hidrochlorofluorocarbon -HCFC) gazları bu maddelerin yerlerini almışlardır. Zamanla farklı özellikte soğutucu akışkanlar ortaya çıkmış ve temel olarak iki sınıf altında toplanmışlardır. Bunlar saf soğutucu akışkanlar ve karışım soğutucu akışkanlar sınıfıdır. Saf soğutucu akışkanlar organik ve inorganik olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. Organik yapıları soğutucu akışkanlar; Bromoflorokarbonlar (R13B1), Kloroflorokarbonlar (R11 ve R12), Hidrokloroflorokarbonlar (R22), Hidroflorokarbonlar (R134a, R152a ve R32). İnorganik yapıları soğutucu akışkanlar; Su (H_2O), Amonyak (NH_3), Karbondioksit (CO_2), ve Kükürtdioksit (SO_2). Karışım soğutucu akışkanlar zeotropik ve azeotropik olarak ayrılmakta olup sistemlerin performansını arttırmak için iki saf akışkanın birbirleriyle karıştırılması sonucu ortaya çıkan akışkanlardır. Azeotropik karışımli soğutucu akışkanlarda doymuş sıvı ve doymuş buhar bileşimleri aynı termodinamik denge halinde olup örnek olarak R500 gazı verilir. Zeotropik soğutucu akışkanlarda ise doymuş sıvı ve doymuş buhar bileşimleri farklı termodinamik denge halinde olup örnek olarak R401A gazı verilmektedir.

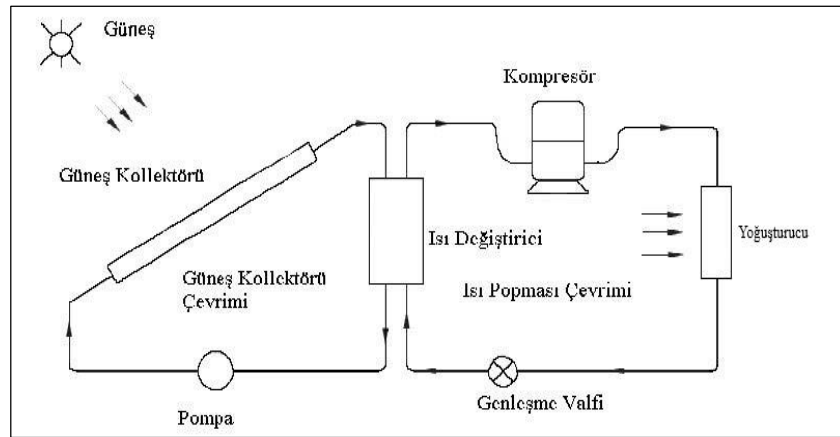
2.5.Güneş Enerjisi Destekli Isı Pompası Sistemleri

Güneş enerjisi sürekliliği olan bir kaynak olsa bile özellikle ısıtma dönemlerinde güneşlenme süresine bağlı olarak kısıtlılığı olabilmektedir. Bu nedenle GEDIP sistemleri ihtiyaca göre enerji kaynağının stabilitesi ve kaynağın verime etkisine göre temelde 5 farklı sistem üzerinde uygulamaları mevcuttur.

- Geleneksel - Güneş Enerji Destekli Isı Pompası (G-GEDIP)
- Direkt Genleşmeli - Güneş Destekli Isı Pompası (DG-GEDIP)
- PV/T - Güneş Enerji Destekli Isı Pompası (PV/T-GEDIP)
- Topraklı Hibrit - Güneş Enerji Destekli Isı Pompası (TH-GEDIP)
- Hibrit - Güneş Enerji Destekli Isı Pompası (H- GEDIP)

2.5.1.Geleneksel Güneş Enerji Destekli Isı Pompası Sistemleri

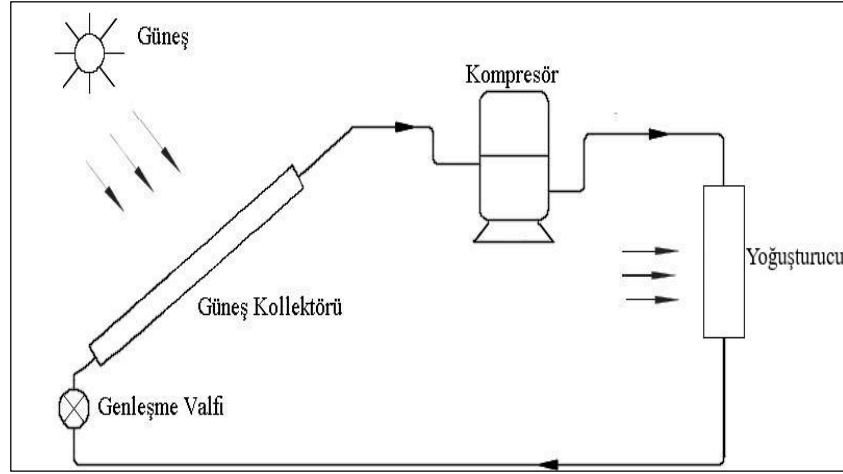
G-GEDIP sistemleri güneş kolektörü çevrimi ve ısı pompası çevrimi olmak üzere iki farklı çevrimden oluşmakta olup bu iki farklı çevrim arasındaki ısı transferi ısı değiştiricisi ile sağlanmaktadır. Şekil 2.18'deki sistemde güneş kolektöründen ara ısı değiştiriciye ikincil akışkan ile ısı aktarımı gerçekleştirmekte olup ısı pompası çevrimi ekipmanları; kompresör, kondenser, genleşme valfi ve evaporatör (ısı değiştirici) iken güneş kolektörü çevriminde kullanılan ekipmanlar; güneş kolektörü, sirkülasyon pompası ve ısı değiştiricidir.



Şekil 2.18 G-GEDİP sistemi şeması

2.5.2.Direkt Genleşmeli Güneş Enerji Destekli Isı Pompası

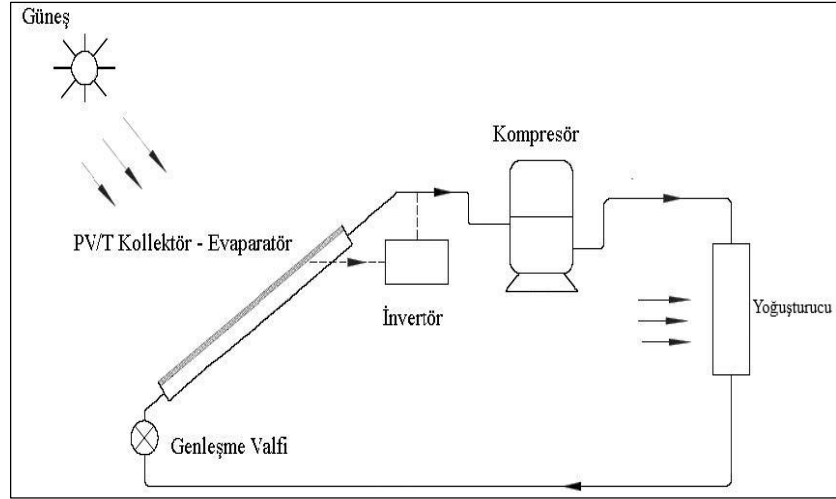
DG-GEDIP sisteminde tüm sistem içerisinde tek bir soğutucu akışkan dolaşmaktadır. Bu sistemde güneşten gelen ısı güneş kolektöründe direk olarak soğutucu akışkana aktararak soğutucu akışkan bu alanda doğrudan genleşmektedir. DG-GEDIP sisteminde sadece soğutucu akışkan dolaştığından su bazlı kolektörlere göre sistemin korozyon direnci daha yüksektir. Şekil 2,19’ da gösterildiği gibi ısı pompası sistemine güneş kolektörleri direk bağlı olduğundan sistemin performansı ortamın sıcaklığı, güneşin radyasyonu ve nemlilik gibi doğa şartlarından etkilenebilmektedir.



Şekil 2.19 DG-GEDİP Şeması

2.5.3.PV/T - Güneş Enerji Destekli Isı Pompası

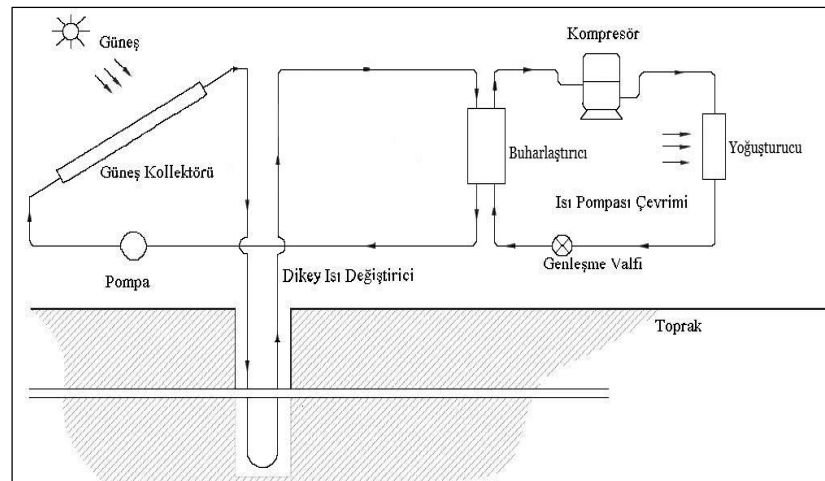
PV/T-GEDIP sistemi genel olarak DG-GEDIP ve GGEDIP sistemleriyle benzerlik göstermektedir. Şekil 2.20’ de PV/T-GEDIP sistemindeki en büyük temel farklılık ise güneş kolektörü yerine evaporatör ısı kaynağı olarak PV/T güneş kolektörünün kullanılıyor olmasıdır. Ayrıca bu kolektör invertör yardımıyla kompresör içinde elektrik kaynağı oluşturmaktadır. Geleneksel PV hücrelerde sıcaklığın artması elektriksel verimliliğin düşmesine neden olmaktadır. Ancak PV/T’ li aktif sistemlerde kanallar içerisinde geçen soğutucu akışkan PV göze yüzeyinden çektiği ısıyla hücre sıcaklığının ortalama 25°C’de kalmasını sağlayarak sistemin optimum çalışma sıcaklığında çalışabilmesini sağlamaktadır.



Şekil 2.20 PV/T-GEDİP Şeması

2.5.4. Topraklı Hibrit Güneş Enerji Destekli Isı Pompası

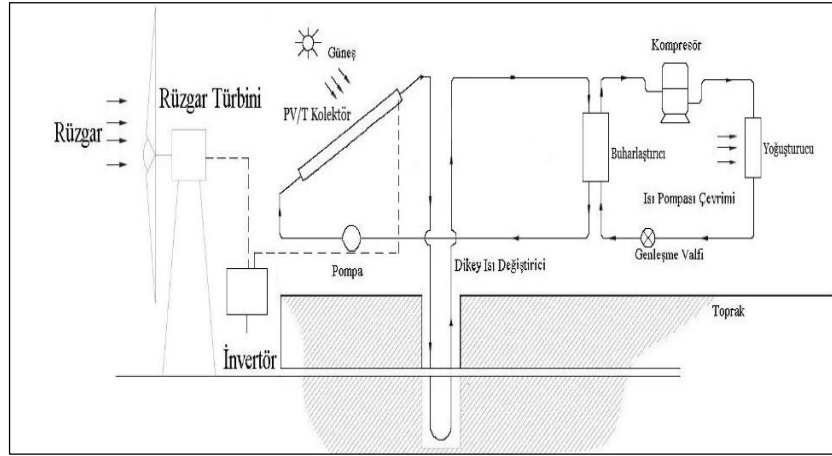
TH-GEDIP sistemi Şekil 2.21' deki gibi güneş kolektörü, toprak kaynaklı ısı değiştirici ve ısı pompası birbirlerine entegre bir şekilde tasarlanmışlardır. Bu sistemde iki farklı çevrim bulunmakta olup çevrimlerden biri ısı pompası çevrimi diğeri ise güneş kolektörü entegreli toprak kaynaklı ısı değiştirici çevrimidir. Bu iki farklı çevrim arasında ısı transferi ortak bir evaporatör ile sağlanmaktadır. Isı pompası sistemine toprak kaynaklı ısı değiştiricileri ve güneş kolektörleri seri yâda paralel olarak bağlanabilmekte ancak enerji verimliliği yönünden seri bağlantı tercih edilebilmektedir.



Şekil 2.21 TH-GEDİP Şeması

2.5.5.Hibrit Güneş Enerji Destekli Isı Pompası Sistemi

H-GEDİP sistemi Şekil 2.22’ deki gibi güneş, rüzgâr ve topraktan enerji sağlayabilen ısı pompası sistemleridir. Bu sistemler teknik ve çevresel fizibilite çalışmaları sonucu tasarlanmakta sistemin kullanım amacına göre ekonomikliği ve performansı değerlendirilerek projelendirilmektedir. Ancak günümüzde bu tarz karmaşık sistemlerle ilgili araştırmalar yeterli seviyede değildir.



Şekil 2.22 H-GEDİP Şeması

2.6.Güneş Kolektörleri

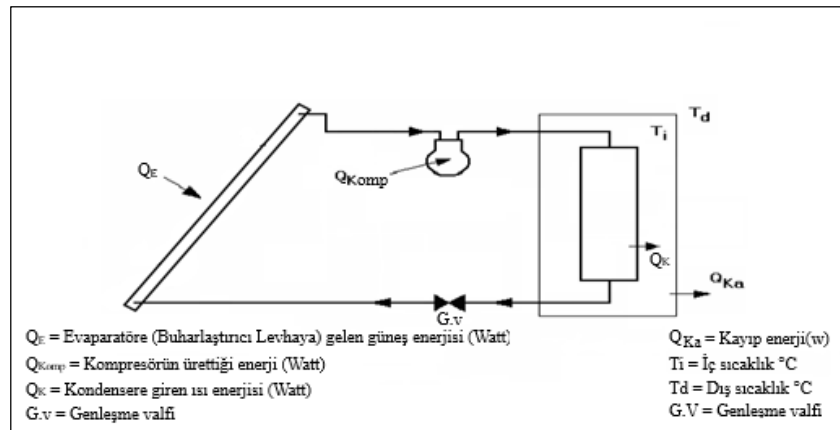
Güneş kolektörleri temelde elektrik enerjisi üretiminde ve ısıtma uygulamalarında kullanılarak farklı kolektörler tipleri bulunmaktadır. Ayrıca hem ısı enerjisi hem de elektrik enerjisi üreten yeni nesil PV/T kolektörler içinde araştırmalar yapılmaktadır. Isıtma uygulamalarında kullanılanlar su ve havalı kolektör olarak 2 farklı tiptedir. Ancak bu 2 tipin pek çok farklı çeşidi bulunmaktadır. Bu tip kolektörler güneş ışınlarını absorbe ederek ısı enerjisine dönüştürür ve elde edilen bu ısıyı bir akışkan ile ya doğrudan yâda bir depolama ünitesi ile farklı bir ortama aktarırlar. Elektrik enerjisi üretiminde kullanılan kolektörler Yoğunlaştırılmış Güneş Enerjisi (YGE), Fotovoltaik, PV/T kolektör tipleri olmak üzere 3 farklı tiptedir. Ancak bu 3 tipin pek çok farklı çeşidi bulunmaktadır. Elektrik enerjisi üretiminde kolektörler güneş ışınımını ısı olarak toplayarak enerji santrallerinde veya ısı motoru yardımıyla elektrik enerjisine dönüştürmektedir.

3.MATERYAL VE METOT

3.1.Materyal

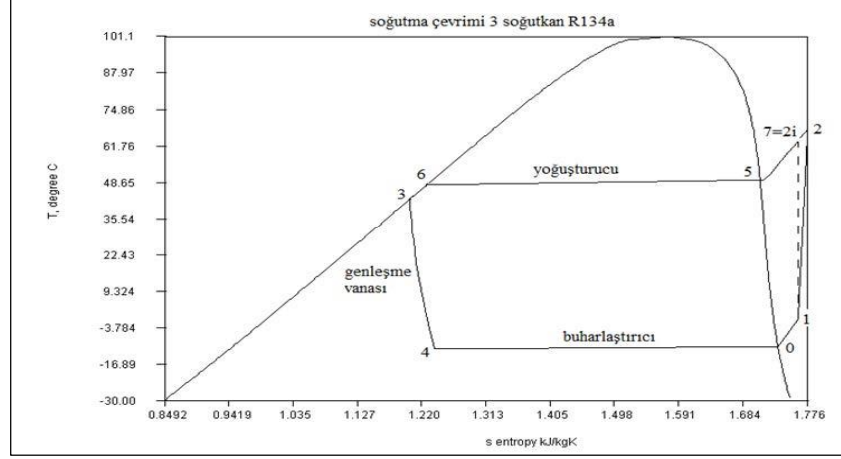
Isı pompası sistemleri, buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma olarak bilinen ve soğutma amaçlı olarak kullanılan sistemlerin tersinir süreci bir proses olarak tasarlanmıştır. Soğutma sürecinin tersinir prensibine dayalı olan bu proses evaporatör yoluyla dış ortamda hava, toprak ve suda bulunan ısı enerjisini içeriye transfer ederek iç ortam sıcaklığının yükseltilmesini sağlamaktadır. Bu tez çalışmasında tasarlanan sistemde evaporatör enerji kaynağında yaygın olarak kullanılan kaynaklar yerine güneş destekli levha kullanarak sistemin daha kapsamlı araştırılması hedeflenmiştir. Oluşturulan ısı pompası deneysel modelinde enerji kaynağı olarak güneşten faydalınmış olup evaporatör bölümünde 3 adet güneş destekli buharlaştırıcı levha kullanılmış diğer bölümler ise genel olarak ısı pompası sisteminde kullanılan ekipmanlardan seçilmiştir.

Şekil 3.1’ deki düşük su sıcaklık uygulamaları için tasarlanan ısı pompasına ait şematik gösterimde mevcut olan tüm bölgeleri analiz edebilmek için JAVA programında sayısal yöntemlerle modeller oluşturulmuştur. Oluşturulan modeller ile her bölgenin ayrı ayrı enerji denge denklemlerinin matematik ifadelerinin çözülmesi suretiyle yaklaşık sonuca ulaşılacak bir çalışma yapılarak tasarlanan GEDIP sistemi analiz edilmiştir.



Şekil 3.1 Güneş enerji destekli ısı pompasına ait şema

Tasarlanan sayısal modelin ısı pompası modelinde, standart bir soğutma çevrimi düşünülerek bilgisayar programında tüm termodinamik denklemler ve hesaplar oluşturularak analizler yapılmış ve Şekil 3.2’ de bilgisayarda yapılan analizin örnek bir çıktı diyagramı sunulmuştur. Programda ısı pompası modelinde kullanılan ekipmanların termodinamik hesap ve formülleri Tablo 3.1’ de verilmektedir.



