

EGE ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

(YÜKSEK LİSANS TEZİ)

**PARABOLİK GÜNEŞ KOLEKTÖRLERİNDE
ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ**

Feyzullah Mertkan ARSLAN

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Hüseyin GÜNERHAN

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Sunuş Tarihi : 24 Aralık 2018

Bornova-İZMİR

2018

Feyzullah Mertkan ARSLAN tarafından yüksek lisans tezi olarak sunulan "PARABOLİK GÜNEŞ KOLEKTÖRLERİNDE ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ" 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 24.12.2018 tarihinde yapılan tez savunma sınavında aday oybirliği/oyçokluğu ile başarılı bulunmuştur.

Jüri Üyeleri:

Jüri Başkanı : Prof. Dr. Hüseyin GÜNERHAN
Raportör Üye : Doç. Dr. Mustafa Turhan ÇOBAN
Üye : Dr. Öğr. Üyesi Levent BİLİR

İmza



EGE ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**ETİK KURALLARA UYGUNLUK BEYANI**

EÜ Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliğinin ilgili hükümleri uyarınca Yüksek Lisans Tezi olarak sunduğum “PARABOLİK GÜNEŞ KOLEKTÖRLERİNDE ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ” 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 atf 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.

24/ 12 / 2018

Feyzullah Mertkan ARSLAN





ÖZET**PARABOLİK GÜNEŞ KOLEKTÖRLERİNDE EKSERJİ VE ENERJİ
ANALİZİ**

ARSLAN, Feyzullah Mertkan

Yüksek Lisans Tezi, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Hüseyin Günerhan

Aralık 2018, 112 sayfa

Çalışma kapsamında bir parabolik güneş kolektörünün enerji ve ekserji analizleri teorik olarak gerçekleştirilmiştir. Öncelikle, termodinamik analizlerin gerçekleştirilebilmesi için gerekli denklemler verilmiş ve bilgisayar programında hesaplama algoritmaları oluşturulmuştur. Daha sonra oluşturulan modelin hesaplarının geçerliliğinin test edilebilmesi için deneysel testler ile kontrolü yapılmıştır. Son olarak geometrik olarak belirlenen bir parabolik güneş kolektörünün, enerji ve ekserji analizlerinin uygun olarak yapılabilmesi için bir sentetik yağ, erimiş tuz ve hava akışkanları kullanılmıştır. Ayrıca hava akışkanı, atmosfer basıncında ve 100 bar basınçta olmak üzere iki farklı basınçtaki varyasyonları kullanılmıştır. Böylelikle sıvı ve gaz akışkanların arasındaki farklar termodinamik olarak incelenirken, diğer yandan da havanın farklı basınçlarındaki termodinamik özellikleri de analiz edilmiştir.

Sonuç olarak, sıvı akışkanların havaya göre, enerji performansının daha iyi olduğu gösterilmiştir. Ek olarak sıvı çalışma akışkanları, özellikle 315 °C'den sonraki giriş sıcaklığından sonra, ekserji performanslarının da havaya kıyasla daha iyi performans sergilediği görülmüştür. Ayrıca, havanın atmosfer basıncından 100 bar basınca yükseltilmesi ile havanın termodinamik özelliklerinde iyileşmeler olmuştur ve böylelikle ekserji ve enerji performanslarında artışlar elde edilmiştir.

Anahtar sözcükler : Parabolik güneş kolektörü, enerji ve ekserji analizi, ısı transfer akışkanları



ABSTRACT**ENERGY AND EXERGY ANALYSIS OF PARABOLIC TROUGH COLLECTORS**

ARSLAN, Feyzullah Mertkan

Msc Mechanical Eng.

Supervisor: Prof. Dr. Hüseyin Günerhan

December 2018, 112 pages

In the study, energy and exergy analysis of a parabolic solar collector has been investigated theoretically. First of all, the necessary equations have been given to perform thermodynamic analyzes. Afterwards, computational algorithms model have been created in the computer program. Then, in order to test the validity of the calculations, the model was tested by experimental tests. Finally, in order to perform energy and exergy analysis appropriately, two liquid working fluids synthetic oil and molten salt and a gas working fluid air was used. In addition, the air was used at two different pressures at atmospheric pressure and 100 bar. Thus, while the differences between the liquid and gas fluids were examined thermodynamically, the thermodynamic properties of the air at different pressures were also analyzed.

As a result, it has been shown that liquid fluids exhibit higher energy efficiency to the air. Moreover, after the inlet temperature 315 °C exergy performance of liquid fluids are better than the air. In addition, there has been an improvement in the thermodynamic properties of the air by raising the pressure of the air from atmospheric pressure to 100 bar.

Keywords : Parabolic solar collector, energy and exergy analysis, heat transfer fluids

TEŞEKKÜR

Çalışma süresince bana her türlü tecrübesini ve bilgisini aktaran akademik danışmanım Sayın Prof. Dr. Hüseyin GÜNERHAN'a teşekkürlerimi ve saygılarımı sunuyorum.

Ayrıca bu süreçte bana maddi ve manevi olarak her zaman destek veren ve arkamda duran babam Muktedir ARSLAN'a, annem Safmua YEGÜL'e ve her zaman yanımda ve bana her konuda yardımcı olan Özge AKBÜLBÜL'e teşekkürlerimi borç bilirim.



İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET.....	vii
ABSTRACT.....	ix
TEŞEKKÜR.....	xi
İÇİNDEKİLER.....	xiii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xvii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xxi
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	xxiii
1. GİRİŞ.....	1
2. GÜNEŞİN YERYÜZÜNDEKİ BİR NOKTAYA GÖRE KONUMU VE AÇILARI.....	2
2.1. Güneş Saati.....	3
2.2. Yeryüzündeki Bir Noktaya Göre Güneş Açılırları.....	4
2.3. Güneşin Doğuşunun ve Batışının Zaman Hesabı.....	8
3. GÜNEŞİ İZLEYEN SİSTEMLER VE GÜNEŞİ İZLEYEN YÜZEYLER İÇİN AÇILARIN HESAPLANMASI.....	9
3.1. Güneş İzleme Sistemlerinde Açısal Hesaplamalar.....	10
3.1.1 Çift Eksenli İzleme Sistemi Açılı Hesabı.....	11
3.1.2 Günlük Eğim Ayarlı D-B Eksenli İzleme Sistemi Açılı Hesabı.....	11

İÇİNDEKİLER (Devam)

Sayfa

3.1.3 Sürekli Ayarlı D-B Eksenli İzleme Sistemi Açı Hesabı.....	12
3.1.4 Sürekli Ayarlı K-G Eksenli İzleme Sistemi Açı Hesabı.....	12
3.1.5. Dikey Bir Eksen Etrafında Güneşi İzleyen Yüzeylerin Açı Hesabı.....	13
3.1.6. Dünya Eksenine Paralel K-G Eksen Etrafında Dönen Sistemlerin Açı Hesabı.....	13
3.2. Güneşi İzleyen Sistemlerin Kıyaslanması.....	14
4. PARABOLİK GÜNEŞ KOLEKTÖRLERİNİN BİLEŞENLERİNİN TANITIMI VE TASARIMI.....	14
4.1. Parabolik Güneş Kolektörü Bileşenlerinin Tanıtımı.....	15
4.1.1. Parabolik Güneş Kolektörü Yansıtıcısı.....	16
4.1.2. Parabolik Güneş Kolektörü Alıcıları.....	16
4.1.2.1. Isıl performansın Arttırılması İçin Alıcı Boru Tasarımları.....	18
4.1.3. Parabolik Güneş Kolektörü Alıcı Boru Üzerine Seçici Kaplama.....	20
4.1.4. Parabolik Güneş Kolektörlerinde Kullanılan Çalışma Akışkanları.....	21
4.1.4.1. Nanoakışkanların Kullanılması.....	22
4.2. Parabolik Güneş Kolektörü Yansıtıcısı ve Alıcı Boru Tasarımı.....	24
5. PARABOLİK GÜNEŞ KOLEKTÖRLERİNDE BİR BOYUTLU ENERJİ MODELİ.....	27

İÇİNDEKİLER (Devam)Sayfa

5.1. Parabolik Güneş Kolektörlerinde Optik Özellikler.....	27
5.2. Parabolik Güneş Kolektörü Alıcısındaki Isı Geçişlerinin Hesabı.....	31
5.2.1. Boru İç ile Akışkan Arasında Taşınım ile Isı Transferi	32
5.2.2. Alıcı Boru İçi ile Dışı Arasındaki İletim ile Isı Transferi	33
5.2.3. Alıcı Boru Dış yüzeyi ile Cam Boru Arasında Taşınım ile Isı Transferi	34
5.2.3.1 Alıcı Boru Dışı ile Cam Boru Arasında Vakum.....	34
5.2.3.2. Alıcı Boru Dışı ile Cam Boru Arasında vakumsuz.....	35
5.2.4. Alıcı Boru Dış Yüzeyi ile Cam Boru Arasında Işınım ile Isı Transferi.....	36
5.2.5. Cam Örtü İç ve Dış Duvarları Arasında İletim ile Isı Transferi	37
5.2.6. Cam Örtü Dış yüzeyi ile Atmosfer Arasında Taşınım ile Isı Transferi	37
5.2.6.1. Rüzgarsız Durum.....	38
5.2.6.2. Rüzgarlı Durum.....	38
5.2.7. Cam Örtü Dış yüzeyi ile Gökyüzü Arasında Işınım ile Isı Transferi	39
5.3. Enerji Modelinin Isı Kaybı Yararlı Isı ve Isıl verimi Hesapları.....	39
5.3.1. Isı Kaybı Hesabı.....	40
5.3.2. Yararlı Isı Hesabı.....	40
5.3.3. Verim Hesabı.....	41

İÇİNDEKİLER (Devam)

Sayfa

6. PARABOLİK GÜNEŞ KOLEKTÖRLERİNDE EKSERJİ MODELİ.....	42
6.1. Genel Ekserji Denklemleri.....	42
6.2. Güneş Kolektörleri İçin Ekserji Analizi.....	44
7. PARABOLİK GÜNEŞ KOLEKTÖRÜNÜN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZLERİ HESAPLAMALARI İÇİN BİLGİSAYAR PROGRAMININ OLUŞTURULMASI.....	47
8. PARABOLİK GÜNEŞ KOLEKTÖRÜNÜN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZLERİ İÇİN OLUŞTURULAN PROGRAMININ DOĞRULUĞUNUN TEST EDİLMESİ.....	49
9.ELDE EDİLEN VERİLERİN DEĞERLENDİRİLMESİ.....	51
9.1 Akışkanların Enerji Performanslarının Değerlendirilmesi.....	53
9.2 Akışkanların Ekserji Performanslarının Değerlendirilmesi.....	58
9.3 Çalışma Akışkanlarının Enerji ve Ekserji Değişkenlerinin Miktarlarının Yüzdese ve Alansal Dağılımlarının Gösterilmesi.....	62
10. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	69
KAYNAKLAR DİZİNİ.....	71
EKLER.....	76
Ek-1 Çalışma Akışkanlarının Sıcaklığa Bağlı Termofiziksel Özellikleri.....	76
Ek-2 Çalışma Akışkanlarının Sıcaklığa Bağlı Termofiziksel Özelliklerinin grafik halinde gösterilmesi.....	81

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
1.1. Yoğunlaştırıcı güneş enerjisi sistemleri.....	1
2.1. Aylara göre zaman denklemi farkı.....	3
2.2. Dünyanın güneşin etrafında yıllık hareketi.....	4
2.3. Güneşin pozisyonunun gökyüzündeki yıllık değişimi.....	5
2.4. Güneşin pozisyonunun gökyüzündeki yıllık değişimi.....	5
2.5. Deklinasyon ve saat açısının tanımlanması.....	7
2.6. (a) Zenit açısının, yüzey azimut açısının, güneş azimut açısının gösterilmesi, (b) Güneş azimut açısının kuş bakışı görünümü.....	8
3.1. Çeşitli izleme sistemleri için kolektör geometrisi.....	10
4.1. Parabolik güneş kolektörleri.....	15
4.2. Parabolik güneş kolektörü yansıtıcısı ve alıcıları.....	16
4.3. Tipik parabolik güneş kolektörü alıcıları yan görünümü.....	17
4.4. Alıcı boru tasarımları şeması.....	19
4.5. Düz ve vida şeritli absorber borunun sıcaklık dağılımları.....	20
4.6. Parabolik güneş kolektörü kesiti	24
4.7. Parabolün eğriliği ve odak uzunluğu	27

ŞEKİLLER DİZİNİ (Devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
5.1. Parabolik güneş kolektöründeki potansiyel optik hatalar.....	29
5.2. Toplayıcı alıcı modeli a) isimlendirme, b) Termal direnç modeli.....	31
7.1. Matematiksel programlama diyagramı.....	48
8.1. Deneysel ile teorik modelin ısı verimlerinin karşılaştırılması.....	51
9.1. Akışkanların değişik debilerde, giriş sıcaklıklarına göre ısı verimleri a) Sentetik yağ b) Erimiş tuz c) 100 bar hava d)Atmosfer basıncında hava.....	52
9.2. Akışkanların değişik debilerde, giriş sıcaklıklarına göre ekserji verimleri a) Sentetik yağ b) Erimiş tuz c) 100 bar hava d)Atmosfer basıncında hava.....	53
9.3. Akışkanların giriş sıcaklıklarına göre ısı kayıpları ve yararlı ısıları.....	54
9.4. Akışkanların 20 °C ile 550 °C giriş sıcaklıkları arasındaki ısı verimleri.....	55
9.5. Akışkanların 200 °C ile 400 °C giriş sıcaklıkları arasındaki ısı verimleri	55
9.6. Akışkanların giriş sıcaklıklarına göre ısı taşıma katsayıları.....	56
9.7. Akışkanların giriş sıcaklıklarına göre a) Nusselt sayıları b) Isı iletim katsayıları c) Prandtl sayısı d) Reynolds sayısı.....	57
9.8. a) Kolektör uzunluğuna b) Akışkanların giriş sıcaklığına göre akışkanın basınç düşümü.....	58
9.9. a) 20 °C ile 550 °C b) 230 °C ile 380 °C sıcaklıkları arasında akışkanın giriş sıcaklığına göre ekserji verimleri.....	59
9.10. Akışkanların giriş sıcaklığına göre a) Toplam kaybolan ekserji b) Kazanılan ekserji	60

ŞEKİLLER DİZİNİ (Devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
9.11. Akışkanların giriş sıcaklığına göre a) Toplam yıkılan ekserji b) alıcı borudan akışkana olan ekserji yıkımı c) Güneşten boruya olan ekserji yıkımı d) Boru dışı sıcaklığı.....	61
9.13. Güneşten gelen ekserji %100 olarak kabul edildiğinde, 350 C° giriş sıcaklığında akışkanların enerji değişkenlerinin dağılımları.....	63
9.13. Güneşten gelen ekserji %100 olarak kabul edildiğinde, 350 C° giriş sıcaklığında akışkanların ekserji değişkenlerinin dağılımları.....	64
9.14. Çalışma akışkanlarının giriş sıcaklığına göre enerji miktarlarının alansal dağılımı.....	66
9.15. Çalışma akışkanlarının giriş sıcaklığına göre ekserji miktarlarının alansal dağılımı.....	68

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>Çizelge</u>	<u>Sayfa</u>
2.1 Aylara göre önerilen ortalama günler, n , değerleri ve deklinasyon açıları.....	6
3.1. İzleme sistemlerinin kıyaslanması.....	14
4.1. PGK alıcı borularında yaygın kullanılan paslanmaz çelikler.....	18
4.2. PGK'lerde nanoakışkan kullanılan çalışmalar	23
5.1. Kesişme faktörünü oluşturan kusurlar.....	30
5.2 . Önemli PGK'ler için geliş açısı niteleyicileri formülleri.....	31
5.3. Her bir gaz için Isı transfer katsayısı ve belirli sabitleri	35
5.4. Reynold numarasına göre C ve m sabitleri değerleri.....	39
8.1. LS-2 parabolik güneş kolektörünün özellikleri.....	49
8.2. LS-2 deneysel verileri ile oluşturulan modelin karşılaştırılması.....	50

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
a	Halkasal bölgedeki gazın konaklama katsayısı
A_a	Açıklık alanı (m ²)
A_{bd}	Boru dış yüzey alanı (m ²)
b	Halkasal bölgedeki etkileşim katsayısı
c_p	Özgül ısı (j/kg°C)
D_{bd}	Boru dışı çapı (m)
D_{bi}	Boru içi çapı (m)
D_{cd}	Cam örtü dış çapı (m)
D_{ci}	Cam örtü içi çapı (m)
$\dot{E}_{x_{değişim}}$	Ekserji değişim miktarı (W)
$\dot{E}_{x_{giriş}}$	Ekserji girişi miktarı (W)
$\dot{E}_{x_{giriş,g}}$	Güneşten elde edilen ekserji miktarı (W)
$\dot{E}_{x_{Isı}}$	Isıl ekserji miktarı (W)
$\dot{E}_{x_{iş}}$	İş ekserji miktarı (W)
$\dot{E}_{x_{kütle,giriş}}$	Kütle girişi ekserji miktarı (W)
$\dot{E}_{x_{kütle,çıkış}}$	Kütle çıkışı ekserji miktarı (W)
$\dot{E}_{x_{kayıp}}$	Kayıp ekserji miktarı (W)

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
$\dot{E}_{X_{kayıp,ısı}}$	Isıl kayıp ekserji miktarı (W)
$\dot{E}_{X_{kayıp,opt}}$	Optik kayıp ekserji miktarı (W)
$\dot{E}_{X_{yıkım}}$	Ekserji yıkım miktarı (W)
$\dot{E}_{X_{yıkım,bd-ak}}$	Alıcıdan borudan akışkana doğru ekserji yıkım miktarı (W)
$\dot{E}_{X_{yıkım,bd-g}}$	Güneş ile boru dış yüzeyi arasındaki ekserji yıkım miktarı (W)
f_b	Boru içi sürtünme faktörü
F_{cyl}	Eş merkezli silindirlere için şekil faktörü
F'	Kolektör verim faktörü
F_R	Isı kaybolma faktörü
g	Yerçekim ivmesi (m/s^2)
h	Entalpi (kJ/kg)
h_0	Ölü durumdaki entalpi (kJ/kg)
h_{ak}	Akışkanın ısı taşınım katsayısı (W/m^2K)
h_{bd-ci}	Boru dışı ile cam içi arasındaki ısı taşınım katsayısı (W/m^2K)
h_{c-hava}	Havanın $(T_{cd}-T_{hava})/2$ sıcaklığındaki ısı taşınım katsayısı (W/m^2K)
I_d	Direk ışınım (W/m^2)
k_{ak}	Akışkanın ısı iletim katsayısı (W/mK)

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
k_b	Borunun ısı iletim katsayısı (W/mK)
k_c	Cam örtünün ısı iletim katsayısı (W/mK)
k_{c-hava}	Havanın $(T_{cd}-T_{hava})/2$ sıcaklığındaki ısı iletim katsayısı (W/mK)
k_{ef}	Efektif iletkenlik katsayısı (W/mK)
k_g	Halkasal bölgedeki gazın ısı iletkenlik katsayısı (W/mK)
k_{std}	Standart ısı iletim katsayısı (W/mK)
$K(\theta)$	Geliş açısı niteleyici
L	Boru uzunluğu (m)
\dot{m}	Kütlesel debi (kg/s)
$\dot{m}_{\text{çıkış}}$	Çıkışa ait kütlesel debi (kg/s)
$\dot{m}_{\text{giriş}}$	Girişe ait kütlesel debi (kg/s)
Nu_{ak}	Akışkanın Nusselt sayısı
Nu_{cd}	T_{cd} sıcaklığı havanın Nusselt sayısı
P_{bd-ci}	Boru dışı ile içi arasındaki basınç (Pa)
Pr_{ak}	Akışkanın Prandlt sayısı
Pr_{bi}	Boru içi sıcaklığındaki Prandlt sayısı
Pr_{bd-ci}	T_{bd-ci} sıcaklığına göre Prandlt sayısı

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
Pr_{cd}	T_{cd} sıcaklığına göre Prandlt sayısı
$Pr_{cd-hava}$	$T_{cd-hava}$ sıcaklığına göre Prandlt sayısı
Pr_{hava}	T_{hava} sıcaklığına göre Prandlt sayısı
$q_{ak-b,taşınım}$	Birim uzunluğa göre akışkan ile boru arasında taşınım ile ısı geçişi (W/m)
$q_{bd-ci-taşınım}$	Birim uzunluğa göre boru dışı ile cam içi arasında taşınım ile ısı geçişi (W/m)
$q_{b,iletim}$	Birim uzunluğa göre boru duvarları arasında iletim ile ısı geçişi (W/m)
$q_{bd-ci-rad}$	Birim uzunluğa göre boru dışı ile cam içi arasında ışınlam ile ısı geçişi (W/m)
$q_{c,iletim}$	Birim uzunluğa göre cam duvarları arasında iletim ile ısı geçişi (W/m)
$q_{cd-gökyüzü-rad}$	Birim uzunluğa göre cam dışı ile gökyüzü arasında ışınlam ile ısı geçişi (W/m)
$q_{cd-hava-taşınım}$	Birim uzunluğa göre Cam dışı ile hava arasında taşınım ile ısı geçişi (W/m)
Q_{abs}	Alicı boru tarafından absorblanan güneş ışını miktarı (W)
$Q_{bd-ci-taşınım}$	Boru dışı ile cam içi arasında taşınım ile ısı geçişi (W)
$Q_{bd-ci-rad}$	Boru dışı ile cam içi arasında ışınlam ile ısı geçişi (W)
$Q_{c,iletim}$	Cam duvarları arasında iletim ile ısı geçişi (W)

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
$Q_{cd-gökyüzü-rad}$	Camın dışı ile gökyüzü arasında ışınlım ile ısı geçisi (W)
$Q_{cd-hava-taşınım}$	Cam dışı ile hava arasında taşınım ile ısı geçisi (W)
Q_g	Güneşten elde edilebilecek enerji miktarı (W)
Q_k	T_k sıcaklığındaki sınır bölgesinden ısı geçiş miktarıdır.
$Q_{kayıp}$	Kolektörde oluşan toplam ısı kaybı (W)
$Q_{kayıp-c}$	Cam örtü iç ve dış duvarlarında oluşan ısı kaybı (W)
$Q_{kayıp-c-hava}$	Cam örtü ile hava arasında oluşan ısı kaybı (W)
$Q_{yararlı}$	Kolektörde üretilen yararlı ısı (W)
Ra_{Dbd}	Boru dışı çapı baz alınarak hesaplanan Rayleigh sayısı
Ra_{Dcd}	Cam örtü dışı çapı baz alınarak hesaplanan Rayleigh sayısı
Ra_{Dci}	Cam içi çapı baz alınarak hesaplanan Rayleigh sayısı
Re_{ak}	Akışkanın Reynolds sayısı
Re_{Dcd}	Cam dış çapına göre ve havanın Reynolds sayısı
s	Entropi (kJ/kgK)
s_0	Ölü durumdaki entropi (kJ/kgK)
\dot{S}	Entropi miktarı (kW/K)
$\dot{S}_{çıkış}$	Çıkış entropi miktarı (kW/K)

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
$\dot{S}_{giriş}$	Giriş entropi miktarı (kW/K)
$\dot{S}_{kütlev}$	Kütlev entropi miktarı (kW/K)
$\dot{S}_{üretim}$	Üretilen entropi miktarı (kW/K)
T_0	Ölü haldeki sıcaklık(°C)
T_{ak}	Ortalama akışkan sıcaklığı (°C)
T_{bd}	Boru dış yüzey sıcaklığı (°C)
T_{bd-ci}	Borunun dış yüzeyi ile camın iç yüzeyinin ortalama sıcaklığı (°C)
T_{bi}	Boru içi yüzey sıcaklığı (°C)
T_{cd}	Cam örtü dış yüzey sıcaklığı (°C)
$T_{cd-hava}$	Cam örtü dışı ile hava sıcaklığının ortalama sıcaklığı (°C)
T_{ci}	Camın iç yüzey sıcaklığı (°C)
$T_{çıkış}$	Akışkanın giriş sıcaklığı (°C)
$T_{giriş}$	Akışkanın giriş sıcaklığı (°C)
$T_{gökyüzü}$	Gökyüzü sıcaklığı (°C)
T_{hava}	Hava sıcaklığı (°C)
T_k	k bölgesindeki sıcaklık (°C)
$\bar{T}_{bd} - \bar{T}_{ak}$	Alıcı boru ile akışkan arasında ortalama sıcaklık düşümü (°C)

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
U_L	Kayıp katsayısı ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$)
v_{ak}	Akışkanın hızı (m/s)
W	Kolektörün eni (m)
\dot{W}	İş miktarı (W)
α	Isıl yayılım (m^2/s)
α_b	Alıcı borunun absorblaması
α_{bd-ci}	T_{bd-ci} sıcaklığına göre ısıl yayılımı (m^2/s)
$\alpha_{cd-hava}$	$T_{cd-hava}$ sıcaklığına göre ısıl yayılımı (m^2/s)
β	Hacimsel termal genleşme katsayısı (1/K)
δ	Halkasal bölgedeki gazın moleküler çapı (m)
ΔP	Basınç düşümü (Pa)
ε_{bd}	Seçici kaplamalı yüzeyin yayılım katsayısı
ε_{ci}	Cam içi yayılım katsayısı
η_{ex}	Ekserji verimi
$\eta_{ısl}$	Isıl verim
η_{opt}	Optik verim
γ	Halkasal bölgedeki gazın özgül ısılarının oranı

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
γ_{kol}	Kesişme faktörü
λ	Gaz molekülünün çarpışmaları arasındaki ortalama serbest yol (m)
μ_{ak}	Dinamik viskozite (Pa.s)
ψ	Özgül ekserji (kJ/kg)
ρ_{ak}	Akışkanın yoğunluğu (kg/m ³)
ρ_{yans}	Kolektör yansıcısının yansıtma oranı
σ	Stefan Boltzmann katsayısı (5.67 x 10 ⁸ W/m ² K ⁴)
τ_{cam}	Cam örtünün geçirgenlik oranı
θ	Geliş açısı (°)

Kısaltmalar

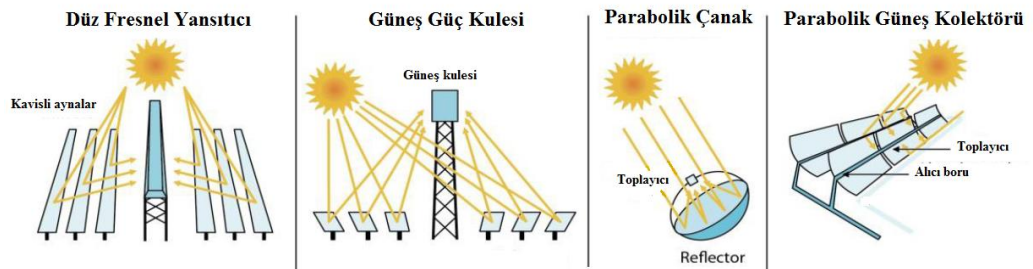
PGK Parabolik güneş kolektörü

1.GİRİŞ

Güneş enerjisi teknolojileri, pasif ve aktif sistemler olarak ikiye ayrılmaktadır. Pasif sistemler güneş ışınımını başka bir enerji biçimine (örnek olarak, güç üretimine) çevirmeden biriktiren sistemlerdir. Aktif güneş sistemleri ise güneşin ışınımını ısı ve elektrik enerjisine çevirerek mekanik ve elektriksel düzeneklerde (örnek olarak pompa, fan, vb.) kullanmaktadır.

Aktif güneş sistemleri fotovoltaik ve ısıl sistemler olarak ikiye ayrılır. Fotovoltaik sistemler yarı iletkenler kullanarak güneş ışığını direk olarak elektrik enerjisine çeviren düzeneklerdir. Güneş ısı sistemleri, güneş enerjisini kurutma, ısıtma, soğutma, pişirme gibi evsel ve endüstriyel uygulamalarda kullanmaktadır (Kabir et al., 2018).

Aktif güneş sistemlerinden olan yoğunlaştırıcı güneş enerjisi sistemleri fosil yakıtlar veya nükleer reaksiyonlar kullanmak yerine güneş enerjisini kullanarak ısı ve güç üreten sistemlerdir (Conrado et al., 2017). Şekil 1 ile gösterildiği gibi yoğunlaştırıcı güneş enerjisi sistemleri, genel olarak parabolik güneş kolektörü, güneş güç kulesi, fresnel yansıtıcılar ve parabolik çanak sistemleri olmak 4 farklı grupta toplanmaktadır. Bu grupta en yaygın olarak kullanılan parabolik güneş kolektörleridir. Yoğunlaştırıcı güneş enerjisi sistemleri, güneş ışığını küçük bir alana yani alıcıya odaklayarak, sistemde dolaşan çalışma akışkanına ileten düzeneklerdir. Çalışma akışkanı tarafından elde edilen enerji, türbine ve daha sonra jeneratöre aktarılarak elektriğe çevirilmektedir. Güneş alanından elde edilen enerji güç üretiminden farklı olarak ısıl uygulamalar için de doğrudan kullanılabilir (Chaanaoui et al, 2016).



Şekil 1.1 Yoğunlaştırıcı güneş enerjisi sistemleri (Chaanaoui et al, 2016)

Parabolik güneş kolektörleri (PGK) ticari olarak yaygın kullanılan, güvenilir ve teknolojisi test edilmiş sistemlerdir (Hachicha et al., 2013). Parabolik güneş kolektörleri yapısal olarak hafif ve düşük maliyetlidir. PGK sayesinde elde edilen ısı enerjisi, buhar türbinleri ile Rankine çevrimleri kullanılarak parabolik güneş güç santrallerinde elektriğe dönüştürülebilir (Lovegrove and Stein, 2012). Ayrıca, sıcak su üretiminde, deniz suyunun tuzdan arındırılmasında veya sterilizasyon işlemlerinde kullanılabilirler (Kalogirou, 2004).

Güneş enerji sistemlerinde genellikle, termodinamiğin birinci yasası ile ifade edilen enerji analizi kullanılmaktadır. Enerji analizi ilkelerine göre, sistemin çeşitli enerji girdileri ve çıktıları tanımlanır. Sonrasında kullanılan enerji çıktısı ile toplam giren enerji birbirine bölünerek sistemin performansı hesaplanır. Bulunan performans, birinci yasa verimliliği olarak tanımlanır ve mühendislik uygulamalarında yaygın olarak kullanılır.

Birinci yasa enerji analizinde, sistem üzerinde enerji bir formdan başka bir forma dönüşürken, ortaya çıkan enerji kalitesinin bozulmaları hesaba katılmamaktadır. Kolektörün veya kolektör sisteminin performansını geliştirebilmek için tersinmezliklerin belirlenmesi gerekmektedir. Tersinmezliklerin belirlenmesi için de ikinci yasa analizini ve özellikle ekserji analizini kullanmak gereklidir.

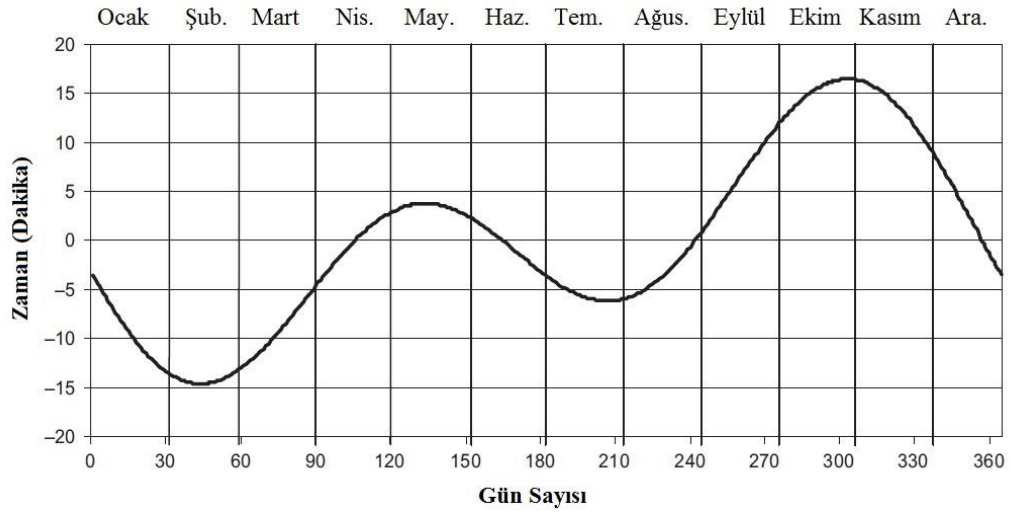
Ekserji (faydalı enerji) analizi sayesinde sistem performansı, sadece enerji dengesi açısından değil aynı zamanda mekanik iş üretme potansiyeli açısından da değerlendirilebilir (Kalogirou et al., 2016). Genel olarak ekserji analizi, sistemdeki tersinmezliklerin kaynağını ve miktarını belirleyerek sistemin verimliliğinin artırılmasında kullanılabilir (Saidur et al., 2012).

