



Numerical investigation of thermal efficiency of solar air heater at different flow rates

Erdem Aliç^{1*}, Mehmet Daş², Ebru Kavak Akpınar³

¹Kahramanmaraş Sutcu Imam University, Vocational High School of Andirin, 46410, Kahramanmaraş, Türkiye

²Tokat Gazi Osman Pasa University, Faculty of Engineering and Architectural ,Mechanical Engineering Department, 60250, Tokat, Türkiye

³Firat University, Faculty of Engineering, Mechanical Engineering Department, 23279, Elazığ, Türkiye

Highlights:

- 3D numerical analysis of solar air collector (SAH) and calculation of exergy efficiency at different flow rates
- Simulation of SAH's temperature distribution and pressure drop contours and friction factor data
- Using the Rosseland module in solar radiation calculation for numerical model

Keywords:

- CFD
- Friction factor
- Exergy efficiency
- Solar Air Heater
- Solar Energy

Article Info:

Research Article

Received: 24.06.2021

Accepted: 02.03.2022

DOI:

10.17341/gazimmfd.957304

Correspondence:

Author: Erdem Aliç

e-mail: ealic@ksu.edu.tr

phone: +90 546 489 5470

Graphical/Tabular Abstract

The suggestion of this study was to 3D numerical modeling and research of optimum thermal and exergy efficiency of two trapezoidal absorber plate solar air heater (SAH) with lengths of 1400 mm and 1820 mm. 3D computational fluid dynamics (CFD) analysis was carried out for SAHs with different at three different air flow rates 0.038-0.054-0.070 kg/s, respectively. This paper was investigated thermal efficiency of CFD results. Finally, this research was made up of a comparison of the results and findings for energy-exergy efficiency. The suggested investigation method approach is represented in Figure A.

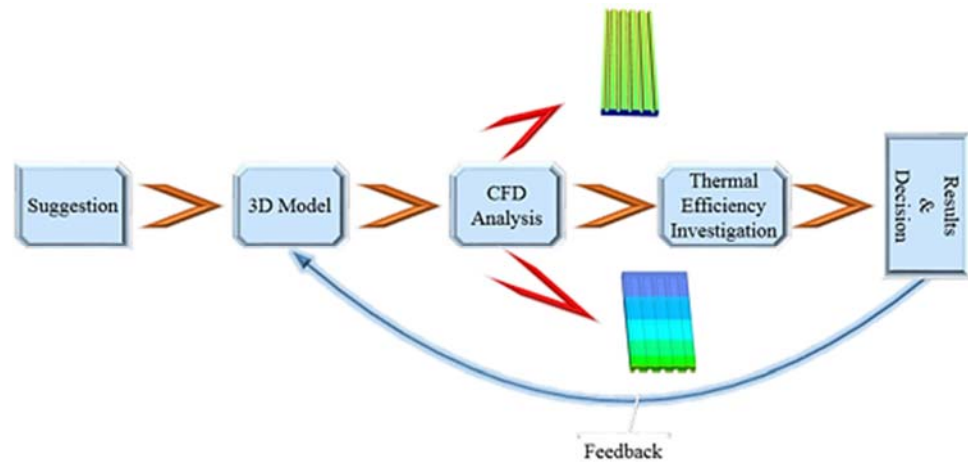


Figure A. Flow diagram of main study

Purpose:

The aim of this study was to 3D numerical modeling and investigating of optimum energy and exergy efficiency of two trapezoidal absorber plate SAH with lengths of 1400 mm and 1820 mm.

Theory and Methods:

SOLIDWORKS 2018 was used for the 3D design of SAH and numerical analyzes were performed in ANSYS FLUENT R18.1. In the numerical analysis, turbulent flow effects are performed by the realize k-ε model. Radiation data falling on SAH were calculated using the solar radiation calculation interface (Rosseland module) of ANSYS FLUENT 18.1.

Results:

Numerical analysis modeled with less than 1% error. The SAH's temperature, pressure contours and velocity distribution vectors were shown. The highest thermal efficiency realized at 13:00 at a mass flow rate of 85% and 0.070 kg/s. The best exergy performance of SAHs was determined. It was calculated that the friction factor values obtained as a result of the numerical analysis were in accordance with the literature.

Conclusion:

As a result of the CFD analysis, it was observed that although the SAH length increases, the outlet temperature increases, but the thermal efficiency decreases and the increase in the mass flow (Re) increases the thermal efficiency of the SAH. It is thought that this study will form the basis of thermal efficiency improvement studies for different SAHs designs.



Havalı güneş kolektörünün farklı akış debilerinde ısı verim değerlerinin sayısal araştırılması

Erdem Alıç^{1*}, Mehmet Daş², Ebru Kavak Akpınar³

¹Kahramanmaraş Sütçü İmam Üniversitesi, Andırın Meslek Yüksekokulu, 46410 Andırın, Kahramanmaraş, Türkiye

²Tokat Gazi Osman Paşa Üniversitesi, Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 60250, Tokat, Türkiye

³Firat Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 23279, Elazığ, Türkiye

Ö N E Ç İ K A N L A R

- Havalı güneş kolektörünün (HGK) 3B sayısal analizi ve farklı debilerde ekserji veriminin hesaplanması.
- HGK'nın sıcaklık dağılımı, basınç düşüşü konturları ve sürtünme faktörü verilerinin simülasyonu
- Sayısal model için Güneş radyasyon hesabında Rosseland modülünün kullanımı

Makale Bilgileri

Araştırma Makalesi

Geliş: 24.06.2021

Kabul: 02.03.2022

DOI:

10.17341/gazimmfd.957304

Anahtar Kelimeler:

Ekserji verimi,
güneş enerjisi,
had,
havalı güneş kolektörü,
sürtünme katsayısı

ÖZ

Yenilenebilir enerji kaynaklarını kullanan teknolojilerinin son dönemde hızla gelişmesi, sanayinin artan enerji ve güç ihtiyacının karşılanmasında yeni çözümler üretilmesinin önünü açmıştır. Bu çalışmada, endüstride daha çok gıda kurutmada kullanılan güneş enerjili hava ısıtıcısının termal ve akış özellikleri araştırılmıştır. Havalı güneş kolektörünün (HGK) iki farklı uzunluk 1400 mm ve 1820 mm için optimum verim araştırılmıştır. Her iki kolektörün enerji ve ekserji verim değerleri karşılaştırılmıştır. Çalışmada hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) sayısal analiz programı olarak ANSYS FLUENT 18.1 kullanılmıştır. Analizler üç farklı hava debisinde sırasıyla 0,038-0,054-0,070 kg/s ve 3 boyut (3B) olarak gerçekleştirilmiştir. Havalı kolektörünün yutucu plakası trapezdir ve zemin ile açısı 42° dir. Analiz sonucu elde edilen basınç düşüşünden kolektörün sürtünme katsayıları hesaplanmıştır. Sıcaklık dağılımı, hız dağılımı ve basınç dağılımı değişimleri günün farklı saatleri için gösterilmiştir. En yüksek termal verim saat 13.00'da %85 ile 0,070 kg/s hava debisinde gerçekleşmiştir. Yüksek debilere çıktıkça kolektörün termal verimi artmıştır. Kolektörden geçen hava debisinin artışı çıkış sıcaklığını düşürmesine rağmen faydalı enerji miktarını artırmıştır. Bu çalışma farklı kütleli debi değerlerinin ve yutucu plaka boyutlarının HGK'nın ısı verimi üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğunu açık bir şekilde göstermiştir.

Numerical investigation of thermal efficiency of solar air heater at different flow rates

H I G H L I G H T S

- 3D numerical analysis of solar air collector (SAH) and calculation of exergy efficiency at different flow rates.
- Simulation of SAH's temperature distribution and pressure drop contours and friction factor data
- Using the Rosseland module in solar radiation calculation for numerical model

Article Info

Research Article

Received: 24.06.2021

Accepted: 02.03.2022

DOI:

10.17341/gazimmfd.957304

Keywords:

Exergy efficiency,
solar energy,
cfd,
solar air heater,
friction factor

ABSTRACT

The rapid development of technologies using renewable energy sources is paving the way for new solutions to meet the increasing energy and power needs of the industry. This study investigated the thermal and flow properties of a solar air heater used in food drying in the industry. The optimum efficiency of the solar air heater (SAH) was investigated for two different absorber plate lengths (1400 mm and 1820 mm). The energy and exergy efficiency values of both collectors were compared. ANSYS FLUENT 18.1 was used as a computational fluid dynamics (CFD) numerical analysis program in the study. Analyses were performed at three different mass flow rates as 0.038-0.054-0.070 kg/s and 3-dimension (3D), respectively. For the accuracy of the CFD analysis, the experimental results with a mass flow rate of 0.038 kg/s were compared with the analysis results. Friction coefficients were calculated from the pressure drop obtained from the analysis. Temperature, velocity, and pressure distribution variations were shown for different times of the day. The highest thermal efficiency was realized at 13:00 at a mass flow rate of 85% and 0.070 kg/s. The thermal efficiency of the collector has increased with higher flow rates. Although the increase in the mass flow through the collector decreased the outlet temperature, the valuable energy amount increased. This study demonstrated that different mass flow rates and absorber plate size significantly affect the thermal efficiency of SAH.

