



Performance analysis of linear Fresnel collector

Erdal Yıldırım*

Organized Industrial Zone Vocational School, Harran University, 63200, Şanlıurfa, Türkiye

Highlights:

- Optical and thermal analysis of a linear Fresnel collector is presented.
- Both radiation and flow analysis are performed with CFD simulations.
- The results showed that the linear Fresnel collector can be modeled with an accuracy of about 8% with CFD simulations.

Keywords:

- Linear Fresnel
- CFD Analysis
- Thermal efficiency

Article Info:

Research Article
Received: 27.12.2021
Accepted: 26.05.2022

DOI:

10.17341/gazimmfd.1048446

Acknowledgement:

This work was supported by The Scientific and Technological Research Council of Turkey (TUBITAK) 1003-118M143 Grant.

Correspondence:

Author: Erdal Yıldırım
e-mail: erdaly@harran.edu.tr
phone: +90 541 722 1913

Graphical/Tabular Abstract

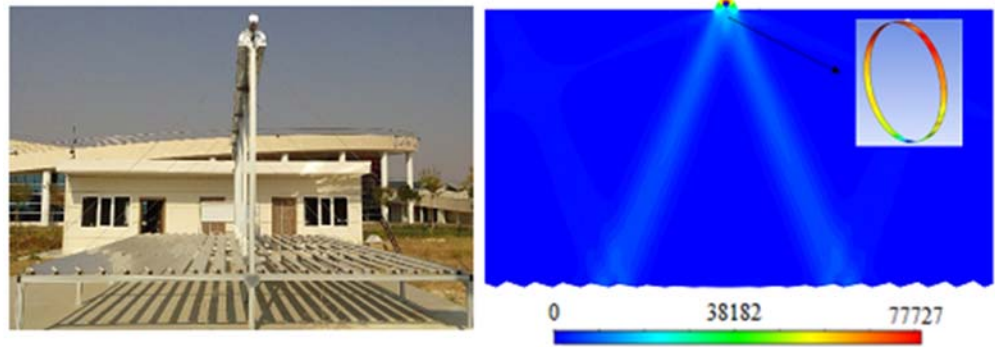


Figure A. Examined Linear Fresnel Collector and incident radiation contours and flux distribution on the absorber obtained by CFD analysis

Purpose:

A validated simulation model is needed to analyze the performance of linear Fresnel collectors in the most accurate way during the design process. The aim of this study is to model the Linear Fresnel collector using CFD simulations and to examine its thermal and optical performance. To validate the simulation results, they are compared with the experimental data.

Theory and Methods:

In order to determine the radiation flux on the absorber of the linear Fresnel collector and the heat losses from the trapezoidal receiver, the geometric model and optical values of the installed system were simulated using CFD and DO radiation model. Mesh independence and angular independence analysis were performed. The radiation flux on the absorber was also analyzed using Tonatiuh software and its analysis was compared with the CFD results. In order to verify the flow analysis of the system, the critical values found as a result of CFD simulation and the theoretical relations used in the literature were compared. The simulation results were compared with the experimental data of the system.

Results:

With the Finite Volume method in the Computational Fluid Dynamics (CFD) solver (2020 R1, ANSYS), the average radiation incident on the absorber was found to be 13875.4 W/m^2 (Figure A), while using a MONTE Carlo ray tracing software (Tonatiuh 2.2.4) it was found as $13230,9 \text{ W/m}^2$. The heat losses from the trapezoidal receiver of the system were analyzed using CFD simulations. It has been observed that 2580.1 W/m^2 of the total heat loss of 3883.2 W/m^2 is radiation loss. Radiation losses are 66.5% of the total loss and more dominant compared to the convection losses.

Conclusion:

As a result of CFD simulations, the thermal efficiency of the Linear Fresnel system was found to be 0.348, while the thermal efficiency calculated based on the measurement data of the prototype was found to be 0.3223. As a result, it has been seen that the system can be modeled with an accuracy of about 8% with CFD simulations.



Doğrusal Fresnel kolektörün performans analizi

Erdal Yıldırım*

Harran Üniversitesi Organize Sanayi Bölgesi Meslek Yüksekokulu 63200, Şanlıurfa, Türkiye

ÖNEÇIKANLAR

- Lineer bir Fresnel kolektörünün optik ve termal analizi sunulmaktadır
- CFD simülasyonları ile hem radyasyon hem de akış analizi yapılır
- Sonuçlar, lineer Fresnel toplayıcının CFD simülasyonları ile yaklaşık %8 doğrulukla modellenebileceğini gösterdi.

Makale Bilgileri

Araştırma Makalesi

Geliş: 27.12.2021

Kabul: 26.05.2022

DOI:

10.17341/gazimmfd.1048446

Anahtar Kelimeler:

Doğrusal Fresnel,

HAD analizi,

ısı verim

ÖZ

Güneş enerjisini daha verimli kullanmak için büyük bir potansiyele sahip olan doğrusal Fresnel kolektörlerin tasarım sürecinde performanslarını en doğru şekilde analiz edebilmek için doğrulanmış bir simülasyon modeline ihtiyaç vardır. Bu amaçla Doğrusal Fresnel kolektörün ısı transfer kapasitesini daha iyi anlamak için Harran Üniversitesi GAPYENEV bünyesinde kurulu sisteme ait geometrik model ve optik değerler hem ANSYS Fluent hem de Tonatiuh kullanılarak simüle edilmiştir. Simülasyonlar sonucunda sistemin optik verimini ve alıcı içerisindeki soğurucu boru üzerine düşen ışınım dağılımı bulunarak karşılaştırılmıştır. Alıcıdan gerçekleşen ısı kayıpları bulunarak faydalı enerji miktarı hesaplanmıştır. Seçilen ısı transfer akışkanı için sabit debi ve giriş sıcaklığında simülasyonu yapılarak sistemin ısı verimi bulunmuştur. Doğrusal Fresnel kolektörün deneysel verilerle elde edilen ısı verimi 0,348 bulunurken ANSYS Fluent modeli ile hesaplanan ısı verimi 0,3223 olarak bulunmuştur.

Performance analysis of linear Fresnel collector

HIGHLIGHTS

- Optical and thermal analysis of a linear Fresnel collector is presented.
- Both radiation and flow analysis are performed with CFD simulations.
- The results showed that the linear Fresnel collector can be modeled with an accuracy of about 8% with CFD simulations

Article Info

Research Article

Received: 27.12.2021

Accepted: 26.05.2022

DOI:

10.17341/gazimmfd.1048446

Keywords:

Linear Fresnel,

CFD analysis,

thermal efficiency

ABSTRACT

Linear Fresnel collectors, which have a great potential to use solar energy more efficiently, need a validated simulation model in order to analyze their performance in the most accurate way during the design process. For this purpose, in order to understand the heat transfer capacity of the Linear Fresnel collector better, the geometric model and optical values of the system installed at Harran University GAPYENEV were simulated using both ANSYS Fluent and Tonatiuh. As a result of the simulations, the optical efficiency of the system and the radiation distribution on the absorber pipe in the receiver were found and compared. The amount of useful energy was calculated by finding the heat losses from the receiver. The thermal efficiency of the system was found by simulating the selected heat transfer fluid at constant flow and inlet temperature. The thermal efficiency of the linear Fresnel collector was found to be 0.348 with experimental data, while the thermal efficiency calculated with the ANSYS Fluent model was found to be 0.3223.

1. Giriş (Introduction)

Yoğunlaştırılmış güneş enerjisi sistemleri arasında doğrusal Fresnel tipi kolektörler basitliği ve maliyetindeki ucuzluk sebebiyle ön plana çıkmaktadır. Bu tip kolektörlerde alt yüzeyde çok sayıda doğrusal ve birbirine paralel olarak yerleştirilen aynalar kullanılarak güneş ışınımı üst tarafta bulunan alıcıya yoğunlaştırılır. Soğurucu boru içerisinde dolaştırılan ısı transfer akışkanına ısı aktarımı sağlanarak akışkan sıcaklığı yükseltilmiş olur. Bu noktada farklı ticari uygulamalar arasında tasarım farklılıkları ortaya çıkmaktadır. Temel olarak: ayna alanı, alıcı konfigürasyonu, soğurucu yüksekliği ve ısı transfer akışkanı seçimi gibi farklılıklar en önemlileridir [1]. Tasarım sürecindeki bir doğrusal Fresnel kolektörün (DFK) optik ve ısı performansını belirlemek için doğrulanmış bir model gereklidir. Böylece sistem performansının doğru bir şekilde simüle edilmesi mümkün olacaktır. Bu amaçla Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) sıkça kullanılmaktadır [2]. Ayrıca SolTrace, Tonatiuh ve Solfast gibi birçok optik simülasyon aracı ayna alan tasarımlarını optimize etmek amacıyla geliştirilmiştir [3]. Tüm yoğunlaştırılmış güneş enerji sistemleri için performans tahminini içeren bu tür simülasyonlar sonucunda soğurucu yüzeyine düşen ısı akısının miktarı ve dağılımı belirlenebilmektedir. Simülasyon sonucunda çıkan ışınım profilleri HAD simülasyonunda termal analiz için sınır şartları olarak kullanılabilir [4].

Literatürde HAD kullanılarak DFK'ün performanslarını iyileştirmek ve optimizasyonunun amaçlandığı bazı çalışmalar vardır. DFK'ün ısı verimini belirlemek amacıyla HAD çözücü ANSYS Fluent'teki DO metodu kullanılan çalışmalarda [2, 5], elde edilen optik sonuçlar sistemin SolTrace modeli ile elde edilenlerle karşılaştırılmıştır. ANSYS Fluent kullanarak HAD Sonlu Hacim uygulamasının ayrıntıların yaklaşımının DFK'ün ısı performansını belirleme yeterince doğru sonuçlar verdiği görülmüştür. [6]'da ANSYS Fluent kullanılarak gerçek bir LFR prototipinin iki boyutlu enerji ve entropi analizi yapılmıştır. Isıl verim, ekserji verimliliği ve çıkış sıcaklığı sonuçları ile deneysel veriler karşılaştırılarak sayısal model doğrulanması gerçekleştirilmiştir. Isıl verim, ekserji verimi ve çıkış sıcaklığı için maksimum hatalar sırasıyla %2,36, %5,15 ve %2,23 olarak bulunmuştur.