2. GÜNEŞİN YERYÜZÜNDEKİ BİR NOKTAYA GÖRE KONUMU VE AÇILARI

Güneş izleme sistemleri, güneş ışınlarını odaklayarak güneş enerjisinden ısı ve elektrik enerjisi üreten uygulamalar için oldukça önemlidir. Parabolik güneş kolektörleri güneş enerjisinden maksimum faydalanabilmesi için güneşi izlemesi gerekmektedir (Skouri et al., 2016). Bu sebep ile güneşin yeryüzündeki bir noktaya göre konumu ve güneş açıları hesapları, güneş izleme sistemlerinin hesabından önce bu bölümde gösterilecektir.

2.1. Güneş Saati

Yeryüzündeki bir noktaya göre güneş açılarının hesaplanmasında güneş saati kullanılır. Güneş saati yerel saat ile aynı değildir. Güneş saati (GS) hesaplamalarında iki farklı düzeltme kullanılır ve Denklem (2.3) ile hesaplanır. Bunlardan ilki zaman denklemidir (ZD) ikincisi ise boylam düzeltmesidir. Dünya güneşin etrafında yıl boyunca farklı hızlarda dönmektedir. Bu nedenle güneş saati dünyada ilerleyen saat hızından bir miktar farklılık gösterir. Bu farklılık denklemi (2.1) ve (2.2) ile hesaplanır. (2.1) denkleminin birimi dakika cinsindedir (Kalogirou, 2014).



Şekil 2.1. Aylara göre zaman denklemi farkı (Kalogirou,2014)

$$ZD = 9,87 \sin(2B) - 7,53 \cos(B) - 1,5 \sin(B) \quad (2.1)$$

$$B = (N - 81) \frac{360}{364} \quad (2.2)$$

Boylam düzeltmesi hesabı için gözlemcinin bulunduğu yerel boylam (YB) ile yerel saatin (YS) belirlendiği standart boylam (SB) arasındaki farkın bulunması gereklidir (Duffie and Beckman, 2013). Yerel saat ya standart boylamın yakınındaki saat dilimine göre hesaplanır ya da Greenwich'e (0° boylam) göre hesaplanır. Herhangi bir saate bakıldığında, görülen değer yerel saattir. Ancak bulunan yerel boylama göre saat aslında doğru değildir ve güneş saatinin bulunması için bu farkın hesaplanması gerekmektedir. 1° boylam farkı 4 dakikaya eşittir.

$$GS = YS + ZD \pm 4(SB - YB) - GIYS \quad (2.3)$$

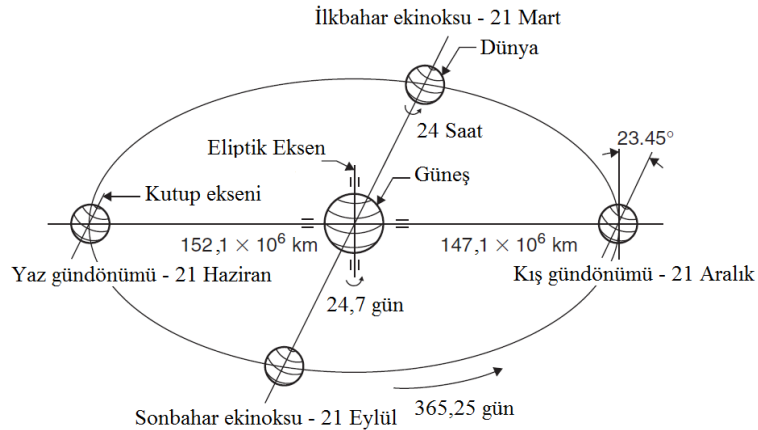
Denklem (2.3) içerisinde artı ve eksi ile gösterilen ile gösterilen değer, eğer gözlemcinin bulunduğu yer Greenwich'e göre doğuda ise eksi, eğer batıda ise artı değer alır. Güneş ışığından yararlanma süresi (GIYS) Mart'ın sonundan Ekim'in sonuna kadar kullanılır ancak genellikle denklemde yok sayılır (Kalogirou,2014). Güneş saati Türkiye için hesaplanır ise standart boylam 45° doğu olarak alınmalıdır. (Bakırcı, 2009)

2.2. Yeryüzündeki Bir Noktaya Göre Güneş Açıları

Dünya kendi eksenini çevresinde 24 saatte, güneşin etrafında ise yaklaşık olarak 365,25 günde dönmektedir. Dünyanın güneş etrafında dönüş çember şeklinde değil elips şeklindedir. Bunun sebebi dünyanın yörüngesinin eksantrikliğidir ve eksantriklik, e , 0,01673 sayısına eşittir. Dünya ile güneşin uzaklığı, R , 3 Ocak gününde en kısa (günberi), 4 Temmuz gününde (günöte) ise en uzak mesafededir. Ortalama güneş ile dünya arası uzaklık, $a = 149,5985 \times 10^6$ km'dir.

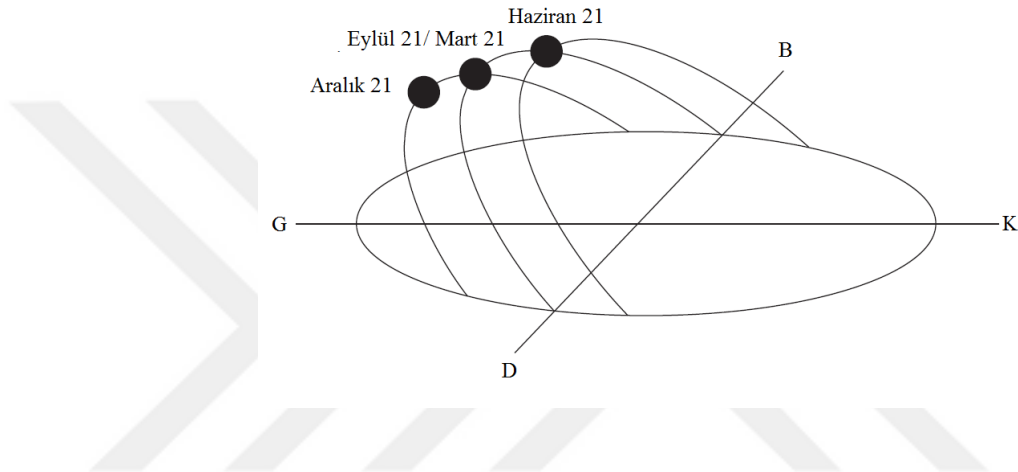
$$R = a(1 \pm e) \quad (2.4)$$

Denklemde, dünya ile güneş uzaklığı günberi pozisyonunda ise eksi, günöte pozisyonunda ise artı değer alır. Böylelikle en uzak mesafe $152,1 \times 10^6$ km en kısa mesafe ise $147,1 \times 10^6$ km'dir.



Şekil 2.2. Dünyanın güneşin etrafında yıllık hareketi (Kalogirou, 2014)

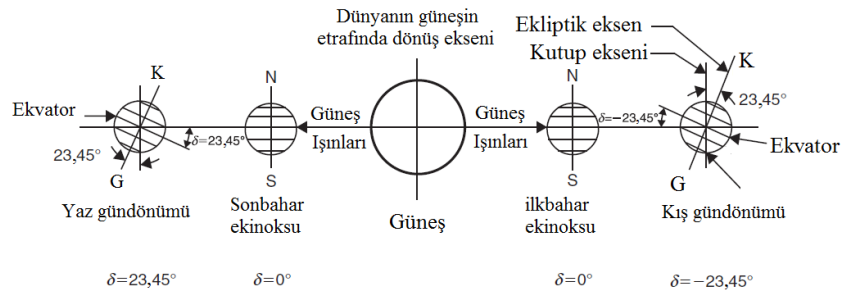
Güneşin pozisyonu gökyüzünde günden güne ve saatten saate değişmektedir. Bu değişim sistematiktir ve tahmin edilebilir. Dünya kendi ekseninde 24 saatte ve $23,45^\circ$ eğimli açı ile dönmektedir. Şekil 2.3 ile görülebileceği gibi güneş, kuzey yarım kürede kıştan yaz doğru kuzeye ilerlemektedir. Güneşin en tepede olduğu gün Haziran 21 (yaz gündönümü) ve 6 ay sonra Aralık 21 gününde (kış gündönümü) ise ufukta en minimum yüksekliktedir. 21 Mart ve 21 Eylül günlerinde , gündüz ve gece saatleri birbirine eşittir ve sırasıyla ilkbahar ve sonbahar ekinoksu olarak adlandırılır. Güney yarım kürede ise bu durum tam tersidir. 21 Haziran kış gündönümü, 21 Aralık ise yaz gündönümüdür (Kalogirou, 2014).



Şekil 2.3. Güneşin pozisyonunun gökyüzündeki yıllık değişimi (Kalogirou, 2014)

Yeryüzüne gelen güneş ışınlarının geometrik ilişkisi, güneşin yeryüzündeki düzleme göre konumuna göre değişir ve bu ilişki bazı açılar ile tanımlanabilir.

Deklınasyon açısı (δ): Ekliptik düzlem, dünyanın güneş etrafında izlediği yürüngenin düzlemidir. Ekliptik eksen de ekliptik düzleme diktir ve dünya dönme eksenini (kutup eksenini) her zaman ekliptik eksene göre $23,45^\circ$ açı ile eğiktir.



Şekil 2.4. Güneşin pozisyonunun gökyüzündeki yıllık değişimi (Kalogirou, 2014)

Deklasyon açısı, Ekvatorun kuzeyinin veya güneyinin, güneş ışınları ile yaptığı açıdır. Bu açı $+23,45^\circ$ ile $-23,45^\circ$ arasında değişir. İlkbahar ve sonbahar ekinokslarında deklasyon açısı 0° , yaz gündönümünde $+23,45^\circ$ ve kış günönümünde $-23,45^\circ$ olmaktadır (Kalogirou,2014). Deklasyon açısı Denklem (2.5) ile hesaplanır.

$$\delta = 23,45 \sin\left(360 \frac{284+n}{365}\right) \quad (2.5)$$

(2.5) denklemdeki, n , yıl içerisindeki gün olarak tanımlanır ve Çizelge 2.1 ile tanımlanmıştır (Duffie and Beckman, 2013).

Çizelge 2.1 Aylara göre önerilen ortalama günler, n değerleri ve deklasyon açıları (Duffie and Beckman, 2013).

Ay	Ayın Günü	Ayın Ortalama Günü İçin		
		Gün	n	δ
Ocak	i	17	17	20,9
Şubat	31+i	16	47	-13,0
Mart	59+i	16	75	-2,4
Nisan	90+i	15	105	9,4
Mayıs	120+i	15	135	18,8
Haziran	151+i	11	162	23,1
Temmuz	181+i	17	198	21,2
Ağustos	212+i	16	228	13,5
Eylül	243+i	15	258	2,2
Ekim	273+i	15	288	-9,6
Kasım	304+i	14	318	-18,9
Aralık	334+i	10	344	-23,0

$|\phi| < 66,4$ ise geçersizdir.

Saat Açısı (ω): Şekil 2.5 ile gösterildiği gibi saat açısı, PO kirişinin izdüşümü ile güneş ışınları geliş çizgisi izdüşümü arasında kalan açıdır. Güneş saatine göre, öğlen saatinde saat açısı 0° 'dir. Dünyanın her 1 saatlik dönüşünde saat açısı 15° değişmektedir. Saat açısı öğleden sonra pozitif değer alır. Saat açısı Denklem (2.6) ile hesaplanır (Kalogirou, 2014).

$$\omega = (GS - 12)15 \quad (2.6)$$

$$\cos \theta = \sin \delta \sin \phi \cos \beta - \sin \delta \cos \phi \sin \beta \cos \gamma + \cos \delta \cos \phi \cos \beta \cos \omega + \cos \delta \sin \phi \sin \beta \cos \gamma \cos \omega + \cos \delta \sin \beta \sin \gamma \sin \omega \quad (2.10)$$

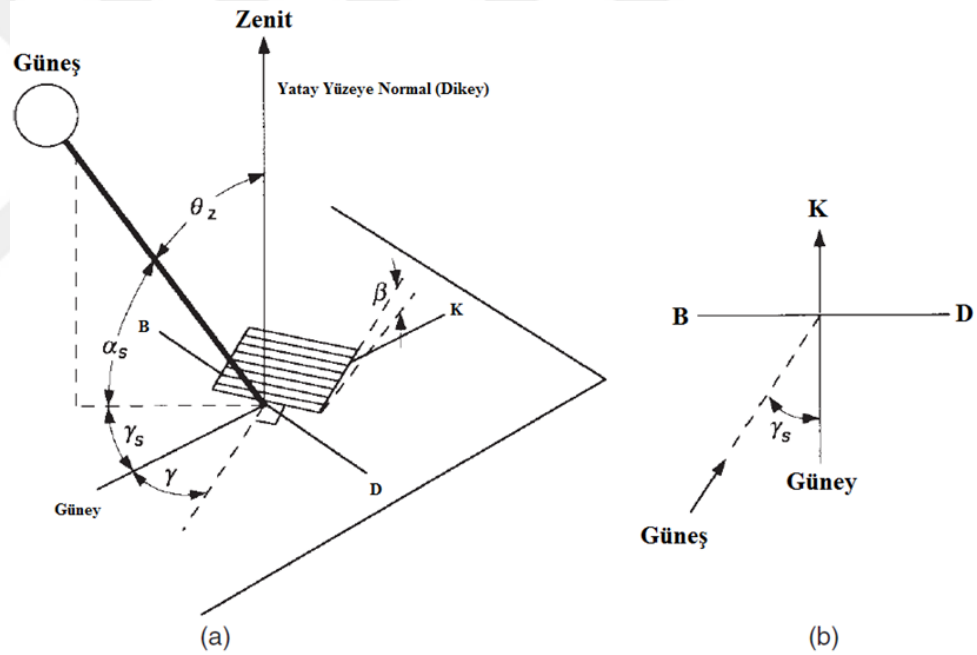
Eğer, $\beta = 90$ ise denklem, aşağıdaki verilen hali alır.

$$\cos \theta = -\sin \delta \cos \phi \cos \gamma + \cos \delta \sin \phi \cos \gamma \cos \omega + \cos \delta \sin \gamma \sin \omega \quad (2.11)$$

Eğer, $\beta = 0$ ise geliş açısı zenit açısına eşit olur ve Denklem (2.12) ile elde edilir.

$$\cos \theta_z = \cos \phi \cos \delta \cos \omega + \sin \delta \sin \phi \quad (2.12)$$

Yüzey Azimut açısı (γ): Yatay yüzeyin normalinin izdüşümünün yerel boylamdan sapma açısıdır. Bu açı güneyde sıfır, doğuda negatif ve batıda pozitif olmaktadır ve $-180 \leq \gamma \leq 180$ arasında değişmektedir (Duffie and Beckman, 2013).



Şekil 2.6 (a) Zenit açısının, yüzey azimut açısının, güneş azimut açısının gösterilmesi, (b) Güneş azimut açısının kuş bakışı görünümü (Duffie and Beckman, 2013).

2.3. Güneşin Doğuşunun ve Batışının Zaman Hesabı

Güneşin doğuşu ve batışında, güneşin geliş açısı yatay yüzeye paralel olur. Böylelikle $\theta_z = 90$ olmaktadır. Buna göre zenit açısı, θ_z , Denklem (2.8) ile ve gün batımı saat açısı Denklem (2.12) ile çözülür.

$$\cos \omega_s = -\tan \phi \tan \delta \quad (2.12)$$

Gün doğum açısı, gün batımı açısının negatifidir. Yılın herhangi bir gününe ait gün uzunluğu Denklem (2.13) ile hesaplanabilir (Duffie and Beckman, 2013).

$$N = \frac{2}{15} \cos^{-1}(-\tan \phi \tan \delta) \quad (2.13)$$

3. GÜNEŞİ İZLEYEN SİSTEMLER VE GÜNEŞİ İZLEYEN YÜZEYLER İÇİN AÇILARIN HESAPLANMASI

Güneşi izleyen sistemler, güneş enerji sistemlerinin güç ve verimlilik performanslarının artırılmasında önemli bir unsur olmasının yanı sıra büyük ölçekli uygulamaların ekonomik analizleri için de oldukça önemli bir rol üstlenmektedir. Güneş izleme sistemleri, güneş kolektörünü maksimum ışınım alabilmesi için optimum açı ile yönlendirilmesi sağlayan sistemlerdir. İzleme açıları, güneş enerji sisteminin bulunduğu enleme ve iklim koşullarına bağlıdır (Hazef et al., 2018).

Hazef et al. (2018), güneş takip sistemleri üzerine detaylı derleme çalışması yapmışlardır ve bu çalışmaya göre genel olarak; takip sistemleri, güneşi izleme teknolojilerine göre, aktif, pasif, yarı pasif, manüel ve kronolojik (zaman dizinsel) izleme sistemleri olarak sınıflandırılır. Aktif izleme sistemleri, güneşin pozisyonunu sensörler yardımı ile izlerler, sistemdeki sensörler motorları ve aktüatörleri tetikler ve tüm sistem güneşe yönlendirilir. Pasif izleme sistemlerinde ise akışkan veya gaz kullanılır. Akışkanın ısıl genişmesi veya izleyicideki iki farklı noktanın basınç farklılıkları neticesinde sistem çalışmaktadır.

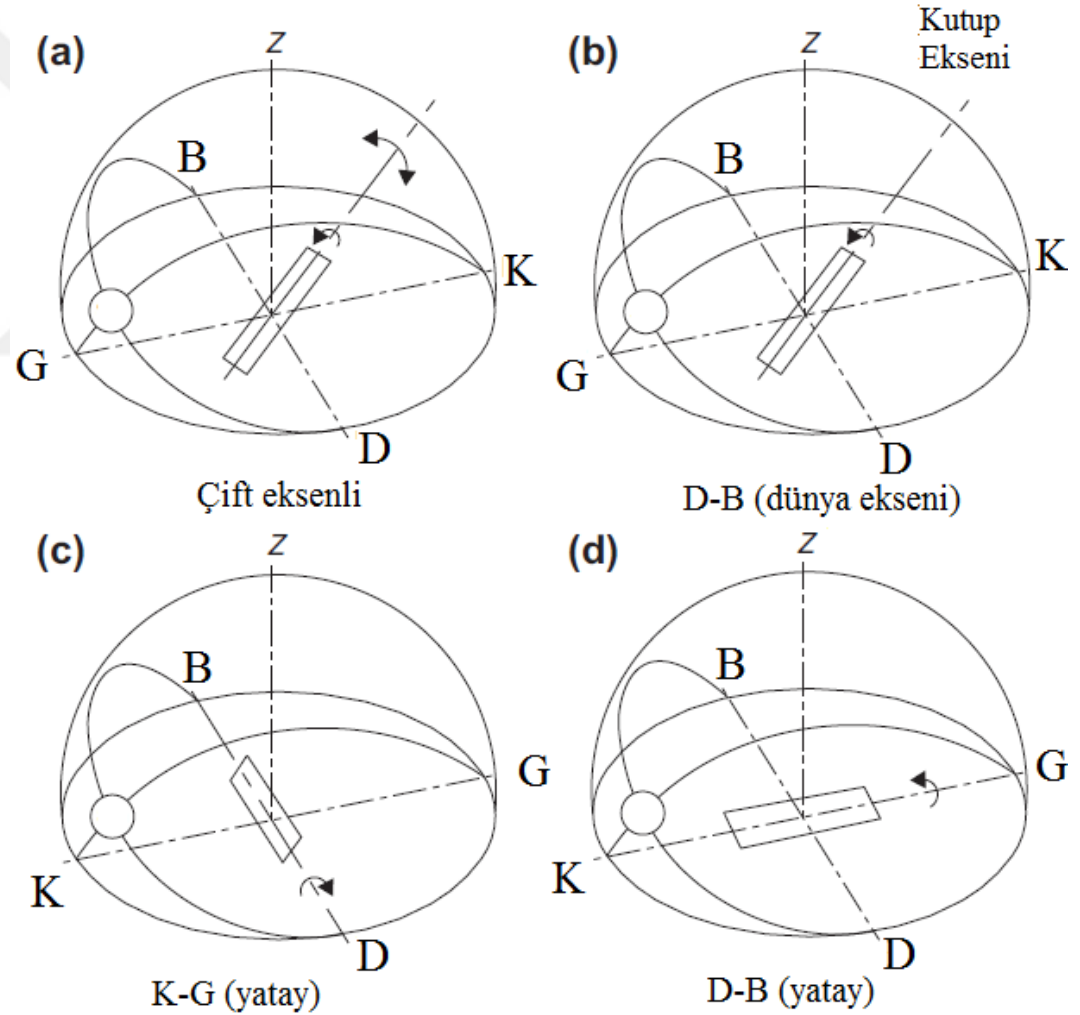
Güneşi izleyen sistemler, eksen serbestliğine göre sınıflandırıldığında tek eksenli ve çift eksenli olmak üzere iki farklı güneş izleme sistemi vardır. Tek eksenli güneş izleme sistemleri, tek bir döndürme noktasından güneşi takip eden sistemleridir. Yatay, dikey ve eğimli olmak üzere üç farklı tip tek eksenli güneş izleme sistemi mevcuttur. Yatay tek eksenli izleme sistemleri tropik bölgelerde, dikey sistemler ise yüksek enlemlilerde kullanılmaktadır. Çift eksenli izleme sistemleri, iki farklı döndürme noktasından genellikle hem yatayda hem de dikeyde takip etmektedir (Hazef et al., 2018).

Güneş izleme sistemleri üzerine bir diğer derleme çalışması ise Nsengiyumva et al. (2018), tarafından yapılmıştır. Derleme çalışmasına göre, tek eksenli güneş izleme sistemlerinin kurulumunun ve uygulamasının maliyeti olmasına rağmen, çift eksenli güneş izleme sistemlerine göre verimliliği düşüktür. Ayrıca çift eksenli

güneş izleme sistemleri, sabit sistemlere göre %20 ile %50 arasında daha verimli enerji kazanımı sağlanmaktadır (Nsengiyumva et al., 2018)

3.1. Güneş İzleme Sistemlerinde Açısal Hesaplamalar

Güneş ışınımını odaklayan sistemler, güneşi takip edebilmesi için güneşi izleyen mekanizmalar kullanılır. Bu izleme mekanizmaları, tek eksenli veya çift eksenli olarak güneşi takip edebilirler. Çift eksenli izleme mekanizmasının hareket yönü Şekil 3.1 içerisinde Şekil 3.1 (a) ile gösterilmiştir. Tek eksenli takip sistemleri ise, Şekil 3.1 (b) Doğu-Batı dünya eksenine paralel, Şekil 3.1 (c) Kuzey-Güney yatay, Şekil 3.1 (d) Doğu-Batı yatay olarak güneşi izleyebilirler (Kalogirou, 2014).



Şekil 3.1. Çeşitli izleme sistemleri için kolektör geometrisi (Kalogirou, 2014).

3.1.1 Çift Eksenli İzleme Sistemi İçin Açı Hesabı

Çift eksenli izleme sistemleri, kolektörün yüzeyi sürekli olarak güneşi izleyecek şekilde kolektörü yönlendiren sistemlerdir. Bu yüzden, denklem (3.1) ile gösterildiği gibi güneş geliş açısının sıfır olması gereklidir. (3.2) denklemine göre kolektörün eğimi ve zenit açısı birbirine eşit olmalıdır. Böylelikle kolektör yüzeyi güneşi dikeyde de takip edebilecektir. Aynı şekilde Denklem (3.3) ile gösterildiği gibi yüzey azimut açısı ve güneş azimut açısı birbirine eşit olursa düzenek yatayda da takibini sürdürecektir (Kalogirou,2014 ; Duffie and Beckman, 2013).

$$\cos(\theta) = 1 \quad (3.1)$$

$$\beta = \theta_z \quad (3.2)$$

$$\gamma = \gamma_s \quad (3.3)$$

3.1.2 Günlük Eğim Ayarlı Doğu-Batı Eksenli İzleme Sistemi için Açı Hesabı

Yatay Doğu-Batı eksenli etrafında güneşi izleyen bu sistemler için kolektör eğimi, β , hergün ayarlanmalıdır. Böylelikle güneş ışınları, öğlen saatinde yüzeye dik gelmektedir. Güneş geliş açısını (3.4) denklemi ile hesaplanır.

$$\cos \theta = \sin^2 \delta + \cos^2 \delta \cos \omega \quad (3.4)$$

Yüzeyin eğimi her gün değiştirilecektir ve Denklem (3.5) ile hesaplanır.

$$\beta = |\phi - \delta| \quad (3.5)$$

Yüzey azimut açısı, enleme veya deklinasyona bağlı olarak 0° veya 180° olmaktadır ve Denklem (3.6) ile şarta bağlıdır (Duffie and Beckman, 2013).

$$\gamma = \begin{cases} 0^\circ & \text{eğer } \phi - \delta > 0 \\ 180^\circ & \text{eğer } \phi - \delta \leq 0 \end{cases} \quad (3.6)$$

3.1.3 Sürekli Ayarlı Doğu-Batı Eksenli İzleme Sistemi Açı Hesabı

Sürekli ayarlı Doğu-Batı eksenli izleme sistemleri, kolektör yüzeyine güneşin geliş açısını azaltabilmek için sürekli yatayda Doğu-Batı eksenini etrafında döner.

$$\cos \theta = (1 - \cos^2 \delta \sin^2 \omega)^{1/2} \quad (3.7)$$

Kolektör yüzeyinin eğimi için Denklem (3.8) kullanılır.

$$\tan \beta = \tan \theta_z |\cos \gamma_s| \quad (3.8)$$

Güneş azimut açısına bağlı olarak, yüzey azimut açısının yönlendirme modu 0° veya 180° olmaktadır. Her iki yarımküre için Denklem (3.9) ile şart sağlanır (Duffie and Beckman, 2013).

$$\gamma = \begin{cases} 0^\circ & \text{eğer } |\gamma_s| < 90 \\ 180^\circ & \text{eğer } |\gamma_s| \geq 90 \end{cases} \quad (3.9)$$

3.1.4 Sürekli Ayarlı Kuzey-Güney Eksenli İzleme Sistemi Açı Hesabı

Sürekli ayarlı Kuzey-Güney eksenli izleme sistemleri, kolektör yüzeyine güneşin geliş açısını azaltabilmek için sürekli yatayda Kuzey-Güney eksenini etrafında dönmektedir. Geliş açısı Denklem (3.10) ile hesaplanabilir.

$$\cos \theta = (\cos^2 \theta_z + \cos^2 \delta \sin^2 \omega)^{1/2} \quad (3.10)$$

Yüzeyin eğimi Denklem (3.11) ile hesaplanır. eğer

$$\tan \beta = \tan \theta_z |\cos(\gamma - \gamma_s)| \quad (3.11)$$

Güneş azimut açısına bağlı olarak yüzey azimut açısı 90° veya -90° olacaktır (Duffie and Beckman, 2013).

$$\gamma = \begin{cases} 90^\circ & \text{eğer } |\gamma_s| > 0 \\ -90^\circ & \text{eğer } |\gamma_s| \leq 0 \end{cases} \quad (3.12)$$

3.1.5. Dikey Bir Eksen Etrafında Güneşi İzleyen Yüzeylerin İçin Açı Hesabı

Sabit eğimli, dikey bir eksen etrafında döndürülen bir yüzey için güneş azimut açısı ve yüzey azimut açısı birbirine eşit olduğunda kolektör yüzeyine gelen güneş geliş açısı minimuma indirilir. Denklem (3.13) ile geliş açısının hesabı gösterilmiştir.

$$\cos \theta = \cos \theta_z \cos \beta + \sin \theta_z \sin \beta \quad (3.13)$$

Denklem (3.14) ile verildiği gibi yüzey eğimi sabit olacaktır.

$$\beta = \text{sabit} \quad (3.14)$$

Denklem (3.15) ile gösterildiği gibi yüzey azimut açısı ve güneş azimut açısı birbirine eşittir (Duffie and Beckman, 2013).

$$\gamma = \gamma_s \quad (3.15)$$

3.1.6. Dünya Eksenine Paralel Kuzey-Güney Eksen Etrafında Dönen Sistemlerin Açısı Hesabı

Dünya eksenine paralel sürekli Kuzey-Güney eksen etrafında dönen izleme sistemleri yüzeye geliş açısının minimum yapılabilmesi için Denklem (3.16) kullanılır.

$$\cos \theta = \cos \delta \quad (3.16)$$

Eğim açısı sürekli değişmektedir ve Denklem (3.17) denklemi ile hesaplanabilir.

$$\tan \beta = \frac{\tan \phi}{\cos \gamma} \quad (3.17)$$

Yüzey azimut açısı hesabı için Denklem (3.18) kullanılır. Denklemdeki θ' için Denklem (3.19) kullanılır. C_1 ve C_2 durumları için Denklem (3.20) ve Denklem (3.21) kullanılır (Duffie and Beckman, 2013).

$$\gamma = \tan^{-1} \frac{\sin \theta_z \sin \gamma_s}{\cos \theta' \sin \phi} + 180 C_1 C_2 \quad (3.18)$$

$$\cos \theta' = \cos \theta_z \cos \phi + \sin \theta_z \sin \phi \cos \gamma_s \quad (3.19)$$

$$C_1 = \begin{cases} 0 & \text{eğer } \left(\tan^{-1} \frac{\sin \theta_z \sin \gamma_s}{\cos \theta' \sin \phi} \right) \gamma_s \geq 0 \\ +1 & \text{aksi halde} \end{cases} \quad (3.20)$$

$$C_2 = \begin{cases} +1 & \text{eğer } \gamma_s \geq 0 \\ -1 & \text{eğer } \gamma_s < 0 \end{cases} \quad (3.21)$$

3.2. Güneşi İzleyen Sistemlerin Kıyaslanması

Çizelge 3.1 ile 4 farklı izleme sistemi için kolektör yüzeyine güneşten gelen birim alana düşen enerji miktarı gösterilmiştir. Birim alana düşen enerji miktarları için yaz ve kış gündönümleri ve ekinokslar baz alınmıştır. Hesaplamalarında izleme sistemleri için aynı ışınım modeli uygulanmıştır. İzleme sistemlerinin performansları, maksimum güneş enerjisi miktarını toplayan çift eksenli izleme sistemi ile kıyaslanmıştır.

Çizelge 3.1. İzleme sistemlerinin kıyaslanması. (Kalogirou, 2014)

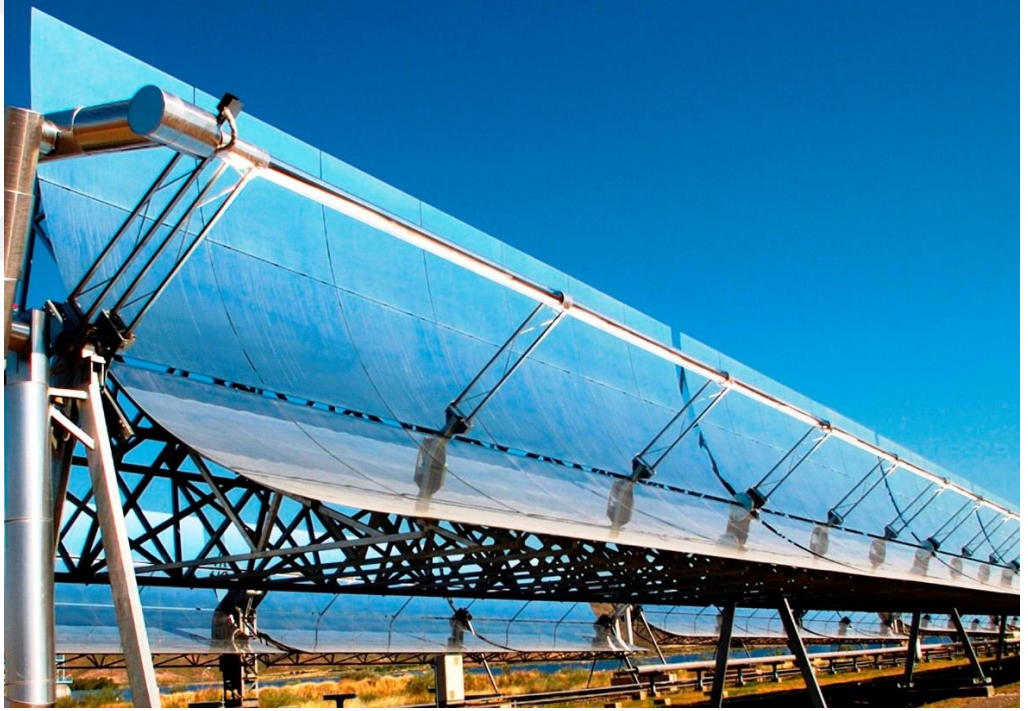
İzleme Sistemleri	Elde edilen Enerji (kWh/m ²)			İzleme Oranı (%)		
	E	YG	KG	E	YG	KG
Çift Eksenli izleme	8,43	10,6	5,7	100	100	100
Dünya eksenine paralel Kuzey-Güney eksenli	8,43	9,73	5,23	100	91,7	91,7
Doğu-Batı eksenli yatay	7,51	10,36	4,47	89,1	97,7	60,9
K-G eksenli yatay	6,22	7,85	4,91	73,8	74	86,2
E= Ekinokslar	YG= Yaz Gündönümü KG= Kış Gündönümü					

4. PARABOLİK GÜNEŞ KOLEKTÖRLERİNİN BİLEŞENLERİNİN TANITIMI VE TASARIMI

Çalışma kapsamında öncelikle parabolik güneş kolektörününün, bileşenleri olan parabolik yansıtıcı, alıcı boru, seçici kaplama, cam örtü ve çalışma akışkanları hakkında genel bilgi verilecek, ardından yansıtıcı ve alıcı boru tasarımı denklemleri gösterilecektir.