1. Giriş (Introduction)

Gıda kurutmada geleneksel güneşe serme yönteminin yanı sıra HGK kullanımı giderek yaygınlaşmaktadır[1]. Bu yöntem ile ürün açık hava şartlarında direkt olarak güneş ışınlarına maruz kalmamaktadır[2, 3]. Bunun yanında özellikle gıdanın dış ortam şartlarından bakteri ve toza karşı daha korunaklı bir odada yüksek kalitede kurumasını sağlanmaktadır[4, 5]. Bu sebeple son yıllarda kapalı hacim içerisinde kurutma ile ilgili çalışmalar artmıştır[6-8]. Artan tüketim talepleri ve enerji maliyetleri HGK'lı kurutucuların tercih edilme sebebinin artmıştır. Bu durumda yeni HGK modellerinin geliştirilmesi çalışmalarını artırmıştır [9-12].

ANSYS FLUENT HAD araştırmaları için en çok kullanılan sayısal analiz programlarından biridir ve literatürde farklı birçok çalışmada kullanılarak önemini göstermiştir [13-16]. Literatürde çeşitli HGK modellerinin araştırmalarında için sıklıkla kullanılmıştır [17, 18]. Sonlu hacimler metodunu kullanarak hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Çeşitli HGK tasarım modelleri için yapılmış HAD analizleri aşağıdaki paragrafta verilmiştir.

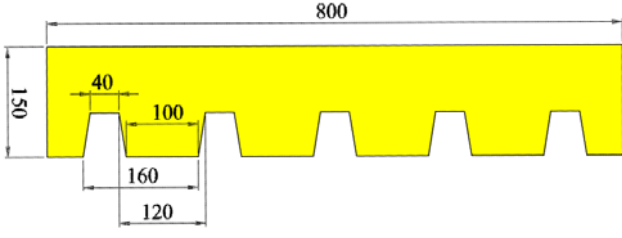
Yadav ve Bhagoria derleme çalışmalarında o tarihe kadar yapılmış HGK HAD analizlerini birçoğunu bir arada vermişlerdir. Çalışmalarında HAD analizleri için 5 farklı türbülans modelini inceleyen çalışmalar yer almaktadır [9]. Yadav ve Bhagoria HAD çalışmalarında ANSYS FLUENT 12.1'i kullanmışlardır. Modellerinde HGK'nın yutucu plakasına farklı uzaklık mesafelerinde silindirik engeller yerleştirmişlerdir. Analiz modelleri iki boyut (2B) dur. Isı transferini artırmayı hedeflemişlerdir. Farklı Reynolds (Re) sayıları için Nusselt ve sürtünme katsayısı hesabı yapmışlardır. En iyi yüzey modelini belirlemeye çalışmışlardır [19]. Dongxu Jin çalışmalarında HAD analizleri için ANSYS FLUENT 14'ü kullanmışlardır. Yapay olarak pürüzlendirilmiş bir HGK'da ısı transferini ve sürtünme katsayısındaki değişimi incelemişlerdir. Çalışmalarında yutucu plakaya sınır şartı olarak sabit ısı akısı 1000 W/m^2 tanımlanmıştır. Reynolds 8000 ile 20000 arasında çalışmışlardır. Yapay olarak eklenen engellerin HGK'da ısı transferini, sürtünmeyi ve akış yapısının özelliklerini nasıl değiştirdiğini açıklamışlardır[20]. Gawande vd. çalışmalarında ters L şeklinde kanallı bir HGK'da havanın zorlanmış taşınım ile ısı transferini deneysel ve sayısal olarak araştırmışlardır. HGK'nın ısı performansını, bağıl pürüzlülük oranı, Reynolds sayısı ($3800 < \text{Re} < 18,000$) ve sabit ısı akısı (1000 W/m^2) için araştırmışlardır. Yutucu yüzeye sabit ısı akısı uygulamışlar ve sabit bağıl pürüzlülük yüksekliğine ($e / D = 0,042$) bağıl olarak incelemişlerdir. Çözüm denklemlerinde türbülans için RNG k- ϵ türbülans modeli kullanılarak iki boyutlu bir HAD simülasyonunu ANSYS FLUENT kullanarak yapmışlardır. Sonuç olarak pürüzlülük ve akış parametrelerinin bir fonksiyonu olarak Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için korelasyonlar geliştirmişlerdir [21]. D. Thakur vd. çalışmalarında hiperbolik engelli HGK için deneysel ve sayısal 3B analiz geliştirmişlerdir. Parabolik uçlu hiperbolik engeller olan modelin analizini ANSYS FLUENT 15.0 kullanılarak yapmışlardır. Re 3000 ile 20000 arasında çalışmışlardır. Yutucu yüzeye sınır şartı olarak sabit ısı akısı (1000 W/m^2) uygulamışlardır. Hiperbolik engeller için farklı eğim açılarında analizler geliştirmişlerdir. En yüksek termal verimi eğimi açısı $\alpha=60^\circ$ olduğu değerlerde elde etmişlerdir[22]. Singh ve Singh (2018) çalışmalarında kavisli bir HGK modeli incelemişlerdir [23]. Mahboub, C., vd. (2016) deneysel çalışmasında yer alan kavisli geometri HGK modeli geliştirmişlerdir [24]. Modeli geliştirme için ANSYS FLUENT ile HAD analizleri geliştirmişlerdir. Kavisli HGK'lar için farklı tasarımları ile bağıl kanal yüksekliği ve eğim oranları gibi çeşitli geometrik parametreleri araştırmışlardır. Yutucu plaka yakınındaki ikincil girdap oluşumunun Nusselt sayısını önemli ölçüde artırdığı göstermişlerdir. Reynolds sayısının bir fonksiyonu olarak sürtünme faktörünü ve Nusselt

sayısını hesap eden yeni korelasyonlar geliştirmişlerdir. Geliştirilen modelin ısı transferini artırdığını ifade etmişlerdir. Maksimum termal veriminin %92'ye kadar çıkabileceğini ifade etmişlerdir[23]. Pashchenko çalışmasında enine L şeklinde engeller sahip HGK'da ANSYS FLUENT'in güneş ışını hesaplama ara yüzü kullanmıştır. Türbülans çözücü olarak standart k- ϵ kullanmıştır. Deneysel ve sayısal olarak Reynolds sayılarına bağlı Nusselt değerlerini karşılaştırmıştır [25]. Younes vd. çalışmalarında V kanallı dikdörtgen engelleri olan bir HGK'da engellerin konumunun ve boyutunun değiştiği birçok analizleri gerçekleştirmişlerdir. Analiz geometrileri 2B'dir. Çalışmalarında ANSYS FLUENT kullanmışlardır. HGK için Reynolds sayısına bağlı olarak değişen yeni bir Nusselt sayısını modellemişlerdir. Termal iyileştirme faktörünü ve sürtünme katsayısını araştırmışlardır[26]. Pashchenko çalışmasında enine engel içeren HGK modelini güneş ışını hesaplama ara yüzü ile modellemiştir. Sayısal analiz için ANSYS FLUENT kullanmıştır. En yüksek verimi saat 13.00 ile 14.00 arası aldığı ifade etmiştir [27]. Sözen vd. çalışmalarında aynı temel özelliklere sahip iki adet güneş enerjili kurutucu tasarlanmıştır. Bu kurutucuda deneysel ve sayısal araştırmalar gerçekleştirmişlerdir. Her iki ısı değiştiricinin çıkış kısmına kurutma odası monte etmişlerdir ve rendelenmiş havuç kurutmuşlardır. İki tip ısıtıcının farklı kütle debisi değerlerinde termal verim değerlerini araştırmışlardır. Sayısal analiz için ANSYS FLUENT kullanmışlardır. Yutucu yüzeye sabit ısı akısı sınır şartı tanımlanmıştır. Analizleri 3B olarak gerçekleştirmişlerdir. İçerisinde demir ağ olan ısıtıcının anlık termal verimini %74,71'e kadar ulaştığını ifade etmişlerdir. Elde ettikleri sonuçların maliyeti ucuz hava ısıtıcılar için umut verici olduğunu ifade etmişlerdir[28]. Nidhul vd. çalışmalarında V-tipi üçgen şeklinde farklı açılarda tasarlanmış engel içeren HGK'ları incelemişlerdir. HGK'ların termodinamik performansının HAD ve ekserji analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Reynolds 5000 ile 20000 arasında çalışmışlardır. Yutucu yüzeye sabit ısı akısı sınır şartı tanımlanmıştır. Üçgen engellere kare kanalları eklemişlerdir. Düz plaka HGK ile karşılaştırıldığında bir engel açısı $\alpha = 45^\circ$ olan HGK için minimum entropi üretimi ve maksimum ekserjetik verimlilik elde etmişlerdir. Ekserjetik verimlilikte $\eta_{ex}=\%23$ artış elde etmişlerdir [29]. Bunlara ek olarak literatürde yer alan birçok çalışmada yutucu yüzeye sabit ısı akısı sınır şartı ile analiz çalışmaları gerçekleştirilmiştir [30, 31]. Aliç vd. çalışmalarında 4 farklı HGK için sabit hava debisinde sayısal analiz gerçekleştirmişlerdir. Sayısal analizlerini deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Sayısal modellerin enerji ve ekserji analizlerini yapmışlardır. Düz model HGK'nın diğerlerine göre daha az çevreci olduğunu ifade etmişlerdir. Farklı HGK boyutu ve akış debisi üzerine çalışma gerçekleştirmemişlerdir [32].

