BURSA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ❖ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SOLAR TERMAL SİSTEMLERDE KULLANILMAK ÜZERE DEĞİŞKEN KESİTLİ PARABOLİK KOLLEKTÖR TASARIMI, OPTİMİZASYONU VE TERMODİNAMİK ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mehmet Canalp KÜLAHLI

Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı

OCAK 2019

BURSA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ❖ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SOLAR TERMAL SİSTEMLERDE KULLANILMAK ÜZERE DEĞİŞKEN KESİTLİ PARABOLİK KOLLEKTÖR TASARIMI, OPTİMİZASYONU VE TERMODİNAMİK ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mehmet Canalp KÜLAHLI
(171083508)

Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı : Doç. Dr. Songül AKBULUT ÖZEN
Eş Danışman : Prof. Dr. Akın Burak ETEMOĞLU

OCAK 2019

BTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 171083508 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Mehmet Canalp KÜLAHLI, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "SOLAR TERMAL SİSTEMLERDE KULLANILMAK ÜZERE DEĞİŞKEN KESİTLİ PARABOLİK KOLLEKTÖR TASARIMI, OPTİMİZASYONU VE TERMODİNAMİK ANALİZİ" başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı :	**Doç. Dr. Songül AKBULUT ÖZEN** Bursa Teknik Üniversitesi	.....
Eş Danışman :	**Prof.Dr. Akın Burak ETEMOĞLU** Uludağ Üniversitesi	.....
Jüri Üyeleri :	**Doç. Dr. Erhan PULAT** Uludağ Üniversitesi	.....
	Dr. Öğretim Üyesi Tayfun TANBAY Bursa Teknik Üniversitesi	.....

Savunma Tarihi : 24 Ocak 2019

FBE Müdürü :	**Doç. Dr. Murat ERTAŞ** Bursa Teknik Üniversitesi	..... **...../...../.....**

İNTİHAL BEYANI

Bu tezde görsel, işitsel ve yazılı biçimde sunulan tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uyularak tarafımdan elde edildiğini, tez içinde yer alan ancak bu çalışmaya özgü olmayan tüm sonuç ve bilgileri tezde kaynak göstererek belgelediğimi, aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul ettiğimi beyan ederim.

Mehmet Canalp KÜLAHLI

İmzası :

Aileme,

ÖNSÖZ

Tez çalışmamda bilgi ve deneyimlerinden yararlandığım sayın tez danışmanım Doç. Dr. Songül AKBULUT ÖZEN'e ve sayın eş danışmanım Prof. Dr. Akın Burak ETEMOĞLU'na çok teşekkür ederim. Hayatımın her aşamasında desteklerini sürekli olarak hissettiğim değerli aileme ve arkadaşlarıma çok teşekkür ederim.

Ocak 2019 Mehmet Canalp KÜLAHLI

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ ..... **v**
İÇİNDEKİLER ..... **vi**
KISALTMALAR ..... **vii**
SEMBOLLER ..... **viii**
ÇİZELGE LİSTESİ ..... **ix**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **x**
ÖZET ..... **xii**
SUMMARY ..... **xiii**
1. GİRİŞ **1**
1.1 Literatür Araştırması 5
1.2 Tezin Amacı 7
1.3 Temel Bilgiler 8
1.3.1 Elektromanyetik dalgalar 8
1.3.2 Isıl ışınım 9
1.3.3 Kara cisim ışınımı 9
1.3.4 Işınım özellikleri 10
1.3.5 Güneş ışınımı 12
1.3.6 CSP sistemleri 14
1.3.7 Parabolik oluk kollektörler 16
2. PARABOLİK OLUK KOLLEKTÖR MODELİ VE SAYISAL METOT **20**
2.1 Yüzey Tanımı 20
2.2 Işın Takibi 21
2.3 Fiziksel ve Termal Model 22
2.4 Optik ve Termofiziksel Özellikler 24
2.5 Korunum Denklemleri 25
2.6 Sınır Şartları 28
2.7 Simülasyon Durumları 29
3. DOĞRULAMA **34**
3.1 Modelin Literatür ile Karşılaştırılması 34
3.2 Eleman Sayısından Bağımsızlık 35
4. BULGULAR **38**
4.1 Parametrik Analizler 38
4.2 Akış Hızı Optimizasyonu 50
5. SONUÇ VE ÖNERİLER **54**
5.1 Sonuçlar 54
5.2 Öneriler 55
KAYNAKLAR **56**
EKLER **60**
ÖZGEÇMİŞ **63**

KISALTMALAR

CEL : CFX Expression Language
CFD : Computational Fluid Dynamics
CSP : Concentrated Solar Power
CSV : Comma Separated Value
ÇYI : Çıkışta Yüksek Isı Akısı
DNS : Direct Numerical Simulation
FVM : Finite Volume Method
GYI : Girişte Yüksek Isı Akısı
HTF : Heat Transfer Fluid
MCRT : Monte Carlo Ray Tracing
PTC : Parabolic Trough Collector
PV : Photovoltaic

SEMBOLLER

C	**:** Odaklama oranı
c	**:** Yayınım hızı
c_p	**:** Isı kapasitesi
D	**:** Çap
E	**:** Enerji
E_b	**:** Yayma gücü
f	**:** Ortalama odak uzaklığı
G	**:** Gelen ışınım
h	**:** Isı taşınım katsayısı
I	**:** Isı akısı, akım
k	**:** Isı iletim katsayısı, geometrik faktör
L	**:** Uzunluk
$\dot{m}$	**:** Kütlesel debi
n	**:** Eleman sayısı
P	**:** Güç, basınç
p	**:** Uçlardaki odak uzaklığı
Q	**:** Isı
T	**:** Sıcaklık
V	**:** Gerilim, hız
W	**:** İş
α	**:** Soğurganlık
ε	**:** Yayıcılık
η	**:** Verim
λ	**:** Dalga boyu
μ	**:** Viskozite
ν	**:** Frekans
ρ	**:** Yoğunluk, yansıtıcılık
τ	**:** Geçirgenlik
$\varphi_{uç}$	**:** Uç açısı

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : LS-2'nin boyutları **23**
Çizelge 2.2 : Simülasyon şartları. **30**
Çizelge 2.3 : İncelenen yansıtıcıların geometrik boyutları. **30**
Çizelge 2.4 : Giriş hızları ve boyutsuz sayılar **32**
Çizelge 3.1 : Doğrulama çalışması sonuçları. **35**

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Dünya enerji tüketim istatistikleri **1**
Şekil 1.2 : Dünya kurulu yenilenebilir enerji kapasitesi istatistikleri **2**
Şekil 1.3 : Dünya güneş enerjisi kurulu gücü (üstte) ve elektrik üretimi (altta) **3**
Şekil 1.4 : PV hücre verimi – sıcaklık **3**
Şekil 1.5 : Türkiye kurulu güneş enerjisi **5**
Şekil 1.6 : Elektromanyetik dalga spektrumu **9**
Şekil 1.7 : Kara cismin, dalga boyuna göre ışınım yayma gücü **11**
Şekil 1.8 : Gerçek yüzeylerin a) yayıcılığı b) ışınım yayma gücü **11**
Şekil 1.9 : Yarı geçirgen yüzey için ışınım özellikleri **12**
Şekil 1.10 : Güneş ve dünya arasındaki mesafe **13**
Şekil 1.11 : Güneş ile dünya arasında gerçekleşen ışınım **13**
Şekil 1.12 : Güneş ışınımının spektral dağılımı **14**
Şekil 1.13 : CSP sistemleri **15**
Şekil 1.14 : Güneş enerjili Organik Rankine Çevrimi **16**
Şekil 1.15 : Çevrimin sıcaklık-entropi diyagramı **16**
Şekil 1.16 : Parabolik oluk kollektör kesiti **17**
Şekil 1.17 : Sabit genişlikte uç açısına göre parabol uzunluğu **18**
Şekil 1.18 : Soğurucu çevresi boyunca ısı akısı profilinin uç açısıyla değişimi **18**
Şekil 1.19 : PTC ısıl modeli şematik gösterim(üstte), ısıl direnç devresi(altta) **19**
Şekil 2.1 : Değişken odak uzaklıklı parabolik yüzeyli kollektör **21**
Şekil 2.2 : Parabolik Elemanlar, n=3 (sağ), n=100 (sol) **22**
Şekil 2.3 : LS-2'nin şematik gösterimi **23**
Şekil 2.4 : Kurulan numerik model **33**
Şekil 3.1 : Doğrulama çalışması sonuçları **34**
Şekil 3.2 : Eleman sayısına göre çıkış sıcaklığının değişimi **36**
Şekil 3.3 : Eleman sayısı adımına göre çıkış sıcaklığının % değişimi **36**
Şekil 3.4 : Ağ yapısının izometrik görünüşü **36**
Şekil 3.5 : Ağ yapısının izometrik görünüşü (detay) **37**
Şekil 3.6 : Ağ yapısının önden görünüşü **37**
Şekil 3.7 : Ağ yapısının önden görünüşü (detay) **37**
Şekil 4.1 : Çıkış sıcaklığı – geometrik faktör **38**
Şekil 4.2 : Faydalı ısı – geometrik faktör **39**
Şekil 4.3 : Isıl verim – geometrik faktör **39**
Şekil 4.4 : k = 1 için çıkış sıcaklığı konturu **39**
Şekil 4.5 : k = 5,25 ÇYI için çıkış sıcaklığı konturu **40**
Şekil 4.6 : k = 5,25 GYI için çıkış sıcaklığı konturu **40**
Şekil 4.7 : Basınç kaybı – geometrik faktör **40**
Şekil 4.8 : Pompa işi – geometrik faktör **41**
Şekil 4.9 : k = 1 için basınç konturu **41**
Şekil 4.10 : k = 5,25 için basınç konturu **41**

Şekil 4.11 : k = 5,25 için basınç konturu **42**
Şekil 4.12 : Ortalama soğurucu sıcaklığı – geometrik faktör **42**
Şekil 4.13 : k = 1 için soğurucu yüzey sıcaklığı **43**
Şekil 4.14 : k = 5,25 ÇYI için soğurucu yüzey sıcaklığı **43**
Şekil 4.15 : k = 5,25 GYI için soğurucu yüzey sıcaklığı **43**
Şekil 4.16 : k = 1 için hızın z bileşeni, z = 0,5 ..... **44**
Şekil 4.17 : k = 5,25 ÇYI için hızın z bileşeni, z = 0,5 ..... **44**
Şekil 4.18 : k = 5,25 GYI için hızın z bileşeni, z = 0,5 ..... **45**
Şekil 4.19 : k = 1 için hızın x bileşeni, z = 0,5 ..... **45**
Şekil 4.20 : k = 5,25 GYI için hızın x bileşeni, z = 0,5 ..... **45**
Şekil 4.21 : k = 5,25 ÇYI için hızın x bileşeni, z = 0,5 ..... **46**
Şekil 4.22 : k = 1 için hızın y bileşeni, z = 0,5 ..... **46**
Şekil 4.23 : k = 5,25 GYI için hızın y bileşeni, z = 0,5 ..... **46**
Şekil 4.24 : k = 1 ÇYI için hızın y bileşeni, z = 0,5 ..... **47**
Şekil 4.25 : k = 1 için ikincil akış vektörleri, z = 0,1 ..... **47**
Şekil 4.26 : k = 5,25 GYI için ikincil akış vektörleri, z = 0,1 ..... **48**
Şekil 4.27 : k = 5,25 ÇYI için ikincil akış vektörleri, z = 0,1 ..... **48**
Şekil 4.28 : k = 1 için ikincil akış vektörleri, z = 0,5 ..... **48**
Şekil 4.29 : k = 5,25 GYI için ikincil akış vektörleri, z = 0,5 ..... **49**
Şekil 4.30 : k = 5,25 ÇYI için ikincil akış vektörleri, z = 0,5 ..... **49**
Şekil 4.31 : k = 1 için ikincil akış vektörleri, z = 0,9 ..... **49**
Şekil 4.32 : k = 5,25 GYI için ikincil akış vektörleri, z = 0,9 ..... **50**
Şekil 4.33 : k = 5,25 ÇYI için ikincil akış vektörleri, z = 0,9 ..... **50**
Şekil 4.34 : Çıkış sıcaklığı – akış hızı **51**
Şekil 4.35 : Faydalı ısı – akış hızı **51**
Şekil 4.36 : Basınç düşüşü – akış hızı **52**
Şekil 4.37 : Pompa işi – akış hızı **52**
Şekil 4.38 : Net enerji kazancı – akış hızı **53**

SOLAR TERMAL SİSTEMLERDE KULLANILMAK ÜZERE DEĞİŞKEN KESİTLİ PARABOLİK KOLLEKTÖR TASARIMI, OPTİMİZASYONU VE TERMODİNAMİK ANALİZİ

ÖZET

Yoğunlaştırmalı güneş enerjisi sistemleri, birincil enerji kaynağı olan güneşten faydalanma yöntemlerinden biridir. En yaygın yoğunlaştırmalı güneş enerjisi sistemleri parabolik oluk kollektörleridir. Parabolik oluk aynalar, güneş ışınımını bir doğrultuda yansıtır. Bu doğrultuya yerleştirilen bir soğurucu ile güneş enerjisi ısıl enerjiye dönüştürülür. Bu kollektörler gerek elektrik enerjisi üretiminde gerekse proses ısısı sistemlerinde kullanılmaktadır. Parabolik oluk kollektörlerin yaygınlaşması ve verimlerinin arttırılması için farklı araştırma geliştirme çalışmaları süregelmektedir. Bu çalışmaların çoğu soğurucu yapısını veya akışkan özelliklerini değiştirerek ısı transferi miktarını arttırmayı amaçlamaktadır. Öte yandan toplayıcı yüzeyiyle ilgili çalışma sayısı görece daha azdır.

Bu tez çalışmasında, odaklamalı güneş enerjisi sistemlerinde kullanılmak üzere değişken parabolik kesitli yeni bir yüzey tanımlanmıştır. Bu yüzeyin eksen boyunca parabolik kesidi değişirken, odak doğrultusu aynı kalmaktadır. Tanımlanan yüzeyin ısıl performansa etkilerini incelemek üzere numerik bir model kurulmuştur. İlk aşamada Matlab programında yazılan bir kod ile yüzeye ait geometrik parametreler girilerek yüzey sonlu parabolik elemanlara ayrılmış ve her bir elemana ait konum ve odak uzaklığı gibi veriler elde edilmiştir. Daha sonra bu veriler bir ışın takip programı olan SolTrace'e aktarılarak soğurucu üzerinde gerçekleşen ısı akısı profili elde edilmiştir. Sonrasında bu ısı akısı profili bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı olan ANSYS CFX'e aktarılarak, akış-ısı transferi simülasyonları gerçekleştirilmiştir. Kurulan modelin doğruluğu literatürdeki diğer sonuçlarla karşılaştırılarak tayin edilmiştir. Ayrıca eleman sayısından bağımsızlık çalışması gerçekleştirilmiştir.

Geleneksel parabolik oluk kollektörlerin aksine tanımlanan geometri soğurucu boyunca asimetriktir. Bu nedenle akış yönü bir tasarım parametresi haline gelmektedir. Bu iki durum girişte yüksek ısı akısı (GYI) ve çıkışta yüksek ısı akısı (ÇYI) olarak tanımlanmıştır. Ayrıca tanımlanan kollektör yeni bir geometrik parametre içermektedir. Bu parametre uçlardaki odak uzaklıklarının birbirine oranıdır (k). Bu parametre ile birlikte akış yönünün etkileri aynı zamanda sabit kesitli referans durumu da göz önüne alınarak incelenmiştir. Çalışmanın sonuncunda artan k faktörü ile akış karakteristiklerindeki değişimin arttığı gözlemlenmiştir. Herhangi bir büyüklüğün artması veya azalmasının ise akış yönüne bağlı olduğu belirlenmiştir.

Anahtar kelimeler: Odaklamalı Güneş Enerjisi, Parabolik Oluk Kollektörler, HAD, Işın Takibi, Isıl Analiz.

DESIGN, OPTIMIZATION AND THERMODYNAMIC ANALYSIS OF A PARABOLIC TROUGH COLLECTOR WITH VARYING CROSS-SECTION FOR UTILIZATION IN A SOLAR-THERMAL SYSTEM

SUMMARY

One of the methods to utilize solar energy, which is the primary source of energy is concentrated solar power systems. Parabolic trough collectors are one of the most common systems. They consist a parabolic mirror which focuses sun rays to a focal line and an absorber placed along this line converts solar energy to thermal energy. These collectors are employed both for power and process heat generation. Different studies are being conducted to achieve higher thermal efficiencies which enable these collectors to become more popular. Most of the studies are focusing on either different absorber configurations or different heat transfer fluids to achieve higher heat transfer rates. On the other hand, the number of studies which are about reflector's structure is relatively low.

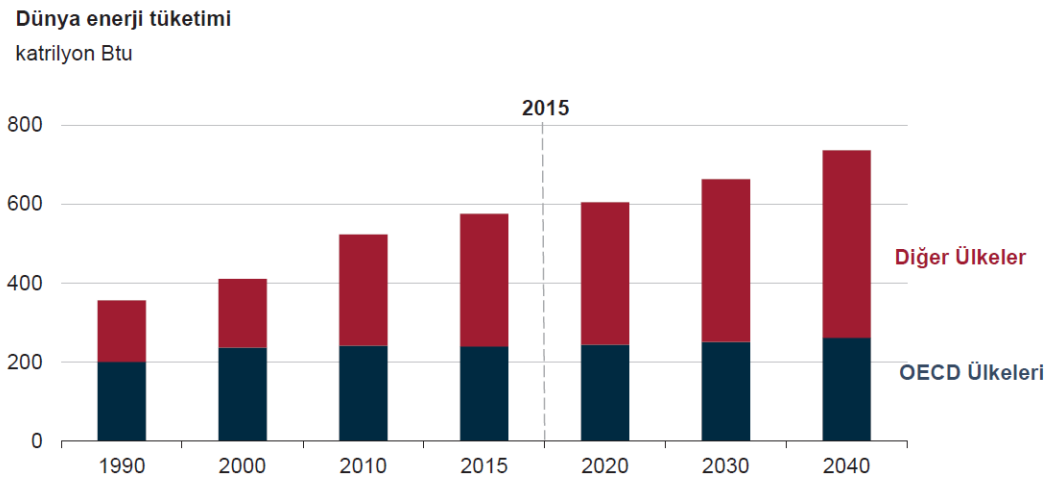
In this study, a novel parabolic surface is defined. This surface contains a fixed focal line while the focal distance varies throughout the length of the absorber. A numerical method is developed to investigate the effect of this surface on thermal performance. Through a Matlab code, with the input of geometrical parameters, the surface is divided into smaller parabolic segments, and each elements' data of focal length and location is obtained. Then this data is applied to the SolTrace, an open source ray tracing software, to obtain the heat flux profile around the absorber. Then achieved heat flux applied to the ANSYS CFX, a computational fluid dynamics program, and flow and heat transfer simulations are conducted. Model's results are compared with the other results given in the literature, for validation. Also, grid independence studies are performed.

Unlike the conventional parabolic reflectors, defined geometry is asymmetrical trough the length of the absorber thus flow direction becomes another design parameter. These flow configurations are named as higher flux at the inlet (HFI) and higher flux at the outlet (HFO). The defined geometry also holds an additional geometric factor, the ratio of focal lengths (k) at the ends. The effects of this parameter and flow direction on the flow properties were investigated. With increasing k, effects become more visible, and the flow direction determines if the impact is positive or negative on that characteristic.

Keywords: Comcentrated Solar Power, Parabolic Trough Collectors, CFD, Ray Tracing, Thermal Analysis.

1. GİRİŞ

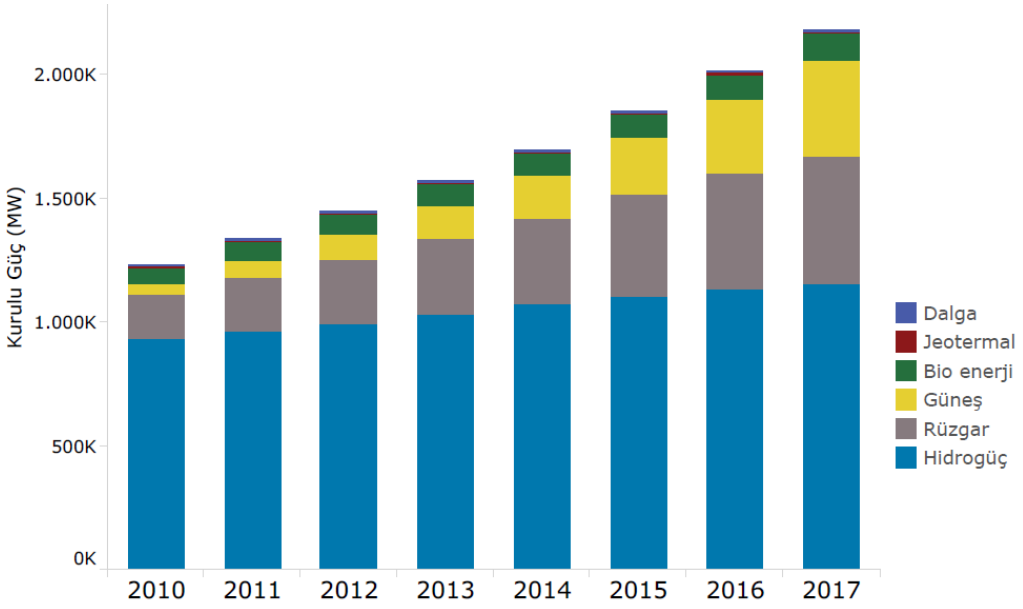
Dünyanın enerji ihtiyacı her geçen yıl artmaktadır [1]. Gelişmekte olan ülkerin refah seviyelerinin yükselmesiyle bu durumum hızlanacağı öngörülmektedir (Şekil 1.1). Geleneksel enerji üretim yöntemlerinin çevreye bindirdiği yük, iklim değişikliği, yakıt olarak kullanılan doğal kaynakların sınırlı olması ve çok farklı uygulamalarda bu kaynaklara duyulan ihtiyaç alternatif enerji kaynaklarına ve teknolojilerine olan ilginin artmasına neden olmuştur. Yenilenebilir enerji kaynakları çevreye görece daha az yük bindirirler. Sonlu değildirler. Enerji güvenliği ve bağımsızlığına katkı sağlarlar. Yenilenebilir enerjinin bu avantajları nedeniyle kullanım oranları her geçen gün artmaktadır (Şekil 1.2). Hidrogüç, rüzgar ve güneş en çok faydalanılan kaynaklardır [2]. 2016 yılı için dünyanın toplam elektrik ihtiyacının %23,8'i yenilenebilir enerji kaynaklarından sağlanmıştır [3].



Şekil 1.1 : Dünya enerji tüketim istatistikleri [1]

Başlıca yenilenebilir enerji kaynaklarından olan güneş enerjisi günümüzde OECD ülkelerinin enerji ihtiyacının yüzde %2,5'ini karşılamaktadır [3]. Güneş enerjisi teknolojilerini iki ana başlık altında toplamak mümkündür; bunlardan ilki fotovoltaik sistemler (photovoltaic - PV), ikincisi ise yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sistemleridir (CSP - Concentrated Solar Power). Fotovolatik hücreler p-n tipi yarı iletken katmanlarının birleştirilmesiyle oluşturulurlar. Kullanılan malzemeler nedeniyle hücrede bir elektrik potansiyel oluşur. Gelen güneş ışınları, elektronların devreyi

tamamlamasını sağlar ve bu sayede fotovoltaik hücrede DC elektrik akımı üretilir. CSP sistemleri güneş ışınımının aynalar yardımıyla yoğunlaştırılarak bir akışkanı ısıtması (solar termal enerji dönüşümü) ve bu ısı enerjisinin bir ısı motorunda elektrik enerjisine dönüştürülmesi prensibiyle çalışırlar. Dünyada kurulu güneş enerjisi sistemlerinin %99,24'ü fotovoltaik sistemlerden oluşmaktadır (Şekil 1.3). Fotovoltaik sistemlerin bu kadar yaygınlaşmasının en önemli nedeni CSP sistemlerine göre maliyet avantajı sunmaları ve kurulum ve bakımlarının daha kolay olmasıdır [4].

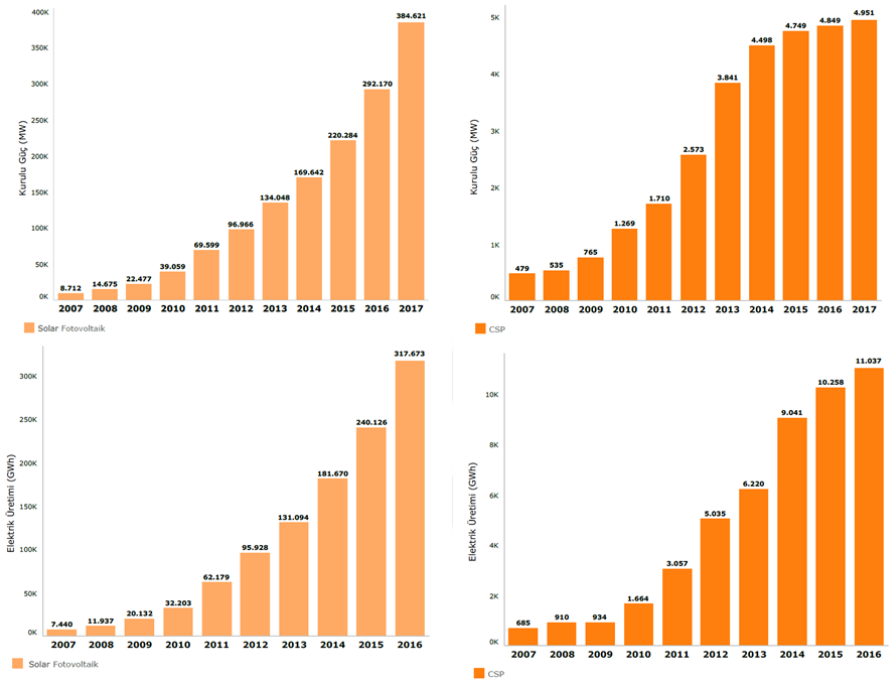


Şekil 1.2 : Dünyada kurulu yenilenebilir enerji kapasitesi istatistikleri [2]

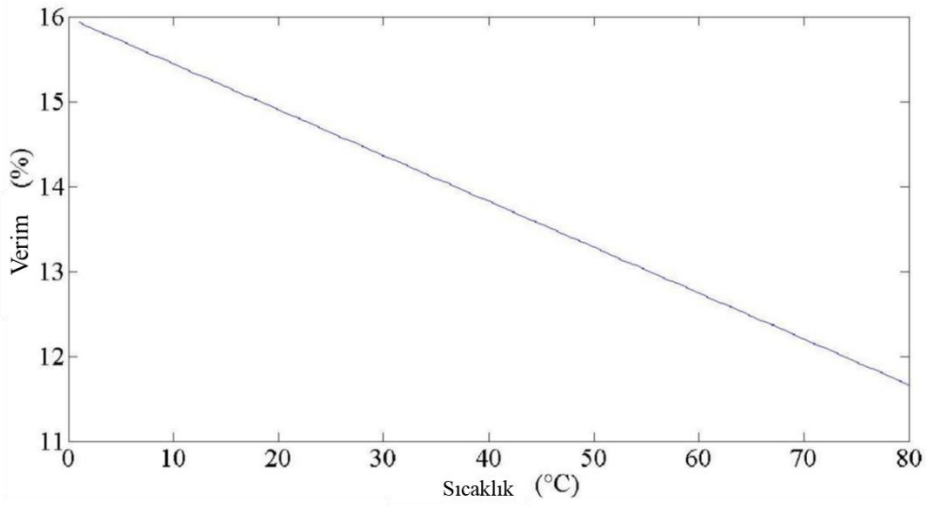
Fakat buna rağmen CSP teknolojileri taşıdıkları bazı avantajlar nedeniyle, kendilerine çeşitli kullanım alanları bulmaktadırlar. Bu avantajlardan ilki, CSP teknolojilerinin PV'ye göre daha verimli olmalarıdır. Örneğin CSP sistemleri tam kapasitelerinde 2015, 2016 ve 2017 yıllarında yıllık sırasıyla; 79, 88 ve 93 günlük toplam enerji üretmişlerdir (Gün= Elektrik üretimi (GWh)/[Kurulu Güç (MW) x 24 Saat (h)]). Öte yandan PV kurulu gücü ise tam kapasitede her üç yılda da 34 gün çalışmıştır (Şekil 1.3). CSP sistemlerinin mevcut yıllık toplam enerji üretim avantajları yanı sıra gelişen teknoloji ile birlikte her geçen yıl verimliliklerinin arttığı da gözlemlenmektedir.