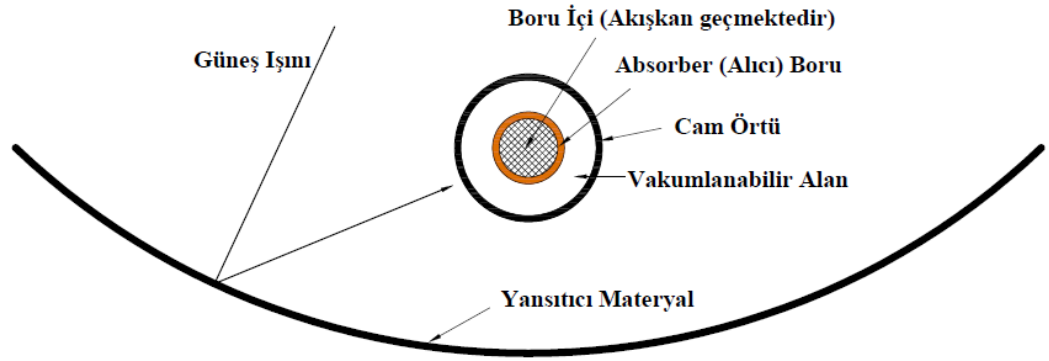
4.1. Parabolik Güneş Kolektörü Bileşenlerinin Tanıtımı

Parabolik güneş kolektörü (PGK), Şekil 4.1 ile gösterildiği gibi, parabolik olarak şekillendirilmiş bir yansıtıcı yardımıyla gelen güneş ışınlarını, odak hattı boyunca alıcı boruya ileten güneş kolektörleridir. PGK'nin geniş açıklık alanından yansıyan güneş ışınları, küçük bir alana sahip olan alıcıların (cam örtü ve alıcı boru) dış yüzeyine yansıtılır ve alıcı boru içerisinde akan akışkanın ısınması sağlanır. (Lovegrove and Stein, 2012).



Şekil 4.1. Parabolik güneş kolektörleri (Lenergeek, 2018)

PGK temelde iki bölümden oluşmaktadır. Şekil 4.2 ile gösterildiği gibi ilk bölüm, destek yapıları dahil bir yansıtıcı ve ikinci bölüm, akışkanın içinde aktığı alıcı boru ve üzerine geçiren bir cam örtüden oluşan alıcılardır (Coccia et al., 2016).



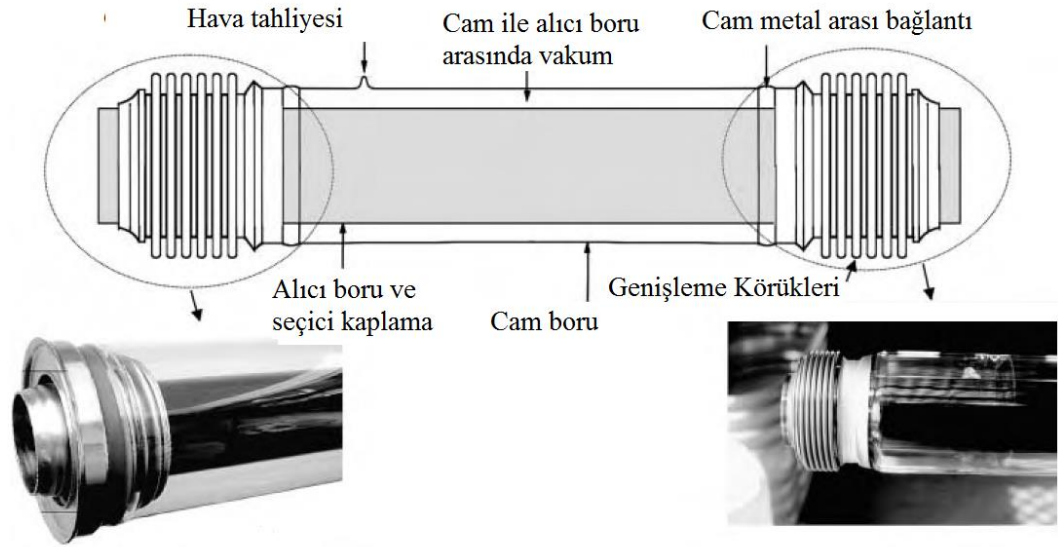
Şekil 4.2. Parabolik güneş kolektörü yansıtıcısı ve alıcıları (Guo et al.,2016).

4.1.1. Parabolik Güneş Kolektörü Yansıtıcısı

Şekil 4.2 ile verildiği gibi yansıtıcı olarak gösterilen parabolik şekilli aynalar, yansıtıcı malzeme tabakasından oluşan ve güneşten gelen direk ışınımı bir alıcıya yoğunlaştıran yapılardır (Behar et al., 2015). Ticari olarak en yaygın kullanılan PGK yansıtıcı materyali arkası gümüşlü düşük demirli kalın cam ayna olmasına rağmen, parlatılmış metal levhaların yanı sıra sert parabolik şekilli bir alt tabaka üzerine gümüş veya alüminyum ince kaplamalı filmler de kullanılabilir. Temiz, arkası gümüşlü cam aynanın yansıtma oranı yaklaşık olarak 0,93'tür. Arkası gümüşlü aynaların kırılmaya dayanıklılığı oldukça iyidir ve parabolik güneş kolektörlü uygulamalarda kırılma oranı yılda %0,1'den daha azdır (Lovegrove and Stein, 2012). Yansıtıcının destek yapısı, düzeneğin ağırlığı nedeniyle şekil değişikliğine uğramamalıdır. Ayrıca rüzgar nedeniyle oluşan yüklere ve sert hava koşullarına dayanabilmelidir. (Coccia et al., 2016).

4.1.2. Parabolik Güneş Kolektörü Alıcıları

Şekil 4.2 ve Şekil 4.3 ile gösterildiği gibi PGK alıcıları iç içe geçirilmiş iki borudan oluşmaktadır. Bunlardan ilki çalışma akışkanının geçtiği metalik borudur (alıcı boru veya absorber boru). Diğeri ise alıcı borunun dışına yerleştirilen, taşınım ve ışınım ile olan ısı kayıplarını azaltmak için kullanılan cam bir borudur. Alıcı borunun materyali bakır, alüminyum veya paslanmaz çelik olabilir (Coccia et al., 2016). Çalışma kapsamında kullanılan alıcılar terimi alıcı boru ve cam örtüyü kapsamaktadır. Şekil 4.3 ile gösterildiği gibi, camın ve metalin ısıl genleşmesi aynı değerde olmadığı için cam boru ve metal boru, esnek metal bir bağlantı ile birleştirilmiştir (Kreith and Goswami, 2007).



Şekil 4.3. Tipik parabolik güneş kolektörü alıcıları yan görünümü (Kreith and Goswami, 2007).

Forristal R. (2003), paslanmaz çelikler; 304L, 316L, 321H ve bakır; B42 malzemelerini kullanarak gerçekleştirdiği çalışmada, PGK ısı veriminin ve ısı kaybı değişiminin alıcı boruda kullanılan malzemeye oldukça az bağlı olduğu ve PGK ısı veriminin ve ısı kaybı değişiminin ihmal edilebilir düzeyde olduğu sonucuna ulaşmıştır. Ancak malzeme sertliği, korozyon özelliği, kurulum kolaylığı, seçici kaplamanın uygulanabilirliği ve malzeme fiyatı kolektöre malzeme seçimi için önemli faktörlerdir.

Güçlü olması sebebi ile eğilme problemlerinin az olması ve hidrojen nüfus oranını düşük olması nedeni ile alıcı boru tasarımında 321H paslanmaz çeliği yaygın olarak kullanılmaktadır.

Önceki alıcı boru imalatlarında 304L ve 316L malzemeleri kullanılmıştır ancak eğilme problemleri malzemelerin yeteri kadar güçlü olmadığı fikrine yol açmıştır.

Alıcı boru materyali olarak kullanılabilen bir diğer materyal ise karbon çelikleridir. Ancak bu malzemeler ile vakumlama uygulaması oldukça güçtür. Vakumlama uygulaması yapılacak olursa, gazın çıkarılması oldukça maliyeti yüksek ve zaman alan bir süreç olacaktır. Ayrıca seçici kaplamanın boru dış yüzeyine uygulanma süreci, materyalin temizlenmesi ve parlatılması işlemlerinden dolayı uzun ve maliyeti yüksek olacaktır. Dahası karbon çeliklerinde kaynaklı eklem bölgelerinde korozyon olabilmektedir.

Bakır boru maliyeti az olan bir malzeme olmasına rağmen, mevcut tesis çalışma sıcaklıklarında uygun mukavemete sahip değildir. Bu nedenle bakır borunun kullanılması eğilmelere ve eklem arızalarına neden olabilir. Çizelge 4.1 ile PGK alıcı boru tasarımında yaygın olarak kullanılan paslanmaz çeliklerin ortalama boru sıcaklığına bağlı iletkenlik fonksiyonları gösterilmiştir (Behar et al., 2015). Bakır'ın iletkenlik katsayısı 385 (W/m°C) değerindedir (Kalogirou, 2012).

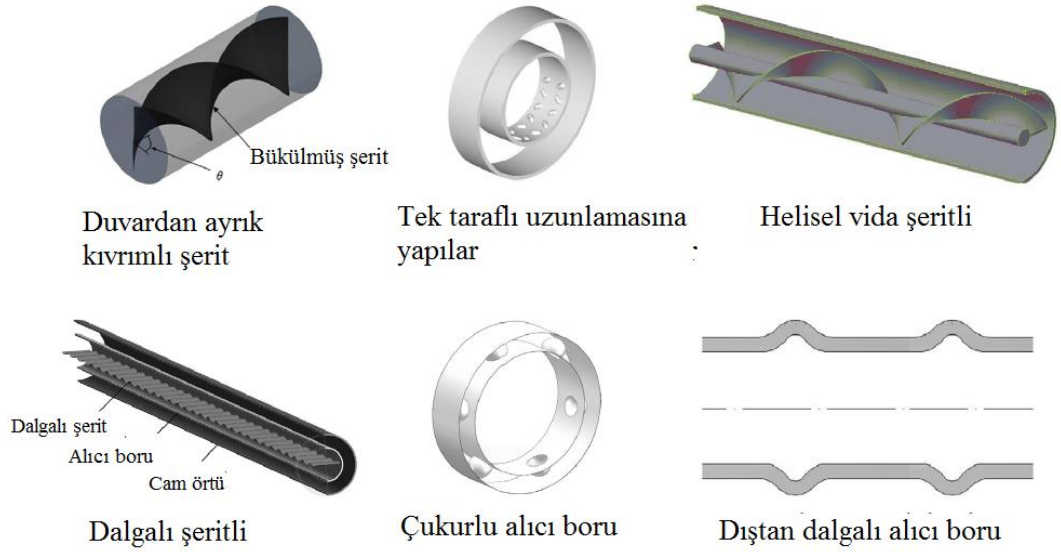
Çizelge 4.1. PGK alıcı borularında yaygın kullanılan paslanmaz çelikler (Behar et al., 2015).

Materyal cinsi	İletkenlik (W/m°C)
Paslanmaz çelik (304L)	0,0130 $T_{boru-ort}+14.9732$
Paslanmaz çelik (316L)	0,0130 $T_{boru-ort}+14.9732$
Paslanmaz çelik (321H)	0,0151 $T_{boru-ort}+14.5837$

PGK, metalik boru ile cam boru arasındaki alanın boşaltılıp boşaltılmamasına göre ikiye ayrılır. Bu bölgenin boşaltılması sonucunda ısıl kayıplar azalmakta ve PGK'nin ısıl verimi artmaktadır. Bu yüzden vakumlu PGK'ler yaygın olarak kullanılmaktadır (Lovegrove and Stein, 2012). Yaghoubi et al. (2013), yaptıkları deneysel ve teorik çalışmada vakumsuz borunun ısı kaybı, vakumlu boruya göre %40 daha fazla olduğu ve PGK ısıl veriminin % 3-5 daha düşük olduğu sonucuna ulaşmışlardır.

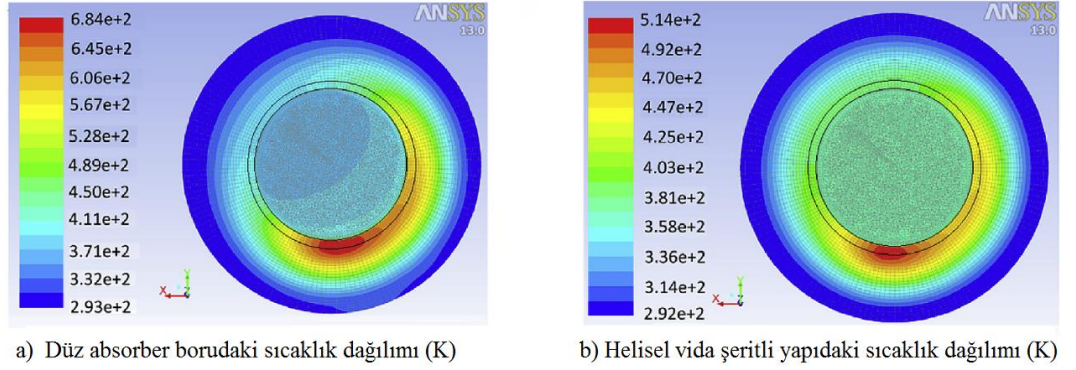
4.1.2.1. Isıl performansın Arttırılması İçin Alıcı Boru Tasarımları

Alıcı boru içindeki ısı transferi artışının genel performansı iyileştirdiği, alıcı boru sıcaklığını düşürdüğü ve sıcaklık gradyanlarını azaltıldığı birçok çalışma ile gösterilmiştir. Alıcı boru tasarımına eklemeler yapılması, değiştirilmesi veya tasarıma kanatçıkların eklenmesi, performans göstergelerinde iyileşmeler sağlamaktadır. Bazı alıcı boru tasarımları Şekil 4.4 ile gösterilmiştir. Ancak tasarımların avantajlarına rağmen, artan basınç kaybı, titreşim, artan parazit yükler ve fazladan üretim maliyeti gibi bir dizi dezavantajları da vardır (Yılmaz and Mwesigye, 2018).



Şekil 4.4. Alıcı boru tasarımları şeması (Yılmaz and Mwesigye, 2018).

Yılmaz and Mwesigye (2018) ve Abdulhamed et al. (2018) yaptıkları çalışmada, alıcı boruların performanslarının iyileştirilmesi için yapılan tasarımları ve çalışmalarını derlemişlerdir. Fuqiang et al. (2016) parabolik güneş kolektörü sistemleri için toplam ısı transferi performansını arttırabilmek için asimetrik dıştan dalgalı alıcı boru ile sayısal olarak çalışmışlardır. Sonuç olarak toplam ısı transfer performans faktör artışının %148'e ulaştığını bildirmişlerdir. Jaramillo et al. (2016) alıcı boru içerisine kıvrık şeritli yapı kullanarak yaptıkları sayısal simülasyonda sade alıcı boruya göre kıvrımlı şeritli boruda Nusselt sayısının ve ısı transfer performansının daha yüksek olduğunu gözlemlenmiştir. Bir diğer sayısal çalışmada ise alıcı boru çukurlu yapıdadır ve çukurun derinliği 7 mm olana kadar derinlik arttıkça ısı transfer performansı artmaktadır. Alıcı boruda çukurlu yapı bulunması dahilinde düz alıcı boruya kıyasla performans %21'e kadar arttırılabilir (Huang et al. 2016; Yılmaz and Mwesigye, 2018). Bellos et al. (2016) yaptıkları sayısal çalışmada, alıcı boru iç yapısının dalgalı şeritli olduğu durumda düz alıcı boruya göre, ısı transfer katsayısı, ısı verimliliği ve ekserji verimliliğinin daha yüksek olduğu sonucuna ulaşmışlardır. Bu sonuca göre ısı transfer katsayısının daha yüksek olmasının sebebi ise boru içinin daha türbülanslı yapıda olması olarak açıklanmıştır. Ortalama ısı verimlilik artışının % 4,55 olduğu bildirilmiştir. Song et al. (2014) helisel şeritli vida yapısını absorber boru içerisinde kullanarak yaptıkları simülasyon çalışmasında, sade boruya göre ısı kayıplarının, maksimum alıcı boru sıcaklığının ve Şekil 4.5 ile gösterildiği gibi sıcaklık farklarının düşürüldüğü sonucuna ulaşmıştır.



Şekil 4.5. Düz ve vida şeritli absorber borunun sıcaklık dağılımları (Song et al., 2014).

Cheng et al. (2012) Şekil 4.4 ile gösterilen tek taraflı uzunlamasına yapılar kullanarak gerçekleştirdikleri çalışmada sade alıcı boruya göre bu yapıların kullanılması halinde, ısı kayıplarının %2,23 ile %13,62 arasında azaltıldığı ve sade alıcı boruya göre ısı transfer performansın daha iyi olduğu gösterilmiştir.

4.1.3. Parabolik Güneş Kolektörü Alıcı Boru Üzerine Seçici Kaplama

PGK ısı verimliliğini arttırmak ve alıcı boru tarafından toplanan güneş ışınımı miktarını maksimum yapabilmek için, alıcı borunun yüzeyi siyaha boyanır veya seçici kaplama uygulanabilir. (Coccia et al., 2016). Alıcı boru, güneş ışınımı absorblamasını arttırmak ve kızılötesi aralıktaki ısı kayıplarını azaltmak için üç farklı tabakadan oluşmaktadır. İç katman, ısı kaybını en aza indiren düşük ısı yayıcılığa sahip bir metaldir. İkinci katman, güneş ışınımı emilimini arttıran kaplamadır ve üçüncü katman ise, alıcının optik performansını en üst düzeye çıkarmak kullanılan yansımaya önleyici bir kaplamadır (Behar et al., 2015). Genellikle PGK alıcı boru üzerine maliyeti düşük olması ve kolay üretimi yapılabilmesi nedeniyle siyah krom veya siyah nikel kaplama kullanılır (Lovegrove and Stein, 2012). Siyah nikel kaplama, siyah krom kaplamaya göre daha uzun ömürlü ve daha iyi optik performansa sahiptir (Dudley et al., 1995). Dudley et al. (1994), seramik ile metal karışımı olan cermet ve siyah krom kaplama ile yaptıkları çalışmada, cermet kaplamanın ömrünün daha uzun olduğunu ve siyah krom kaplamanın, yüksek sıcaklarda cermet kaplamaya göre veriminin daha düşük ve ısı kayıpların daha yüksek olduğu sonucuna ulaşmışlardır. Bunun sebebi, siyah krom kaplamanın yayılım oranının 300 °C'de 0,24 ve cermet kaplamanın ise 350 °C'de 0,14 değerinde olmasıdır. Yani siyah krom kaplama yüksek sıcaklıklarda cermet kaplamaya göre daha yüksek yayılım oranına sahiptir. Forristall, (2003) raporunda 6 adet farklı seçici kaplama kullanarak, PGK'nin ısı kazancı, ısı kaybı ve optik kayıpları büyüklüklerini karşılaştırmıştır. Sonuç olarak, her bir kaplamanın

farklı absorblama ve yayma değerine sahip olduğu için seçici kaplama tipinin enerji performansı üzerinde oldukça güçlü bir etkiye olduğunu ve alıcı performansının, seçici kaplamaların optik özelliklerine oldukça bağlı olduğunu göstermişlerdir.

4.1.4. Parabolik Güneş Kolektörlerinde Kullanılan Çalışma Akışkanları

Parabolik güneş kolektörlerinde, su, ısı yağları, erimiş tuzlar, sıvı metaller haricinde ayrıca gazlar da çalışma akışkanı olarak kullanılmıştır. Her çalışma akışkanı farklı sıcaklıklarda çalışır ve PGK için farklı avantajlar sunar.

Su 100 °C gibi düşük sıcaklık seviyelerinde çalışırken, basınçlandırılmış su bu sıcaklığın üzerinde sıcaklıklarda kullanılabilir. Isıl yağlar 400 °C sıcaklık seviyelerinde birçok endüstriyel uygulamada kullanılmaktadır. Nitrat tuzları gibi erimiş tuzlar ise 600 °C sıcaklık seviyelerinde kullanılırken, yeni klorür tuzları ise 600 °C üzerindeki sıcaklıklarda çalışabilmektedir. Ancak erimiş tuzların katılma tehlikesi olduğu için bu tuzların kullanılmasında dikkat edilmesi gereken yönler vardır. Sodyum ve kurşun-bizmut gibi sıvı metaller 900 °C sıcaklık seviyelerinde çalışabilmektedirler. Ancak bu çalışma akışkanlarının kullanılması oldukça tehlikeli olduğundan nükleer bilimindeki bilgiler kullanılarak, yüksek güvenlik seviyelerindeki sistemlerin tasarlanması gerekmektedir. Oldukça yüksek sıcaklıklarda çalışma akışkanı olarak kullanılabilen hava, karbondioksit, helyum gibi gazlar 1000 °C 'ye yakın, oldukça yüksek sıcaklıklarda hatta daha yüksek sıcaklık seviyelerinde kullanılabilir. Bu teknolojinin dezavantajı ise, gazların düşük yoğunluğu sebebi ile basınç düşümünün fazla olmasıdır (Bellos et al., 2016).

Bellos et al. (2016) Ticari PGK olan ET-150 ile basınçlı su, Therminol VP-1, erimiş nitrat tuzu, sıvı sodyum, hava, karbondioksit ve helyum akışkanları kullanarak sayısal enerji ve ekserji üzerine yaptıkları çalışma sonucunda, sıvı akışkanlar gaz akışkanlara göre daha yüksek performans sağlandığı, 550 K gibi düşük sıcaklık seviyeleri için sıkıştırılmış sıvı uygun iken sıvı sodyum 1100 K gibi yüksek sıcak seviyeleri için daha uygun olduğu, karbondioksit ve helyum 1100 K'den daha yüksek sıcaklıklar için daha uygun olduğu ve maksimum ekserji hava için %40,23, karbondioksit için %42,06 ve helyum gazı için %42,21 olduğu sonucuna ulaşmışlardır.

Forristall (2013) Therminol-VP1, Xceltrem600, Syltherm 800, 60-40 oranlı tuz, Hitec XL tuzu çalışma akışkanları ile hazırladığı teorik raporda, çalışma akışkanlarının kolektör performansına etkisinin düşük seviyelerde olduğu, her akışkanın kendine özgü önerilen çalışma sıcaklığı olduğu ve çalışma akışkanının sıcaklığının artması ile ısı verimliliğinin düştüğü sonuçlarına ulaşmıştır.

4.1.4.1. Nanoakışkanların Kullanılması

Temel akışkanların içerisine, 100 nm çapından küçük nano büyüklüğündeki materyallerin (nanoçubuklar, nanotüpler, nanolifler, nanoteller vs.) karıştırılması ile oluşan süspansiyonlara nanoakışkan denmektedir. Nanoparçacıklar temel akışkan içerisine çok az dağıtılsalar dahi süspansiyonun yani nanoakışkanın termofiziksel özellikleri oldukça iyileşmektedir. Nanoparçacıklar, nanoakışkanın içerisindeki konsantrasyonu %5'ten düşük olsa dahi akışkan sisteminin ısı iletkenliğini oldukça arttırdığı görülmüştür. Isıl iletkenliği yüksek olan bazı metal nanoparçacıklar; Cu, Al, Fe, Au ve Ag, metal olmayanlar ise; Al₂O₃, CuO, Fe₃O₄, TiO₂, SiC ve karbon nanotüplerdir (Arslan ve Günerhan, 2017).

Nanoakışkanların popülaritesi arttıkça kullanım alanları, güneş enerjisi, ısı eşanjörü, yakıt hücresi, nükleer reaktörler, tıp gibi farklı alanlardaki uygulamalara kadar genişlemiştir. Aynı zamanda son zamanlarda nanoakışkan araştırmaları PGK alanında da etkinliği artmıştır. Ancak yüksek maliyet bu teknolojinin gelişmemesinin önündeki önemli bariyerlerden biridir. Nanoakışkanlar, güneşten gelen enerjiyi olabildiğince etkin bir şekilde yakalamaya ve ısı toplayıcı sistemin ısı performansını arttırmaya çalışmaktadır. Bu nedenle , geleneksel akışkanların yerine nanoakışkanların kullanılması sistemin daha yüksek performanslı çalışmasını sağlamaktadır.

Yılmaz and Mwesigye (2018) hazırladıkları çalışmada PGK düzeneklerinde nanoakışkan kullanılan çalışmaları Çizelge 4.2 ile derlemiştir. Çalışmalar neticesinde, nanoakışkanların PGK'da uygulanabilirliği gösterilmiştir. Ayrıca nanoakışkanlar içerisinde nanoparçacıkların miktarının artması ile çalışma akışkanının ısı iletkenliğinin arttığı sonuçlarına ulaşılmıştır (Yılmaz and Mwesigye, 2018).

Çizelge 4.2. PGK'lerde nanoakışkan kullanılan çalışmalar (Yılmaz and Mwesigye, 2018).

Referanslar	Nanoakışkan (Nanoparça/Temel Akışkan)	Artış (%)	
		Isı Transferi	Verim
Kasaeian et al.	Al ₂ O ₃ /Sentetik yağ	15	-
Sokhansefat et al.	Al ₂ O ₃ /Syltherm 800	14	-
Zadeh et al.	Al ₂ O ₃ /Sentetik yağ	11,1	-
Basbous et al.	Al ₂ O ₃ /Syltherm 800	18	-
Mwesigye and Huan	Al ₂ O ₃ /Syltherm 800	76	8
Bellos et al.	Al ₂ O ₃ /Sentetik yağ	11	4,25
Mwesigye et al.	Cu/Therminol VP-1	32	12,5
Wang et al.	Al ₂ O ₃ /Dowtherm A	-	1,2
Kaloudis et al.	Al ₂ O ₃ /Syltherm 800	-	9,6
Ghasemi and Ranjbar	Al ₂ O ₃ -CuO/Su	28 - 35	-
Mwesigye and Meyer	Cu-Ag- Al ₂ O ₃ /Therminol VP-1	6,4-7,9-3,9	13,9-12,5-7,2
Khakrah et al.	Al ₂ O ₃ /Sentetik yağ	-	14,3
Bellos and Tzivanidis	Al ₂ O ₃ -CuO/Syltherm 800	35-41	1,13-1,26
Bellos et al.	CuO/Syltherm 800-CuO/Syltherm 800	35-12	0,76-0,26
Mwesigye et al.	SWCNTs/Therminol VP-1	234	4,4
Allouhi et al.	Al ₂ O ₃ -CuO-TiO ₂ /Syltherm 800	-	1,46-1,25-1,4
Kasaeian et al.	MWCNT/Mineral yağ	15	-

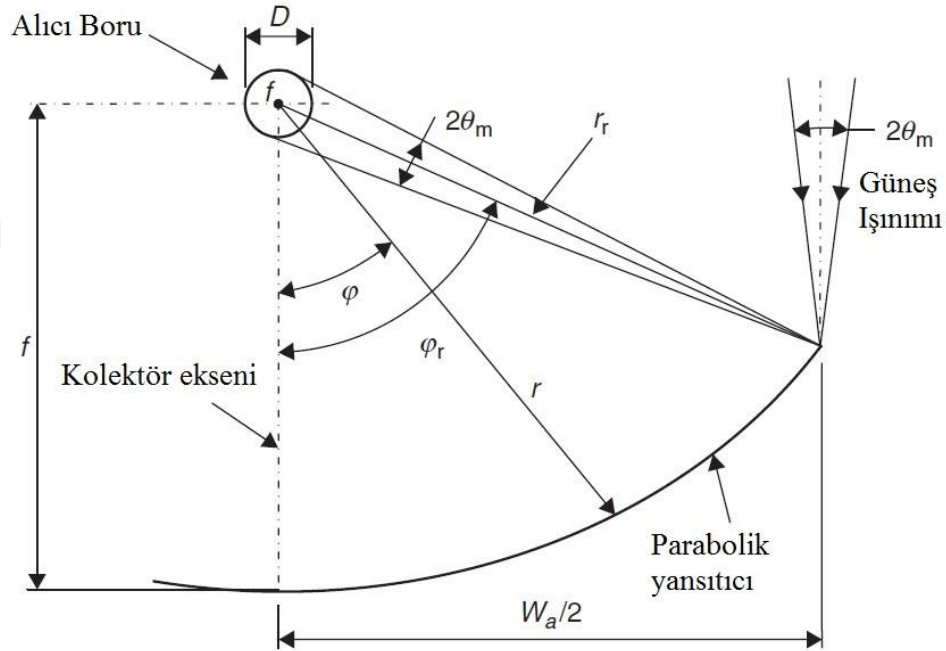
Mwesigye and Mayer (2017) Ag-Therminol VP-1, Cu-Therminol VP-1 ve Al₂O₃-Therminol VP-1 nanoakışkanlarını kullanarak yaptıkları çalışmada, nanoakışkan hacimsel oranı 0'dan %6'ya arttırdıklarında ısı veriminin sırası ile %13,9, %12,5 ve %7,2 arttığını gösterilmiştir. Bellos and Tzivanidis (2018) Hibrit nanoakışkan ve hacimsel nanoparçacık konsantrasyonları %1,5 Al₂O₃/Syltherm 800 + %1,5 TiO₂/Syltherm 800, tekli nanoakışkanlar %3 Al₂O₃/Syltherm 800 ve %3 TiO₂/Syltherm 800 ayrıca saf Syltherm 800 kullanarak yaptıkları çalışmada hibrit nanoakışkanın diğerlerine göre daha yüksek ısı veriminin olduğu, hibrit nanoakışkanın ortalama ısı verimi artışının %0,74, TiO₂ nanoakışkanının %0,341 ve Al₂O₃ nanoakışkanının ise % 0,340 olduğu, ayrıca Nusselt sayısındaki artışın hibrit nanoakışkan için %121,7, TiO₂ nanoakışkanının %23,8 ve Al₂O₃ nanoakışkanının ise %23,4 olduğu sonucuna ulaşmışlardır. Mwesigye et al. (2017) PGK'de tek duvarlı karbon nanotüpleri ile Therminol VP-1 (SWCNTs/Therminol VP-1) kullanarak, akışkanın hacimsel oranları %0,25, %0,5, %1 ve 2,5% , giriş sıcaklıkları 400 K ile 650 K arasında olmak üzere PGK'nin ekserji ve enerji performansları üzerine yaptıkları çalışmada, ısı transfer performansın temel akışkana göre %234 ve ısı

verimin %4,4 arttırıldığı gözlemlenmiştir. Ek olarak ekserji performansının da yükseltilerek entropi üretiminin %70 düşürüldüğü sonucuna ulaşmışlardır.

4.2. Parabolik Güneş Kolektörü Yansıtıcısı ve Alıcı Boru Tasarımı

Parabolik güneş kolektörünün kesiti Şekil 4.6 ile gösterilmiştir. PGK yansıtıcısının köşesine gelen güneş ışını ile PGK merkez çizgisi arasında kalan açı kenar açısı, φ_r , olarak adlandırılır. Kordinat sistemi bakımından parabolün denklemi (4.1) ile hesaplanabilir. Denklem içerisinde, f , parabolün odak uzaklığıdır (Kalogirou, 2014)

$$y^2 = 4fx \quad (4.1)$$



Şekil 4.6. Parabolik güneş kolektörü kesiti. (Kalogirou, 2014)

Mükemmel hizalanmış yansıtıcılar için, güneşten yansıyan tüm ışınların önünü kesmek için gereken minimum alanının çapı trigonometri hesapları kullanılarak Denklem (4.2) elde edilebilir. Denklem içerisinde gösterilen, θ_m , yarım kabul açısıdır (Kalogirou, 2014; Coccia et al., 2016).

$$D = 2r_r \sin(\theta_m) \quad (4.2)$$

Yansıtıcı parabolün yarı çapı, r , (4.3) denklemi ile hesaplanır. Denklemden yer alan, φ , kolektör eksen ve odakta yansıyan ışın arasındaki açı olarak tanımlanır.

$$r = \frac{2f}{1 + \cos(\varphi)} \quad (4.3)$$

Denklem (4.3) içerisinde yer alan φ değeri 0 ile φ_r arasında değişir. Ayrıca r ise odak, f , ile maksimum ayna yarıçapı, r_r , arasında değişebilir. Böylelikle maksimum ayna yarı çapı (4.4) denklemi ile hesaplanabilir.

$$r_r = \frac{2f}{1 + \cos(\varphi_r)} \quad (4.4)$$

Parabolün ayna açıklığı, W_a , (4.5) ve (4.6) denklemleri ile hesaplanabilir.

$$W_a = 2r_r \sin(\varphi_r) \quad (4.5)$$

(4.4) denklemi ile (4.5) denklemi birleştirilirse Denklem (4.6) elde edilir (Kalogirou, 2014).

$$W_a = \frac{4f \sin(\varphi_r)}{1 + \cos(\varphi_r)} = 4f \tan\left(\frac{\varphi_r}{2}\right) \quad (4.6)$$

Parabolün yay uzunluğu (4.7) denklemi ile hesaplanabilir (Coccia et al., 2016).

$$L_p = \frac{f}{2} \left[\tan \frac{\varphi_r}{2} \sec \frac{\varphi_r}{2} + \ln \left(\tan \frac{\varphi_r}{2} \sec \frac{\varphi_r}{2} \right) \right] \quad (4.7)$$

Yarım kabul açısı, θ_m , izleme mekanizmasının doğruluğuna ve yansıtıcı yüzeyin düzensizliğine bağlıdır. Bu iki değişkeni ne kadar iyileştirirsek daha küçük görüntü ve yüksek odaklama oranı elde edilir. Bu yüzden oluşan görüntü bu iki değişkene bağlıdır. Şekil 4.6 ile gösterildiği gibi mükemmel kolektörde, güneş ışını kolektöre $2\theta_m$ açısı ile gelmekte ve aynı açı ile ayrılmaktadır. Ancak gerçekte, hataların varlığı nedeniyle görüntünün bozulması, büyütülmesi veya yer değiştirmesi gerçekleşmektedir. Görüntüdeki bozulmalar, izleme mekanizmaları hatalarından veya alıcının yansıtıcıya göre yanlış konumlandırılmasından kaynaklanabilir. Tüm bu hatalar kesişme faktörü (intercept factor) ile tanımlanmıştır (Kalogirou, 2014).