Şekil 3.2 Programdan örnek T-s diyagramı çıktısı

Tablo 3.1 JAVA ısı pompası modeli için formüller

$W_{komp} = \dot{m}(h_2 - h_1)$
$W_{isentropik\ komp} = \dot{m}(h_{2i} - h_1)$
$\eta_{isentropik} = \frac{W_{isentropik\ komp}}{W_{komp}} = \frac{\dot{m}(h_{2i} - h_1)}{\dot{m}(h_2 - h_1)}$
$s_{2i} = s_1$ $Q_{kondenser} = \dot{m}(h_2 - h_3)$
Genleşme vanası: $h_3 = h_4 + \Delta h$ Δh : Genleşme vanasında ısı transferinden dolayı oluşan entalpi farkı
$Q_{evaporatör} = \dot{m}(h_1 - h_4)$
$W_{net} = W_{komp} = Q_{kondenser} - Q_{evaporatör}$
Evaporatör için $COP = \frac{Q_{evaporatör}}{W_{komp}}$
Kondenser için $COP = \frac{Q_{kondenser}}{W_{komp}}$

Çalışmada GEDIP sisteminin tüm ekipmanları piyasa koşullardan temin edilebilecek parçalardan yola çıkılarak tasarlanmıştır. Tasarlanan sistem için kompresörün gücü 0,56 kW olarak alınmıştır. Evaporatör ısı kaynağı olarak dış ortam havası ile beraber güneş ışınlımından faydalanarak güneş destekli levhaların kullanılması amaçlanmış ve toplam buharlaştırıcı levha ünitesinin alanı ortalama 2,40 m² olarak belirlenmiştir.

Kompresöre dışarıdan verilen işi $\dot{W}_{giren}$ temsil ederken Denklem 3.1 kullanılarak tasarlanan ısı pompası sistemdeki kondenser' den atılan faydalı ısı $\dot{Q}_{faydalı}$ değeri hesaplanarak COP genel denklemi için gerekli olan $\dot{Q}_{çıkan}$ ısı değeri bulunur. Böylece Denklem 3.2 deki gerekli olan iki değerde elde edilerek sistemin Denklem 3.3' deki COP_{ip} gerçek değeri bulunacaktır.

$$\dot{Q}_{faydalı} = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{çıkan} - T_{giren}) = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4) \text{ (kW)} \quad (3.1)$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_{çıkan}}{\dot{W}_{giren}} = \frac{\dot{Q}_{faydalı}}{P_{komp}} \quad (3.2)$$

$$COP_{ip} = \frac{\dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{çıkan} - T_{giren})}{P_{komp}} = \frac{\dot{m} \cdot (h_1 - h_4)}{P_{komp}} \quad (3.3)$$

R134a gazı P-h diyagramında okunan basınç değerleri ile birlikte sistemin çevrim sürecindeki entalpi değerleri elde edilerek ideal çevrim için gerekli olan etkinlik katsayısı $COP_{ip \text{ ideal}}$ Denklem 3.4' deki gibi hesaplanacaktır. Gerçek etkinlik katsayısını hesaplamak için ise Denklem 3.5 kullanılarak P-h diyagramı çizilerek $COP_{ip \text{ gerçek}}$ sistemin değeri hesaplanacaktır.

$$COP_{ip \text{ ideal}} = \frac{H_2 - H_3}{H_2 - H_1} \quad (3.4)$$

$$COP_{ip \text{ gerçek}} = \frac{H_2' - H_3'}{H_2' - H_1'} \quad (3.5)$$

3.2.Sayısal Metot Modeli

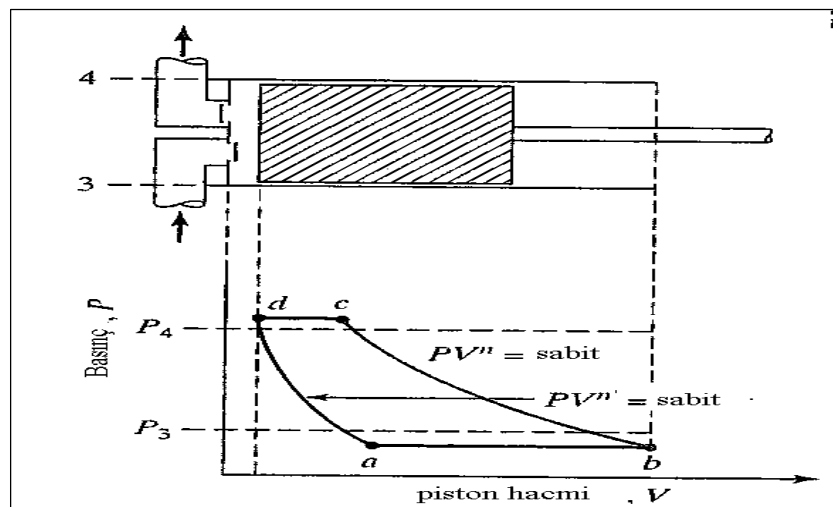
3.2.1.Kompresör Modeli

Sayısal modelimizde pistonlu kompresörü irdeleyeceğimizden, piston silindirli bir kompresörün sıkıştırma prosesini inceleyeceğiz. Bu kompresörde $PV^n = \text{sabit}$ denkleminin uyumlu olarak sıkıştırma gerçekleşeceğinden proses için $P_b V_b = P_c V_c$ denklemi kullanılacaktır. Ayrıca sıkıştırma sonunda kompresörün içinde az miktarda gaz kalacağı ve bu gaz kompresörden atılamayacağından, piston tekrar geriye giderken gerçekleşen proses içinde genişleme denklemi $PV^{n'} = \text{sabit}$ şeklinde gerçekleşerek bu proses içinde $P_d V_d^{n'} = P_c V_c^{n'}$ denklemi kullanılacaktır.

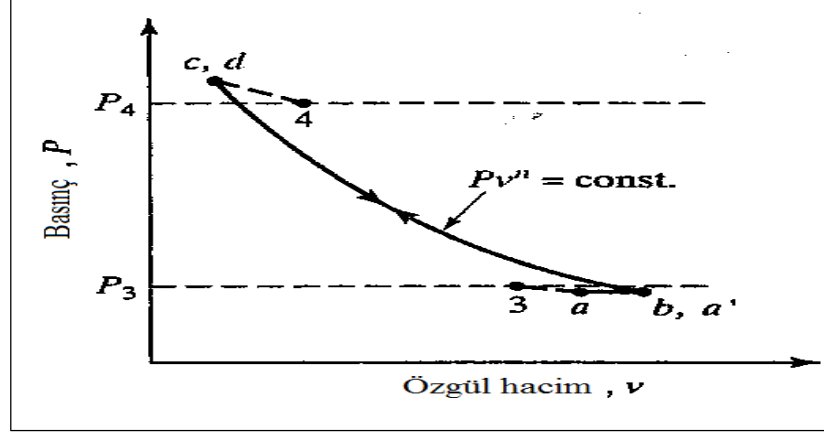
Şekil 3.3' de gösterilen proses' deki çevrimde pistondan dışarıya verilen kütsel debi ($\dot{m}$) Denklem 3.6 ile ifade edilmektedir. Şekil 3.4' deki giriş çıkış kayıpları diyagramındaki (n_v) hacimsel verim ise kompresörün gerçek olarak pompaladığı kütsel debinin teorik olarak aktarabileceği maksimum kütsel debiye oranı olarak Denklem 3.7 ile tanımlanmaktadır.

$$m = \frac{V_b}{v_b} - \frac{V_a}{v_{a'}} = \frac{V_b - V_a}{V_b} \quad (3.6)$$

$$n_v = \frac{(V_b - V_a) V_3}{(V_b - V_d) V_b} \quad (3.7)$$



Şekil 3.3 Genel piston silindir prosesi



Şekil 3.4 Giriş çıkış kayıpları

Proseste Denklem 3.8 ve Denklem 3.9 kullanarak Denklem 3.10' da bir silindir boşluk faktörü tanımlayacak olursak bu denklemlerden, Denklem 3.11 elde edilerek n_v tanımından Denklem 3.12 oluşturulur. Denklem 3.13' de n_v de yer alan C.D piston süpürme hacmi olup, $\dot{m}$ kütleli debidir. n_v olarak ifade edilen bu iki denklem ile Denklem 3.14' de $\dot{m}$ elde edilir.

$$(V_b - V_a) = (V_b - V_d) - (V_a - V_d) \quad (3.8)$$

$$V_a = V_d \left(\frac{P_d}{P_a} \right)^{1/n} = V_d \left(\frac{P_c}{P_b} \right)^{1/n} \quad (3.9)$$

$$C = \frac{V_d}{V_b - V_d} \quad (3.10)$$

$$\frac{(V_b - V_a)}{(V_b - V_d)} = 1 + C - C \left(\frac{P_c}{P_b} \right)^{1/n} \quad (3.11)$$

$$n_v = \left[1 + C - C \left(\frac{P_c}{P_b} \right)^{1/n} \right] \frac{V_3}{V_b} \quad (3.12)$$

$$n_v = \frac{\dot{m} \cdot v_3}{C.D} \quad (3.13)$$

$$\dot{m} = \left[1 + C - C \left(\frac{P_c}{P_b} \right)^{1/n} \right] \frac{C.D}{V_b} = \frac{n_v \cdot C.D}{V_b} \quad (3.14)$$

Şekil 3.3' de gösterilen proses' deki pistonlu kompresörün işi için termodinamikten çıkan genel Denklem 3.15 ile ifade edilerek, bu prosesteki R134a gazı için n politropik genleşme katsayısını 1.005 olarak alınır ve kompresör güç girişi için ana Denklem 3.16 ile ifade edilerek (n_m) mekanik verim ve (n_e) elektrik verimidir.

$$w = \frac{n}{n-1} P_b V_b \left[\left(\frac{P_c}{P_b} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] \quad (3.15)$$

$$w_{\text{elektrik}} = \frac{n P_b C.D.}{(n-1) n_m n_e} \left[1 + C - C \left(\frac{P_c}{P_b} \right)^{1/n} \right] \left[\left(\frac{P_c}{P_b} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] \quad (3.16)$$

3.2.2. Evaporatör (Buharlaştırıcı Levha) Modeli

Buharlaştırıcı levha yatay konumda bulunan düz bir levha şeklinde modellenmiş olup modelimiz için sonlu farklar oluşturularak her sonlu farklar adımı için enerji girdisi Denklem 3.17' deki gibi tanımlanır.

$$dQ = dA(q_{\text{güneş emilen enerji}} - q_{\text{ışınım yayılan enerji}} + q_{\text{doğal taşınım}}) \quad (3.17)$$

Soğutucu akışkanın her adımdaki entalpi değişimi $H_{j+1} = H_j + dH_j = H_j + dQ/m_j$ şeklinde oluşur. Hangi faz bölgesinde olduğumuzu belirleyebilmek için entalpi değerlerini doymuş gaz ve sıvı bölgelerdeki entalpi değerleri ile karşılaştırırız. Doyma bölgesi entalpi değerleri için buharlaştırıcıda; $H_{j+1} > H_{sv,j+1}$ ise tek fazlı buhar bölgesinde, $H_{j+1} < H_{sl,j+1}$ ise tek fazlı sıvı bölgesinde $H_{sl,j+1} \leq H_{j+1} \leq H_{sv,j+1}$ ise çift fazlı doyma bölgesindedir. Kuruluk derecesi (x) ise Denklem 3.18' e göre hesaplanacaktır.

$$x = \frac{H_{j+1} - H_{sl,j+1}}{H_{sv,j+1} - H_{sl,j+1}} \quad (3.18)$$

Evaporatör giriş değerleri genleşme vanası modelinden çıktı alınarak hesaplanır. Evaporatör' de doğal taşınım ile havadan enerji transferi mevcut olup dış hava olarak gerçek gaz olarak yaş hava alınmıştır. Bu kapsamda doğal taşınım enerji transferi formülleri dikkate alınmalıdır.

3.2.2.1 Yaş Havanın Termodinamik ve Termofiziksel Özellikleri

Sayısal modelde dış hava için Denklem 3.19' da nemli havanın Helmholtz serbest enerjisinin termodinamik özellikleri için nemli havanın hal formasyon denklemi üç temel kısım olarak kabul edilecektir. Birinci kısım su özellikleri, ikinci kısım kuru hava özellikleri ve üçüncü kısım kuru hava ve suyun (hava-su çapraz viral kısım) karışık etkileşimleri içindir. (Kadoya et al., 1985).

$$f^{AV}(A, T, \rho) = (1 - A)f^V(T, \rho^V) + Af^A(T, \rho^A) + f^{mix}(A, T, \rho) \quad (3.19)$$

Nemli havadaki kuru hava miktarı A (kg kuru hava/kg toplam), $\rho^A = A\rho$ kuru hava yoğunluğu ve $\rho^V = (1-A)\rho$ su buharı yoğunluğudur. Denklem 3.19 için; $f^V(T, \rho^V)$ su buharı için Denklem 3.20, $f^A(T, \rho^A)$ kuru hava için Denklem 3.21 ve $f^{mix}(A, T, \rho)$ kuru hava ve su buharı moleküllerinin etkileşimi Denklem 3.22'deki Helmholtz serbest enerjisi ile açıklanmıştır (IAPWS R7-97, 2012).

$$\frac{f^V(T, \rho^V)}{RT} = \phi^V(\delta, \tau) = \phi^{V0}(\delta, \tau) + \phi^{Vr}(\delta, \tau) \quad (3.20)$$

$$f^A(T, \rho^A) = \frac{R^L T}{M_A} \alpha^A(\delta, \tau) = \frac{R^L T}{M_A} [\alpha^{A0}(\delta, \tau) + \alpha^{Ar}(\delta, \tau)] \quad (3.21)$$

$$f^{mix}(A, T, \rho) = \frac{2A(1-A)\rho RT}{M_A M_W} = \left\{ B^{AW}(T) + \frac{3}{4} \rho \left[\frac{A}{M_A} C^{AAW}(T) + \frac{(1-A)}{M_W} C^{AAW}(T) \right] \right\} \quad (3.22)$$

Gaz haldeki kuru havanın viskozite ve ısı iletim katsayıları için gerekli olan form Denklem 3.23 ile ilişkilendirilerek, denklemde $\eta_0(T)$ düşük basınçtaki viskoziteyi, $\Delta_\eta(\rho)$ aşırı viskoziteyi temsil etmektedir. Korelasyondaki $\eta_0(T)$ düşük basınçtaki viskozite Denklem 3.24' de, $\Delta_\eta(\rho)$ aşırı viskozite ise Denklem 3.25 ile açıklanarak katsayı parametreleri belirtilmiştir (Kadoya et al., 1985)

$$\eta(T, \rho) = \eta_0(T) + \Delta_\eta(\rho) \quad (3.23)$$

$$\eta_0(T_r) = A_0 T_r + A_1 T_r^{0.5} + A_2 + \frac{A_3}{T_r} + \frac{A_4}{T_r^2} + \frac{A_5}{T_r^3} + \frac{A_6}{T_r^4} \quad (3.24)$$

$$\Delta_\eta(\rho_r) = \sum_{i=1}^4 B_i \rho_r^i \quad (3.25)$$

Su buharının viskozite ve ısı iletkenlik katsayılarının hesaplanabilmesi için gerekli olan temel form Denklem 3.26 ile ifade edilerek $\eta^* = 10^{-6} Pa.s$, $\delta =$ (Boyutsuz yoğunluk parametresi) $\frac{\rho}{\rho^*}$, θ (Boyutsuz sıcaklık parametresi) T/T^* olarak tanımlanır. Korelasyonda ise $T^* = T^c = 647.096$ K, $\rho^* = \rho_c = 322$ kg/m³ alınarak, Denklem 3.27 ile $\psi_0(\theta)$ terimi, Denklem 3.28 ile $\psi_1(\delta, \theta)$ terimi açıklanmıştır (Çoban, 2019).

$$\eta(\rho, T) = \psi(\delta, \theta) = \eta^* [\psi_0(\theta) \psi_1(\delta, \theta)] \quad (3.26)$$

$$\psi_0(\theta) = \theta^{0.5} [\sum_{i=1}^4 n_i \theta^{1-i}] \quad (3.27)$$

$$\psi_1(\delta, \theta) = \exp \left[\delta \sum_{i=1}^{21} n_i (\delta - 1)^{li} \left(\frac{1}{\theta} - 1 \right)^{ji} \right] \quad (3.28)$$

Helmholtz serbest enerji denklemi göz önüne alındığında su buharının termodinamik özelliklerinin hesaplanmasında hal denkleminde yararlanılarak bu denklemler ile tüm termodinamik özellikler türev olarak hesaplanabilecek olunursa;

$$\text{Basınç(kPa): } P(A, T, r_o) = \rho^2 \frac{\partial f^{AV}(A, T, \rho)}{\partial \rho}$$

$$\text{Entropi (kJ/(kgK)) : } s(T, r_o) = - \frac{\partial f^{AV}(A, T, \rho)}{\partial T}$$

$$\text{Entalpi (kJ/kg) : } h(T, r_o) = f^{AV}(A, T, \rho) - T \frac{\partial f^{AV}(A, T, \rho)}{\partial T} + \rho \frac{\partial f^{AV}(A, T, \rho)}{\partial \rho}$$

$$\text{Özgül ısı Cp(kJ/(kgK)) : } Cp(T, r_o) = -T \frac{\partial^2 f^{AV}(A, T, \rho)}{\partial T^2} + \frac{T \rho \left[\frac{\partial^2 f^{AV}(A, T, \rho)}{\partial T \partial \rho} \right]^2}{2 \frac{\partial f^{AV}(A, T, \rho)}{\partial \rho} + \rho \frac{\partial^2 f^{AV}(A, T, \rho)}{\partial \rho^2}}$$

$$\text{Isıl genleşme katsayısı : } \beta(A, T, r_o) = - \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P = \frac{\frac{\partial^2 f^{AV}(A, T, \rho)}{\partial T \partial \rho}}{2 \frac{\partial f^{AV}(A, T, \rho)}{\partial \rho} + \rho \frac{\partial^2 f^{AV}(A, T, \rho)}{\partial \rho^2}}$$

Isıl genleşme katsayısı için hal denklemi olarak ideal gaz denklemi kabul edildiğinde ısı genleşme katsayısı $\beta = 1/T$ yaklaşımı ile hesaplanabilir.