Fotovolatik hücrenin sıcaklığı çevre sıcaklığına bağlıdır ve hücre sıcaklığı arttıkça diyotun doyma akım değeri düşer ve devredeki akım değeri artar [5]. Öte yandan voltaj değeri azalır. Fotovoltaik hücrelerde güç çıktışı akım ve voltaj parametrelerine bağlıyken, sıcaklık artışının voltaj üzerine etkisi çok daha fazladır. Bu nedenle

fotovoltaik hücrelerin verimleri çevre sıcaklığının artmasıyla düşer (Şekil 1.4). CSP teknolojilerinde ise durum bunun tam tersidir, artan çevre sıcaklığı sistemin daha az ısı kaybetmesiyle, dolayısıyla veriminin artmasıyla sonuçlanır. Bu nedenle CSP teknolojileri Türkiye'nin de içinde bulunduğu Güneş Kuşağı ülkeleri için (Ekvatorun 40 derece kuzey ve güney paralelleri arasında kalan bölge) uygun bir alternatiftir[6]. Bunun yanı sıra, çeşitli iklim değişikliği senaryolarına göre CSP teknolojilerinin gelecekte daha büyük potansiyel barındıracağı öngörülmektedir [7].



Şekil 1.3 : Dünya güneş enerjisi kurulu gücü (üstte) ve elektrik üretimi (altta) [2]



Şekil 1.4 : PV hücre verimi – sıcaklık [5]

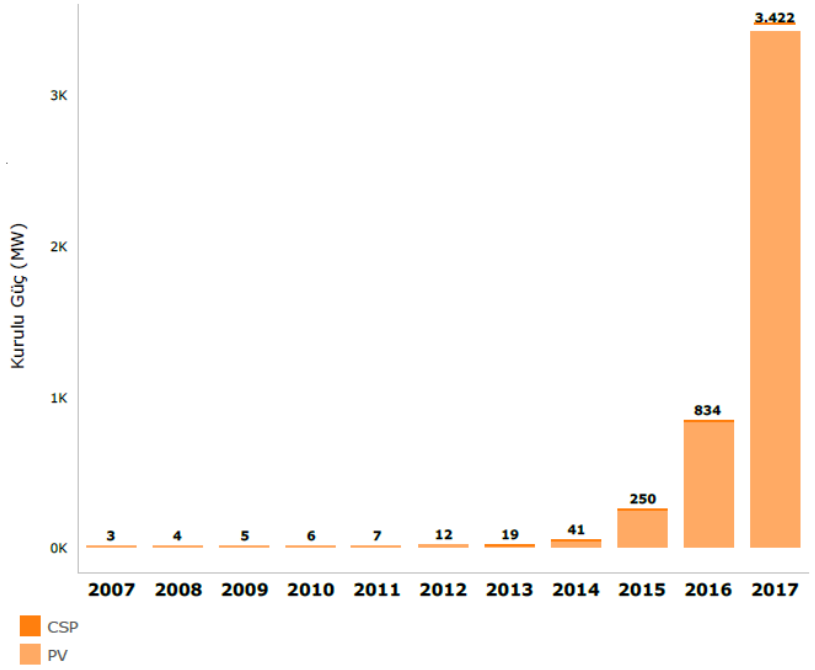
Yenilenebilir enerji sistemlerinin en büyük dezavantajlarından biri, sağladıkları enerji arzının değişken ve kontrol edilemez olmasıdır. CSP teknolojileri ise, diğer

enerji depolama yöntemlerine göre verim, ömür ve maliyet avantajı taşıyan ısı depolama üniteleriyle birlikte kurulduklarında, şebekenin anlık ihtiyacını karşılayacak şekilde, kontrollü bir elektrik çıktısı üretebilirler [8] .

CSP teknolojilerinin ve genel olarak solar termal sistemlerin bir diğer kullanım alanı da ısı gerektiren sanayi prosesleridir. Gıda, tekstil, kâğıt, kimya, ilaç, otomotiv, çelik işleme/döküm ve çimento sanayi kollarındaki ısı gerektiren proseslerin maliyetlerini azaltmak amacıyla, solar termal sistemler kullanılmaktadır. 2015 yılı için dünyada kurulu solar proses ısısı kapasitesi 100 MW'tır [9].

CSP sistemleri konvansiyonel ve yenilenebilir ısı motoru bulunduran enerji sistemleriyle birlikte kullanılabilirler. Konvansiyonel güç sistemleriyle birlikte kullanıldıklarında, sistemin toplam karbondioksit salınımını düşürerek var olan çevrimleri daha sürdürülebilir hale getirirler [10]. Jeotermal ve biokütle enerji sistemleriyle birlikte kullanıldıklarında ise, enerji üretim kapasitesini arttırarak geri ödeme süresini kısaltabilirler [11]. Güneş enerjisinin bol bulunduğu Ortadoğu ve Afrika gibi bölgelerde, temiz su az bulunan bir kaynaktır. CSP sistemleri bu bölgelerde sadece enerji üretmek için değil, aynı zamanda kojenaratif (kombine güç ve ısı) çevrimlerle suyu tuzdan arındırma uygulamaları için de kullanılmaktadırlar [12]. CSP sistemleri, taşıdıkları çeşitlilik ve modülerlik sayesinde kendilerine çok farklı uygulama alanları bulmaktadırlar. Uygulandıkları bölgenin güneş enerjisi potansiyeline ve ihtiyacına göre farklı şekillerde kurgulanabilirler.

Türkiye yenilenebilir enerji kaynakları bakımından zengin bir ülkedir. Öz kaynakların değerlendirilmesi, enerji bağımsızlığının sağlanması, karbon salınımının düşürülmesi ve gelişen ekonominin artan enerji ihtiyacının karşılanması gibi amaçlarla, 2023 yılına kadar, yenilenebilir enerji sistemlerinin kurulu gücün %30'unu oluşturması planlanmaktadır [2]. Yine aynı hedefler kapsamında kurulu güneş enerjisinin 3000 MW'a ulaşması hedeflenmiştir. Amaçlanan bu hedefe, son yıllardaki giderek artan yatırımlar sayesinde 2017 yılında ulaşılmış ve kurulu güç 3422 MW seviyesine çıkmıştır (Şekil 1.5).



Şekil 1.5 : Türkiye kurulu güneş enerjisi [2]

Türkiye, güneş enerjili su ısıtma sistemleri kurulu kapasitesi sıralamasında, Çin, ABD ve Almanya'dan sonra dördüncüdür. 2013 yılı için toplam kurulu gücü 11 GW'tır [13].

Türkiye'nin enerji tüketiminin %35'i sanayi kollarında gerçekleşmektedir [2]. Türkiye'deki ısı gerektiren sanayi proseslerinin yaygınlığı nedeniyle, solar kaynaklı proses ısısı uygulamaları yaygınlaşmaktadır.

1.1 Literatür Araştırması

Yılmaz, 2018 yılında yaptığı çalışmayla Türkiye'nin en büyük sekiz kenti için planlanan bir elektrik destek ünitesi içeren güneş enerjili su ısıtma sisteminin geri ödeme süresinin 1,88 ile 2,3 yıl arasında olduğunu göstermiştir [14].

Muneer ve diğ. 2008 yılındaki çalışmalarında, tekstil endüstrisinde kullanılmak üzere tasarlanan farklı kapasitelerdeki iki farklı sistemi incelemişler ve bu iki sistem için faydalanma oranlarını %60,2 ile %51,6 olarak tayin ederek geri ödeme sürelerinin 5,5 yıl olduğunu ortaya koymuşlardır [15]. Türkiye ve Almanya merkezli bir yenilenebilir enerji firması olan Soliterm, kendi tasarladıkları ve ürettikleri CSP sistemlerini; Türkiye'nin farklı bölgelerinde (Gebze, Antalya, Tarsus, Dalaman, Kıbrıs); turizm, gıda, perakende sektörleri ve üniversite kampsüleri için projelendirmiştir. Projeleri arasında; buhar üretimi, mahal ısıtma ve soğutma, sıcak

su üretimi ve trijenarsyon (güç, ısıtma ve soğutma) sistemleri bulunmaktadır [16, 17].

Kaygusuz, 2011 yılındaki çalışmasında Türkiye'deki CSP sistemlerine uygun toplam alanı; maliyet, altyapı imkânları ve arazilerin uygunluğunu göz önüne alarak belirlemiştir. Bu alanın %1'inin bile CSP ile değerlendirilmesi halinde, oluşacak kurulu güç potansiyelini 60 GW olarak öngörmüştür [6]. Öte yandan, Türkiye'de taşıdığı bu potansiyele rağmen yalnızca bir adet CSP elektrik santrali bulunmaktadır [18].

Türkiye'nin güney bölgelerinin taşıdığı CSP potansiyeli, İspanya'dan yalnızca %5 daha düşüktür [19]. İspanya, 2,3 GW kurulu CSP gücü ile dünyada birinci sıradadır. Islam ve diğ. 2018'de yaptıkları çalışmada 976 adet CSP ile alakalı akademik yayını incelemişler ve bu yayınların %38'inin İspanya kaynaklı olduğunu gözlemlemişlerdir. Türkiye kaynaklı yayın sayısını ise 30'dan az olarak belirlemişlerdir. Yüksek CSP potansiyeli barındıran Akdeniz ve Ortadoğu ülkelerinde de benzer bir eğilim gözleyerek, yüksek potansiyele rağmen, düşük kurulu güce dikkat çekmiş, bilimsel araştırmaların ve ortak çalışmaların önemini vurgulamışlardır [20].

Parabolik oluk kollektörler (Parabolic trough collectors – PTCs), güneş ışınlarını belirli bir doğrultuya odaklayan parabolik aynalardan ve bu doğrultuda konumlandırılmış bir alıcıdan oluşurlar. Alıcıda, soğurucudan geçen ısıyı transfer eden akışkan (heat transfer fluid – HTF) aracılığıyla güneş ışınımı faydalı termal enerjiye dönüştürülürken, soğurucuyu çevreleyen cam bir koruyucu ısı kayıplarını azaltır. Parabolik oluk kollektörler en çok incelenen ve gelişmiş yoğunlaştırmalı güneş enerjisi sistemlerinden birisidir. PTC'ler kurulu CSP gücünün %82'sini oluşturmaktadır [20] .

PTC performansının numerik olarak tayin edilebilmesi için çeşitli çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Forristal ve diğ. 2003 yılında, Dudley ve diğ. tarafından 1994'te deneysel olarak incelenen SEGS LS-2 modülünü, hem bir boyutlu hem de iki boyutlu olarak simüle etmişlerdir [21, 22] . He ve diğ., 2011 yılında Monte Carlo Işın İzleme (Monte Carlo Ray Tracing – MCRT) rutini ile sonlu hacimler rutinini (Finite Volume Method – FVM) birleştirerek yeni bir metot geliştirmişlerdir. Bu metot ile soğurucu etrafındaki düzgün yayılı olmayan ısı akısı profilini gerçekçi bir şekilde

simüle ederek, farklı odaklama oranlarının ısıl verime olan etkilerini incelemişlerdir [23]. Mwesigye ve diğ. 2014 yılındaki çalışmalarında, National Renewable Energy Laboratory tarafından geliştirilen, açık kaynaklı bir ışın izleme programı olan SolTrace'i [24] kullanarak, ısı akısını hesaplamış ve farklı odaklama oranları ile uç açılarının PTC performansına olan etkilerini bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği (computational fluid dynamics – CFD) programı ile simüle etmişlerdir [25]. Kaloudis ve diğ. 2016 yılındaki çalışmalarında nanopartikül ilaveli bir ısı transfer akışkanı ihtiva eden bir PTC'nin ısıl davranışını, birleşik taşınım etkilerini de gözönüne alarak CFX programı [26] aracılığıyla simüle etmişlerdir [27].

Son yıllarda yapılan çalışmalar taşınımla ısı transferi miktarını ve dolayısıyla ısıl performansı arttırmak için, genellikle nano-akışkanların ve eriyik tuzların ısı transfer akışkanı olarak kullanılması üzerinedir [27–32]. Aynı zamanda, soğurucu yapısını türbülatörler (insert, fin ve dimple) kullanarak değiştirmek üzerine yapılan çalışmalar bulunmaktadır [33–36]. Diğer taraftan ayna yapısını değiştirerek bunun etkilerini inceleyen görece daha az çalışma bulunmaktadır. Odaklama oranını arttırmak ve daha küçük toplayıcılar kullanmak için salyangoz [37], miğfer [37,38] ve düz [39] ikincil aynalar kullanılmıştır. Yang ve diğ. 2017 yılında metanol-hidrojen dönüşümü prosesindeki tersinmezlikleri azaltmak için yeni bir PTC yapısı öne sürmüşlerdir [40]. Yapının neden olduğu eksen boyunca sabit olmayan ısı akısını çap boyunca homojenlik kabulüyle simüle etmişlerdir. Bahsi geçen yapı, farklı açıklık genişliklerine sahip parabolik ayna kısımlarından oluşmaktadır.

1.2 Tezin Amacı

Parabolik oluk kollektörlerde geometrik faktörler önem taşımaktadır. Örneğin açıklık alanının soğurucu alanına oranı olan odaklama oranının arttırılması, kollektörlerdeki akışkanın sıcaklığının ve ulaşılabilecek maksimum verimin (Carnot çevrimi verimi ifadesi, $\eta = 1 - T_{soğuk}/T_{sıcak}$) artmasıyla sonuçlanır. Kollektör uzunluğu arttıkça basınç kaybı ve pompa işi artar. Uç açısının arttırılmasıyla optik hataların sisteme etkisi azalır fakat bu durum daha fazla malzeme kullanılmasıyla sonuçlanır. Ayrıca uç açısının değişimiyle soğurulan ısı akısı profili değişir. Uç açısının arttırılmasıyla daha düzgün bir ısı akısı gerçekleşirken, daha düşük uç açılarında bu profil soğurucu çevresi boyunca daha büyük değişkenlikler gösterir.

Bu çalışmada, özgün bir parabolik yüzey tanımlanmıştır. Tanımlanan geometri, sabit bir odak doğrultusu barındırırken, her biri farklı odak uzunluğuna sahip parabolik kesitlerden meydana gelmektedir. Bu yüzey nedeniyle ısı akısı sadece çap boyunca değil aynı zamanda soğurucu uzunluğu boyunca da değişkenlik göstermektedir. Yeni bir geometrik faktör olan *k,* iki uçtaki odak uzaklığının birbirine olan oranı olarak tanımlanmış ve bu faktörün sıcaklık profiline ve dolayısıyla ısıl verime olan etkileri sayısal olarak incelenmiştir.

1.3 Temel Bilgiler

Bu bölümde parabolik oluk kollektörlerin modellenmesi için gereken temellerden bahsedilmiştir [41,42].

1.3.1 Elektromanyetik dalgalar

Diğer bütün dalgalar gibi, elektromanyetik dalgalar da enerji taşırlar. Elektromanyetik dalgalar vakumda ışık hızında ($c = 2{,}9979 \times 10^8$ m/s) hareket ederler. Elektromanyetik dalgaların frekansları (ν) ve dalga boyları (λ) arasında şu ilişki mevcuttur;

$$\lambda = \frac{c}{\nu} \tag{1.1}$$

Herhangi bir ortamdaki dalganın yayılma hızı v = c/n ile verilir. Burada *n* ortamın kırılım indisidir. Bu indis hava ve diğer pek çok gaz için 1, camlar için 1,5, su için ise 1,33'dür. Dalga boyu ve yayılım hızının aksine, bir elektromanyetik dalganın frekansı sadece kaynağına bağlıdır, hareket ettiği ortamdan bağımsızdır.

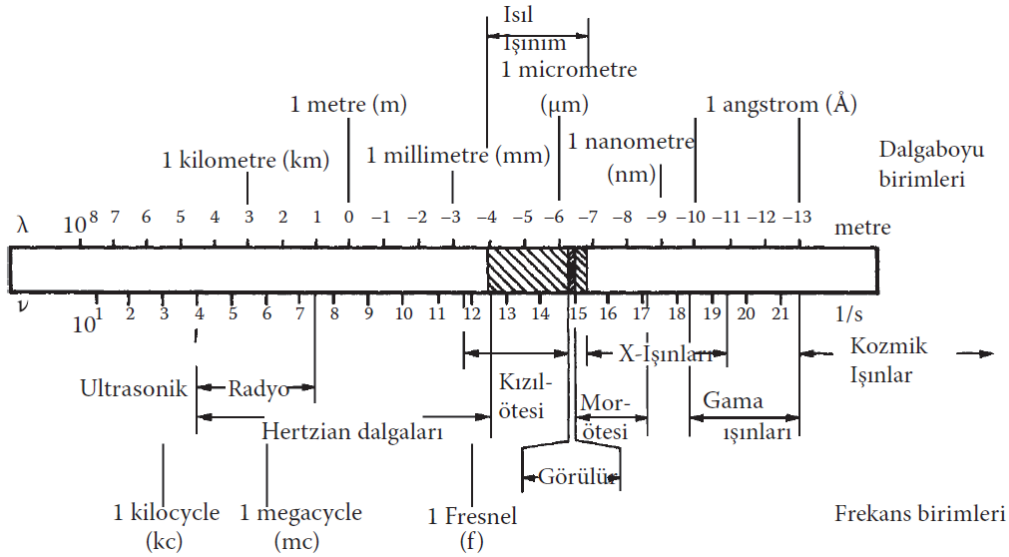
Elektromanyetik radyasyonu, foton adı verilen quantize enerji paketleri olarak tanımlamak mümkündür. Belirli bir frekansa sahip bir fotonun taşıdığı enerji şu şekilde tanımlanır:

$$E = h\nu = \frac{hc}{\lambda} \tag{1.2}$$

Burada h Planck sabitidir ve değeri $6{,}626069 \times 10^{-34}$Js'dir. Fotonun dalga boyu ile taşıdığı enerji ters orantılıdır. Kısa dalga boylu fotonlar daha çok enerji barındırır.

1.3.2 Isıl ışınım

Elektromanyetik dalga spektrumu, kozmik radyasyondan elektrik güç dalgalarına farklı karakterlerdeki dalgaları kapsar (Şekil 1.6). Farklı türlerdeki elektromanyetik dalgalar farklı mekanizmalarla ortaya çıkar. Gamma ışınları nükleer reaksiyonlarla, X-ışınları ise metallerin yüksek enerjili elektronlarla uyarılması ile ortaya çıkar. Mutlak 0 K sıcaklığından daha sıcak olan her cisimden ısıl ışınım yayınır. Cismin sıcaklığı arttıkça ısıl ışınım yayınım miktarı da artar. Isıl ışınım yayınımı 0,1 ile 100 μm dalga boyları arasında gerçekleşir. Bu aralık elektromanyetik spektrumdaki görünür ışık ve kızıl ötesi ışınımın tamamını ve mor ötesi ışınımın bir kısmını kapsar.



Şekil 1.6 : Elektromanyetik dalga spektrumu [43]

1.3.3 Kara cisim ışınımı

Herhangi bir yüzeyden yayınan belirli bir dalga boyundaki ışınım miktarı yüzeyin sıcaklığıyla birlikte yüzeyin malzemesi ve durumuna da bağlıdır. Aynı sıcaklıktaki her cisim aynı miktarda ışınım yaymaz. Herhangi bir sıcaklıkta maksimum miktarda yayınım yapan kuramsal cisimlere kara cisim denir. Herhangi bir sıcaklık ve dalga boyu için, bir cisim kara cisimden daha çok ışınım yayamaz veya soğuramaz. Stefan-Boltzmann yasasına göre, birim alanda birim zamanda gerçekleşen kara cismin ışınım enerjisi şu şekilde ifade edilir:

$$E_b(T) = \sigma T^4 \ (\mathrm{W/m^2}) \tag{1.3}$$

Burada, $\sigma = 5{,}67 \times 10^{-8}\ \mathrm{W/m^2K^4}$ Stefan-Boltzmann sabitidir, E_b ise kara cismin yayma gücü olarak da tanımlanır. Bu formülde verilen güç, kara cismin tüm dalga

boylarında gerçekleştirdiği toplam yayma gücüdür. Belirli bir dalga boyu ve sıcaklıkta gerçekleşen birim alan, birim dalga boyu ve birim zaman için spektral kara cisim yayma gücü ise şu şekilde tanımlanır;

$$E_{b\lambda}(\lambda, T) = \frac{C_1}{\lambda^5[\exp(C_2/\lambda T) - 1]} \ (\mathrm{W/m^2 \mu m}) \tag{1.4}$$

Burada $C_1 = 3{,}74177 \times 10^{-16}\ \mathrm{Wm^2}$ ve $C_2 = hc_o/k = 1{,}43878 \times 10^{-2}$ mK'dir. Spektral kara cisim yayma gücünün dalga boyuna göre değişimi Şekil 1.7'de görülmektedir. Belirli bir sıcaklık için yayma gücü dalga boyunun artmasıyla önce artar ve bir tepe noktasından sonra azalmaya başlar. Sıcaklık arttıkça maksimum güç noktası artmakta ve daha kısa dalga boylarında gerçekleşmektedir. Spektral kara cisim yayma gücünün, belirli bir dalga boyu aralığında integrali alındığında, bu aralıktaki toplam yayma gücü bulunur.

Belirli sıcaklık için maksimum gücün gerçekleştiği dalga boyu Wien kayma yasası ile verilir.

$$(\lambda T)_{maksimum} = 2897{,}8\ \mu\mathrm{mK} \tag{1.5}$$

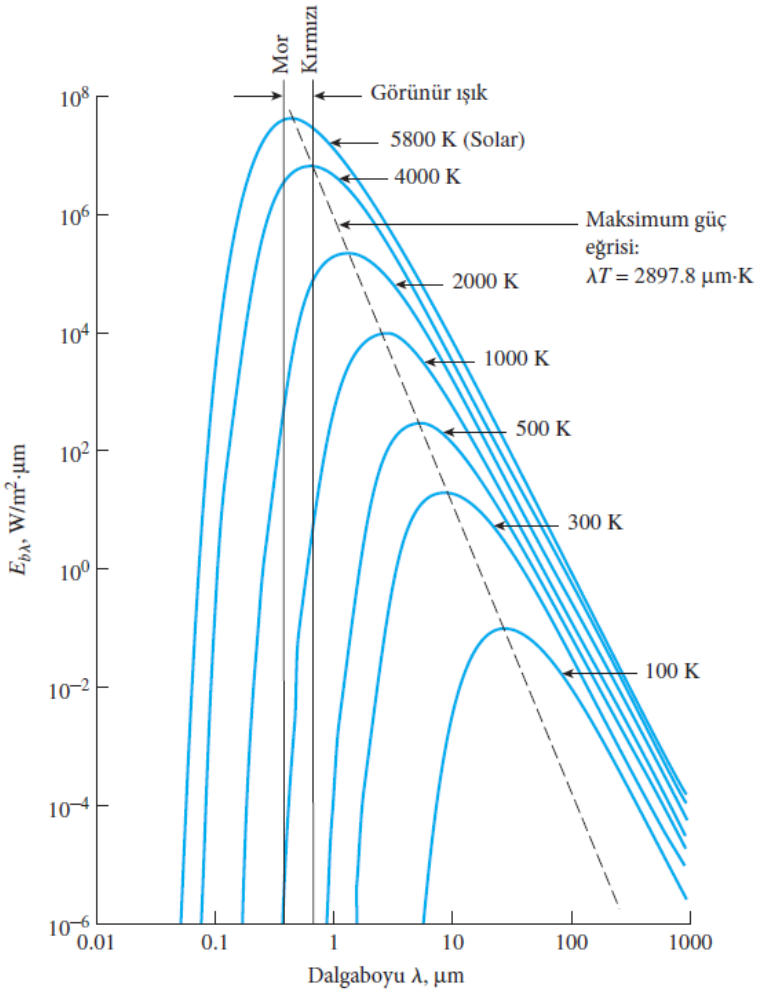
Güneşin yüzey sıcaklığı yine bu kanun aracılığıyla tespit edilmiştir, güneş ışınımı için maksimum güç yaklaşık 0,5 μm'de gerçekleşmektedir, bu değere Wien kayma kanunu uygulandığında güneşin yüzey sıcaklığı 5780 K olarak tespit edilmektir.

1.3.4 Işınım özellikleri

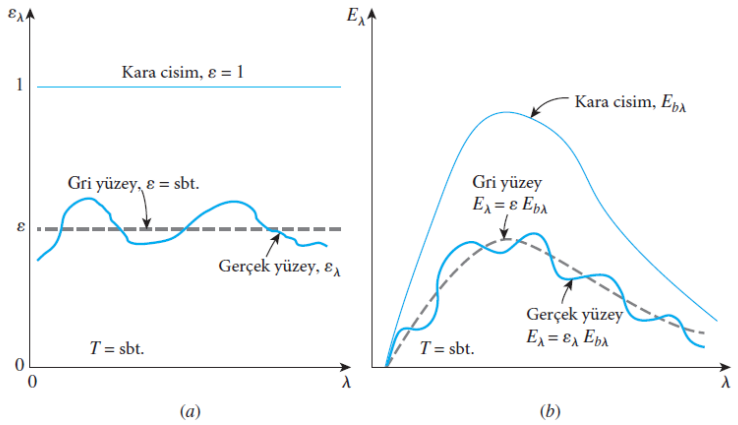
Mühendislik uygulamalarında karşılaşılan malzemelerin çoğu, ısıl ışınımı yüzeylerinin ilk birkaç mikronunda yayar ve soğurur. Bu tür malzemeler opak olarak tanımlanır ve bu malzemelerde ışınım bir yüzey olayı olarak gerçekleşir. Cam ve su gibi bazı malzemeler ise, görünür ışığın çoğunu bir soğurma gerçekleşmeden geçirirken kızılötesi ışığa karşı opak davranış gösterir.