Boru şeklinde bir alıcı için odaklama oranı, C , (4.8) denklemi ile hesaplanabilir.

$$C = \frac{W_a}{\pi D} \quad (4.8)$$

Denklem (4.8) içerisindeki D ile W_a yerine sırası ile (4.2) ve (4.5) denklemleri yazılır ise (4.9) denklemi türemektedir.

$$C = \frac{\sin \varphi_r}{\pi \sin \theta_m} \quad (4.9)$$

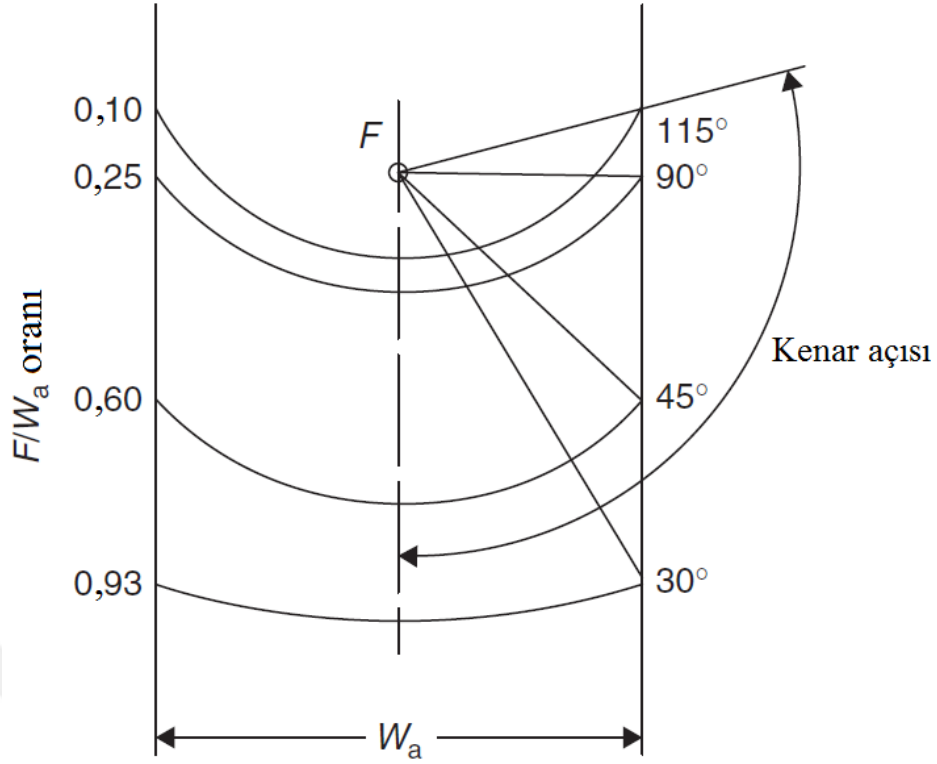
Maksimum odaklanma oranı, $\sin(\varphi_r)=1$ olduğu zaman meydana gelmektedir. Böylelikle maksimum odaklanma oranı (4.10) denklemi ile hesaplanır.

$$C_{\max} = \frac{1}{\pi \sin \theta_m} \quad (4.10)$$

Gelen güneş ışını, $0,53^\circ$ açısal genişliğe sahip bir konidir. Yarım kabul açısı, $0,53^\circ$ 'nin yarısı $0,267^\circ$ olmaktadır (Duffie and Beckman, 2013). Böylelikle (4.10) denklemi yeniden düzenlenir ise, maksimum odaklanma oranı Denklem (4.11) gibi olmaktadır (Coccia et al., 2016).

$$C_{\max} = 1 / \pi \sin(0,267) = 68,3 \quad (4.11)$$

Aynı açıklık alanına göre kenar açısı, φ_r , değişik değer alabilir. Değişik kenar açılarına göre parabolün eğriliği değişmektedir. Şekil 4.7 ile görüldüğü gibi kenar açısı 90° olduğunda yansıtıcı ile alıcı arası uzaklık ve yansıyan ışınımın yayılımı minimumdur bu yüzden eğim ve izleme hataları daha az belirgindir. Kenar açısı küçüldükçe, kolektörün yüzey alanı küçülür. Ancak daha küçük kenar açıların kullanılması, optik verimde az miktarda düşmeye neden olmasına rağmen yansıtıcı malzemesinden kazanç sağlamaktadır.



Şekil 4.7. Parabolün eğriliği ve odak uzunluğu. (Kalogirou, 2014)

5. PARABOLİK GÜNEŞ KOLEKTÖRLERİNDE BİR BOYUTLU ENERJİ MODELİ

Kolektörün performans modeli, yansıtıcı ve alıcılardaki tüm enerji dengesini temel almaktadır. Enerji dengesi, yansıtıcı üzerindeki direk ışınımı, yansıtıcı ve alıcıdaki tüm optik kayıpları, alıcılardaki ısı kayıplarını ve çalışma akışkanının ısı kazanımını içermektedir (Forristall, 2003).

5.1. Parabolik Güneş Kolektörlerinde Optik Özellikler

Güneş kolektörünün alıcısı tarafından emilen enerji, yansıtıcın, cam örtünün ve emici borunun optik özelliklerine bağlıdır. Yani önemli ölçüde kolektörün tasarım değişkenleri ve üretim süreçleri ile ilgilidir (Behar et al., 2015). Kolektör açıklık alanı üzerinde güneşten elde edilebilecek enerji Denklem (5.1) ile gösterilmiştir. Güneşten gelen ışınımın alıcı tarafından absorblaması ise (5.2) denklemi ile hesaplanır. Son olarak Denklem (5.2) içerisinde yer alan optik verimlilik Denklem (5.3) ile hesaplanmaktadır (Bellos and Tzivanidis, 2017).

$$Q_g = A_d I_d \quad (5.1)$$

$$Q_{abs} = Q_g \eta_{opt} \quad (5.2)$$

$$\eta_{opt} = \rho_{yans} \tau_{cam} \alpha_b \gamma_{kol} K(\theta) \quad (5.3)$$

Denklem (5.3) ile ifade edilen optik verimin içerisinde bulunan değişkenler üç farklı gruba ayrılabilir. Bu grupta yer alan ilk terim, parabolik güneş kolektörüne gelen güneşin geliş açısı etkisidir. İkincisi, parabolik güneş kolektöründe kullanılan malzeme etkileri ve son olarak ise tüm optik hataların etkilerini içeren kesişme faktörü etkisidir (Güven and Bannerot, 1986).

Şekil 5.1 ile parabolik güneş kolektöründe karşılaşılabilecek potansiyel hatalar veya kusurlar gösterilmiştir. Ayrıca oluşabilecek kusurlar veya hatalar kaynaklarına göre üç farklı gruba ayrılabilir (Güven and Bannerot, 1986).

1. Malzemeler

- Kolektörde kullanılan yansıtıcının yansıtıcılığı.

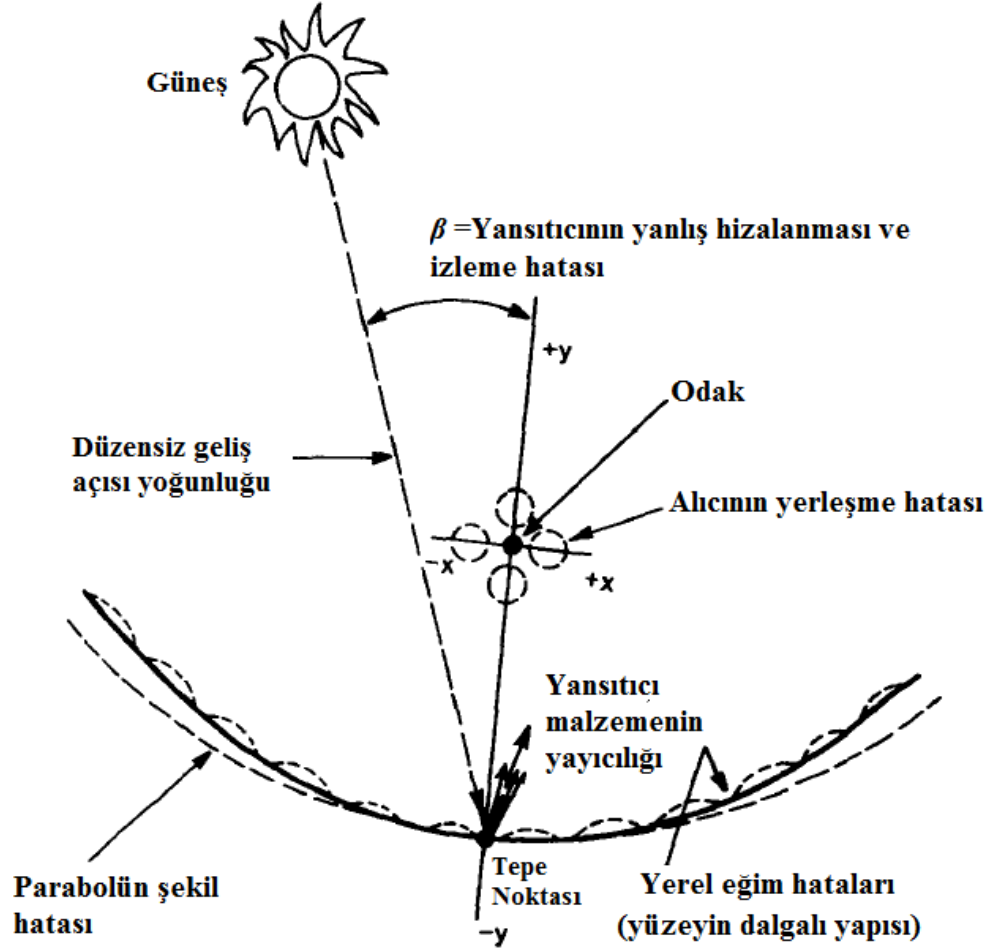
2. Üretim ve montaj

- Yerel eğim hataları; yansıtıcı yüzeyinin dalgalı yapıda olmasıdır ve üretim sırasında yüzeyin bozulmasından kaynaklanabilir.
- Yansıtıcının şekil hataları; yansıtıcının şekli bir parabolden farklı olabilir. Bu durum imalat ve / veya montaj sırasındaki bozulmalara bağlı olarak meydana gelebilir. Ayrıca bu durum kolektör faaliyete geçtikten sonra da ortaya çıkabilir.
- Montaj sırasında yansıtıcının yanlış hizalanması; yansıtıcı Şekil 5.1 ile gösterildiği gibi, montaj sırasında tepe ile odak eksenini etrafında dönebilir veya bükülebilir.
- Alıcı borunun yanlış yerleştirilmesi; alıcı boru, imalat ve / veya montaj sırasında reflektörün odağına göre yanlış hizalanabilir.

3. İşletme sırasında

- İzleyici ekipmanları, izleme hatalarına neden olabilir.
- Çalışma sırasında rüzgar yüküne, sıcaklık etkilerine vb. bağlı olarak, yansıtıcıda şekil hataları gelişebilir veya artabilir.
- Hava koşulları veya tozlanma nedeniyle yansıtıcı aynanın yansıtıcılığının azalması.

- Çalışma sırasında, ısıl genişleme nedeniyle alıcı tüpün sarkması veya burkulması (tasarımda yetersiz termal genişleme toleransı varsa), zamanla ısıl döngü sonucunda alıcının kalıcı genişlemesi ve yansıtıcının şekil hataları sonucunda odağın yerinin değişmesi, alıcı borunun hizalanmasını bozabilir (Güven and Bannerot, 1986).



Şekil 5.1. Parabolik güneş kolektöründeki potansiyel optik hatalar (Güven and Bannerot, 1986).

Denklem (5.1), (5.2) ve (5.3) içerisinde gösterilen terimlerin açıklamaları aşağıda verildiği gibidir.

Kolektörün açıklık alanı (A_a): Duffie ve Beckman (2013), parabolik güneş kolektörünün açıklık alanını hesaplarken, alıcının parabolik yansıtıcı üzerindeki gölge etkisini de hesaba katarak, toplam yansıtıcı alanından, alıcının oluşturduğu gölgeli alanı birbirinden çıkartmışlardır. Böylelikle kolektörün açıklık alanı Denklem (5.4) ile hesaplanır.

$$A_a = (W - D_{bd})L \quad (5.4)$$

Kolektör yansıcısının yansıtma oranıdır (ρ_{yans}): Parabolik yansıtıcıya gelen güneş ışınlarının tümü alıcı boruya ulaşmaz. Bu nedenle PGK yansıtma oranı 1'den daha az olmaktadır. Temiz gümüş cam aynaların yansıtma değerleri 0,93 civarındadır (Lovegrove and Stein, 2012).

Cam örtünün geçirgenlik oranı (τ_{cam}): Parabolik güneş kolektörlerinde metal bir alıcı boru etrafına ısı kayıpları azaltmak için cam bir boru yerleştirilir. Parabolik yansıtıcı ayna tarafından yansıtılan güneş ışınının bir kısmı cam örtünden geçiş yapamaz. Cam örtüden geçen ışınım ile cam örtüye gelen toplam ışınımın oranı, cam örtünün geçirgenliği olarak adlandırılır. Genellikle cam örtünün geçirgenlik oranı $\tau = 0,93$ olmasına rağmen cam örtünün her iki tarafına uygulanan yansıtma önleyici kaplamalar sayesinde bu oran $\tau = 0,96$ 'ya yükseltilebilir (Lovegrove and Stein, 2012).

Alıcı borunun absorblaması (α_b): Alıcı borunun dış duvarına gelen enerjinin tamamından alıcı borunun emdiği enerji miktarıdır (Lovegrove and Stein, 2012).

Kesişme faktörü (γ_{kol}): Yansıtıcıların mikroskopik kusurları, montaj sırasında oluşan makroskopik şekil bozuklukları ve diğer etkenler neticesinde güneş ışınları yanlış açı ile alıcıya yansiyabilir. Bu kayıplar kesişme faktörü olarak tanımlanır. Kesişme faktörü 6 adet kusurdan oluşur ve bu kusurların çarpımı ile elde edilir. Kesişme faktörünü oluşturan kusurların tanımı ve simgesi Çizelge 5.1 ile gösterilmiştir.

Çizelge 5.1. kesişme faktörünü oluşturan kusurlar (Behar et al., 2015)

Optik Özellikler	Simge
Isı toplama ekipmanlarının gölgelemesi	γ_1
İzleme hataları	γ_2
Toplayıcı aynanın geometrik doğruluğu	γ_3
Temiz ayna yansıtıcılığı	γ_4
Isı toplama ekipmanlarının kirliliği	γ_5
Diğer faktörler	γ_6

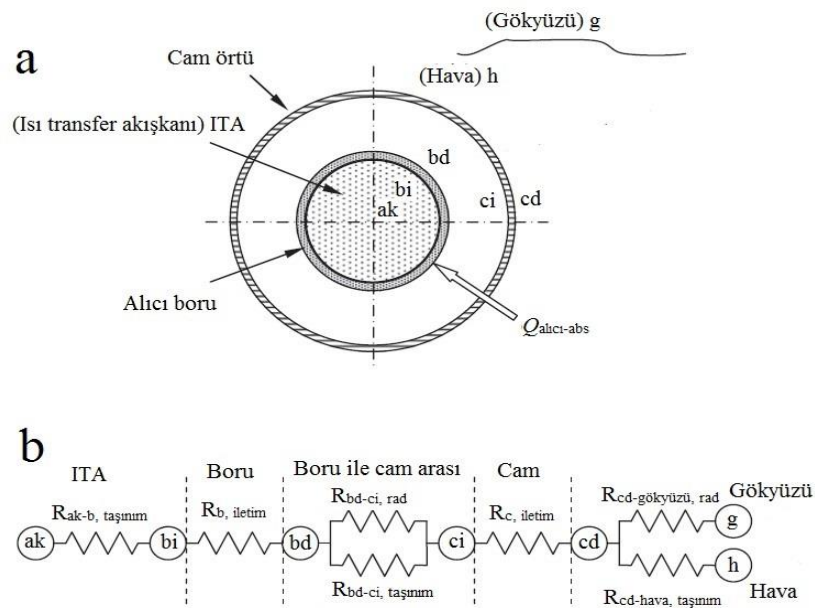
Geliş açısı niteleyici ($K(\theta)$): PGK üzerine gelen güneşin geliş açısı dik olmadığı zaman, optik kayıplarının değeri teorik olarak tahmin edilmesi oldukça güçtür. Bu nedenle deneysel veriler genellikle geliş açısının bir fonksiyonu olarak ifade edilebilir. Başlıca önemli PGK'ler için geliş açısı niteleyicileri formülleri Çizelge 5.2 ile gösterilmiştir (Behar et al., 2015).

Çizelge 5.2 . Önemli PGK'ler için geliş açısı niteleyicileri formülleri (Behar et al., 2015)

PGK	Geliş açısı niteleyicisi denklemleri
LS-2	$K(\theta) = \frac{1}{\cos \theta} (\cos \theta + 0,000884\theta - 0,00005369\theta^2)$
LS-3	$K(\theta) = 1 - 2,2307e^{-4}\theta - 1,1e^{-4}\theta^2 + 3,18596e^{-6}\theta^3 - 4,85509e^{-8}\theta^4$
ET	$K(\theta) = \frac{1}{\cos \theta} (\cos \theta - 5,25097e^{-4}\theta - 2,859621e^{-5}\theta^2)$
IST	$K(\theta) = \frac{1}{\cos \theta} (\cos \theta - 0,0003178\theta - 0,00003984\theta^2)$

5.2. Parabolik Güneş Kolektörü Alıcısındaki Isı Geçişlerinin Hesabı

Kolektörün performans modellenmesinde, PGK alıcı boru içerisinde ilerleyen çalışma akışkanı ile atmosfer arasında enerji dengesi kullanılır. Enerji dengesi, kolektörün çalıştırıldığı ortam koşullarına, optik özelliklerine ve alıcılarının durumuna bağlıdır. Ayrıca bu model, enerji dengesini belirlemek için gerekli tüm denklemleri içermektedir. PGK alıcısının enerji dengesinden elde edilen kararlı hal ısıl direnç modeli Şekil 5.2. ile gösterilmiştir. Model PGK alıcı çevresindeki tüm sıcaklıkları, ısı akışlarını ve termodinamik özellikleri üniform kabul etmektedir. Ancak bu kabul tam olarak doğru değildir. Çünkü güneş ışınımı parabolik yansıtıcıdan direkt olarak alıcının alt bölgesine yansımaktadır, böylelikle alıcının alt bölgesi üst bölgesine göre daha fazla güneş ışınına maruz kalmaktadır. Bu nedenle ışınım profili üniform değildir (Kalogirou, 2012).



Şekil 5.2. Toplayıcı alıcı modeli a) isimlendirme, b) Termal direnç modeli (Kalogirou, 2012).

5.2.1. Boru İç ile Akışkan Arasında Taşınım ile Isı Transferi

Newton'un soğuma yasasından faydalanarak boru iç yüzeyinden akışkana aktarılan ısı Denklem (5.5) ile gösterilmiştir (Kalogirou, 2012).

$$q_{ak-b,taşınım} = \pi D_{bi} h_{ak} (T_{bi} - T_{ak}) \quad (5.5)$$

Alıcı boru içerisindeki ortalama sıcaklık Denklem (5.6) ile hesaplanır (Bellos and Tzivanidis, 2017).

$$T_{ak} = \frac{(T_{giriş} + T_{çıkış})}{2} \quad (5.6)$$

İç borunun çapı referans alınarak hesaplanan taşınım katsayısı Denklem (5.7) ile hesaplanır. Akışkanın Nusselt sayısı, Nu_{ak} , borunun iç çapı temel alınarak hesaplanır (Kalogirou, 2012).

$$h_{ak} = \frac{Nu_{ak} k_{ak}}{D_{bi}} \quad (5.7)$$

Nusselt sayısı, alıcı boru içerisindeki akış tipine bağlıdır. Alıcı boru içerisindeki akış tipi genellikle türbülanslı akış bölgesinde yer almaktadır. Ayrıca, boru içerisindeki akış, ısı ve hidrodinamik olarak tam gelişmiş olduğu varsayılmaktadır ve türbülanslı akış için tamamen doğru olmasına rağmen (ilk 10 boru çapına karşılık gelen başlangıç uzunluğu hariç) laminer akış için tamamen doğru değildir. PGK'ler genellikle çok uzundur ve laminer akış rejiminde nadiren çalıştıklarından dolayı ortaya çıkan olası hatalar önemli değildir ve kabul edilebilir düzeydedir (Kalogirou, 2012).

Reynolds sayısı , $Re < 2300$ ise alıcı borudaki akış tipi laminerdir. Nusselt sayısı sabit kabul edilir ve değeri 4,36 olarak hesaba dahil edilir.

Eğer $Re > 2300$ ise türbülanslı akış meydana gelir ve Nusselt sayısı Denklem (5.8) ile hesaplanır.

$$Nu_{ak} = \frac{f_b / 8 (Re_{ak} - 1000) Pr_{ak}}{1 + 12,7 \sqrt{f_b / 8} (Pr_{ak}^{2/3} - 1)} \left(\frac{Pr_{ak}}{Pr_{bi}} \right)^{0,11} \quad (5.8)$$

(5.8) denklemi $0,5 < Pr_{ak} < 2000$ ve $2300 < Re_{ak} < 5.10^6$ şartları dahilinde geçerlidir. Pr_{ak} çalışma akışkanının ortalama sıcaklığına ve Pr_{bi} boru iç yüzeyi sıcaklığına göre hesaplanmalıdır (Forristall, 2003).

Nusselt sayısı bir başka yaklaşım ile Denklem (5.9) kullanılarak da hesaplanabilir.

$$Nu_{ak} = 0,023 Re_{ak}^{0,8} Pr_{ak}^{0,4} \quad (5.9)$$

Alıcı boruda akan akışkanın Reynolds sayısı Denklem (5.10) ile ve Prandtl sayısı Denklem (5.11) ile hesaplanır.

$$Re_{ak} = \frac{4\dot{m}}{\pi D_{bi} \mu_{ak}} \quad (5.10)$$

$$Pr_{ak} = \frac{\mu_{ak} c_{p,ak}}{k_{ak}} \quad (5.11)$$

Borudaki basınç düşümü Denklem (5.12) ile ve sürtünme faktörü Denklem (5.13) ile elde edilir (Bellos and Tzivanidis, 2017).

$$\Delta P = f_b \frac{L}{D_{bi}} \left(\frac{1}{2} \rho_{ak} v_{ak}^2 \right) \quad (5.12)$$

$$f_b = \frac{1}{(0,79 \ln(Re_{ak}) - 1,64)^2} \quad (5.13)$$

5.2.2. Alıcı Boru İçi ile Dışı Arasındaki İletim ile Isı Transferi

Alıcı boru iç ve dış duvarları arasında iletim yolu ile ısı transferi, Fourier ısı iletim yasası kullanılarak Denklem (5.14) ile hesaplanabilir.

$$q_{b,iletim} = \frac{2\pi k_b (T_{bi} - T_{bd})}{\ln(D_{bd} / D_{bi})} \quad (5.14)$$

Alıcı boru materyalinin ısı iletim katsayısı, k_b , ortalama alıcı boru sıcaklığı kullanılarak, $(T_{bi} + T_{bd})/2$, hesaplanır (Kalogirou, 2012). Alıcı boru için en yaygın olarak kullanılan malzeme paslanmaz çeliktir (Behar et al., 2015).

5.2.3. Alıcı Boru Dış yüzeyi ile Cam Boru Arasında Taşınım ile Isı Transferi

Alıcı boru ile cam boru arasında taşınım ve ışınlım olmak üzere iki farklı şekilde ısı geçişi gerçekleşmektedir.

Taşınım ile ısı transferi mekanizması alıcı boru ile cam boru arasındaki basınca bağlıdır. Eğer bu basınç $< 0,013$ Pa değerinden küçük ise moleküler iletim, eğer büyük ise $> 0,013$ Pa doğal taşınımdır (Forristall, 2003).

5.2.3.1 Alıcı Boru Dışı ile Cam Boru Arasında Vakum

Absorber boru ile cam boru arasındaki basınç $< 0,013$ Pa ise , Denklem (5.15) ile hesaplanır. Denklem (5.15) içerisinde yer alan ısı taşınım katsayısı Denklem (5.16) ile hesaplanır.

$$q_{bd-ci-taşınım} = \pi D_{bd} h_{bd-ci} (T_{bd} - T_{ci}) \quad (5.15)$$

$$h_{bd-ci} = \frac{k_{std}}{(D_{bd} / 2 \ln(D_{ci} / D_{bd}) + b \lambda (D_{bd} / D_{ci} + 1))} \quad (5.16)$$

Ancak Denklem (5.16) , Denklem (5.17)'yi sağlanıyorsa geçerlidir.

$$Ra_{D_{ci}} < (D_{ci} / (D_{ci} - D_{bd}))^4 \quad (5.17)$$

Denklem içerisindeki etkileşim katsayısı, b , Denklem (5.18) ile gösterilmiştir.

$$b = \frac{(2-a)(9\gamma-5)}{2a(\gamma+1)} \quad (5.18)$$

Alıcı boru ile cam boru arasındaki alanda bulunan gazın molekülünün çarpışmaları arasındaki ortalama serbest yol Denklem (5.19) ile hesaplanır (Forristall, 2003; Kalogirou, 2012).

$$\lambda = \frac{2,331E(-20)(T_{bd-ci} + 273)}{(P_{bd-ci} \delta^2)} \quad (5.19)$$

Çizelge 5.3 ile üç gazın ısı transfer katsayıları ve diğer parametreleri karşılaştırılmıştır (Forristall, 2003).

Çizelge 5.3. Her bir gaz için Isı transfer katsayısı ve belirli sabitleri (Forristall, 2003).

Gaz	k_{std} [W/mK]	b	λ [cm]	γ	δ [cm]	h_{bd-ci} [W/m ² K]
Hava	0,02551	1,571	88,67	1,39	3,53E-8	0,0001115
Hidrojen	0,1769	1,581	191,8	1,398	2,40E-8	0,0003551
Argon	0,01777	1,886	76,51	1,677	3,80E-8	0,00007499

$T_{ak} = 300$ °C, yalıtım= 940 W/m²

5.2.3.2. Alıcı Boru Dışı ile Cam Boru Arasında vakumsuz

Eğer alıcı boru ile cam örtü arasındaki vakum kaybolur ve bu bölge hava ile dolarsa, yani basınç $>0,013$ Pa ise, ısı transferi doğal taşınım ile gerçekleşir. Bu bölgedeki doğal taşınım Raithby ve Holland'ın bağlantıları kullanılabilir.

$$q_{bd-ci-taşınım} = \frac{2\pi k_{ef}}{\ln\left(\frac{D_{ci}}{D_{bd}}\right)} (T_{ci} - T_{bd}) \quad (5.20)$$

$0,7 \leq Pr_{bd-ci} \leq 6000$ ve $10^2 \leq F_{cyl} Ra_{bd-ci} \leq 10^7$ ise (5.20) denklem geçerlidir. (5.20) içerisinde yer alan efektif ısı taşıma katsayısı Denklem (5.21) kullanılarak hesaplanır (Kalogirou, 2012).

$$\frac{k_{ef}}{k_g} = 0,386 \left(\frac{Pr_{bd-ci}}{0,861 + Pr_{bd-ci}} \right)^{1/4} (F_{cyl} Ra_{D_{bd}})^{1/4} \quad (5.21)$$

Eş merkezli silindirler için şekil faktörü Denklem (5.22) ile elde edilir (Coccia et al.,2016; Kalogirou, 2012).

$$F_{cyl} = \frac{\left[\ln\left(\frac{D_{ci}}{D_{bd}}\right) \right]^4}{\left[\frac{(D_{ci} - D_{bd})}{2} \right]^3 (D_{ci}^{-3/5} - D_{bd}^{-3/5})^5} \quad (5.22)$$

Boru dışı ile cam içi arasında kalan gazın ısı iletkenlik katsayısı , k_g , $T_{bd-ci} = (T_{bd} + T_{bd})/2$ ortalama sıcaklığı baz alınarak hesaplanır. Ayrıca gazın Prandtl sayısı, Pr_{bd-ci} , T_{bd-ci} sıcaklığı kullanılarak hesaplanabilir (Kalogirou, 2012).

Denklem (5.23) ile hesaplanan Rayleigh sayısı D_{bd} çapında değerlendirilir.

$$Ra_{bd} = \frac{g\beta(T_{bd} - T_{ci})D_{bd}^3}{\alpha_{bd-ci}V_{bd-ci}} \quad (5.23)$$

Denklem (5.23) içerisindeki hacimsel ısı genleşme katsayısı Denklem (5.24) ile hesaplanabilir. Ancak birimi 1/K olduğu için sıcaklığın Kelvin cinsinden hesaplanması gerekir (Forristal, 2003).

$$\beta = \frac{1}{T_{bd-ci}} \quad (5.24)$$

Denklemler içerisinde yer alan tüm termofiziksel özellikler T_{bd-ci} temel alınarak hesaplanır. Ayrıca bağlantılar üniform sıcaklıklarda ve alıcıların uzun, yatay ve eş merkezli silindirler oldukları kabulü yapılarak hesaplanır (Kalogirou, 2012).

5.2.4 Alıcı Boru Dış Yüzeyi ile Cam Boru Arasında Işınım ile Isı Transferi

Alıcı boru ile cam örtü arasındaki ışınlama ile ısı transferi Denklem (5.25) ile hesaplanır. Matematiksel model;

- Alıcı boru ile cam örtü arasındaki alanda gaz katılımı olmadığı,
- Yüzeylerin gri olduğu,
- Dağılan yansımaların ve ışınlamının değerlendirildiği,
- Uzun eş merkezli izotermal silindirlerin olduğu,
- Model cam örtünün kızıl ötesi ışınlara opak olduğu kabulünü yapmaktadır.

$$q_{bd-ci,rad} = \frac{\sigma\pi D_{bd}(T_{bd}^4 - T_{ci}^4)}{\frac{1}{\varepsilon_{bd}} + \left(\frac{(1 - \varepsilon_{ci})D_{bd}}{\varepsilon_{ci}D_{ci}}\right)} \quad (5.25)$$

Belirtilen varsayımlar tamamen doğru değildir. Örnek olarak cam örtü duvarı ve alıcı boru yüzeyi (seçici kaplama) gri değildir. Ayrıca cam örtü duvarı tamamen opak değildir. Ancak varsayımlardan dolayı ortaya çıkacak hatalar oldukça küçüktür (Kalogirou, 2012). (5.25) içindeki Stefan Boltzmann katsayısının, σ , değeri $5,67 \cdot 10^8 \text{ W/m}^2\text{K}^4$ olmaktadır.

5.2.5 Cam Örtü İç ve Dış Duvarları Arasında İletim ile Isı Transferi

Cam örtü iç yüzeyi ve dış yüzeyi arasındaki iletimle ısı geçisi Denklem (5.26) ile gösterilmiştir (Behar et al., 2015).

$$q_{c,iletim} = \frac{2\pi k_c (T_{ci} - T_{cd})}{\ln(D_{cd} / D_{ci})} \quad (5.26)$$

Denklem (5.25) denkleminde cam örtünün iç ve dış yüzeylerindeki yansımaya önleyici işlemin, ısıl direnç göstermediği ve camın yayıcılığını etkilemediği varsayılmıştır (Forristall, 2003).