3.2.2.2 Doğal Taşınım Isı Transferi

Evaporatöre havadan doğal taşınım yoluyla' da enerji transferi olmakta olup evaporatör sıcaklığı hava sıcaklığının altında olduğu zaman doğal taşınım enerji transferi ile Nusselt (Nu) sayısı levha üst yüzeyi için Denklem 3.29, levha alt yüzeyi için ise Denklem 3.30 ve Denklem 3.31 ile hesaplanabilmektedir. Levhadan transfer edilen ısı transferi ise Denklem 3.32' de ifade edilmektedir. Rayleigh (Ra_L) sayısı Denklem 3.33' de gösterilmekte olup denklemdeki (g) yerçekimi ivmesi standart değeri 9.806 m/s^2 dir. Bu denklemde (ρ) yoğunluk(kg/m^3), (β) adyabatik genişleme katsayısı, (μ) viskozite, (α) = $\frac{k}{\rho C_p}$ ısı difizivite değeri olup k ısı iletim sabiti ve C_p sabit basınçta özgül ısı olarak tanımlanır.

$$Nu = \frac{hL}{k} = 0.27Ra_L^{1/4} \quad 10^4 \leq Ra_L \leq 10^{10} \quad (3.29)$$

$$Nu = \frac{hL}{k} = 0.54Ra_L^{1/4} \quad 10^4 \leq Ra_L \leq 10^7 \quad (3.30)$$

$$Nu = \frac{hL}{k} = 0.15Ra_L^{1/4} \quad 10^7 \leq Ra_L \leq 10^{11} \quad (3.31)$$

$$Q = h(T_s - T_\infty)W/m^2 \quad (3.32)$$

$$Ra_L = \frac{g\rho\beta(T_s - T_\infty)L}{\mu\alpha} \quad (3.33)$$

3.2.3. Genleşme Vanası Modeli

Genleşme vanasının giriş ve çıkışında akışkan entalpisi sabit kabul edilip, vananın modellenmesinde James ve James (1987)'de belirtilen Orifis denklemi kullanılmıştır. Orifis denklemi Denklem 3.34' de ifade edilmekte olup x valf iğnesinin açıklık miktarını temsil etmektedir (Çoban, 2019).

$$\dot{m} = 0.00683 x \sqrt{P_{yoğ} - P_{Buh}} \quad (3.34)$$

3.2.4.Çift borulu Ters yönlü Paralel Akışta Kondenser Modeli

Isı pompası modelinde için çift borulu ters yönlü paralel akışta reküparatif bir kondenser seçilerek, faz değişimli kondenserin ısı kapasitesi Denklem 3.35' de elde edilir. Modellemede boru içi bir akışta herhangi bir enerji kaybı yok ise, yüzeyden iletimle olan ısı transferi taşınım ile olan ısı transferine eşit olmalıdır.

$$Q_{kondenser} = W_{komp} + Q_{evaporatör} \quad (3.35)$$

Ters yönlü paralel akışlı çift borulu bir kondenser' de ısı üretim veriminin en üst düzeyde olduğu kabul edilerek kondenser içerisindeki ısı transferi Termodinamiğin 1.Kanuna göre soğutucu akışkan R134a' nın verdiği ısı Denklem 3.36' da, soğuk suyun aldığı ısı Denklem 3.37 ile ifade edilir.

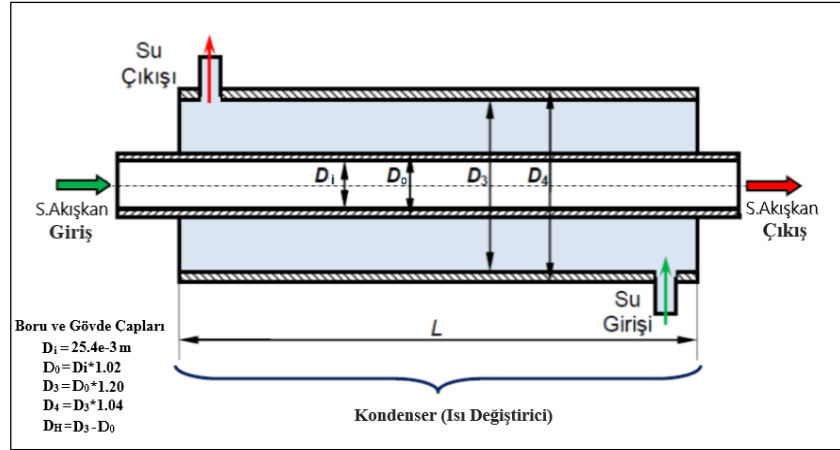
$$Q_{Ref} = \dot{m}_{Ref}(h_{giriş} - h_{çıkış})_{Ref} = \dot{m}_{Ref}c_{p,R}(T_{giriş} - T_{çıkış})_{Ref} \quad (3.36)$$

$$Q_{Su} = \dot{m}_{su}(h_{giriş} - h_{çıkış})_{su} = \dot{m}_{su}c_{p,su}(T_{giriş} - T_{çıkış})_{su} \quad (3.37)$$

Isı geçişiyle akan ısı ise Fourier ısı iletim kanunu' da Denklem 3.38' e göre hesaplanarak denklemdaki toplam ısı geçiş katsayısı U (W/m^2K), iki farklı akışkan arasındaki logaritmik ortalama sıcaklık farkı ΔT_m ($^{\circ}C$) ve iki akışkanı ayıran ısı geçiş yüzey alanı A_s (m^2) olarak tanımlanmaktadır.

$$Q_{net} = UA_s\Delta T_m \quad (3.38)$$

Kondenser iki fazlı bir ısı değiştiricidir. Kondenser sonlu farklar modeli ile tasarlandığında temel değiştirme parametresi sıcaklık yerine entalpi olmalı entalpi etapları sonlu fark etapları olarak kullanılmalıdır. Faz değiştiren soğutucu akışkanın aktif durum denkleminde yararlanılarak iki fazlı bölge için temel parametre kalite tek fazlı bölge için ise sıcaklık olmalıdır. Entalpi değişim değeri ile yoğuşan buhar ve yoğuşan sıvı entalpi değerleri karşılaştırılarak yoğuşmanın başladığı ilk nokta tespit edilir. Sonlu farklar metodu ile faz durumuna göre tek fazlı gaz ve sıvı ısı transferi denklemleri veya iki fazlı yoğuşma denklemleri kullanılarak ısı transferi hesapları, sıcaklık profil ve basınç düşümü hesapları yapılabilir (Çoban, 2019).



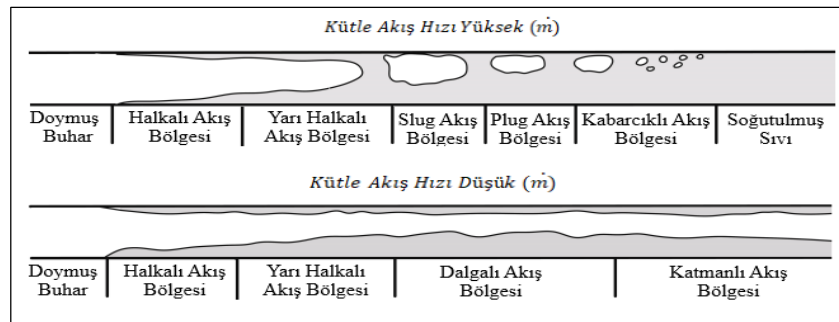
Şekil 3.5 Zıt yönlü paralel akışlı çift borulu kondenser

Şekil 3.5’ de kondenserin sonlu farklar modelinde, soğutucu akışkan ve suyun enerji korunumu için Denklem 3.39 kullanılarak denklemde (-) işareti soğutucu akışkan R134a ısısının dışarıya verdiğini ifade etmektedir. Isı geçişiyle akan yüzey ısı transferi için Denklem 3.40’ dan yararlanılarak ısı transfer katsayısı olan (U) terimi her adımda değişecektir.

$$\Delta Q_i = -(m_h)_i [h_{hi+1} - h_{hi}] = (m_c c_{pc})_i (T_{ci+1} - T_{ci}) \quad (3.39)$$

$$\Delta Q_i = U_i(T_{hi}, T_{ci}, m_h, m_c, D_h, D_c, \varepsilon_h, \varepsilon_c) \Delta A_i [T_{hi} - T_{ci}] \quad (3.40)$$

Şekil 3.6’ da bölgeler içerisinde yoğuşma işlemi sırasıyla doymuş buhar, buhar-sıvı ve sıvı yoğunlaşmasını içererek bölgede ısı transferi proses’ de buhar kalitesine bağlıdır. Isı transfer katsayısı kütle hızına bağlı fonksiyon olarak değişim göstererek bölgede ısı transfer katsayısı ortalama toplam yerine yerel bölgeler olarak ele alınmalıdır.



Şekil 3.6 Yatay bir borudaki bölgesel akış rejimleri

Denklem 3.41' de boru içi ısı transfer katsayısı olan (U) teriminde yer alan ve boru iç, dış çapları sırasıyla D_i ve D_o olan akışkanların; kirlilik faktörleri R_{if} ve R_{of} , ısı taşınım katsayıları h_i ve h_o , boru alanları A_i ve A_o k boru ısı transfer katsayısı olarak ifade edilmektedir. Denklemde boru içi ısı transfer hızı $dq_j = U_{i-j} dA_{i-j} T_{0-i} - T_{i-j}$ ve entalpi $dH_j = \frac{dH_j}{m_j}$ ve $H_{j+1} = H_j - dH_j$ hesaplanarak, entalpi değerleri karşılaştırılır ve hangi faz bölgesinde olduğu bulunur. Doyma bölgesi entalpi değerleri için yoğuşturucu; $H_{j+1} > H_{sv,j+1}$ ise tek fazlı buhar bölgesinde, $H_{j+1} < H_{sl,j+1}$ ise tek fazlı sıvı bölgesinde $H_{sl,j+1} \leq H_{j+1} \leq H_{sv,j+1}$ ise çift fazlı doyma bölgesindedir. X ise Denklem 3.42' ye göre hesaplanacaktır.

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{h_i} + \frac{A_i}{(A_o + A_f \eta_f) h_o} + \frac{A_i (D_o - D_i)}{2kA_w} + R_{if} + \frac{A_i}{A_o} R_{of} \quad (3.41)$$

$$X = \frac{H_{j+1} - H_{sl,j+1}}{H_{sv,j+1} - H_{sl,j+1}} \quad (3.42)$$

Dairesel bölgede akışın türbülanslı bir rejimde olduğunu varsayarsak bölgede akışkan ve ısı transfer yüzeyi arasındaki boyutsuz sıcaklık değişimi olan Nu sayısı Gnielinski tarafından Denklem 3.43' de ifade edilerek $0.5 \leq Pr \leq 2000$ aralığında ve $3000 < Re < 5 \times 10^6$ olmalıdır. Dairesel bir boru için tam gelişmiş bir akışta sürtünme faktörü (f) moody diyagramından yâda verilen eşitliklerden hesaplanabilir. Bu eşitliklerden Goudar-Sonnad yaklaşımı en iyilerinden biridir.

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)p_r}{1 + 12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (3.43)$$

Dairesel bir boruda Reynolds sayısı $(Re_b) = \frac{v_b \cdot \rho_b \cdot D_i}{\mu_b} = \frac{4 \dot{m}_b}{\pi D_i \mu_b}$, akışkanın; hızına V_b (m/s), yoğunluğuna ρ_b (kg/m³), dinamik viskoziteye μ_b ve boru iç çapına D_i ' ye bağlıdır. Prandtl sayısı $(Pr_b) = \frac{\mu_b c_{p,b}}{\lambda_b}$; akışkanın ısı iletim katsayısına λ_b (W/m. °C), dinamik viskoziteye μ_b ve özgül ısıya C_p bağlıdır. Borudan yüzeyinden iletimle çıkan ve suyun taşınımıyla aldığı ısı enerjisi ile; suyun giriş ve çıkış sıcaklığı arasındaki korelasyon için $T_{su,çıkış} = \frac{Q}{\dot{m} \cdot C_{p,Su}} + T_{su,giriş}$ kullanılacaktır.

3.2.4.1 Soğutucu Akışkan Gazların Tek ve Çift Fazlı Isı Değişimleri

GEDIP modelimizde soğutucu akışkan gaz, evaporatör bölgesine boru içerisinde çift fazlı (sıvı + buhar) olarak girerek bu bölge içerisinde tamamen buharlaştıktan sonra tek fazlı (duymuş buhar) olarak bölgeden çıkmaktadır. Diğer bir alan olan kondenser bölgede ise soğutucu akışkan gaz boru içerisinde tek fazlı (kızgın buhar) olarak kondensere girer ve tamamen yoğuşma gerçekleştikten sonra çift fazlı (sıvı + buhar) olarak bölgeden çıkmaktadır. Bu sebepten modelimizde boru içi ısı transferi katsayısı için, boru içi yoğuşma ve boru içi kaynama denklemlerine ihtiyaç bulunmaktadır. GEDIP modelimizin sayısal metodunda hata miktarının kabul edilebilir bir oranda olması için soğutucu akış gaz olarak R134a kullanırmıştır. Sayısal modelde toplam taşınım ısı transferi katsayısı (h_{tp}) Denklem 3.44' de verilmektedir.

$$h_{tp} = \sqrt{h_{cb}^2 + h_{nb}^2} \quad (3.44)$$

Denklem 3.44 içerisinde yer alan ve Schrock- Grossman korelasyonu olarak bilinen soğutucu akışkanın konvektif kaynama (convective boiling-cb) ısı transfer katsayısı (h_{cb}) hesaplamak için Denklem 3.45 korelasyonu kullanılarak, denklemde D hidrolik çap teriminden, k_l ısıl iletkenlik katsayısından, $Re_l = \frac{\dot{m}(1-x)d_i}{\mu_l}$ yüzeyel sıvı Reynolds sayısından, $Pr_l = \frac{\mu_l c_{pl}}{k_l}$ Prandtl sayısından ve Denklem 3.46' de ki Lockhart–Martinelli parametresinden faydalanılmıştır.

$$h_{cb} = \left(0.023 \left(\frac{k_l}{D}\right) Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4}\right) \left(C_1 \left(\frac{1}{x_t}\right)^{C_2}\right) \quad (3.45)$$

$$x_t = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0.1} \quad (3.46)$$

Korelasyonda $Re_l = \frac{\dot{m}(1-x)D}{A_{kesit}\mu_1} = \frac{G(1-x)D}{\mu_1}$ olarak karakterize edilerek burada $\dot{m}$ (kg/s) kütleli debi, x doyumluk derecesi, $G = \frac{\dot{m}}{A_{kesit alanı}}$ (kg/sm²) kütleli akış (kaynama sırasındaki buhar miktarı) olarak ifade edilmektedir.

Denklem 3.44' de soğutucu akışkanın çekirdek kaynama (nucleate boiling-*nb*) ısı transfer katsayısı (h_{nb}) hesaplamak için Denklem 3.47 korelasyonu kullanılarak, denklemde yüzey pürüzlülüğü etkisinin' de dâhil olduğu sıvıya özgü düşük basınç korelasyonunda Gorenflo havuz kaynama ısı katsayısı (h_{Goren}) Denklem 3.48' den faydalanılarak, baskılanan çekirdek kaynamasını hesaba katmak için $(1 - x)^{c_6}$ dan ve indirgenmiş basınç P_r ' den faydalanılmıştır.

$$h_{nb} = C_3 h_{Goren}^{c_4} P_r^{c_5} (1 - x)^{c_6} \quad (3.47)$$

$$h_{Goren} = h_0 F_{PF} \left(\frac{q}{q_0} \right)^{nf} \left(\frac{R_p}{R_{p0}} \right)^{0.133} \quad (3.48)$$

Korelasyonda R_p yüzey pürüzlülüğü, R_{p0} referans yüzey pürüzlülüğü olarak ifade edilmekte olup ısı transfer katsayısı $h_0 = 4500$ J/kg ve ısı akısı $q^0 = 20,000$ W/m² olarak alınmıştır. Ayrıca basınç düzeltme faktörü $F_{PF} = 1.2P_r^{0.27} + \left(2.5 + \frac{1}{1 - P_r} \right) P_r$, $P_r = P/P_{Kritik}$ ve üstsel katsayı $nf = 0.9 - 0.3P_r^{0.3}$ denklemi olarak tanımlanmış ve $P_{r0} = 0.1$ olarak ifade edilmiştir.

Denklem 3.45 ve Denklem 3.47' de deneysel veriler ile ısı transferi modeli arasında ortaya çıkan hatalar için optimizasyon algoritması uygulanarak korelasyonda gerekli olan Konvektif ve çekirdek kaynama katsayıları Tablo 3.2' de verilmiştir.

Tablo 3.2 Katsayılar (Çoban, 2019)

C_1	1.63366
C_2	0.94494
C_3	9.86075
C_4	0.80244
C_5	0.28773
C_6	0.40317

3.2.4.2 Soğutkanların Termodinamik Özellikleri

Uluslararası standartlar enstitüsü (International Organization for Standardization – ISO) tarafından soğutkanların termodinamik ve termofiziksel özelliklerini hesaplayan çok çeşitli formüller yayınlamıştır. Ancak uluslararası soğutma endüstrisinde ticari alanda çeşitli patent hakları olması durumu ortaya çıktığından, saf soğutucu akışkan ve soğutucu akışkan karışımlar için Helmholtz durum denklemi ile birlikte kübik şerit eğri uydurma yöntemi kullanarak termodinamik özelliklerin modellenmesi gerçekleştirilecektir.

Denklem 3.49 Helmholtz serbest enerji boyutsuz formu için “ A ” sıcaklık ve yoğunluğun bir fonksiyonu olarak saf soğutucu akışkanlar için indirgenmiş molar Helmholtz enerjisidir (IAPWS R6-95, 2018). Denklemde, “ ϕ_{id} ” terimi ideal gaz, “ ϕ_r ” terimi ise gerçek gaz ile ideal gaz fark kısmını ifade ederek bağımsız değişkenler olan yoğunluk ve sıcaklığa (ρ, T) göre olan türevler birleştirilerek tüm termodinamik özelliklerin hesaplanması sağlanmaktadır.

$$\phi = \frac{A}{RT} = \phi_{id}(\rho, T) + \phi_r(\rho, T) \quad (3.49)$$

Denklem 3.49’ da “ ϕ_{id} ” ideal gaz terimi Denklem 3.50 ile ifade edilerek denklemde korelasyon içerisinde yer alan tüm katsayı ve indisler Tablo 3.3’de ifade edilerek açıklanmaktadır.

$$\phi_{id} = \frac{h_{ref}}{RT} - \frac{s_{ref}}{R} - 1 + \ln\left(\frac{RT\rho}{p_{ref}}\right) + \frac{1}{RT} \int_{T_{ref}}^T C_{p,id} dT - \frac{1}{R} \int_{T_{ref}}^T \frac{C_{p,id}}{T} dT \quad (3.50)$$

Tablo 3.3 “ ϕ_{id} ” İdeal gaz teriminin katsayı ve indisleri

Isı kapasitesi	$\frac{C_{p,id}}{R} = c_0 + \sum_k C_k T^{t_k} + \sum_k a_k \frac{u_k^2 \exp(u_k)}{[\exp(u_k) - 1]^2}$
Soğutkana eğri uydurma ile elde edilen katsayılarıdır	$u_k = \frac{b_k}{T}, c_k, a_k \text{ ve } t_k$
İdeal gaz referans entalpi	$h_{ref} = 0^\circ\text{C}$ de doymuş sıvı entalpi olarak 200 kJ/kg K olarak seçilmiştir.
İdeal gaz referans entropi	$S_{ref} = 0^\circ\text{C}$ de doymuş sıvı entropi olarak 1 kJ/kg K olarak seçilmiştir.