Bu çalışmada trapez yutucu yüzeye sahip farklı uzunluklardaki iki HGK için farklı debi şartlarında HGK çıkış sıcaklığı ve termal verim bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) programı olan ANSYS FLUENT 18.1 kullanılarak araştırılmıştır. Üç farklı hava debisinde ($0,038-0,054-0,070 \text{ kg/s}$) iki farklı HGK uzunluğunda ($1400\text{mm}-1820\text{mm}$) HGK'nın çıkış sıcaklığı değişimi ve termal verim değişimi sayısal olarak incelenmiştir. Farklı uzunluktaki HGK'lar için farklı debiler de enerji ve ekserji verim değerleri karşılaştırılmıştır. Sayısal analizde ANSYS FLUENT 18.1'in güneş ışınım hesaplama ara yüzü kullanılmıştır. Bu metot ile HAD analizlerinde kolektör üzerine düşen ışınım değerleri ve yutucu plakanın faydalı işe dönüştürdüğü ısı akısı değerleri belirlenmiştir.

2. Materyal ve Metot (Materials and Methods)

Bu çalışmada kullanılan HGK'nın 3B modeli Şekil 1 ve Şekil 2'de yer almaktadır. Kolektör alüminyum trapez saçtan yapılmıştır. Yan duvarları iyice yalıtılmıştır. Kolektörün üzeri temperlenmiş camdır. Sayısal analiz çözüm alanı (domain) iki yan duvar, temperlenmiş cam, giriş ve çıkış olarak etiketlenmiştir.

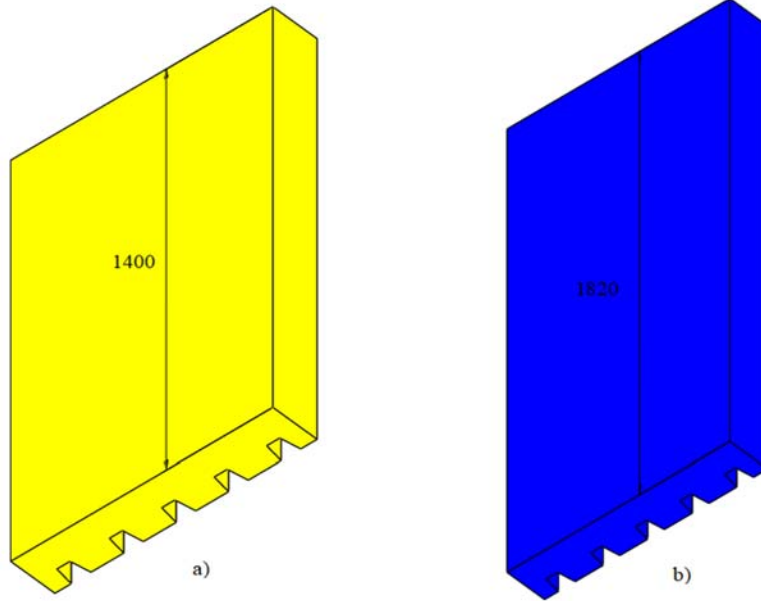


Şekil 1. Trapez kollektör hava giriş kesiti görünümü (Trapezoidal collector air inlet section view)

Sayısal çözüm için ağ modeli çoklu-bölge (multizone) ile oluşturulmuştur. Ağ hassasiyeti çalışmasında kullanılan üç hücre

boyutu 6 mm, 10 mm ve 14 mm'dir. Hücrelerin boyutu, çözüm alanı (domain) boyunca tekdüze değildir. Çözüm ağı (Mesh), duvara yakın bölgede modellemeyi hassaslaştırmak için duvar yakınında daha da geliştirilmiştir. Analiz için oluşturulan ağ yapısının trapez duvarda $y^+ < 1$ 'den olarak hesaplanmıştır. Potgieter vd. çalışmalarında aynı yöntemi izlemişlerdir [33]. Çözüm ağ yapısı ile ilgili boyutlar hakkında detaylı bilgi Tablo 1'de verilmektedir.

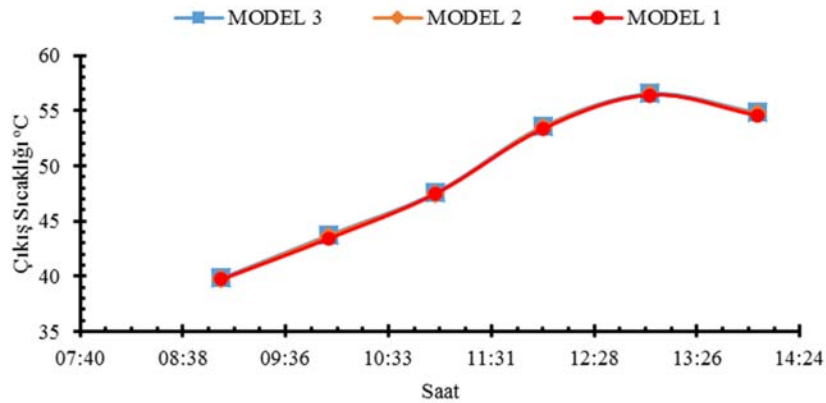
Çözüm ağ yapısı modeli L=1400 mm için gerçekleştirilmiştir. Şekil 3'te ağ yapısından bağımsızlık grafiği yer almaktadır. Grafikte her üç modelin eğimlerinin de aynı olduğu ve benzer sonuçlar verdiği görülmektedir. Tabloda “ * “ ile gösterilen modeller üzerinde hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Sayısal analizde kullanılan malzemelerin bazı termofiziksel özellikleri Tablo 2'de verilmiştir.



Şekil 2. Farklı uzunluklarda 3B HGK a=1400mm, b=1820mm (3D HGK in different lengths a = 1400mm, b = 1820mm)

Tablo 1. Çözüm ağ yapısı istatistiği (Mesh statistics)

Modeli	Eleman sayısı	Maks. Ağ boyutu [mm]	Min. Ağ boyutu [mm]	Büyütme oranı	Maks. Çarpıklık	Sınır katman sayısı
1 L =1400mm*	1340820	6	0,1	1,2	0,46	8
2 L =1400mm	374080	10	0,1	1,2	0,46	8
3 L =1400mm	188900	14	0,1	1,2	0,46	8
4 L =1820mm*	1741920	6	0,1	1,2	0,46	8



Şekil 3. Sayısal analiz ağ yapısından bağımsızlık (Numerical analysis mesh independency)

Tablo 2. Bazı termodinamik özellikler (Thermodynamics specifications)

Malzeme	Yoğunluk kg/m ³	Özgül ısı J/kgK	İletkenlik W/mK
Hava	1,225	1006	0,0242
Temperlenmiş Cam	3000	500	1,8[34]
Alüminyum trapez sac	2719	871	202,4

Sayısal analizde kullanılan çözüm denklemleri Eş. 1-13’de verilmiştir [35].

$$\nabla \cdot (\rho \cdot \vec{v}) = 0 \quad (1)$$

Navier-Stokes denklemi:

$$\nabla \cdot (\rho \cdot \vec{v} \cdot \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot \left(\mu \left[\left(\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T \right) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{v} \mathbf{I} \right] \right) \quad (2)$$

Bu çalışmada yer alan ışınlam değeri hesaplamaları Elazığ ili için enlem, boylam, takvimin belirli ay, gün ve saati ANSYS Fluent’e girilerek tüm hesaplamalar ANSYS Fluent’e yaptırılmıştır.

Enerji denklemi:

$$\nabla \cdot (\vec{V}(\rho E + p)) = \nabla \cdot \left(k_{\text{eff}} \nabla T - h \vec{J} + \left(\mu \left[\left(\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T \right) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{v} \mathbf{I} \right] \cdot \vec{v} \right) \right) + S_h \quad (3)$$

Enerji denklemi için önemli bir parametre olan S_h, kimyasal reaksiyonun ısısını veya tanımlanan diğer hacimsel ısı kaynaklarını içeren terimi ifade etmektedir.

Radyasyon hesaplama ara yüzünde hesaplama aracı olarak seçilen Rosseland’ın ifadeleri aşağıda yer almaktadır [36].

$$q_r = -\Gamma \nabla G \quad (4)$$

Γ Hesaplama için Eş. 6 kullanılmaktadır.

$$\Gamma = \frac{1}{(3(a + \sigma_s) - C\sigma_s)} \quad (5)$$

G hesaplamak için Eş. 7 kullanılmaktadır.

$$G = 4\sigma n^2 T^4 \quad (6)$$

$$q_r = -16\sigma \Gamma n^2 T^3 \nabla T \quad (7)$$

İşinim ısı akısı, Fourier iletim yasası ile aynı forma sahip olduğundan, aşağıdaki gibi yazmak mümkündür.

$$q = q_r + q_c \quad (8)$$

$$q = -(k + k_r) \nabla T \quad (9)$$

$$k_r = 16\sigma \Gamma n^2 T^3 \quad (10)$$

Burada “k_r” ışınlamı ve “k” ise ısı iletkenliği ifade etmektedir. Burada Eş. 9 toplam ısı akısını ifade etmektedir.

Bu çalışmada kullanılan türbülans çözücü Realizable k-ε eşitlikleri genel formu itibarı ile (Eş. 11-Eş. 13) aşağıda verilmiştir [37].