5.2.6. Cam Örtü Dış yüzeyi ile Atmosfer Arasında Taşınım ile Isı Transferi

Taşınım ile ısı transferi, Nusselt sayısının bilinmesiyle belirlenir. Düzenek rüzgarsız bir ortamda çalıştırılırsa, taşınım ile ısı transferi, doğal (rüzgarsız) taşınım olarak gerçekleşirken, rüzgarlı bir ortamda ise zorlanmış (rüzgarlı) taşınım olarak gerçekleşmektedir. Düzenek rüzgarlı ortamda çalıştığında, cam örtü yüzeyinden havaya olan ısı kaybı daha fazla olmaktadır. Newton'un soğuma yasasından yararlanılarak camın dış yüzeyinden atmosfere olan ısı taşınım katsayısı Denklem (5.27) ile hesaplanır. Denklem (5.27) içerisindeki cam ile hava arasındaki ısı taşınım katsayısı Denklem (5.28) ile elde edilir.

$$q_{cd-hava,taşınım} = h_{cd-hava} \pi D_{cd} (T_{cd} - T_{hava}) \quad (5.27)$$

$$h_{c-hava} = \frac{k_{hava}}{D_{cd}} Nu_{cd} \quad (5.28)$$

Denklem (5.28) içerisinde bulunan k_{hava} ve h_{c-hava} özellikleri $(T_{cd}-T_{hava})/2$ sıcaklığı kullanılarak hesaplanır (Kalogirou, 2012).

5.2.6.1. Rüzgarsız Durum

Düzenek rüzgarsız ortamda çalıştırıldığında, cam örtüden çevreye olan ısı geçişi doğal taşınım ile olmaktadır ve Denklem (5.29) ile hesaplanır. Ancak Denklem (5.29) $10^5 < Ra_{Dcd} < 10^{12}$ şartını sağlar ise geçerli kabul edilir.

$$Nu_{Dcd} = \left\{ 0,6 + \frac{0,387 Ra_{Dcd}^{1/6}}{\left[1 + (0,559 / Pr_{cd-hava})^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (5.29)$$

Rayleigh sayısı Denklem (5.30) , hacimsel termal genişleme katsayısı Denklem (5.31) ve Prandtl sayısı Denklem (5.32) ile hesaplanır.

$$Ra_{cd} = \frac{g \beta (T_{cd} - T_{hava}) D_{cd}^3}{V_{cd-hava}^2} Pr_{cd-hava} \quad (5.30)$$

$$\beta = \frac{1}{T_{cd-hava}} \quad (5.31)$$

$$Pr_{cd-hava} = \frac{V_{cd-hava}}{\alpha_{cd-hava}} \quad (5.32)$$

Denklemlerdeki akışkanın tüm termofiziksel özellikler $T_{cd-hava} = (T_{cd} + T_{hava})/2$ ortalama sıcaklığına göre hesaplanmalıdır. Hesaplamalarda uzun eş merkezli izotermal silindir olduğu kabulü yapılmıştır (Kalogirou, 2012).

5.2.6.2. Rüzgarlı Durum

Düzenek rüzgarlı ortamda çalıştırıldığında, cam örtüden çevreye olan ısı geçişi zorlanmış taşınım ile olmaktadır ve Denklem (5.33) ile hesaplanmaktadır. Eğer $0,7 < Pr_{hava} < 500$ ve $1 < Re_{Dcd} < 10^6$ şartı sağlanır ise Denklem (5.33) geçerli kabul edilir.

$$Nu_{Dcd} = C Re_{Dcd}^m Pr_{hava}^n \left(\frac{Pr_{hava}}{Pr_{cd}} \right)^{1/4} \quad (5.33)$$

Reynolds sayısına göre C ve m sabitleri Çizelge 5.4 ile gösterilmiştir. $Pr_{hava} \leq 10$ ise $n=0,37$, $Pr_{hava} > 10$ ise $n=0,36$ değerini almaktadır. Denklem (5.33) içerisindeki Pr_{cd} hariç tüm sıcaklıklar atmosfer sıcaklığına, T_{hava} , göre hesaplanmalıdır (Forristall, 2003).

Çizelge 5.4. Reynold numarasına göre C ve m sabitleri değerleri (Forristall, 2003).

Re_{Dcd}	C	m
1-40	0,75	0,4
40-1000	0,51	0,5
1000-200000	0,26	0,6
200000-1000000	0,076	0,7

Ayrıca Nusselt sayısı Denklem (5.34) yaklaşımı ile de hesaplanabilir (Bellos and Tzivanidis, 2017).

$$Nu_{Dcd} = 0,193 Re_{Dcd}^{0,618} Pr_{hava}^{0,33} \quad (5.34)$$

5.2.7. Cam Örtü Dış yüzeyi ile Gökyüzü Arasında Işınım ile Isı Transferi

Cam örtü yüzeyi ile gökyüzü arasındaki sıcaklık farkından kaynaklanan ışıınım ile ısı transferi Denklem (5.35) ile hesaplanır. Gökyüzü büyük kara cisim ve cam örtü ise küçük bir dışbükey gri nesne olduğu varsayılmaktadır (Forristal, 2003).

$$q_{cd-gökyüzü,rad} = \sigma \pi \varepsilon_{cd} D_{cd} (T_{cd}^4 - T_{gökyüzü}^4) \quad (5.35)$$

Gökyüzü sıcaklığı Denklem (5.36) ile hesaplanabilir (Bellos and Tzivanidis, 2017). Ayrıca basitçe ortalama olarak hava sıcaklığından 8 °C düşük olarak da Denklem (5.37) ile hesaplanabilir (Kalogirou, 2012).

$$T_{gökyüzü} = 0,0553 T_{hava}^{1,5} \quad (5.36)$$

$$T_{gökyüzü} = T_{hava} - 8 \quad (5.37)$$

5.3. Enerji Modelinin Isı Kaybı Yararlı Isı ve Isıl verimi Hesapları

Parabolik güneş kolektöründe ısıl modeli, alıcı borudaki enerji dengesine göre geliştirilmiştir.

$$Q_{abs} = Q_{kayıp} + Q_{yararlı} \quad (5.38)$$

Denklem (5.38) içerisindeki güneşten gelen ışıınının alıcı boru tarafından absorblaması Q_{abs} , değişkeni, Denklem (5.2) ile hesaplanmaktadır. Kolektörde oluşan ısıl kayıpları, $Q_{kayıp}$, ve kolektörde üretilen yararlı ısı, $Q_{yararlı}$ olmaktadır (Bellos and Tzivanidis, 2017).

5.3.1. Isı Kaybı Hesabı

Alıcı boru ile cam örtü arasında olan toplam ısı kaybı, $Q_{kayıp-b-c}$, Denklem (5.39) ile, cam örtü iç ve dış duvarlarında oluşan ısı kaybı, $Q_{kayıp-c}$, Denklem (5.40) ile, cam örtü ile çevre arasında oluşan ısı kaybı $Q_{kayıp-c-hava}$, Denklem (5.41) ile gösterilmiştir (Duffie and Beckman, 2013). Tüm ısı kayıpları Denklem (5.42) ile gösterildiği gibi birbirine eşit değerdedir. Çalışma kapsamında tüm kayıplar içerisindeki ısı transferi terimleri, q , simgesi ve (W/m) birimi ile Bölüm 5.2 ile detaylı olarak gösterilmiştir. Ancak bu bölümde ısı kayıpları içerisindeki tüm ısı transferi terimleri boru uzunluğu, L , ile çarpılması sonucunda (W) birimi ve, Q , simgesi ile gösterilmiştir.

$$Q_{kayıp-b-c} = Q_{bd-ci, taşımım} + Q_{bd-ci, rad} \quad (5.39)$$

$$Q_{kayıp-c} = Q_{c, iletim} \quad (5.40)$$

$$Q_{kayıp-c-hava} = Q_{cd-hava, taşımım} + Q_{cd-gökyüzü, rad} \quad (5.41)$$

$$Q_{kayıp} = Q_{kayıp-b-c} = Q_{kayıp-c} = Q_{kayıp-c-hava} \quad (5.42)$$

Çalışma kapsamında $Q_{kayıp-b-c}$ formülünde yer alan alıcı boru ile cam arasındaki taşıma ile ısı geçişi, $Q_{bd-ci, taşımım}$, vakumlu olduğu takdirde, değerler çok küçük olmasından dolayı $Q_{bd-ci taşımım}$ ihmal edilebilir. Böylelikle $Q_{kayıp-b-c}$ sadece ışıyım ile ısı geçişi ile hesaplanabilir (Bellos and Tzivanidis, 2017).

5.3.2. Yararlı Isı Hesabı

Yararlı ısının hesabı için, kayıp katsayısı, U_L , kolektör verim faktörü, F' , ve ısı kaybolma faktörü, F_R , terimlerinin bulunması gerekmektedir. Kayıp katsayısı, U_L , Denklem (5.43) ile hesaplanabilir.

$$U_L = \frac{Q_{kayıp}}{A_{bd} (T_{bd} - T_{hava})} \quad (5.43)$$

$$A_{bd} = \pi D_{bd} L \quad (5.44)$$

Kolektör verim faktörü, F' , Denklem (5.45) denklemi ile hesaplanabilir (Duffie and Beckman, 2013).

$$F' = \frac{1/U_L}{\frac{1}{U_L} + \frac{D_{bd}}{h_{ak} D_{bi}} + \left(\frac{D_{bd}}{2k_b} \ln \frac{D_{bd}}{D_{bi}} \right)} \quad (5.45)$$

Isı kaybolma faktörü, F_R , Denklem (5.46) ile gösterilmiştir (Coccia et al., 2016).

$$F_R = \frac{\dot{m}c_p}{A_{bd}U_L} \left[1 - \exp \left(- \frac{A_{bd}U_L F'}{\dot{m}c_p} \right) \right] \quad (5.46)$$

Yararlı ısı Denklem (5.47) ile ve Denklem (5.48) denklemi kullanılarak alıcı boru dışı sıcaklığına, T_{bd} , ve hava sıcaklığına, T_{hava} , bağlı olarak hesaplanabilir (Mwesigye and Meyer, 2017).

$$Q_{yararlı} = \dot{m}c_p (T_{çıkış} - T_{giriş}) \quad (5.47)$$

$$Q_{yararlı} = Q_{abs} - A_{bd}U_L (T_{bd} - T_{hava}) \quad (5.48)$$

Bir başka yöntem ile yararlı ısı akışkanın giriş sıcaklığına, $T_{giriş}$ ve hava sıcaklığına, T_{hava} , bağlı olarak Denklem (5.49) kullanılarak hesaplanabilir (Duffie and Beckman, 2013).

$$Q_{yararlı} = F_R \left[Q_{abs} - A_{bd}U_L (T_{giren} - T_{hava}) \right] \quad (5.49)$$

Alıcı boru dışı ile akışkan arasında ortalama sıcaklık düşümü Denklem (5.50) ile hesaplanabilir (Duffie and Beckman, 2013).

$$\bar{T}_{bd} - \bar{T}_{ak} = Q_{yararlı} \left[\frac{1}{\pi D_{bi} L h_{ak}} + \frac{\ln(D_{bd}/D_{bi})}{2\pi k_b L} \right] \quad (5.50)$$

5.3.3. Verim Hesabı

Kolektörün ısı verimi Denklem (5.51) ile gösterilmiştir. Optik verim ise Denklem (5.3) ile hesaplanmaktadır ve optik verim hesabı çalışma kapsamında Bölüm 5.1 ile detaylı olarak gösterilmiştir.

$$\eta_{ısı} = \frac{Q_{yararlı}}{I_d A_a} = \frac{Q_{yararlı}}{Q_g} \quad (5.51)$$

6. PARABOLİK GÜNEŞ KOLEKTÖRLERİNDE EKSERJİ MODELİ

Termodinamiğin birinci yasası, enerji miktarı ile ilgilenir ve enerjinin yaratılmayacağı veya yok edilemeyeceğini ileri sürer. Diğer yanda termodinamiğin ikinci kanunu ise, süreç sırasında enerjinin bozulmasına, entropi üretimine ve sistemin iş yapmada kayba yol açacak enerji kalitesi ile ilgilenir. Daha açıklayıcı belirtmek gerekirse, termodinamiğin birinci yasası, enerjinin kalitesine bakılmaksızın büyüklüğü ile ilgilenirken, termodinamiğin ikinci yasası, enerjinin hem miktarını hem de kalitesini değerlendirir.

Ekserji, geri dönüşümsüz sistemlerde veya süreçlerde, entropinin yaratılmasından dolayı mevcut enerji kaybının ifadesidir (Hepbaşlı, 2008). Bir başka tanıma göre, ekserji, sistem tarafından üretilebilecek maksimum iş olarak tanımlanır (Ioni et al., 2017). Ekserji analizi kendisini, enerji sistemlerinin termodinamik analizleri için güçlü bir araç olduğunu kanıtlamıştır. Ekserji analizi, enerji sistemlerinin tasarımı, simülasyonu ve performans değerlendirmelerinde yaygın olarak kullanılmaktadır (Günerhan and Hepbaşlı, 2007).

6.1. Genel Ekserji Denklemleri

Genel enerji dengesi Denklem (6.1) ve genel ekserji dengesi ise Denklem (6.2) ile gösterilmiştir. Ayrıca genel ekserji dengesi Denklem (6.3) ile gösterilebilir. Toplam enerji ve ekserji girişi, toplam ekserji ve enerji çıkışına eşittir (Hepbaşlı, 2008).

$$\sum \dot{E}_{giriş} = \sum \dot{E}_{çıkış} \quad (6.1)$$

$$\sum \dot{E}x_{giriş} = \sum \dot{E}x_{çıkış} + \sum \dot{E}x_{yıkım} \quad (6.2)$$

$$\sum \dot{E}x_{ısı} - \sum \dot{E}x_{iş} + \sum \dot{E}x_{kütle,giriş} - \sum \dot{E}x_{kütle,çıkış} = \sum \dot{E}x_{yıkım} \quad (6.3)$$

Sabit bir kontrol hacmi için kararlı haldeki ekserji dengesi daha detaylı olarak Denklem (6.4) ile gösterilebilir.

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_K - \dot{W} + \sum \dot{m}_{giriş} \psi_{giriş} - \sum \dot{m}_{çıkış} \psi_{çıkış} = \sum \dot{E}x_{yıkım} \quad (6.4)$$

Özgül ekserji veya akış ekserjisi çevreye göre tanımlanmıştır (P_0, T_0) ve Denklem (6.5) ile elde edilebilir.

$$\psi = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (6.5)$$

Denklemlerdeki, Q_k , k bölgesindeki ve T_k sıcaklığındaki sınır bölgesinden ısı geçiş miktarıdır. \dot{W} iş miktarı, h entalpi, s entropi ve 0 alt indisi referans yani ölü durumdaki özellikleri gösterir (Günerhan, 2007; Kizilkan et al., 2016).

Entropi dengesi Denklem (6.6) ile ifade edilir. Entropi geçme miktarı, ısı geçme miktarında, Q_k , ve kütle akış miktarında ise, \dot{m} , sırası ile Denklem (6.7) ve Denklem (6.8) ile ifade edilir.

$$\dot{S}_{giriş} - \dot{S}_{çıkış} + \dot{S}_{üretim} = 0 \quad (6.6)$$

$$\dot{S}_{ısı} = \frac{Q_k}{T_k} \quad (6.7)$$

$$\dot{S}_{kütle} = \dot{m}s \quad (6.8)$$

Isı transfer yönünü sisteme doğru pozitif olarak, genel entropi Denklem (6.9) ile gösterilir.

$$\dot{S}_{üretim} = \sum \dot{m}_{çıkış} s_{çıkış} - \sum \dot{m}_{giriş} s_{giriş} - \sum \frac{Q_k}{T_k} \quad (6.9)$$

Hesaplamalarda önce entropi üretimini, $\dot{S}_{üretim}$, bulmak, daha sonra ise imha edilen ekserji miktarını, $\dot{E}x_{yıkım}$, direk olarak Denklem (6.10) ile değerlendirmek daha uygundur olacaktır (Hepbaşlı, 2008).

$$\dot{E}x_{yıkım} = T_0 \dot{S}_{üretim} \quad (6.10)$$

6.2. Güneş Kolektörleri İçin Ekserji Analizi

İki tür ikinci yasa analizi kullanılmaktadır. Birincisi, geri dönüşü olmayan süreçlerden kaynaklanan entropi üretimi yöntemi ve diğeri ise ekserji yaklaşımını kullanmaktadır. Entropi üretimi, ekserji yok oluşu ile yakından ilgili olduğu için iki yaklaşım da eşdeğerdir (Suzuki, 1988).

Parabolik güneş odaklayıcı sistemlerde, ekserji analizinin uygulanması, ekserji kayıplarını azaltmak ve optimum tasarım değişkenlerini elde etmek için oldukça önemlidir. Termodinamik süreçte, ekserji veriminin en üst düzeye çıkarılması için imha edilmiş ekserji miktarının azaltılması gereklidir.

Genel ekserji dengesinin güneş kolektörlerine uygulanması durumunda, ekserji dengesi Denklem (6.11) ile ifade edilebilir.

$$\dot{E}x_{giris} - \dot{E}x_{cikis} - \dot{E}x_{kayıp} - \dot{E}x_{degisim} - \dot{E}x_{yikim} = 0 \quad (6.11)$$

Sıkıştırılmayan bir akışkanın giriş ekserji miktarı Denklem (6.12) ile hesaplanır. Giriş ekserji miktarı, $E_{x_{giris}}$, akışkanın giriş ekserji miktarını $\dot{E}x_{giris,ak}$ ve alıcının topladığı güneş ışınımı ekserji miktarını $\dot{E}x_{giris,g}$ içermektedir.

$$\dot{E}x_{giris,ak} = \dot{m}c_p \left(T_{giris} - T_{hava} - T_{hava} \ln \frac{T_{giris}}{T_{hava}} \right) + \frac{\dot{m}\Delta P_{giris}}{\rho} \quad (6.12)$$

Çıkış ekserji oranı yalnızca çıkış noktasının ekserji miktarını içerir ve Denklem (6.13) ile ifade edilir.

$$\dot{E}x_{cikis,ak} = \dot{m}c_p \left(T_{cikis} - T_{hava} - T_{hava} \ln \frac{T_{cikis}}{T_{hava}} \right) + \frac{\dot{m}\Delta P_{cikis}}{\rho} \quad (6.13)$$

ΔP , Denklem (6.12) ve Denklem (6.13) denklemlerinde, akışkanın girişi ile çıkışındaki bölgenin ortam arasındaki basınç farkıdır. Kazanılan ekserji miktarı, akışkanın akışı sırasında biriktirilen ekserji miktarıdır ve Denklem (6.14) ile gösterilir (Madadi et al. 2014).

$$\dot{E}x_{kazanım} = \dot{E}x_{cikis,ak} - \dot{E}x_{giris,ak} = \dot{m}c_p \left(T_{cikis} - T_{giris} - T_{hava} \ln \frac{T_{cikis}}{T_{giris}} \right) - \frac{\dot{m}\Delta P}{\rho} \quad (6.14)$$

Ayrıca kazanılan ekserji miktarı Denklem (6.15) ile hesaplanabilir. Kazanılan ekserji miktarı yararlı ısıdan iki farklı terimin çıkarılması ile oluşmaktadır. İlki atmosfere doğru olan ideal olmayan ısı kaybıdır ve ikincisi ise basınç farkından dolayı oluşan ısı kaybıdır. İkinci terim, özellikle gaz çalışma akışkanlarda yüksek değer almaktadır ve çıkan sonucu etkilemektedir (Bellos et al., 2016)

$$\dot{E}x_{kazanım} = Q_{yararlı} - \dot{m}c_p T_{hava} \ln\left(\frac{T_{çıkış}}{T_{giriş}}\right) - \dot{m}T_{hava} \frac{\Delta P}{\rho(T_{giriş} + T_{çıkış})/2} \quad (6.15)$$

Denklem (6.16) hesaplamasında güneş sonsuz bir kaynak olarak kabul edilir. Güneş sıcaklığı, $T_g = 5762$ °C değerindedir (Chafie et al.,2017).

$$\dot{E}x_{giriş,g} = Q_{abs} \left[1 + \frac{1}{3} \left(\frac{T_{hava}}{T_g} \right)^4 - \frac{4T_{hava}}{3T_g} \right] \quad (6.16)$$

Bir güneş kolektörü için toplam kayıp ekserji miktarı Denklem (6.17) ile gösterilir. Optik hatadan Denklem (6.18) ile ve alıcı borudan ortama ısı transferinden kaynaklanan ekserji kaybı ise Denklem (6.19) ile hesaplanır (Padilla et al., 2014; Bellos and Tzivanidis, 2017).

$$\dot{E}x_{kayıp} = \dot{E}x_{kayıp,opt} + \dot{E}x_{kayıp,ısı} \quad (6.17)$$

$$\dot{E}x_{kayıp,opt} = (1 - \eta_{opt}) \dot{E}x_{giriş,g} \quad (6.18)$$

$$\dot{E}x_{kayıp,ısı} = Q_{kayıp} \left(1 - \frac{T_{hava}}{T_{bd}} \right) \quad (6.19)$$

Ekserjinin yok olması veya yıkımı, ısı transferlerinde var olan tersinmezlikleri ifade etmektedir. Bu parametre, ısı enerjisi sıcak ortamdan daha soğuk bir ısı deposuna aktarıldığında oluşan kaybı ifade etmektedir. Toplam ekserji yıkımı Denklem (6.20) ile ifade edilir.

$$\dot{E}x_{yıkım} = \dot{E}x_{yıkım,bd-g} + \dot{E}x_{yıkım,bd-ak} \quad (6.20)$$

Ekserji yıkımı, güneş enerjisinin alıcı boru tarafından emilimi sırasında, güneşten alıcıya olan ekserji yıkımıdır ve Denklem (6.21) ile hesaplanır (Bellos and Tzivanidis, 2017).

$$\dot{E}x_{yıkım, bd-g} = \eta_{opt} \dot{E}x_{giriş, g} - Q_{abs} \left(1 - \frac{T_{hava}}{T_{bd}} \right) \quad (6.21)$$

Yararlı ısı üretimi sırasında alıcı borudan ısı transfer akışkanına doğru oluşan ekserji tahribi Denklem (6.22) ile hesaplanır.

$$\dot{E}x_{yıkım, bd-ak} = Q_{yararlı} \left(1 - \frac{T_{hava}}{T_{bd}} \right) - \dot{E}x_{kazanım} \quad (6.22)$$

Ekserji verimi, kazanılan ekserji miktarı ile güneş ışınımından kazanılan ekserji miktarının oranıdır. Ekserji verimi Denklem (6.23) ile ifade edilir. Kararlı hal için $\dot{E}x_{değişim} = 0$ miktarı sıfırdır (Madadi et al. 2014).

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}x_{kazanılan}}{\dot{E}x_{giriş, g}} = 1 - \frac{\dot{E}x_{kayıp} - \dot{E}x_{değişim} - \dot{E}x_{yıkım}}{\dot{E}x_{giriş, g}} \quad (6.23)$$

7. PARABOLİK GÜNEŞ KOLEKTÖRÜNÜN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZLERİ HESAPLAMALARI İÇİN BİLGİSAYAR PROGRAMININ OLUŞTURULMASI

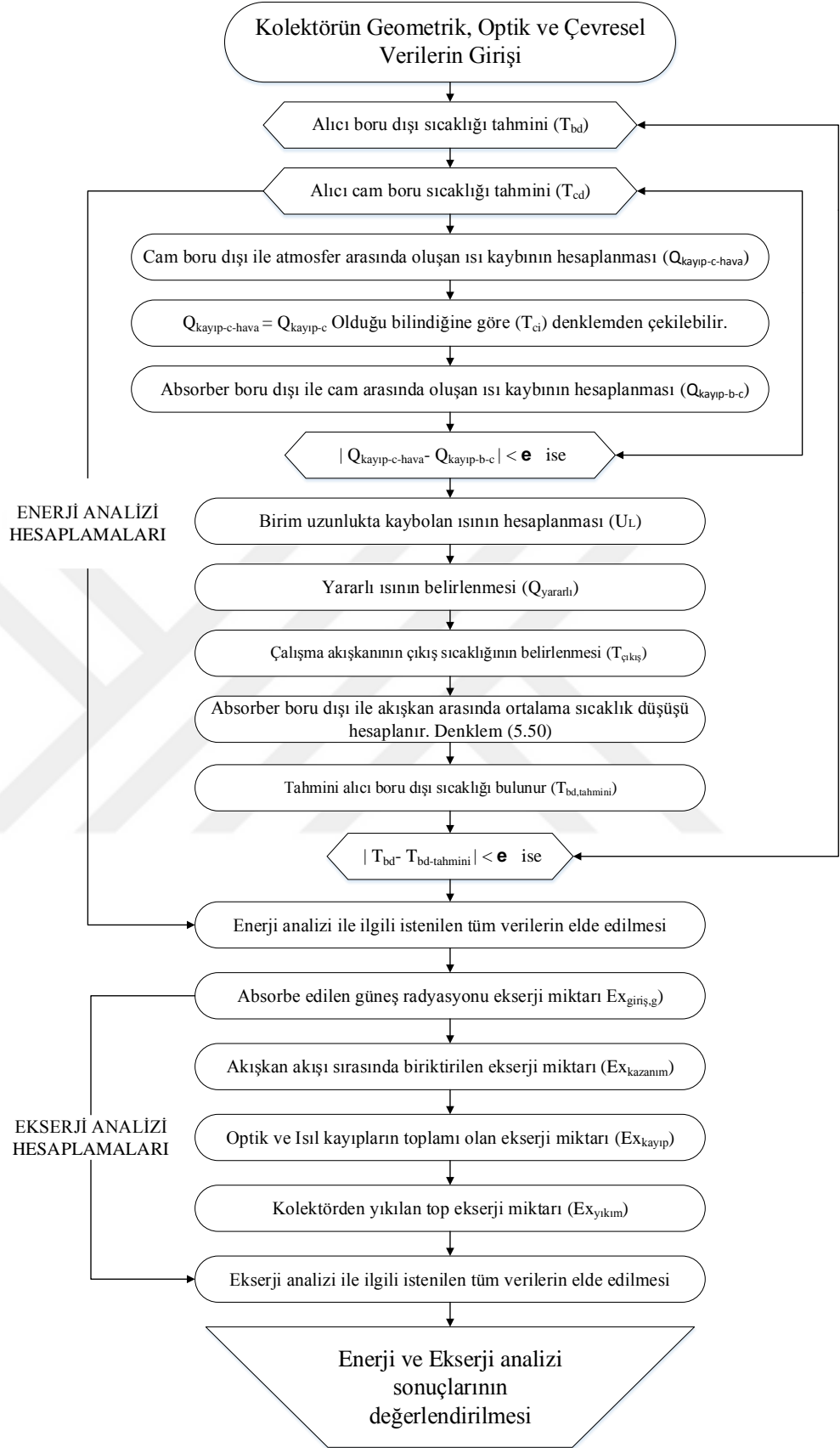
Şekil 7.1 ile parabolik güneş kolektörünün enerji ve ekserji analizinin matematiksel programlama algoritması gösterilmiştir. İlk olarak kolektörün çalıştırıldığı çevresel verileri, geometrik değişkenleri, optik özellikleri ve çalışma akışkanının sıcaklığa göre termofiziksel özellikleri programa giriş değişkenleri olarak girilmektedir. Daha sonra hesaplamalarda bilinmeyen alıcı boru dış yüzey sıcaklığı ve cam boru dış yüzey sıcaklıklarının bulunabilmesi için iteratif (tekrarlamalı) yöntem kullanılmaktadır ve bir ilk değer verilerek hesaplamalara başlanmaktadır. Denklem (7.1) ile gösterildiği gibi camın dış duvarı ile çevre arasında oluşan toplam ısı kaybı ve boru dışı ile cam içi arasında oluşan toplam ısı kaybı birbirine eşit olması gerektiği için birbirine en yakın oldukları değerde (örnek olarak $\varepsilon=0,1$), T_{cd} tekrarlama durdurulmalıdır.

$$\left| Q_{kayıp-c-hava} - Q_{kayıp-b-c} \right| < \varepsilon \quad (7.1)$$

Sonraki aşamada yararlı ısı, $Q_{yararlı}$, çalışma akışkanının çıkış sıcaklığı, alıcı boru dışı ile akışkan arasında ortalama sıcaklık düşüşü, $\bar{T}_{bd} - \bar{T}_{ak}$, hesaplanmaktadır. Akışkanın ortalama sıcaklığı ve alıcı boru dış yüzey sıcaklığı ile akışkan arasında ortalama sıcaklık düşüşünün toplamı, alıcı boru dış yüzey sıcaklığına eşit olacağı için, $T_{bd,tahmini} = (T_{ak} + \bar{T}_{bd} - \bar{T}_{ak})$, Denklem (7.2) ile gösterilen en başta tahmin edilen T_{bd} ile $T_{bd,tahmini}$ birbirine en yakın olduğu değerde, T_{bd} tekrarlama durdurulmaktadır. Böylelikle bulunan T_{bd} ve T_{ci} ile tüm hesaplamalar tekrardan yapılmalıdır (Duffie and Beckman, 2013).

$$\left| T_{bd} - T_{bd,tahmini} \right| < \varepsilon \quad (7.2)$$

Enerji analizi sonucunda çıkan tüm değerler (ısı kayıpları, yararlı ısı, ısı verim, optik özellikler, vb) ekserji hesaplamaları için kullanılır. Sonuç olarak hesaplanan enerji ve ekserji denklemleri ile sonuçların değerlendirilmesi yapılabilir. Oluşturulan hesaplama modeli Şekil 7.1 ile gösterilmiştir.



Şekil 7.1. Matematiksel programlama algoritması

8. PARABOLİK GÜNEŞ KOLEKTÖRÜNÜN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZLERİ İÇİN OLUŞTURULAN PROGRAMININ DOĞRULUĞUNUN TEST EDİLMESİ

Çalışma kapsamında hazırlanan bilgisayar programının, deneysel veriler ile karşılaştırılıp doğrulanması için Sandia Ulusal Laboratuvarında (SNL) , deneysel testi yapılan LS-2 kolektörünün özellikleri kullanılmıştır ve Çizelge 8.1 ile kolektörün tüm özellikleri gösterilmiştir (Dudley et al, 1994 ; Behar et al., 2015, ; Bellos and Tzivanidis, 2017). Deneysel test için çalışma akışkanı Syltherm 800 kullanılmıştır ve termofiziksel özellikleri Ek-1 içerisinde yer almaktadır. Uygulanan deneyde LS-2 kolektörü, alıcı boru ile cam örtü arası vakumlu olarak testi gerçekleştirilmiştir.

Çizelge 8.1. LS-2 parabolik güneş kolektörünün özellikleri (Dudley et al, 1994; Behar et al., 2015 ; Bellos and Tzivanidis, 2017).

LS-2 Fiziksel Özellikleri			
İsim	Sembol	Değer	Birim
Genişlik	W	5	m
Uzunluk	L	7,8	m
Açıklık Alanı	A_a	39	m ²
Alıcı boru iç çapı	D_{bi}	0,066	m
Alıcı boru dış çapı	D_{bd}	0,07	m
Cam iç çapı	D_{ci}	0,109	m
Cam dış çapı	D_{cd}	0,115	m
LS-2 Optik Özellikleri			
Geliş açısı	θ	0	°
Alıcı borunun absorblaması	α_b	0,96	-
Cam örtünün geçirgenliği	τ_c	0,95	-
Kolektör yansıcısının yansıtma oranı	ρ_{yans}	0,935	-
Isı toplama ekipmanlarının gölgelemesi	γ_1	0,974	-
İzleme hataları	γ_2	0,994	-
Toplayıcı aynanın geometrik doğruluğu	γ_3	0,98	-
Ayna temizliği	γ_4	0,98	-
Isı toplama ekipmanlarının kirliliği	γ_5	0,99	-
Diğer faktörler	γ_6	0,96	-
LS-2 Alıcı Isı İletkenlik Katsayıları			
Alıcı boru iletkenlik katsayısı	k_b	54	W/mK
Cam örtü iletkenlik katsayısı	k_c	0,78	W/mK

Ayrıca LS-2'nin alıcı borusunun üzerindeki seçici kaplama cermet'dir ve sıcaklığa bağlı yayılım katsayısı Denklem (8.1) ile hesaplanır.