Denklem 3.49’ da yer alan “ ϕ_r ” gerçek gaz terimi ise Denklem 3.51’ de ifade edilerek denklemde korelasyon içerisinde yer alan katsayı ve indisler Tablo 3.4’ de ifade edilerek gösterilmektedir.

$$\phi_r = \sum_k N_k / \tau^{t_k} \delta^{d_k} \exp[-\alpha_k(\delta - \varepsilon_k)^{l_k}] \exp[-\beta_k(\tau - \gamma_k)^{m_k}] \quad (3.51)$$

Tablo 3.4“ ϕ_r ”Gerçek gaz terim katsayı ve indisleri

Boyutsuz sıcaklık parametresi	τ
Kritik sıcaklık	T^*
Boyutsuz yoğunluk	δ
Kritik yoğunluk	ρ^*
Sayısal eğri uydurma katsayıları	N_k
Eğri uydurma ile özel soğutkan için belirlenmiş çarpanlar	$\alpha_k, \beta_k, \varepsilon_k, \gamma_k$
Eğri uydurma ile özel soğutkan için belirlenmiş üst katsayıları	t_k, d_k, l_k, m_k

Bazı soğutucu akışkanlar (CO₂) için, Denklem 3.49’ da ifade edilen Helmholtz serbest enerji hal denkleminde üçüncü terim olan $\phi_{krit} = \sum_k N_k \delta \Delta^{b_k} \varphi$ terimi eklenerek Denklem 3.52 elde edilmektedir. Denklemde korelasyon içindeki tüm katsayı ve indisler Tablo 3.5’ de verilerek $N_k, A_k, B_k, C_k, D_k, \alpha_k, \beta_k$ hal denkleminin değiştirilebilir eğri uydurma katsayıları olarak kullanılmaktadırlar.

$$\phi = \frac{A}{RT} = \phi_{id} + \phi_r + \phi_{krit} \quad (3.52)$$

Tablo 3.5“ ϕ_{krit} ”teriminin katsayı, terim ve indisleri

$\Delta =$	$\theta^2 B_k [(\delta - 1)^2]^{a_k}$
$\theta =$	$(1 - \tau) + A_k [(\delta - 1)^2]^{1/2 \beta_k}$
$\varphi =$	$\exp = [-C_k(\delta - 1)^2 - D_k(\tau - 1)^2]$

Bir hal denklemi basıncın, sıcaklığın ve molar yoğunluğun açık bir fonksiyonu olarak ifade edebilir. Bu durumda alternatif olarak modifiye edilmiş Benedict-Webb-Rubin hal denklemi Denklem 3.53' de Gibbs serbest enerji hal denklemine dönüştürülebilir. Denklemden a_k katsayısı deneysel verilere uyan ve ayarlanabilen parametreler ile sonuçlanan sıcaklık fonksiyonlarıdır.

$$P = \sum_{k=1}^9 a_k \rho^k + \exp\left(-\rho^2 / \rho_{krit}^2\right) \sum_{k=10}^{15} a_k \rho^{2k-17} \quad (3.53)$$

Basıncı durum denklemlerinde tutarlı bir ifade sağlayabilmek için Denklem 3.49 Helmholtz serbest enerji formuna dönüştürülür. Basıncı için $P = -\left(\frac{\partial A}{\partial V}\right)_T$ termodinamik özdeşliği ile Helmholtz serbest enerji ilişkilendirilerek, hacim üzerindeki integrasyon ile Denklem 3.54' de basıncı değerlendirilir. Denklem ideal gaz Helmholtz serbest enerji denklemiyle birlikte kullanılarak gerçek hal denklemi elde edilir. Soğutkan Helmholtz serbest enerji denklemi elde edildikten sonra türevleri kullanılarak Tablo 3.6' da ki değişik termodinamik özellikler türetilir. Doyma bölgesi denklemleri hal denkleminde $P(\tau, \delta_{sivi}) = P(\tau, \delta_{gaz})$ ve $g(\tau, \delta_{sivi}) = g(\tau, \delta_{gaz})$ denklemleri elde edilmektedir.

$$\frac{A_r(T, \rho)}{RT} = \phi_r = - \int_V^\infty \left(\frac{P}{RT} - \rho \right) dV \quad (3.54)$$

Tablo 3.6 Türetilen farklı termodinamik özellikler

$P = RT\rho \left(1 + \delta \frac{\partial \phi_r}{\partial \delta} \right)$
$U = RT \left(\tau \frac{\partial \phi_{id}}{\partial \tau} + \frac{\partial \phi_r}{\partial \tau} \right)$
$h = RT \left(1 + \tau \frac{\partial \phi_{id}}{\partial \tau} + \frac{\partial \phi_r}{\partial \tau} + \delta \frac{\partial \phi_r}{\partial \delta} \right)$
$s = R \left(-(\phi_{id} + \phi_r) + \tau \frac{\partial \phi_{id}}{\partial \tau} + \frac{\partial \phi_r}{\partial \tau} \right)$
$g = RT \left(1 + \phi_{id} + \phi_r + \delta \frac{\partial \phi_r}{\partial \delta} \right)$
$c_v = R \left(-\tau^2 \frac{\partial^2 \phi_{id}}{\partial \tau^2} - \tau^2 \frac{\partial^2 \phi_r}{\partial \tau^2} \right)$
$c_p = c_v + R \frac{\left(1 + \delta \frac{\partial \phi_r}{\partial \delta} - \delta \tau^2 \frac{\partial^2 \phi_r}{\partial \tau \partial \delta} \right)}{1 + 2\delta \frac{\partial \phi_r}{\partial \delta} - \delta^2 \frac{\partial^2 \phi_r}{\partial \delta^2}}$

3.2.5. Güneş Işınımı Modeli

Güneşin çekirdeğinde doğal olarak meydana gelen nükleer füzyonun etkisiyle hidrojen gazının helyuma dönüşmesi sonucu ortaya çıkan enerji dünyaya ulaşan ısı ve ışıınım enerjisidir. Işıınım enerjisinin şiddeti dünya atmosferinin dışında ortalama 1370 W/m^2 değerindedir. Bu değer yeryüzünde 0 ile 1100 W/m^2 arasında değişim göstermektedir. Ortaya çıkan bu yüksek farkın nedeni ise güneş ışınının dünya üzerindeki yüzeylere gelen açı farklarından kaynaklandığı bilinmektedir. Yapılan çalışmada Tablo 3.7’ deki güneş ışımasının dalga boyu fonksiyon değerlerinin tasarlanan modelimize veri olarak kullanılması için kübik şerit eğri formüllerinden faydalanılmıştır.

Tablo 3.7 Güneş ışımasının dalga boyu değerleri

$\lambda \text{ } \mu\text{m}$	GSC W/m^2	$\lambda \text{ } \mu\text{m}$	GSC W/m^2	$\lambda \text{ } \mu\text{m}$	GSC W/m^2
0.25	13.8	0.52	1820.9	0.88	965.7
0.275	224.5	0.53	1873.3	0.9	911.9
0.3	542.3	0.54	1873.4	0.92	846.8
0.325	778.4	0.55	1875	0.94	803.8
0.34	912	0.56	1841.1	0.96	768.5
0.35	983	0.57	1843.2	0.98	763.5
0.36	967	0.58	1844.6	1	756.5
0.37	1130.8	0.59	1782.2	1.05	668.6
0.38	1070.3	0.6	1765.4	1.1	591.1
0.39	1029.5	0.62	1716.4	1.2	505.6
0.4	1476.9	0.64	1693.6	1.3	429.5
0.41	1698	0.66	1545.7	1.4	354.7
0.42	1726.2	0.68	1492.7	1.5	196.6
0.43	1591.1	0.7	1416.6	1.6	241.7
0.44	1837.6	0.72	1351.3	1.8	169
0.45	1995.2	0.74	1292.4	2	100.7
0.46	2042.6	0.76	1236.1	2.5	49.5
0.47	1196	0.78	1188.7	3	25.5
0.48	2028.8	0.8	1133.3	3.5	14.3
0.49	1892.4	0.82	1089	4	7.8
0.5	1918.3	0.84	1035.2	5	2.7
0.51	1926.1	0.86	967.1	8	0.8

Kübik şerit interpolasyon yöntemi hakkında bilgi verecek olursak; elde edilmiş tüm veri noktalarından yola çıkılarak bu noktalardan geçen polinomlar ile noktaların bağlanmasıdır. Ayrıca interpolasyon sürecinde polinomların birinci türevlerinin sürekli olması gerekmektedir.

$1 \leq k \leq n$ aralığında Denklem 3.55' deki gibi değiştirilmiş özel 3.dereceden kübik bir polinom verilir ise bu polinomun birinci türevi Denklem 3.56, ikinci türevi Denklem 3.57 olarak oluşturulur.

$$s_k(x) = a_k(x - x_k) + b_k(x_{k+1} - x) + [(x - x_k)^3 c_{k+1} + (x_{k+1} - x)^3 c_k]/(6h_k) \quad (3.55)$$

$$s'_k(x) = a_k + b_k + [(x - x_k)^2 c_{k+1} + (x_{k+1} - x)^2 c_k]/(2h_k) \quad (3.56)$$

$$s''_k(x) = (x - x_k)c_{k+1} + (x_{k+1} - x)c_k +/(h_k) \quad (3.57)$$

Bu durumda $a_k = [6y_{k+1} - h_k^2 c_{k+1}]/(6h_k)$ ve $b_k = [6y_k - h_k c_k]/(6h_k)$, c_k 'nin bir fonksiyonu olarak ifade edilir ve çözülmesi gereken denklem sistemi $1 \leq k \leq n$ aralığında Denklem 3.58' de c_k terimlerine dönüştürülür.

$$h_{k-1}c_{k-1} + 2(h_{k-1} - h_k)c_k + h_k c_{k+1} = 6 \left[\frac{y_{k+1} - y_k}{h_k} - \frac{y_k - y_{k-1}}{h_{k-1}} \right] \quad (3.58)$$

Bu denklem sisteminde n-2 denklem mevcut olup $1 \leq k \leq n$ aralığında $w_k = \frac{y_{k+1} - y_k}{h_k}$ olacak şekilde tanım yapılarak Şekil 3.7' de çözülecek bir denklem sistemi oluşturulur.

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ h_1 & 2(h_1 + h_2) & h_2 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ 0 & h_2 & 2(h_2 + h_3) & \dots & 0 & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 2(h_{n-3} + h_{n-2}) & h_{n-2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \dots & h_{n-2} & 2(h_{n-2} + h_{n-1}) & h_{n-1} \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} c_0 \\ c_1 \\ c_2 \\ \dots \\ c_{n-2} \\ c_{n-1} \\ c_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A \\ 6(w_2 - w_1) \\ 6(w_3 - w_2) \\ \dots \\ 6(w_{n-2} - w_{n-3}) \\ 6(w_{n-1} - w_{n-2}) \\ B \end{bmatrix}$$

Şekil 3.7 Denklem sistemi

Şekil 3.7' de kullanıcı tarafından verilen A ve B sınır şartları ile formülün ilk türevi alınacak olursa yukarıda Denklem 3.57 elde edilecektir. Bu denklemin a, x_n, x_{n+1}, b bölgeleri için integrali alınacak olursa Denklem 3.59 elde edilir. Şerit interpolasyon formülleri kısmi devamlı formül olduğundan aynı kısmi devamlılığı integral işleminde kullanmamız gerekir.

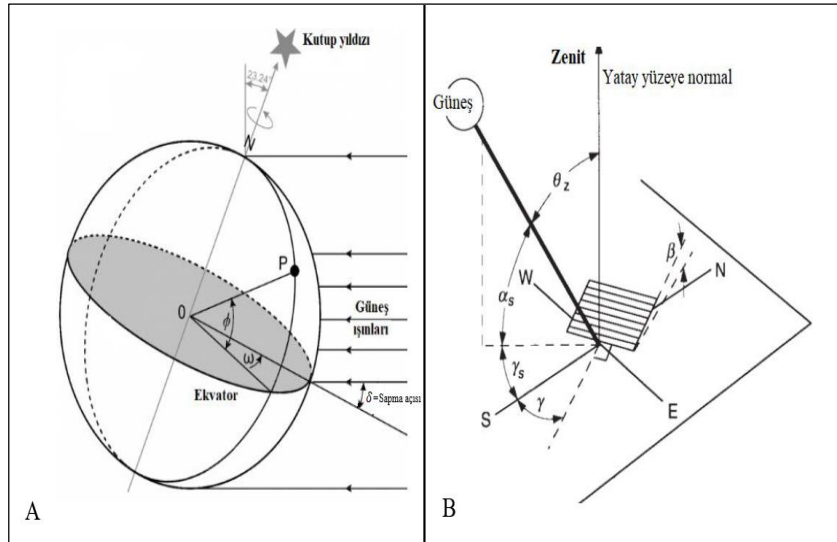
$$\int_a^b s_k(x) dx = \sum_{x=a}^b a_k \frac{(x-x_k)^2}{2} - b_k \frac{(x_{k+1}-x)^2}{2} + c_k \frac{(x-x_k)^4}{24h_k} - d_k \frac{(x_{k+1}-x)^4}{24h_k} \quad (3.59)$$

Dünya güneş etrafında dönerken sabit mesafede olmadığından atmosfer dışına gelen güneş ışınlamı $G_{on}(\lambda)$; güneş ışınlamı sabiti Denklem 3.60' da $G_{st}(\lambda) = 1367 \text{ W/m}^2$ ve Tablo 3.8'deki n yılın gününe göre hesaplanmaktadır.

$$G_{on}(\lambda) = G_{st}(\lambda) \left(1 + 0.0333 \cos\left(\frac{360n}{365}\right) \right) \quad (3.60)$$

Tablo 3.8 Yılın n günü için hesaplama tablosu

$\dot{I} = + \text{Saat}/24 + \text{Dakika}/(24*60)$							
Ay	n	Ay	n	Ay	n	Ay	n
Ocak	i	Nisan	90+i	Temmuz	181+i	Ekim	273+i
Şubat	31+i	Mayıs	120+i	Ağustos	212+i	Kasım	304+i
Mart	59+i	Haziran	151+i	Eylül	243+i	Aralık	334+i



Şekil 3.8 (δ) Eğim-sapma açısı, (θ_z) zenit açısı ve diğer açılar

Şekil 3.8' de A figüründeki açılar tanımlanacak olursa; coğrafi enlem dairesi açısı (ϕ) $-90^\circ \leq \phi \leq +90^\circ$ aralığında bir değer olarak İzmir için 38.46° olarak verilir. Saat açısı (ω) dünyanın güneş çevresinde 1 saatte yaptığı 15° lik açı olup öğle vakti 0, sabah – ve öğleden sonra + olarak ifade edilir, δ eğim sapma (deklınasyon) açısı ise gökkürenin ekvator düzlemine göre güneşin açısai yüksekliği olup $-23,45^\circ \leq \delta \leq 23,45^\circ$ arasında bir değer olarak Denklem 3.61 ile ifade edilir.

$$\delta = 23.45 \sin\left(360 \frac{284+n}{365}\right) \quad (3.61)$$

Şekil 3.8' de B figüründeki açılar ifade edilecek olursa; β levha eğik yüzeyinin yatay ile yaptığı açı, γ eğik düzlemin normalinin izdüşümünün güney ile yaptığı açı, γ_s güneşin izdüşümünün güney ile yaptığı açı, θ_z Zenit açısı güneşin yatay yüzey normali ile yaptığı açı olup Denklem 3.62 ile ifade edilir. γ açısı güneyden batıya (+) ve güneyden doğuya (-), θ_z açısı $0 \leq \theta_z \leq +90$ aralığında olup yatay yüzeyde $\beta = 0^\circ$ için $\theta_z = \theta$ eşit olmaktadır. Bir eğik düzlemdeki yüzey üzerine ışın radyasyon geliş açısı θ (güneşin yüzey normali ile yaptığı açı) açısı olarak tanımlanmakta ve Denklem 3.63 ile ifade edilmektedir.

$$\cos \theta_z = \cos \phi \cos \delta \cos \omega + \sin \phi \sin \delta \quad (3.62)$$

$$\begin{aligned} \cos \theta = & \sin \delta \sin \phi \cos \beta - \sin \delta \cos \phi \sin \beta \cos \gamma + \cos \delta \cos \phi \cos \beta \cos \omega + \\ & \cos \delta \sin \phi \sin \beta \cos \gamma \cos \omega + \cos \delta \sin \beta \sin \gamma \sin \omega \end{aligned} \quad (3.63)$$

Atmosferden geçen güneş ışınlarının enerjisinin bir kısmı atmosfer tarafından tutulmaktadır. Tutulan enerjinin bir kısmı uzaya geri yansıtılırken bir kısmı' da atmosferde birikmektedir. Bu durumda yeryüzüne gelen enerjide ışın radyasyonu için geçirgenlik katsayısı τ_b (direk ışıma faktörü) Denklem 3.64' de, dağınık radyasyon için geçirgenlik katsayısı τ_d (dolaylı ışıma faktörü) Denklem 3.65' de verilerek, ışıma faktörünün toplam faktörü olan τ Denklem 3.66 ile belirlenir.

$$\tau_b = a_0 + a_1 \exp\left(-\frac{k}{\cos \theta_z}\right) \quad (3.64)$$

$$\tau_d = 0.271 - 0.294\tau_b \quad (3.65)$$

$$\tau = \tau_b + \tau_d \quad (3.66)$$

Denklem 3.60' da atmosfer dışına gelen güneş ışımasını $G_{on}(\lambda)$ yatay veya eğimli yüzeyler için farklı denklemlere açıklanarak eğimli yüzey için Denklem 3.67, yatay yüzey için ise Denklem 3.68 kullanılır.

$$G(\lambda) = G_{st}(\lambda) \left(1 + 0.0333 \cos\left(\frac{360n}{365}\right)\right) \cos(\theta_z) \tau \quad (3.67)$$

$$G(\lambda) = G_{st}(\lambda) \left(1 + 0.0333 \cos\left(\frac{360n}{365}\right)\right) \cos(\theta) \tau \quad (3.68)$$

Yüzeye gelen enerjinin bir kısmı yutulurken bir kısmı da geri yansıtılır. Kirshoff yasasına göre yüzey tarafından emilen enerjinin yüzey tarafından yayınlanan enerjiye eşitliği göz önüne alınırsa (ϵ_λ) yayma katsayısı = (ρ_λ) soğurma katsayısı olarak yazılabilir. Bu durumda Tablo 3.9’ da Ni (nikel) kaplamalı bakır bir seçici yüzeyin spektral ϵ_λ yayma katsayıları verilerek, ϵ_λ (yayma katsayısı) kübik şerit interpolasyon fonksiyonu olarak gösterilebilir. (Çoban, 2019).