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon \quad (11)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\epsilon - \rho C_2 \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{\nu \epsilon}} + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} C_{3\epsilon} G_b \quad (12)$$

$$C_1 = \max \left[0,43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \rightarrow \eta = S_\epsilon \frac{k}{\epsilon}, \rightarrow S_\epsilon = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (13)$$

(C_{1ε} = 1,44), (C₂ = 1,9), (σ_k = 1,0), (σ_ε = 1,2)

Patankar ve Spalding ’in geliştirdiği basınca bağlı denklemler SIMPLE sayısal algoritması olarak kullanılmaktadır. Kütle, momentum ve enerji denklemleri, ilgili değişkenler (hız, sıcaklık, basınç ve duvar ısı akısı) için yakınsamaya ulaşılan kadar sayısal yöntemler kullanılarak karşılık gelen sınır koşulları için yinelemeli olarak çözülmüştür [38].

2.1. Başlangıç ve Sınır Şartları (Initial And Boundary Condition)

Deneysel şartların sayısal olarak modellenebilmesi için belirli kabuller yapılması gerekebilmektedir. Yapılan bu kabuller sayısal analizin çözümünü kolaylaştırmaktadır ve problemin hangi aralıklarda çözüleceğini ifade etmektedir. Sayısal analiz için belirlenen kabuller başlangıç ve sınır şartı olarak ifade edilmektedir.

Bu çalışmada, hava akışı 3B dir ve sabit sıcaklıkta kolektöre girmektedir. Hava giriş sıcaklığı belirli gün ve saat için meteorolojik verilerden elde edilmiştir. Kolektöre bir kütle girişi ve bir çıkışı tanımlanmıştır. HGK girişinde hava dağılımı her yerde aynıdır. Yan yüzeyler tamamen yalıtılmıştır. Üst yüzeye ışınlam sınır şartı tanımlanmıştır. Türbülans yok oluşu ve türbülans viskozite oranı sırasıyla %5 ve %10’dur. Kanal içerisindeki akış sıkıştırılmaz kabul edilmiştir. Analizler gün içerisinde belirli saatler için sürekli şartlar (steady-state) göz önüne alınarak çözülmüştür. Çıkış bölgesinde sınır şartı basınç çıkışı olarak tanımlanmıştır.

2.2. Sayısal Analiz Doğrulaması (Numerical Analysis Validation)

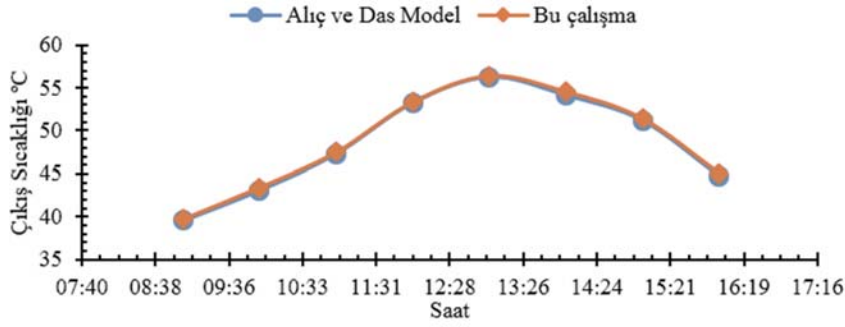
Sayısal analizin doğrulaması literatürde yer alan Alıç ve Daş’ın çalışmasıyla gerçekleştirilmiştir[39]. Alıç ve Daş çalışmalarında 800*1400*150 mm trapez yutucu plakalı ve sabit kütleli hava giriş debisinde HGK kolektörünün deneysel tasarımını ve analizini yapılmışlardır[39]. Bu çalışmanın doğrulaması için önceki Alıç ve Daş ’ın Re=3446 modeli çözülmüş ve sonuçlar karşılaştırılmıştır[39]. Sayısal analiz %1’den az hata ile modellenmiştir. Şekil 4’te sayısal analiz doğrulaması yer almaktadır.

2.3. Termal Verim Hesabı (Thermal Efficiency Calculation)

HGK’da faydalı enerji iş akışkanının giriş (T_g) ve çıkış (T_ç) sıcaklığına bağlı olarak Eş. 14 ’deki gibi ifade edilmektedir[40].

$$Q_f = \dot{m} c_p (T_g - T_\epsilon) \quad (14)$$

Burada \dot{m} HGK’da geçen iş akışkanının kütleli debisi (kg/s), C_p havanın özgül ısısıdır (J/kgK), T_g ve T_ç sırasıyla HGK’ya giriş ve çıkış sıcaklıklarıdır (°C). HGK’dan geçen iş akışkanının kütleli debisi ise Eş. 15’deki gibi hesaplanır.



Şekil 4. Sayısal analiz doğrulaması (Numerical analysis validation)

$$\dot{m}=\rho VA_{\dot{c}} \quad (15)$$

Burada ρ havanın yoğunluğu (kg/m^3), V hava akış hızı (m/s), $A_{\dot{c}}$ ise HGK'nın çıkış kesit alanı (m^2)'dir. Termodinamiğin I. kanunundan yola çıkarak HGK'nın termal verimi Eş. 16'daki gibi hesaplanabilir.

$$\eta_t = \frac{\dot{m}c_p(T_g - T_c)}{IA_c} \quad (16)$$

Eş. 16'da, η_t ısı verimi, I kolektör yüzeyine gelen güneş ışınımı (W/m^2), A_c ise HGK'nın ışınım geçirgen kısmının yüzey alanıdır (m^2).

2.4. Sürtünme Faktörü Hesabı (Friction Factor Calculation)

Sürtünme faktörü iç akışta, kanal değişkenlerine ve akış hızına bağlı olarak değişiklik gösterir. Literatürde Re sayısına bağlı olarak ifade edilen birçok sürtünme faktörü eşitliği vardır. Bu eşitliklerden bazıları aşağıda verilmiştir. Bu eşitlikler analiz sonucu elde edilen sürtünme faktörü ile karşılaştırma yapmak için kullanılmıştır. Türbülanslı akışta Bahremand vd. Eş. 17'yi kullanmışlardır[41].

$$f=0,0791Re^{-0,25} \quad (17)$$

Kakaç vd. çalışmalarında Blasius eşitliğinde geliştirilerek türbülanslı akışta sürtünme faktörünü Eş. 18 ile hesaplamışlardır[42].

$$f=0,085Re^{-0,25} \quad (18)$$

Kakaç, Filonenko'nun sürtünme faktörü korelasyonu geliştirilerek yeni bir sürtünme faktörü korelasyonu elde etmiştir[43].

$$f=(1,58 \ln Re - 3,82)^{-2} \quad (19)$$

Sayısal analiz gerçekleştirildikten sonra, HGK'nın giriş çıkış basınç farklarından sürtünme faktörü hesabı gerçekleştirilebilir. Basınç düşüşü (ΔP) bilinen bir kolektörün Darcy sürtünme faktörü hesabı literatürde aşağıdaki gibi ifade edilmiştir[44–46] Eş. 20'de bu ifade yer almaktadır.

$$f = \frac{2\Delta PD}{4\rho LV^2} \quad (20)$$

2.5. Ekserji Verim Hesabı (Exergy Efficiency Calculation)

Bu çalışmada havalı güneş kolektörlerinin ekserji analizinde yapılan varsayımlar;

- Kararlı hal ve sürekli akış
- Kinetik ve potansiyel enerjiler göz ardı edilmiştir. Kimyasal ya da nükleer enerji yoktur.

- Hava ideal gaz ve sabit özgül ısıda kabul edilmiştir. Havanın nem oranı göz ardı edilmiştir.
- Sisteme olan ısı transferi ve sistemden iş aktarımının yönleri pozitifdir.

Bir güneş kolektör sisteminin ekserji verimi sistemdeki ekserji tahribatı veya net çıkış ekserjisi ile hesaplanabilir. Güneş enerjili hava ısıtıcısının ekserji verimi net çıkış ekserjisi açısından değerlendirilmiştir. İkinci kanun verimi Eş. 21 deki gibi hesaplanabilir [40].

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}_{\text{çıkış}}}{\dot{E}_{\text{giriş}}} = \frac{\dot{m} \cdot ((h_c - h_g) - T_c \cdot (s_c - s_g))}{(1 - \frac{T_c}{T_s}) \cdot Q_s} \quad (21)$$

Denklemden ekserji çıkışı için T_e ortam sıcaklığı (kuyu), T_s ise güneş sıcaklığı (kaynak= 6000K) dir.