Yoğunlaştırılmış güneş enerji sistemlerinin alıcısında gerçekleşen ısı kayıpları, deneysel ölçümlerin yanı sıra HAD kullanılarak modellenmekte ve simüle edilmektedir. HAD simülasyonu alıcı derinliği ve yalıtım kalınlığı optimize edilmesini mümkün kılmaktadır. Çalışma [7]'de DFK'ün ikizkenar yamuk şeklindeki alıcısının birincil ayna alanına bağlı olarak alıcıdaki toplam ısı transfer katsayısına ait korelasyonlar bulunmuş ve literatürde mevcut olanlarla karşılaştırılmıştır. Toplam ısı transfer katsayısındaki taşınım ve ışınımın katkısı incelendiği [8]'de HAD modelinin toplam ısı transfer katsayısını belirlemek için güvenilir bir araç olduğu ve deneysel gözlemlerle tutarlı olduğu gösterilmiştir. Sonuç olarak taşınımın kaynağın kayıpların toplam ısı kayıplarının %5 ile %18 arasında olduğu bulunmuştur. Bir diğer çalışma [9] HAD simülasyonu yoluyla analiz edilen yamuk şeklindeki alıcıdan gerçekleşen ısı kaybının ışınım ağırlıklı olduğunu göstermiştir. Dikkate alınan parametreler arasında alıcı boşluk derinliğinin 100 mm olduğu durumun en iyi ısı performansını gösterdiğini kanıtlamıştır. [10]'da parabolik alıcıdan taşınım ve ışınımın gerçekleşen ısı kayıpları soğurucu boru ile cam muhafaza arasındaki havanın alınmış ve alınmamış durumları için HAD kullanılarak incelenmiştir. Direkt normal ışınım $500 W/m^2$ 'den $1000 W/m^2$ 'ye yükseltildiğinde, havası boşaltılmamış alıcıdan taşınım ve ışınım yoluyla gerçekleşen ısı kayıpları sırasıyla %57,5 ve %58,5 olarak gerçekleşmiş, havası alınmış koşullar için ise sırasıyla %36 ve %59 artmıştır. DFK alıcısının ısı kaybını ve sıcaklık dağılımını hesaplamak için bir

yöntem sunulan [11]'de ise ayrıntılı model, ışın izleme ve HAD'in bir kombinasyonunu içermektedir. Hem alıcı boşluğundaki sıcaklıkların hem de ısı kaybının tahmin edilmesini sağlayan model sonuçları HAD modelinin sonuçlarıyla iyi bir uyum içindedir. [12]'de doğrulama için kullanılan hesaplama modeli, analitik değerler ve rapor edilen diğer modeller ile karşılaştırılmıştır. Analitik ve HAD simülasyon değerleri arasında $\pm\%20$ aralığında uyum gözlenmiştir.

HAD simülasyonları DFK'ün alıcısının rüzgâr yükünü hesaplamak veya zorlanmış taşınım koşullarındaki ısı transfer mekanizmalarını analiz etmek amacıyla da kullanılmaktadır. [13]'te değişik rüzgâr hızı ve yoğunlaştırma oranı çalışma koşullarında sayısal bir ısı transfer analizi gerçekleştirilmiştir. HAD kullanılarak çözülen ısı transfer mekanizması iletim, doğal, zorlanmış taşınım ve ışınım içermektedir. Soğurucudan gerçekleşen ışınımı modellemek için S2S radyasyon modeli kullanılmıştır. Sonuçlar ısı transfer akışkanının 400°C sıcaklığında iken ikinci yansıtıcının yüzey sıcaklığının $60-120^\circ\text{C}$ ve soğurucu cam muhafazanın yüzey sıcaklığının ise $130-170^\circ\text{C}$ aralığında olduğunu göstermiştir. [14]'te DFK'ün alıcısının rüzgâr yükünü hesaplamak için kritik akış rejimi içindeki dairesel silindirik geometrisi durumu kıyaslama için kabul edilmiş ve RANS k- ω SST türbülans modeli kullanılmıştır. Operasyonel ve dayanma rüzgâr hızları sırasıyla $7,94 \text{ m/s}$ ve $49,4 \text{ m/s}$ olarak bulunmuştur.

Yukarıda bahsedilen DFK'lerin yanı sıra parabolik oluk tipi kolektörlerin verimi [15], soğurucunun performansı [16], ısı akısının soğurucu üzerindeki dağılımı [17], alıcısında soğurucu borunun çevresi ve boru boyunca olan sıcaklık dağılımı, soğurucu borudan ısı transfer akışkanına olan ısı transfer oranı [18], HAD kullanılarak analiz edilmektedir. Ağız açıklığı, kütleli debi, ısı transfer akışkanı ve giriş sıcaklığı gibi çeşitli geometrik ve çalışma koşullarında alıcıdan gerçekleşen ısı kayıpları için simülasyonlar yapılmıştır [19]. $1,25 \text{ kg/s}$ kütle akış hızında, 10 m ağız açıklığı için ısı kayıplarının $2,5 \text{ m}$ ağız açıklığından 11 kat daha yüksek olduğu bulunmuştur. Soğurucu tüpün çevresi üzerindeki sıcaklık dağılımının, daha büyük ağız açıklığına kıyasla küçük ağız açıklığı için daha tekdüze olduğu gözlenmiştir. Bir başka çalışmada [20] parabolik oluk tipi kolektör için tek silindirden oluşan soğurucu ile plaka ve üç silindirden oluşan soğurucunun hem deneysel hem de sayısal analizi yapılmıştır. Deneysel veriler sonucunda, parabolik oluk tipi kolektörün günlük ortalama veriminin üç tüp ve plakadan oluşan modifiye soğurucu için %42,1 olarak bulunmuştur. Bu ortalama verime çok yakın bir değer [21]'de gerçekleştirilen deneysel çalışma sonucu %43,03 olarak bulunmuştur. Tasarlanan parabolik kolektör iki eksenli güneş takip sistemine sahiptir. Isı transfer akışkanı olarak suyun kullanıldığı performans testleri; Tarsus iklim şartlarında gerçekleştirilmiştir. Sistemin ölçülen minimum ve maksimum verim değerleri sırasıyla %37,59 ve %50,60'tır Geleneksel tek silindirden oluşan soğurucu için ise verim %26,1 olarak bulunmuştur. Sayısal analiz ve deneyler birbirine yakın sonuçlar vermiştir. Modifiye soğurucu akışkan çıkış sıcaklığının HAD analizi sonucu, deneysel olarak elde edilmiş sonuçtan sadece %4,1 daha büyük bulunmuştur. Benzer bir çalışmada [22] kolektör çıkışındaki akışkan sıcaklığının HAD sonuçları ile yüksek tutarlılık gösterdiği görülmüştür. [23]'de de maksimum genel verimlilik için yapılan karşılaştırmada HAD analizi sonucunda kolektör verimi %14,8 bulunurken, deneysel analiz sonucunda ise yaklaşık %13,8 bulunduğu bildirilmiştir.

Literatür taraması açıkça göstermektedir ki HAD simülasyonları, DFK'lerin ve diğer yoğunlaştırılmış güneş enerji sistemlerinin performanslarının değerlendirilmesi için sıkça kullanılan bir yöntemdir. Bir DFK'ün optik ve ısı performansının doğru olarak simüle edilebilmesi, doğrulanmış bir tahmin modelini gerektirmektedir. Bu model ayna alanı, alıcı performansı ve ikisi arasındaki karmaşık güneş enerjisi etkileşiminin soğurucudan ısı

transfer akışkanına geçişini değerlendirebilmelidir. Bu çalışmayla deneysel analize paralel olarak, tasarlanmış ve çalışmakta olan bir DFK'ün performansının HAD simülasyonları kullanılarak hangi doğrulukta modellenebileceği incelenecektir. Bu sebeple, bu çalışma aşağıda verilen hedeflere ulaşmayı amaçlamaktadır:

- Harran Üniversitesi GAPYENEV'de kurulu bir DFK'ün deneysel verileri kullanılarak ısı verim temelinde performansı değerlendirilecektir.
- Bir HAD ticari yazılımı (ANSYS-Fluent®) kullanılarak DFK'ün optik, ısı ve hidrolik analizi doğrulanmış bir modelle gerçekleştirilecektir.
- DFK için HAD simülasyonlarıyla gerçekleştirilen optik analiz Monte Carlo ışın takip yazılımı Tonatiuh kullanılarak doğrulanacaktır.

Sonuç olarak, deneysel verilere dayalı oluşturulacak simülasyon modeli ile bir DFK'ün hangi doğrulukta modellenebileceği öngörülebilir. Dolayısıyla farklı geometrideki doğrusal Fresnel kolektörlerin tasarımı ve optimizasyonu için bu çalışmada takip edilen simülasyon modeli kullanılabilir.

2. Metot (Method)

İncelenen Doğrusal Fresnel kolektör Harran Üniversitesi GAPYENEV'de kuruludur ve temel boyutları Şekil 1'de gösterilmektedir. Sistemin toplam ayna alanı 48 m^2 'dir ve geometrik yoğunlaştırma oranı 19,3'tür. Aynalar düzlemseldir. Ayna alanı ile ilgili geometrik ve optik değerler Tablo 1'de verilmiştir. Sistemin alıcısı ikizkenar yamuk şeklinde ve alt tarafı camla kapatılmıştır (Şekil 7).

Doğrusal Fresnel kolektör teknolojisinde ısı transfer yağı, su-buhar, erimiş tuz gibi farklı ısı transfer akışkanları kullanılmaktadır. Isı transfer akışkanının fiziksel özellikleri Doğrusal Fresnel kolektörün performansını etkilemektedir. Doğrusal Fresnel sistemde kullanılacak

ısı transfer akışkan miktarı hayli yüksek olduğundan ısı transfer akışkan maliyeti önemlidir ve ekonomik olarak yüksek performansa ulaşmak için maliyetin düşük tutulması gereklidir [24]. Literatürde mevcut olan çalışmada DFK gibi çizgisel odaklı sistemler için sentetik yağların en uygun seçim olduğu belirtilmiştir [25]. Yağ bazlı ısı transfer akışkanları, oda sıcaklığında sıvı oldukları için kullanımı nispeten kolaydır. Yukarıdaki verilen gerekçelerin yanı sıra termal yağların daha kolay temin edilebilmesi ve projenin sanayiye yönelik olması açısından kullanımının daha pratik olması ısı transfer akışkanı olarak ısı transfer yağı 32'nin seçilmesine sebep olmuştur. Tablo 2'de seçilen ısı transfer yağının termo-fiziksel özellikleri verilmiştir.

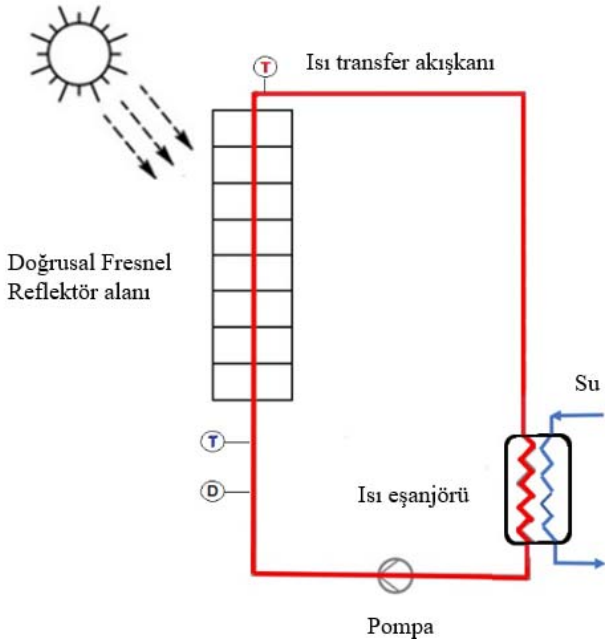
Tablo 1. İncelenen Doğrusal Fresnel kolektörün temel parametreleri (Basic parameters of the Linear Fresnel collector studied)

Parametre	Sembol	Değer
Ayna genişliği	W	0,20 m
Aynalar arası boşluk	S	0,10 m
Ayna uzunluğu	L	12 m
Ayna sayısı	N	20
Ayna yansım oranı	ρ_1	0,92
Odak yüksekliği	f	3 m
Soğurucu iç çapı	D_i	0,060 m
Soğurucu dış çapı	D_d	0,066 m
Düzlemsel soğurucu için soğurma çarpanı	α	0,94
Alıcı yansıtıcıları yansım oranı	ρ_2	0,92
Cam muhafaza geçirgenliği	τ	0,96

Deney düzeneğinin şeması Şekil 2'de gösterilmektedir, sıcaklık ve akış ölçümlerinin alındığı noktalar belirtilmiştir. Soğuk ısı transfer akışkanı alıcıya pompalanır, soğurucuda ısınır ve ardından ısı eşanjörüne gider. Eşanjörde ısı transfer akışkanı, alıcıda kazandığı enerjiyi soğutma suyuna verir ve düşük sıcaklıkta tekrar çıkar. Bu döngü için direkt güneş ışımını, ısı transfer akışkanı koşulları (debi, sıcaklık) ve meteorolojik koşullar (hava sıcaklığı) gibi çeşitli parametrelerin ölçümü yapılmıştır. Tablo 3 gerçekleştirilen ölçümlerde kullanılan ekipmanları ve belirsizlikleri göstermektedir.