Tablo 3.9 Nikel kaplamalı bakır yüzeyin spektral yayılma katsayıları

$\lambda \mu\text{m}$	Spektral Yayılma	$\lambda \mu\text{m}$	Spektral Yayılma	$\lambda \mu\text{m}$	Spektral Yayılma
0.398317	0.861508	1.500701	0.652796	6.490934	0.069571
0.448808	0.881014	1.584853	0.594278	7.271967	0.063719
0.496494	0.90052	1.669004	0.53381	7.997211	0.055917
0.5554	0.925878	1.753156	0.496749	8.582985	0.053966
0.614306	0.960988	1.842917	0.46554	9.280335	0.053966
0.661992	0.982445	1.907433	0.455787	9.977685	0.036411
0.706872	0.994148	1.997195	0.447984	10.28452	0.040312
0.774194	0.998049	2.027894	0.442133	10.70293	0.050065
0.852735	0.996099	2.111576	0.395319	11.37238	0.050065
0.931276	0.980494	2.306834	0.33485	11.93026	0.050065
1.021038	0.949285	2.55788	0.284135	12.62762	0.048114
1.102384	0.916125	2.83682	0.237321	13.57601	0.050065
1.180926	0.863459	3.143654	0.20026	14.38494	0.048114
1.245442	0.820546	3.701534	0.147594	14.99861	0.050065
1.301543	0.787386	4.175732	0.124187	15.91911	0.050065
1.371669	0.736671	4.845188	0.102731	16.97908	0.052016
1.430575	0.697659	5.598326	0.083225	18.01116	0.052016

Levha tarafından absorbe edilen güneş enerjisi $Q_r(\lambda) = G(\lambda)\rho_\lambda$ denklem olarak ifade edilecek olursa, bu denklem yine kübik şerit interpolasyon denklemi kullanılarak integrasyonu toplam absorbe edilen güneş enerjisi olarak elde edilecektir. Ayrıca spektral verinin kübik şerit algoritması integrasyon değerleri ile levhaya gelen enerji ve levha tarafından absorbe edilen enerji hesaplanabilmektedir.

Toplam ısı denginin hesaplanabilmesi için yüzeyden yayılım yolu ile çevreye verilen enerjide hesaba katılmalıdır. Bu enerji, Denklem 3.69’ da Plank yasasından yararlanılarak bulunabilir. Bu denklemdeki katsayılardan $k=1.380649 \times 10^{-23}$ J/K Boltzmann sabiti, $h=6.62607015 \times 10^{-34}$ Planck sabiti, $C_0=2.99792458 \times 10^8$ m/s boşluktaki ses hızı ve n kırılma indeksi olup bunları bir araya getirecek olursak Denklem 3.70 ile ifade edilir. Denklem 3.70’ de integre edilerek sıcaklıkla yayılan toplam güç, Denklem 3.71 Stephen-Boltzman ve $\sigma = \left[\left(\frac{c_1}{c_2^4} \right) \frac{\pi^4}{15} \right] = 5.6703744192 \times 10^{-8}$ W/m²K⁴ sabitine ulaşılır (Incropera et al., 2007).

$$\pi I_{\lambda,b}(\lambda, T) = E_{\lambda,b}(\lambda, T) = \frac{2\pi h c_0^2}{n^2 \lambda^5 [\exp(h c_0 / (n \lambda k T) - 1)]} \quad (3.69)$$

$$\pi I_{\lambda,b}(\lambda, T) = \frac{E_{\lambda,b}(\lambda, T)}{n^3 T^5} = \frac{c_1}{(n \lambda T)^5 [\exp(c_2 / (n \lambda T) - 1)]} \quad (3.70)$$

$$\frac{E_{\lambda,b}(\lambda, T)}{n^3 T^5} = \int_{\lambda=0}^{\infty} \frac{c_1 d\lambda}{(n \lambda T)^5 [\exp(c_2 / (n \lambda T) - 1)]} \quad (3.71)$$

Denklem 3.72 tüm spektrum yerine 0’ dan belli bir spektrum bandı için çözülecek olursa elektromanyetik bir ışınım olan siyah cisim radyasyonu elde edilebilir. Siyah cisim ışıması, belirsiz bir dalga boyu ve sıcaklıkta olası en yüksek miktarda radyasyon yayandır ve bu orana Denklem 3.73’ de ışıyım fonksiyonu adını alır.

$$E_b(T) = \left[\left(\frac{c_1}{c_2^4} \right) \frac{\pi^4}{15} \right] n^2 T^4 = \sigma n^2 T^4 \quad (3.72)$$

$$F_{(0 \rightarrow \lambda_1)}(T) = \frac{E_{(0 \rightarrow \lambda_1)}(T)}{E_b(T)} = \frac{\int_{\lambda=0}^{\lambda_1} E_{\lambda,b}(\lambda, T) d\lambda}{\int_{\lambda=0}^{\lambda_1} E_{\lambda,b}(\lambda, T) d\lambda} = \frac{\int_{\lambda=0}^{\lambda_1} E_{\lambda,b}(\lambda, T) d\lambda}{\sigma n^2 T^4} \quad (3.73)$$

Gri cisim radyasyonunu hesaplayacak olursak Denklem 3.74’ de spektral ε_λ yayma katsayısını’ da değerlendireceğiz. Bu sayede belirli bir alan için evaporatör yüzeyden birim zamanda yayılan ışıyım değeri Q Denklem 3.75 ile hesaplanabilir.

$$\varepsilon(T) = \frac{E(T)}{E_b(T)} = \frac{\int_{\lambda=0}^{\infty} \int_{\Omega} [E_\lambda(\theta, \phi, T) I_{\lambda,b}(T) d\lambda] \cos(\theta) d\Omega}{\sigma n^2 T^4} \quad (3.74)$$

$$Q = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4 \cdot A \cdot t \quad (3.75)$$

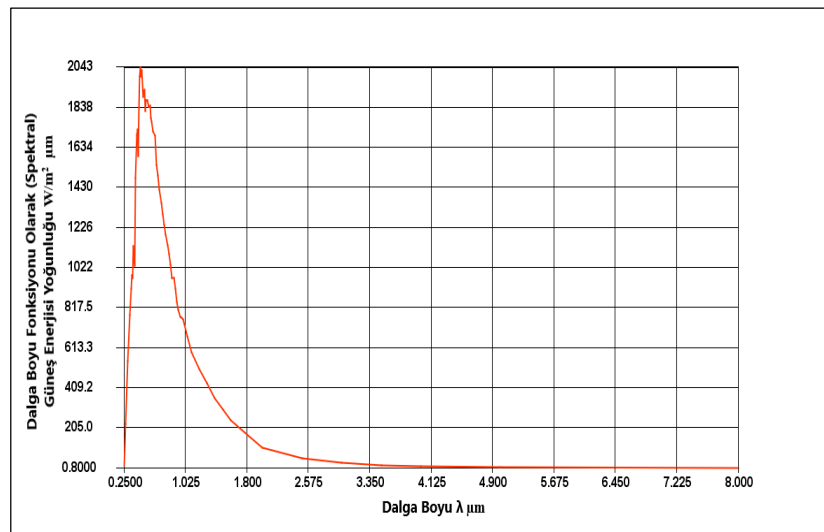
4.MODEL VERİLERİ VE BULGULAR

4.1.Sayısal Metot ile Bulgular

4.1.1.Güneş Işınımı Enerjisinin Modellemesi

Tasarlanan modelde evaporatör tarafından yutulan, taşınım ve ısıtım yolu ile çevreye aktarılan enerjinin hesaplanması JAVA’ da solar_boosted_heat_pump.java algoritmasından faydalanılarak yapılmıştır. Oluşturulan bu sınıf içerisinde güneş ışımasının dalga boyunun fonksiyon değerlerinin kullanılabilmesi için kübik şerit eğri uydurma formüllerinden faydalanılarak güneş tarafından gelen spektral enerji, levha tarafından yutulan enerji ile levha tarafından yayılan enerji değerleri hesaplanmıştır.

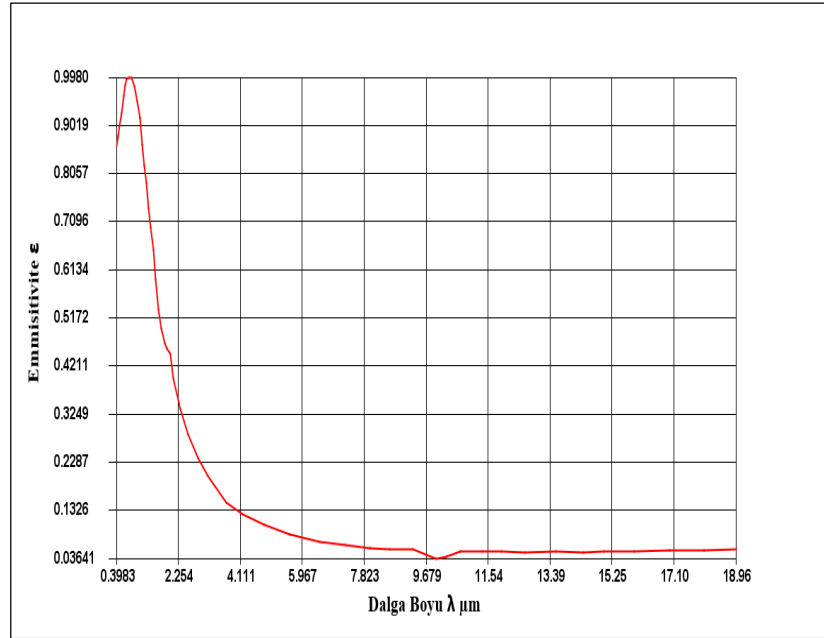
Şekil 4.1’ de güneş ışınlarının $0.25 \lambda \mu\text{m}$ ile $8 \lambda \mu\text{m}$ aralığındaki atmosfer dışı spektral enerji yoğunluğunun fonksiyon grafiği oluşturularak, belirtilen dalga boyu aralığında uydurduğumuz kübik şerit formüllerinden atmosfer dışı spektral enerji $1353.9 \text{ W/m}^2 \mu\text{m}$ değerine ulaşılmıştır. Ulaştığımız bu değer güneş sabiti değeri olan $1373 \text{ W/m}^2 \mu\text{m}$ değerine oldukça yakın bir değer olduğundan programda uyguladığımız kübik şerit interpolasyon formül algoritmasının dünya dışı güneş ışımasını doğru olarak yansıttığını söyleyebiliriz.



Şekil 4.1 Dünya dışı 0.25 ile $8 \lambda \mu\text{m}$ güneş ışıması grafiği

Seçici levha yüzeyine gelen spektral güneş enerjisinin bir kısmı levha tarafından emilirken, bir kısım enerjide levha tarafından geri yansıtılmaktadır. Kirshoff yasasına göre emilen enerjinin yüzey tarafından yayılan enerjiye eşitliği göz önüne alınacak olursa bu eşitlik $\varepsilon(\lambda) = \rho(\lambda)$ şeklinde yazılır.

Programda kullanılan seçici levha yüzeyi, Nikel kaplamalı bakır tip bir yüzey olup bu yüzeyin Tablo 3.9’ da 0.398317 ile 18.95955 dalga boyları (λ) μm arasındaki spektral yayma katsayıları $\varepsilon(\lambda)$ verilmiştir. Tablo 3.9’ da ki değerleri kübik şerit interpolasyon yöntemi kullanarak fonksiyon formuna dönüştürerek Nikel kaplamalı bakır seçici yüzeyin şekil 4.2’ de spektral emisivite grafiği oluşturmuştur.

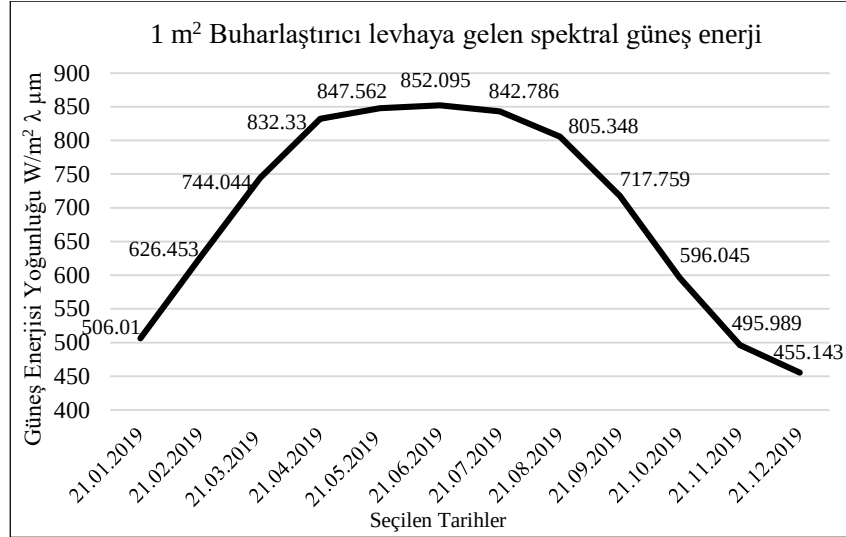


şekil 4.2 Levha yüzeyi emisivite grafiği

Programda, levha tarafından absorbe edilen güneş enerjisi Kirshoff eşitliğindeki ifadeden yola çıkarak $Q_r(\lambda) = G(\lambda)\rho_\lambda$ denklemi şeklinde kullanılarak yeni bir kübik şerit interpolasyon denklemi elde edilmiştir.

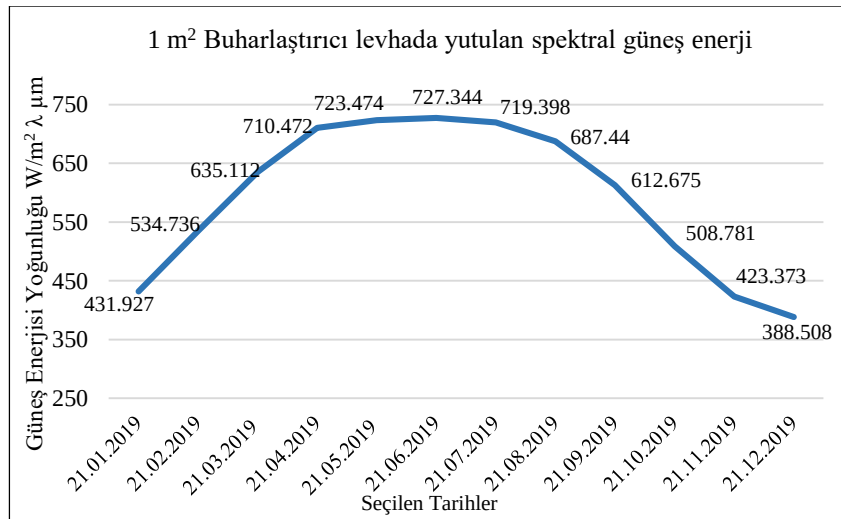
Elde edilen denklemden yola çıkılarak ve yine kübik şerit interpolasyon denklemi kullanılarak integrasyon ile buharlaştırıcı levhada absorbe edilen toplam güneş enerjisi miktarı elde edilmiştir.

2019 yılının spektral güneş enerjisi analizi yapılarak; Saat 12:00 için belirli tarihlerdeki buharlaştırıcı levhaya gelen spektral güneş enerjisi yoğunluğu grafiği Şekil 4.3' de elde edilmiştir.



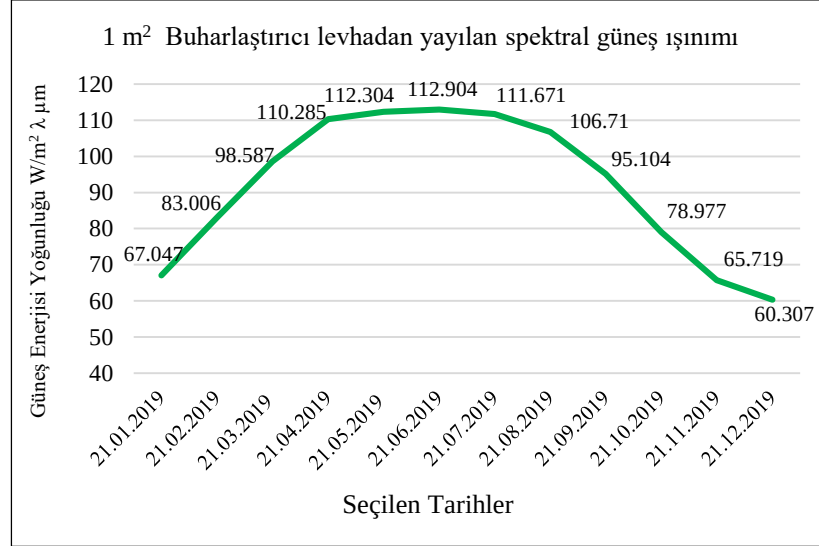
Şekil 4.3 Seçilen tarihlerde levhaya gelen enerji

Şekil 4.4' de ise Saat 12:00 için belirli tarihlerdeki buharlaştırıcı levha tarafından yutulan spektral güneş enerjisinin yıllık grafiği verilmektedir. İki grafikte de buharlaştırıcı levha için en verimli tarihin 21.06.2019, en verimsiz tarihin 21.12.2019 olarak ön plana çıktığı görülmektedir.