Kolektörden geçen hava ideal gaz olarak kabul edilmiştir ve entropi değişimi buna göre hesaplanmıştır. Kolektörden geçen akışkanın entalpi ve entropi değişimi Eş. 22 ve Eş. 23 ile hesaplanabilir[47].

$$\Delta h = (h_c - h_g) = C_p \cdot (T_c - T_g) \quad (22)$$

$$\Delta s = s_c - s_g = C_p \cdot \ln\left(\frac{T_c}{T_g}\right) - R \cdot \ln\left(\frac{P_c}{P_g}\right) \quad (23)$$

Çalışma akışkanın kolektöre giriş ve çıkış basıncı arasındaki fark küçük olduğundan göz ardı edilebilir. Kolektör üzerine gelen toplam faydalı enerji Eş. 24 ile hesaplanır[48].

$$\dot{Q}_s = I \cdot A_c \quad (24)$$

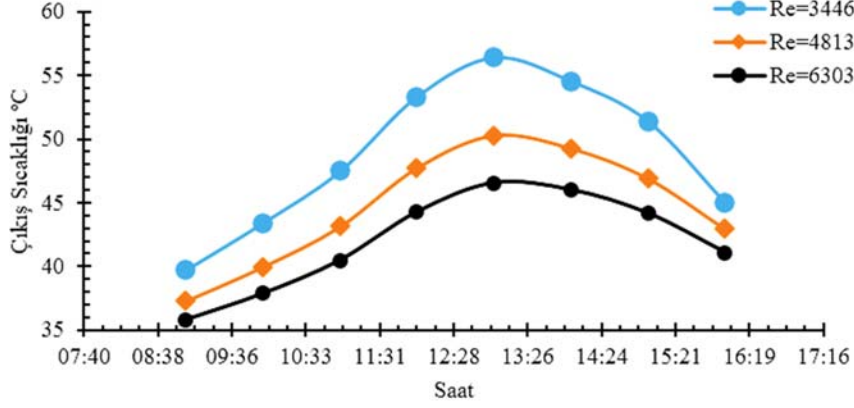
3. Araştırma Bulguları ve Tartışma (Result and Discussion)

Bu çalışmada referans alınan Aliç ve Daş[39] HGK modelinin üç farklı akış debisinde ve iki farklı kolektör uzunluğunda termal verimi araştırılmış ve sürtünme katsayısı değerleri incelenmiştir. Birinci HGK'nın uzunluğu $L=1400\text{mm}$ 'dir. Şekil 5'te $L=1400\text{mm}$ olan HGK'nın Re 3446, 4813 ve 6303 değerleri için gün içerisinde çıkış sıcaklıkları değişimi yer almaktadır. 1400mm uzunluğundaki HGK için farklı Reynolds sayılarında gün içerisinde çıkış sıcaklığındaki değişim Şekil 5'te gösterilmiştir. Sabah erken saatlerde ortalama HGK çıkış sıcaklığı en düşük düzeydedir. Şekil 5 incelendiğinde Reynolds sayısı değeri azaldıkça ortalama HGK çıkış sıcaklığında artış gözlemlenmiştir.

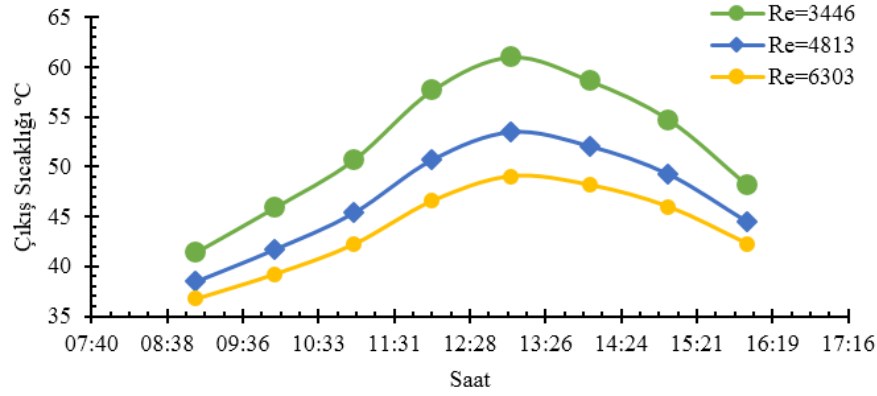
Şekil 6'da $L=1820\text{mm}$ için HGK aynı Reynolds sayılarında ortalama HGK çıkış sıcaklığı incelenmiştir. Burada HGK uzunluğu esas olarak %30 artırılmıştır. HGK uzunluğunun artması ortalama çıkış sıcaklığının da artmasına sebep olmuştur. Özellikle düşük Reynolds

sayısında öğlen saatlerinde ortalama çıkış sıcaklığı farkı daha da ($\approx 4,5^\circ\text{C}$) artmıştır. HGK uzunluğunun artması gün içerisindeki çıkış sıcaklığı eğrisinde gözle görülür bir değişikliğe sebep olmamıştır Şekil 7’de $\text{Re}=3446$ için her iki uzunluktaki HGK’nın gün içerisindeki

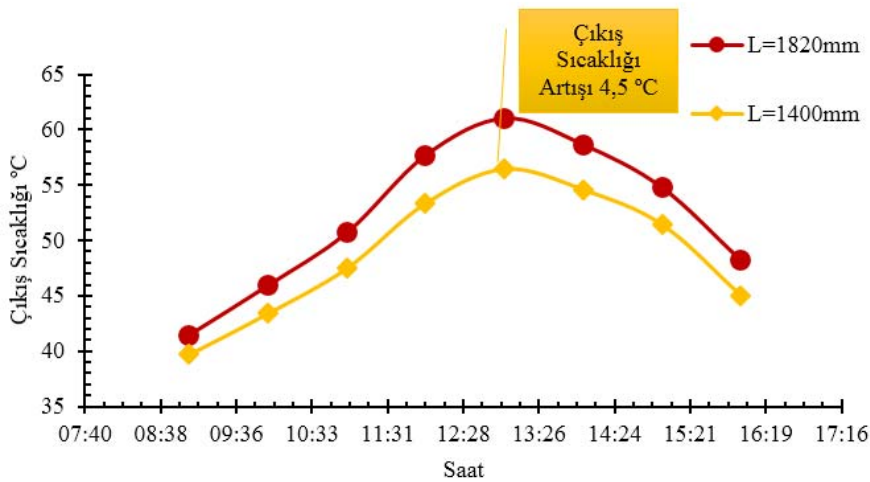
çıkış sıcaklığı değişimi eğrisi verilmiştir. Buna göre gün içerisindeki en büyük ortalama çıkış sıcaklığı öğlen saatlerinde ($\approx 4,5^\circ\text{C}$) gerçekleşmiştir. HGK’nın uzunluğu %30 artmasına rağmen ortalama çıkış sıcaklığı aynı oranda artmamıştır. Bu durumda HGK’nın



Şekil 5. L=1400 mm olan HGK için farklı Re sayılarında çıkış sıcaklığı dağılımı (Outlet temperature distribution in different Re numbers for HGK with L = 1400 mm)



Şekil 6. L=1820 mm olan HGK için farklı Re sayılarında çıkış sıcaklığı dağılımı (Outlet temperature distribution in different Re numbers for HGK with L = 1820 mm)

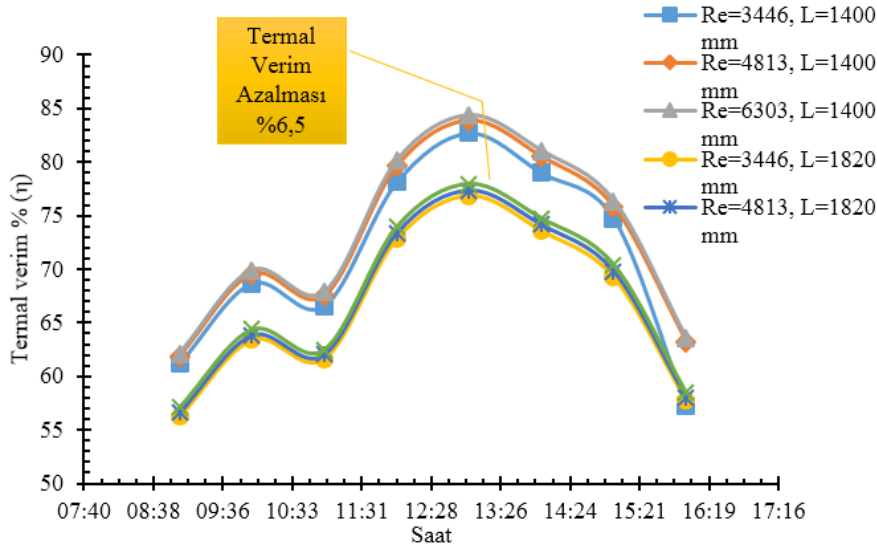


Şekil 7. Re=3446 için L=1400mm ve L=1820 çıkış sıcaklığı karşılaştırması (Comparison of L = 1400mm and L = 1820 outlet temperature for Re = 3446)

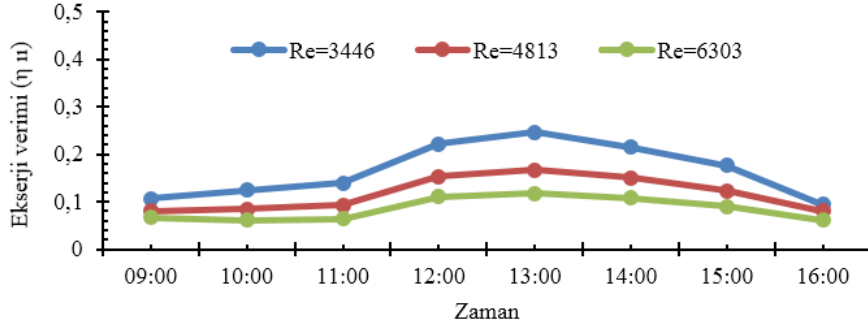
uzunluğunun termal verimi etkileyen bir parametre olduğunu göstermektedir. Sabah saatlerine HGK çıkış sıcaklığı daha düşük, öğlen saatlerinde daha yüksek akşam saatlerinde ise düşük sıcaklıkta olduğu görülmektedir. Bu durum güneş radyasyonunun öğlen saatlerinde kolektör üzerine daha dik geldiğinden kaynaklanmaktadır.