Bir yüzeyin yayıcılığı (ε), belli bir sıcaklıkta yüzeyin yaydığı ışınımın aynı sıcaklıktaki karacismin yaydığı ışınıma oranınıdır. Değeri 0 ile1 arasındadır. Gerçek cisimlerin yayıcılığı sıcaklık ve dalga boyunun yanında ışınımın yönüne ve yüzey özelliklerine bağlıdır. Gerçek yüzeylerin yayıcılığının modellenebilmesi için, yönden bağımsızlık (diffüz kabulü) ve dalga boyundan bağımsızlık (gri yüzey kabulü) kabullerinde bulunulur (Şekil 1.8).

Bir yüzeye gelen ışınım akısı G ile gösterilir. Işınım bir yüzeye düştüğünde bir kısmı soğurulur, bir kısmı yansıtılır ve bir kısmı ise geçirilir (Şekil 1.9). Yüzeyin soğurduğu ışınım miktarının gelen ışınıma oranına soğurganlık (α), yansıyan ışınımın gelen ışınıma oranına yansıtıcılık (ρ), ve geçirilen ışınımın gelen ışınıma oranına geçirgenlik (τ) denir.



Şekil 1.7 : Kara cismin, dalga boyuna göre ışınım yayma gücü [41]



Şekil 1.8 : Gerçek yüzeylerin a) yayıcılığı b) ışınım yayma gücü [41]

$$\alpha = \frac{G_{soğ}}{G} \tag{1.6}$$

$$\rho = \frac{G_{yan}}{G} \tag{1.7}$$

$$\tau = \frac{G_{geç}}{G} \tag{1.8}$$

$$G_{geç} + G_{yan} + G_{soğ} = G \tag{1.9}$$

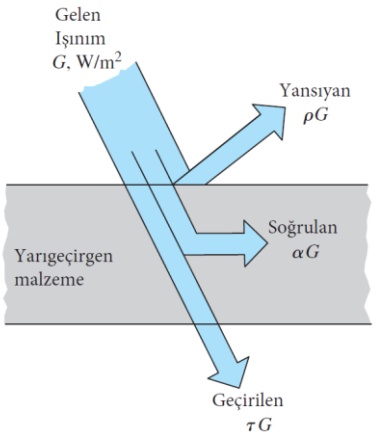
$$\alpha + \rho + \tau = 1 \tag{1.10}$$

Katı ve sıvı opak yüzeyler için geçirgenlik sıfırdır.

$$\alpha + \rho = 1 \tag{1.11}$$

Gazlar için yansıtıcılık sıfırdır.

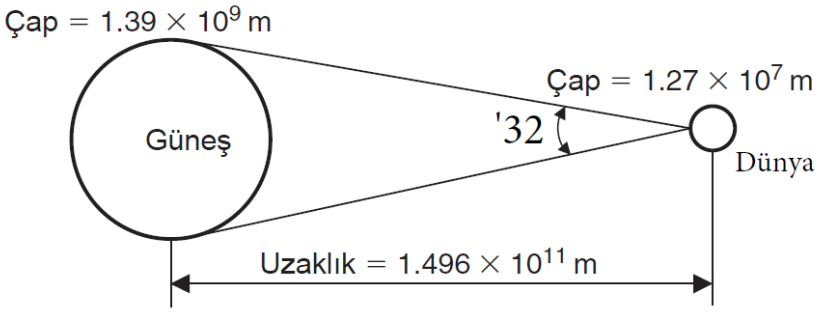
$$\alpha + \tau = 1 \tag{1.12}$$



Şekil 1.9 : Yarı geçirgen yüzey için ışınım özellikleri [41]

1.3.5 Güneş ışınımı

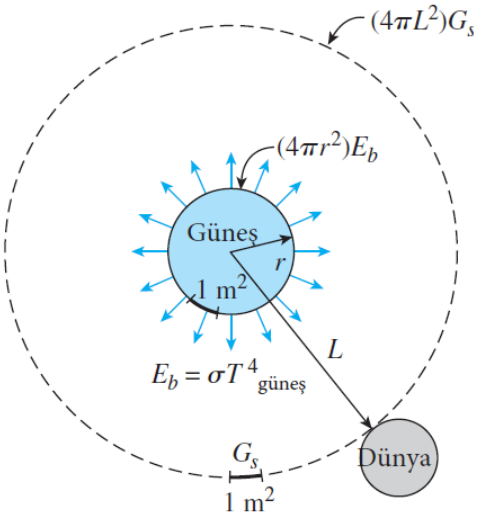
Güneş aşırı yüksek sıcaklıklardaki gazlardan oluşan bir küredir. Güneşin çapı 1,39× 10^9m'dir. Güneşin yeryüzüne ortalama uzaklığı 1,5 × 10^8 km'dir. Şekil 1.10'da da görüldüğü üzere güneşin disk açısı 32 dakikadır (0,0093 radyan) [44]. Bu açının küçüklüğü nedeniyle güneşten gelen ışınlar genelde birbirlerine paralel olarak değerlendirilir.



Şekil 1.10 : Güneş ve dünya arasındaki mesafe [44]

Birincil enerji kaynağı olan güneş sürekli olarak 3,8× 10^{26} W gücünde ışınım yapar. Bu enerjinin milyarda birinden daha azı dünyaya ulaşır. Bu enerjinin kaynağı güneşin çekirdeğinde gerçekleşen füzyon reaksiyonlarıdır. Güneşin çekirdeğinde sıcaklık 40.000.000 K iken yüzeyinde 5780 K'dir.

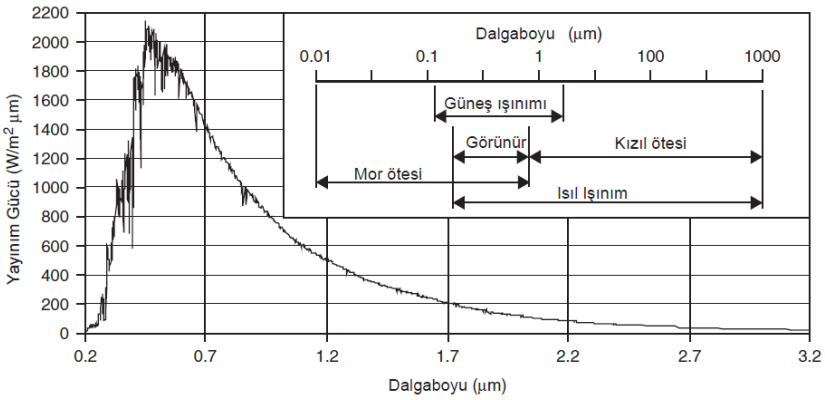
Güneş ile dünya arasında gerçekleşen ışınım için enerji korunumu denklemi uygulanabilir. Çünkü güneş ışınımı dünyaya varana kadar enerjide bir kayıp gerçekleşmez (Şekil 1.11).



Şekil 1.11 : Güneş ile dünya arasında gerçekleşen ışınım [41]

$$(4\pi L^2)G_s = (4\pi r^2)\sigma T^4_{güneş} \tag{1.13}$$

Denklem 1.13'ten atmosfer dışındaki toplam güneş ışınımı (G_s) değeri 1373 W/m^2 olarak elde edilir. Bu gücün spektral dağılımı Şekil 1.12'de görülmektedir. Atmosfere ulaşan güneş ışınlarının bir kısmı ozon tabakası, oksijen, su buharı ve karbondioksit gazları tarafından soğurulduktan sonra yeryüzüne ulaşan ışınım miktarı açık bir gökyüzü için 950 W/m^2 mertebelerine kadar düşer.



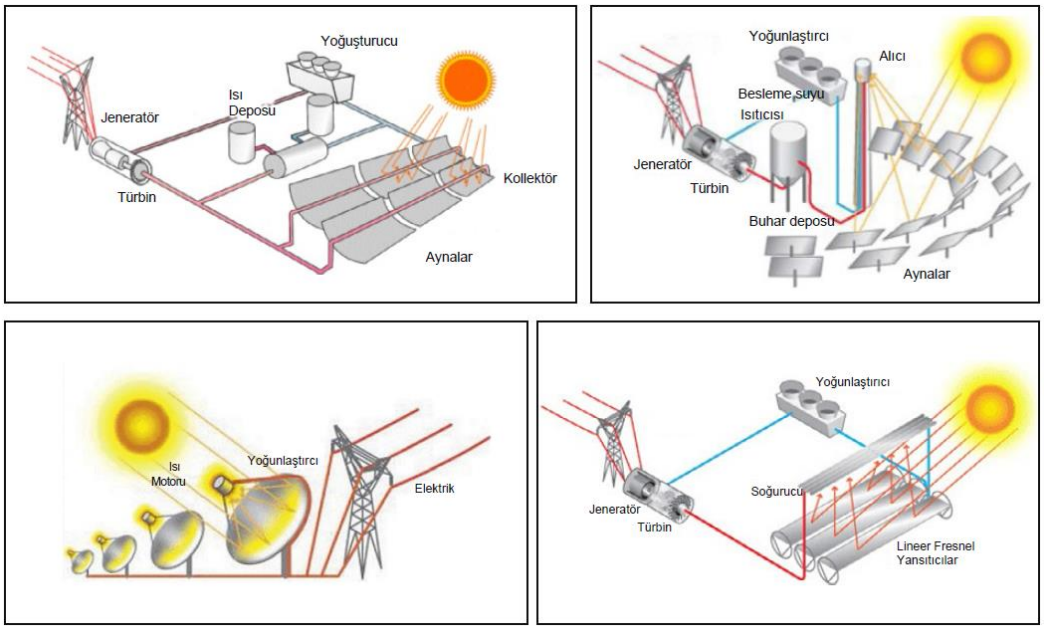
Şekil 1.12 : Güneş ışınımının spektral dağılımı [44]

Bu çalışmada kullanılan malzemelerin ışınım özellikleri, güneş ışınımının gerçekleştiği dalga boyu aralığında sabittir. Bu nedenle yapılan analizlerde bu özellikler dalga boyundan bağımsız olarak kabul edilmişlerdir.

Dünyanın kendi etrafında dönmesi, dönme ekseninin değişmesi gibi nedenlerle güneş ışınları yeryüzündeki yüzeylere farklı açılar ile düşer. Dünya üzerindeki herhangi bir nokta için bu açı değerlerinin günlük ve yıllık değişimlerinin bilinmesi, güneş enerjisi sistemlerinin günlük ve yıllık faydalanma oranlarının elde edilebilmesi için önem taşır. Ayrıca takip mekanizması sistemlerinin dinamik davranışları da bu açılara göre düzenlenir. Fakat bu çalışmada gerçekleştirilen simülasyonlarda güneş ışınlarının açıklık alanına sürekli düz geldiği kabulünde bulunulmuştur. Aynı zamanda incelenen kollektörlerin günlük ve yıllık verim değerleri değil sürekli rejim altındaki anlık değerleri irdelenmiştir.

1.3.6 CSP sistemleri

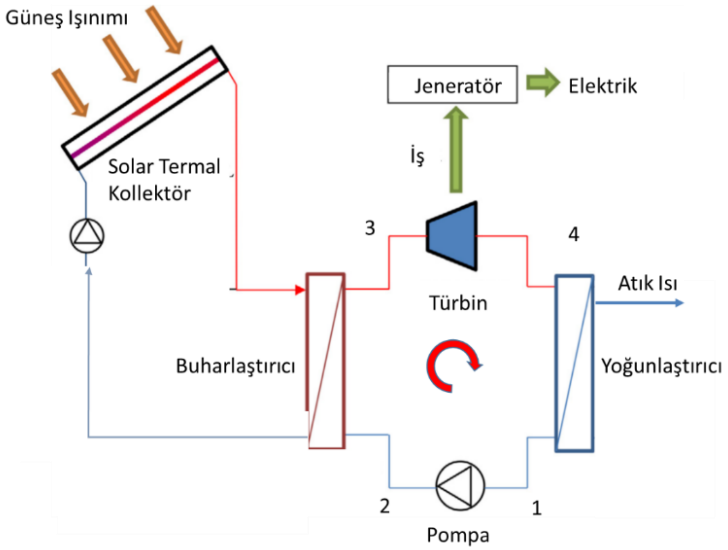
Güneş enerjisi uygulamalarında dört temel CSP (Concentrated Solar Power) sistemi kullanılmaktadır. Şekil 1.13'de görülen bu sistemler sırasıyla; parabolik oluk kollektörler, güneş kuleleri, parabolik çanak kollektörler ve doğrusal fresnel kollektörlerdir [45]. Bu sistemlerin ortak noktaları güneş ışınımını aynalar yardımıyla bir akışkana odaklayarak akışkanı ısıtmalarıdır. Güneş ışınımının yoğunlaştırılmasının nedeni yoğunlaştırmasız kollektöre göre akışkanların çok daha yüksek sıcaklıklara çıkarılmasıdır. Bu sayede daha yüksek termodinamik verimler elde edilebilmektedir.



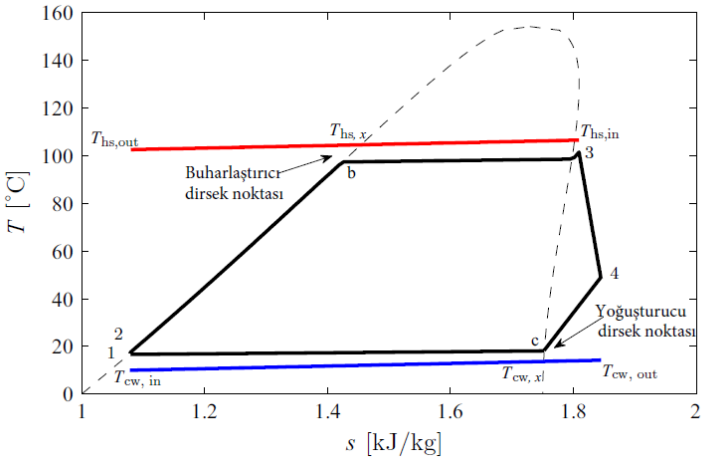
Şekil 1.13 : CSP sistemleri [45]

Bu dört farklı sistemin güneş takip mekanizmaları, alan kullanımı, odaklama oranları ve sistem verimleri gibi karakteristik özellikleri farklılık göstermektedir. Parabolik çanak kollektörler, en yüksek odaklama oranı ve verimi barındırırlar. Fakat gerektirdikleri yüksek teknoloji nedeniyle gerçek hayatta uygulamaları kısıtlıdır. Parabolik oluk kollektörler ve güneş kuleleri ise en çok kullanılan teknolojilerdir [20].

CSP santralleri genellikle Organik Rankine Çevrimi prensibiyle çalışırlar. Güneş ışınımının toplandığı kollektör tarlasında güneş enerjisi ısı transferi akışkanına aktarılır. Buharlaştırıcıda bu ısı bir ısı eşanjörü aracılığıyla çevrimdeki akışkana aktarılır ve bu akışkan buharlaştırılır (fakat doğrudan buhar üretimi gerçekleştirilen sistemler de mevcuttur). Bu çevrimlerde düşük buharlaşma sıcaklıkları nedeniyle soğutucu akışkanlar tercih edilir. Buharlaştırılan akışkan bir türbinden geçirilerek genleşir. Burada akışkanın taşıdığı entalpi türbinde mekanik enerjiye dönüştürülürken, jeneratör ile bu enerji elektrik enerjisine dönüştürülür. Islak veya kızgın buhar bölgesine genleşen akışkan yoğuşturucuda kuruluk derecesi sıfır olana kadar bir başka akışkan ile yoğuşturulur. Son olarak, bir pompa ile tekrar buharlaştırıcı basıncına basılır ve çevrim tamamlanır (Şekil 1.14). Bu çevrimin sıcaklık – entropi diyagramı Şekil 1.15'te görülmektedir [46].



Şekil 1.14 : Güneş enerjili organik Rankine çevrimi [46]

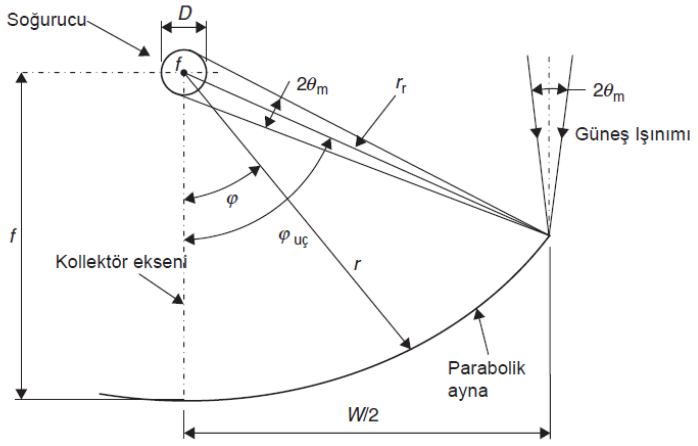


Şekil 1.15 : Çevrimin sıcaklık-entropi diyagramı [46]

1.3.7 Parabolik oluk kollektörler

Parabolik oluk kollektörlerde tek eksenli güneş takibi mümkündür. İki farklı konfigürasyon bulunmaktadır. Bunlardan ilki kuzey-güney (dikey) doğrultusuna yerleştirilmiş ve güneşi doğudan batıya takip eden sistemlerdir. İkincisi ise doğu-batı (yatay) doğrultusuna yerleştirilmiş, güneşi kuzeyden güneye takip eden sistemlerdir. İlk konfigürasyonda kollektörler daha çok hareket ederlerken, ikinci konfigürasyonda daha az hareket ederler. İkinci konfigürasyonda gün içerisinde ulaşılan verim daha yüksektir fakat ilk konfigürasyonda saatlik verim daha düzgün bir şekilde dağılır. Yıl bazında da yine aynı durum gözlenir. İkincisinde toplam faydalanma oranı nispeten fazla iken, ilk konfigürasyon yıl boyunca daha düzgün bir enerji üretimine sahiptir.

Odaklama oranı (C), güneş ışığının toplandığı açıklık oranının yansıtıldığı alana oranıdır. Parabolik oluk kollektörlerde bu oran aynanın izdüşüm alanının soğurucu alanına oranıdır (Denklem 1.14). Parabolik oluk kollektörlerde bu oran güneşin disk açısı ($2\theta_m = 32'$) ile kısıtlanır. Bir parabolik oluk kollektör kesiti Şekil 1.16'da görülmektedir.



Şekil 1.16 : Parabolik oluk kollektör kesiti [44]

$$C = \frac{A_{açıklık}}{A_{soğurucu}} = \frac{L \times W}{L \times \pi D} \tag{1.14}$$

$$y = \frac{x^2}{4f} \tag{1.15}$$

Elde edilebilecek minimum soğurucu çapı şu eşitlikte verilmiştir:

$$D = 2r_{uç}\sin(\theta_m) \tag{1.16}$$

Parabolün yarıçapı Denklem 1.17 ile ve parabolün uç açısına göre genişliği Denklem 1.18 ile verilmiştir:

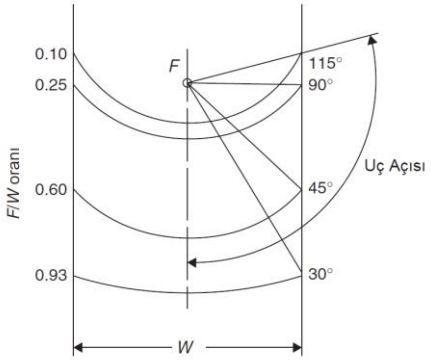
$$r = \frac{2f}{1 + \cos(\varphi)} \tag{1.17}$$

$$W = 4f\tan(\frac{\varphi}{2}) \tag{1.18}$$

Odaklama oranı düzenlendiğinde Denklem 1.19 halini alır, maksimum değeri 90° uç açısı ile elde edilir ve 67,5'tir.

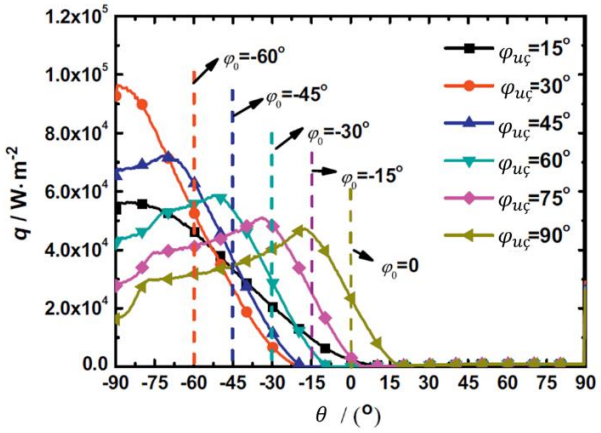
$$C = \frac{\sin(\varphi_{uç})}{\pi \sin(\theta_m)} \tag{1.19}$$

Sabit bir genişlik için uç açısının değiştirilmesi ile parabolün eğri uzunluğu da değişir (Şekil 1.17). Daha düşük uç açılarının avantajı daha az malzeme ile üretilebilmeleridir. Uç açısının artmasıylaysa soğurucunun aynaya olan ortalama uzaklığı azalır. Bunun sonuncunda da yüzey hataları nedeniyle yanlış odaklama daha az gerçekleşir.



Şekil 1.17 : Sabit genişlikte uç açısına göre parabol uzunluğu [44]

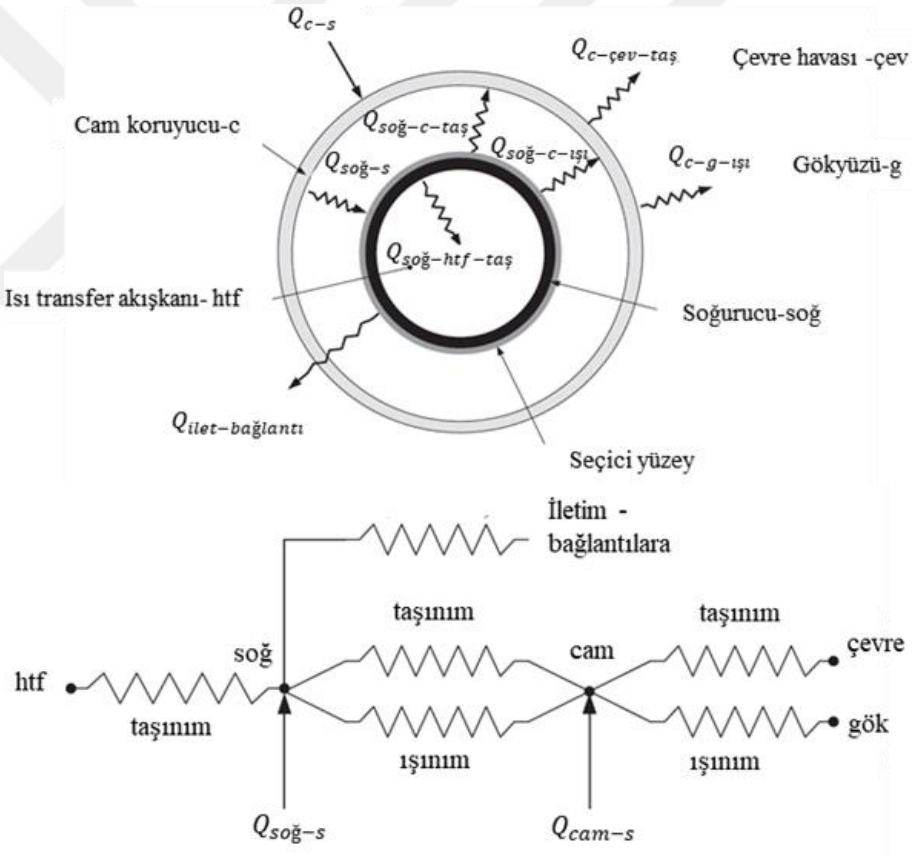
Uç açısı soğurucuda gerçekleşen ısı akısı profilinin dağılımını da etkilemektedir (Şekil 1.18). Bu profil daha yüksek uç açısı değerlerinde soğurucunun çevresi boyunca daha düzgün bir yayılım gösterir. Bu nedenle soğurucunun sıcaklık profilini ve ısıl verimini etkileyen bir faktördür [23].



Şekil 1.18 : Soğurucu çevresi boyunca ısı akısı profilinin uç açısıyla değişimi [23]

Parabolik oluk kollektörlerin analizi için optik modelin yanında ısıl modele de ihtiyaç duyulur. Parabolik oluk kollektörlerde ısı transferi modeli, soğurulan güneş ışınımı, akışkana geçen faydalı ısı ve çevreye kaybedilen ısı miktarı arasında enerji

denkliği kurularak oluşturulur [47]. Parabolik oluk kollektörlerde soğurucu seçici yüzeylerle kaplanır. Bu yüzey güneş ışıl ışınımı yayınım gücünün %98'inin gerçekleştiği 3µm'nin altındaki dalga boyları için yüksek soğurma katsayısı barındırırken, yüzey yayınımının gerçekleştiği sıcaklıklardaki yayınım katsayıları düşüktür. Seçici yüzeyde soğurulan güneş ışınımının bir kısmı akışkana aktarılırken, kalan kısmı ise seçici yüzeyden ışınım ve taşınım ile cam koruyucuya, oradan da yine ışınım ve taşınım ile çevreye aktarılır (Şekil 1.18). Ayrıca bağlantı elemanlarında iletimle ısı kaybı da gerçekleşir. Vakum borusunda gerçekleşen taşınımın türü ve büyüklüğü ise mutlak basınca bağlıdır. 1 Torr'un altındaki basınç değerlerinde moleküler taşınım gerçekleşirken üstünde doğal taşınım gerçekleşir. 0.0001 Torr'un altında ise serbest molekül rejimi gerçekleşir. Bu rejimde moleküller çok nadir olarak birbirleriyle çarpışırlar ve taşınımla ısı transferi ihmal edilebilir.



Şekil 1.19 : PTC ısıl modeli şematik gösterim (üstte), ısıl direnç devresi (altta) [47]

2. PARABOLİK OLUK KOLLEKTÖR MODELİ VE SAYISAL METOT

Bu bölümde çalışmada kullanılan PTC modeli ve kullanılan sayısal metotlar açıklanmıştır.