Şekil 1. İncelenen doğrusal Fresnel kolektör (Linear Fresnel collector studied)



Şekil 2. Deney düzeneğinin şematik olarak gösterilişi (T ve D sırasıyla sıcaklık ve debi ölçümlerini göstermektedir) (Schematic representation of the experimental setup (T and D show the temperature and flow measurements, respectively))

Deneyler Harran Üniversitesi Osmanbey kampüsünde gerçekleştirilmiştir (37,1719° K, 39,0044° D). Doğrusal Fresnel kolektörün Şekil 2’de belirlenen ölçüm noktaları için alınan deney sonuçları Tablo 4’te verilmiştir. Şekil 3’te Tablo 4’teki ölçüm sonuçları kullanılarak incelenen DFK’ün ısı verim eğrisi çizilmiştir.

Y eksenini ısı verimi X eksenine ise kayıpları göstermektedir. Sistemin hesaplanan gün için ulaşılabilen maksimum ısı verimi 0,322’dir.

Deneyel çalışmadaki belirsizlikleri tanımlayan metotlar arasında yaygın kullanılan Kline ve McClintock’a [26] ait belirsizlik analiz metodudur. Bu yöntemle göre sistem ölçülmesi gereken büyüklük R ve bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişkenler ise $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ olsun. Bu durumda Eş. 1 şeklinde yazılabilir.

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (1)$$

Her bir bağımsız değişkene ait hata oranları $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ ve R büyüklüğünün hata oranı w_R ise Eş. 2’deki ifadeyle yazılabilir.

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2)$$

Uzunluk ölçümündeki hatalar ihmal edilmiştir. Ölçümlerdeki belirsizlik değerlendirilip ifade edildiğinde, ölçümün amacına uygunluğu doğru bir şekilde değerlendirilebilir. Mevcut DFK sisteminde, ısı verim ($\eta_{\text{ısı}}$) için belirsizlik hesabı yapılmıştır [27]. $\eta_{\text{ısı}}$ Eş. 3, kütle akış hızı (m), termal yağın giriş ve çıkış sıcaklık farkının (ΔT), direkt güneş ışımının (DNI), fonksiyonudur:

$$\eta_{\text{ısı}} = (m, DNI, \Delta T) \quad (3)$$

$$\eta_{\text{ısı}} = \frac{m \cdot c_p \cdot \Delta T}{DNI \cdot A_a} \quad (4)$$

$w_m, w_{DNI}, w_{\Delta T}$ ilişkin değerler Tablo 3’te verilmiştir. Tablo 4’ten yararlanarak 720 W/m² direkt ışınım, 0,136 kg/s kütleli debi ve 30°C sıcaklık farkı için Eş. 4’ün bağımsız değişkenlere göre $\partial \eta_{\text{ısı}} / \partial m$, $\partial \eta_{\text{ısı}} / \partial DNI$, $\partial \eta_{\text{ısı}} / \partial \Delta T$ şeklinde türevleri alınıp Eş. 2 yardımıyla hata oranı belirlenmiştir. Bu çalışmadaki $\eta_{\text{ısı}}$ için hata oranı % 1,346 olarak bulunmuştur.

Tablo 2. Isı transfer yağının termo-fiziksel özellikleri (Thermo-physical properties of heat transfer oil)

Özellik	Birim	0	20	40	100	150	200	250
Sıcaklık	°C	0	20	40	100	150	200	250
Yoğunluk	kg/m ³	870	857	844	805	772	740	707
Kinematik Viskozite	mm ² /s	270	149,5	29	5,1	3,25	1,4	-
Özgül ısı kapasitesi	kJ/kg.K	1,962	2,049	2,137	2,400	2,619	2,838	3,058
Termal iletkenlik	W/m.K	0,136	0,135	0,133	0,129	0,125	0,121	0,118

Tablo 3. Doğrusal Fresnel kolektör ölçümleri için: ölçülen büyüklük, ölçüm cihazı, ölçüm belirsizliği (For linear Fresnel collector measurements: measurand, measuring device, measurement uncertainty)

Ölçülen büyüklük	Ölçüm Cihazı	Belirsizlik değeri	Ölçüm Aralığı
Isı transfer akışkan debisi	Yağ debimetresi	±%1	(10 l ile dk-100 l/dk)
Isı transfer akışkan Sıcaklığı	J tip termokupl	±%0,75	0°C ile 750°C
Direkt Normal Işınım	Pirheliyometre (Kipp & Zonen 2AP CH-1 model)	±%0,5	0 ile 4000 W/m ²
Dış hava sıcaklığı	Davis Vantage Pro2 Weather Station sıcaklık sensörü	±%0,3	-40°C ile 65°C

Tablo 4. İncelenen DFK’ün performans verileri (4 Ağustos 2021) (Performance data of the Linear Fresnel Collector (August 4, 2021))

Yerel saat	DNI (W/m ²)	T _{diş} (°C)	T _{giriş} (°C)	T _{çıkış} (°C)	ρ (kg/m ³)	C _p (kJ/kg.K)	\dot{V} (l/s)
09.00	697,6	37,77	61	71	823,9	2273	0,223
10.00	673,4	38,8	92,5	110,6	798,1	2447	0,204
11.00	667,5	38,88	106,3	128,5	786,5	2525	0,18
12.00	719,6	41,1	113,3	136,1	781,5	2558	0,174
13.00	719,6	41,6	116	143,1	777	2589	0,165
14.00	699,4	41,6	117,7	146,3	774,9	2603	0,167
15.00	629,2	41,6	119,2	148,4	773,5	2612	0,165

Şekil 4'de soğurucudan çıkan termal yağ sıcaklığı %2 hata çubuklarıyla gösterilmiştir (sürekli çizgi). Aynı soğurucu giriş sıcaklığı, termofiziksel özellikler ve sınır şartları için ANSYS Fluent kullanılarak yapılan HAD simülasyonu sonucunda elde edilen soğurucu termal yağ çıkış sıcaklıkları ise kesikli çizgiyle gösterilmektedir. Soğurucu çıkış sıcaklığı için deneysel verilerle simülasyon sonuçlarının ortalama %0,89 daha az bir farkla uygunluk gösterdiği gözlenmiştir. Bu çalışmada gerçekleştirilen analiz optik ve ısı olmak üzere iki aşamadan oluşmaktadır. Doğrusal Fresnel sistemde kullanılacak ısı transfer akışkanı seçimi sonrası akışkan karakteristiklerinin değerlendirilmesi ve sonucunda bu seçimin ısı verime etkisi incelenmiştir. Analiz süreci için [28]'de verilen yöntem takip edilmiş ancak optik analiz ve akış analizi için ise ANSYS Fluent 2020 R1 kullanılmıştır. Simülasyon sonuçlarının doğrulanması amacıyla kullanılan matematiksel modeller aşağıda sırasıyla sunulmuştur.

2.1. Optik Analiz (Optical Analysis)

Optik verim Eş. 5 0°'lik geliş açısında maksimum değeri alır ve soğurucu yüzeyinde yutulan enerjinin kolektörde kullanılabilir enerjiye oranıdır [28].

$$\eta_{opt} = \frac{Q_{abs}}{Q_s} \quad (5)$$

Eş. 6'da gösterilen Q_s , kolektörde kullanılabilir enerjidir.

$$Q_s = A_a \cdot DNI \quad (6)$$

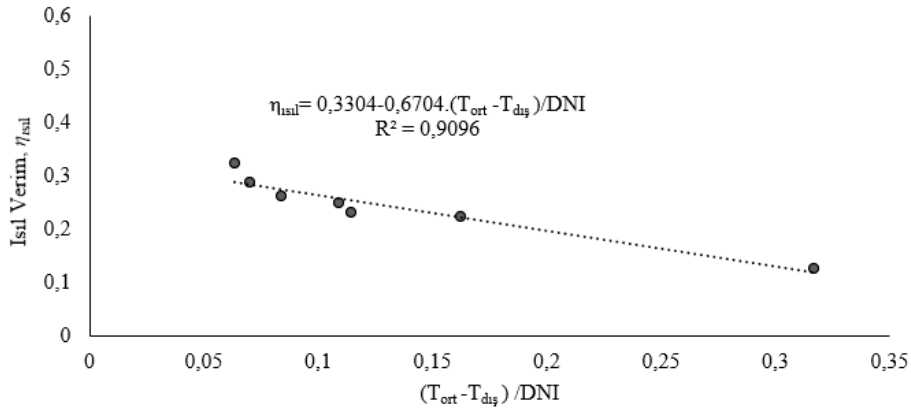
Burada DNI ise direkt normal ışımındır. A_a ise ayna alanıdır ve Eş. 7'de verilmiştir.

$$A_a = N \cdot W \cdot L \quad (7)$$

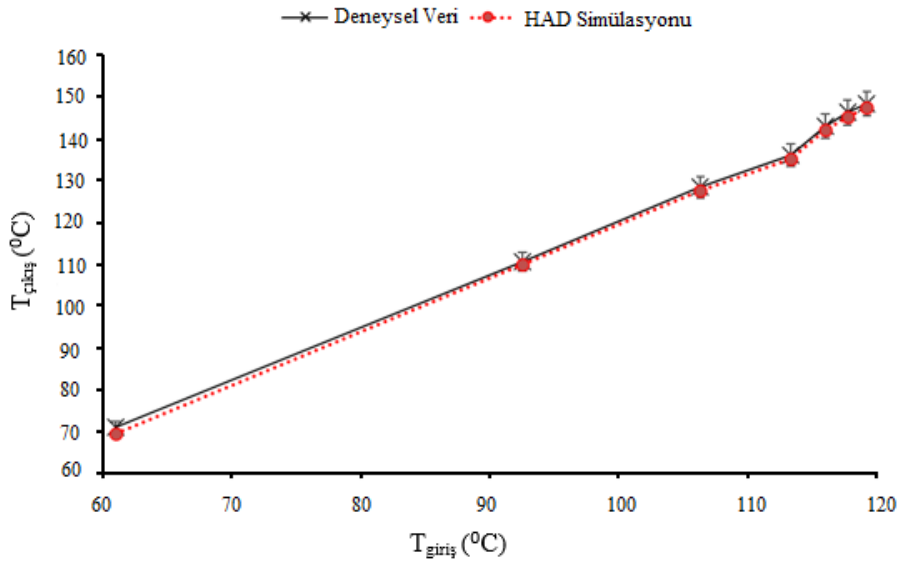
N ayna sayısı, W ayna eni ve L soğurucu uzunluğudur. Maksimum optik verim Eş. 8'deki gibi ifade edilir.