Şekil 8’de her iki uzunluktaki HGK için üç farklı Reynolds sayısında termal verim değişimi gösterilmektedir. Bu eğriye göre HGK’lar en yüksek verime öğlen saatlerinde ulaşmaktadır. Bununla birlikte her iki HGK için Re sayısının artması ortalama çıkış sıcaklığını azaltmasına rağmen termal verimin artmasına sebep olmuştur. Şekil 8 incelendiğinde uzunluğu kısa olan (L=1400mm) HGK’nın termal veriminin daha yüksek olduğu görülmektedir. Aynı Reynolds

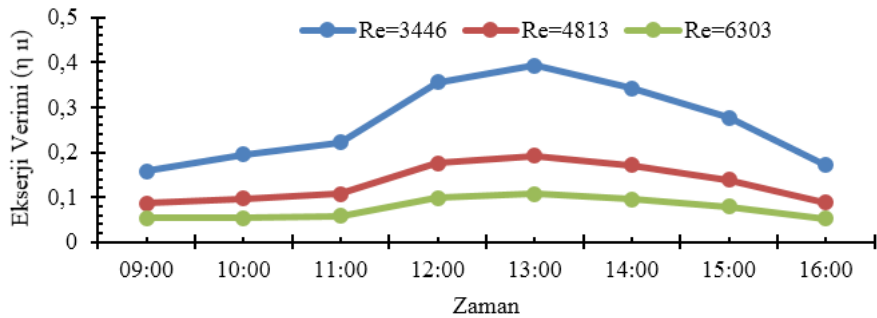
sayılarında yaklaşık %6,5 lık bir termal verim azalması hesaplanmıştır. Bu durum HGK tasarımı gerçekleştirilirken istenilen çıkış sıcaklığı ve hava debisine göre tasarım yapma gerekliliğini ortaya koymuştur. HGK uzunluğunun %30 artırılması çıkış sıcaklığını $\approx 4,5^{\circ}\text{C}$ artırmasına rağmen termal verimi %6,5 azaltmıştır. Şekil 9 ve Şekil 10’da 1400 mm ve 1820 mm boylarında yutucu plakaya sahip 2 farklı HGK’nın ekserji verim değişimleri gösterilmiştir. 1400 mm yutucu plakalı HGK’nın ekserji verimi tüm debi değerleri için ortalama 0,122 değerinde hesaplanırken 1820 mm yutucu plakalı HGK da bu değer 0,156 olarak hesaplanmıştır. Bu durum 1820mm HGK için faydalı enerjinin kullanılmayan enerjiye göre yüksek olduğunu fakat hava hızı nedeni ile enerji veriminin düşük olduğunu göstermektedir. Reynolds 6303 değeri için 1400 mm



Şekil 8. Gün içerisinde saatlik termal verim karşılaştırması η (Hourly thermal efficiency comparison during the day η)



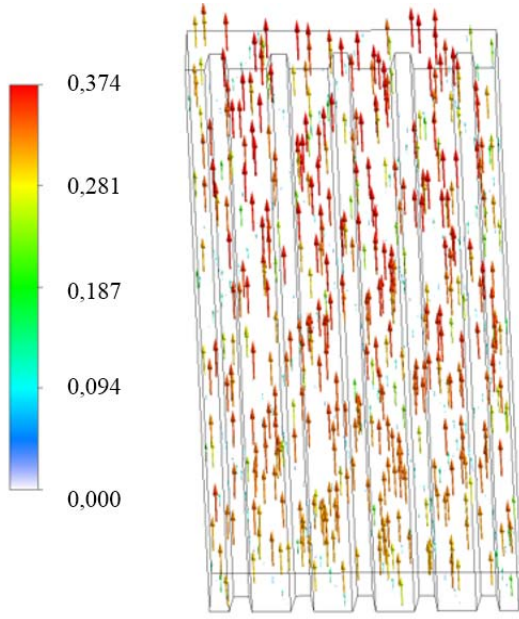
Şekil 9. 1400 mm yutucu plakalı HGK’nın ekserji değerlerinin değişimi (Change of exergy values of HGK with 1400 mm absorber plate)



Şekil 10. 1820 mm yutucu plakalı HGK’nın ekserji değerlerinin değişimi (Change of exergy values of HGK with 1820 mm absorber plate)

yutucu plakalı HGK diğer HGK ya göre %13 daha fazla ekserji değerine sahipken, Reynolds 3446 değerinde 1820 mm yutucu plakalı HGK diğer HGK ya göre %37 daha fazla ekserji değerine sahiptir.

Bu çalışmada termal verimle birlikte sayısal olarak HGK içerisindeki hava dağılımı, basınç dağılımı ve HGK yutucu plakası üzerine düşen sıcaklık dağılımı incelenmiştir. Şekil 11'de $Re=3446$ ve $L=1400$ mm olan için HGK 3B hız vektörleri yer almaktadır. Hız cidarlarında sıfırdır ve HGK merkezine doğru artmaktadır. HGK gövdesinin alt kısmı trapez geometriye sahip olduğundan dolayı derin kanallar içerisinde ortalama hava hızı daha yüksek çıkmaktadır. $Re=3446$ 'da havanın HGK'ya giriş hızı ortalama 0,3 m/s olmasına rağmen HGK içerisinde akış kesitinin daraldığı yerlerde daha yüksek olabilmektedir.



Şekil 11. $L=1820$ mm HGK için $Re=3446$ 'da hız vektörleri- 3B-
ok,Maks. Nokta sayısı=1000
(Velocity vectors at $Re = 3446$ for $L = 1820$ mm HGK-3d-arrow, Max.
Number of points=1000)

Şekil 12'de $Re=4813$ için $L=1820$ mm ve $L=1400$ mm olan her iki HGK'nın yutucu plakasındaki sıcaklık dağılımı görülmektedir. Her iki görselin renk düzeyleri şekilleri sol tarafında yer almaktadır ve Celcius termometresi ile sıcaklıkları verilmiştir. $L=1820$ mm olan HGK'nın maksimum yüzey sıcaklığı yaklaşık 2°C daha düşük olduğu görülmektedir. Bu durumda HGK içerisinde daha uzun mesafe kat eden havanın HGK'nın yutucu plakasını daha iyi soğuttuğunu ifade etmektedir. HGK'nın yutucu plakasının daha iyi soğuması HGK'nın çıkış sıcaklığının da artmasına sebep olmaktadır.

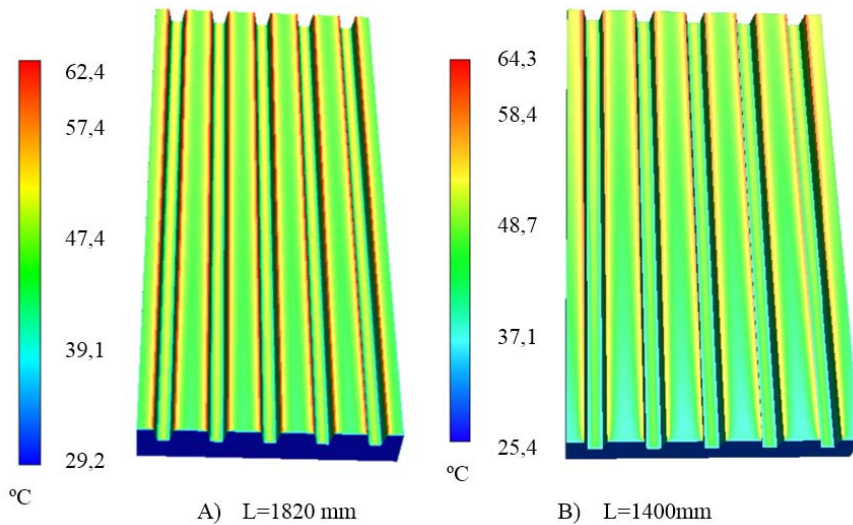
Şekil 13'de $Re=4813$ için her iki uzunluktaki HGK'da basınç dağılımı konturları verilmiştir. Şekillerin her birinin basınç için renk dağılımı düzeyleri her şeklin solunda yer almaktadır. Burada $L=1820$ mm uzunluğundaki HGK'da maksimum $P=0,124$ Pa basınç değişimi görülmektedir. Basınç HGK'nın giriş bölgesinde yüksek çıkış bölgesinde daha düşüktür. Çözüm için HGK'nın çıkış kısmına basınç çıkışı tanımlanmıştır.

Şekil 14'te $L=1400$ mm için basınç dağılımı üç farklı Re sayısında için verilmiştir. Şekillerin her birinin basınç için renk dağılımı düzeyleri her şeklin solunda yer almaktadır. Farklı Re sayılarında giriş basınçları da farklı hesaplanmıştır. Genel olarak HGK içerisinde basınç dağılımının dört bölgeye ayrıldığı görülmektedir.