2.1 Yüzey Tanımı

Geleneksel parabolik oluk kollektörlerde parabolik aynanın odak uzaklığı Z-ekseni boyunca sabittir. Bu çalışmada Şekil 2.1'de gösterildiği gibi Z-ekseni boyunca değişken odak uzaklığına sahip fakat sabit bir odak doğrultusu barındıran yeni bir yüzey tanımlanmıştır (Denklem 2.1-2.4).

$$y(x,z) = \frac{x^2}{4\left[\frac{zp_1(k-1)}{L} + p_1\right]} - zp_1\frac{k-1}{L} \tag{2.1}$$

$$p_1 = \frac{2f}{k+1} \tag{2.2}$$

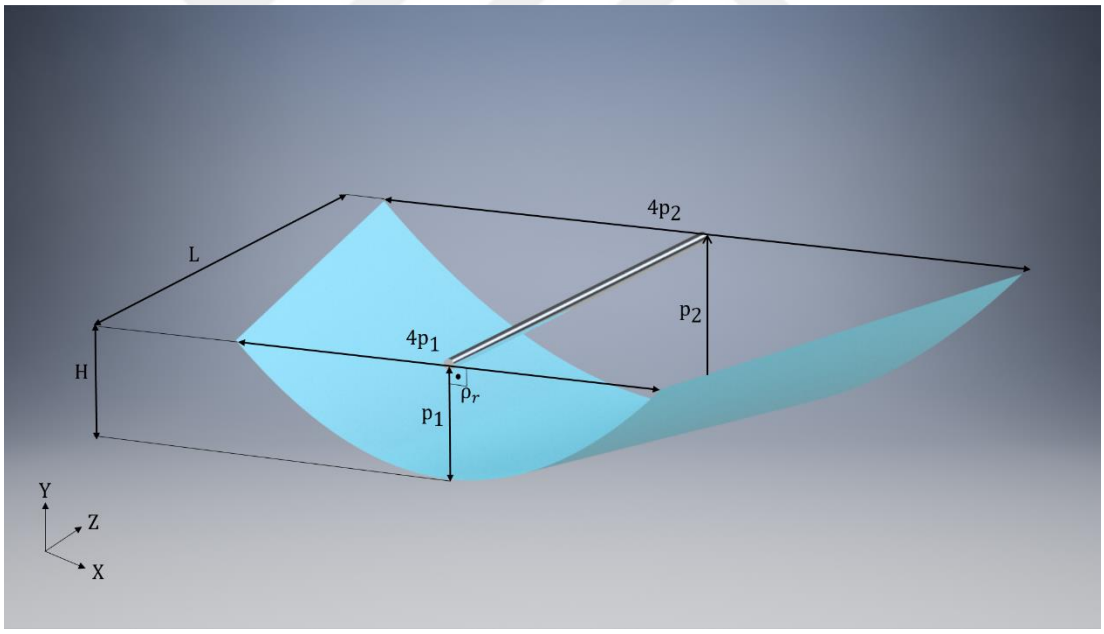
$$k = \frac{p_2}{p_1} \tag{2.3}$$

$$f = \frac{p_1 + p_2}{2} \tag{2.4}$$

Tez çalışması kapsamında başvurulan simülasyon metodu ile farklı uç açılarının modellenmesi mümkün olsa da, doğrulama simülasyonları dışındaki durumlarda uç açısı 90°'ye sabitlenmiştir. Bu sayede yüzeyin ihtiva ettiği değişken uç açısıyla birlikte gelen etkiler ihmal edilmiştir. Dolayısıyla, hem geleneksel hem de yeni yüzeyi barındıran, aynı açıklık alanı, odaklama oranı ve odak uzaklığına (yeni yüzey için ortalama odak uzaklığına) sahip aynalar tasarlamak mümkündür. Ayrıca bu sayede diğer tüm parametreler sabit tutulurken *k* faktörünün etkileri incelenebilir hale gelmiştir.

2.2 Işın Takibi

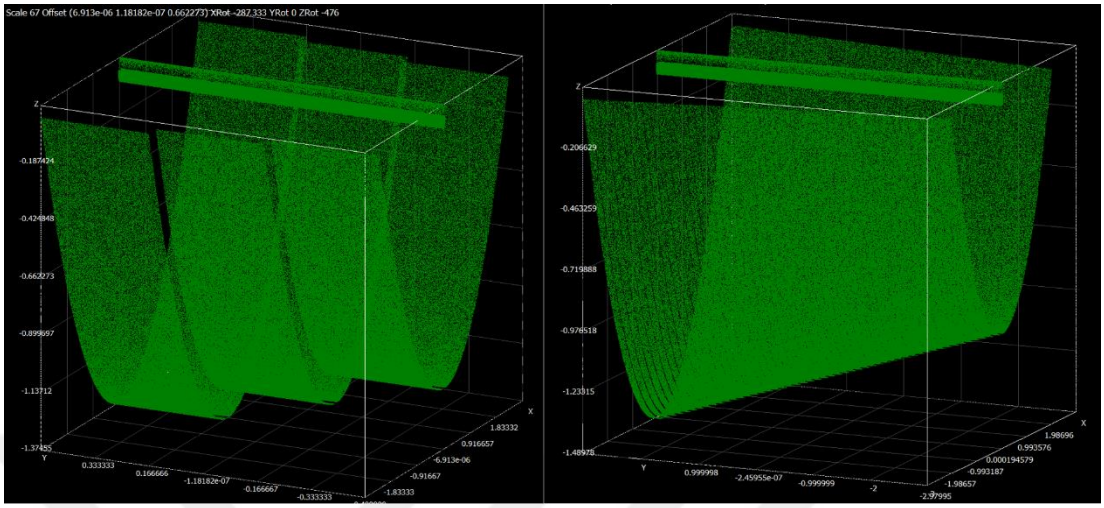
MCRT (Monte Carlo Ray Tracing) yöntemi, soğurucunun etrafında gerçekleşen ısı akısı profilinin gerçekçi bir şekilde simüle edilmesine imkân veren bir yöntemdir. Bu çalışma için ısı akısı profilinin gerçekçi bir şekilde hesaplanması önemli bir noktadır, çünkü çalışmada uzunluk boyunca değişkenlik gösteren ısı akısı profilinin etkileri incelenecektir. Bunu gerçekleştirebilmek için yansıtıcı yüzeyin şekli, ortalama odak uzaklığı (f), geometrik faktör (k), ve oluk uzunluğu (L) parametreleri göz önüne alınarak bir kod yardımıyla (EK A) SolTrace'e [24] aktarılmıştır. Şekil 2.2'de görüldüğü gibi bahsi geçen kod, yansıtıcıyı belli sayıda (n) düz kollektör elemanına böler. Eleman sayısı için bir üst limit olarak SolTrace'in hafıza kullanım sınırı öne sürülebilir. Bu limit kullanılan eleman sayısını ve yaratılan ışın sayısını sınırlar. Bu çalışmada ısı akısını hesaplamak için n değeri 100'e sabitlenmiştir ve bu durum için elde edilebilen maksimum ışın sayısı 3×10^8'dir. Bu değerin PTC'lerdeki ısı akısını hesaplamak için yeterli olduğu gösterilmiştir [29,31,48].



Şekil 2.1 : Değişken odak uzaklıklı parabolik yüzeyli kollektör

Yüzeyin Z-ekseninde barındırdığı eğrilik nedeniyle güneş ışınlarının bu eksen boyunca bir açı ile yansımaları beklenmektedir. Fakat tanımlanan geometrinin sürekli yüzeyinin aksine, oluşturulan dosya sürekli değildir ve her bir küçük parabolik eleman dünyanın yüzeyine (XY düzlemine) paraleldir. Işınlar bu doğrultuda düz bir şekilde yansırlar. Bu kısıtlama nedeniyle yansıma düz kabul edilmiştir (bu geometriye ait deneysel uygulamalar için, soğurucuyu Z-ekseni

boyunca hareket ettiren yeni bir güneş takip mekanizması ortaya atılabilir. Ayrıca güneşin parabolik yüzeye dik olmadığı durumlarda bu durum geleneksel PTC'ler için de geçerlidir ve uç kayıpları olarak adlandırılırlar).



Şekil 2.2 : Parabolik elemanlar, n = 3 (sağ), n = 100 (sol)

Işın takibi yöntemi ile yaratılan her bir ışının soğurucu üzerinde hangi noktaya yansıtıldığı elde edilir. Simülasyon sonucunda soğurucu üzerindeki 22500 (150×150) nokta için konum (r,θ,z) ve ısı akısı değeri elde edilir. Elde edilen ısı akısı profil verisi, Bölüm 2.4'te verilen optik verim ifadesi de hesaba katılarak Comma Separated Variable (.csv) dosyası olarak işlenir. Bu profil ANSYS CFX 16 programında ısı akısı kaynağı olarak uygulanmıştır [26].

2.3 Fiziksel ve Termal Model

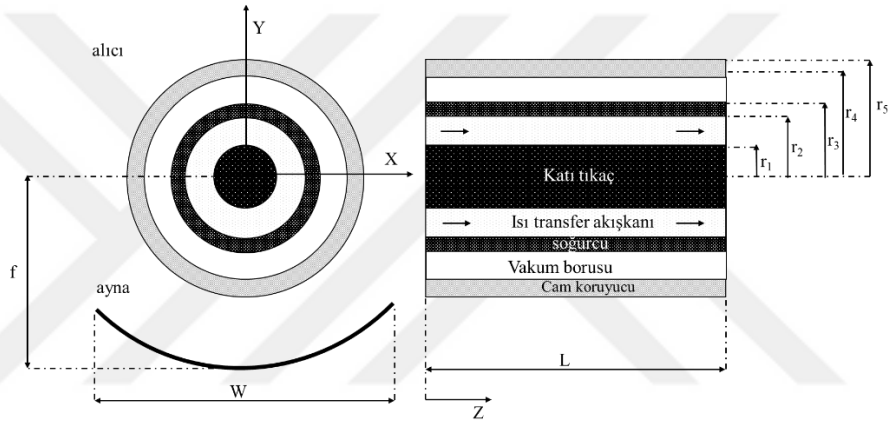
LS-2 PTC modülü hem deneysel [22] hem de numerik [36] olarak sıkça incelenmiş bir modüldür. Bu nedenle bu çalışmada model olarak kullanılmış ve simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Şekil 2.3'te görülen PTC modülünün parçaları; parabolik ayna, pyrex cam koruyucu vakum borusu, sermet seçici yüzey ile kaplanmış bakır soğurucu, syltherm 800 ısı transfer akışkanı [49] ve akışı kısıtlamak dolayısıyla daha yüksek Reynolds sayıları elde etmek için ortaya yerleştirilmiş katı tıkaçtır. Çizelge 2.1'de parçalara ait boyutlar verilmiştir.

LS-2 için detaylı bir üç boyutlu CFD modeli önerilmiştir ve ideal bir model şu ısı transferi modlarını içermelidir [48].

- Soğurucunun dış yüzeyinde güneş ışınımı ısı kaynağı($Q_{soğ}$).

- Soğurucu boyunca iletimle ısı transferi.
- Soğurucudan ısı transfer akışkanına taşınımla ısı geçişi ($Q_{faydalı}$).
- Soğurucudan, cam vakum borusuna ışınımla ısı kaybı.
- Cam koruyucunun dış yüzeyinden çevreye radyasyonla ve taşınımla ısı kaybı ($Q_{kayıp} = Q_{ışınım} + Q_{taşınım}$).

Bu çalışmada dairesel halkada vakum nedeniyle taşınımın gerçekleşmediği, katı tıkaç ve desteklerden iletimle ısı kaybı gerçekleşmediği ve cam koruyucuda düşük soğurma katsayısı nedeniyle [21] güneş ışınımı soğurulmasının gerçekleşmediği kabulleri yapılmıştır.



Şekil 2.3 : LS-2'nin şematik gösterimi

Çizelge 2.1 : LS-2'nin boyutları

Boyut	Büyüklük
f	1,84 m
L	7,8 m
$\varphi_{uç}$	70°
W	5 m
$A_{açıklık}$	39 m^2
r_1	0,0254 m
r_2	0,033 m
r_3	0,035 m
r_4	0,0545 m
r_5	0,0575 m

2.4 Optik ve Termofiziksel Özellikler

Bu çalışmada kullanılan birçok malzeme özelliği, sıcaklığa bağlı olarak tanımlanmıştır. Bunun için CFX Expression Language (CEL - CFX İfade Dili) fonksiyonları kullanılmıştır.

Parabolik aynanın yansıtıcılığı $\rho_r = 0{,}93$'tür [22].

Cam koruyucu Pyrex'ten üretilmiştir ve parametre değerleri sıralandığı gibidir; geçirgenlik $\tau_g = 0{,}95$, yoğunluk $\rho_g = 2{,}23$ g cm^{-3}, ısı kapasitesi $c_g = 750$ J kg^{-1}K^{-1}, ısı iletim katsayısı $k_g = 1{,}14$ W m^{-1}K^{-1} ve yayınım katsayı $\varepsilon_g = 0{,}9$'dur [27].

Soğurucu sermet seçici yüzey ile kaplanmış bakır bir borudur. Soğurma katsayısı $\alpha_{soğ} = 0{,}96$'dır ve 373 K ile 673 K sıcaklığı aralığındaki geçerli yayınım katsayısı $\varepsilon_{soğ} = 0{,}000327 \times \mathrm{T} - 0{,}065971$'dir [22].

Ayna ve soğurucu arasında gerçekleşen geri yansımaları hesaba katmak için $\tau_g \alpha_{abs}$ katsayısının 1,01 ile çarpılması önerilmiştir [50]. Modülün optik verimine etki eden bir diğer faktör engellenme faktörüdür. Bu faktör [47] numaralı kaynakta sunulduğu şekilde dikkate alınmıştır. Gölgeleme (γ_1) 0,971, takip sistemi hataları (γ_2) 0,994, yansıtıcıların geometrik hassasiyeti (γ_3) 0,98, yansıtıcıların temizlik katsayısı (γ_4) 0,95, toplayıcıların temizlik katsayısı (γ_5) 0,98, diğer etkenler (γ_6) 0,96 ve engellenme katsayısı $\gamma = \prod_{i=1}^{6} \gamma_i = 0{,}845$'dir. Kollektörün optik verimi ise $\eta_{opt} = \rho_r \tau_g \alpha_{soğ}\, 1{,}01\, \gamma = 0{,}724$'tür.

Isı transfer akışkanı olarak syltherm 800 termal yağ kullanılmıştır. 300 - 650 K sıcaklığı aralığında geçerli olan özellikleri Denklem 2.5-2.8 aralığında tanımlandığı gibidir [27].

$$\mu_{HTF} = 8{,}486612E-2 \; -5{,}541277E-4 \times T + 1{,}38828E-6 \times T^2 \; -1{,}566003E-9 \times T^3 + 6{,}672331\text{E-}13 \times \mathrm{T}^4 \text{ [Pa s]} \tag{2.5}$$

$$\rho_{HTF} = 1{,}26903060E3 - 1{,}52080898 \times T + 1{,}79056397E-3 \times T^2 \; -1{,}67087252\text{E-}6 \times \mathrm{T}^3 \text{ [kgm}^{-3}\text{]} \tag{2.6}$$

$$c_{p_{HTF}} = 1{,}10787577E3 + 1{,}70742274 \times T \text{ [J kg}^{-1}\text{K}^{-1}\text{]} \tag{2.7}$$

$$k_{HTF} = 0{,}19011994 - 1{,}88022387E-4 \times T \text{ [W m}^{-1}\text{K}^{-1}\text{]} \tag{2.8}$$

2.5 Korunum Denklemleri

Bir akışkanlar dinamiği – ısı transferi probleminin incelenebilmesi için, süreklilik, momentum ve enerji denklemlerinin çözülmesi gerekmektedir. Fakat bu denklemlerin sınır tabakası gibi basit konfigürasyonları için analitik çözümleri bilinmektedir. Bu nedenle karmaşık problemlerin çözülebilmesi için numerik yöntemlere başvurulur. Bu çalışmada, numerik analizleri gerçekleştirmek için ANSYS CFX 16 paket programından faydalanılmıştır [26]. CFX programı, bir hesaplama bölgesinde (computational domain) korunum denklemlerini sonlu hacimler metodu ile çözer. Çözüm metodolojisi, geometrinin ve ağ yapısının oluşturulmasıyla başlar. Çözülmek istenen problem fiziki olarak tanımlanır, sınır şartları uygulanır. CFX programı ağ yapısındaki her bir elemanın merkez noktasındaki akış özelliklerini elde etmek için, kontrol hacimlerinde korunum denklemlerini ayrıklaştırarak bir cebirsel denklem takımı oluşturur ve bu denklem takımını iteratif olarak çözer. Bahsedilen korunum denklemlerinin genel halleri şu şekildedir;

Süreklilik:

$$\nabla(\rho U) = 0 \tag{2.9}$$

Momentum:

$$\nabla(\rho U \otimes U) = -\nabla p + \nabla(\tau - \rho\bar{u} \otimes \bar{u}) + S_m \tag{2.10}$$

Burada S_M momentum kaynak terimidir, τ gerilim tensörüdür:

$$\tau = \mu\,(\nabla U + (\nabla U)^T - \frac{2}{3}(\delta \nabla U)) \tag{2.11}$$

$\rho\bar{u} \otimes \bar{u}$ ise Reynolds stres terimidir.

Toplam enerji:

$$\nabla(\rho U h_{tot}) = \nabla\big(\lambda \nabla T - \rho\overline{uh}\big) + \nabla\big(U(\tau - \rho\overline{u \otimes u})\big) + S_E \tag{2.12}$$

Burada h_{tot} toplam entalpidir ve statik entalpi $(h(T,p))$ ile arasında şu ilişki vardır:

$$h_{tot} = h + \frac{1}{2}U^2 + k \tag{2.13}$$

Toplam entalpi türbülans kinetik enerji terimini de içermektedir ($k = \frac{1}{2}\overline{u^2}$). $\nabla\big(U(\tau - \rho\overline{u \otimes u})\big)$ ifadesi ise viskoz gerilimlerden kaynaklanan iş ifadesidir. Bu ifade simülasyonlarda ihmal edilmiştir. S_E ise enerji kaynağı terimidir.

Akış problemlerinde çözümlenmesi gereken bir diğer fiziksel olay türbülanstır. Türbülans etkileri sadece bahsedilen eşitlikler kullanılarak DNS (direct numerical simulation) yöntemi ile doğrudan incelenebilmesine rağmen günümüz güçlü bilgisayarlarıyla bile çok fazla zaman ve hafıza gerektirmektedir. Bu nedenle türbülansın çözümlenmesi için farklı modeller ortaya atılmıştır. Bu modeller korunum denklemlerindeki Reynolds stres terimini farklı şekillerde çözer. Reynolds stres teriminin her bir bileşeni için bir transport denkleminin çözümüne dayanan modellere "Reynolds Stres Modelleri", bu terimi Boussinesq hipoteziyle yerel hız gradyanına ve türbülans viskozitesine bağlayarak çözüm yapan modellere is "Eddy Viskozite Modelleri" denir. İkinci bahsedilen modellerde kullanılan eşitlik Denklem 2.14'te görülmektedir.

$$-\rho\bar{u} \otimes \bar{u} = \mu_t(\nabla U + (\nabla U)^T - \frac{2}{3}\delta(\rho k + \mu_t \nabla U) \tag{2.14}$$

Burada geçen μ_t türbülans viskozitesidir. Farklı modeller ile bu değişken farklı şekillerde hesaplanır. Hiçbir transport denkleminin çözülmediği, doğrudan bu terimi cebirsel olarak ifade eden modellere "Sıfır Denklemli Modeller" denmektedir. Türbülans viskozitesini, türbülans kinetik enerjisi (k), türbülans kinetik enerjisi yayılma hızı (ε) veya türbülans frekansı (ω) değişkenleriyle ifade etmekte mümkündür. Bu modellerde bahsedilen değişkenler transport denklemleri ile çözülür ve bu modeller "Tek veya İki Denklemli Modeller" olarak isimlendirilir. Bu çalışmada, literatürde sıkça uygulanılan k-ε modeli kullanılmıştır. Bu modelde türbülans viskozitesi aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{2.15}$$

Türbülans kinetik enerjisi ve türbülans kinetik enerjisi yayılma hızı değişkenleri için şu transport denklemleri çözülür:

$$\nabla(\rho U k) = \nabla\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\nabla k\right] + P_k - \rho\varepsilon \tag{2.16}$$

$$\nabla(\rho U\varepsilon) = \nabla\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\nabla\varepsilon\right] + \frac{\varepsilon}{k}(C_{\varepsilon 1}P_k - C_{\varepsilon 2}\rho\varepsilon) \quad (2.17)$$

Burada P_k viskoz iş nedeniyle oluşan türbülans kinetik enerjisini ifade eder.

$$P_k = \mu_t \nabla U(\nabla U + \nabla U^T) - \frac{2}{3}\nabla U(3\mu_t \nabla U + \rho k) \quad (2.18)$$

Denklemlerde geçen model sabitlerinin değeleri ise; $C_{\varepsilon 1} = 1{,}44$, $C_{\varepsilon 2} = 1{,}92$, $C_\mu = 0{,}09$, $\sigma_k = 1{,}0$ ve $\sigma_\varepsilon = 1{,}3$'tür.

Akışın cidara yakın bölgelerinde, laminer alt tabaka ve tampon bölge kısımları oluşmaktadır. Bahseliden türbülans modelleri bu bölgeleri çözümleyemez. Bu kısıtlamayı aşmak için iki yöntem geliştirilmiştir. Bunlardan ilki olan duvar fonksiyonu yönteminde (wall function) bahsedilen bölgeler ampirik ifadelerle çözümlenirken, ikincisi olan yakın duvar iyileştirmesi (near-wall treatment) yönteminde cidara yakın elemanlarda türbülans modelinin modifiye edilmiş halleri çözdürülür. CFX programında $k-\varepsilon$ modeli için ölçeklenebilir duvar fonksiyonu (scalable wall function) yöntemi geliştirilmiştir. Bu yöntem, standart duvar fonksiyonunun aksine ince ağ yapılarıyla da kullanılabilir. Çünkü, bu yöntemde bir kısıt fonksiyonu ile logaritmik bölgede bulunan ilk eleman için duvar fonksiyonlarını ile çözüm yapılmaktadır.

Duvara yakın bölgede viskozite daha baskındır ve hız ile duvar kayma gerilmesi arasında logaritmik bir ilişki vardır (Denklem 2.19-2.22).

$$u^+ = \frac{U_t}{u_t} = \frac{1}{\kappa}\ln(y^+) + C \quad (2.19)$$

$$y^+ = \frac{\rho \Delta y u_t}{\mu} \quad (2.20)$$

$$u_t = \left(\frac{\tau_\omega}{\rho}\right)^{0.5} \quad (2.21)$$

Duvara çok yakın bölgelerde, hızın sıfıra yaklaşması ile, Denklem 2.19 tekil bir çözümle sonuçlanmaktadır. Bu sorunu aşmak için alternatif bir hız ölçeği tanımlanır. Hız, türbülans kinetik enerjisi yayılma hızı ve sıcaklık ilk elamanın duvara uzaklığına göre belirlenir (Denklem 2.22-2.29).

$$u^* = C_\mu^{1/4} k^{1/2} \tag{2.22}$$

$$u_t = \frac{U_t}{1\kappa \ln(y^*) + C} \tag{2.23}$$

$$y^* = (\rho u^* \Delta y)/\mu \tag{2.24}$$

$$\varepsilon = \frac{\rho u^*}{\widetilde{y^*}\mu} \frac{C_\mu^{3/4}}{\kappa} k^{3/2} \tag{2.25}$$

$$T^+ = \frac{\rho c_p u^* \left(T_w - T_f\right)}{q_w} \tag{2.26}$$

$$T^+ = 2.12 \ln(y^*) + \beta \tag{2.27}$$

$$\beta = \left(3{,}85\mathrm{Pr}^{\frac{1}{3}} - 1{,}3\right)^2 + 2{,}12\ln(\mathrm{Pr}) \tag{2.28}$$

$$\widetilde{y^*} = \max(y^*, 11{,}06) \tag{2.29}$$

Vakum akış alanında sadece ışınımla ısı transferi dikkate alınmıştır. Yüzeyden yüzeye ayrık transfer (discrete transfer) yöntemi kullanılmış ve ortamın ışınıma katılmadığı kabulünde bulunulmuştur. Işınım özellikleri gri model kullanılarak dalga boyundan bağımsız olarak kabul edilmişlerdir ve ışın sayısı parametresi 30 alınarak simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Işın sayısı arttıkça çözümün geçerliliği artmaktadır fakat çözüm süreleri uzamaktadır. Hesaplama gücü kısıtı nedeniyle bu çalışmada öntanımlı 16 değeri 30'a kadar çıkarılmıştır.

Korunum denklemleri, sürekli rejim düzenlemeleri altında çözdürülmüştür. Enerji denklemi hariç her bir denklemin yakınsama kriteri olarak iterasyon artığı 10^{-6}, enerji denklemi için ise 10^{-7} olarak tanımlanmıştır. Ayrıca hesaplama bölgelerinde gerçekleşen dengesizlik hedeflerinin boyutu enerji denklemi için $\%10^{-4}$ diğer denklemler için ise %0.01 olarak tanımlanmıştır.

2.6 Sınır Şartları

Simülasyonların sınır şartları şu şekildedir:

HTF alanı için girişte düzenli hız ($V_{giriş}$) ve sıcaklık ($T_{giriş}$) uygulanmıştır. Giriş için türbülans yoğunluğu %5 kabul edilmiştir. Çıkış bölgesi ise 0 Pa referans basıncına

sabitlenmiştir. Katı tıkaç ve HTF ara yüzeyine adyabatik sınır şartı, iç ve dış çeperlere kaymazlık sınır şartı uygulanmıştır.

Soğurucunun vakum bölgesinin ve cam koruyucunun uçları adyabatik olarak tanımlanmıştır. Soğurucunun dış yüzeyine güneş ışınımı, ısı kaynağı profili olarak uygulanmıştır.

Cam koruyucu iç yüzeyi ile soğurucu dış yüzeyi arasında ışınım sınır şartı uygulanmıştır. Cam koruyucunun dış yüzeyinden taşınım ve ışınımla ısı kaybı meydana gelmektedir. Taşınım sınır şartını uygulamak için, rüzgar hızına ve dış çapa bağlı Denklem 2.30 ile verilen bir korelasyon uygulanmıştır [51].

$$h_{taşınım} = 4\, V_{rüzgar}^{0,58} D_5^{-0,42} \tag{2.30}$$

Gökyüzü, büyük bir kara cisim oluğu olarak modellenmiştir. Gökyüzü sıcaklığı Denklem 2.31'de verildiği gibidir [52].

$$T_{gök} = 0{,}0552\, T_{çev}^{1,5} \tag{2.31}$$

Birim alandan toplam ısı kaybı ifadesi ise Denklem 2.32'deki gibidir.

$$q_{kayıp} = h_{rüzgar}\left(T_{cam-r_5} - T_{çev}\right) + \varepsilon_g \sigma (T_{cam-r_5}^4 - T_{gök}^4) \tag{2.32}$$

2.7 Simülasyon Durumları

LS-2 için sunulan, güneş altında, sermet seçici yüzey barındıran ve vakum borulu soğuruculu konfigürasyonundaki dokuz farklı deneysel sonuç numerik modeli doğrulamak için incelenmiştir [22]. Çizelge 2.2'de görüldüğü üzere, ilk durum hariç diğer tüm durumlarda yüksek Reynolds sayıları nedeniyle türbülanslı akış gerçekleşmektedir. Ayrıca Richardson sayılarının 1 ve 10 arasında olması nedeniyle zorlanmış ve doğal taşınım birlikte gerçekleşmektedir [41]. Akışı doğru bir şekilde simüle edebilmek için kaldırma etkileri Full Boyuancy modeli kullanılarak göz önüne alınmıştır ve yerçekimi ivmesi 9,81m/s^2 olarak uygulanmıştır. Bütün boyutsuz sayılar Denklem 2.33-2.37 aralığında verildiği şekli ile akışkanın ortalama sıcaklığında ve yüzeydeki ortalama ısı akısı için hesaplanmıştır.