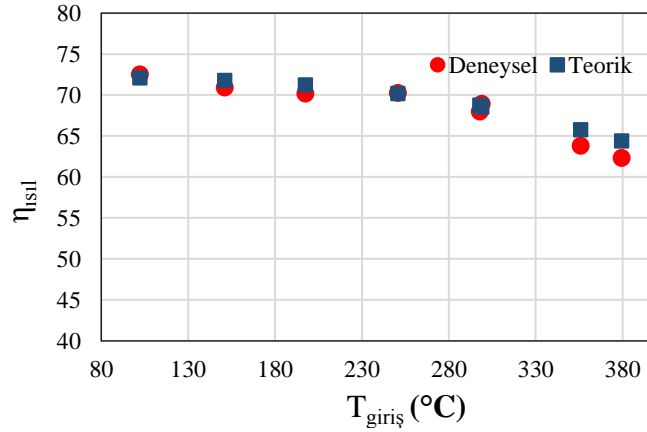
$$\varepsilon_{bd} = 0,05599 + 1,039 \cdot 10^{-4} T_{bd} + 2,249 \cdot 10^{-7} T_{bd}^2 \quad (8.1)$$

Çizelge 8.2 ile Sandia Ulusal Laboratuvarında LS-2 kolektörü üzerinde yapılan testin deney numarasına göre ışınlım, rüzgar hızı, hava sıcaklığı, akışkanın debisi ve giriş sıcaklığı değişkenleri tanımlanmıştır (Dudley et al, 1994). Ayrıca deneysel çıkış sıcaklığı $T_{çıkış}$ ve ısıl verimi $\eta_{ısıl}$ çalışma kapsamında programı oluşturulan model verileri ile karşılaştırılmıştır ve deney ile model arasındaki sapma değerleri gösterilmiştir.

No.	Direk Işınım (W/m ²)	Rüzgar Hızı (m/s)	T_{hava} (°C)	Debi (lt/dak)	$T_{giriş}$ (°C)	$T_{çıkış}$ (°C)			$\eta_{ısıl}$ (%)		
						Deney	Model	%Sapma	Deney	Model	%Sapma
1	933,7	2,6	21,2	47,7	102,2	124	124,11	0,089	72,51	72,11	0,56
2	968,2	3,7	22,4	47,8	151	173,3	173,69	0,22	70,9	71,79	1,25
3	982,3	2,5	24,3	49,1	197,5	219,5	220	0,22	70,17	71,22	1,49
4	909,5	3,3	26,2	54,7	250,7	269,4	269,55	0,055	70,25	70,18	0,1
5	937	1	28,8	55,5	297,8	316,9	317,18	0,09	67,98	68,75	1,14
6	880,6	2,9	27,5	55,6	299	317,2	317,12	0,024	68,92	68,52	0,57
7	903,2	4,2	31,1	56,3	355,9	374	374,5	0,16	63,82	65,75	3,02
8	920,9	2,6	29,5	56,8	379,5	398	398,63	0,16	62,34	64,40	3,31

Çizelge 8.2. LS-2 deneysel verileri ile oluşturulan modelin karşılaştırılması (Dudley et al, 1994).

Şekil 8.1. ile deneysel ısıl verimleri ile teorik modelin ısıl verimlerinin karşılaştırılması grafik oluşturularak gösterilmiştir.



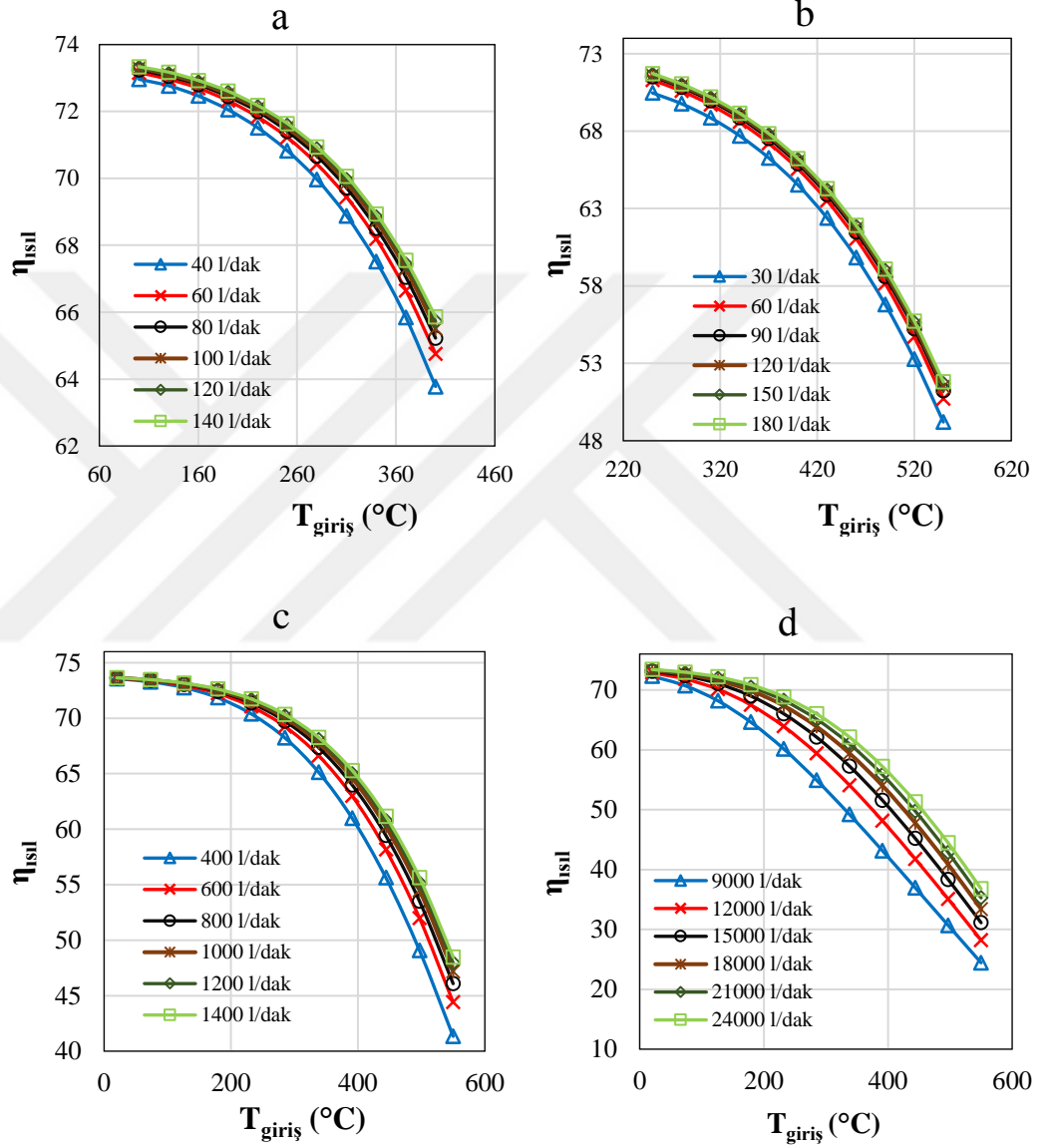
Şekil.8.1 Deneysel ile teorik modelin ısı verimlerinin karşılaştırılması

Çizelge 8.2. ile görüldüğü gibi deneysel model ile tez kapsamında oluşturulan teorik modelin çıkış sıcaklıklarının maksimum sapması %0,22 olmaktadır. Ayrıca deneysel ile teorik modellerin ısı verimlerindeki sapma miktarının maksimum değeri ise maksimum %3,31'dir. Bu sonuçlara göre sapma oranları kabul edilebilir düzeyde olduğu ve oluşturulan modelin doğruluk testini geçtiği görülmektedir.

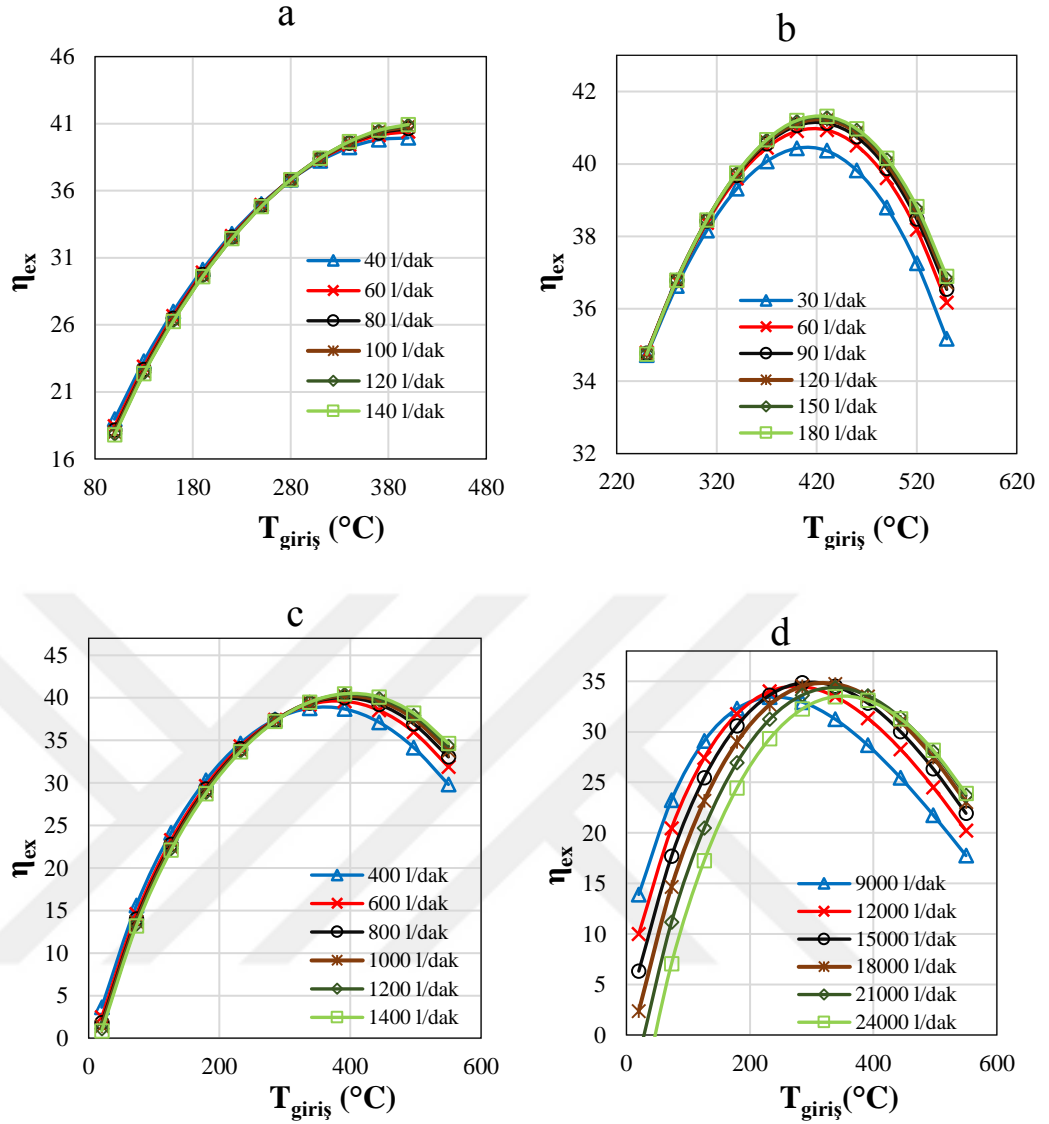
9. VERİLERİN GRAFİK ÜZERİNDE DEĞERLENDİRİLMESİ

Tez kapsamında enerji ve ekserji bakımından parametrik olarak incelenerek kolektör LS-2 olarak belirlenmiştir. LS-2 kolektörünün geometrik ve optik özellikleri Çizelge 8.1 ile gösterilmiştir. İncelenecek olan modelin sabit değişkenleri; ışınım değeri 920 W/m², rüzgar hızı 3 m/s, hava sıcaklığı 20 °C olarak belirlenmiştir. Ayrıca çalışma akışkanları olarak 120 l/dak bir sentetik yağ olan Thermoil VP-1 , 150 l/dak ağırlıkça %60 sodyum nitrat (NaNO₃) ve %40 potasyum nitrat (KNO₃) içeren erimiş tuz, 1200 l/dak 100 bar basınçta hava ve 15000 l/dak atmosfer basıncında hava kullanılmıştır. Tüm akışkanların sıcaklığa bağlı termodinamik özellikleri ve referansları Ek-1 ile gösterilmiştir. Enerji ve ekserji bakımından akışkanların uygun olarak karşılaştırılması için hacimsel debi seçimi önemlidir. Bu yüzden Şekil 9.1 ve Şekil 9.2 ile gösterilen grafiklerde sadece ısı verim performansı değil, ayrıca özellikle hava akışkanında ekserji performansı da göz önünde bulundurularak uygun debi seçimleri yapılmıştır. Erimiş tuzun maksimum çalışma sıcaklığı 873 K'dir ve 493 K'de akışkan donmaktadır. Erimiş tuzlar sentetik yağlara göre daha ekonomik ve çevre dostu bir akışkandır. Ancak, erimiş tuzun ana dezavantajı, yüksek erime noktasına bağlı olarak, karmaşık donma korumasının gerekli olmasıdır (Wang et. al., 2014). Havanın basıncı 100 bar olarak seçilmiştir, çünkü sistemin mekanik risk olmadan ulaşabileceği en yüksek basınçtır.

Basınç 100 bar olduğunda absorber boru ve seçici kaplama sıcaklığı sınırı 550 °C'ye kadar olmaktadır (Muñoz-Anton et. al, 2014). Bu çalışmada havanın maksimum giriş sıcaklığı 550 °C olarak belirlenmiştir. Bazı akışkanların çıkış sıcaklıkları 550 °C'yi geçecektir, ancak karşılaştırmanın daha uygun yapılabilmesi için gereklidir. Çünkü akışkanların çıkış sıcaklıkları çok değişkendir ve hepsi için farklı sınır giriş sıcaklıkları belirlemek karışıklığa neden olabilmektedir.



Şekil 9.1. Akışkanların değişik debilerde, giriş sıcaklıklarına göre ısı verimleri a) Sentetik yağ b) Erimiş tuz c) 100 bar hava d) Atmosfer basıncında hava

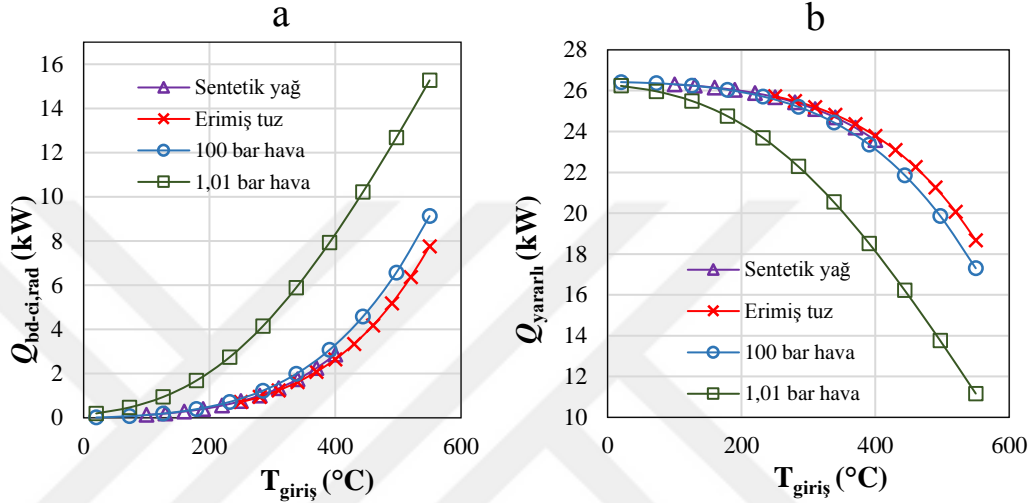


Şekil 9.2. Akışkanların değişik debilerde, giriş sıcaklıklarına göre ekserji verimleri a) Sentetik yağ b) Erimiş tuz c) 100 bar hava d) Atmosfer basıncında hava

9.1 Akışkanların Enerji Performanslarının Değerlendirilmesi

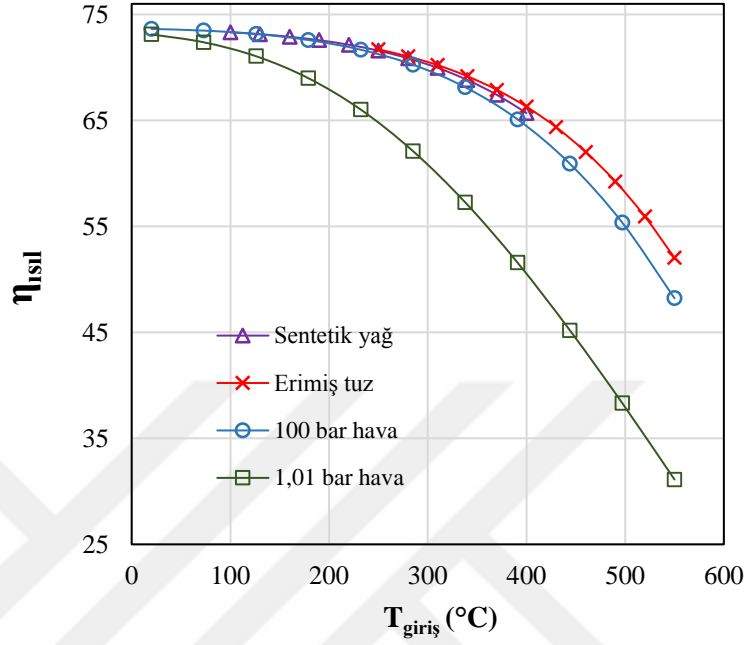
Bu bölümde tüm akışkanlar, kolektörün ısı kaybı, kolektörün elde ettiği yararlı ısı, ısı verim, ısı taşıma katsayısı ve basınç düşümü bakımından incelenmiştir. Denklem (5.38), (5.48) ve (5.51)'de gösterildiği gibi parabolik güneş kolektörünün ısı kaybı ile kolektörün elde ettiği yararlı ısı, kolektörün ısı verimine direk olarak bağlıdır. Kolektörün ısı kaybının azaltılması kolektörün ısı verimine olumlu etki edecektir. Şekil 9.3 ile gösterildiği gibi ısı verimliliği düşük olan 1,01 bar havanın ısı kaybı diğer akışkanlara göre çok daha yüksek ve akışkanın elde ettiği yararlı ısı ise daha düşüktür. Ayrıca, genel olarak akışkanın giriş sıcaklığı arttıkça ısı kaybı artmaktadır. Bunun sebebi, giriş sıcaklığının artması ile absorber borunun dış yüzey sıcaklığı artmasıdır. Bu artış neticesinde Denklem (5.25) ve Şekil 9.3a ile gösterilen

boru dışı ile cam içi arasında oluşan ışınlam ile gerçekleşen ısı kaybı $Q_{bd-ci,rad}$ akışkanın giriş sıcaklığı arttıkça artmaktadır. 1,01 bar havanın ısı kayıp oranı yüksektir bu yüzden boru dışı sıcaklığı da yüksektir. Örnek olarak 350 °C giriş sıcaklığında erimiş tuzun boru dışı sıcaklığı 359,22 °C iken 1,01 bar havanın 525,28 °C'dir. Denklem (5.38) ile verildiği gibi güneşten absorbe edilen enerjiden ısı kaybı çıkartılır ise, yararlı ısı elde edilir. Bu bilgilere dayanarak Şekil 9.3b ile görüldüğü gibi giriş sıcaklığının artması ile kolektörün elde ettiği yararlı ısı miktarı düşmektedir.

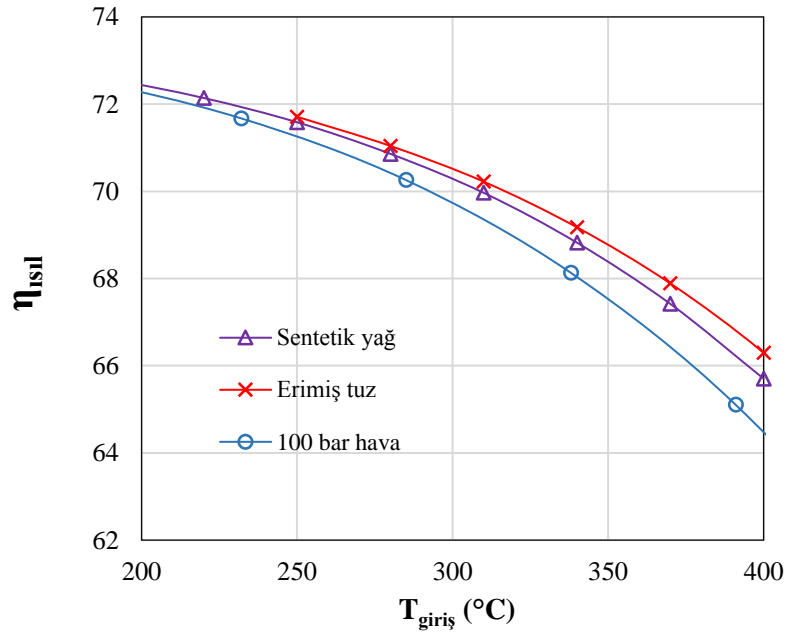


Şekil 9.3. Akışkanların giriş sıcaklıklarına göre ısı kayıpları ve yararlı ısıları

Şekil 9.4 ile çalışma kapsamında gösterilen tüm akışkanların giriş sıcaklıklarına göre ısı verimlerinin değerleri gösterilmiştir. Akışkanların arasındaki ısı verimlilik ilişkisinin daha iyi anlaşılabilmesi için ise Şekil 9.5 kullanılmıştır. Şekil 9.3b, giriş sıcaklığının artması ile yararlı ısının düştüğünü göstermektedir. Isı kaybındaki artış yararlı ısıyı azatmakta ve bu nedenle Şekil 9.5 ile gösterildiği gibi tüm akışkanların giriş sıcaklıkları arttıkça ısı verimleri de düşmektedir. Şekil 9.4 ve Şekil 9.5 ile gösterildiği gibi erimiş tuz kendi çalışma sıcaklıkları arasında en yüksek ısı verime sahiptir. 125 °C'den sonra sentetik yağın ısı verimi, 100 bar hava ve 1,01 bar havadan daha iyi enerji performansına sahip olduğu gözlemlenmiştir. Şekil 9.4. ile atmosfer basıncındaki havanın enerji performansı diğer akışkanlara göre oldukça düşük olduğu görülmektedir. Ancak Şekil 9.4 ile havanın basıncı yükseldikçe termodinamik özelliklerinin iyileştiği sonucuna ulaşılabilir. Örnek olarak 350 °C sıcaklıkta 1,01 bar havanın ısı verimi %56,04 iken 100 bar havanın %67,53 olmaktadır. Ayrıca akışkanın sıcaklığı yükseldikçe ısı verim farkı daha da belirgin hale gelmektedir. Şekil 9.4 ile, özellikle 250 °C'den sonra sıvı akışkanların ısı verimliliğinin havaya göre daha iyi olduğu söylenebilir.

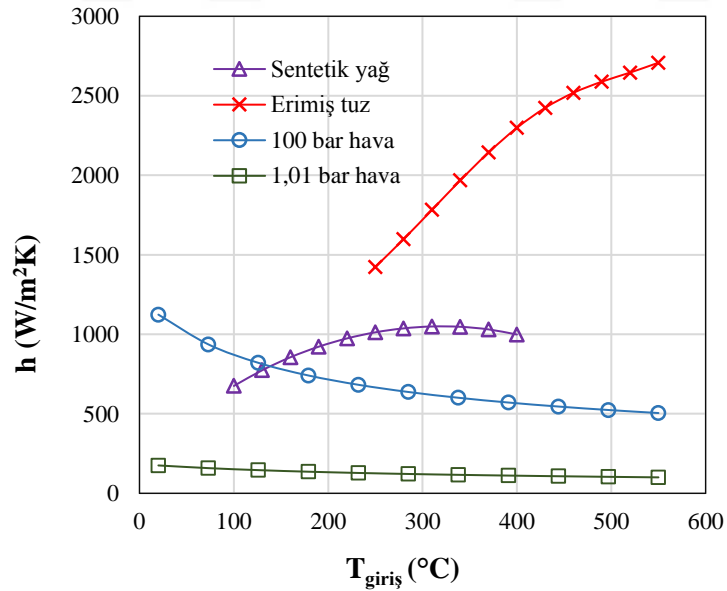


Şekil 9.4. Akışkanların 20 °C ile 550 °C giriş sıcaklıkları arasındaki ısı verimleri

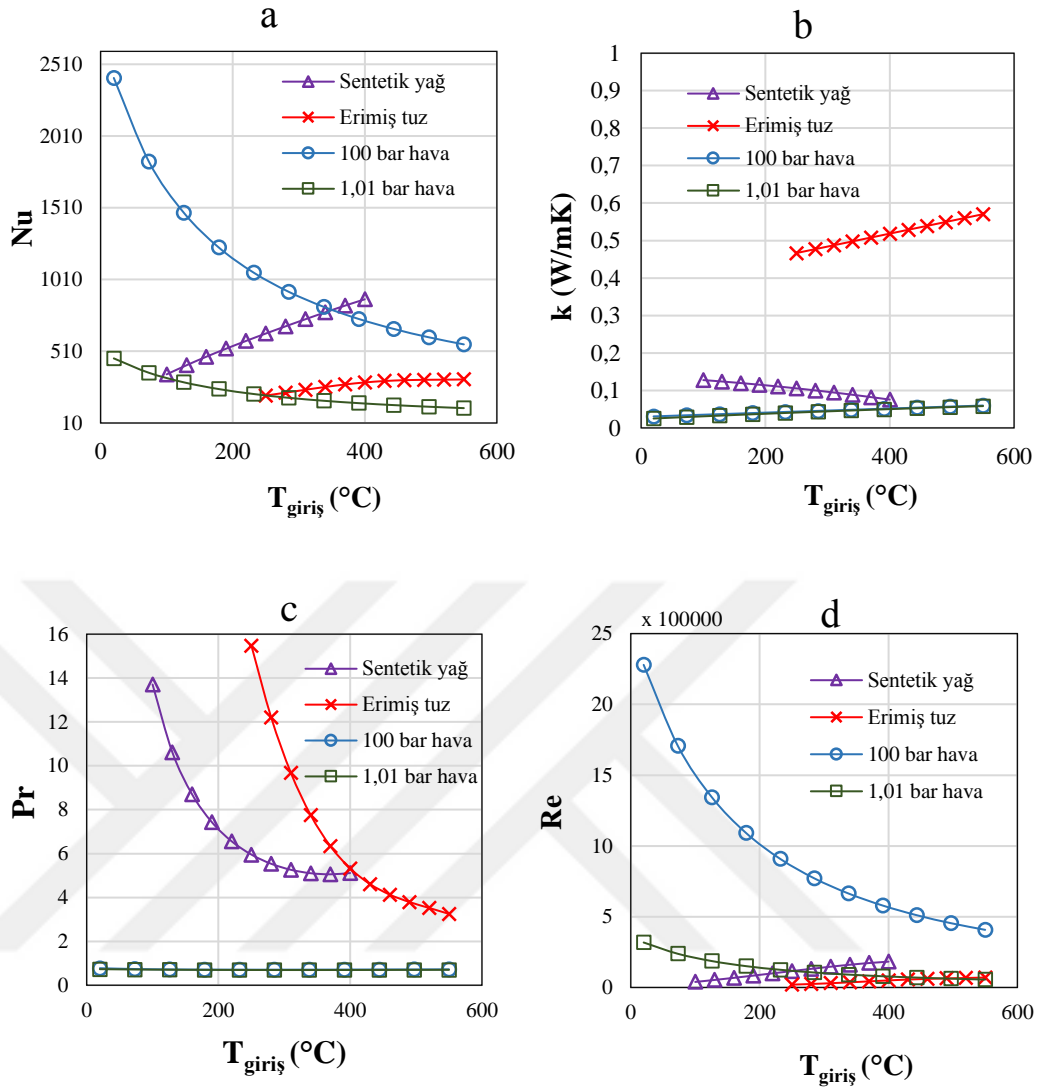


Şekil 9.5. Akışkanların 200 °C ile 400 °C giriş sıcaklıkları arasındaki ısı verimleri

Akışkanların enerji performanslarının karşılaştırılmasında önemli bir değişken olan ısı taşınım katsayısı, akışkanların giriş sıcaklıklarına göre Şekil 9.6 ile gösterilmiştir. Denklem (5.7), (5.9), (5.10) ve (5.11) ile görülebileceği gibi ısı taşıma katsayısı Nusselt sayısına, Nusselt sayısı Reynolds ve Prandlt sayılarına ve bu sayılar da akışkanın yoğunluğuna, özgül ısısına, ısıl iletkenliğine ve viskozitesine bağlıdır. Akışkanın sıcaklığının artması ile erimiş tuzun ve sentetik yağın, h , değerleri artmakta iken havanın değerleri düşmektedir. Bunun bir sebebi, Şekil 9.7a ile verildiği gibi, sıcaklık arttıkça sentetik yağın ve erimiş tuzun Nusselt sayısının artması ve havada ise azalmasıdır. Ancak h değeri ayrıca k değerine de bağlıdır bu yüzden Şekil 9.7b ile tüm akışkanların k değerleri sıcaklığa bağlı olarak gösterilmiştir. Ek olarak, erimiş tuzun h değerinin diğer akışkanlara göre yüksek olmasının sebebi yüksek ısı iletkenlik katsayısına sahip olmasıdır. Ayrıca h değerini doğru orantılı olarak etkileyen Pr değişkeni Şekil 9.7c ile gösterilmiştir. Ek-2 ile gösterildiği gibi erimiş tuzun Pr değerinin yüksek olmasının sebebi yüksek dinamik viskozite değerine sahip olmasıdır. Akışkanların giriş sıcaklıklarına göre Re sayıları Şekil 9.7d ile gösterilmiştir.

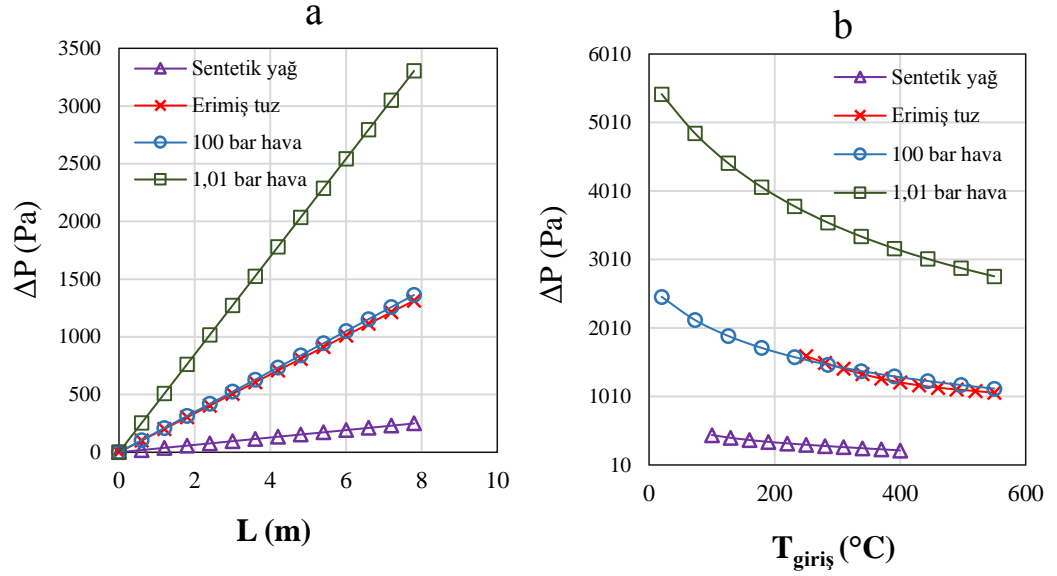


Şekil 9.6. Akışkanların giriş sıcaklıklarına göre ısı taşıma katsayıları



Şekil 9.7. Akışkanların giriş sıcaklıklarına göre a) Nusselt sayıları b) Isı iletim katsayıları c) Prandtl sayısı d) Reynolds sayısı

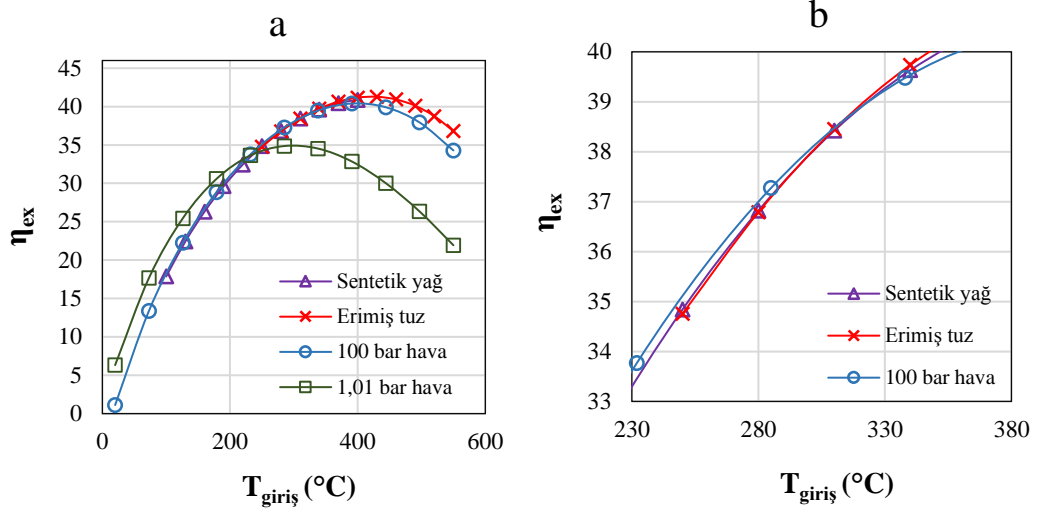
Kolektörün boru uzunluğuna göre akışkanların basınç kayıpları Şekil 9.8a ile gösterilmiştir. Akışkanların uygun karşılaştırabilmeleri için giriş sıcaklıkları 350 °C olarak belirlenmiştir. Denklem (5.12) ve (5.13) ile verildiği gibi, akışkanların basınç düşümü çalışma akışkanının Reynolds sayısına yani akışkan hızına, yoğunluğuna ve viskozitesine bağlıdır. Akışkanın viskozitesinin artması, Reynold sayısının düşmesine sebep olacaktır ve bunun sonucunda akışkanın basınç düşme miktar artacaktır. Akışkanın yoğunluğu ve akma hızı basınç düşmesi ile direkt ve doğru orantılıdır. Şekil 9.8a incelendiğinde 1,01 bar basınçtaki havanın basınç düşümü oldukça yüksek ve sentetik yağın ise diğer akışkanlara göre çok daha düşük olduğu görülmektedir. Ayrıca, Şekil 9.8b ile akışkanların giriş sıcaklıkları arttıkça basınç düşme miktarları da azalmaktadır.