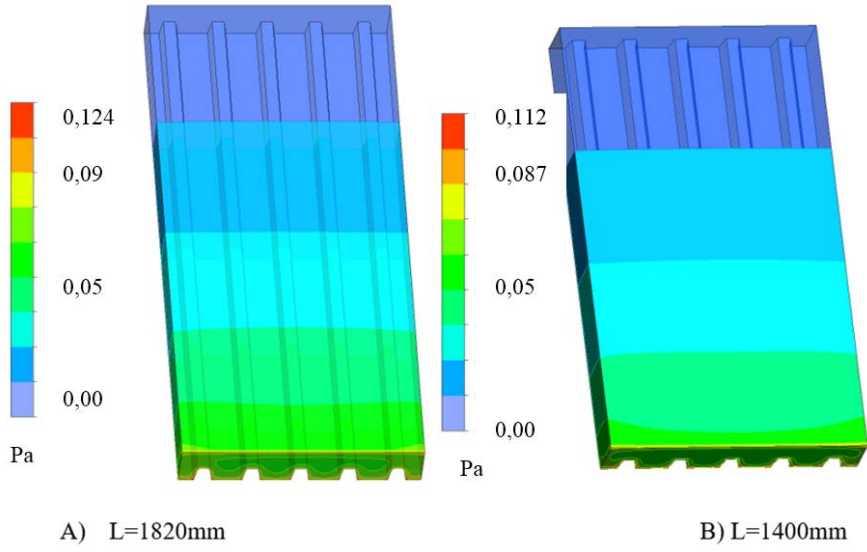
Literatürde birçok araştırmacı çeşitli kolektörler için Re sayısına bağlı sürtünme faktörü eşitliği üretmişler veya çalışmalarında sürtünme faktörünü hesaplamak için bu eşitlikleri kullanmışlardır [41,42,45]. Bu sürtünme faktörü eşitlikleri ile ANSYS FLUENT 18.1'den elde edilen sürtünme faktörü karşılaştırıldığında $L=1820$ için yapılan analiz için modifiye Filonenko eşitliği sonucunun, $L=1400$ için yapılan analiz için Modifiye Blasius eşitliği sonucunun uyum içerisinde olduğu görülmektedir. Tablo 3'te bu çalışma için hesaplanan sürtünme faktörleri yer almaktadır.

4. Simgeler (Symbols)

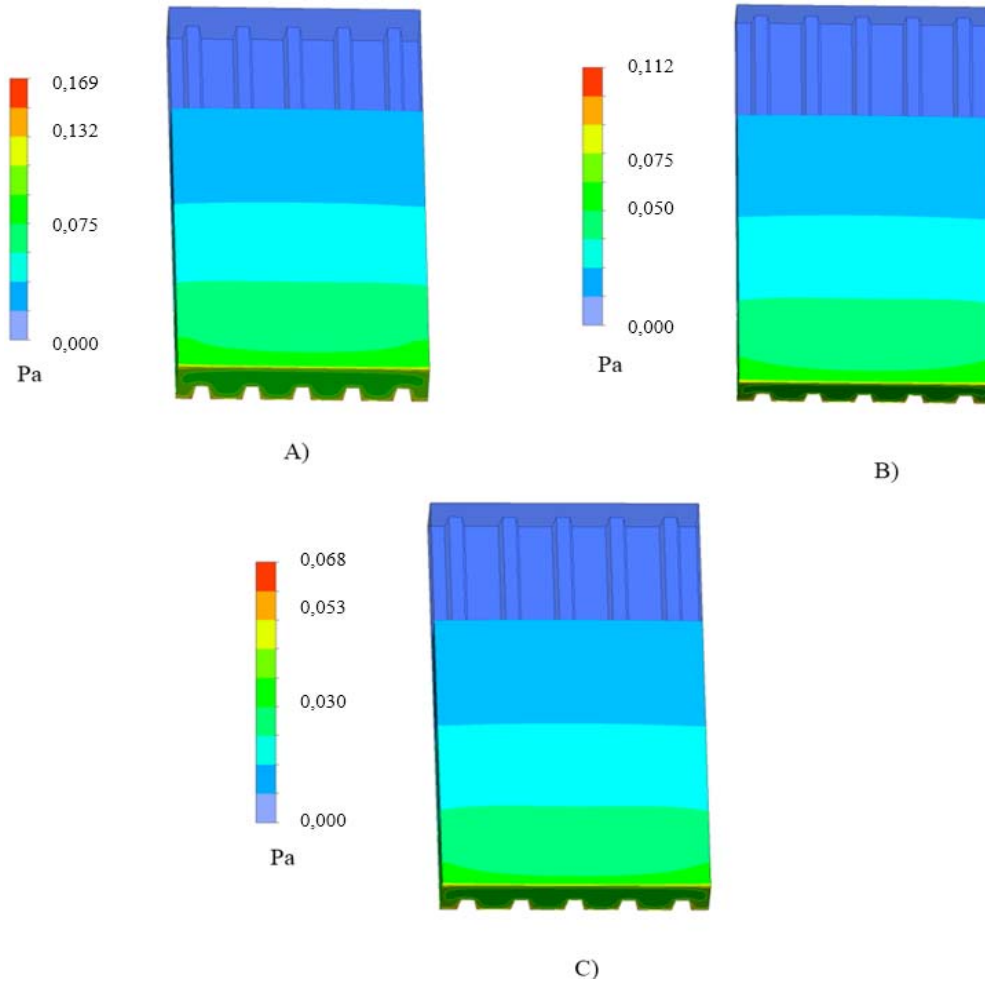
A_c	: HGK çıkış kesit alanı (m^2)
A_y	: HGK radyasyon geçirgen yüzey alanı (m^2)
c_p	: Özgül ısı (J/kgK)
f	: Sürtünme faktörü
g	: Yer çekimi ivmesi (m/s^2)
h	: Entalpi (kJ/kg)



Şekil 12. Saat 9:00'da $Re=4813$ için sıcaklık dağılımı A) $L=1820$ mm B) $L=1400$ mm
(Temperature distribution at 9:00 for $Re = 4813$ A) $L = 1820$ mm B) $L=1400$ mm)



Şekil 13. Saat 9:00'da $Re=4813$ için basınç dağılımı A) L=1820 mm B) L 1400mm
(Pressure distribution for $Re = 4813$ at 9:00 A) L = 1820 mm B) L 1400mm)



Şekil 14. Saat 9:00'da L 1400mm için basınç dağılımı A) $Re=6303$ B) $Re=4813$ C) $Re=3446$
(Pressure distribution for L 1400 mm at 9.00 A) $Re = 6303$ B) $Re = 4813$ C) $Re = 3446$)

Tablo 3. Sürtünme faktörleri (Friction factors)

Re	3446	4813	6303
Sürtünme faktörü	f		
L=1400 için sayısal analiz	0,021	0,018	0,016
L=1820 için sayısal analiz	0,024	0,0201	0,019
Bahrehmand[41]	0,011	0,01	0,009
Modifiye Filonenko [43]	0,012	0,0102	0,01
Modifiye Blasius[42]	0,013	0,011	0,01

I : Güneş radyasyonu (W/m²)
k : Isıl iletkenlik (W/ mK)
m : Kütleli debi (kg/s)
Nu : Nusselt sayısı
P : Basınç (Pa)
Re : Reynolds sayısı
s : Entropi (kJ/kgK)
T_g : Giriş sıcaklığı (°C)
T_c : Çıkış sıcaklığı (°C)
V : Hız (m/s)
ρ : Havanın yoğunluğu (kg/m³)
μ : Viskozite (kg/ms)
η : Isıl verim
ε : Türbülans yok olması

4.1. Kısaltmalar (Abbreviations)

B : Boyut
HAD : Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
HGK : Havalı güneş kolektörü

5. Sonuçlar (Conclusions)

Bu çalışmada trapez yutucu plakaya sahip zorlanmış taşınımlı HGK'nın üç farklı akış Re sayısında (Re=3446, Re=4813 ve Re=6303) 1400mm ve 1820mm uzunluğa sahip yutucu plakalar için 3B sayısal analizleri gerçekleştirilmiştir. Sayısal analizler için türbülans çözücü eşitlikler kullanılmıştır. Analiz edilen modelin doğrulanması literatür ile sağlanmış ve %1'den az hata ile çözülmüştür. Sayısal analiz ile hız dağılım vektörü, sıcaklık ve basınç dağılım konturları gösterilmiştir. HAD analizden elde edilen bilgiler ile HGK uzunluğunun artması çıkış sıcaklığını artırmasına rağmen termal verimde azalmaya sebep olduğu ve HGK girişindeki kütleli debinin artmasının (Re artmasının) HGK'nın termal verimini artırdığı gözlemlenmiştir. 1820 mm yutucu plakalı HGK'nın diğer HGK'ya göre ortalama %22 daha fazla ekserji verim değerine sahip iken hava hızı değeri sonucu enerji verim değeri diğer HGK'ya göre ortalama %6,5 daha azdır. Ayrıca sayısal analiz ile elde edilen sürtünme faktörü değerlerinin literatür ile uyumlu olduğu gösterilmiştir.

Deneysel HGK çalışmaları yapılmadan önce HGK boyutlandırma için çıkış sıcaklığı ve termal verim için sayısal analiz programından rahatlıkla faydalanılabileceği gösterilmiştir. Bu çalışmanın farklı HGK tasarımları için termal verim iyileştirme çalışmalarına temel teşkil edebileceği düşünülmektedir.

Teşekkür (Acknowledgement)

Kahramanmaraş Sütçü İmam Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Sayısal Analiz laboratuvarına destek ve katkılarından dolayı teşekkür ederiz.

Etik Standartların Beyanı (Declaration of Ethical Standards)

Bu makalenin yazarları çalışmalarında kullandıkları materyal ve yöntemlerin etik kurul izni ve/veya yasal-özel bir izin gerektirmediğini beyan ederler.