Yeni tasarlanan yüzeyin etkilerini incelemek için, modele Çizelge 2.2'deki 6. duruma ait şartlar uygulanmıştır. 90° uç açısına sahip, ortalama odak uzaklığı 1,25m olan,

uzunluğu 1m olan ve diğer özellikleri LS-2 modülü ile aynı olan yüzeyler tasarlanmış ve parametrik analizler gerçekleştirilmiştir. Geometrik faktör k'nın etkileri 1-5,25 aralığında incelenmiştir, oluşturulan yansıtıcıların boyutları Çizelge 2.3'de görülmektedir. Geleneksel yansıtıcıların aksine, eksenel asimetri nedeniyle akış yönü de bir tasarım parametresi haline gelmektedir. Her bir yüzey, akış yönü değiştirilerek iki kez incelenmiştir. İlk konfigürasyon, girişte yüksek ısı akısı (GYI), ikinci konfigürasyon ise çıkışta yüksek ısı akısı (ÇYI) olarak isimlendirilmiştir.

Çizelge 2.2 : Simülasyon şartları.

Durum no.	$V_{giriş}$ (m s^{-1})	$V_{rüzgar}$ (m s^{-1})	I (W m^{-2})	$T_{çev}$(K)	$T_{giriş}$ (K)	$T_{çıkış}$ (K)	Re	$Gr\ 10^{-6}$	Ri
1	0,612	1	807,9	288,95	291,49	309,32	1295	0,98	0,58
2	0,570	2,6	933,7	294,35	375,35	397,15	2885	7,88	0,95
3	0,572	3,7	968,2	295,55	424,15	446,45	4676	25,19	1,15
4	0,587	2,5	982,3	297,45	470,65	492,65	7094	67,37	1,34
5	0,654	3,3	909,5	299,35	523,85	542,55	11141	159,13	1,28
6	0,664	1	937,9	301,95	570,95	590,05	14881	371,05	1,68
7	0,665	2,9	880,6	300,65	572,15	590,35	14973	353,03	1,57
8	0,679	2,6	920,9	302,65	652,65	671,15	22204	1339,65	2,72
9	0,673	4,2	903,2	304,25	629,05	647,15	20783	985,34	2,28

$$Re = \frac{D_h V_{giriş} \rho}{\mu} \tag{2.33}$$

$$q_{ort} = \frac{I A_{açıklık} \eta_{opt}}{A_{soğurcu}} \tag{2.34}$$

$$\beta = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial \rho}{\partial T} \tag{2.35}$$

$$Gr = \frac{g \beta D_h^4 q_{ort} \rho^2}{k \mu^2} \tag{2.36}$$

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} \tag{2.37}$$

Simülasyonların sonuçları çıkış sıcaklığı, ısıl verim, toplam verim, basınç kaybı gibi bulgular üzerinden incelenmiştir (Denklem 2.38-2.47) .

Son olarak $k = 1$ ve $k = 5{,}25$ ÇYI ve GYI kollektörleri için akışkan giriş hızı maksimum enerji kazancı (Denklem 2.47) için tam kapsamlı arama (exhaustive sea optimize edilmiştir. Akışkan giriş hızına 0,3 m/s ile 3 m/s arasındaki 8 farklı değer atanarak simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Diğer tüm simülasyon değişkenleri

Çizelge 2.2'deki 6. durumdaki gibidir. Akışkan hızı arttıkça Reynolds sayısı artmakta, Richardson sayısı ise azalmaktadır. Giriş koşulları için hesaplanan boyutsuz sayılar Çizelge 2.4'te verilmiştir. Grashof sayısı $313{,}86\times10^{6}$'dır. Kurulan model Şekil 2.4'te özetlenmiştir.

Çizelge 2.3 : İncelenen yansıtıcıların geometrik boyutları.

	k=1	k=1,5	k=2	k=3	k=5,25
p_1(m)	1,25	1	0,833	0,625	0,4
p_2(m)	1,25	1,5	1,666	1,875	2,1
f(m)	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25
L(m)	1	1	1	1	1
$A_{açıklık}(\mathrm{m}^2)$	5	5	5	5	5

$$Q_{güneş} = I \times A_{açıklık} \tag{2.38}$$

$$Q_{faydalı} = \dot{m}\bar{c_p}(T_{çıkış} - T_{giriş}) \tag{2.39}$$

$$\eta = \eta_{opt}\eta_{ısıl} = \frac{Q_{faydalı}}{Q_{güneş}} \tag{2.40}$$

$$\eta_{opt} = \rho_r \tau_g \alpha_{soğ}\, 1{,}01\, \gamma \tag{2.41}$$

$$Q_{soğ} = Q_{güneş}\eta_{opt} = Q_{faydalı} + Q_{kayıp} \tag{2.42}$$

$$\eta_{ısıl} = \frac{Q_{faydalı}}{Qsoğ} \tag{2.43}$$

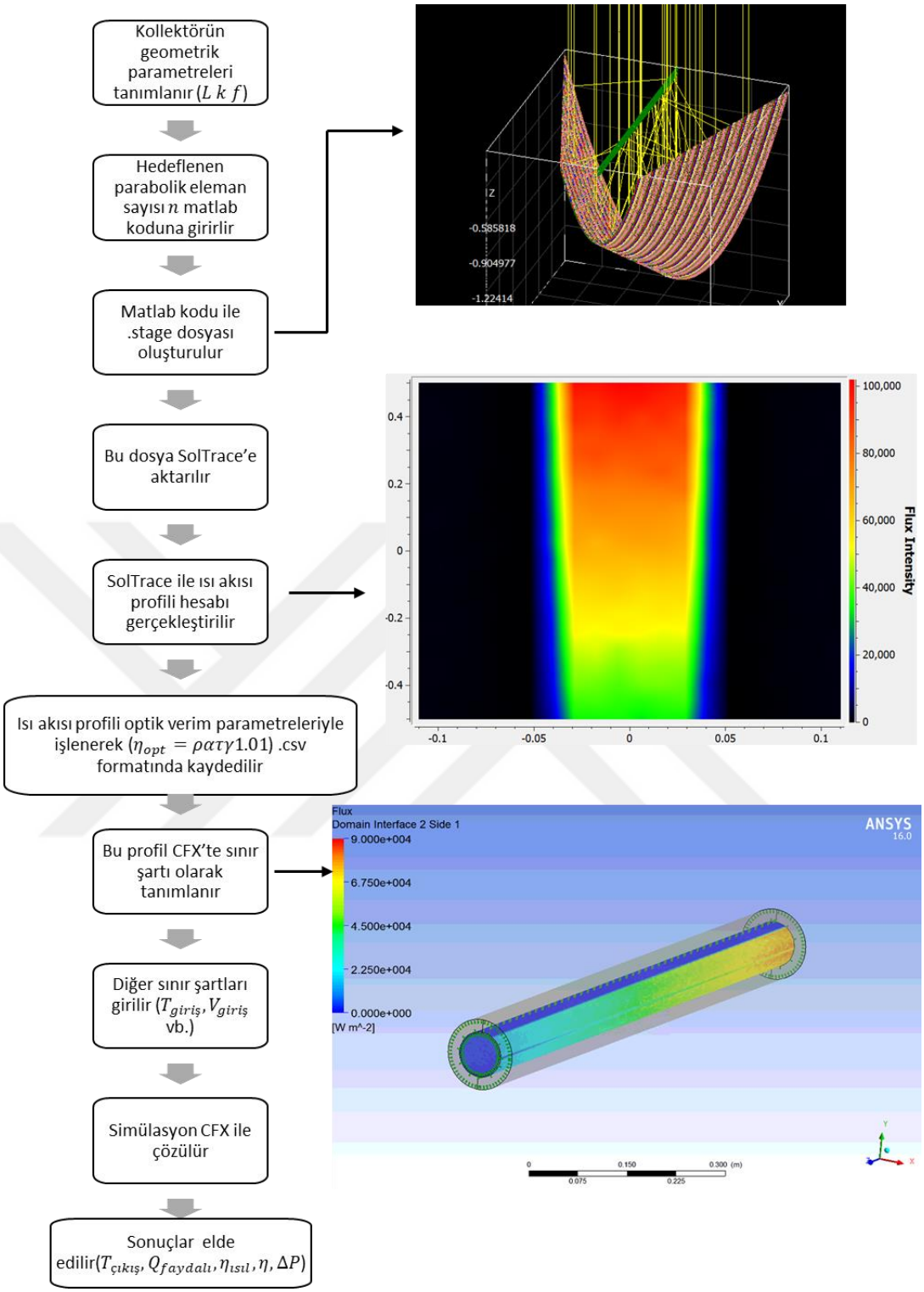
$$\Delta P = P_{giriş} - P_{çıkış} \tag{2.45}$$

$$W_{pompa} = \frac{\dot{m}\Delta P}{\bar{\rho}} \tag{2.46}$$

$$\Delta E_{net} = Q_{faydalı} - W_{pompa} \tag{2.47}$$

Çizelge 2.4 : Giriş hızları ve boyutsuz sayılar

$V_{giriş}(m/s)$	$\dot{m}(kg/s)$	Re	Ri
0,3	0,282	6365,44	7,75
0,664	0,623	14079,51	1,58
0,8	0,751	16974,51	1,09
1,0	0,939	21218,13	0,70
1,5	1,401	31827,20	0,31
2,0	1,877	42436,27	0,17
2,5	2,346	53045,34	0,11
3,0	2,815	63654,40	0,08



Şekil 2.4 : Kurulan numerik model

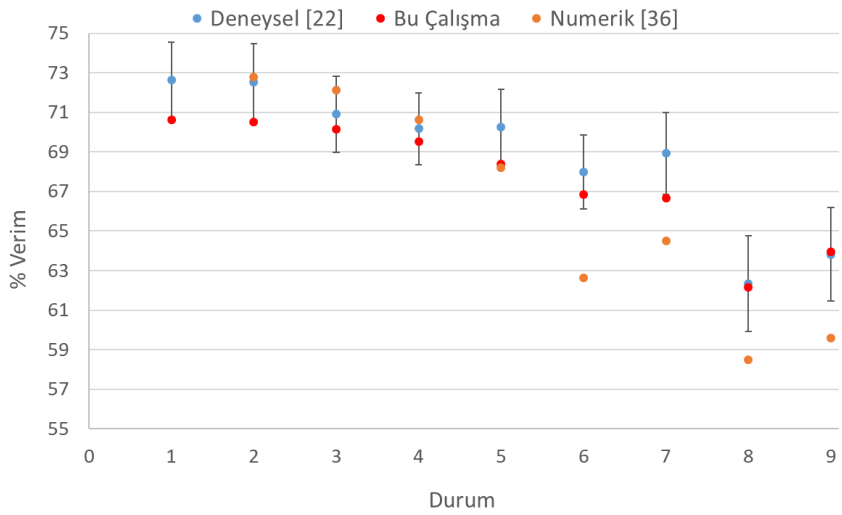
3. DOĞRULAMA

Bu kısımda modele ait doğruluk ve hassaslık çalışmaları paylaşılmıştır.

3.1 Modelin Literatür ile Karşılaştırılması

Kurulan CFD modelini doğrulamak için, modele ait sonuçlarla LS-2 kollektörüne ait literatürde paylaşılmış deneysel [22] ve numerik [36] sonuçlar, verim değerleri üzerinden karşılaştırılmıştır. Bahsedilen 9 farklı durum için modele ait sonuçların deneysel sonuçlara göre bağıl fark ortalaması %1,73'dir. Literatürde paylaşılan numerik modelin 8 durum için sonuçlarının bağıl fark ortalaması ise %4,08'dir [36]. Ayrıca dokuz simülasyondan altısı [22] numaralı kaynakta verilen her bir duruma ait deneysel ölçüm hatası aralığının içinde kalmaktadır. Karşılaştırılan modelde [36] ise sekiz durumdan sadece üçü ölçüm hatası aralığı içiresinde kalmaktadır (Şekil 3.1) (Çizelge 3.1).

Bu kısımda CFD modelini doğrulamak adına kullanılan ağ yapısını oluşturmak için, model çevresel olarak 80'e, yarıçap boyunca 73'e (cam 15'e, vakum 3'e, soğurucu 15'e ve htf 40'a) ve Z-ekseni boyunca 530'a bölünmüştür. Ayrıca htf bölgesinde her bir durum için Bias faktör seçeneği ile elamanlar cidarlara yaklaştırılarak $y^+ = 1$ değeri sağlanmıştır. Bu ağ yapısının toplam elaman sayısı 3529200'dür.



Şekil 3.1 : Doğrulama çalışması sonuçları

Çizelge 3.1 : Doğrulama çalışması sonuçları

		Deneysel [22]		Bu çalışma		Numerik [36]	
Durum no.	$T_{çıkış}$(K)	% Verim	% Ölçüm Hatası	% Verim	% Bağ. Fark	% Verim	% Bağ. Fark
1	309,32	72,63	1,91	70,61	2,78	-	-
2	397,15	72,51	1,95	70,50	2,77	72,78	0,37
3	446,45	70,9	1,92	70,15	1,06	72,11	1,71
4	492,65	70,17	1,81	69,53	0,91	70,61	0,63
5	542,55	70,25	1,9	68,39	2,65	68,20	2,92
6	590,05	67,98	1,86	66,86	1,65	62,65	7,84
7	590,35	68,92	2,06	66,65	3,30	64,50	6,41
8	671,15	62,34	2,41	62,14	0,32	58,48	6,19
9	647,15	63,82	2,36	63,95	0,20	59,60	6,61
				Ort.	1,61	Ort.	4,09

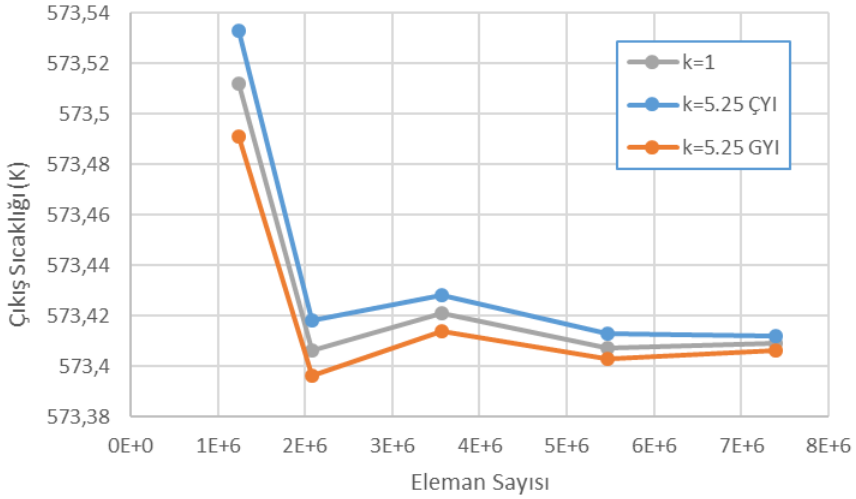
3.2 Eleman Sayısından Bağımsızlık

Numerik çalışmalardaki önemli bir nokta eleman sayısından bağımsızlıktır. Modelin hassaslığı ve tutarlılığı bu analiz ile gösterilir. Kullanılan eleman sayısı elde edilmesi hedeflenen çıktıları etkiler. Kaba ağ yapıları kullanıldığında yanlış sonuçlar elde edilebilir. İnce ağ yapıları kullanıldığında ise çözüm süreleri uzar. Bu nedenle analizler için gerekli hassasiyetin sağlandığı aynı zamanda da en kısa çözüm süresine sahip eleman sayısının tespiti gerçekleştirilmelidir.

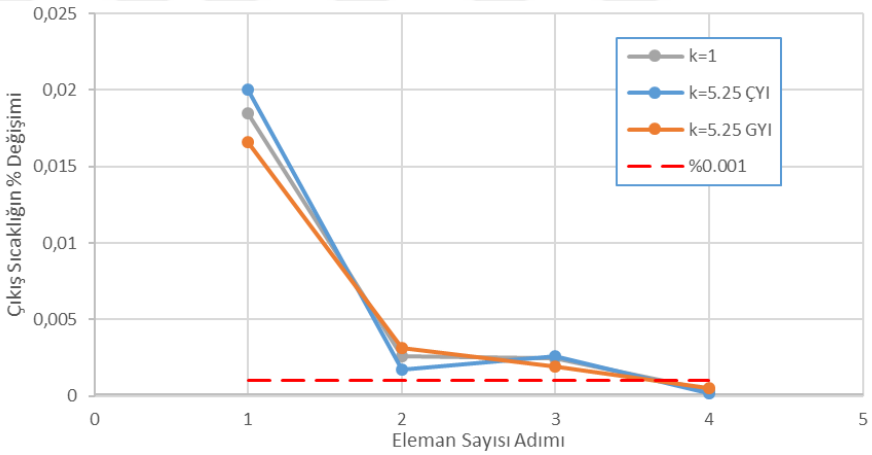
Bu çalışmada, parametrik analizlerden önce, bu analizlerin aralığını oluşturan $k = 1$, $k = 5{,}25$ ÇYI ve $k = 5{,}25$ GYI değerleri için eleman sayısından bağımsızlık çalışması gerçekleştirilmiştir. Yakınsama kriteri olarak çıkış sıcaklığının bir sonraki adımdaki değişiminin $\%0{,}001$'den az olması hedeflenmiştir. Dördüncü eleman sayısı adımında bu hedefe ulaşıldığı için (Şekil 3.2, Şekil 3.3) dördüncü eleman sayısı değeri eleman sayısından bağımsız olarak ele alınarak parametrik analizler bu ağ yapısında gerçekleştirilmiştir.

Yakınsamanın gerçekleştiği eleman sayısı değeri 5464032'dir. Bu ağ yapısını elde etmek için hesaplama bölgesi çevresel olarak 112'ye, Z-ekseni boyunca 530'a ve yarıçap boyunca 88'e (cam 15'e, vakum 3'e, soğurucu 15'e ve htf 50'ye) bölünerek düzgün hekzagonal bir ağ yapısı oluşturulmuştur. Bu ağ yapısı Şekil 3.4 ile Şekil 3.7 arasında görülmektedir. Eleman sayısından bağımsızlık ve parametrik analiz çalışmalarında her bir simülasyon için htf bölgesinde Bias Factor seçeneği ile elamanlar cidarlara yaklaştırılarak $y^+ = 1$ değeri sağlanmıştır (kalınlık boyunca toplam eleman sayısı sabit tutulmuştur). Bunun nedeni aynı ağ yapısının, SST gibi

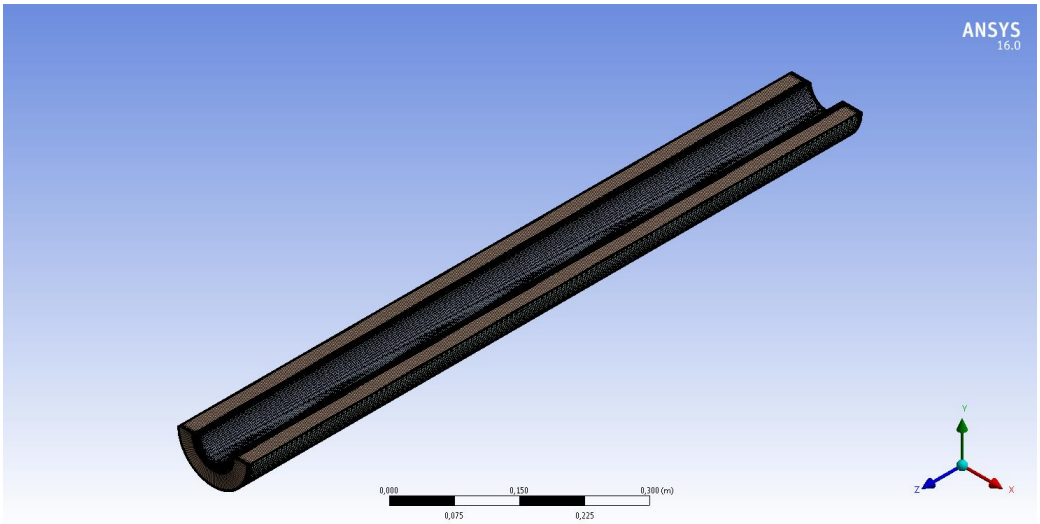
diğer türbülans modelleri ile kullanılmasının ve karşılaştırılmasının önünü açmaktır. Akış hızı optimizasyonu çalışmalarında ise enflasyonsuz bir ağ yapısı kullanılmıştır.



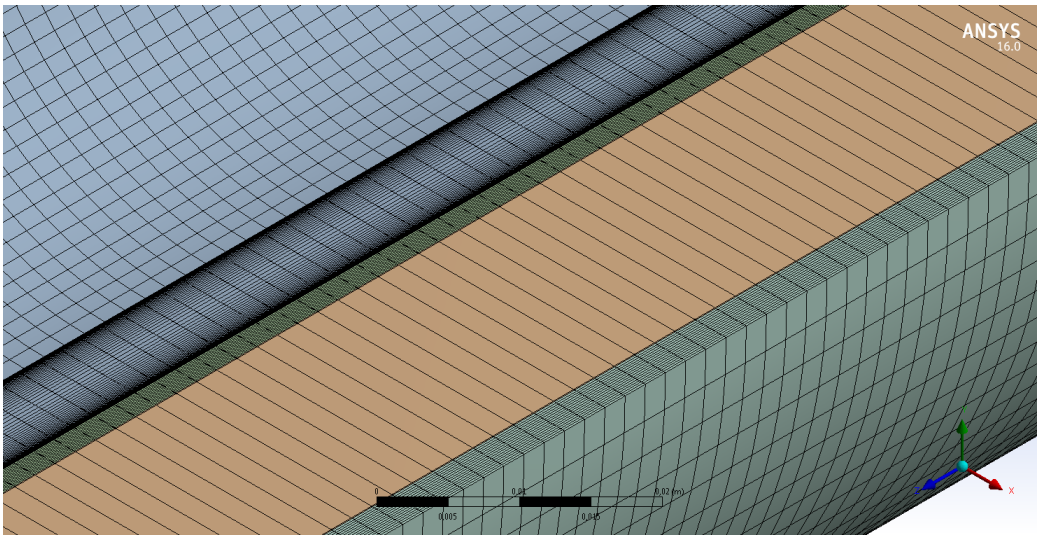
Şekil 3.2 : Eleman sayısına göre çıkış sıcaklığının değişimi



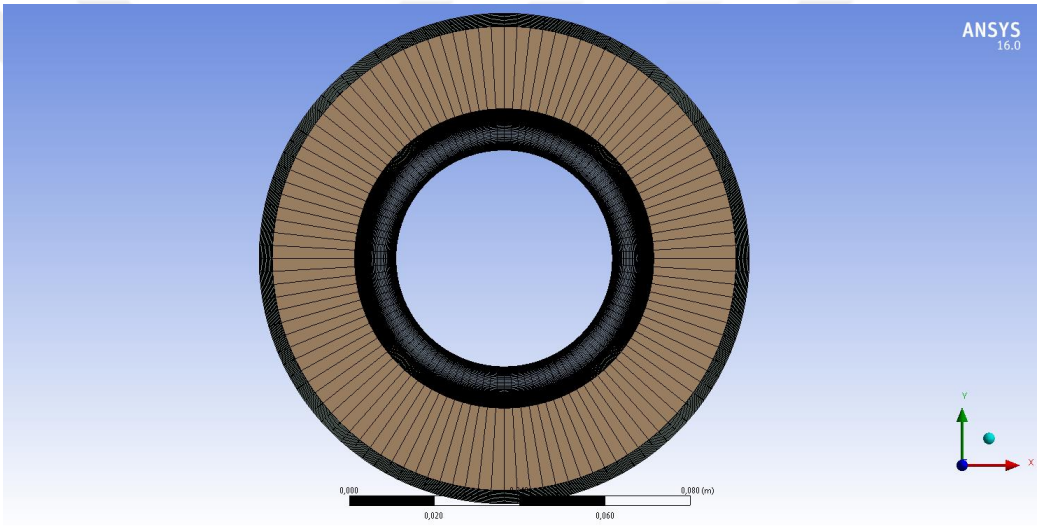
Şekil 3.3 : Eleman sayısı adımına göre çıkış sıcaklığının % değişimi



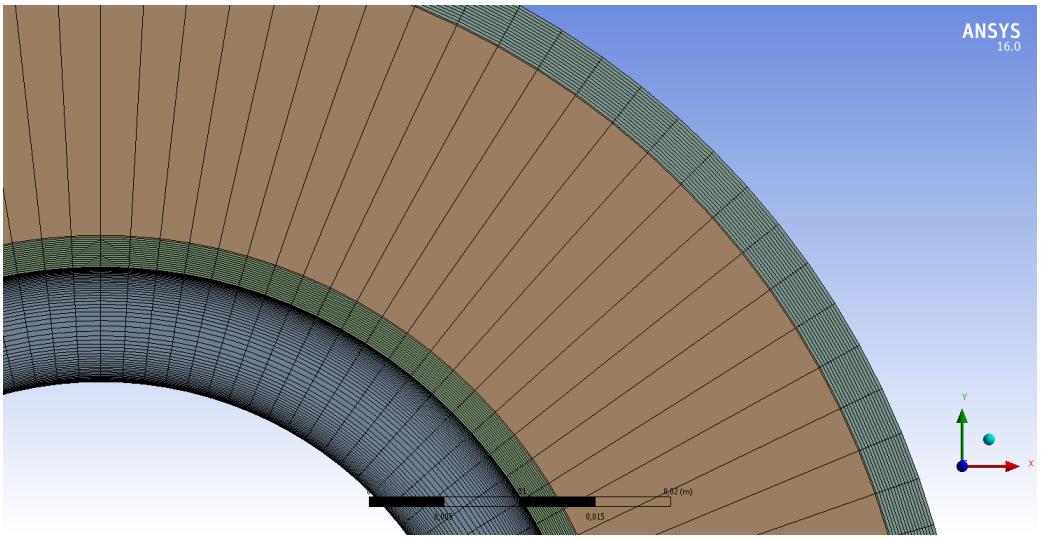
Şekil 3.4 : Ağ yapısının izometrik görünüşü



Şekil 3.5 : Ağ yapısının izometrik görünüşü (detay)



Şekil 3.6 : Ağ yapısının önden görünüşü



Şekil 3.7 : Ağ yapısının önden görünüşü (detay)

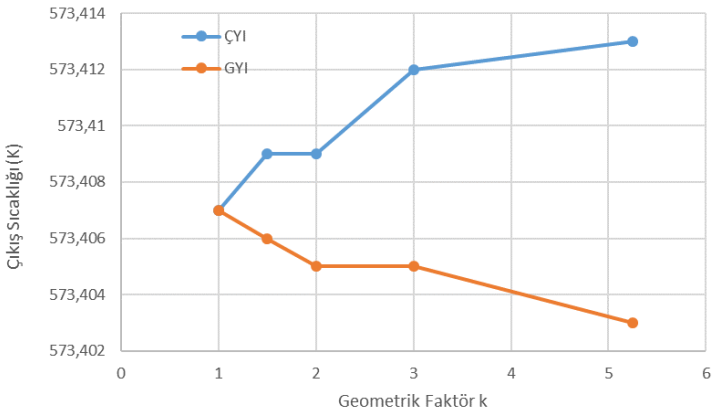
4. BULGULAR

Bu bölümde k faktörü değişkeni ile gerçekleştirilen parametrik analiz simülasyonlarından ve akış hızına göre elde edilen bulgular paylaşılmıştır.