Şekil 9.8. a) Kolektör uzunluğuna b) Akışkanların giriş sıcaklığına göre akışkanın basınç düşümü

9.2 Akışkanların Ekserji Performanslarının Değerlendirilmesi

Şekil 9.9a ve Şekil 9.9b ile, çalışma kapsamında belirlenen çalışma akışkanlarının giriş sıcaklığına göre ekserji verimleri gösterilmiştir. Denklem (6.23) ile gösterildiği gibi ekserji verimi, kazanılan ekserji miktarı ile güneş ışınlımından elde edilen ekserji miktarına bölünmesi ile elde edilir. Yani bu aşamada ekserji verimini daha iyi anlayabilmek için güneş ışınlımından elde edilen ekserji miktarını bir giriş, ve kazanılan ekserji miktarını ise bir çıkış ekserji miktarı olarak nitelendirilebilir (Bellos et. al., 2016). Şekil 9.9a ve Şekil 9.9b incelenirse, 315 °C'den sonra erimiş tuzun ekserji verimliliği diğer akışkanlara göre daha yüksek olduğu görülmektedir. Sentetik yağın ve 100 bar basınçtaki havanın ekserji verimlilikleri birbirine yakın olduğu Şekil 9.9a ve Şekil 9.9b ile görülebilmektedir. Akışkanların giriş sıcaklıklarına göre maksimum ekserji değerleri; erimiş tuz için 425 °C' de %41,28 ona en yakın olan sentetik yağın 400 °C sıcaklıkta %40,87, 100 bar havanın 400 °C sıcaklıkta %40,41 ve 1,01 bar havanın 303 °C'de %34,91 olmaktadır. Şekil 9.9 incelenirse, sıvı akışkanların havaya göre ekserji verimliliklerinin yüksek sıcaklıklarda, özellikle 315 °C'den sonra daha iyi olduğu görülmektedir.

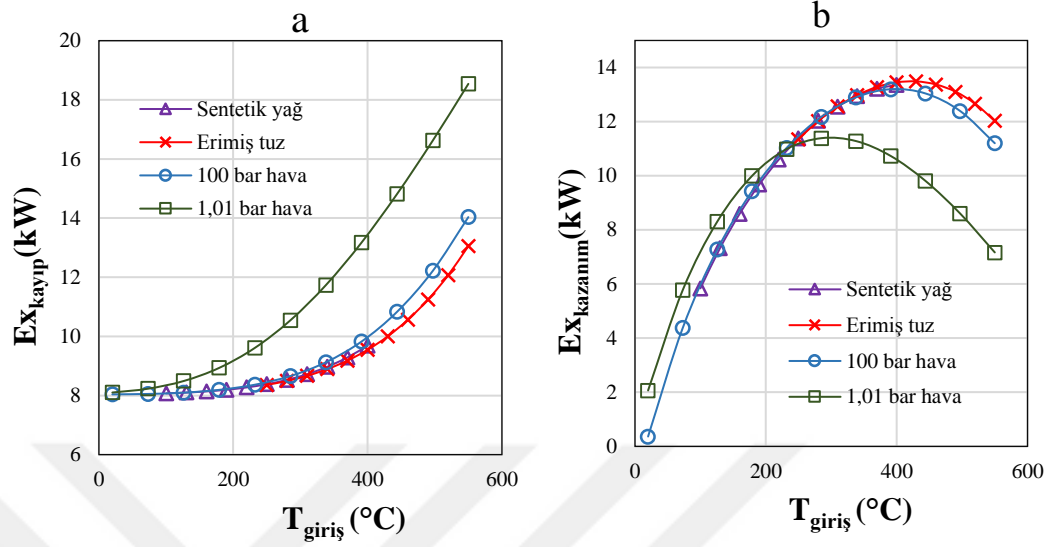


Şekil 9.9. a) 20 °C ile 550 °C b) 230 °C ile 380 °C sıcaklıkları arasında akışkanın giriş sıcaklığına göre ekserji verimleri

Şekil 9.9a ile görülebileceği gibi ekserji verimi en düşük olan 1,01 bar havanın kaybolan ekserji miktarı da en yüksektir (Şekil 9.10a). Ancak, 228 °C'den düşük giriş sıcaklıklarında, 1,01 bar basınçlı havanın ekserji verimi diğer akışkanlara göre yüksektir. Bunun en önemli sebebi, Denklem (6.15) içerisindeki kütleli debi değeri azaldığında, yararlı ekserji miktarı artmaktadır. Örnek olarak 100 bar basınçlı hava ile karşılaştırdığımızda, 1,01 bar basınçlı havanın kütleli debi miktarı 100 bar havaya göre küçüktür. Çünkü basınçlı havanın yoğunluğu daha yüksektir (örnek olarak 100 °C'de 100 bar hava, 1,01 bar havadan 96,4 kat daha yoğundur). Yoğunluğun yükselmesi kütleli debinin artışına sebep olacaktır. 228 °C'den sonra 1,01 bar havanın yararlı ısı miktarı diğer akışkanlara göre çok daha hızlı düştüğü için (çünkü daha yüksek ısı kaybı) 1,01 bar havanın ekserji verimi diğer akışkanlara göre daha düşük kalmaktadır.

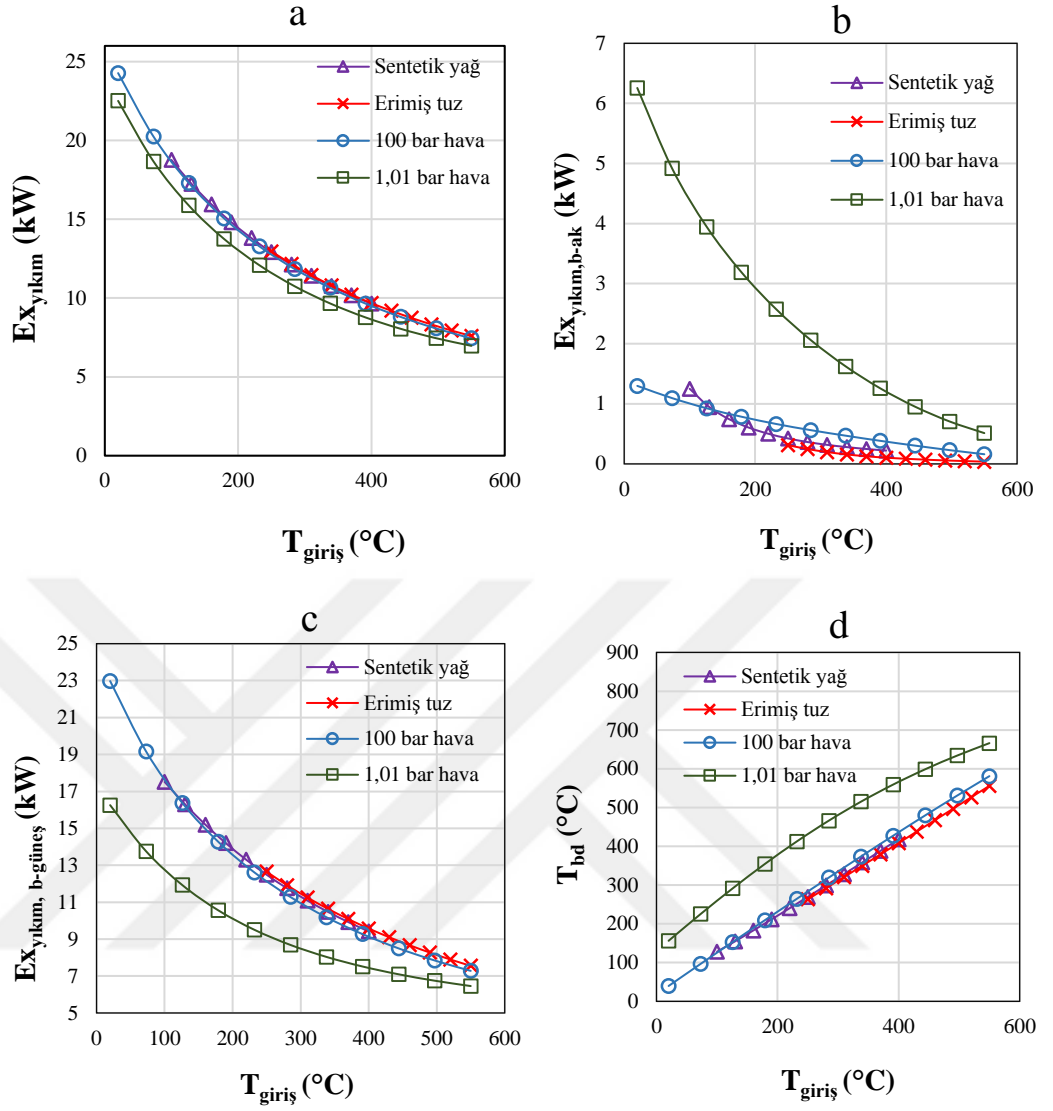
Denklem (6.11) ile ekserji dengesi gösterilmiştir. Bu ekserji dengesi denkleminde göre, giren ekserji yani güneş ışınımından elde edilen ekserji; kazanılan ekserji, kaybolan ekserji ve yıkılan ekserji miktarının toplamına eşittir. Güneş ışınımından elde edilen ekserji miktarı her bir akışkan için aynıdır ve Denklem (6.16) ile hesaplanmaktadır. Şekil 9.10a akışkanın giriş sıcaklığına göre kaybolan ekserji miktarını göstermektedir. Denklem (6.17), (6.18) ve (6.19) incelenirse toplam kaybolan ekserji miktarı optik kayıplardan ve alıcı borudan ortama (atmosfere) ısı transferinden meydana geldiği görülmektedir. Akışkanın absorber boruya girişinden çıkışına kadar biriktirdiği ekserji miktarı, kazanılan ekserji miktarı olarak adlandırılır (Madadi et al. 2014). Kazanılan ekserji miktarı, Şekil 9.10b ile akışkanların giriş sıcaklıklarına göre gösterilmiştir. Şekil 9.9a ile gösterilen akışkanların ekserji verimi incelenirse, Şekil 9.10b ile gösterilen

kazanılan ekserji miktarına çok benzemektedir. Bunun sebebi, ekserji verimliliği kazanılan ekserji miktarı ile güneşten elde edilen ışınlım miktarının oranı olmasıdır.



Şekil 9.10. Akışkanların giriş sıcaklığına göre a) Toplam kaybolan ekserji b) Kazanılan ekserji

Toplam ekserji yıkımı, Denklem (6.20) ile belirtildiği üzere güneşten alıcıya olan ekserji yıkımı ve alıcı borudan akışkana olan ekserji yıkımının toplamı ile ifade edilir (Şekil 9.11a). Şekil 9.11b ile görülebileceği gibi alıcı borudan akışkana olan ekserji yıkımı, 1,01 bar havada belirgin şekilde yüksektir. Bunun sebebi, Denklem (6.22) incelenirse, aynı giriş sıcaklığında 1,01 bar havanın boru dışı sıcaklığı diğer akışkanlara göre daha yüksek olması (çünkü yüksek ısı kaybı) ve $\dot{E}x_{kazanım}$ değerinin düşük olmasıdır. Güneşten alıcıya olan ekserji yıkımı giriş sıcaklığına göre Şekil 9.11c ile gösterilmiştir. Burada ise 1,01 bar basınçlı hava diğer akışkanlara göre düşük çıkmıştır. Bunun sebebi 1,01 bar havanın yine yüksek ısı kaybından dolayı boru dışı sıcaklığının yüksek olmasıdır (Şekil 9.11d).



Şekil 9.11. Akışkanların giriş sıcaklığına göre a) Toplam yıkılan ekserji b) alıcı borudan akışkana olan ekserji yıkımı c) Güneşten boruya olan ekserji yıkımı d) Boru dışı sıcaklığı

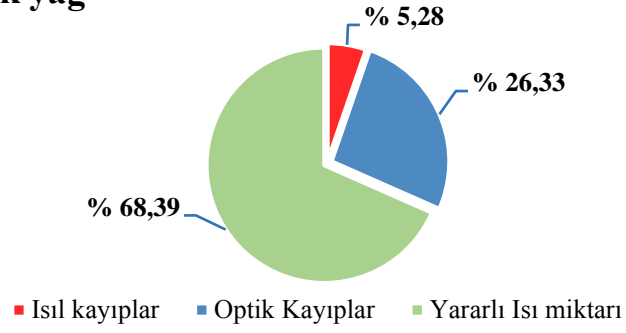
9.3. Çalışma Akışkanlarının Enerji ve Ekserji Değişkenlerinin Miktarlarının Yüzdesele ve Alansal Dağılımlarının Gösterilmesi

Tez kapsamında bu bölümde güneşten PGK tüm alanına gelen toplam enerji ve ekserji miktarı %100 kabul edilerek, her bir akışkan için enerji ve ekserji bileşenlerinin yüzdesele dağılımları gösterilmiştir. Şekil 9.12 ve Şekil 9.13, tüm akışkan sıcaklıkları 350 °C'de hesaplanarak oluşturulmuştur. Şekil 9.12'de güneşten gelen direkt ısı ile LS-2 kolektörünün eni ve boyunun çarpımı ile elde edilen değer yani kolektörün üzerine düşen toplam güneş enerjisi miktarı %100 olarak kabul edilmiştir. Grafik üzerindeki yararlı ısı miktarı, $Q_{\text{yararlı}}$, kolektörün güneşten elde edebildiği yararlı ısı miktarını ifade etmektedir. Optik kayıplar her bir akışkan için eşittir. Çünkü Bölüm 5.1 ile gösterildiği gibi optik kayıplar, kolektörde kullanılan malzeme cinsine, üretim kalitesine ve kolektörün doğru hizalanması ile alakalıdır (Güven and Bannerot, 1986). Isıl kayıplar her akışkan için farklılık göstermektedir. Şekil 9.12 ile görülebileceği gibi enerji performansı diğer akışkanlara göre daha iyi olan erimiş tuzun ısı kayıp miktarı daha düşüktür. Ancak atmosfer basıncındaki havanın ise ısı kayıp yüzdesi erimiş tuzla göre 3 katından bile daha fazla olduğu görülmektedir.

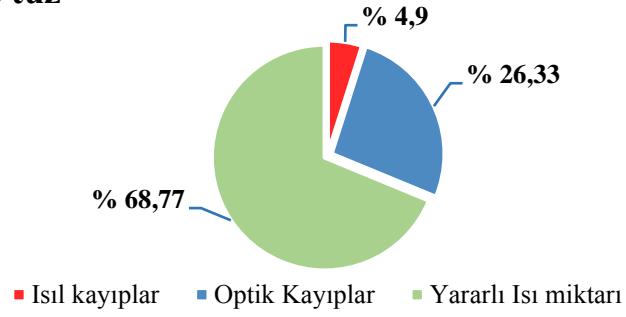
Şekil 9.13 içerisinde güneş ışınlamından kazanılan ekserji miktarı, $\dot{E}_{x_{\text{giriş,g}}}$, %100 olarak kabul edilmiştir. Ek olarak Şekil 9.13 içerisinde ısı ekserji kaybı, $\dot{E}_{x_{\text{kayıp,ısıl}}}$, optik hatalardan kaynaklanan ekserji kaybı, $\dot{E}_{x_{\text{kayıp,opt}}}$, toplam ekserji yıkımı ise $\dot{E}_{x_{\text{yıkım}}}$, ile ifade edilmektedir. Toplam ekserji yıkımı, $\dot{E}_{x_{\text{yıkım,bd-ak}}}$ ile $\dot{E}_{x_{\text{yıkım,bd-g}}}$ değişkenlerinin toplamıdır. $\dot{E}_{x_{\text{yıkım,bd-ak}}}$ yüzdesel değeri $\dot{E}_{x_{\text{yıkım,bd-g}}}$ değişkenine göre çok daha küçüktür. Örnek olarak 350 °C sıcaklığında sentetik yağın $\dot{E}_{x_{\text{yıkım,bd-ak}}}$ yüzdesi %0,82 iken $\dot{E}_{x_{\text{yıkım,bd-g}}}$ yüzdesi % 31,49 olmaktadır. Şekil 9.13'deki grafikler incelendiğinde, optik hatalardan kaybolan ekserji miktarı her bir akışkan için eşittir ve %24,6 oranındadır. 350 °C sıcaklığında erimiş tuzun ekserji performansı diğerler akışkanlara göre daha iyi ve ısı ekserji kaybı diğerlerine göre daha düşüktür.

Şekil 9.14 ile çalışma akışkanlarının giriş sıcaklığına göre enerji miktarlarının alansal dağılımı olarak gösterilmiştir. Toplam ısı kaybını oluşturan, cam örtü dış yüzeyi ile atmosfer arasındaki taşınım ile ısı kaybı ve cam örtü dış yüzeyi ile gökyüzü arasında oluşan ışınlam ile ısı kaybı da Şekil 9.14 içerisinde eklenmiştir. Şekil 9.15 ile akışkanların giriş sıcaklıklarına göre tüm ekserji ile ilgili değişkenlerin miktarları alansal grafik ile gösterilmiştir.

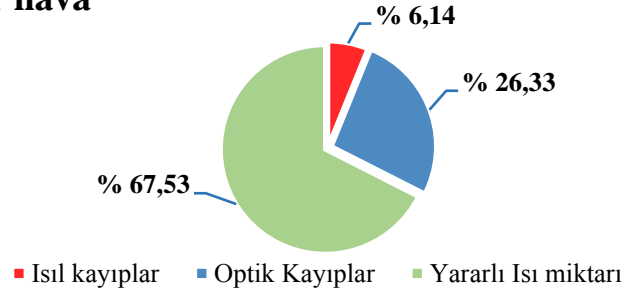
Sentetik yağ



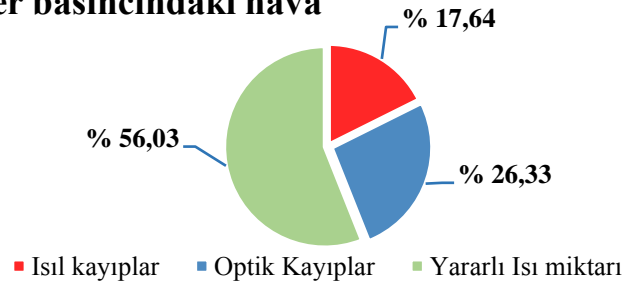
Erimiş tuz



100 bar hava

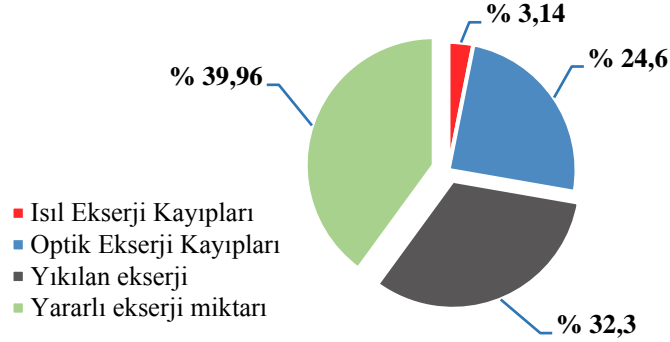


Atmosfer basıncındaki hava

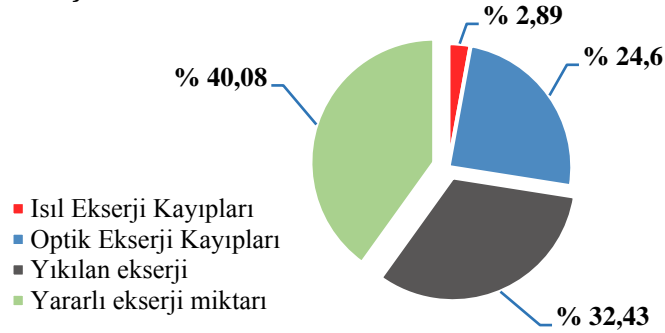


Şekil 9.12. Güneşten gelen enerji %100 olarak kabul edildiğinde, 350 C° giriş sıcaklığında akışkanların enerji değişkenlerinin dağılımları

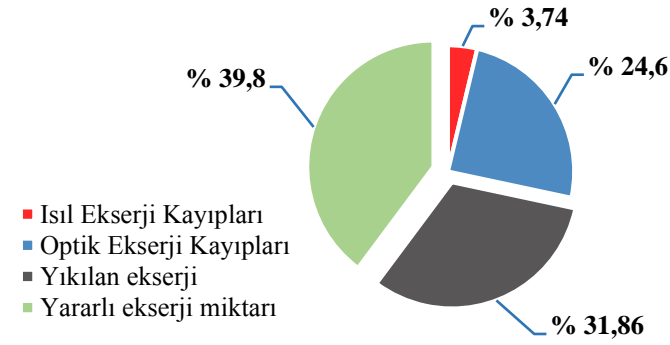
Sentetik yağ



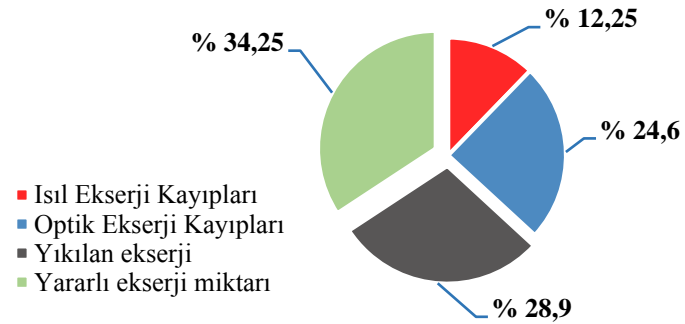
Erimiş tuz



100 bar hava

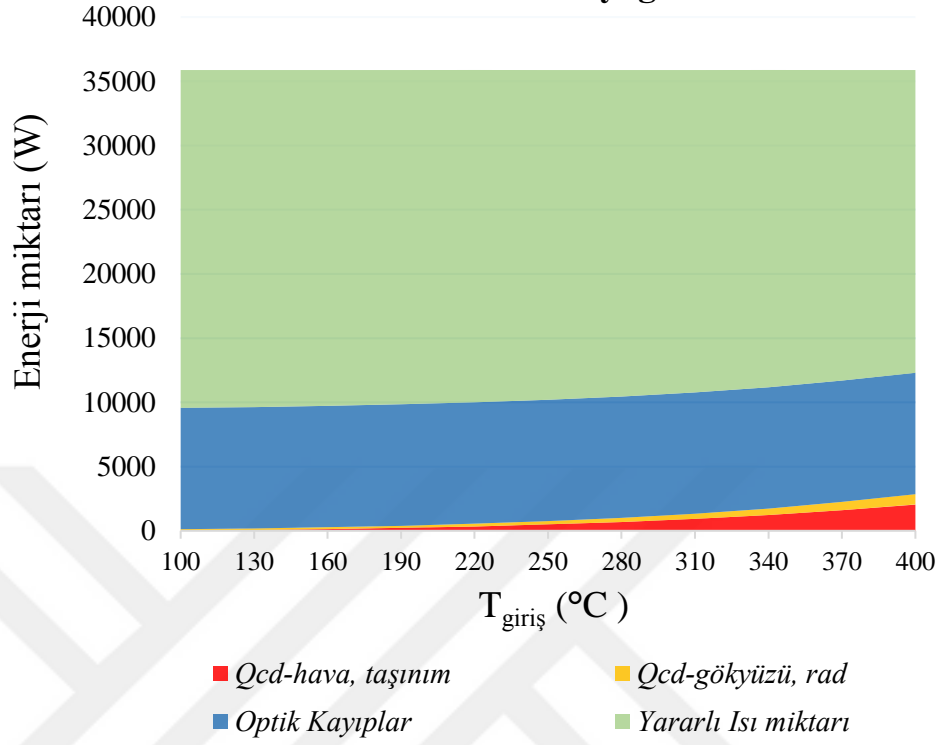


Atmosfer basıncındaki hava

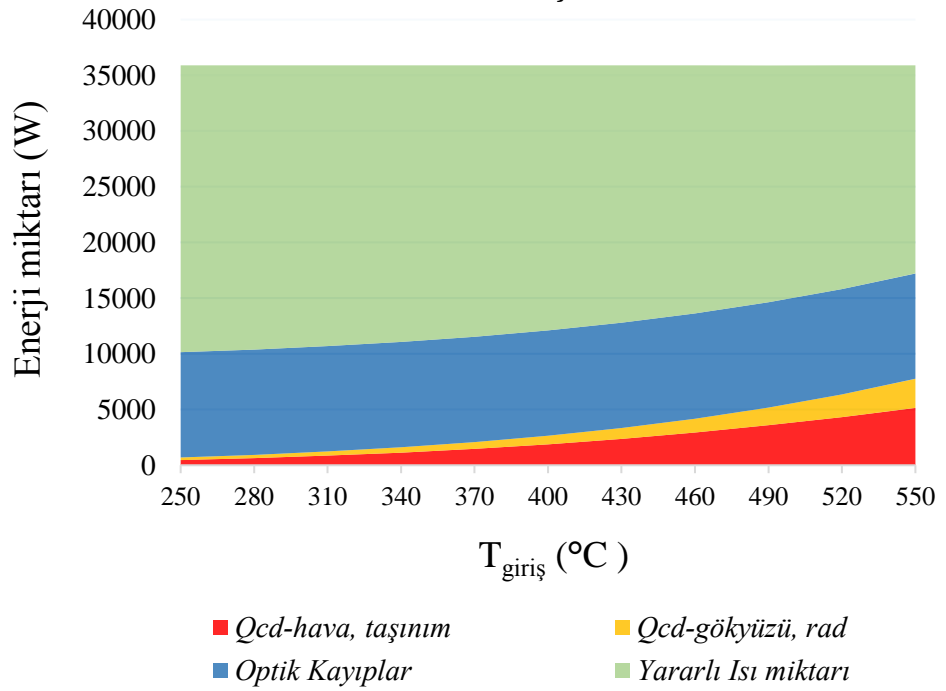


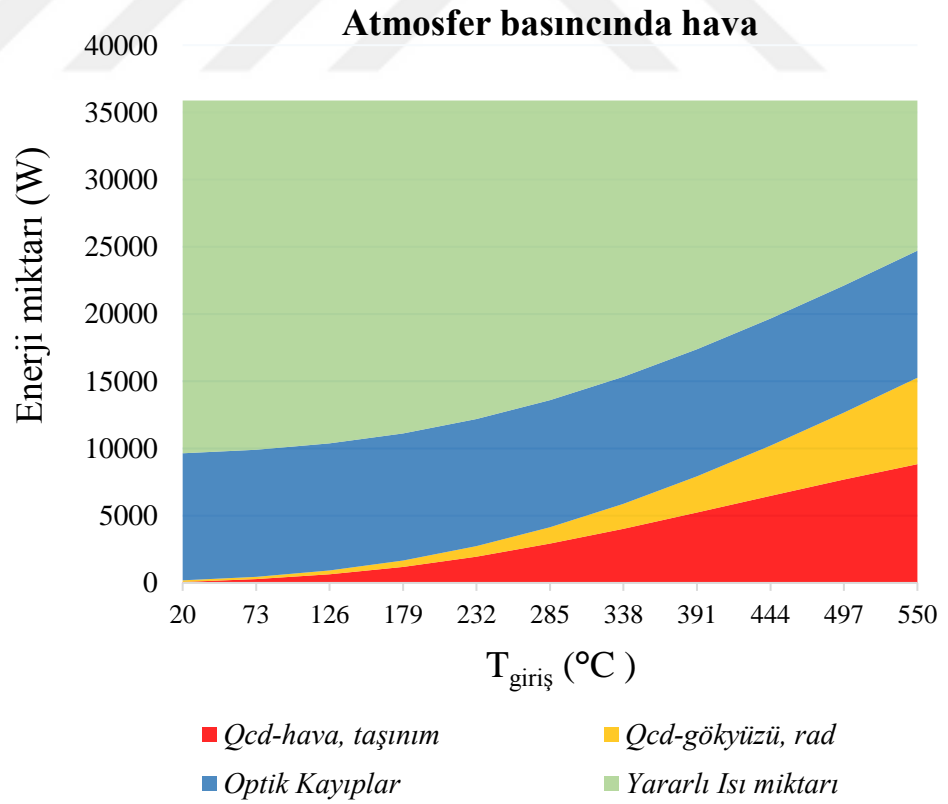
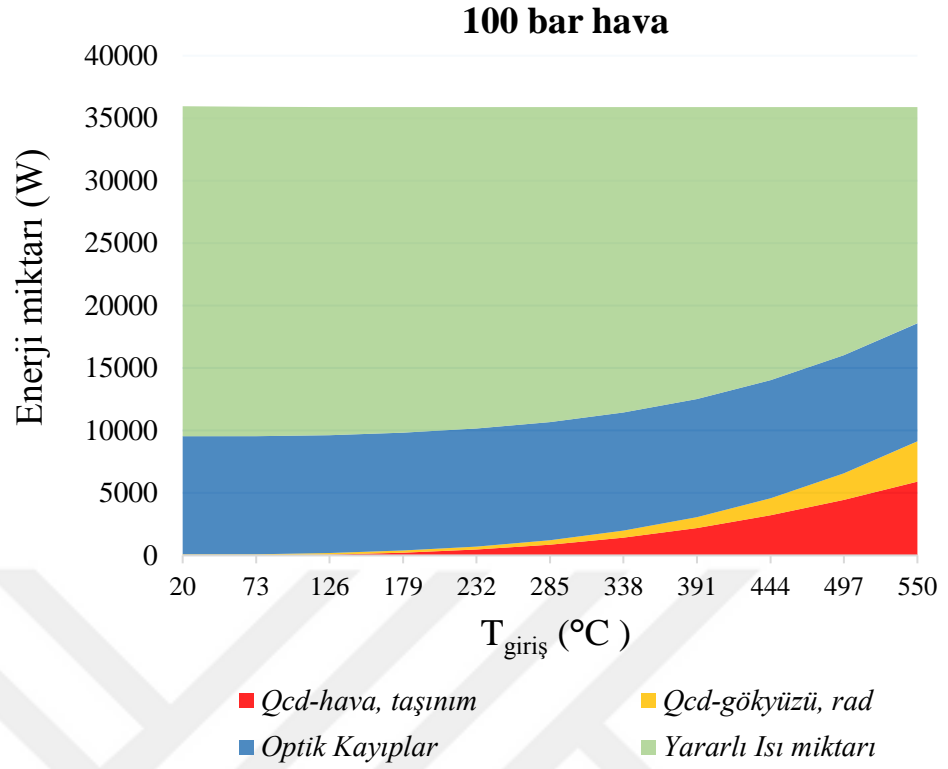
Şekil 9.13. Güneşten gelen ekserji %100 olarak kabul edildiğinde, 350 C° giriş sıcaklığında akışkanların ekserji değişkenlerinin dağılımları