Kaynaklar (References)

1. Karim M.A., M.N.A. Hawlader., Performance evaluation of a v-groove solar air collector for drying applications, Applied Thermal Engineering, 26, 121-130, 2006.
2. Bala B.K., J.L. Woods., Simulation of the indirect natural convection solar drying of rough rice, Solar Energy, 53, 259-266, 1994.
3. Yaldiz O., C. Ertekin., H.I. Uzun., Mathematical modeling of thin layer solar drying of sultana grapes, Energy, 26, 457-465, 2001.
4. M. Sekar., M. Sakthivel., S. Sathesh Kumar., C. Ramesh., Effect of solar intensity on efficiency of the convection solar air heater, Journal of Renewable and Sustainable Energy, 4 (4), 042901, 2012.
5. A. Saxena., V. Goel., M. Karakilcik., Solar Food Processing and Cooking Methodologies, Springer, Singapore, 2018.
6. Doymaz İ., Aktaş C., Determination of drying and rehydration characteristics of eggplant slices, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 33 (3), 833-41, 2018.
7. Aydın E.S., A mathematical model for the numerical investigation of freeze-drying of apricot fruit, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 37 (1), 347-360, 2022.
8. R.P. Saini., S.K. Singal., A review on roughness geometry used in solar air heaters, Solar Energy, 81,1340-1350, 2007.
9. A.S. Yadav., J.L. Bhagoria., Heat transfer and fluid flow analysis of solar air heater: A review of CFD approach, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 23, 60-79, 2013.
10. V. Singh Bisht., A. Kumar Patil., A. Gupta., Review and performance evaluation of roughened solar air heaters, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 81, 954-977, 2018.
11. Darıcı S., Design, manufacture and thermal analysis of a single pass solar air collector at different mass flow rates, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 35 (3), 1187-1198, 2020.
12. Kaya E., Dumrul H., Yılmaz S., Isı Borulu Güneş Kolektörlü Kurutma Sisteminin Tasarımı ve Deneysel Analizi, Journal of Polytechnic, 1 (1), 2021.
13. S. Karyeyen., M. İlbaş., Türbülanslı Metan Alevinde Mikrojet Destekli Seyreltilmiş Kullanımının NOX Emisyonlarına Olan Etkisinin Sayısal Olarak İncelenmesi, Journal of Polytechnic, 21 (3), 715-721, 2018.
14. S. Karyeyen., M. İlbaş., Application of distributed combustion technique to hydrogen-rich coal gases: A numerical investigation, International Journal of Hydrogen Energy, 45, 3641-3650, 2020.
15. C. Kılıçaslan., M. Güden., The effect of core height on energy absorbing capacity in aluminum corrugated sandwich panels, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 35 (1), 17-26, 2020.
16. E. Çiftçi, A. Sözen, A Numerical Study on Performance Improvement in Boiling Heat Transfer via Dichloromethane-Based Nanofluid Utilization, Journal of Polytechnic, 23 (3), 849-857, 2020.
17. V.B. Gawande, A.S. Dhoble, D.B. Zodpe, S. Chamoli, A review of CFD methodology used in literature for predicting thermo-hydraulic performance of a roughened solar air heater, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 54, 550-605, 2016.
18. H.S. Arunkumar., K. Vasudeva Karanth., S. Kumar., Review on the design modifications of a solar air heater for improvement in the thermal performance, Sustainable Energy Technologies and Assessments, 39, 100685, 2020.
19. A.S. Yadav., J.L. Bhagoria., Heat transfer and fluid flow analysis of an artificially roughened solar air heater: A CFD based investigation, Frontiers in Energy, 8, 201-211, 2014.
20. D. Jin., M. Zhang., P. Wang., S. Xu., Numerical investigation of heat transfer and fluid flow in a solar air heater duct with multi V-shaped ribs on the absorber plate, Energy, 89, 178-190, 2015.

21. V.B. Gawande., A.S. Dhoble., D.B. Zodpe., S. Chamoli., Experimental and CFD investigation of convection heat transfer in solar air heater with reverse L-shaped ribs, *Solar Energy*, 131, 275-295, 2016.
22. D.S. Thakur., M.K. Khan., M. Pathak., Solar air heater with hyperbolic ribs: 3D simulation with experimental validation, *Renewable Energy*, 113, 357-368, 2017.
23. A.P. Singh., O.P. Singh., Performance enhancement of a curved solar air heater using CFD, *Solar Energy*, 174, 556-569, 2018.
24. C. Mahboub., N. Moumni., A. Brima., A. Moumni., Experimental study of new solar air heater design, *International Journal of Green Energy*, 13, 521-529, 2016.
25. D.I. Pashchenko., ANSYS Fluent CFD Modeling of Solar Air-Heater Thermoaerodynamics, *Applied Solar Energy*, 54, 32-39, 2018.
26. Y. Menni., A.J. Chamkha., G. Lorenzini., B. Benyoucef., Computational fluid dynamics based numerical simulation of thermal and thermo-hydraulic performance of a solar air heater channel having various ribs on absorber plates, *Mathematical Modelling of Engineering Problem*, 6, 170-174, 2019.
27. D.I. Pashchenko., CFD Modeling of Operating Processes of a Solar Air Heater in ANSYS Fluent, *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 92, 73-79, 2019.
28. A. Sözen., C. Şirin, A. Khanlari., A.D. Tuncer., E.Y. Gürbüz., Thermal performance enhancement of tube-type alternative indirect solar dryer with iron mesh modification, *Solar Energy*, 207, 1269-1281, 2020.
29. K. Nidhul., S. Kumar., A.K. Yadav., S. Anish., Enhanced thermo-hydraulic performance in a V-ribbed triangular duct solar air heater: CFD and exergy analysis, *Energy*, 200, 117448, 2020.
30. A.D. Tuncer., A. Sözen., F. Afshari., A. Khanlari., C. Şirin., A. Gungor., Testing of a novel convex-type solar absorber drying chamber in dehumidification process of municipal sewage sludge, *Journal of Cleaner Production*, 272, 122862, 2020.
31. F. Afshari., A. Sözen., A. Khanlari., A.D. Tuncer., C. Şirin., Effect of turbulator modifications on the thermal performance of cost-effective alternative solar air heater, *Renewable Energy*, 158, 297-310, 2020.
32. E. Alic., M. Das., E.K. Akpinar., Design, manufacturing, numerical analysis and environmental effects of single-pass forced convection solar air collector, *Journal of Cleaner Production*, 311, 127518, 2021.
33. M.S.W. Potgieter., C.R. Bester., M. Bhamjee., Experimental and CFD investigation of a hybrid solar air heater, *Solar Energy*, 195, 413-428, 2020.
34. M.O. Lari., A.Z. Sahin., Design, performance and economic analysis of a nanofluid-based photovoltaic/thermal system for residential applications, *Energy Conversion and Management*, 149, 467-484, 2017.
35. I. Singh., S. Singh., CFD analysis of solar air heater duct having square wave profiled transverse ribs as roughness elements, *Solar Energy*, 162, 442-453, 2018.
36. A. Fluent., ANSYS fluent theory guide 15.0, ANSYS, Canonsburg, PA, 2013.
37. D. Kumar., B. Premachandran., Effect of atmospheric wind on natural convection based solar air heaters, *International Journal of Thermal Sciences*, 138, 263-275, 2019.
38. S.V. Patankar., D.B. Spalding., A calculation procedure for the transient and steady-state behaviour of shell-and-tube heat exchangers, Imperial College of Science and Technology, Department of Mechanical Engineering, McGraw&Hill, New York, 1972.
39. E. Aliç., M. Daş., Trapez Yutucu Plakalı Bir Havalı Güneş Kolektörünün Deneysel Tasarımı ve Sayısal Analizi, *European Journal of Science and Technology*, (Özel Sayı), 78-88, 2020.
40. M.B. Özdemir., M.M. Yatarkalkmaz., G. Dağlı., Farklı Soğurucu Yüzey Tiplerine Sahip Düzlemsel Kolektörlerin Deneysel Analizi, *Politeknik Dergisi*, 20, 441-449, 2017.
41. D. Bahremand., M. Ameri., M. Gholampour., Energy and exergy analysis of different solar air collector systems with forced convection, *Renewable Energy*, 83, 1119-1130, 2015.
42. S. Kakaç., R.K. Shah., W. Aung., Handbook of single-phase convective heat transfer, John Wiley & Sons, New York, A.B.D., 1987.
43. S. Kakaç., The effect of temperature-dependent fluid properties on convective heat transfer, *Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer*, John Wiley & Sons, New York, A.B.D., 1987.
44. S. Asaadi., H. Abdi., Numerical investigation of laminar flow and heat transfer in a channel using combined nanofluids and novel longitudinal vortex generators, *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 145 (5), 2795-2808, 2020.
45. J.S. Sawhney., R. Maithani., S. Chamoli., Experimental investigation of heat transfer and friction factor characteristics of solar air heater using wavy delta winglets, *Applied Thermal Engineering*, 117, 740-751, 2017.
46. M.T. Çoban., Error Analysis of Non-Iterative Friction Factor Formulas Relative to Colebrook-White Equation for The Calculation of Pressure Drop in Pipes, *Deniz Bilimleri ve Mühendisliği Dergisi*, 8, 1-13, 2012.
47. E.K. Akpinar., F. Koçyiğit., Energy and exergy analysis of a new flat-plate solar air heater having different obstacles on absorber plates, *Applied Energy*, 87, 3438-3450 2010.
48. Aktaş M., Kara M.Ç., Sliced kiwi drying in a solar energy and heat pump dryer, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 28 (4), 733-741, 2013.