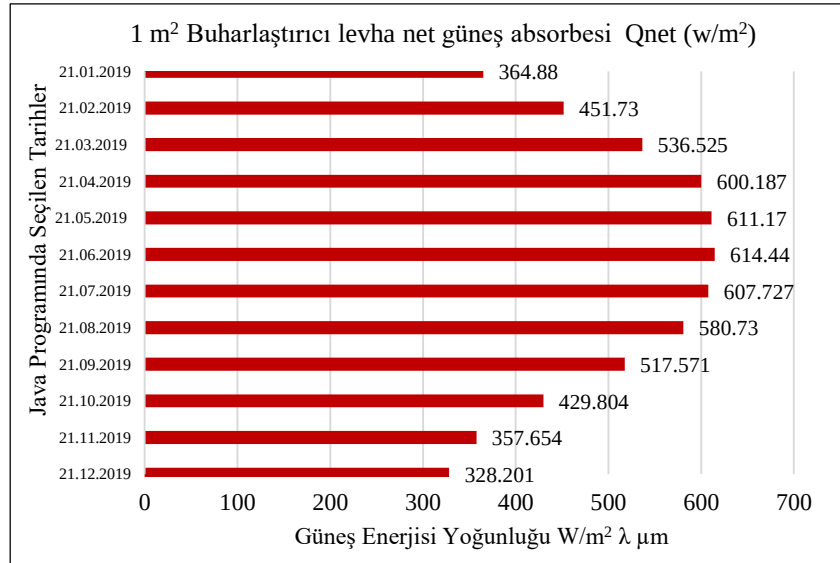
Şekil 4.4 Seçilen tarihlerde levhada yutulan enerji

Buharlaştırıcı levhaya giren Q_{net} güneş ısı enerjisini hesaplayabilmek için Şekil 4.5’ deki buharlaştırıcı levha tarafından yayılan spektral güneş ışıını grafiğinin de elde edilmesi gerekmektedir.



Şekil 4.5 Seçilen tarihlerde levhadan yayılan enerji

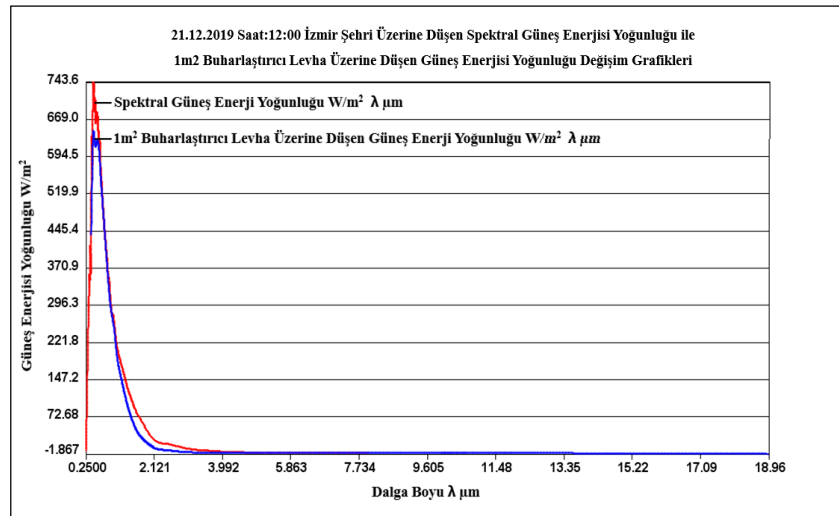
Şekil 4.4 ve Şekil 4.5’ de elde edilen grafiklerin sonucunda GEDİP sisteminde 1m² buharlaştırıcı levha için gerekli olan net güneş absorbesi Şekil 4.6’ da ki grafikte elde edilmiş ve bu sayede sistemin ön tasarım aşaması gerçekleştirilebilmiştir.



Şekil 4.6 1m² buharlaştırıcı levha güneş absorbe grafiği

Grafikteki incelemede buharlaştırıcı levha için; max-mum güneş absorbe edildiği tarih 21.06.2019, min-mum absorbe edildiği tarih 21.12.2019 olarak belirlenerek GEDİP sisteminde verimlilik açısından bu iki tarih dikkate alınmıştır.

Şekil 4.7' de JAVA programı çıktısında; 21.12.2019 tarihinde saat 12:00' de Enlem açısı (ϕ) = 32.75 olan İzmir şehrine düşen spektral güneş enerjisi ile 1m² buharlaştırıcı levha üzerine gelen spektral güneş enerjisi yoğunluğunun fonksiyon grafikleri elde edilmiştir.

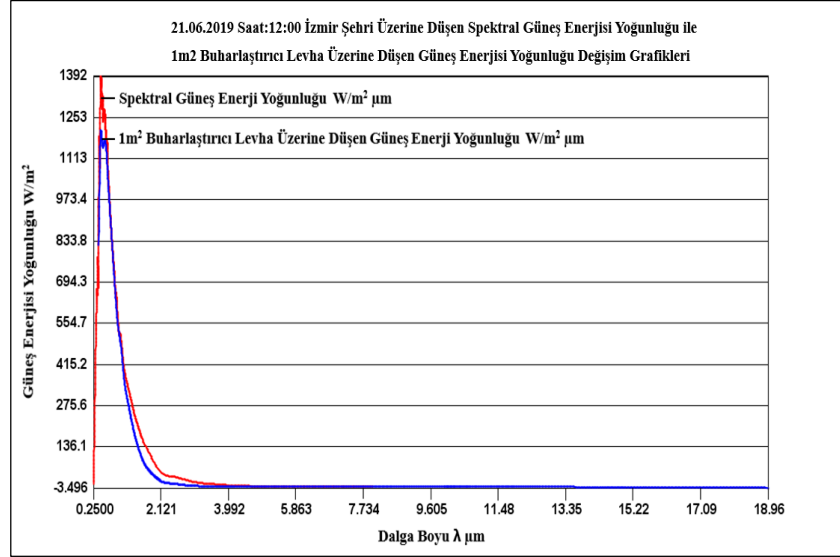


Şekil 4.7 JAVA programı çıktısı 21.12.2019 saat 12:00

JAVA programındaki solar_boosted_heat_pump.java modelindeki spektral güneş enerjisi fonksiyonlarına göre spektral verinin kübik şerit algoritmasının integrasyon değerleriyle buharlaştırıcı yüzey olarak kullanılan 1m² ebatlarındaki Nikel kaplamalı bakır tip seçici levhaya birim zamanda düşen enerji 455.143 W/m², levhada absorbe edilen enerji ise 388.508 W/m² elde edilmiştir.

Programda ısı dengeyi hesaplamak için levhadan yayılım yoluyla çevreye verilen enerji T=276.17 K buharlaştırıcı yüzey sıcaklığı için spektral yayma katsayısı değeri ile hesaplandığında $\varepsilon(T)=0.177$ elde edilmiştir. Elde edilen bu katsayı ile tasarlanan sistemdeki 1m² alana sahip buharlaştırıcı levha yüzey alanından birim zamanda yayılan ışıyım değeri ise Q=60.307 W/m² olarak bulunmuştur. Böylece 21.12.2019 tarihinde saat 12:00' de 1m² alana sahip buharlaştırıcı levhanın net güneş absorblaması, $Q_{\text{Buharlaştırıcı Net Giren}} = 388.508 - 60.307 = 328.201 \text{ W/m}^2$ olarak elde edilmiştir.

Şekil 4.8’ deki JAVA programı çıktısında; 21.06.2019 tarihinde saat 12:00’ de Enlem açısı (ϕ) = 32.75 olan İzmir şehrine düşen spektral güneş enerjisi ile 1m² buharlaştırıcı levha üzerine gelen spektral güneş enerjisi yoğunluğunun fonksiyon grafikleri elde edilmiştir.



Şekil 4.8 JAVA programı çıktısı 21.06.2019 saat 12:00

JAVA programındaki solar_boosted_heat_pump.java modelindeki spektral güneş enerjisi fonksiyonlarına göre spektral verinin kübik şerit algoritmasının integrasyon değerleriyle buharlaştırıcı yüzey olarak kullanılan 1m² ebatlarındaki Nikel kaplamalı bakır tip seçici levhaya birim zamanda düşen enerji 852.095 W/m², levhada absorbe edilen enerji ise 727.344 W/m² elde edilmiştir.

Java programında ısıl dengeyi hesaplamak için levhadan yayılım yoluyla çevreye verilen enerji T=276.17 K buharlaştırıcı yüzey sıcaklığı için spektral yayma katsayısı değeri ile hesaplandığında $\varepsilon(T) = 0.332$ elde edilmiştir. Elde edilen bu katsayı ile tasarlanan sistemdeki 1m² alana sahip buharlaştırıcı levha yüzey alanından birim zamanda yayılan ışıınım değeri ise $Q = 112.904 \text{ W/m}^2$ olarak bulunmuştur. Böylece 21.06.2019 tarihinde saat 12:00’ de 1m² alana sahip buharlaştırıcı levhanın net güneş absorblaması, $Q_{\text{Buharlaştırıcı Net Giren}} = 727.344 - 112.904 = 614.44 \text{ W/m}^2$ olarak elde edilmiştir.

4.1.2.Güneş Destekli Buharlaştırıcı Levha Modellemesi

Kısılma vanasından geçerek buharlaştırıcı levhaya doymuş sıvı+buhar fazda giren soğutucu akışkan levha tarafından yutulan ısı enerjisi ile tamamen doymuş buhar fazına geçmektedir. Bu proses için gerekli olan ısı enerjisi Java programında 21 Aralık 2019 ve 21 Haziran 2019 tarihleri için yapılan analizlerde 1m^2 buharlaştırıcı levhada taşınım ve ışıınım yoluyla absorbe edilen ve yansıtılan enerji miktarları Tablo 4.1’ de verilmektedir.

Tablo 4.1 1m^2 buharlaştırıcı levhaya gelen enerji

1m^2 Buharlaştırıcı levhaya gelen enerjiler	21 Aralık 2019 saat 12:00	21 Haziran 2019 saat 12:00
Buharlaştırıcı levhaya gelen enerji	455.143 W/m ²	852.095 W/m ²
Buharlaştırıcı levhada yutulan enerji	388.508 W/m ²	727.344 W/m ²
Buharlaştırıcı levha yüzey alanından yayılan ışıınım	60.307 W/m ²	112.904 W/m ²
Buharlaştırıcı levhada absorblanan güneş enerjisi Q_{net}	328.201 W/m ²	614.44 W/m ²

Yapılan çalışmada ısı pompası için gerekli olan enerjiyi sağlayan buharlaştırıcı levha yüzey alanı 2.40 m^2 olduğundan iki farklı tarihteki buharlaştırıcı levha tarafından emilen net güneş absorbe ısı enerjisi tablosu Tablo 4.2’ de verilmiştir.

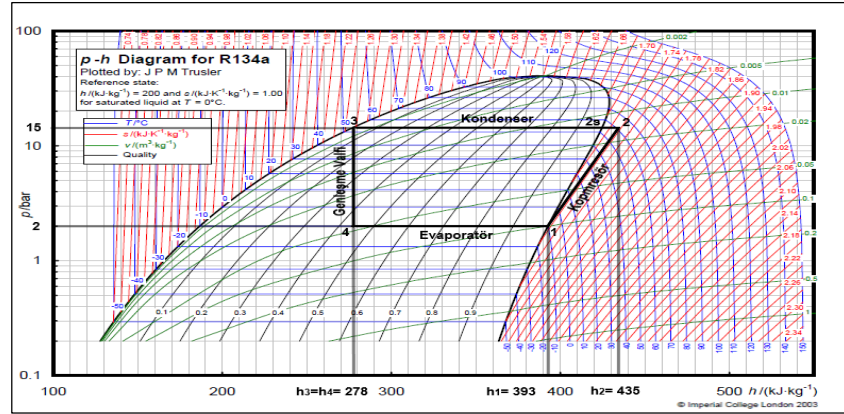
Tablo 4.2 2.40 m^2 buharlaştırıcı levha güneş absorbesi

Buharlaştırıcı Levha	21 Aralık 2019	21 Haziran 2019
2.40 m^2 Buharlaştırıcı levhada güneş absorbesi	787.682 Watt	1.474.656 Watt

Tablo 4.2’ de yılın en uzun günü 21 Haziran tarihi referans alınarak 2.40 m^2 alana sahip olan buharlaştırıcı levhanın (evaporatör) ısı kapasitesi 1.48 kW olarak alınarak GEDİP sisteminde kullanılması gereken min-mum kompresör gücü hesaplanacaktır. Ortaya çıkan kompresör gücü piyasadaki mevcut kompresör modellerindeki verilere göre yuvarlanacaktır.

4.1.3. Kompresörün Enerji Modellemesi

Uygun kompresör gücünü belirleyebilmek amacıyla Şekil 4.9’ da ki R134a p-h diyagramından faydalanılmıştır. Genel ısı pompası sistemleri dikkate alınarak R134a soğutucu akışkanının çalışma basınçları evaporatör için 2 bar, kondenser için ise 15 bar alınarak diyagram üzerinden yapılan çizimler doğrultusunda GEDİP sisteminin P-h diyagramı çıkarılarak GEDİP bölgelerinde h_1, h_2, h_3, h_4 entalpi değerleri belirlenmiştir.



Şekil 4.9 R134a p-h diyagramı

$1\text{ kW} = 3600\text{ kJ}$ olduğu bilinmekte olup evaporatör gelen güneş enerjisi $1.48\text{ kW} = Q_{evap} = 5328\text{ kJ}$ olmaktadır. Denklem 4.1’ e göre yapılan işlem sonucunda sistemdeki $m = 46\text{ kg/h}$ olarak bulunarak GEDİP sistemde kullanılması gereken mini-mum kompresör gücü $1932\text{ kJ} = 0,53\text{ kW}$ olarak hesaplanmıştır.

$$Q - w = m(h_x - h_y) \quad (4.1)$$

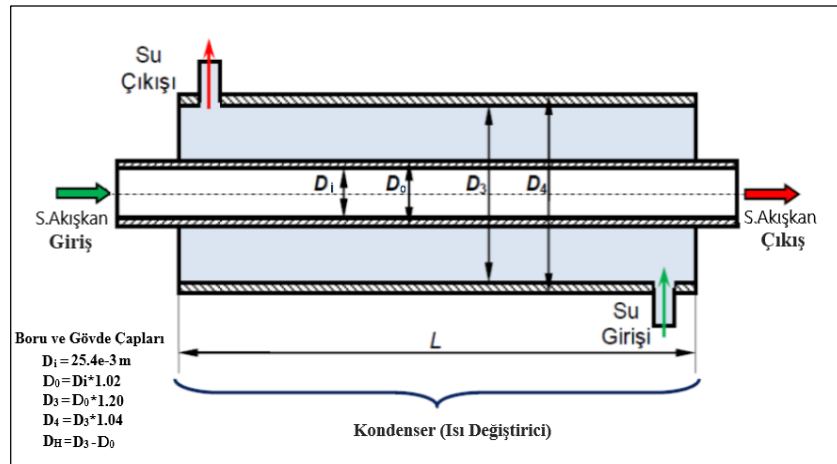
$$Q_{evap} = m(h_1 - h_4) \Rightarrow 5328 = m(393 - 278) \Rightarrow m = 46\text{ kg/h}$$

$$W_{komp} = m(h_2 - h_1) \Rightarrow W_{komp} = 46(435 - 393) \Rightarrow 1932\text{ kJ}$$

Programda R-134a gazı kullanılabilen hermetik pistonlu Embraco NEU2168GK model ($0,75\text{ hp} = 0,56\text{ kW} = 560\text{ Watt}$) gücünde bir kompresörün verilerinden faydalanılarak hesaplamalar yapılmıştır.

4.1.4.Çift Borulu Ters Yönlü Kondenserin Modellemesi

Sayısal modelde Şekil 4.10’ da gösterilen çift borulu ters yönlü İki fazlı ve paralel akışlı bir kondenser modeli seçilmiştir. Modelde borulardaki ısı kaybı ile potansiyel ve kinetik enerjilerdeki değişimler ihmal edilmiştir. GEDİP sistemindeki kondenser hakkında bilgi edinebilmek için, kondenser’ de ki toplam ısı geçiş miktarı ile kondenser’ de bulunan akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıkları, toplam ısı geçiş katsayısı ile ısı geçişi toplam yüzey alanı arasında bir bağlantının kurulması gerekmektedir. Tablo 4.3 referans alınarak kondenser hesabı yapılacaktır.



Şekil 4.10 Çift gövde borulu ters yön akışlı kondenser

Tablo 4.3 Analitik hesaplama ile kondenserin verdiği ısı

Tarihler	21 Aralık 2019	21 Haziran 2019
Kondensere giren (Q_{net}) ısı	1.347.682 Watt	2034.656 Watt

Model için ters yönlü paralel akışta bir kondenser seçildiğinden logaritmik ortalama sıcaklık farkı ΔT_m Denklem 4.2’ de gösterilerek iki akışkanın farklı sıcaklıklardaki sıcaklık farkları ΔT_1 ve ΔT_2 değerleri Tablo 4.4’ de gösterilmiştir.

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (4.2)$$

Tablo 4.4 ΔT_m sıcaklık farkı hesabı

ΔT_1	ΔT_2
$T_{Yoğuşturucu,giriş} - T_{su,çıkış}$	$T_{Yoğuşturucu,çıkış} - T_{su,giriş}$

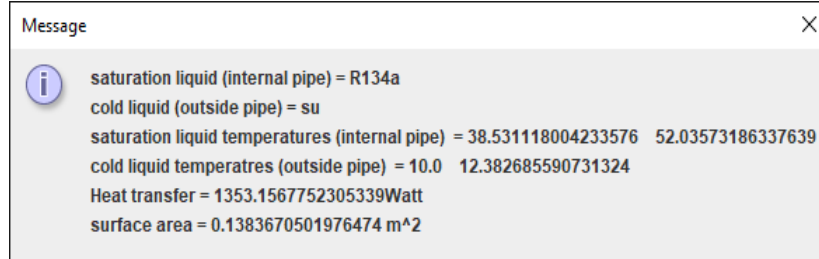
Isı değiştiricisinde faz değiştiren bölge temel olarak sonlu farklar metodu ile modellenerek entalpi etapları sonlu fark etapları olarak kullanılmıştır. Tasarlanan modeldeki L borunun uzunluğu ile boru ve gövde çapı ölçüleri varsayım yapılarak belirlenmiştir. Kondenser’ de suyun gövdeye giriş sıcaklığı İzmir şehri aylık ortalama su sıcaklıkları referans alınarak yapılmıştır. Suyun kondensere giriş sıcaklıkları Haziran ayında $T_{Su,Girişi}$ 20.5 °C, Aralık ayında $T_{Su,Girişi}$ 10°C olarak alınmıştır. JAVA’ da oluşturulan doublepipecondenser.java sayısal modelde soğutucu akışkan olarak R134a ve R404A soğutucu akışkanlarının termodinamik ve termofiziksel özelliklerinden faydalanılarak kondenser’ de boru içi ve boru dışı akışta basınç ve ani daralma kayıpları ihmal edilmiştir. Yapılan her iki analizde soğutucu akışkanında kondensere giriş sıcaklığı $T_{Giriş}$ 52 °C olarak belirlemiştir.