$$\eta_{opt,0} = \rho_1 \cdot \rho_2 \cdot \gamma \cdot \alpha \cdot \tau \quad (8)$$

Simülasyon sonucunda 0°'lik geliş açısında maksimum optik verim bulunduğu, engel (intercept) faktörü (γ), Eş. 5 kullanılarak hesaplanabilir. Özellikle aynalar arasındaki boşluk gibi kolektörün fiziksel parametreleri, yoğunlaştırıcıdaki olası kusurlar ve güneş ışını dağılımı, engel (intercept) faktörü (γ) ile bağlantılı optik kayıpları



Şekil 3. İncelenen DFK'nin ısı verimi (Thermal efficiency of Linear Fresnel Collector)



Şekil 4. Simülasyon sonucu elde edilen çıkış sıcaklıkları ile deneysel çıkış sıcaklıklarının karşılaştırılması (Comparison of the exit temperatures obtained as a result of the simulation with the experimental outlet temperatures)

etkileyen faktörlerdir. Pratikte γ , alıcıya aktarılan güneş enerjisinin yoğunlaştırıcıdan yansıyan güneş enerjisine oranıdır [29]. ρ_1 ve ρ_2 sırasıyla aynaların ve alıcı aynalarının yansıtıcılığıdır. τ ve α sırasıyla alıcı cam muhafazasının geçirgenliğini ve soğurucunun yutuculuğunu ifade eder.

Optik verim Eş. 8 kullanılarak bulunmuştur. Optik kayıplar Eş. 14, Eş. 15 ve Eş. 17'de gösterilmektedir. Optik kayıplar Eş. 9 normal geliş açısındaki optik verimin ($\eta_{opt,0}$), toplam geliş açısı düzenleyicisinin (IAM) ve uç kaybının (η_{uc}) fonksiyonudur [30].

$$\eta_{opt} = \eta_{opt,0} \cdot IAM(\theta_t) \cdot IAM(\theta_l) \cdot \eta_{uc} \quad (9)$$

IAM geliş açısı düzelticisidir ($IAM(\theta_t) \cdot IAM(\theta_l)$) ve güneş ışınlarının geliş açılarındaki değişimden dolayı optik performansındaki değişimi gösterir. IAM'nın hesaplanması için [31]'de önerilen hesaplama metodu kullanılmıştır. Güneşin doğrusal Fresnel yansıtıcıya göre hareketini tanımlayan parametreleri belirlemek istediğimizde öncelikle güneşin yükseklik açısını gösteren α_s bulmamız gerekir. Yükseklik açısı (α_s), deklinasyon (δ), enlem (ϕ) ve saat açısının (ω) bir fonksiyonu olarak Eş. 10'daki gibi ifade edilir [31].

$$\alpha_s = \arcsin(\sin \delta \cdot \sin \phi + \cos \delta \cdot \cos \phi \cdot \cos \omega) \quad (10)$$

Kuzey yarı küre için güneşin azimut açısı (γ_s), Eş. 11 ile hesaplanır.

$$\gamma_s = \text{sign}(\omega) \cdot \arccos\left[\frac{\sin \alpha_s \cdot \sin \phi - \sin \delta}{\cos \alpha_s \cdot \cos \phi}\right] \quad (11)$$

$\text{sign}(\omega)$ için öğleden önce $\omega < 0$ ve öğleden sonra $\omega > 0$ 'dır. DFK kuzey-güney doğrultusunda olması durumunda güneş ışınımı geliş açısını iki düzlemde hesaplanırsa; θ_t enine geliş açısıdır ve θ_l boyuna geliş açısıdır. θ_t dikey ile güneş ışınının doğu-batı düzlemindeki izdüşümü arasındaki açıdır. θ_l dikey ile güneş ışınının kuzey-güney düzlemindeki izdüşümü arasındaki açıdır. θ_l ve θ_t açıları sırasıyla Eş. 12 ve Eş. 13 kullanılarak hesaplanır [32].

$$\theta_l = \arctan\left(\frac{\sin \gamma_s}{\tan \alpha_s}\right) \quad (12)$$

$$\theta_t = \arctan\left(\frac{\cos \gamma_s}{\tan \alpha_s}\right) \quad (13)$$

Enine ve boyuna geliş açılarının fonksiyonları olan $IAM(\theta_t)$ ve $IAM(\theta_l)$ aşağıda verilen Eş. 14 ve Eş. 15 kullanılarak hesaplanırlar [33].

$$IAM(\theta_l) = 0,9990 - 0,0038\theta_l - 0,0002\theta_l^2 + 0,00001\theta_l^3 - 3,3597x10^{-7}\theta_l^4 + 4,0205x10^{-9}\theta_l^5 - 1,8542x10^{-11}\theta_l^6 \quad (14)$$

$$IAM(\theta_t) = 0,9871 + 0,0174\theta_t - 0,0025\theta_t^2 + 0,0002\theta_t^3 - 0,000003\theta_t^4 + 4,2733x10^{-8}\theta_t^5 - 1,8163x10^{-10} \quad (15)$$

Soğurucunun ışınım almayan kısmı Eş. 16 kullanılarak bulunur [32].

$$L_{uc} = f \cdot \tan(\theta_l) \quad (16)$$

Soğurucunun kullanılabilir uzunluğunun soğurucu uzunluğuna (L) oranı olan uç kaybı dahil edilmiş verim ise Eş. 17 ile bulunur.

$$\eta_{uc} = \frac{L - L_{uc}}{L} \quad (17)$$

2.2. Isıl Analiz (Thermal Analysis)

Isıl analiz kapsamında yapılan analizde [28]'de verilen eşitlikler kullanılmıştır. Doğrusal Fresnel sistemin faydalı enerji üretimi Eş. 18 ile hesaplanır.

$$Q_u = m \cdot c_p \cdot (T_{çıkış} - T_{giriş}) \quad (18)$$

Eş. 19'da verilen ısı verim ise faydalı enerjinin kullanılabilir enerjiye oranıdır.

$$\eta_{ısı} = \frac{Q_u}{Q_s} = \frac{Q_{abs} - Q_{kayıp}}{Q_s} \quad (19)$$

Akışın ısı transfer katsayısı Eş. 20 kullanılarak hesaplanır.

$$h = \frac{Q_u}{(\pi \cdot D_t \cdot L) \cdot (T_r - T_{ort})} \quad (20)$$

Ortalama akışkan sıcaklığının hesaplanmasında ise Eş. 21 kullanılır.

$$T_{ort} = \frac{T_{giriş} - T_{çıkış}}{2} \quad (21)$$

Nusselt sayısı Eş. 22, Reynolds sayısı Eş. 23 ve Prandtl sayısı Eş. 24 aşağıda verilen şekilde ifade edilirler.

$$Nu = \frac{h \cdot D_t}{k} \quad (22)$$

$$Re = \frac{4 \cdot m}{\pi \cdot D_t \cdot \mu} \quad (23)$$

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{k} \quad (24)$$

Boru boyunca gerçekleşen basınç düşüşü kullanılarak sürtünme faktörünün hesaplanması Eş. 25'te verilen formülle hesaplanır.

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2} \cdot \left(\frac{D_t}{L}\right) \quad (25)$$

Eş. 26 ortalama akışkan hızını ifade etmektedir.

$$u = \frac{m}{\rho \left(\frac{\pi \cdot D_t^2}{4}\right)} \quad (26)$$

Kullanılan modelin doğrulanması amacıyla sürtünme faktörünün ve Nusselt sayısının teorik değerleri aşağıdaki Eş. 27 ve Eş. 28'de sunulmuştur. Türbülanslı akış ($Re > 2300$) için termal yağın Nusselt sayısı Dittus-Boelter modeli kullanılarak belirlenmiştir.

$$Nu_{th} = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (27)$$

Sürtünme faktörünün teorik değeri ise Eş. 28 ile belirlenmiştir.

$$f_{th} = (0,79 \cdot \ln(Re) - 1,64)^{-2} \quad (28)$$

2.3. Simülasyon Yöntemi (Simulation Method)

2.3.1. Simülasyon 1a: İki boyutlu HAD modelleme (Simulation 1a: Two-dimensional CFD modeling)

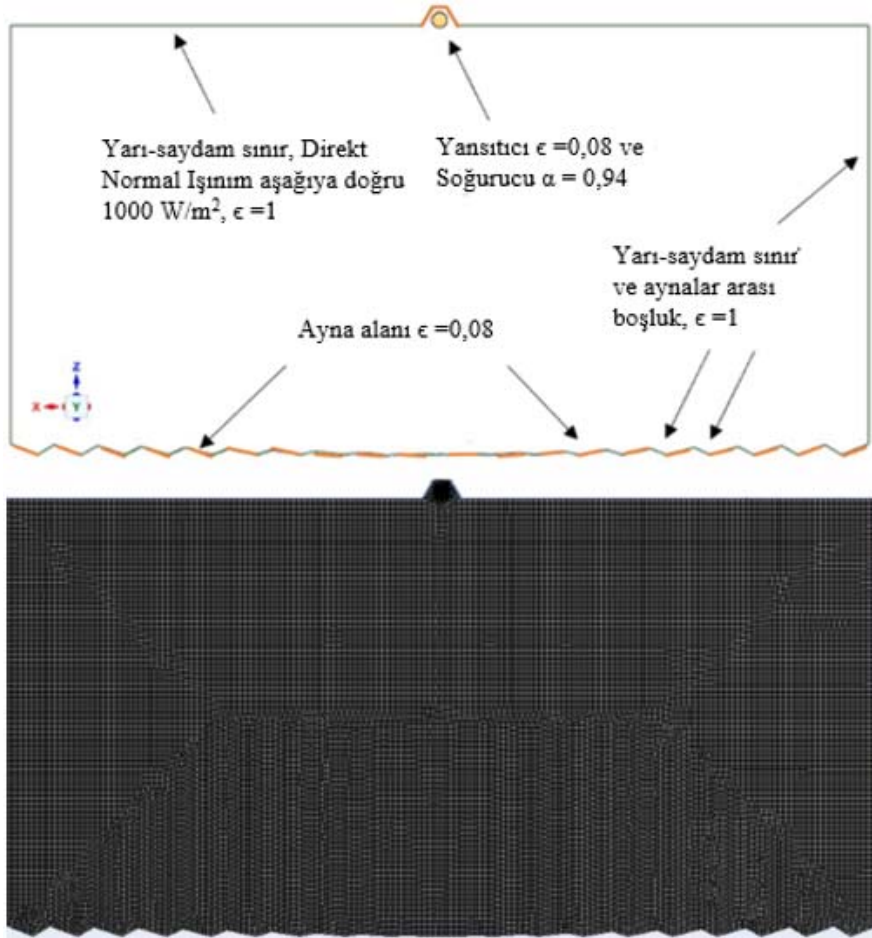
Doğrusal Fresnel kolektörün soğurucusu üzerine düşen ışınım akısını belirlemek için kurulu sisteme ait geometrik model ve optik değerler hem ANSYS Fluent hem de Tonatiuh kullanılarak simüle edilmiştir. Doğrusal Fresnel kolektör simülasyonları 1000 W/m^2 sabit güneş ışınımı ve 0° geliş açısında yapılmıştır. Tasarımın modellenmesi, ağ yapısı, sınır şartları, hesaplama prosedürleri literatürde detaylıca bulunmaktadır. Bu çalışma içerisinde sadece sürecin kritik noktalarını tanımlayan temel aşamalar verilmiştir. ANSYS Fluent kullanılarak Şekil 5'te sınır şartları ve hesaplama alanı gösterilen Doğrusal Fresnel kolektör optik olarak modellenmiştir. Hesaplama alanının üst kısmı yarı-saydamdır ve 1000 W/m^2 direkt güneş ışınımı -z yönünde