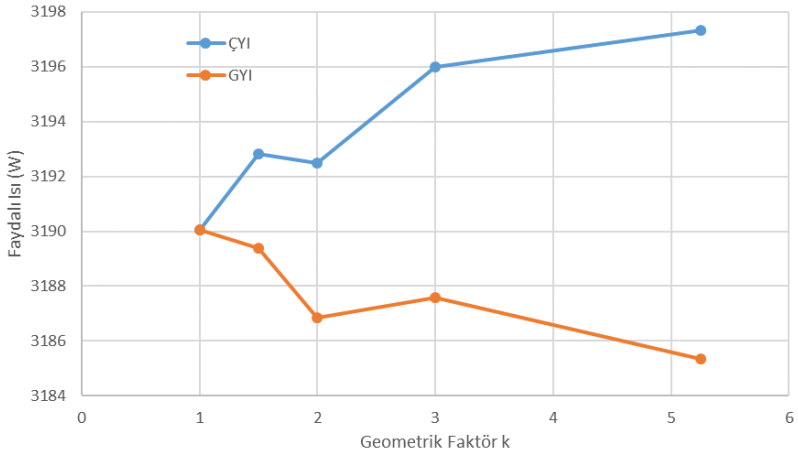
4.1 Parametrik Analizler

Gözlenen ilk bulgu ÇYI durumu için artan k değeri ile çıkış sıcaklığı (Şekil 4.1), faydalı ısı (Şekil 4.2) ve ısıl verim (Şekil 4.3) artarken GYI durumunda azalmaktadır. Referans duruma göre ($k = 1$), ısıl verim, k = 5,25 ÇYI durumunda %0,21 artarken, k = 5,25 GYI durumunda %0,13 azalmıştır. Akışkana aktarılan faydalı ısı k = 5,25 GYI durumunda 7,28 W artarken, k = 5,25 ÇYI durumu için 4,7 W azalmaktadır. Detaylı çıkış sıcaklığı profilleri Şekil 4.4 – Şekil 4.6 arasında verilmiştir.

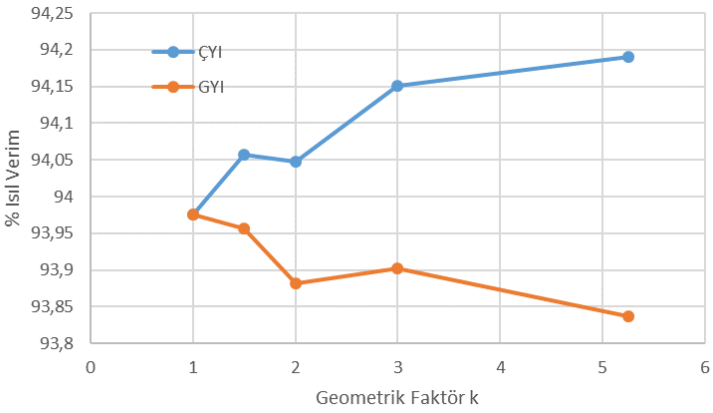
Basınç kaybında da benzer bir sonuç gözlemlenmiştir. GYI durumunda basınç kaybı artarken ÇYI durumunda azalmaktadır (Şekil 4.7). Fakat sonuçlar arasındaki pompa işinin büyüklüğü neredeyse hiç bir değişiklik göstermemiştiri. Değeri 0,24 W kabul edilmiştir (Şekil 4.8). Akış alanına ait detaylı basınç grafiği Şekil 4.9 - Şekil 4.11 arasında verilmiştir.



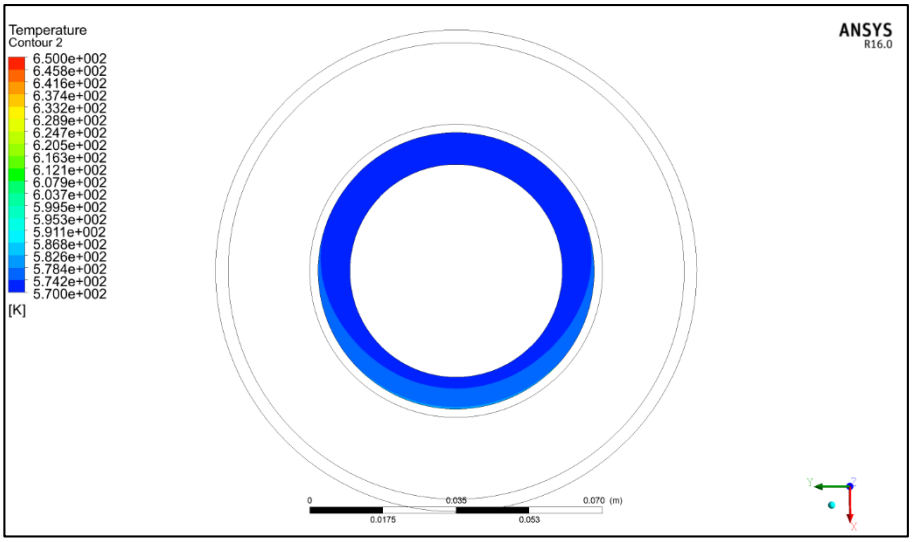
Şekil 4.1 : Çıkış sıcaklığı – geometrik faktör



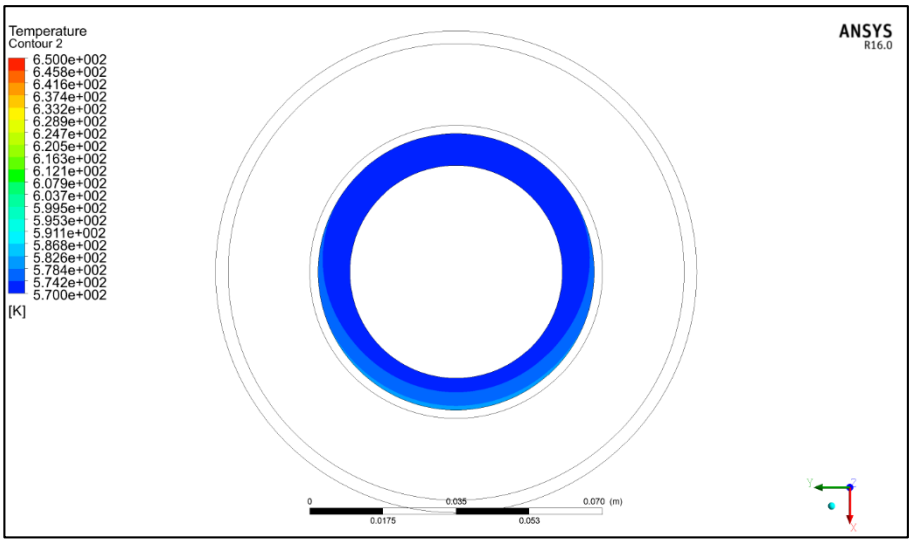
Şekil 4.2 : Faydalı ısı – geometrik faktör



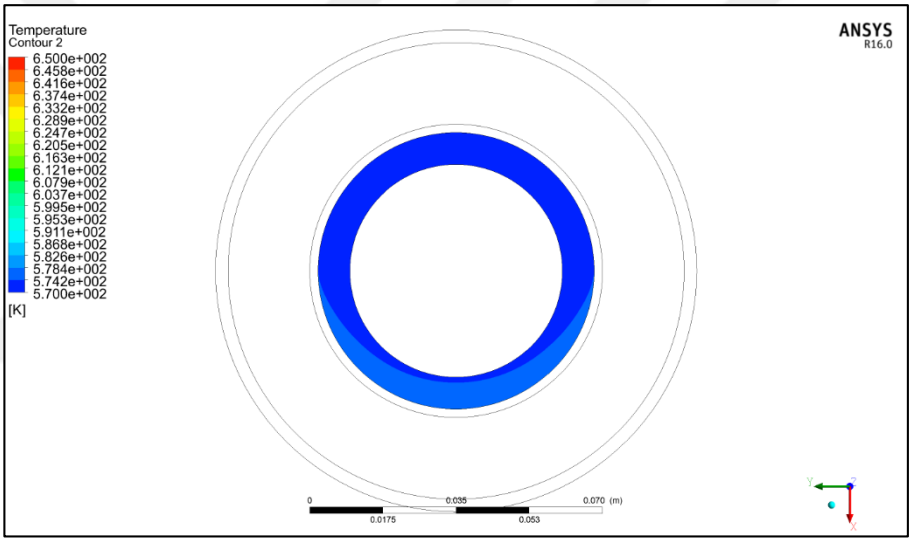
Şekil 4.3 : Isıl verim – geometrik faktör



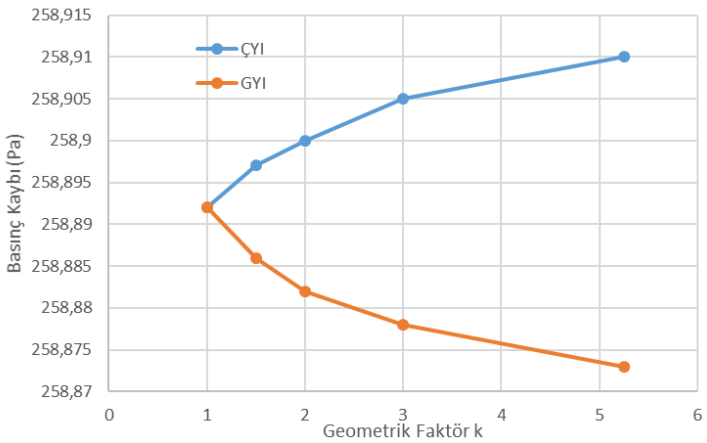
Şekil 4.4 : k = 1 için çıkış sıcaklığı konturu



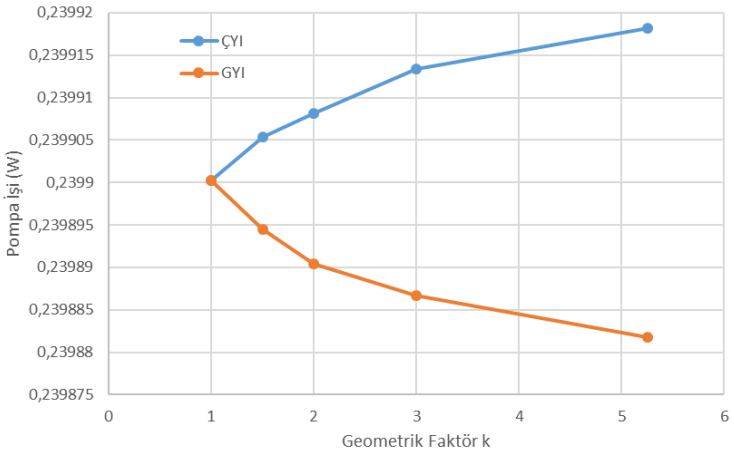
Şekil 4.5 : k = 5,25 ÇYI için çıkış sıcaklığı konturu



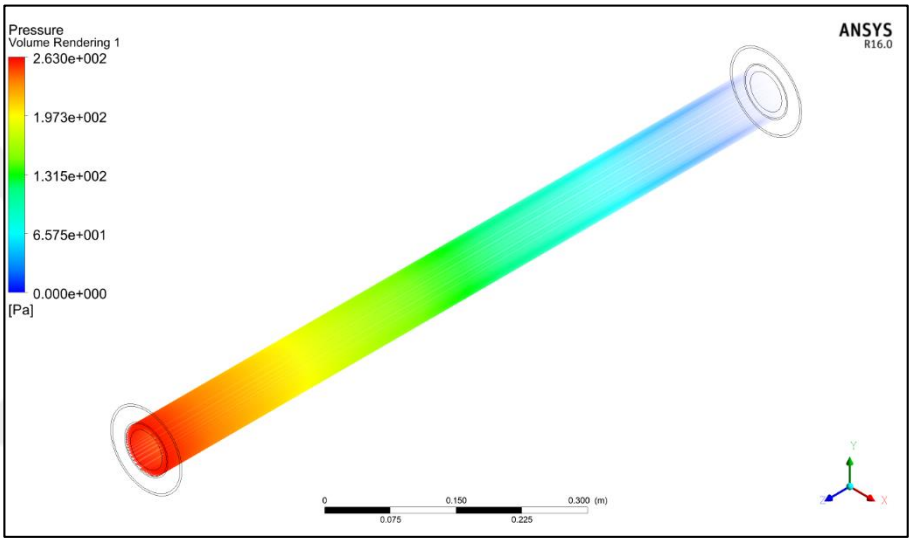
Şekil 4.6 : k = 5,25 GYI için çıkış sıcaklığı konturu



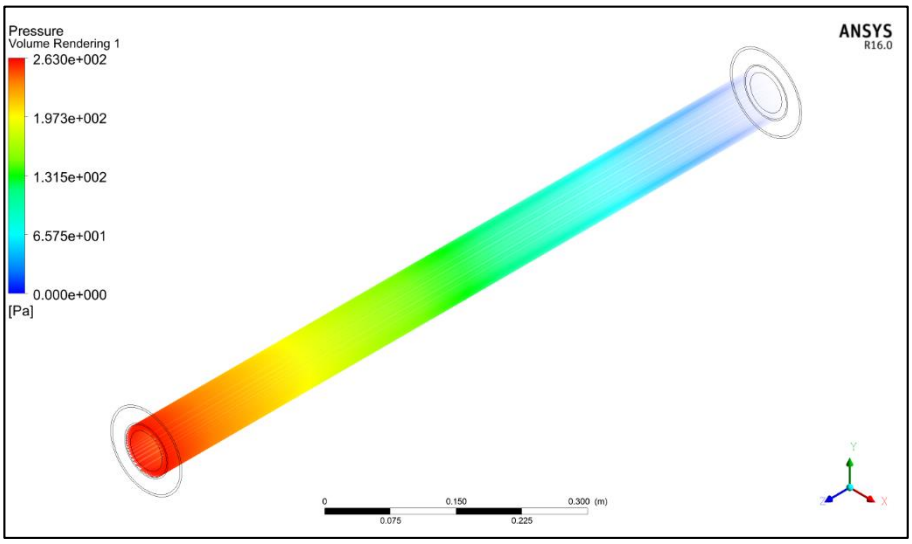
Şekil 4.7 : Basınç kaybı – geometrik faktör



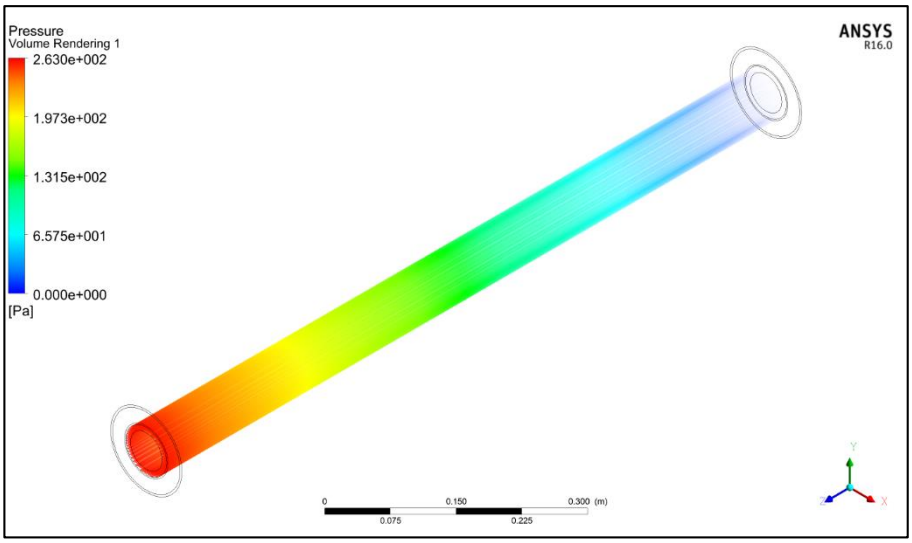
Şekil 4.8 : Pompa işi – geometrik faktör



Şekil 4.9 : k = 1 için basınç konturu

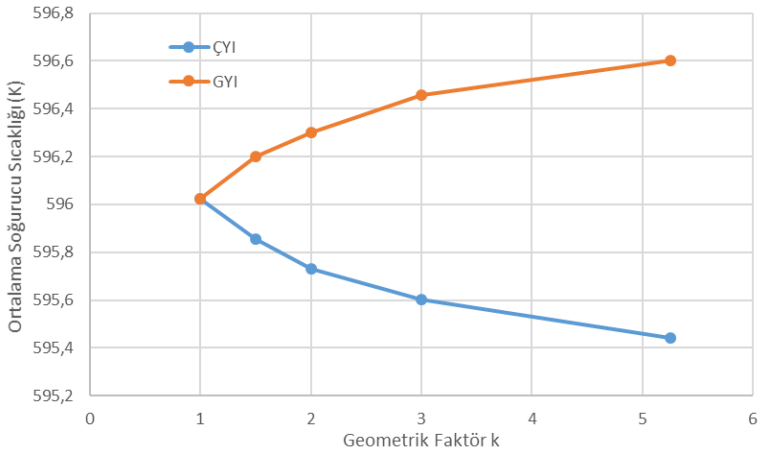


Şekil 4.10 : k = 5,25 için basınç konturu

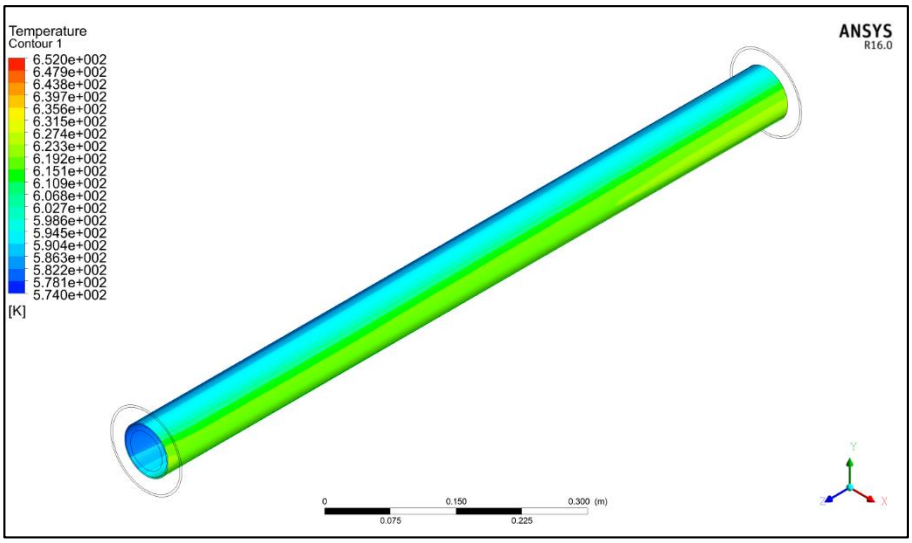


Şekil 4.11 : k = 5,25 için basınç konturu

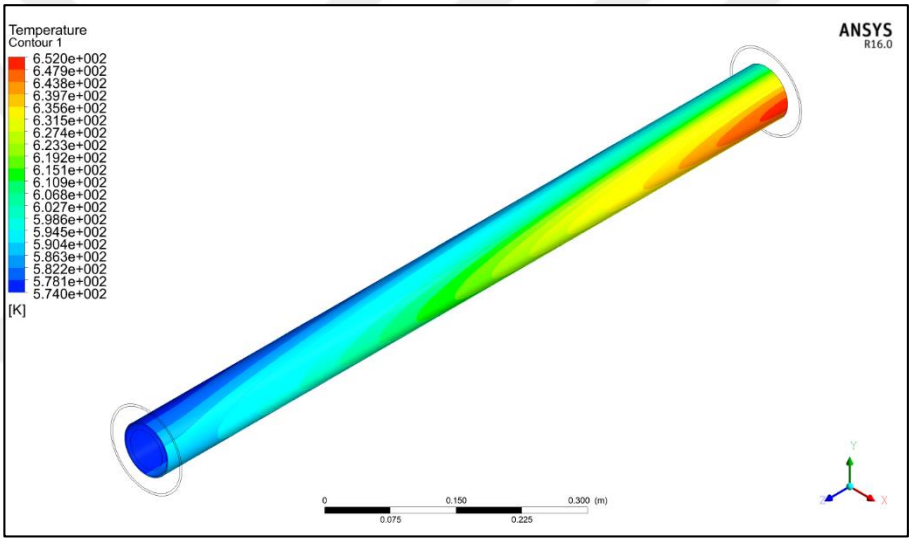
Soğurucu ortalama sıcaklığı, ÇYI durumundaki ısı kazancını açıklayacak şekilde geometrik faktörün artmasıyla azalmaktadır. Dolayısıyla soğurucudan gerçekleşen ısı kaybı azalmaktadır, k = 5,25 için ortalama soğurucu sıcaklığı 0,48 K azalmıştır. GYI durumunda ise artan *k* ile ortalama sıcaklık artmaktadır ve k = 5,25 için 0,37 K artmıştır (Şekil 4.12). Sabit ısı akısında sıcaklık profili çok daha homojen yayılıdır (Şekil 4.13). Maksimum sıcaklık ÇYI durumunda çıkışta (Şekil 4.14) GYI durumunda ise girişte gerçekleşmektedir (Şekil 4.15).



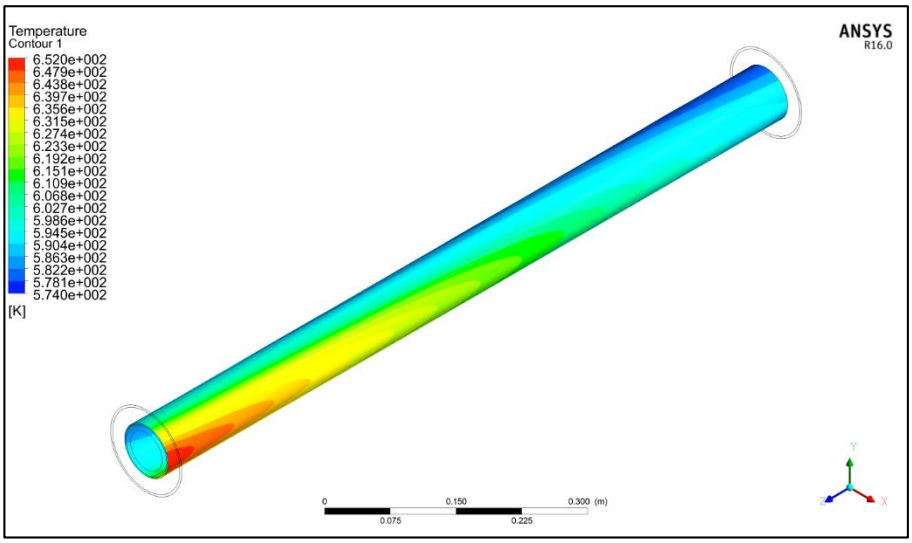
Şekil 4.12 : Ortalama soğurucu sıcaklığı – geometrik faktör



Şekil 4.13 : k = 1 için soğurucu yüzey sıcaklığı

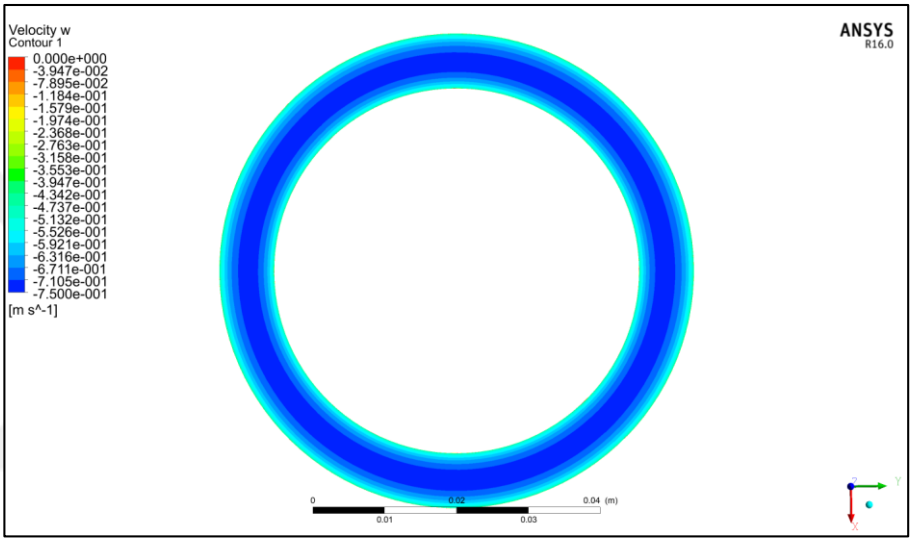


Şekil 4.14 : k = 5,25 ÇYI için soğurucu yüzey sıcaklığı

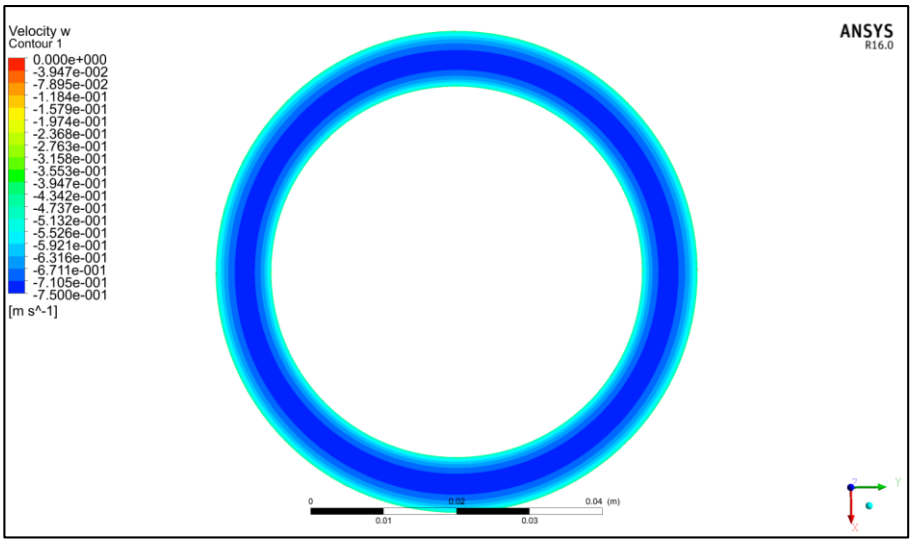


Şekil 4.15 : k = 5,25 GYI için soğurucu yüzey sıcaklığı

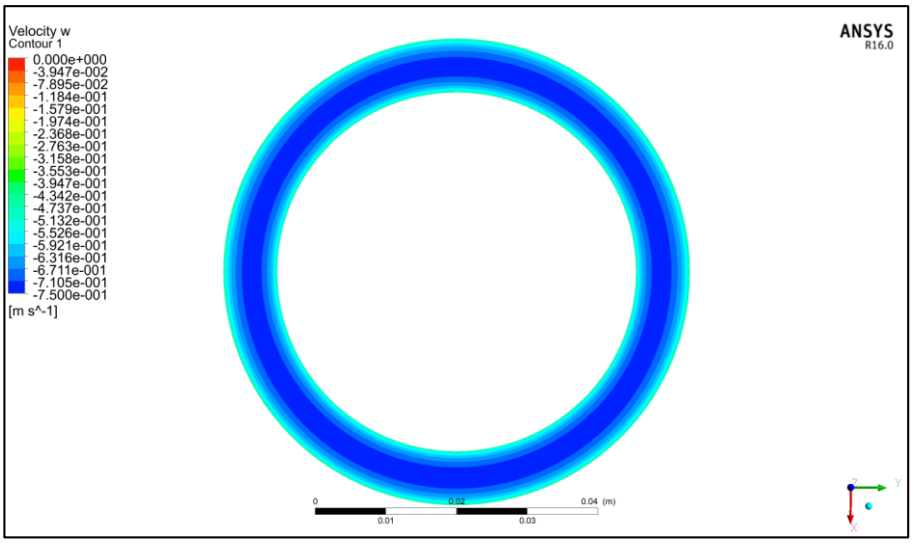
Her durum için ortalama akışkan giriş hızı sınır şartının gerektirdiği gibi 0,6635 m/s'dir. Ortalama çıkış hızı ise girişe göre az da olsa artmaktadır ve her durum için 0,6737 m/s'dir. Parametrik analizlerde ÇYI durumları için çıkış hızı bu değerden daha yüksek iken, GYI durumları için daha düşüktür, fakat bu farkın mertebesi çok düşüktür. Soğurucunun orta noktası için XY düzleminde gerçekleşen hız konturları Şekil 4.16 – Şekil 4.24 arasında verilmiştir. Görüldüğü üzere akış yönündeki hız dağılımında belirgin bir fark olmamasıyla birlikte hızın X ve Y bileşenlerinin konturlarında doğal taşınım nedeniyle oluşan ikincil akışları temsil eden farklılıklar görülmektedir. Kütlesel debi ise her durum için 0,622766 kg/s'dir.