Tablo 4.5’ de ki tarihlerde R134a soğutucu akışkanın fiziksel özellikleri ile gövde içerisinden geçen suyun fiziksel özellikleri dikkate alınarak kondenser ısısı ve kondenser alanı hesaplanarak GEDİP sistemi için uygun kondenser seçilmiştir. Tablo 4.5’ da yer alan ilk 6 değer programa veri olarak girilerek elde edilen diğer sonuçlar nümerik analiz ile yöntemiyle program tarafından hesaplamıştır.

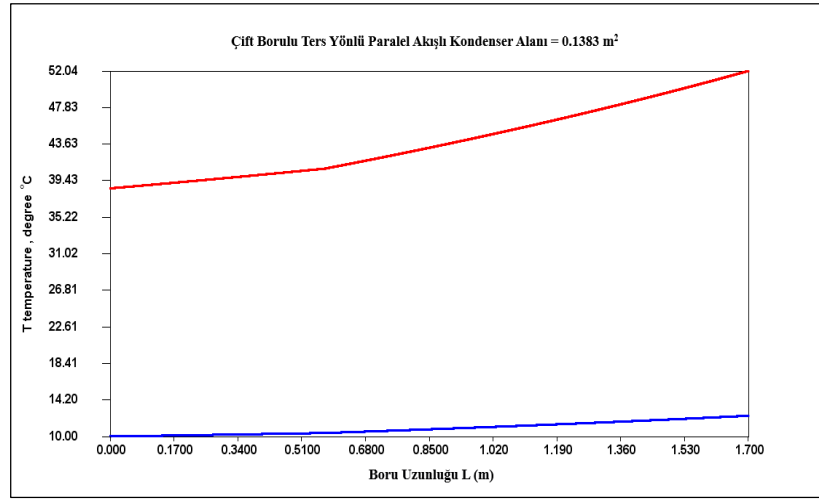
Tablo 4.5 Farklı kondenser ısılarındaki kondenser alanı

Tarih	21 Aralık 2019	21 Haziran 2019
R134a Kütlesel Debi $\dot{m}$	0.01 kg/s	0.01 kg/s
Su Kütlesel Debi $\dot{m}$	0.02 kg/s	0.02 kg/s
R134a P_i	1500 kPa	1500 kPa
Boru Uzunluğu L	1.7 m	2.6 m
$T_{Su, Girişi}$	10 °C	20.5 °C
R314a $T_{Kondenseri, Giriş}$	52 °C	52 °C
$T_{Su, ıkışı}$	12.38 °C	22.98 °C
R134a $T_{Kondenser Doyma}$ °C	38.53 °C	38.36 °C
ΔT_1	39.62 °C	29.02 °C
ΔT_2	28.53 °C	17.86 °C
ΔT_m	33.77 °C	22.99 °C
D_i	25.4*e-3	25.4*e-3
D_0	25.908*e-3	25.908*e-3
A_i	7.979*e-6	7.979*e-6
A_0	8.139*e-6	8.139*e-6
h_i	56.567	56.771
h_d	-1358.644	-993.039
U	56.079	57.156
Gerekli Kondenser Alanı	0.1383 m ²	0.2116 m ²
$Q_{kondenser}$	1353.156 Watt	2056.518 Watt

21 Aralık 2019 için kondensere $T_{su, Giriş}$ 10 °C alınarak Şekil 4.11 çıktısına ulaşılmıştır. Böylece GEDİP sisteminde kullanılması gerekli olan kondenser yüzey alanı 0.1383 m², kondenserin ısı kapasitesi 1353 Watt olarak belirlenerek Şekil 4.12 R134a soğutucu akışkan ile su sıcaklığı değişim grafiği elde edilmiştir.

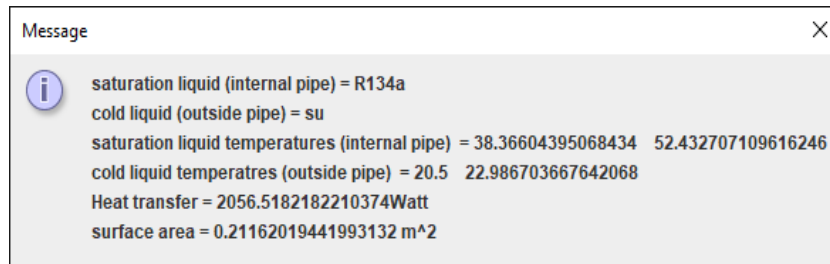


Şekil 4.11 21 Aralık 2019 için gerekli kondenser yüzeyi

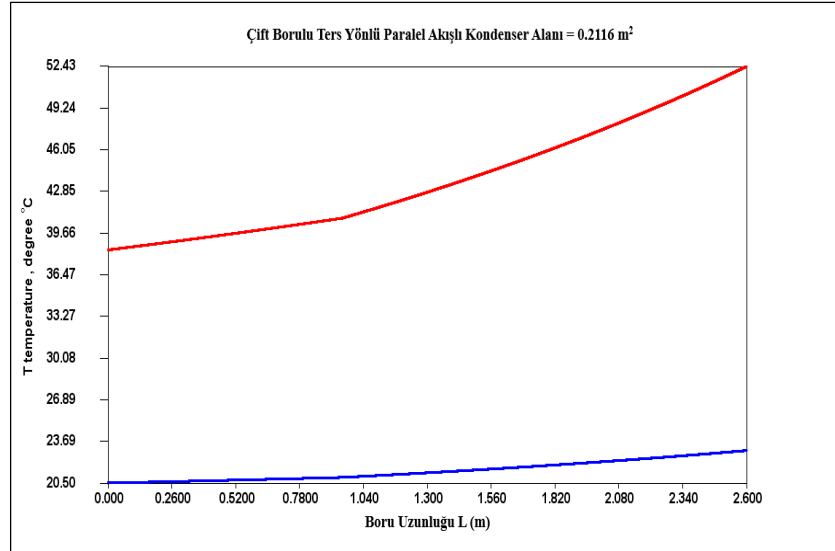


Şekil 4.12 Kondenser alanı 0.1383 m² için R134a ve su sıcaklık değişim grafiği

21 Haziran 2019 için kondensere $T_{su, Giriş}$ 20.5 °C alınarak Şekil 4.13 çıktısına ulaşılmıştır. Böylece GEDİP sisteminde kullanılması gerekli olan kondenser yüzey alanı 0.2116 m² kondenserin ısı kapasitesi 2056 Watt olarak belirlenerek Şekil 4.14 R134a soğutucu akışkan ile su sıcaklığı değişim grafiği elde edilmiştir.



Şekil 4.13 21 Haziran 2019 için gerekli kondenser yüzeyi



Şekil 4.14 Kondenser alanı 0.2116 m² için R134a ve su sıcaklık değişim grafiği

Elde edilen farklı kondenser alanları referans alınarak R134a soğutucu akışkanının kondensere farklı (45°C, 50°C ve 52 °C) sıcaklıklarda girişi yapılmıştır. Bu doğrultuda sistemdeki 10 °C ve 20.5 °C bulunan suyun sıcaklık değişimleri ile kondenser’ den elde edilen ısı miktarı Tablo 4.6’ de gösterilmektedir.

Tablo 4.6 R134a için su sıcaklığı ve kondenser ısı değişimi

Kondenser Alanı	0.1383 m ²		
Su Giriş Sıcaklığı	10°C		
R134a T _{Kond., Giriş}	45°C	50°C	52°C
Su Çıkış Sıcaklığı	11.53°C	12.12°C	12.38°C
Kondenser Isısı	853.602 Watt	1178.34 Watt	1353.156 Watt
Kondenser Alanı	0.2116 m ²		
Su Giriş Sıcaklığı	20.5°C		
R134a T _{Kond., Giriş}	45°C	50°C	52°C
Su Çıkış Sıcaklığı	22.07°C	22.49°C	28.52°C
Kondenser Isısı	1287.709 Watt	1602.305 Watt	2056.518 Watt

4.1.5. Güneş Enerjisi Destekli Isı Pompası Çevrim Modeli

Programda ref_cycle3.java modülü ile 21 Haziranda 2019 tarihi için 2.40 m² buharlaştırıcı levhadaki spektral enerji ve 0.56 kW kompresör gücü dikkate alınarak GEDİP sistemine R134a soğutucu akışkanını uygulanarak Tablo 4.7 elde edilmiştir.

Tablo 4.7 R134a ile yapılan sayısal model sonuçları.

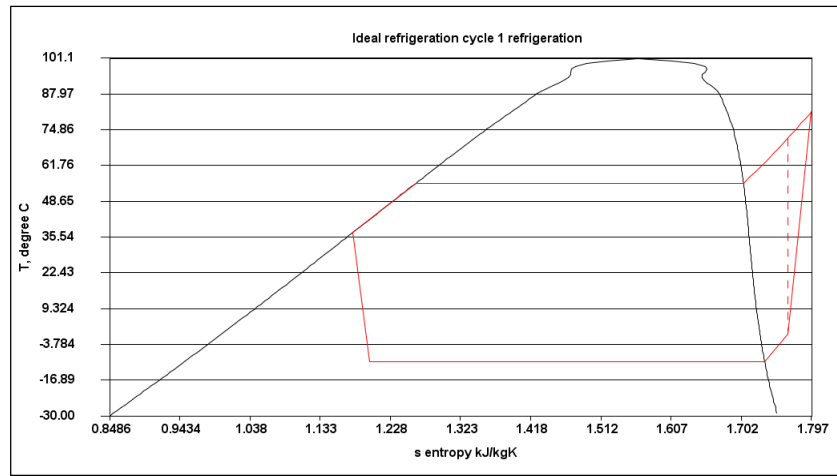
----Capture Output R134a ideal refrigeration cycle ref_cycle3.java----	
R134a Kütlesel Debi $\dot{m}$	0.01 kg/s
Su Kütlesel Debi $\dot{m}$	0.02 kg/s
Condenser heat output	2.0430048058821377 kW
Evaporator heat input	1.4883647672005398 kW
Compressor work	0.5546400386815981 kW
İsotropic compressor work	0.44371203094527856 kW
COP evaporator	2.683478767126952 kW
COP condenser	3.6834787671269518 kW
COP evaporator carnot	3.3468322047991914 kW
COP condenser carnot	4.346832204799192 kW
P1 compressor input	200.0 kPa
T1 compressor input	-0.07584533097165114 °C
h1 compressor input	401.13227800639766 kJ/kg
S1 compressor input	1.7651661475449636 kJ/kgK
X1 compressor input	2.0 kgvapor/kgtotal
P2 compressor output	1500.0 kPa
T2 compressor output	81.51598179363098 °C
h2 compressor output	456.59628187455746 kJ/kg
S2 compressor output	1.7968802164219144 kJ/kgK
X2 compressor output	1.21574301502275 kgvapor/kgtotal
P3 condenser output	1500.0 kPa
h3 condenser output	252.29580128634367 kJ/kg
T3 condenser output	37.232788492883934 °C
S3 condenser output	1.1774949394199057 kJ/kgK
X3 condenser output	0.0 kgvapor/kgtotal
P4 Expansion output	200.0 kPa
h4 Expansion output	252.29580128634367 kJ/kg
T4 Expansion output	-10.075845330971651 °C
S4 Expansion output	1.2000130532688262 kJ/kgK
X4 Expansion output	0.0 kgvapor/kgtotal
P5 condenser saturation	1500.0 kPa
h5 compressor input	425.22948781955785 kJ/kg
T5 condenser saturation	55.232788492883934 °C
S5 condenser saturation	1.7048851689664433 kJ/kgK
X5 condenser saturation	0.0 kgvapor/kgtotal
P6 condenser saturation	1500.0 kPa
h6 compressor input	279.839872069116 kJ/kg
T6 condenser saturation	55.232788492883934 °C
S6 condenser saturation	1.2621492016051434 kJ/kgK
X6 condenser saturation	0.0 kgvapor/kgtotal

Farklı özelliklere sahip olan R134a ile R404A soğutucu akışkanlarının verimliliğini kıyaslayabilmek için ref_cycle3.java modülü ile GEDİP sistemine R404A soğutucu akışkanını uygulanarak Tablo 4.8’ de ki sonuçlar elde edilmiştir.

Tablo 4.8 R404A ile yapılan ısı pompası model sonuçları.

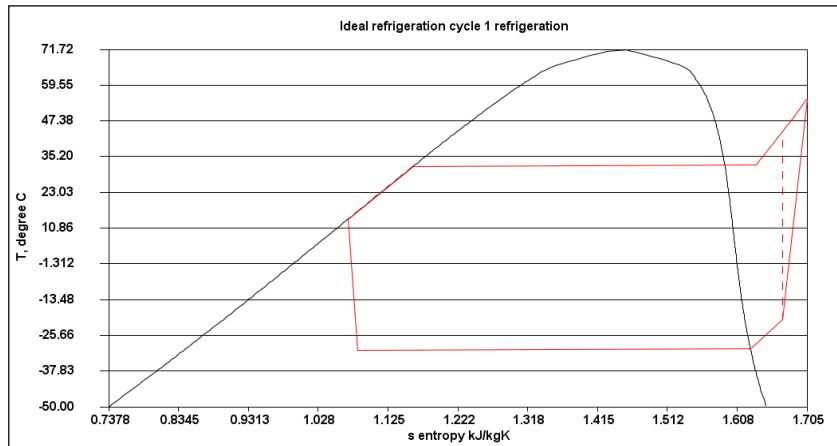
----Capture Output R404A ideal refrigeration cycle ref_cycle3.java ----	
R404A Kütleli Debi $\dot{m}$	0.01 kg/s
Su Kütleli Debi $\dot{m}$	0.02 kg/s
Condenser heat output	1.9607304013874314 kW
Evaporator heat input	1.4096540897243017 kW
Compressor work	0.5510763116631295 kW
İsotropic compressor work	0.44086104933050363 kW
COP evaporator	2.5580016050227483 kW
COP condenser	3.5580016050227488 kW
COP evaporator carnot	3.373040545417188 kW
COP condenser carnot	4.3730405454171875 kW
P1 compressor input	200.0 kPa
T1 compressor input	-20.269999999999996 °C
h1 compressor input	360.76619393877394 kJ/kg
S1 compressor input	1.6717379366876934 kJ/kgK
X1 compressor input	2.0 kgvapor/kgtotal
P2 compressor output	1500.0 kPa
T2 compressor output	81.51598179363098 °C
h2 compressor output	415.8738251050869 kJ/kg
S2 compressor output	1.7052363382295295 kJ/kgK
X2 compressor output	1.282027482993245 kgvapor/kgtotal
P3 condenser output	1500.0 kPa
h3 condenser output	219.80078496634377 kJ/kg
T3 condenser output	13.931861503394845 °C
S3 condenser output	1.0696918934124795 kJ/kgK
X3 condenser output	0.0 kgvapor/kgtotal
P4 Expansion output	200.0 kPa
h4 Expansion output	219.80078496634377 kJ/kg
T4 Expansion output	-30.718471697308914 °C
S4 Expansion output	1.0827278372452476 kJ/kgK
X4 Expansion output	0.0 kgvapor/kgtotal
P5 condenser saturation	1500.0 kPa
h5 compressor input	378.74050406384214 kJ/kg
T5 condenser saturation	32.3008328511092 °C
S5 condenser saturation	1.5914372044023848 kJ/kgK
X5 condenser saturation	0.0 kgvapor/kgtotal
P6 condenser saturation	1500.0 kPa
h6 compressor input	247.07489244636 kJ/kg
T6 condenser saturation	31.931861503394845 °C
S6 condenser saturation	1.15990260505737 kJ/kgK
X6 condenser saturation	0.0 kgvapor/kgtotal

R134a soğutucu akışkanını kullanılarak yapılan ref_cycle3test.java ısı pompası sayısal modelinde kondenserin verdiği ısı enerjinin Tablo 4.7’ de $2.043kW = 2043\text{ watt}$ olduğu tespit edilmiştir. Bu değerin R134a soğutucu akışkanını ile yapılan doublepipecondenser.java sayısal modelinde elde edilen Tablo 4.5 ve Şekil 4.13’deki 2056.518 watt değerine oldukça yakın olduğu görülmektedir. Bu doğrultuda Tablo 4.7’ deki R134a debi değeri ile kompresör giriş ve çıkış değerleri referans alınarak ref_cycle3.java modülü ile GEDIP için Şekil 4.15’de R134a soğutucu akışkanını kullanan ısı pompası sistemin T-s grafiği elde edilmiştir.



Şekil 4.15 R134a kullanılan GEDİP modeli T-s grafiği

Ayrıca iki farklı soğutucu akışkanın performansını karşılaştırmak için R404A’ nın termodinamik özellikleri kullanarak analiz yapılmıştır. Tablo 4.8’ deki R404A debi değeri ile kompresör giriş ve çıkış değerleri referans alınarak ref_cycle3test.java modülü ile GEDIP için Şekil 4.16 T-s grafiği elde edilmiştir.