hesaplama alanına girebilmektedir. Aynalar hesaplama alanının alt kısmını oluşturmaktadır. Hem aynalar hem de alıcı için Tablo 1’de verilen 0,92 ayna yansımaya oranına uygun olarak ANSYS Fluent’te radyasyon sınır şartı olarak Şekil 5’te gösterilen değerler alınmıştır. Aynalar arası boşluklar ve yan yüzeyler yarı-saydam sınır kabul edilmiştir. Soğurucu birim alanına düşen ışınım miktarını belirlemek için soğurucunun sadece dış yüzeyi sınır şartı olarak alınmış ve Tablo 1’deki 0,94 soğurma çarpanına uygun olarak radyasyon sınır şartı Fluent’te modellenmiştir.

İncelenen DFK ANSYS Fluent’te DO ışınım modeli kullanılarak simüle edilmiştir. Ağ yapısındaki (Şekil 5) bağımsızlık analizi için Ansys Fluent açısız ayırıklaştırma girdilerinde varsayılan değerler sabit tutularak gerçekleştirilmiştir. Hücre sayısının artırılmasıyla birlikte hesaplanan ortalama ısı akısı değerleri değişmeye kadar analiz sürdürülmüştür. Bütün simülasyonlar için 1000 iterasyonda çözümlerin yakınsadığı görülmüştür ve yakınsama kriteri 10^{-6} olarak

ayarlanmıştır. Ağdan bağımsızlık analiz sonuçları Tablo 5’te soğurucu tarafından emilen ortalama ışınım değerleri için gösterilmektedir. Ağdan bağımsızlık analizi 10000 ile 100000 hücre aralığında gerçekleştirilmiştir. Bu aralıklarda hücre sayısındaki dört farklı miktar artışla birlikte soğurucu yüzeyinde emilen ortalama ışınım miktarındaki değişim %0,25 olmuştur. 50000 hücre sayısından sonra yüzeye gelen ortalama ışınım miktarının ağdan bağımsız olduğu kabul edilmiştir ve bu çalışmada hücre sayısı 53981 olarak alınmıştır. Ağ yapısı için ortalama aspect ratio 1,0216, jacobian ratio 1,0195 ve orthogonal quality 0,99607 olarak bulunmuştur.

Açısız bağımsızlık analizi sonuçları Tablo 5’te gösterilmektedir. Simülasyon geometrisi iki boyutlu gerçekleştirildiğinden polar koordinat N_θ , değeri 3 olarak kabul edilmiş sabit tutulmuştur [6]. Sadece azimut açısı N_ϕ , artırılmış ve azimut açısının değeri 30’dan büyük olması durumunda yüzeye gelen ışınımında değişme olmadığı gözlenmiştir.



Şekil 5. ANSYS Fluent’te DFK analizi için kullanılan hesaplama alanı ve ağ yapısı
(Computational domain and mesh structure used for Linear Fresnel Collector analysis in ANSYS Fluent)

Tablo 5. Ayna alanı için ağdan ve açısız bağımsızlık analizi sonuçları
(Mesh and angular independence analysis results for the mirror area)

Hücre sayısı	Ortalama ısı akısı (W/m^2)	Ortalama ısı akısı farkı (%)	DO Ayırıklaştırma	Ortalama ısı akısı (W/m^2)	Ortalama ısı akısı farkı (%)
10562	13806,4		3x10	13872,9	
43992	13782,0	0,177	3x30	13875,4	0,018
53981	13775,4	0,048	3x50	13875,8	0,003
67834	13772,1	0,024	3x70	13876	0,001
101387	13771,4	0,005	3x100	13876,1	0,001

2.3.2. Simülasyon 1b: Işın takip metoduyla modelleme (Simulation 1b: Modeling with ray tracing method)

Tonatiuh, açık kaynak kodlu, ücretsiz bir Monte Carlo ışın takip yazılım paketidir ve modellenen yüzeyler üzerindeki ışımsal akı dağılımının kolayca görselleştirilmesini sağlamaktadır. Bu çalışmada Tonatiuh 2.2.4 versiyonu kullanılarak soğurucu üzerindeki ışınım dağılımı hesaplanmıştır. Simülasyonlar için gerekli veriler, kolektörün geometrik parametreleri, güneşin konumu ve ışın sayısıdır. Direkt normal ışınımın geliş açısı 0° ve değeri 1000 W/m^2 olarak kabul edilmiştir. Pillbox sunshape kullanılarak, 3×10^7 ışın sayısında, $\theta_{max} = 0,00465$ rad alınarak simülasyon yapılmıştır. Şekil 6'da ışın yollarının Doğrusal Fresnel yansıtıcı üzerindeki görüntüsü bulunmaktadır.

2.3.3. Simülasyon 2: Alıcının modellenmesi (Simulation 2: Modelling of receiver)

Fluent ile gerçekleştirilen Simülasyon 1a ile soğurucu üzerine düşen ışınım ve soğurucu sıcaklığı analizinde bulunan sonuçlar kullanılarak alıcı (Şekil 7) kayıplarının bulunması için yeni bir simülasyon gerçekleştirilmiştir. Bu analiz için DO ışınım modeli kullanılmıştır. Simülasyon geometrisi iki boyutlu seçilmiş ve ağdan bağımsızlık analizi Tablo 6'da verilmiştir. 19000 hücre sayısından sonra yansıtıcı ışınım kaybı miktarının ağdan bağımsız olduğu kabul edilmiştir. 19470 hücre kullanılarak yapılan ağ yapısı için ortalama aspect ratio 1,0685, jacobian ratio 1,0667 ve orthogonal quality 0,9862 olarak bulunmuştur (Şekil 7). Soğurucu için sıcaklık sınır şartında 410°C alınmıştır ve yayılım katsayısı Eş. 29'a göre hesaplanmıştır [28].

$$\varepsilon_r = 0,05599 + 1,039 \cdot 10^{-4} \cdot T_r + 2,249 \cdot 10^{-7} \cdot T_r^2 \quad (29)$$

Alıcının aynaları için karışık sınır şartı uygulanmış ve iç sınır yayılım katsayısı 0,08 kabul edilmiştir. Aynaların dış yüzeyi izole edilmiş ve malzeme özellikleri olarak cam yünü [34] seçilmiştir. Dış taşınım katsayısı 5 W/m^2 ve dış hava sıcaklığı 25°C olarak kabul edilmiştir. Yansıtıcı muhafaza camı için karışık sınır şartı kabul edilerek iç ve dış yayılım katsayıları 0,9 olarak kabul edilmiştir [7]. Alıcının alta tarafını kapatan cam için dış taşınım katsayısı 5 W/m^2 , dış hava sıcaklığı 25°C ve gökyüzü sıcaklığı 20°C olarak kabul edilmiştir.

Tablo 6. Alıcı için ağdan bağımsızlık analizi sonuçları
(Mesh independence analysis results for the receiver)

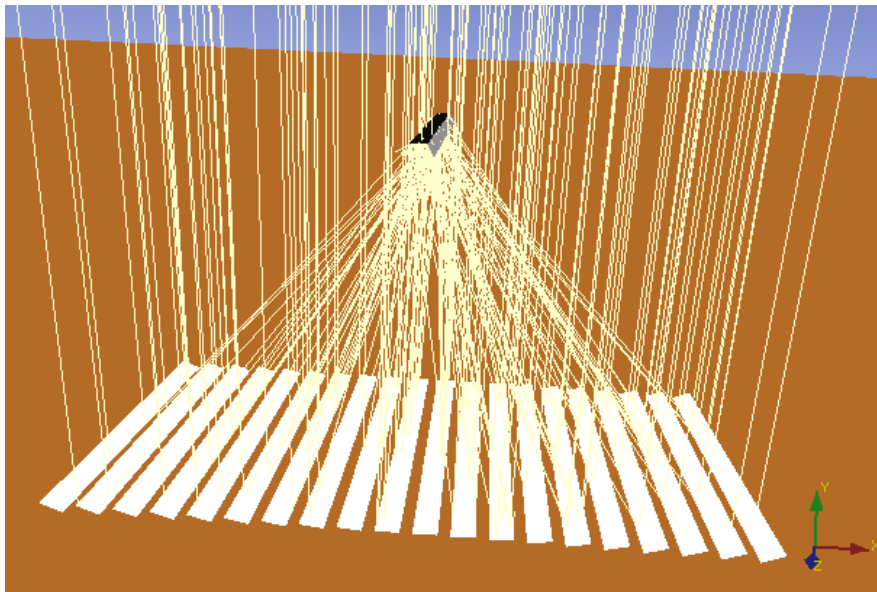
Hücre sayısı	Yansıtıcı ısı kaybı (W/m^2)	Yansıtıcı ısı kaybı farkı (%)
323	3860	
567	3935,2	1,9
1266	3984,7	1,2
4983	3921,1	1,6
19470	3883,2	1,0
77667	3871,4	0,3
214820	3868,8	0,1