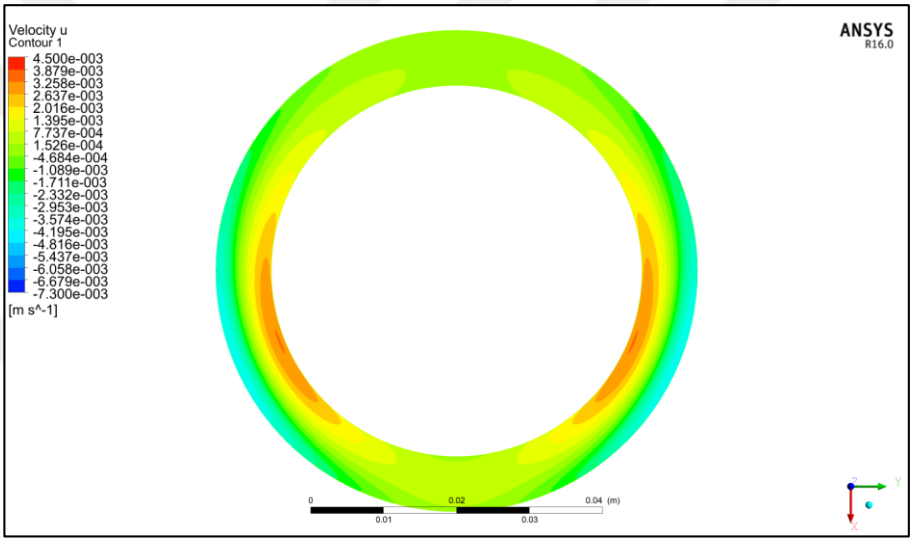
Şekil 4.16 : k = 1 için hızın z bileşeni, z = 0,5



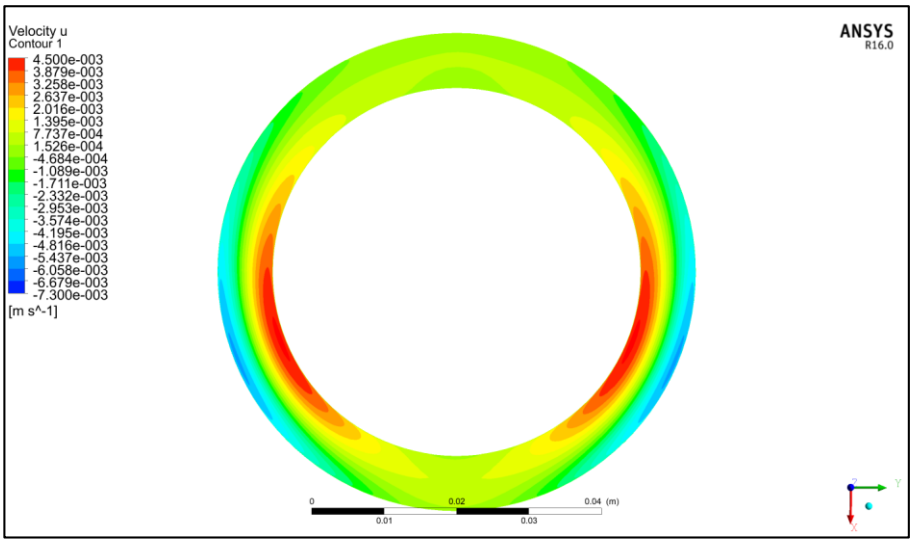
Şekil 4.17 : k = 5,25 ÇYI için hızın z bileşeni, z = 0,5



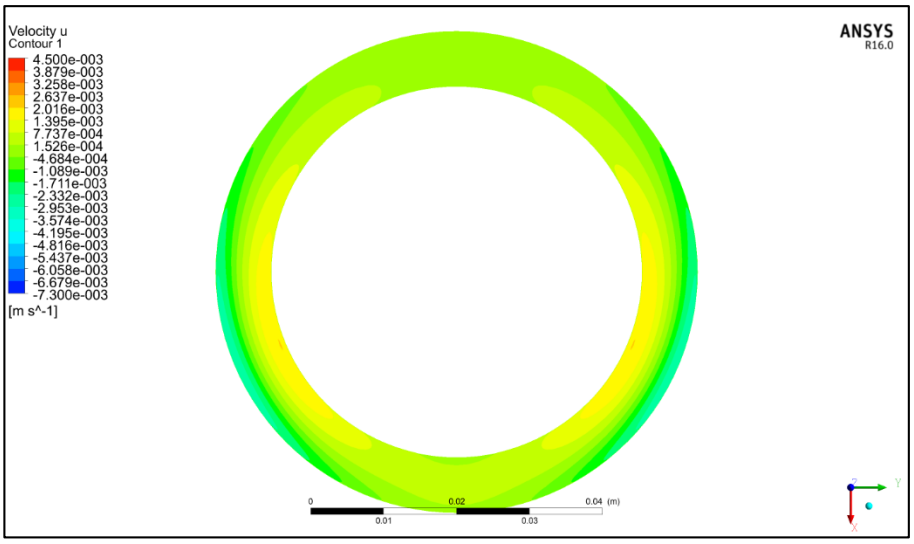
Şekil 4.18 : k = 5,25 GYI için hızın z bileşeni, z = 0,5



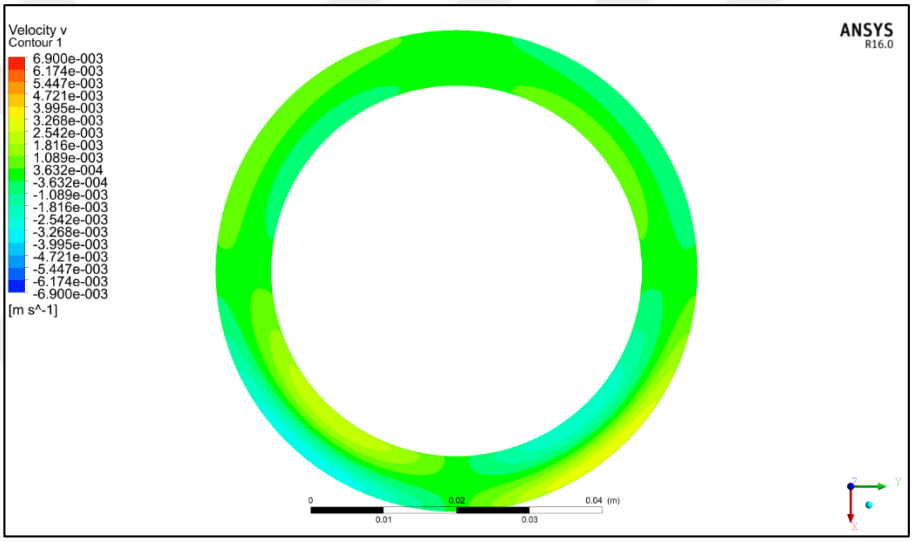
Şekil 4.19 : k = 1 için hızın x bileşeni, z = 0,5



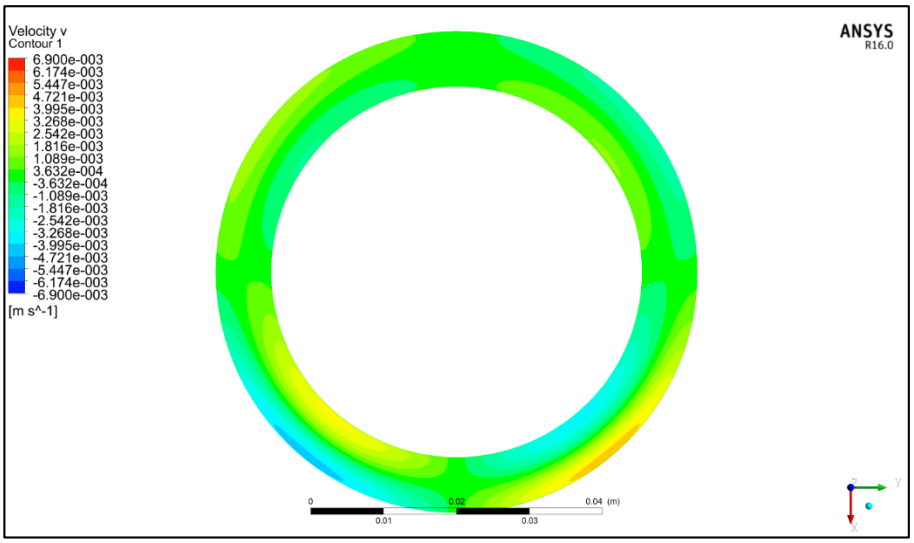
Şekil 4.20 : k = 5,25 GYI için hızın x bileşeni, z = 0,5



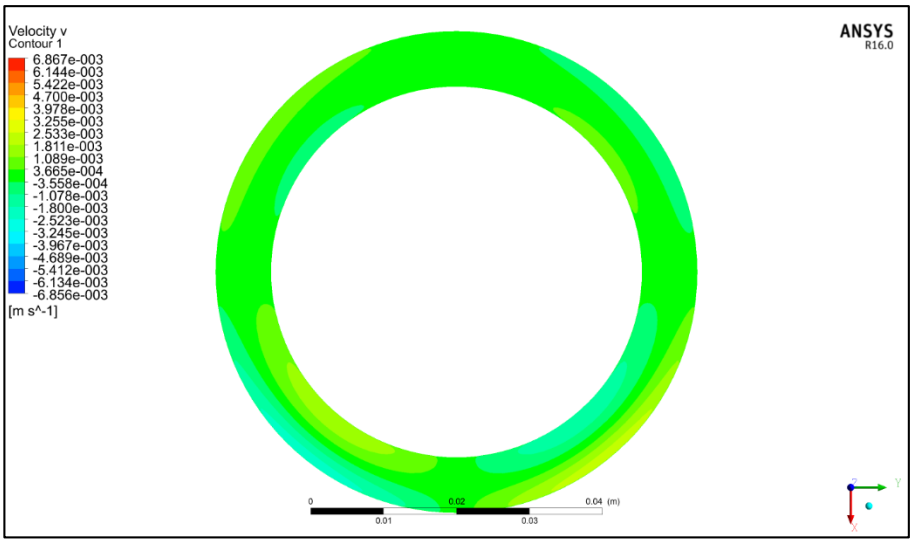
Şekil 4.21 : k = 5,25 ÇYI için hızın x bileşeni, z = 0,5



Şekil 4.22 : k = 1 için hızın y bileşeni, z = 0,5

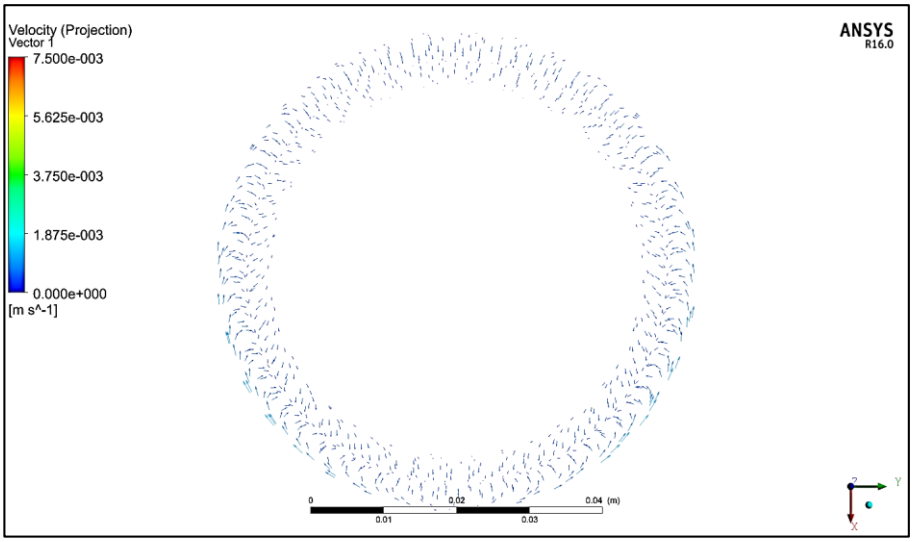


Şekil 4.23 : k = 5,25 GYI için hızın y bileşeni, z = 0,5

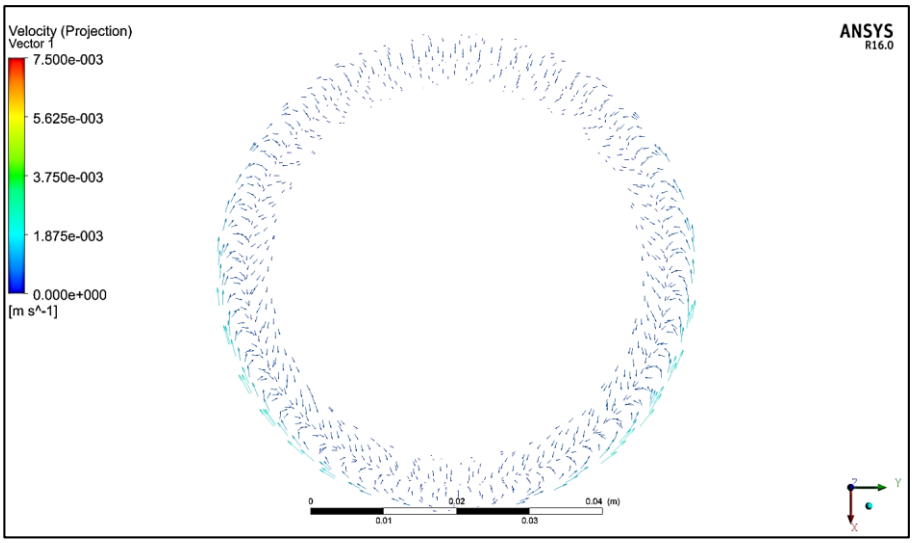


Şekil 4.24 : k = 1 ÇYI için hızın y bileşeni, z = 0,5

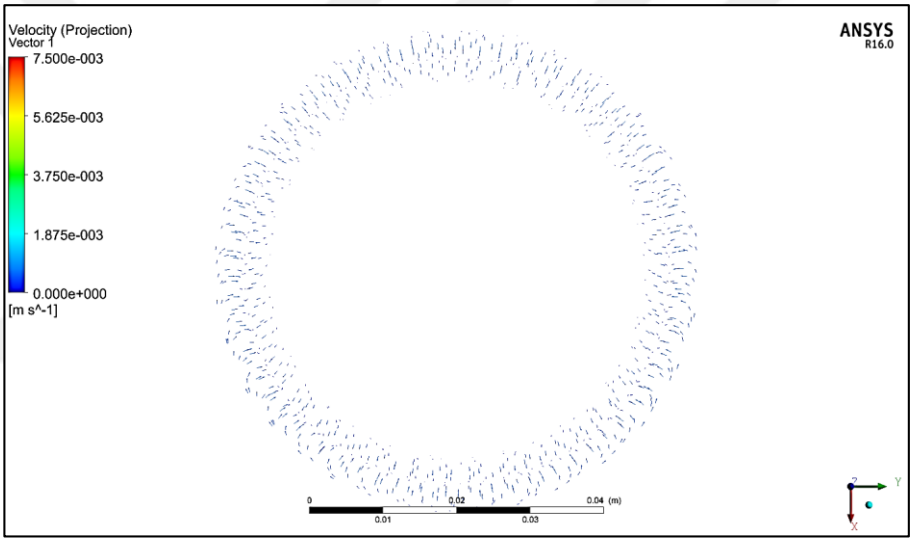
Doğal taşınım nedeniyle oluşan ikincil akışları incelemek için akış alanının XY düzleminde girişe yakın (z = 0,1), orta (z = 0,5) ve çıkışa yakın (z = 0,9) noktalarında kesitler alınmış ve düzleme teğet olan hız vektörleri Şekil 4.25 – Şekil 4.33 arasında verilmiştir. Şekillerde görüldüğü gibi GYI durumunda ikincil akışlar daha erken oluşurken, ÇYI durumunda çıkışta oluşan ikincil akışın hızı daha fazladır. Fakat bu hız vektörlerinin büyüklüğü mutlak akış hızının %1'i mertebelerindedir.



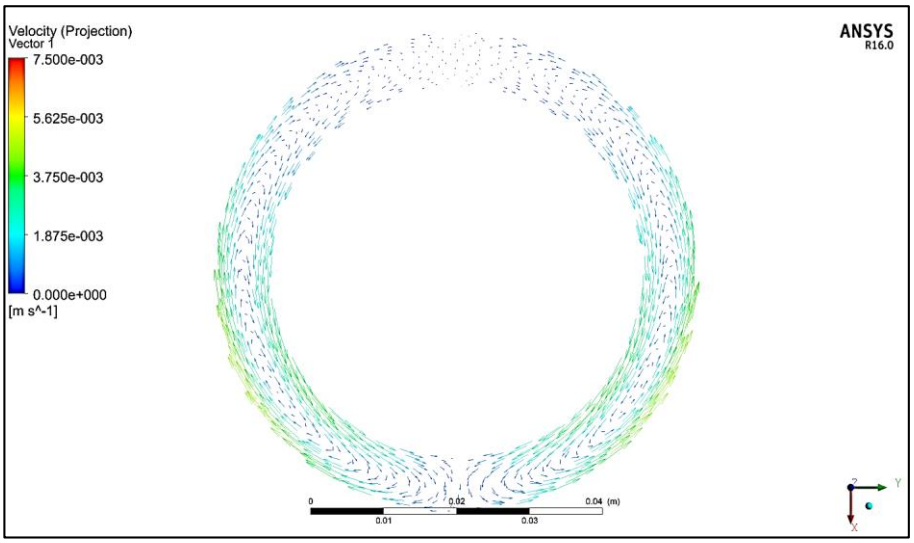
Şekil 4.25 : k = 1 için ikincil akış vektörleri, z = 0,1



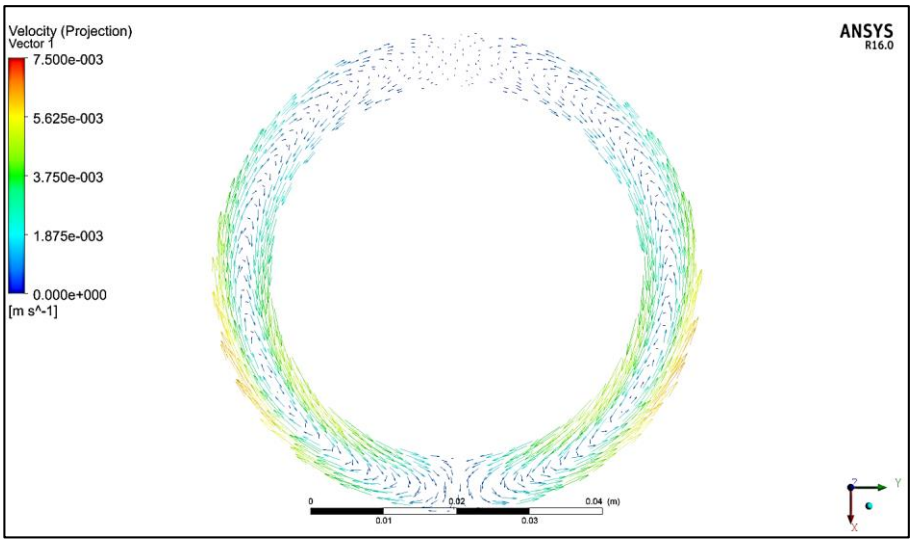
Şekil 4.26 : k = 5,25 GYI için ikincil akış vektörleri, z = 0,1



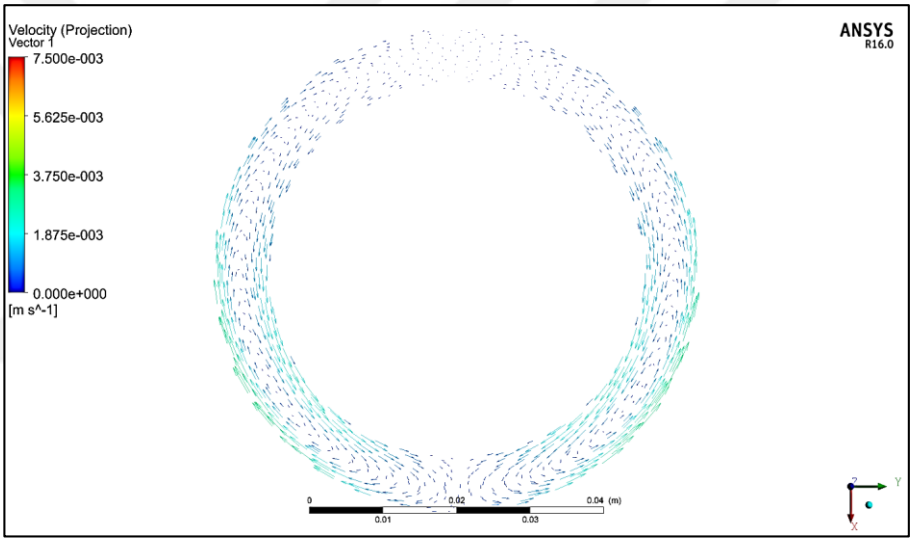
Şekil 4.27 : k = 5,25 ÇYI için ikincil akış vektörleri, z = 0,1



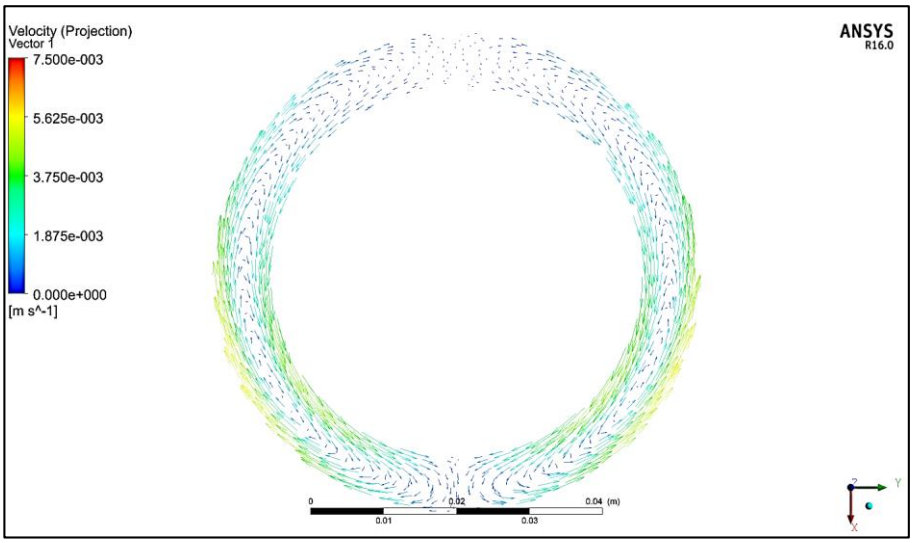
Şekil 4.28 : k = 1 için ikincil akış vektörleri, z = 0,5



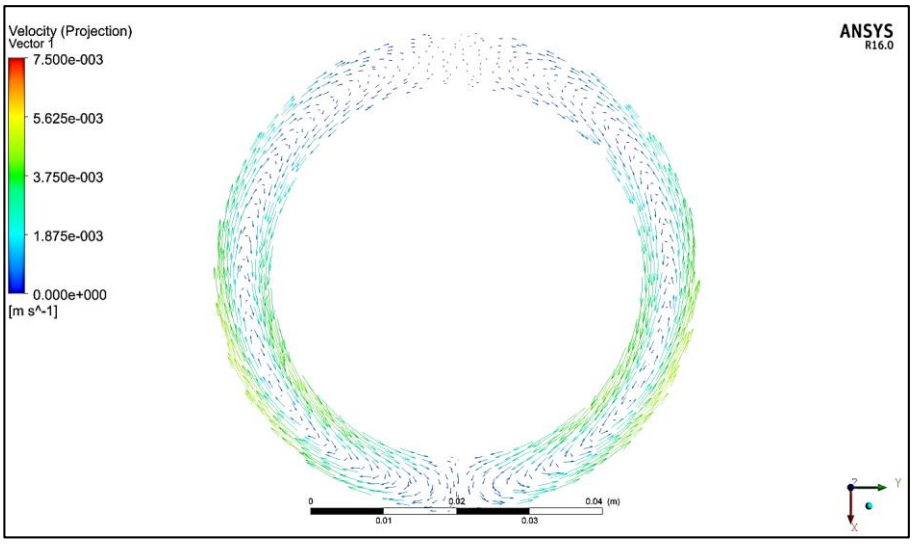
Şekil 4.29 : k = 5,25 GYI için ikincil akış vektörleri, z = 0,5



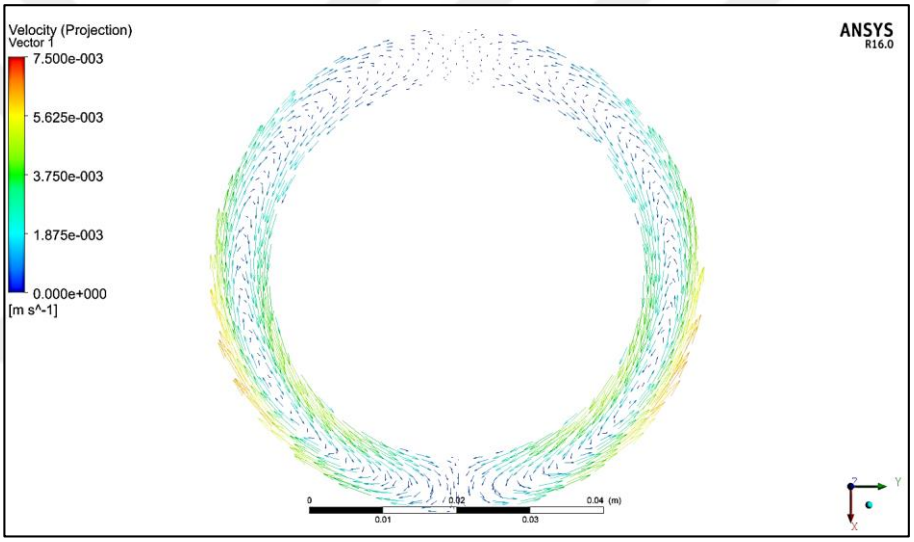
Şekil 4.30 : k = 5,25 ÇYI için ikincil akış vektörleri, z = 0,5



Şekil 4.31 : k = 1 için ikincil akış vektörleri, z = 0,9



Şekil 4.32 : k = 5,25 GYI için ikincil akış vektörleri, z = 0,9



Şekil 4.33 : k = 5,25 ÇYI için ikincil akış vektörleri, z = 0,9

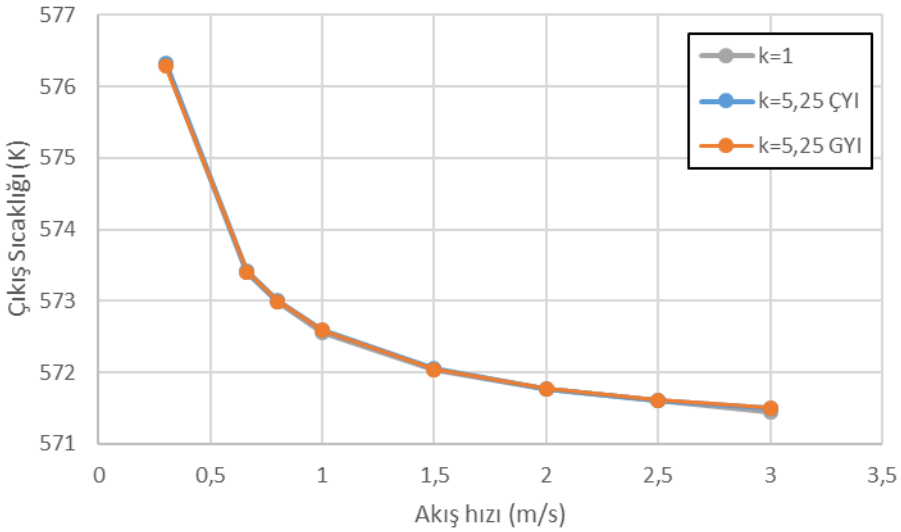
4.2 Akış Hızı Optimizasyonu

Akış hızının artmasıyla çıkış sıcaklığı azalmaktadır (Şekil 4.34), öte yandan sisteme aktarılan faydalı ısı miktarı ise her üç durum için de benzer bir şekilde artmaktadır fakat artış miktarı azalmaktadır (Şekil 4.35).