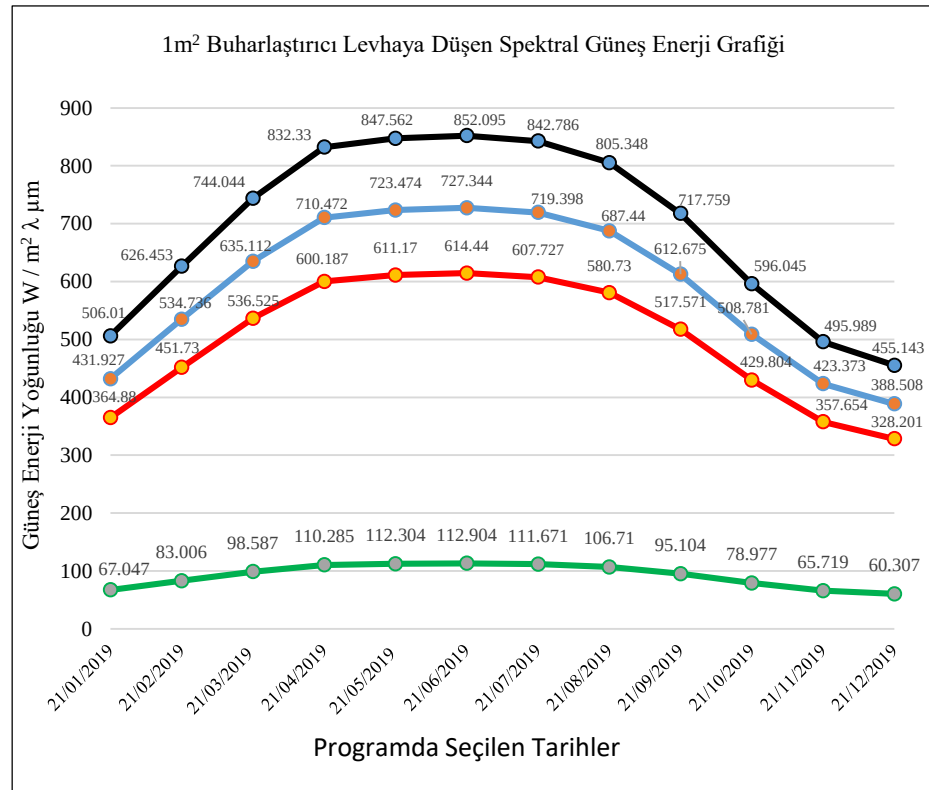


Şekil 4.16 R404A kullanılan GEDİP modeli T-s grafiği

5.SONUÇLAR VE ÖNERİLER

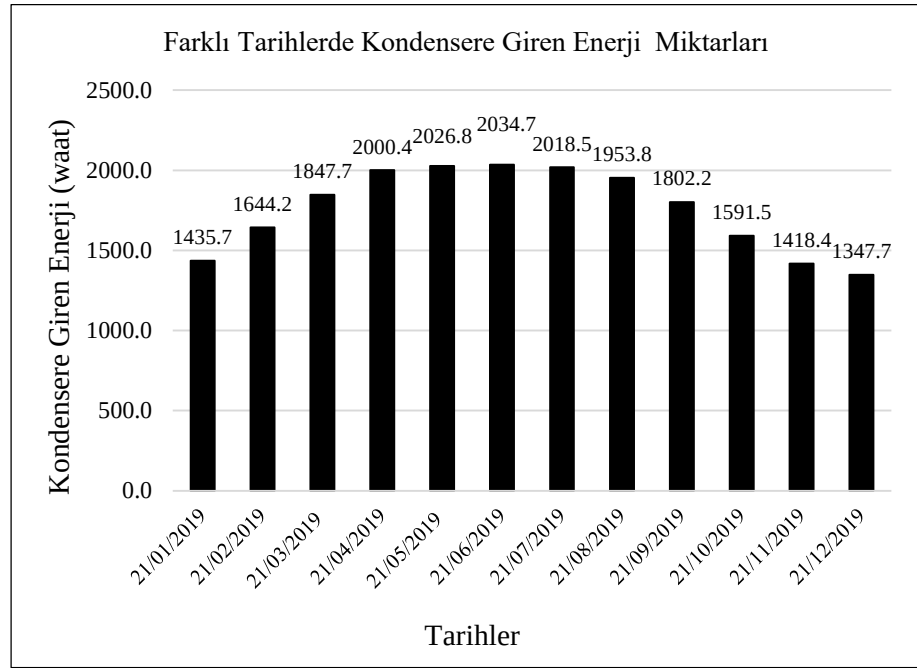
5.1.Sonuçlar

Güneş tarafından yayılan elektromanyetik radyasyon, güneş radyasyonu olarak bilinir ve neredeyse tamamı $0.3 \mu\text{m}$ ile $3.0 \mu\text{m}$ bant aralığında dünyaya düşmekte olup bu aralıkta dünya atmosferine ulaşan güneş enerjisi ortalama $G_s=1373 \text{ W/m}^2$ değerindedir (Çengel, 2004). JAVA programında güneş enerjisinin $0.25 \mu\text{m}$ ve $8 \mu\text{m}$ bant aralığında bir ışınım oluşturarak kübik şerit formüllerinden atmosfer dışı spektral enerji $1353.9 \text{ W/m}^2 \mu\text{m}$ elde edilmiştir. Şekil 5.1' de 2019 yılı İzmir şehrinde 1m^2 buharlaştırıcı levha üzerine düşen spektral güneş enerji değerleri elde edilmiş olup grafikte siyah eğri levhaya gelen, mavi eğri levhada tutulan, yeşil eğri levha tarafından yansıtılan kırmızı eğri ise levha tarafından absorbe edilen enerji olarak ifade edilmektedir. Grafikte İzmir 2019 yılı güneş enerji ortalaması 400 W/m^2 ile 900 W/m^2 aralığında olduğu görülmekte olup güneş ışınması; sahanın enlemine, günün saatine ve yılın zamanına bağlı olarak günlük ve yıllık döngüler ile hava koşullarına göre farklılıklar gösterebilmektedir.



Şekil 5.11m² buharlaştırıcı levha üzerine düşen spektral güneş enerji eğrileri

GEDIP sisteminin modellenmesinde; buharlaştırıcı levha alanı 2.40 m^2 , kompresör gücü 0.56 kW , kondenser çift borulu ters yönlü İki fazlı paralel akışlı olarak seçilerek sayısal modeller kurgulanmıştır. GEDIP sisteminin ileride deneysel olarak tasarlanabilmesi amacıyla tüm ekipmanlar piyasada bulunabilecek şekilde seçilmiştir. Kompresörden gelen 0.56 kW gücündeki enerji ile Şekil 5.1’ deki buharlaştırıcı levha tarafından absorbe edilen enerjiler referans alınarak Şekil 5.2’ de kondensere giren enerji miktarları belirlenmiştir



Şekil 5.2 Kondensere giren enerji miktarları

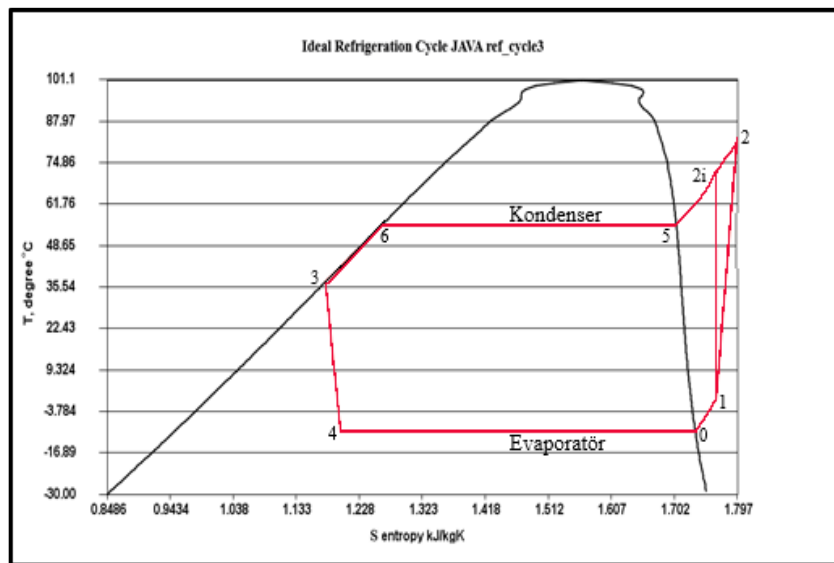
Tüm sayısal modellerde çıkan sonuçları karşılaştırabilmek için 21 Haziran 2019 referans alınmıştır. 21 Haziran 2019 için analitik yöntem ve nümerik yöntemlerle elde edilen sonuçlar Tablo 5.1’ de gösterilmektedir. Tabloda yapılan değerlendirme çıkan tüm sonuçların birbirlerine yakın olduğu gözlenmektedir.

Tablo 5.1 Kondensere giren enerji miktarları

21 Haziran Tarihinde Kondensere Giren Enerjinin Hesaplanma Yöntemleri	Kondensere giren (Q_{net}) ısı
Analitik hesaplama	2034.656 Watt
JAVA doublepipecondenser.java	2056.518 Watt
JAVA ref_cycle3.java	2043.004 Watt

R134a ve R404A soğutucu akışkanlarıyla JAVA programında ref_cycle3.java sayısal modelinde hesaplamalar yapılmış olup kondenser’ de R134a için 2.043 kW R404A 1.960 kW ısıl enerji elde edilerek verimlilik açısından R134a gazı ön plana çıkmaktadır. Ayrıca analitik yöntem ve numerik yöntem ile hesaplanan kondenserin ısıl enerjisi değerlerinin birbirlerine çok yakın olduğu görülmektedir ($2034.656 \cong 2043.004$). R-134a soğutucu akışkanının performans olarak daha etkin olduğu görüldüğünden T-s diyagramları R134a tercih edilerek oluşturulmuştur. R-134a tüm termodinamik özellikleri refrigerant.java modeline tanımlanmış ve akışkan için ISO17584:2005 Helmholtz serbest enerji hal denkleminde faydalanılmıştır.

GEDİP modelinde borulardaki enerji kayıpları ihmal edilerek R134a debisi 0.01 kg/s soğutucu akışkanının kompresöre giriş basıncı 2 bar, çıkış basıncı 15 bar olarak ayarlanmıştır. Şekil 5.3’ deki grafikte; kompresör (0-2) bölgesinde T_0 : -10.07°C T_1 : -0.075 °C, T_2 :81.51°C, kondenser (2-3) bölgesinde T_5 :55.23 °C, T_6 :55.23°C, T_3 :37.23°C, genleşme vanası (3-4) bölgesinde T_3 :37.23°C, T_4 : -10.07°C, evaporatör (4-0) bölgesinde T_4 : -10.07, T_0 : -10.07 sıcaklıklarının olduğu görülmektedir. Şekil 5.3 T-s diyagramı incelendiğinde evaporatör ve kondenser bölgelerindeki hal değişimlerinin gerçek duruma yakın performans sergilediği ve oluşturulan modelin R134a soğutucu akışkanı ile çalışan ısı pompalarının genel çalışma prensibine uygun performans sergilediği görülmektedir.



Şekil 5.3 R134a kullanılan GEDİP modeli T-s grafiği analizi

Çalışmada ref_cycle3.java modelinde R134a için Tablo 4.7, R404A için Tablo 4.8 elde edilen veriler neticesinde modelin COP_{IP} değerleri Denklem 5.1' e göre hesaplanarak R134a için $COP_{IP} = 3.68$ R404A için $COP_{IP} = 3.55$ olarak orta çıkmaktadır. GEDİP modelinde her iki soğutucu akışkan içinde 1 kWh enerjiye karşılık kondenser' den 3.5 kWh üstünde çıkış ısısı sağlanmaktadır.

$$COP_{IP} = \frac{q_H}{w_{net,giren}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (5.1)$$

Tez çalışmasında matematiksel algoritmalar ve sayısal yöntemler yardımıyla JAVA programında çeşitli modeller oluşturularak aşamalı olarak farklı model ve prosesler oluşturulmuştur. Böylece GEDIP sistemi ayrı ayrı bölümler halinde incelenmiştir. Sistemin her bölümü için farklı inceleme ve değerlendirmeler yapılarak sayısal modellerde çıkan sonuçların birbirleri ile tutarlı olduğu görülmektedir.

5.2.Öneriler

JAVA programında oluşturulmuş olan tüm modellerin termodinamik ve termodinamiksel hesaplama alt yapıları farklı çalışmalar içinde kullanılabilir. Bu sayede çeşitli algoritmalar ile programda sayısal modeller kullanılarak farklı çalışmalarda yapılabilir. Programda oluşturulan sayısal modellerin sonuçlarının deneysel veriler ile doğrulanarak desteklenmesi büyük önem arz etmektedir. Bu amaçla deneysel verilerden yola çıkarak sayısal modellerin sonuçlarının doğrulanması amaçlanmıştır.

Isı pompası sistemlerinin performans katsayısının yüksek olması enerji verimliliği açısından büyük önem arz etmektedir. Bu sistemlerin etkin enerji verimliliği analizleri ancak bilgisayar programlarında oluşturulan sayısal modeller ile mümkün olmaktadır. JAVA programında oluşturulmuş olan sayısal modeller yardımıyla, bu çalışmada tasarlanan GEDİP sisteminin performansını artırıcı öngörü ve önerilerde bulunmak hızlanarak kolaylaşmıştır. Ayrıca nümerik analiz yöntemi ile sistemin performans analizini yaparak sistemi değerlendirmek mümkün hale gelmiştir.

Bilgisayar programları ile yapılacak olan buna benzer çalışmalar ile ısı sistemlerinin geliştirme süreci içerisinde yer alan ön tasarım, araştırma ve geliştirme süreleri kısalarak maliyetlerin azaltılabilmesi' de mümkün görünmektedir.

Türkiye dünyada sahip olduğu coğrafi konum itibari ile yüksek güneş enerji potansiyeline sahip ülkeler arasında yer almaktadır. Sahip olduğu bu yüksek güneş enerji potansiyelini yapılacak olan projeler ile ısı enerjiye dönüştürerek ticari ve endüstriyel alanlarda; sıcak su, kurutma, yüzey alanlarının ısıtılması veya soğutulması gibi uygulamalar ile ülkemizin fosil yakıtlara olan bağımlılığının azaltılması hedeflenmelidir.

KAYNAKLAR DİZİNİ

- Ammar, A. A., Sopian, K., Alghoul, M. A., Elhub B., and Elbreki A. M.**, 2019, Performance study on photovoltaic/thermal solar-assisted heat pump system. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 136(1), 79-87.
- Bellos, E., Tzivanidis, C., Moschos, K., and Antonopoulos, K. A.**, 2016, Energetic and financial evaluation of solar assisted heat pump space heating systems. *Energy Conversion and Management*, 120, 306-319.
- Buker, M. S., and Riffat, S. B.**, 2016, Solar assisted heat pump systems for low temperature water heating applications : A systematic review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 55, 399-413.
- Çengel, Y. A.**, 2004, *Heat Transfer :A Practical Approach* (2 b.). New York: McGraw-Hill.
- Çengel, Y. A., Boles, M. A., and Kanoğlu M.**, 2011, *Thermodynamics An Engineering Approach* (Cilt 5). New York: Mc Graw Hill.
- Çoban, M. T.**, 2019, Güneş Enerjisi Destekli Isı Pompası Modellemesi. 8.*Güneş Enerjisi Sistemleri Sempozyumu ve Sergisi* (s. 10). Mersin: Tmmob Makine Mühendisleri Odası.
- Energy Roadmap 2050.**, 2012, *Implementing the EU Energy Roadmap 2050*. Brüksel: Publications Office of the European Union. doi:10.2833/10759
- Gao, Y., Sun, Z., Lin, X., Wang, C., Sun, Z., and Chen Y.**, 2020, Designing and Optimizing Heat Storage of a Solar-Assisted Ground Source Heat Pump System in China. *International Journal of Photoenergy*, 2020.
- IAPWS R6-95.**, 2018, International Association for the Properties of Water and Steam, Revised Release on the IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use. Prague.

- IAPWS R7-97.**, 2012, Revised Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam. *Steam, The International Association for the Properties of Water and*.
- Incropera, F. P., DeWitt, D. P., Bergman, T.L., and Lavine, A. S.**, 1996, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* (Cilt 6). New York: Wiley.
- Kadoya, K. , Matsunaga, N., and Nagashima A.**, 1985, Viscosity and Thermal Conductivity of Dry Air in the Gaseous Phase. *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, 14(4), 947-970.
doi:<https://doi.org/10.1063/1.555744>
- Kegela, M., Tamasauskasa J., Sunyea R., and Langloisa A.**, 2012, Assessment of a solar assisted air source and a solar assisted air source and a solar assisted water source heat pump system in a Canadian household. *Energy Procedia*, 30, 654-663.
- Kong, X., Sun, P., Li, Y., Jiang, K., and Dong S.**, 2018, Experimental studies of a variable capacity direct-expansion solar-assisted heat pump water heater in autumn and winter conditions. *Solar Energy*, 170, 352-357.
<https://doi.org/10.1016/j.solener.2018.05.081> adresinden alındı
- León-Ruiz, D., Jorge, E., and Carvajal-Mariscal, I.**, 2018, Mathematical Thermal Modelling of a Direct-Expansion Solar-Assisted Heat Pump Using Multi-Objective Optimization Based on the Energy Demand. *Energies*, 11(7), 1773. doi:10.3390/en11071773
- Mohanraja, M., Belyayev, Ye., Jayaraj S. and Kaltayev A.**, 2018, Research and developments on solar assisted compression heat pump systems—A comprehensive review (Part-B: Applications). *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 83, 90-123.

Qin, J., Ji, J., Huang, W., Qin, H., Modjinou M., and Li G., 2018, Experimental Study of a Novel Direct-Expansion Variable Frequency Finned Solar/Air-Assisted Heat Pump Water Heater. *International Journal of Photoenergy*, 2018.

Renewable Energy Directive., 2014, Temmuz 16, European Commision: https://ec.europa.eu/energy/topics/renewable-energy/renewable-energy-directive/overview_en adresinden alındı

Shakir, Y., Saparova, B., Belyayev, Y., Kaltayev, A., Murugesan, M., and Simon J., 2017, Numerical simulation of a heat pump assisted regenerative solar still with PCM heat storage for cold climates of Kazakhstan. *Thermal Science*, 21, 411-418.

Turgut, M. S. ve Çoban, M. T., 2018, Dynamic Performance Comparison Of R134a and R1234yf Refrigerants for a Vapor Compression Refrigeration Cycle. *Hittite Journal of Science and Engineering*, 5 (Special Issue), 9-14.

Varınca K. B. ve Gönüllü M. T., 2006, Türkiye’de Güneş Enerjisi Potansiyeli ve Bu Potansiyelin Kullanım derecesi, yöntemi ve yaygınlığı üzerine bir araştırma. *I. Ulusal Güneş ve Hidrojen Enerjisi Kongresi*, (s. 21-23). ESKİŞEHİR.

TEŞEKKÜR

Gerçekleştirmiş olduğum tez çalışması sırasında kıymetli görüşlerinden yararlanarak bilgi, tecrübe ve fikirleriyle çalışmalarına ışık tutan tez danışmanım Sayın Doç. Dr. M. Turhan ÇOBAN' a teşekkür eder, saygılarımı sunarım.

Ayrıca bana tüm eğitim hayatım boyunca her türlü desteği sağlayan ve çalışmalarım sırasında hiçbir zaman desteğini esirgemeyen aileme teşekkürü bir borç bilirim.

ÖZGEÇMİŞ

Denizhan ÖZENEN, 2 Mart 1981 yılında İzmir’ de doğmuştur. Orta öğrenim İzmir Türk Kolejinde, lise öğrenimini V. Vecdi Gönül Lisesinde tamamladı. 2006 yılında Mustafa Kemal Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünden mezun oldu. Mezun olduktan sonra ELS Santa Monica, California-USA’ de 109 level intensive programını tamamladı. 2019 yılında Dokuz Eylül Üniversitesi Gemi İnşaatı yüksek lisans programını tamamladı.