2.3.4. Simülasyon 3: Akış Analizi (Simulation 3: Flow Analysis)

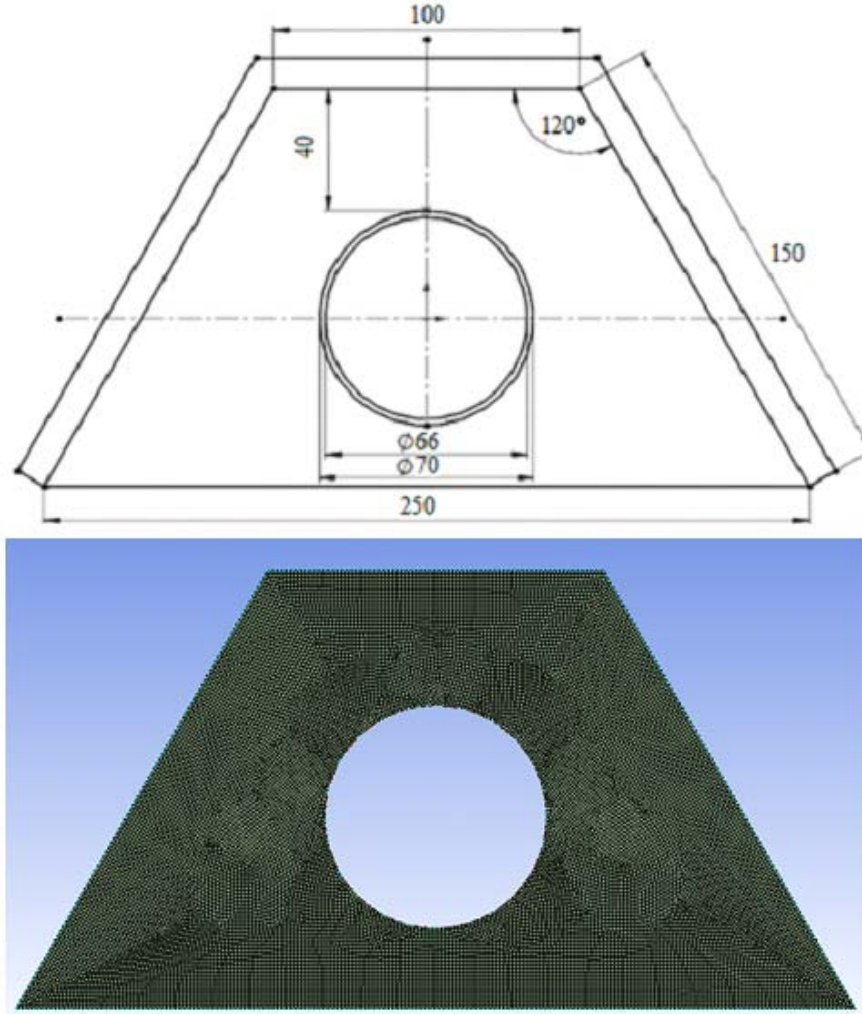
Soğurucu boyunca akış tam gelişmiş akış olarak kabul edilmiştir. ANSYS Fluent'te Viscous model olarak $k - \varepsilon$ türbülans modeli seçilmiştir. Ağdan bağımsızlık analizi (Tablo 7) sonucu 138600 eleman kullanılarak ağ oluşturulmuştur. Şekil 8'de gösterildiği gibi soğurucu iki boyutlu olarak modellenmiş ve cidar için y^+ değeri 1'den küçük bulunmuştur. Optik analiz ve alıcı analizi sonucunda bulunan birim alana düşen ışınım akısı soğurucu için sınır şartı olarak kullanılmıştır. Akışkan özellikleri olarak Tablo 2'de verilen özellikler girilmiştir. Giriş sıcaklığı sabit tutularak basınç düşüşü ve akışkan çıkış sıcaklığı bulunmuştur.

Tablo 7. Isı transfer yağı 32 akış simülasyonu için ağdan bağımsızlık analizi sonuçları
(Mesh independence analysis results for heat transfer oil 32 flow simulation)

Hücre Sayısı	Basınç Düşüşü, ΔP , (Pa)	Çıkış Sıcaklığı, $T_{çıkış}$ ($^\circ\text{C}$)
3000	13,46266	219,02
39600	13,14707	210,20
59400	13,06062	217,04
79200	13,14819	210,05
99000	13,14949	209,71
118800	13,15078	209,64
138600	13,15201	209,60



Şekil 6. Işın izleme metodu kullanılarak elde edilen ışın yollarının Doğrusal Fresnel yansıtıcı üzerindeki görüntüsü
(The image of the ray paths on the Linear Fresnel reflector obtained using the ray tracing method)



Şekil 7. Doğrusal Fresnel kolektörün alıcısına ait yansıtıcılar ve soğurucunun enine kesiti (mm) ve ANSYS Fluent'te kullanılan ağ yapısı (Receiver of the linear Fresnel collector and the cross section of the absorber (mm) and the mesh structure used in ANSYS Fluent)

3. Sonuçlar ve Tartışmalar (Results and Discussions)

Sonuçların doğrulanması amacıyla soğurucu üzerine düşen ışınım akısının belirlenmesi için eşit koşullarda hem ANSYS Fluent'te hem de Tonatiuh'ta simülasyon gerçekleştirilmiştir. Şekil 9'da HAD kullanılarak analiz edilen Düzlemsel Fresnel Reflektör için gelen ışınım konturları ve soğurucu üzerindeki ışınım akısı dağılımı gösterilmektedir. Şekil 10'da ise sonlu hacim yöntemi ve ışın izleme yöntemiyle elde edilen soğurucu üzerine düşen ışınım akısı dağılımının karşılaştırılması gösterilmektedir. ANSYS Fluent simülasyonu sonucunda soğurucu yüzeyine $13875,4 \text{ W/m}^2$ ışınım gelirken Tonatiuh simülasyonu sonucunda $13230,9 \text{ W/m}^2$ ışınım gelmektedir. Sonuçlar birbiriyle uyumlu ve kabul edilebilir düzeydedir [4]. Yerel yoğunlaştırma oranı soğurucu yüzeyine düşen ortalama ışınım akısının ayna birim alanına düşen ışınım oranıdır [30] ve değeri 13,23 olarak bulunmuştur. Eş. 5-Eş. 8 yardımıyla engel faktörü ve optik verim sırasıyla 0,72 ve yaklaşık 0,55 olarak bulunmuştur.

Yansıtıcının toplam ısı transfer katsayısının belirlenmesi için yüzeyler arasındaki ışınım, duvarlardan gerçekleşen iletim ve içerisindeki doğal taşınım simüle edilmiştir. Yansıtıcı içerisindeki havanın yoğunluğu sıkıştırılmaz bir ideal gaz olarak modellenmiştir [35]. Şekil 7'de yansıtıcı içerisindeki sıcaklık dağılımı gösterilmektedir.

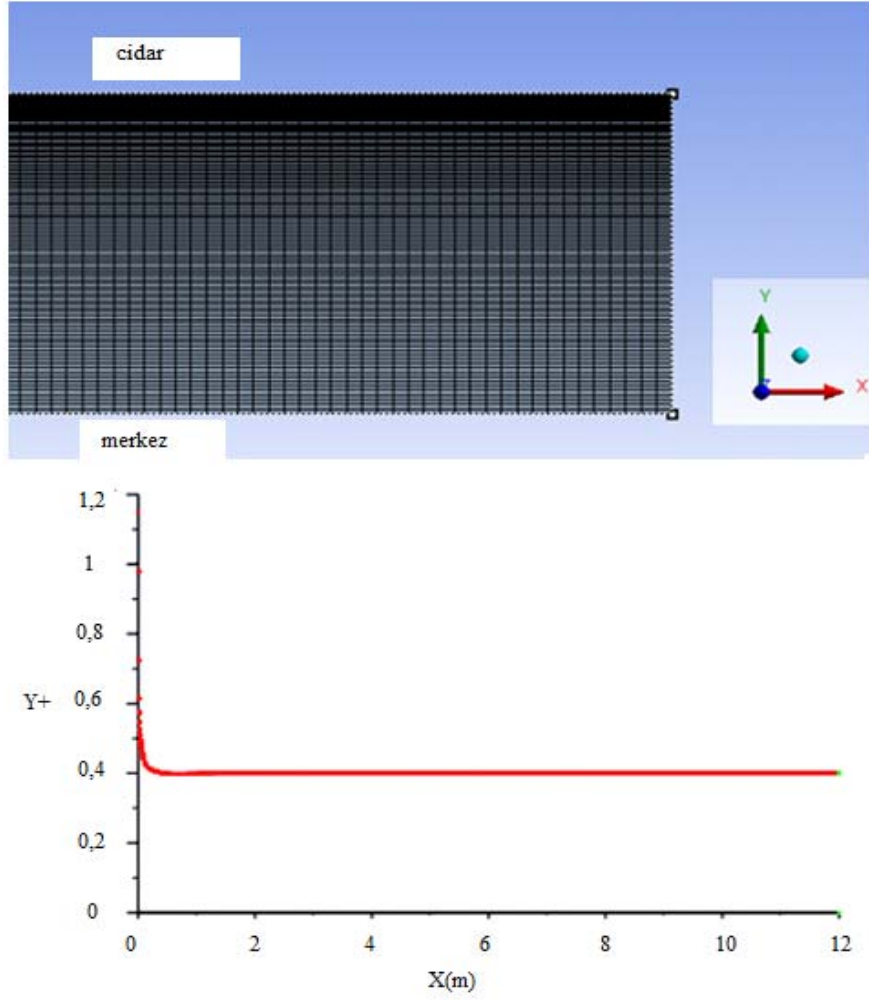
Yansıtıcı içerisinde taşınım kayıplarını doğrulayan ısı tabakalaşma gözlemlenmiştir [7]. Gerçekleşen $3883,2 \text{ W/m}^2$ toplam ısı kaybının $2580,1 \text{ W/m}^2$ 'sinin ışınım kaybı olduğunu görülmüştür. Toplam ısı transfer katsayısı yaklaşık $10,1 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ olarak bulunmuştur.

Isı transfer yağı 32'nin Doğrusal Fresnel sistemde kullanılması sonucu sistemin performansına etkisinin değerlendirildiği modelin doğrulanması için Eş. 27 ve Eş. 28 ile hesaplanan Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değerleri kullanılmıştır. Tablo 8'de model doğrulama sonuçları verilmiştir. Sonuçlar kullanılan modelin güvenilir olduğunu göstermektedir.

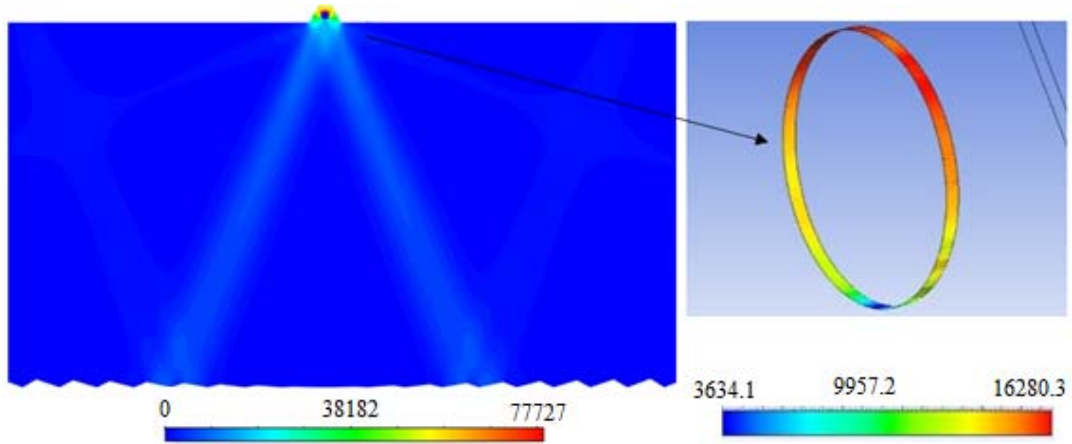
Tablo 8. Isı transfer yağı 32 için izlenen modeli doğrulama sonuçları (Results of the followed model validation for the heat transfer oil 32)

	Teorik değer	Hesaplanan değer
Nu	46,58	48,33
f	0,0469	0,0517

Simülasyon 1a'da Şekil 1'de fotoğrafı gösterilen Doğrusal Fresnel kolektörün Tablo 1'de verilen geometrik değerleri ve yüzeylere ait optik özellikleri ANSYS Fluent'te kullanılarak (Şekil 5) soğurucu birim alanına düşen ışınım akısı bulunmuştur. Simülasyon 1b'de Simülasyon 1a'nın doğrulanması yapılmıştır. Eş. 5 kullanılarak engel faktörü hesaplanmıştır. Yüzeylere ait diğer optik veriler bilindiği için