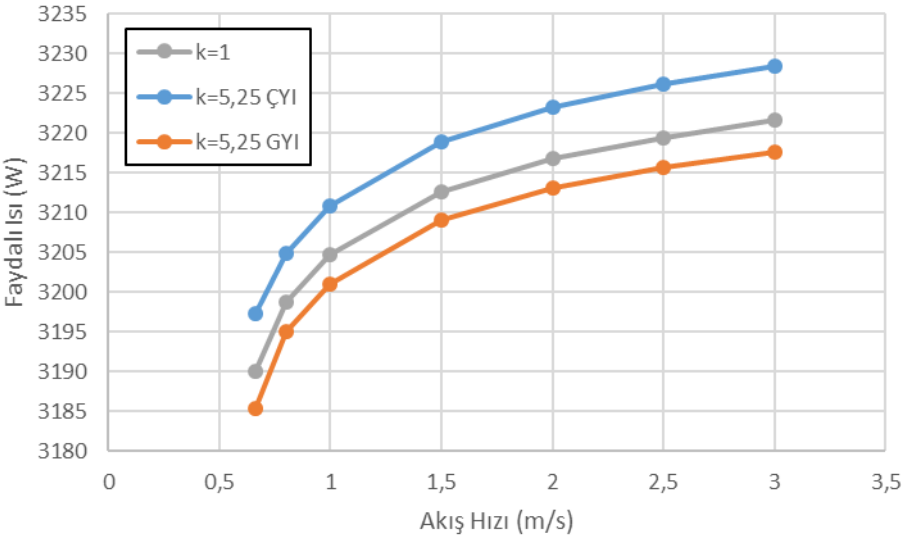
Öte yandan akış hızının artması ile basınç farkı (Şekil 4.36) ve dolayısıyla pompa işi (Şekil 4.37) artmaktadır. Artış miktarının da arttığı gözlemlenmiştir.

Bu durum net enerji kazancı için bir maksimum noktasının oluşmasına neden olmaktadır (Şekil 4.38). Maksimum net enerji kazancı üç durum için de 2 m/s akış hızında gerçekleşmektedir ve değeri k = 1 için 3204,32 W, k = 5,25 ÇYI için 3211,12 W ve k = 5,25 GYI için 3200,38 W'tır. Bir diğer gözlemlenen olgu ise bu

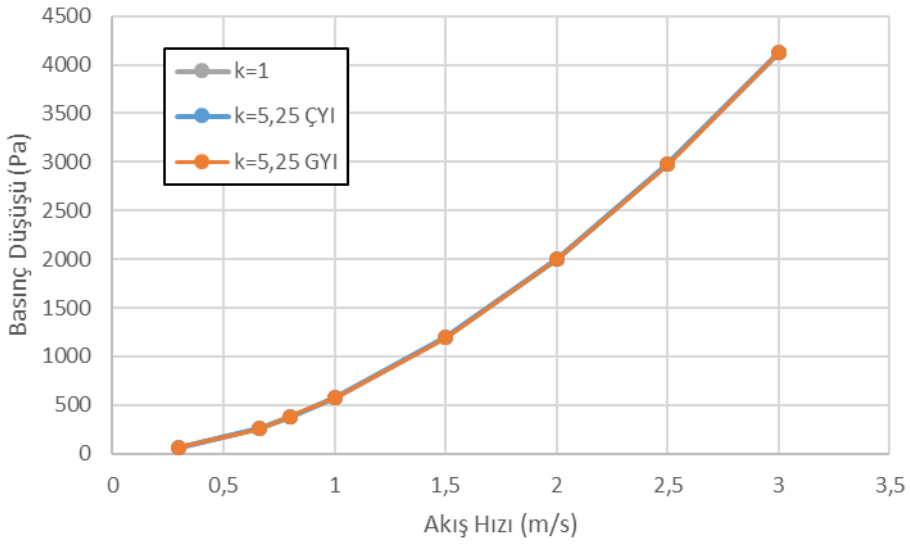
akış hızı aralığı için, geometrinin akış karakteristiklerine olan etiklerinin, akış hızına göre belirgin bir değişim göstermediğidir.



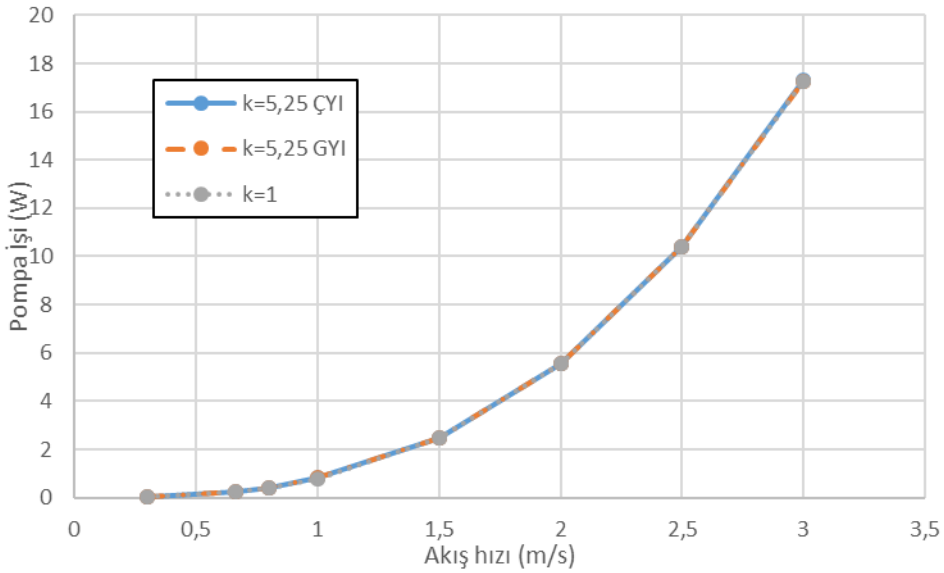
Şekil 4.34 : Çıkış sıcaklığı – akış hızı



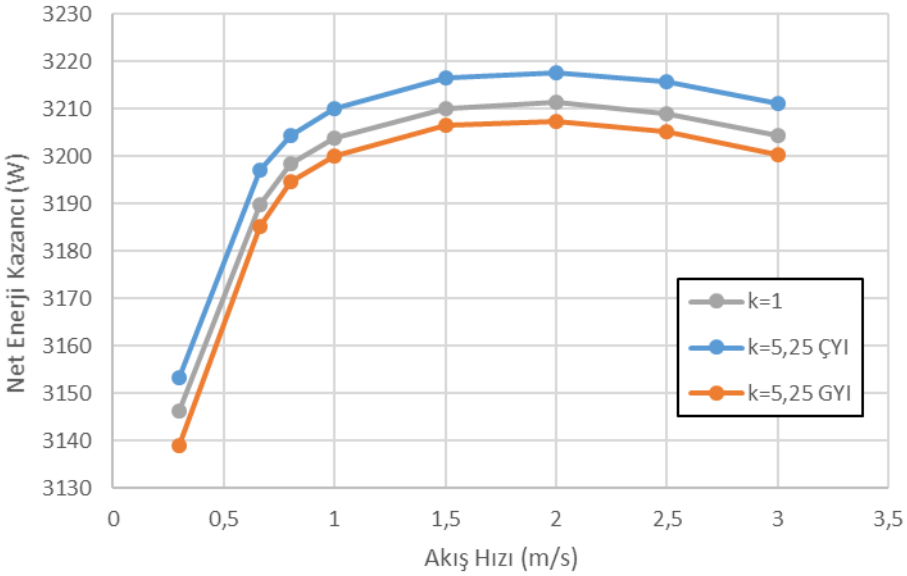
Şekil 4.35 : Faydalı ısı – akış hızı



Şekil 4.36 : Basınç düşüşü – akış hızı



Şekil 4.37 : Pompa işi – akış hızı



Şekil 4.38 : Net enerji kazancı – akış hızı

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu kısımda çalışmanın sonuçları verilerek, gelecek çalışmalar için önerilerde bulunulmuştur.

5.1 Sonuçlar

Çalışmanın en önemli sonucu, tanımlanan yüzey nedeniyle soğurucu boyunca değişken ısı akısının sıcaklık, basınç ve hız gibi akış karakteristiklerini etkilediğidir. Tanımlanan geometrik faktörün büyüklüğü arttıkça ısı akısının değişimi de artmakta ve bahsedilen karakteristikler daha fazla değişmektedir. Çıkarılan bir diğer sonuç ise ısı akısının akış yönüyle artması (ÇYI) ve akış yönünde azalması (GYI) durumlarının farklı sonuçlara neden olmasıdır. Referans durum olan k = 1'e göre ÇYI konfigürasyonunda çıkış sıcaklığı, basınç değişimi ve çıkış hızı artmaktayken, GYI için azalmaktadır. ÇYI konfigürasyonuyla ısıl verim %0,21 artarken GYI konfigürasyonuyla %0,13 azalmaktadır.

Enerji kazanımı yönünden bakıldığında ÇYI durumu için kazanılan ısı dolayısıyla ısıl verim artmaktadır öte yandan basınç farkı arttığı için sisteme gerekli olan pompa işi de artmaktadır. Fakat incelenen referans akış hızı için ikincisinin etkisi çok daha azdır ve net enerji kazancı daha fazladır. GYI durumunda ise tam tersi gerçekleşir ve sisteme aktarılan net enerji azalır.

Öte yandan akış hızı optimizasyonu sonucunda artan akış hızının aynı anda hem faydalı ısıyı hem de pompa işini arttırdığı gözlemlenmiştir. Yüksek akış hızları için pompa işi net enerji kazancını etkilemektedir ve 2 m/s'nin üzerindeki hızlarda baskın gelerek net enerji kazancını düşürmektedir. Bu optimizasyon çalışması ile maksimum noktasında ($k = 5{,}25$ ÇYI, $V_{giriş} = 2$ m/s), referans duruma göre ($k = 1$, $V_{giriş} = 0.664$ m/s) net enerji kazancının %1.16 arttığı gözlemlenmiştir.

5.2 Öneriler

Bu çalışmada yapılan analizler geometrik faktör, akış yönü ve akış hızı parametreleri değiştirilerek gerçekleştirilmiştir. Kurulan CFD modeli ile farklı akışkan giriş sıcaklığı, çevre şartları, diğer geometrik faktörler ve akışkan türleri gibi değişkenler de birer analiz parametresi olarak gözetilip çok parametreli, daha kapsamlı analizler gerçekleştirilebilir. Ayrıca diğer türbülans modelleri arasında karşılaştırmalar yapılabilir.

Bu çalışmada bahsedilen yüzey ve akış konfigürasyonları sürekli rejim altında incelenmiştir. Gelecek çalışmalarda bahsedilen durumların geçici rejim simülasyonları gerçekleştirilebilir. Bu yüzeyi barındıran bir sistemin dinamik davranışı incelenebilir.

Son olarak bu çalışmada gerçekleştirilen ve önerilen analizler, tanımlanan yüzey imal edilerek deneysel olarak gerçekleştirilebilir.

KAYNAKLAR

[1] **U.S. Energy Information Administration**. (2017). *International Energy Outlook*.

[2] **IRENA.** *International Renewable Eenergy Agency*. Erişim: 11 Aralık 2018. https://www.irena.org.

[3] **IEA**. (2018). *Renewables Information*. doi:10.1787/renew-2015-en.

[4] **J. Hernández-Moro, J.M. Martínez-Duart**. (2013). Analytical model for solar PV and CSP electricity costs: Present LCOE values and their future evolution. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *20*, 119–132. https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.11.082.

[5] **V.J. Fesharaki, M. Dehghani, J.J. Fesharaki, H. Tavasoli.** (2011). The Effect of Temperature on Photovoltaic Cell Efficiency. *Proceedings of the 1st International Conference on Emerging Trends in Energy Conservation* (ss. 1–6). İran:Tahran, Kasım 20-21

[6] **K. Kaygusuz**. (2011). Prospect of concentrating solar power in Turkey: The sustainable future. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *15*(1), 808–814. https://doi.org/10.1016/J.RSER.2010.09.042.

[7] **J.A. Crook, L.A. Jones, P.M. Forster, R. Crook**. (2011). Climate change impacts on future photovoltaic and concentrated solar power energy output. *Energy and Environmental Science*, *4*(9), 3101–3109. https://doi.org/10.1039/c1ee01495a.

[8] **H. Lund, D. Connolly**. (2016). Energy Storage and Smart Energy Systems. *International Journal of Sustainable Energy Planning and Management*, *11*, 2016–3. https://doi.org/10.5278/ijsepm.2016.11.2.

[9] **A.K. Sharma, C. Sharma, S.C. Mullick, T.C. Kandpal**. (2017). Solar industrial process heating: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *78*(April), 124–137. https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.04.079.

[10] **E.M.A. Mokheimer, Y.N. Dabwan, M.A. Habib**. (2017). Optimal integration of solar energy with fossil fuel gas turbine cogeneration plants using three different CSP technologies in Saudi Arabia. *Applied Energy*, *185*, 1268–1280. https://doi.org/10.1016/J.APENERGY.2015.12.029.

[11] **J.H. Peterseim, S. White, A. Tadros, U. Hellwig**. (2014). Concentrating solar power hybrid plants – Enabling cost effective synergies. *Renewable Energy*, *67*, 178–185. https://doi.org/10.1016/J.RENENE.2013.11.037.

[12] **P. Palenzuela, D.C. Alarcón-Padilla, G. Zaragoza**. (2015). Large-scale solar desalination by combination with CSP: Techno-economic analysis of different options for the Mediterranean Sea and the Arabian Gulf. *Desalination*, *366*, 130–138. https://doi.org/10.1016/j.desal.2014.12.037

[13] **REN 21**. (2015). *Renewables Global Status Report*.

[14] **İ.H. Yılmaz**. (2018). Residential use of solar water heating in Turkey: A novel

thermo-economic optimization for energy savings, cost benefit and ecology. *Journal of Cleaner Production*, *204*, 511–524. https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2018.09.060.

[15] **T. Muneer, M. Asif, Z. Cizmecioglu, H.K. Ozturk**. (2008). Prospects for solar water heating within Turkish textile industry. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *12*(3), 807–823. https://doi.org/10.1016/j.rser.2006.10.024.

[16] **A. Lokurlu, F. Richarts, D. Krüger**. (2005). High efficient utilisation of solar energy with newly developed parabolic trough collectors (SOLITEM PTC) for chilling and steam production in a hotel at the Mediterranean coast of Turkey. *International Journal Energy Technology and Policy*, *3*, 137–146. https://doi.org/10.1504/IJETP.2005.006745.

[17] **Soliterm Group**. Erişim: 13 Aralık 2018. http://solitermgroup.com/tr/index.php

[18] **Greenway CSP Mersin Tower Plant.** Erişim: 13 Aralık 2018. https://solarpaces. nrel. gov/greenway-csp-mersin-tower-plant.

[19] **International Renewable Energy Agency.** (2012). *Power Sector, Concentrating Solar Power*. doi:10.1063/1.2993731.

[20] **M.T. Islam, N. Huda, A.B. Abdullah, R. Saidur**. (2018). A comprehensive review of state-of-the-art concentrating solar power (CSP) technologies: Current status and research trends. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *91*, 987–1018. https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.04.097.

[21] **R. Forristall**. (2003). *Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver*. doi:10.2172/15004820.

[22] **V. Dudley, G. Kolb, M. Sloan, D. Kearney.** (1994). *SEGS LS2 solar collector - test results, Report of Sandia National Laboratories*.

[23] **Y.-L. He, J. Xiao, Z.-D. Cheng, Y.-B. Tao.** (2011). A MCRT and FVM coupled simulation method for energy conversion process in parabolic trough solar collector. *Renewable Energy*, *36*(3), 976–985. https://doi.org/10.1016/j.renene.2010.07.017.

[24] **T. Wendelin**. (2016). *Soltrace : a New Optical Modeling Tool for Concentrating Solar Optics.*

[25] **A. Mwesigye, T. Bello-Ochende, J.P. Meyer**. (2014). Minimum entropy generation due to heat transfer and fluid friction in a parabolic trough receiver with non-uniform heat flux at different rim angles and concentration ratios. *Energy*, *73*, 606–617. https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.06.063.

[26] **ANSYS**. (2015). *CFX-Solver Theory Guide.*

[27] **E. Kaloudis, E. Papanicolaou, V. Belessiotis**. (2016). Numerical simulations of a parabolic trough solar collector with nanofluid using a two-phase model. *Renewable Energy*, *97*, 218–229. https://doi.org/10.1016/j.renene.2016.05.046.

[28] **A. Mwesigye, Z. Huan, J.P. Meyer**. (2016). Thermal performance and entropy generation analysis of a high concentration ratio parabolic trough solar collector with Cu-Therminol®VP-1 nanofluid. *Energy Conversion and Management*, *120*, 449–465. https://doi.org/10.1016/J.ENCONMAN.2016.04.106.

[29] **A. Mwesigye, Z. Huan, J.P. Meyer.** (2015). Thermodynamic optimisation of the performance of a parabolic trough receiver using synthetic oil–Al2O3 nanofluid.

Applied Energy, *156*, 398–412. https://doi.org/10.1016/J.APENERGY.2015.07.035.

[30] **Y. Wang, J. Xu, Q. Liu, Y. Chen, H. Liu**. (2016). Performance analysis of a parabolic trough solar collector using Al2O3/synthetic oil nanofluid. *Applied Thermal Engineering*, *107*, 469–478. https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2016.06.170.

[31] **Y. Wang, Q. Liu, J. Lei, H. Jin**. (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. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.05.051.

[32] **E. Bellos, C. Tzivanidis, K.A. Antonopoulos**. (2017). A detailed working fluid investigation for solar parabolic trough collectors. *Applied Thermal Engineering*, *114*, 374–386. https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2016.11.201.

[33] **Z.D. Cheng, Y.L. He, F.Q. Cui**. (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. https://doi.org/10.1016/J.IJHEATMASSTRANSFER.2012.05.057.

[34] **W. Fuqiang, T. Zhexiang, G. Xiangtao, T. Jianyu, H. Huaizhi, L. Bingxi**. (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. https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.08.013.

[35] **E. Bellos, C. Tzivanidis, D. Tsimpoukis**. (2017). Thermal enhancement of parabolic trough collector with internally finned absorbers. *Solar Energy*, *157*, 514–531. https://doi.org/10.1016/J.SOLENER.2017.08.067.

[36] **A. Mwesigye, T. Bello-Ochende, J.P. Meyer**. (2014). Heat transfer and thermodynamic performance of a parabolic trough receiver with centrally placed perforated plate inserts. *Applied Energy*, *136*, 989–1003. https://doi.org/10.1016/J.APENERGY.2014.03.037.

[37] **P. Benitez, J.C. Minano, R. Garcia, R. Mohedano Arroyo**. (1997) Contactless two-stage solar concentrators for tubular absorber. *Optical Science, Engineering and Instrumentation '97* (ss. 205–216). Ekim 3. CA:ABD. https://doi.org/10.1117/12.290219.

[38] **D. Canavarro, J. Chaves, M. Collares-Pereira**. (2013). New second-stage concentrators (XX SMS) for parabolic primaries; Comparison with conventional parabolic trough concentrators. *Solar Energy*, *92*, 98–105. https://doi.org/10.1016/j.solener.2013.02.011.

[39] **D. Rodriguez-Sanchez, G. Rosengarten**. (2015). Improving the concentration ratio of parabolic troughs using a second-stage flat mirror. *Applied Energy*, *159*, 620–632. https://doi.org/10.1016/J.APENERGY.2015.08.106.

[40] **Y. Wang, Q. Liu, J. Sun, J. Lei, Y. Ju, H. Jin**. (2017). A new solar receiver/reactor structure for hydrogen production. *Energy Conversion and Management*, *133*, 118–126. https://doi.org/10.1016/J.ENCONMAN.2016.11.058.

[41] **Y.A. Çengel**, **A. J. Ghajar.** (2015). *Heat And Mass Transfer*. New York, NY.

[42] **S.A. Kalogirou.** (2004). Solar thermal collectors and applications. *Progress in Energy and Combustion Science*, *30*(3), 231–295.

https://doi.org/10.1016/j.pecs.2004.02.001.

[43] **D.Y. Goswami.** (2015) *Principles of Solar Engineering*. doi:10.1017/CBO9781107415324.004.

[44] **S. Kalogirou**. (2009). *Solar Energy Engineering Processes and Systems*. doi:10.1016/B978-0-12-374501-9.00014-5.

[45] **P. Heller**. (2017) *The Performance of Concentrated Solar Power Systems*. doi:10.1016/C2014-0-03695-7.

[46] **J. Freeman, K. Hellgardt, C.N. Markides**. (2015). An assessment of solar-powered organic Rankine cycle systems for combined heating and power in UK domestic applications. *Applied Energy*, *138*, 605–620. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.10.035.

[47] **R.V. Padilla, G. Demirkaya, D.Y. Goswami, E. Stefanakos, M.M. Rahman**. (2011). Heat transfer analysis of parabolic trough solar receiver. *Applied Energy*. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.07.012.

[48] **Z.D. Cheng, Y.L. He, F.Q. Cui, R.J. Xu, Y.B. Tao**. (2012). Numerical simulation of a parabolic trough solar collector with nonuniform solar flux conditions by coupling FVM and MCRT method. *Solar Energy*, *86*(6), 1770–1784. https://doi.org/10.1016/J.SOLENER.2012.02.039.

[49] **Dow.** (2011). *Syltherm 800 - Silicone Heat Transfer Fluid Product Information*.

[50] **J. Duffie, W. Beckman**. (2013) *Solar Engineering of Thermal Processes*. doi:10.1115/1.2930068.

[51] **S.C. Mullick, S.K. Nanda**. (1989). An improved technique for computing the heat loss factor of a tubular absorber. *Solar Energy*, *42*(1), 1–7. https://doi.org/10.1016/0038-092X(89)90124-2.

[52] **W.C. Swinbank.** (1963). Long-wave radiation from clear skies. *Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society*, *89*(381), 339–348. https://doi.org/10.1002/qj.49708938105.

EKLER

EK A: Matlab kodu

EK A

```
clear;clc;
format long;
syms x z f1 fx fy dgr

p1=0.625;
L=1;
k=3;
h=p1; %parabol derinliği


n=101; %toplam eleman sayısı +1

f1(x,z)= [x^2/(4*((z*p1*(k-1)/L)+p1) )] - (z*p1*(k-1)/L) ;

Db=0.05;


for i=1:n-1

    f(i)=p1-(double(f1(0,(L*i/n)))); %elemanın odak uzaklığı

    Data(i,1)=L/(n-1) ;       %elemanın açıklık uzunluğu
    Data(i,2)=4*f(i);       %elemanın açıklık genişliği

    Data(i,3)= -L/2 +(L/(2*(n-1))) +L*(i-1)/(n-1); %y kordinatı


    Data(i,4)=Data(i,3);  % y aim

    Data(i,5)=-f(i) ; %z kordinatı

    Data(i,6)= 1/(2*f(i));  %Cx

end

fileID=fopen('aperture.txt','w');

for i=1:n-1
    fprintf(fileID,'%s%5f%s%5f%s\r\n','r-
',Data(i,2),',',Data(i,1),',0,0,0,0,0,0');
end
fclose(fileID);

fileID=fopen('surface.txt','w');

for i=1:n-1
    fprintf(fileID,'%s%5f%s\r\n','p-',Data(i,6),',0,0,0,0,0,0,0');
end
fclose(fileID);

fileID=fopen('y_cord_aim.txt','w');

for i=1:n-1
    fprintf(fileID,'%5f\r\n',Data(i,3));
end
```

```
fclose(fileID);


fileID=fopen('z_cord.txt','w');

for i=1:n-1
    fprintf(fileID,'%5f\r\n',Data(i,5));
end
fclose(fileID);
```

ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad **: Mehmet Canalp KÜLAHLI**

Doğum Tarihi ve Yeri **: 27.02.1993 / BURSA**

E-posta **: canalpkulahli@gmail.com**

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** **:** 2015, Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- Proje Mühendisi - PV EUROSOLUTION, 2016
- Araştırma Görevlisi- Bursa Teknik Üniversitesi, 2017-Halen

DİĞER ESERLER, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- S. Ozkucuk, M. C. Kulahli. Solar photovoltaic source based magnetic launcher simulation design with thermal requirements, Sözlü sunum, Mayıs 2018, Bulgaristan, AESMT 1
- Bilimsel Araştırmalarda X-Işınları Analiz Teknikleri - I (biXat-2018) , Eğitim Etkinliği, Yardımcı Personel