Sentetik yağ



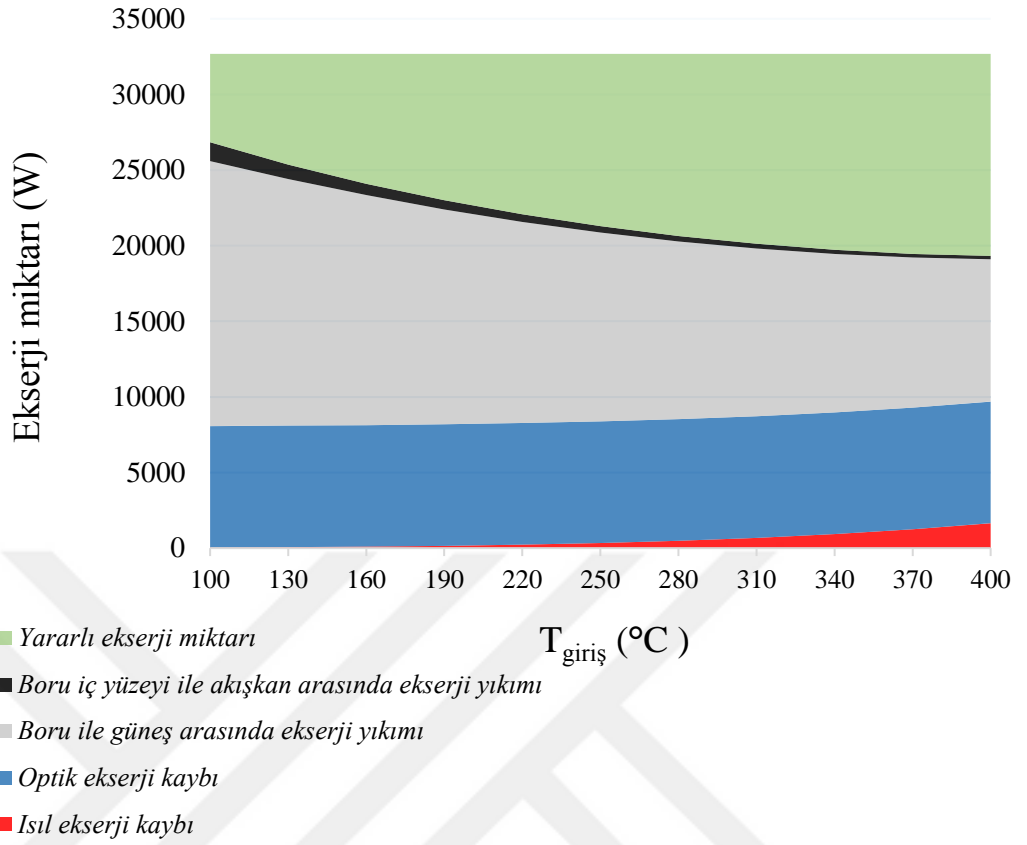
Erimiş tuz



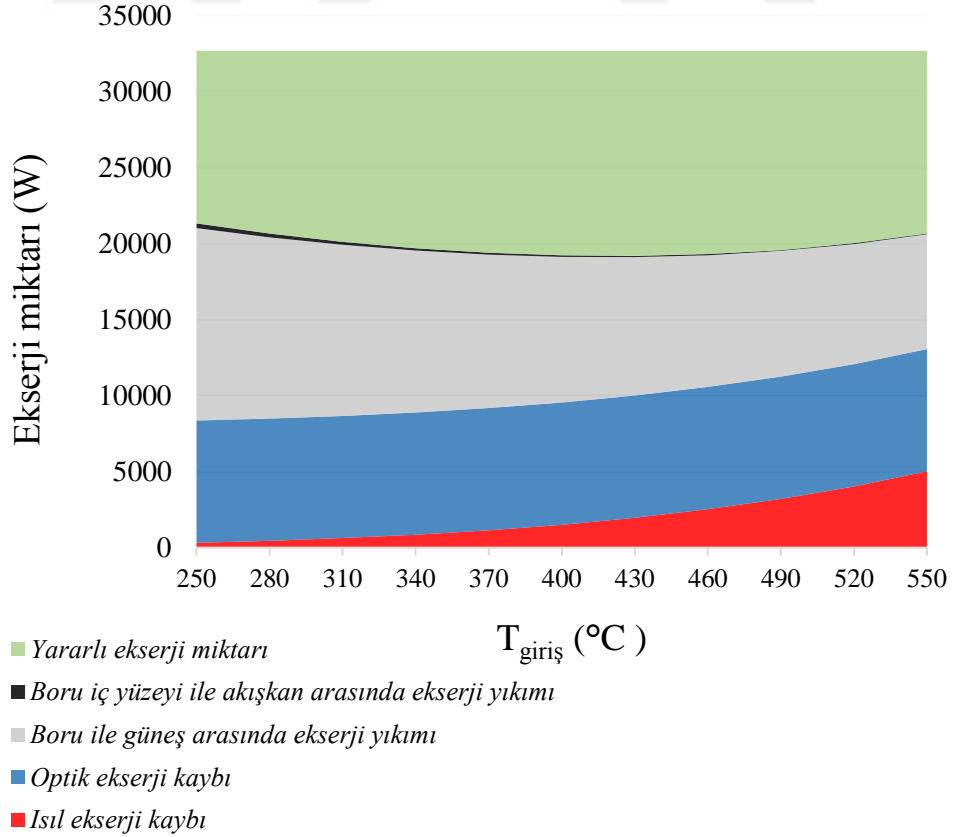


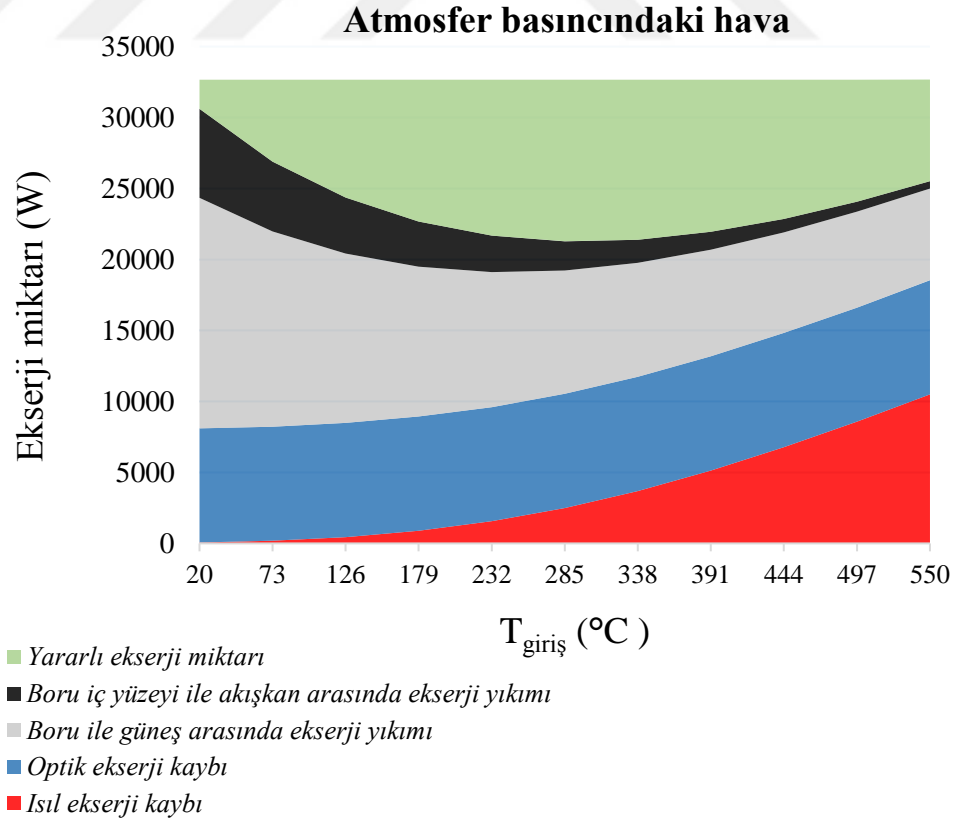
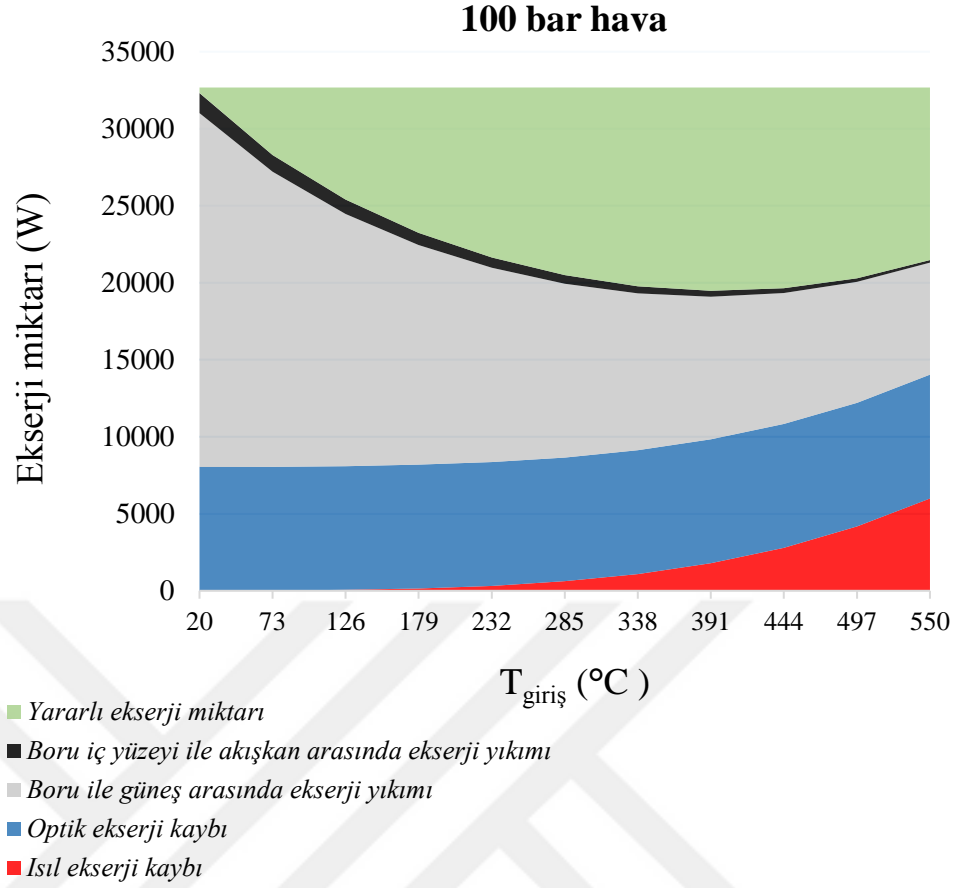
Şekil 9.14. Çalışma akışkanlarının giriş sıcaklığına göre enerji miktarlarının alansal dağılımı

Sentetik yağ



Erimiş tuz





Şekil 9.15. Çalışma akışkanlarının giriş sıcaklığına göre ekserji miktarlarının alansal dağılımı

10. SONUÇ VE ÖNERİLER

Tez kapsamında, birinci bölümde genel olarak güneş sistemleri ve ekserji analizinin gerekliliği hakkında bilgi verilmiştir. Bölüm 2 ile parabolik güneş kolektörleri için önemli olan güneş takip sistemleri hakkında bilgi verilmeden önce güneş açıları ve hesaplamaları gösterilmiştir. Bölüm 3 ile güneş takip sistemleri hakkında genel bilgiler verildikten sonra bu sistemlerin hesaplamalarına ilişkin denklemler verilmiştir. Parabolik güneş kolektörünün geometrik tasarım denklemleri Bölüm 4 ile gösterilmiştir. Sonrasında, bir parabolik güneş kolektörünün enerji ve ekserji analizinin yapılabilmesi için gerekli denklemler Bölüm 5 ve Bölüm 6 ile detaylı olarak gösterilmiştir. Ardından enerji ve ekserji analizlerinin bilgisayar kullanılarak yapılabilmesi için gerekli hesaplama algoritmaları Bölüm 7 ile gösterilmiştir. Ardından oluşturulan bilgisayar programının validasyonu Bölüm 8 içerisinde yapılmıştır. Son olarak Bölüm 9 ile iki adet sıvı çalışma akışkanı olan sentetik yağ ve erimiş tuz ve 1,01 bar (atmosferik basınç) ve 100 bar basınçlı gaz bir akışkan olan hava kullanılarak teorik uygulamalı çalışma tamamlanmıştır. Önemli değişkenler ağırlıklı olarak akışkanların giriş sıcaklıklarına göre değerlendirilmiştir.

Tez kapsamında Bölüm 9 ile parabolik güneş kolektörünün enerji ve ekserji analizinin uygun olarak yapılabilmesi için farklı akışkanlar kullanılmıştır. Parabolik güneş kolektörlerinde yaygın olarak kullanılan Thermaloil-VP1 ve ağırlıkça %60 sodyum nitrat (NaNO_3) ve %40 sodyum nitrat (KNO_3) içeren erimiş tuz sıvı akışkan olarak kullanılmıştır. Ayrıca sıvı akışkanlarla karşılaştırabilmek için bir adet gaz akışkan olan hava, atmosfer basıncında (1,01 bar) ve 100 bar olmak üzere farklı iki basınçta kullanılmıştır. Böylelikle hem sıvı ve gaz akışkanların farkları gözlemlenmiş hem de aynı gaz akışkana ait farklı basınçtaki farklar da incelenmiştir. Yapılan uygulama ile elde edilen sonuçlar özetlenirse;

- Erimiş tuz kendi çalışma sıcaklıklarında en yüksek ısı performansına sahiptir. Erimiş tuzu, 125 °C sıcaklıktan sonra sentetik yağ, ardından 100 bar hava ve en düşük enerji performansına sahip olan akışkan ise atmosfer basıncındaki hava takip etmektedir.
- Havanın basıncı arttıkça termodinamik özellikleri iyileşmekte ve kolektörün ısı verimi belirgin düzeyde artmaktadır.
- Akışkanların tümünün sıcaklıkları arttıkça ısı verimleri düşmektedir. Çünkü giriş sıcaklığının yükselmesi neticesinde absorber borunun dış yüzey sıcaklığı artmaktadır (Şekil 9.11d). Bu artış neticesinde ise ısı kaybı artmakta ve yararlı ısı düşmektedir.

- Isı taşıma katsayısı, Nusselt sayısına, Reynolds sayısına, Prandlt sayılarına ve bu sayılar da akışkanın termodinamik özelliklerine (yoğunluğuna, özgül ısısına, ısı iletkenliğine ve viskozitesine) ve akışkanın debisine bağlıdır. Isı taşınım katsayısı en yüksek erimiş tuz akışkanında gözlenmiş olup bunun belirgin sebebi ise erimiş tuzun yüksek ısı iletkenlik katsayısına bağlı olduğu gösterilmiştir (Şekil 9.6 ve Şekil 9.7b).
- Isı taşınım katsayısı en yüksek olan erimiş tuzdur. Bunun bir sebebi yüksek ısı iletim katsayısına ve Pr değerine sahip olmasıdır (Şekil 9.7c).
- Akışkanların basınç düşümü Reynolds sayısına, yani debi veya akışkan hızına ayrıca akışkanın yoğunluğuna ve viskozitesine bağlıdır. Akışkanın viskozitesinin artması, Reynold sayısının düşmesine sebep olacaktır ve bunun sonucunda akışkanın basınç düşmesi artacaktır. Akışkanın yoğunluğu ve akış hızı arttıkça basınç düşmesi de buna binayen artacaktır. Basınç düşümü en yüksek olan akışkan atmosfer basıncındaki havadır.
- Sıvı akışkanların gaz akışkan olan havaya göre ekserji verimliliklerinin 315 °C giriş sıcaklıklarından sonraki sıcaklıklarda daha iyi olduğu Şekil 9.9 ile görülmektedir. Dahası, 1,01 bar hava 100 bar havaya basınçlandırıldığında, ekserji performansı oldukça yükselmektedir.
- 228 °C sıcaklığından daha düşük giriş sıcaklıklarında, atmosfer basıncındaki havanın ekserji performansı diğer akışkanlara göre daha yüksektir.
- Erimeş tuz 425 °C giriş sıcaklığındaki maksimum ekserji verimi %41,28, sentetik yağın 400 °C sıcaklıkta %40,87, 100 bar havanın 400 °C sıcaklıkta %40,41 ve 1,01 bar havanın 303 °C'de %34,91 olmaktadır.

Atmosfer basıncındaki havanın ısı iletkenliği ve ekserji performansı sıvı akışkanlara göre düşük olmasına rağmen basınçlandırılarak kullanılırsa neredeyse sıvı akışkanlar kadar performanslarının yükseleceği görülmektedir. Ayrıca erimeş tuz yüksek çalışma sıcaklıklarında hem enerji hem de ekserji bakımından diğer akışkanlara göre daha yüksek performanslıdır. Çalışma kapsamında mekanik ve ekonomik ölçütler göz önünde bulundurulmadan sadece akışkanların termodinamik hesaplamaları ve analizleri gerçekleştirilmiştir. Ancak parabolik güneş kolektörü tasarımı ve akışkan seçiminde mekanik ve ekonomik ölçütlerin yanında termodinamik analizlerin de göz önünde bulundurulması önemli ve gerekli bir unsurdur.

KAYNAKLAR DİZİNİ

- Abdulhamed, A. J., Adam, N. M., Ab-Kadir, M. Z. A., & Hairuddin, A. A.,** 2018, Review of solar parabolic-trough collector geometrical and thermal analyses, performance, and applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 91, 822-831.
- Arslan, F. M., & Günerhan, 2017,** Enerji Uygulamalarında Kullanılan Nanoakışkanların Isıl Özellikleri.
- Bakirci, K.,** 2009, Yatay Yüzeyle Gelen Anlık Global Güneş Işınımının Tahmini İçin Basit Bir Hesaplama Metodu. *Isi Bilimi ve Tekniği Dergisi/Journal of Thermal Science & Technology*, 29(2).
- Bauer, T., Pfleger, N., Breidenbach, N., Eck, M., Laing, D., & Kaesche, S.,** 2013, Material aspects of Solar Salt for sensible heat storage. *Applied energy*, 111, 1114-1119.
- Behar, O., Khellaf, A., & Mohammedi, K.,** 2015, A novel parabolic trough solar collector model–Validation with experimental data and comparison to Engineering Equation Solver (EES). *Energy Conversion and Management*, 106, 268-281.
- Bellos, E., & Tzivanidis, C.,** 2017, A detailed exergetic analysis of parabolic trough collectors. *Energy Conversion and Management*, 149, 275-292.
- Bellos, E., Tzivanidis, C., & Antonopoulos, K. A.,** 2016, A detailed working fluid investigation for solar parabolic trough collectors. *Applied Thermal Engineering*, 114, 374-386.
- Bellos, E., Tzivanidis, C., Antonopoulos, K. A., & Gkinis, G.,** 2016, Thermal enhancement of solar parabolic trough collectors by using nanofluids and converging-diverging absorber tube. *Renewable Energy*, 94, 213-222.
- Bellos, E., & Tzivanidis, C.,** 2018, Thermal analysis of parabolic trough collector operating with mono and hybrid nanofluids. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 26, 105-115.
- Bonk, A., Sau, S., Uranga, N., Hernaiz, M., & Bauer, T.,** 2018, Advanced heat transfer fluids for direct molten salt line-focusing CSP plants. *Progress in Energy and Combustion Science*, 67, 69-87.
- Cengel, Y. A., & Ghajar, A. J.,** 2011, Heat and mass transfer (a practical approach, SI version).

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Chaanaoui, M., Vaudreuil, S., & Bounahmidi, T.,** 2016, Benchmark of Concentrating Solar Power plants: historical, current and future technical and economic development. *Procedia Computer Science*, 83, 782-789.
- Chafie, M., Aissa, M. F. B., & Guizani, A.,** 2017, Energetic end exergetic performance of a parabolic trough collector receiver: An experimental study. *Journal of Cleaner Production*, 171, 285-296.
- Cheng, Z. D., He, Y. L., & Cui, F. Q.,** 2012, Numerical study of heat transfer enhancement by unilateral longitudinal vortex generators inside parabolic trough solar receivers. *International journal of heat and mass transfer*, 55(21-22), 5631-5641.
- Coccia, G., Di Nicola, G., & Hidalgo, A.,** 2016, Parabolic trough collector prototypes for low-temperature process heat. Springer.
- Conrado, L. S., Rodriguez-Pulido, A., & Calderón, G.,** 2017, Thermal performance of parabolic trough solar collectors. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 67, 1345-1359.
- Dow,** “SYLTHERM 800 Heat Transfer Fluid”
<https://www.loikitsdistribution.com/files/syltherm-800-product-brochure.pdf>, (Erişim tarihi: 13 Mart 2018)
- Dudley, V. E., Kolb, G. J., Mahoney, A. R., Mancini, T. R., Matthews, C. W., Sloan, M., & Kearney, D.,** 1994, Test results: SEGS LS-2 solar collector. Nasa Sti/recon Technical Report N, 96.
- Dudley, V., Evans L. R., Matthews, C. W.,** 1995, Test Results Industrial Solar Technology Parabolic Trough Solar Collector, Distribution Category UC 1302,1303
- Duffie, J. A., & Beckman, W. A.,** 2013, Solar engineering of thermal processes. John Wiley & Sons.
- Forristall, R.,** 2003, Heat transfer analysis and modeling of a parabolic trough solar receiver implemented in engineering equation solver (No. NREL/TP-550-34169). National Renewable Energy Lab., Golden, CO.(US).
- Fuqiang, W., Zhexiang, T., Xiangtao, G., Jianyu, T., Huaizhi, H., & Bingxi, L.,** 2016, Heat transfer performance enhancement and thermal strain restrain of tube receiver for parabolic trough solar collector by using asymmetric outward convex corrugated tube. *Energy*, 114, 275-292.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Guo, J., Huai, X., & Liu, Z.**, 2016, Performance investigation of parabolic trough solar receiver. *Applied Thermal Engineering*, 95, 357-364.
- Gunerhan, H., & Hepbasli, A.**, 2007, Exergetic modeling and performance evaluation of solar water heating systems for building applications. *Energy and Buildings*, 39(5), 509-516.
- Güven, H. M., & Bannerot, R. B.**, 1986, Determination of error tolerances for the optical design of parabolic troughs for developing countries. *Solar energy*, 36(6), 535-550.
- Hachicha, A. A., Rodríguez, I., Capdevila, R., & Oliva, A.**, 2013, Heat transfer analysis and numerical simulation of a parabolic trough solar collector. *Applied energy*, 111, 581-592.
- Hafez, A. Z., Yousef, A. M., & Harag, N. M.**, 2018, Solar tracking systems: Technologies and trackers drive types—A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 91, 754-782.
- Hepbasli, A.**, 2008, A key review on exergetic analysis and assessment of renewable energy resources for a sustainable future. *Renewable and sustainable energy reviews*, 12(3), 593-661.
- Huang, Z., Li, Z. Y., Yu, G. L., & Tao, W. Q.**, 2016, Numerical investigations on fully-developed mixed turbulent convection in dimpled parabolic trough receiver tubes. *Applied Thermal Engineering*, 114, 1287-1299.
- Jaramillo, O. A., Borunda, M., Velazquez-Lucho, K. M., & Robles, M.**, 2016, Parabolic trough solar collector for low enthalpy processes: an analysis of the efficiency enhancement by using twisted tape inserts. *Renewable energy*, 93, 125-141.
- Kabir, E., Kumar, P., Kumar, S., Adelodun, A. A., & Kim, K. H.**, 2018, Solar energy: Potential and future prospects. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 82, 894-900.
- Kadoya, K., Matsunaga, N., & 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.
- Kalogirou, S. A.**, 2004, Solar thermal collectors and applications. *Progress in energy and combustion science*, 30(3), 231-295.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Kalogirou, S. A.**, 2012, A detailed thermal model of a parabolic trough collector receiver. *Energy*, 48(1), 298-306.
- Kalogirou, S. A.**, 2014, *Solar energy engineering: processes and systems*. Academic Press.
- Kalogirou, S. A., Karellas, S., Braimakis, K., Stanciu, C., & Badescu, V.**, 2016, Exergy analysis of solar thermal collectors and processes. *Progress in Energy and Combustion Science*, 56, 106-137.
- Kizilkan, O., Kabul, A., & Dincer, I.**, 2016, Development and performance assessment of a parabolic trough solar collector-based integrated system for an ice-cream factory. *Energy*, 100, 167-176.
- Kreith, F., & Goswami, D. Y.**, 2007, *Handbook of energy efficiency and renewable energy*. Crc Press.
- Lemmon, E. W., Jacobsen, R. T., Penoncello, S. G., & Friend, D. G.**, 2000, Thermodynamic properties of air and mixtures of nitrogen, argon, and oxygen from 60 to 2000 K at pressures to 2000 MPa. *Journal of physical and chemical reference data*, 29(3), 331-385.
- Lenergeek**, <http://lenergeek.com/2013/07/26/alstom-et-soitec-vont-developper-le-solaire-a-concentration-en-france/> (Erişim tarihi: 16 Ekim 2018)
- Loni, R., Asli-ardeh, E. A., Ghobadian, B., Kasaeian, A. B., & Gorjian, S.**, 2017, Thermodynamic analysis of a solar dish receiver using different nanofluids. *Energy*, 133, 749-760.
- Lovegrove, K., & Stein, W.** (Eds.), 2012, *Concentrating solar power technology: principles, developments and applications*. Elsevier.
- Madadi, V., Tavakoli, T., & Rahimi, A.**, 2014, First and second thermodynamic law analyses applied to a solar dish collector. *Journal of Non-Equilibrium Thermodynamics*, 39(4), 183-197.
- Muñoz-Anton, J., Biencinto, M., Zarza, E., & Díez, L. E.**, 2014, Theoretical basis and experimental facility for parabolic trough collectors at high temperature using gas as heat transfer fluid. *Applied Energy*, 135, 373-381.
- Mwesigye, A., & Meyer, J. P.**, 2017, Optimal thermal and thermodynamic performance of a solar parabolic trough receiver with different nanofluids and at different concentration ratios. *Applied Energy*, 193, 393-413.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Mwesigye, A., Yılmaz, İ. H., & Meyer, J. P.**, 2018, Numerical analysis of the thermal and thermodynamic performance of a parabolic trough solar collector using SWCNTs-Therminol® VP-1 nanofluid. *Renewable Energy*, 119, 844-862.
- Nsengiyumva, W., Chen, S. G., Hu, L., & Chen, X.**, 2018, Recent advancements and challenges in Solar Tracking Systems (STS): A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 81, 250-279.
- Padilla, R. V., Fontalvo, A., Demirkaya, G., Martinez, A., & Quiroga, A. G.**, 2014, Exergy analysis of parabolic trough solar receiver. *Applied Thermal Engineering*, 67(1-2), 579-586.
- Saidur, R., BoroumandJazi, G., Mekhlif, S., & Jameel, M.**, 2012, Exergy analysis of solar energy applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(1), 350-356.
- Skouri, S., Ali, A. B. H., Bouadila, S., Salah, M. B., & Nasrallah, S. B.**, 2016, Design and construction of sun tracking systems for solar parabolic concentrator displacement. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 60, 1419-1429.
- Song, X., Dong, G., Gao, F., Diao, X., Zheng, L., & Zhou, F.**, 2014, A numerical study of parabolic trough receiver with nonuniform heat flux and helical screw-tape inserts. *Energy*, 77, 771-782.
- Suzuki, A.**, 1988, General theory of exergy-balance analysis and application to solar collectors. *Energy*, 13(2), 153-160.
- Therminol**, “*Therminol VP-1 heat transfer fluid*”, https://www.therminol.com/sites/therminol-prd.us-east-1.elasticbeanstalk.com/files/documents/TF09A_Therminol_VP1.pdf, (Erişim tarihi: 28 Ağustos 2018)
- Wang, Y., Liu, Q., Lei, J., & Jin, H.**, 2014, A three-dimensional simulation of a parabolic trough solar collector system using molten salt as heat transfer fluid. *Applied Thermal Engineering*, 70(1), 462-476.
- Yaghoubi, M., Ahmadi, F., & Bandehee, M.**, 2013, Analysis of heat losses of absorber tubes of parabolic through collector of shiraz (iran) solar power plant. *Journal of Clean Energy Technologies*, 1(1), 33-37.
- Yılmaz, İ. H., & Mwesigye, A.**, 2018, Modeling, simulation and performance analysis of parabolic trough solar collectors: A comprehensive review. *Applied energy*, 225, 135-174.

EKLER**Ek-1 Çalışma Akışkanlarının Sıcaklığa Bağlı Termofiziksel Özellikleri****Syltherm 800 (Dow, 2018)****Yoğunluk;**

SSE: 0,0003002, R-square: 1, Adjusted R-square: 10,002775

$$\rho_{ak} = -1,671E-06T_{ak}^3 + 0,0004212T_{ak}^2 - 0,9166T_{ak} + 953,2$$

Özgül ısı;

SSE: 3,382, R-square: 1, Adjusted R-square: 1, RMSE: 0,2872

$$c_{p,ak} = 1,708T_{ak} + 1574$$

Isı iletim katsayısı;

R-square: 1 , RMSE: 3,009E-05

$$k_{ak} = -0,0001881T_{ak} + 0,1388$$

Dinamik viskozite;

R-square: 0,9999, Adjusted R-square: 0,9999, RMSE: 6,487E-05

$$\mu_{ak} = \frac{(-0,1202T_{ak} + 105)}{(T_{ak}^2 + 149,3T_{ak} + 6789)}$$

Therminol-VP-1 (Therminol, 2018)**Yoğunluk;**

SSE: 6,797, R-square: 1, RMSE: 0,4345

$$\rho_{ak} = -6,59E-09T_{ak}^4 + 3,497E-06T_{ak}^3 + -0,0009204T_{ak}^2 + -0,7312T_{ak} + 1079$$

Özgül ısı;

SSE: 1549, R-square: 0,9997 Adjusted R-square: 0,9996 RMSE: 6,471

$$c_{p,ak} = 8,171E-06T_{ak}^3 + -0,004768 T_{ak}^2 + 3,505T_{ak} + 1469$$

Isı iletim katsayısı;

SSE: 3.105E-08, R-square: 1, Adjusted R-square: 1 RMSE: 2.897E-05

$$k_{ak} = 1,115E-12T_{ak}^3 - 1.739E-07T_{ak}^2 - 8,694E-05T_{ak} + 0,1381$$

Dinamik viskozite;

SSE: 1,008e-09, R-square: 1, Adjusted R-square: 1, RMSE: 5,292e-06

$$\mu_{ak} = (-2,056E-06T_{ak}^2 + 0,02523T_{ak} + 20,76) / (T_{ak}^2 + 113,9 T_{ak} + 2277)$$

Erimiş tuz %60 NaNO₃ - %40 KNO₃ (Bonk et al., 2018; Bauer et al.,2013)

Yoğunluk;

$$\rho_{ak} = (2,1060 - 6,6795E-04T_{ak})1000$$

Özgül ısı;

$$c_{p,ak} = (1,5404 + 3,0924E-05T_{ak})1000$$

Isı iletim katsayısı;

$$k_{ak} = 0,3804 + 3,452E-04T_{ak}$$

Dinamik viskozite;

$$\mu_{ak} = (22,714 - 0,12T_{ak} + 2,281E-04T_{ak}^2 - 1,474E-07T_{ak}^3) / 1000$$

100 Bar basıncındaki hava (Lemmon et al.,2000 ; Kadoya et. al, 1985)

Yoğunluk;

SSE: 7,866E-06, R-square: 1, Adjusted R-square: 1, RMSE: 0,0008096

$$\rho_{ak} = \frac{(3,497E+04(T_{ak}+273,15) - 1,905E+06)}{\left((T_{ak}+273,15)^2 - 5,777(T_{ak}+273,15) - 1,484E+04 \right)}$$

Özgül ısı;

SSE: 1,288, R-square: 0,9999, Adjusted R-square: 0,9999, RMSE: 0,3422

$$c_{p,ak} = \frac{\left(-0,0001728(T_{ak}+273,15)^3 + 0,6213(T_{ak}+273,15)^2 + 579(T_{ak}+273,15) - 1,128E+04 \right)}{\left((T_{ak}+273,15) - 116,1 \right)}$$

Isı iletim katsayısı;

SSE: 4,365E-08, R-square: 1, Adjusted R-square: 1, RMSE: 5,795E-05

$$k_{ak} = -4,176E-09 (T_{ak}+273,15)^2 + 5,941E-05(T_{ak}+273,15) + 0,01366$$

Dinamik viskozite;

SSE: 5,748E-14, R-square: 1, Adjusted R-square: 1, RMSE: 6,65E-08

$$\mu_{ak} = -7,394E-12(T_{ak}+273,15)^2 + 4,288E-08(T_{ak}+273,15) + 8,422E-06$$

Atmosfer basıncındaki hava (1,01 bar) (Cengel ve Ghajar, 2011)

Yoğunluk;

SSE: 4,783E-07, R-square: 1, Adjusted R-square: 1, RMSE: 0,0001509

$$\rho_{ak} = (1,982E-08T_{ak}^3 - 3,095E-05T_{ak}^2 + 0,01851T_{ak} + 346,6) / (T_{ak} + 268,2)$$

Özgül ısı;

SSE: 5,791, R-square: 0,9998, Adjusted R-square: 0,9998, RMSE: 0,5131

$$c_{p,ak} = -6,59E-07T_{ak}^3 + 0,0007884T_{ak}^2 - 0,05776T_{ak} + 1008$$

Isı iletim katsayısı;

SSE: 7,638E-09, R-square: 1, Adjusted R-square: 1, RMSE: 1,822E-05

$$k_{ak} = -2,238E-08T_{ak}^2 + 7,519E-05T_{ak} + 0,02365$$

Dinamik viskozite;

SSE: 6,932e-05, R-square: 1, Adjusted R-square: 1, RMSE: 0,001775

$$\mu_{ak} = (1,189E-09T_{ak}^3 - 2,713E-06T_{ak}^2 + 0,004715T_{ak} + 1,734)E-05$$

Ek-2 Çalışma Akışkanlarının Sıcaklığa Bağlı Termofiziksel Özelliklerinin grafik halinde gösterilmesi