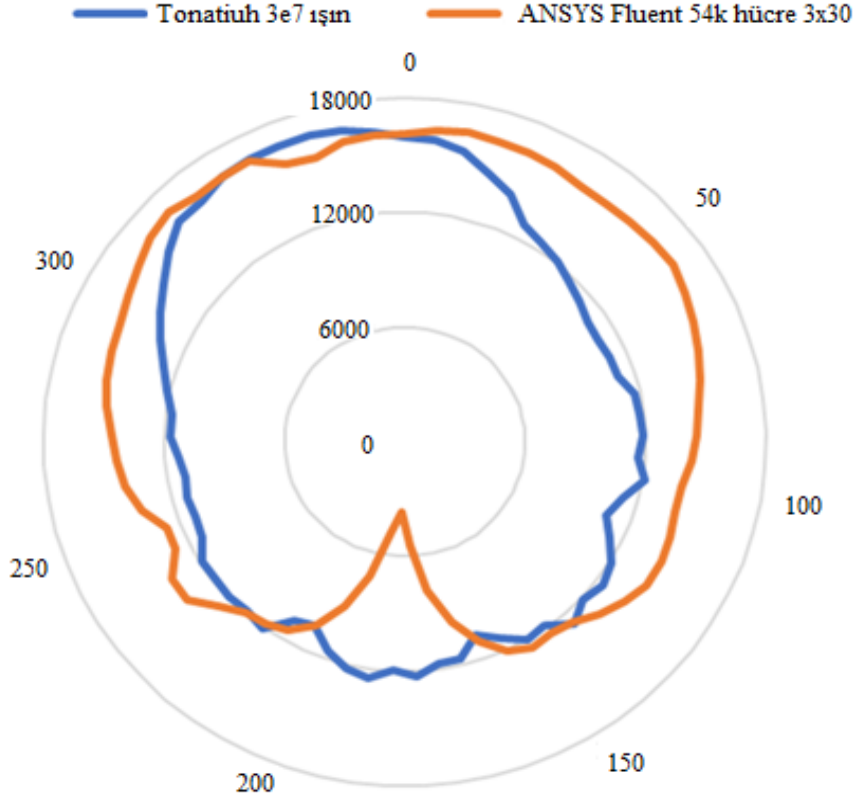
Şekil 8. Soğurucunun iki boyutlu axisymmetric ağı yapısı ve soğurucu boyunca y+ değeri
(The two-dimensional axisymmetric mesh of the absorber and the y+ value along the absorber)



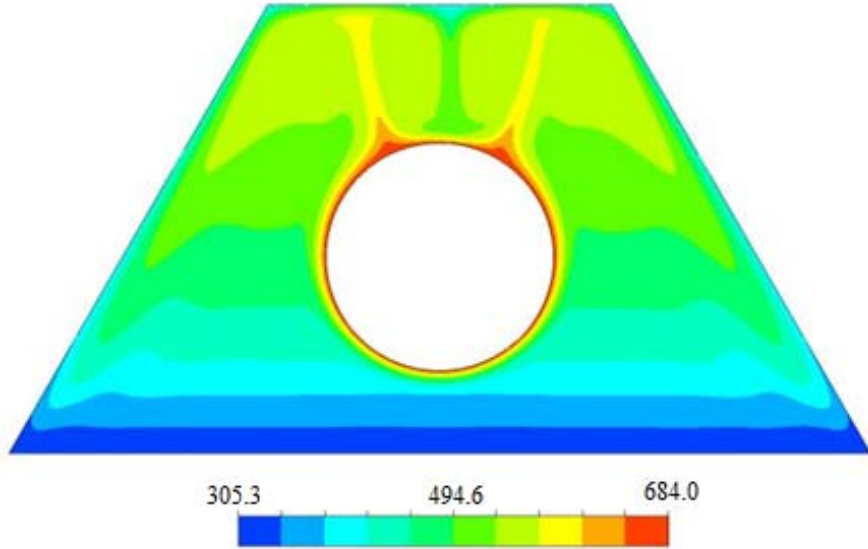
Şekil 9. ANSYS Fluent'te analiz edilen Düzlemsel Fresnel Reflektör için gelen ışınım konturları ve soğurucu üzerindeki ışınım akısı dağılımı [W/m²]
(Incoming radiation contours and flux distribution on the absorber for the Linear Fresnel Reflector analyzed in ANSYS Fluent [W/m²])

Eş. 8 yardımıyla optik verim hesaplanmıştır. Simülasyon 2 ile ikinci yansıtıcıdan gerçekleşen kayıplar ve toplam ısı transfer katsayısı

ANSYS Fluent analizi ile hesaplanmıştır. Bulunan sonuç kullanılarak Eş. 19 yardımıyla ısı verim hesaplanmıştır. Faydalı enerji miktarı Eş.



Şekil 10. ANSYS Fluent ve Tonatiuh ile elde edilen soğurucu üzerine düşen ışınım akısı dağılımının karşılaştırılması [W/m²] (Comparison of the radiative flux distribution on the absorber obtained with ANSYS Fluent and Tonatiuh [W/m²])



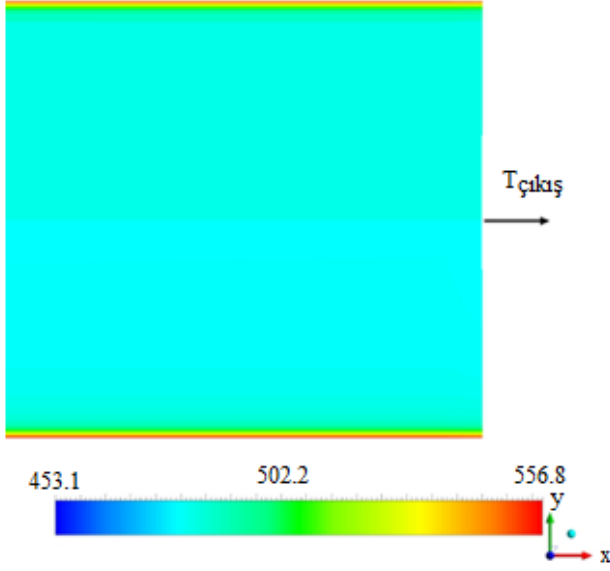
Şekil 11. 410 °C soğurucu yüzey sıcaklığı ve 25°C çevre sıcaklığında alıcı içerisindeki sıcaklık dağılımı [K] (Temperature distribution [K] inside the receiver at 410°C absorber surface temperature and 25°C ambient temperature)

18 bilindiği için soğurucu sınırı şartı olarak kullanılmış ve ısı transfer akışkanı 180°C giriş sıcaklığı ve 0,148 kg/s kütleli debide sabit tutularak Simülasyon 3 gerçekleştirilmiştir. Simülasyon sonucunda bulunan Nu Eş. 22 ve sürtünme faktörü Eş. 25, teorik Nusselt Eş. 27 ve sürtünme faktörü Eş. 28 hesaplanarak doğrulanması yapılmıştır (Tablo 8). İncelenen DFK'e ait simülasyon sonuçlarında elde edilen parametreler Tablo 9'da verilmiştir.

0° geliş açısında Eş. 8 yardımıyla HAD simülasyonu sonucunda bulunan optik verim 0,549 iken geliş açısı düzenleyicisi ve uç kaybı verimi dikkate alındığında optik verim %10,73 daha az çıkmaktadır. Eş. 9 kullanılarak hesaplanan optik verim 0,4417 olarak bulunmuştur. Aynı geometrik ve optik özelliklere sahip HAD modeliyle yapılan simülasyon sonucunda bulunan ısı verim ise 0,348'dir.

Tablo 9. DFK'ün analizi sonucunda bulunan kritik değerler
(Critical values found as a result of the analysis of Linear Fresnel Collector)

Simülasyon Parametresi	Simgesi	Birimi	Değeri
Isı transfer akışkanı Çıkış Sıcaklığı	$T_{çıkış}$	°C	209,6
Akışım ısı transfer katsayısı	h	$W/m^2 \cdot K$	88,6
Kullanılabilir güneş enerjisi	Q_s	W	48000
Faydalı enerji	Q_u	W	16707
İkinci yansıtıcı toplam ısı transfer katsayısı	U_T	$W/m^2 \cdot K$	10,09
Reynolds sayısı	Re		2756
Nusselt sayısı	Nu		48,33
Prandtl sayısı	Pr		24,3
Basınç düşüşü	ΔP	Pa	13,15
Engel faktörü	γ		0,719
Optik verim	$\eta_{opt,0}$		0,549
Isıl verim	$\eta_{ısıl}$		0,348



Şekil 12. Soğurucu çıkışındaki sıcaklık dağılımı [K]
(Temperature distribution at the absorber outlet [K])

4. Simgeler (Symbols)

A_a	: Ayna alanı [m^2]
c_p	: Özgül ısı kapasitesi [$kJ/kg.K$]
D_i	: Soğurucu iç çapı [m]
D_d	: Soğurucu dış çapı [m]
DNI	: Direkt normal ışınım [W/m^2]
f	: Odak yüksekliği [m]
h	: Isı transfer katsayısı [$W/m^2.K$]
IAM	: Toplam geliş açısı düzelticisi
k	: Termal iletkenlik [$W/m.K$]
L	: Ayna uzunluğu [m]
$L_{uç}$: Soğurucu aktif olmayan bölge [m]
m	: Kütleli debi [kg/s]
N	: Ayna sayısı
Nu	: Nusselt sayısı
Pr	: Prandtl sayısı

Q_{abs}	: Soğurucuda yutulan enerji [W]
Q_s	: Kullanılabilir enerji [W]
Q_u	: Faydalı enerji [W]
Re	: Reynolds sayısı
S	: Aynalar arası boşluk [m]
$T_{çıkış}$: Isı transfer akışkanı çıkış sıcaklığı [°C]
$T_{giriş}$: Isı transfer akışkanı giriş sıcaklığı [°C]
T_{ort}	: Ortalama akışkan sıcaklığı [°C]
T_r	: Soğurucu sıcaklığı [°C]
u	: Akışkan hızı [m/s]
\dot{V}	: Hacimsel debi [l/s]
W	: Ayna genişliği [m]
α	: Düzlemsel soğurucu için soğurma çarpanı
α_s	: Güneş yükseklik açısı [°]
γ_s	: Güneş azimut açısı [°]
δ	: Deklinasyon [°]
ϵ_r	: Soğurucu yayılım katsayısı
ΔP	: Basınç düşüşü [kPa]
$\eta_{ısıl}$: Isıl verim
η_{opt}	: Optik verim
$\eta_{opt,0}$: Normal geliş açısındaki optik verim
$\eta_{uç}$: Uç kaybı
θ	: Geliş açısı [°]
θ_i	: Boyuna geliş açısı [°]
θ_t	: Enine geliş açısı [°]
μ	: Dinamik viskozite [$N.s/m^2$]
ρ_1	: Ayna yansım oranı
ρ_2	: Alıcı yansıtıcıları yansım oranı
τ	: Cam muhafaza geçirgenliği
ϕ	: Enlem [°]
ω	: Saat açısı [°]

5. Sonuçlar (Conclusions)

Bu çalışmanın amacı Doğrusal Fresnel kolektörün deneysel analizine paralel olarak, tasarlanmış ve çalışmakta olan bir DFK'ün performansının HAD simülasyonları kullanılarak hangi doğrulukta modellenebileceği incelemektir. Analiz için ANSYS Fluent kullanılmış ve sistemin optik verimi, ısı kayıpları ve ısı verimi incelenmiştir. Simülasyon sonuçları deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Bu çalışmanın sonucunda el edilen sonuçlar aşağıda özetlenmiştir:

- Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) çözücüsü (ANSYS'in 2020 R1 Sürümü) içindeki Sonlu Hacim yöntemi ile soğurucu üzerine düşen ortalama ışınım $13875,4 \text{ W/m}^2$ olarak bulunurken, bir MONTE Carlo ışın izleme yazılımı (Tonatiuh 2.2.4) kullanarak, $13230,9 \text{ W/m}^2$ olarak bulunmuştur. İki sonuç arasında yaklaşık gözlenmiştir. DFK'ün soğurucusu üzerindeki ışınım dağılımı analizinde Sonlu Hacim yöntemi kullanarak sistemin iki boyutlu optik analizi ile MONTE Carlo ışın izleme yöntemi arasında toplam alınan ışınımda %4,6 fark olduğu görülmüştür.
- Sistemin ikizkenar yamuk şeklindeki alıcısından gerçekleşen ısı kayıpları HAD simülasyonları kullanılarak analiz edilmiştir. $3883,2 \text{ W/m}^2$ toplam ısı kaybının $2580,1 \text{ W/m}^2$ 'sinin ışınım kaybı olduğu görülmüştür. Lineer Fresnel sistemin alıcısındaki ışınım kayıpları toplam kaybın %66,5'idir ve taşınım kayıplarına kıyasla daha baskın olduğu gözlenmiştir.
- Sistemin akış analizinin doğrulanması amacıyla HAD simülasyonu sonucunda bulunan kritik değerler ile literatürde kullanılan teorik bağlantılar karşılaştırılmıştır. Teorik ve hesaplanan Nusselt sayısı arasındaki fark %4,7 olarak bulunurken sürtünme faktöründe bu fark %9,3'tür. Bu değerler seçilen ısı transfer akışkanının akış analizinin kabul edilebilir olduğunu göstermektedir. Akış simülasyonları için hem ağdan ve açılabilir bağımsızlık analizlerini takiben HAD'in %1 hassasiyette doğru sonuçlar verdiği görülmüştür.
- HAD simülasyonları sonucunda DFK sisteminin ısı verimi $0,348$ bulunurken prototipin ölçüm verilerine dayanarak hesaplanan ısı verim $0,3223$ olarak bulunmuştur. Sonuç olarak HAD simülasyonlarıyla sistemin yaklaşık %8'lik doğrulukta modellenilebileceği görülmüştür.

Teşekkür (Acknowledgement)

Bu çalışma TÜBİTAK 118M143 numaralı, "Yenilikçi Yerli Endüstriyel Ölçekte Fresnel Kolektör Geliştirilmesi ve Prototip Üretimi" adlı projenin sağladığı destekle tamamlanmıştır. TÜBİTAK'a teşekkür ederim. Başta Proje yürütücüsü Prof. Dr. M. Azmi AKTACİR olmak üzere projede yer alan bütün araştırmacılara teşekkür ederim.

Kaynaklar (References)

1. Morin G., Dersch J., Platzer W., Eck M., Häberle A., Comparison of Linear Fresnel and parabolic trough collector power plants, *Solar Energy*, 86 (1), 1-12, 2012.
2. Moghimi M. A., Craig K.J., Meyer J.P., A novel computational approach to combine the optical and thermal modelling of Linear Fresnel Collectors using the finite volume method, *Solar Energy*, 116, 407-427, 2015.
3. Chaitanya Prasad G.S., Reddy K.S., Sundararajan T., Optimization of solar linear Fresnel reflector system with secondary concentrator for uniform flux distribution over absorber tube, *Solar Energy*, 150, 1-12, 2017.
4. Yellowhair J., Ortega J. D., Christian J. M., Ho C. K., Solar optical codes evaluation for modeling and analyzing complex solar receiver geometries, *Proc. SPIE 9191, Nonimaging Optics: Efficient Design for Illumination and Solar Concentration XI*, 91910M, 16 September, 2014.
5. Moghimi M. A., Rungasamy A., Craig K. J., Meyer J. P., Introducing CFD in the optical simulation of linear Fresnel collectors, *AIP Conference Proceedings*, 1734 (1), 020015, 2016.
6. López-Núñez O. A., Alfaro-Ayala J. A., Jaramillo O.A., Ramírez-Minguela J.J., Castro J. C., Damian-Ascencio C. E., Cano-Andrade S., A numerical analysis of the energy and entropy generation rate in a Linear Fresnel Reflector using computational fluid dynamics, *Renewable Energy*, 146, 1083-1100, 2020.
7. Facão J., Oliveira A., Simulation of a linear Fresnel solar collector concentrator, *International Journal of Low-carbon Technologies*, 5, 125-129, 2010.
8. Sahoo S.S., Varghese S. M., Kumar C. S., Viswanathan S. P., Singh S., Banerjee R., Experimental investigation and computational validation of heat losses from the cavity receiver used in linear Fresnel reflector solar thermal system, *Renewable Energy*, 55, 18-23, 2013.
9. Lai Y., Wu T., Che S., Dong Z., Lyu M., Thermal Performance Prediction of a Trapezoidal Cavity Absorber for a Linear Fresnel Reflector, *Advances in Mechanical Engineering*, 5, 1-7, 2013.
10. Reddy S., Balaji S., Sundarajan T., Heat loss prediction from solar LFR linear evacuated surface receiver with variable 2-STAGE concentrated flux, *ISES Solar World Congress*, 1-8, 2017.
11. Heimsath A., Cuevas F., Hofer A., Nitz P., Platzer W.J., Linear Fresnel Collector receiver: heat loss and temperatures, *Energy Procedia*, 49, 386-397, 2014.
12. Manikumar R., Valan Arasu A., Jayaraj S., Numerical simulation of a trapezoidal cavity absorber in the Linear Fresnel Reflector solar concentrator system, *International Journal of Green Energy*, 11 (4), 344-363, 2014.
13. Parikh A., Martinek J., Mungas G., Kramer, N., Braun, R., Zhu G., Investigation of temperature distribution on a new linear Fresnel receiver assembly under high solar flux, *International Journal of Energy Research*, 43 (9), 4051-4061, 2019.
14. Parikh A., Martinek J., Mungas G., Kramer N., Zhu, G., Wind load analysis of a new linear Fresnel receiver assembly design, *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 10 (5), 1-18, 2018.
15. Gujrathi A. S., Ingale S. P., Patil S.U., Analysis of Parabolic Trough Collector using Ansys Fluent Software, *IJCRT*, 5 (4), 2838-2843, 2017.
16. Mathew S., Visavale G., Mali V., CFD Analysis of a Heat Collector Element in a Solar Parabolic Trough Collector, *International Conference on Applications of Renewable and Sustainable Energy for Industry and Society*, Hyderabad, India, 1-21, November, 2010.
17. Dongal R. K., Kumar S., Computational Fluid Dynamics Analysis of Linear Solar Collector by using Semicircular Absorber Tube, *2018 International Journal of Computational Engineering Research (IJCER)*, 8 (10), 2250-3005, October, 2018.
18. Kuharat, S., Bég, O.A., Computational fluid dynamics simulation of a nanofluid-based annular solar collector with different metallic nanoparticles, *Heat and Mass Transfer Research Journal*, 3 (1), 20-42, 2019.
19. Khandelwal, D., Kandasamy, R., Kaushik, S., Heat transfer analysis of receiver for large aperture parabolic trough solar collector, *International Journal of Energy Research*, 43, (9), 4295-4311, 2019.
20. Kajavali, A., Sivaraman, B., Narasingamurthi K., Investigation of heat transfer enhancement in a parabolic trough collector with a modified absorber, *International Energy Journal*, 14, 177-188, 2014.
21. Ercoşkun G., Keskin A., Gürü M., Altıparmak D., Investigation of designing, manufacturing and performance of double-grooved parabolic trough-type solar collector, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 28 (4), 855-863, 2014.
22. Zima, W., Cebula, A., Cisek, P., Mathematical model of a sun-tracked parabolic trough collector and its verification, *Energies*, 13 (16), 4168, 2020.
23. Ajay, K., Lal, K., Performance Evaluation of Nanofluid ($\text{Al}_2\text{O}_3/\text{H}_2\text{O}-\text{C}_2\text{H}_6\text{O}_2$) Based Parabolic Solar Collector Using Both Experimental and CFD Techniques, *International Journal of Engineering Science*, 29, 572-580, 2016.
24. Khandelwal N., Sharma M., Singh O., Shukla A. K., Comparative analysis of the linear Fresnel reflector assisted solar cycle on the basis of heat transfer fluids, *Materials Today: Proceedings*, 38 (1), 74-79, 2021.
25. Peterseim J. H., White S., Tadros A., Hellwig U., Concentrated solar power hybrid plants, which technologies are best suited for hybridization?, *Renewable Energy*, 57, 520-532, 2013.
26. Kline S. J., McClintock F. A., Describing uncertainties in single sample experiments, *Mechanical Engineering*, 75 (1), 3-8, 1953.
27. Babu M., Raj S. S., Arasu A. V., Experimental analysis on Linear Fresnel reflector solar concentrating hot water system with varying width reflectors, *Case Studies in Thermal Engineering*, 14, 100444, 2019.
28. Bellos E., Tzivanidis C., Papadopoulos, A., Optical and thermal analysis of a linear Fresnel reflector operating with thermal oil, molten salt and liquid sodium, *Applied Thermal Engineering*, 133, 70-80, 2018.
29. Bellos E., Progress in the design and the applications of linear Fresnel reflectors – A critical review, *Thermal Science and Engineering Progress*, 10, 112-137, 2019.

30. Barbón A., Bayón-Cueli C., Bayón L., Fortuny Ayuso P., Influence of solar tracking error on the performance of a small-scale linear Fresnel reflector, *Renewable Energy*, 162, 43-54, 2020.
31. Duffie J.A., Beckman W.A., *Solar Engineering of Thermal Processes*. 2nd Edition, Madison, New York; John Wiley & Sons, Hoboken, 2013.
32. Barbón A., Barbón N., Bayón L., Otero J. A., Optimization of the length and position of the absorber tube in small-scale Linear Fresnel Concentrators, *Renewable Energy*, 99, 986-995, 2016.
33. González-Mora E., Duran, M., Methodology for an Opto-Geometric optimization of a linear fresnel reflector for direct steam generation, *Energies*, 13, 355, 2020.
34. Marmoret L., Humaish H., Perwuelz A., Beji H., Anisotropic structure of glass wool determined by air permeability and thermal conductivity measurements, *Journal of Surface Engineered Materials and Advanced Technology*, 6, 72-79, 2016.
35. Moghimi M. A., Craig K., Meyer J., Optimization of a trapezoidal cavity absorber for the Linear Fresnel Reflector, *Solar Energy*, 119, 343-361, 2015.

