

Thermofluid Numerical Simulation of Flat Solar Heating Transpired Collector for Drying Purposes*

Mohammad Saleh Barghi Jahromi¹, Vali Kalantar²
Mohammad Sefid³, Masoud Iranmanesh⁴
Hadi Samimi Akhijahani⁵

1. Introduction

Iran is a country where due to the abundance of fossil fuels, less attention is paid to the way of consuming energy and optimizing energy-consuming systems. However, in recent decades, due to the depletion of fossil fuel resources and pollution from the consumption of this type of fuel, the comprehensive development document stipulates that by 2051 at least 30% of the electricity generation network must be supplied from new and renewable energy, of which more than 15% will be related to solar energy. One of the main focuses in the field of energy is the energy efficiency of energy supply systems. Therefore, designing and constructing systems that can use independently or as a combination of new and renewable energies are important and necessary. Located in a geographical position between 25 to 40 degrees north and 43 to 55 degrees east and an average of 300 sunny days, Iran is one of the most prone areas to use solar radiation in various fields, especially drying. Energy of the sun can be extracted in different ways; one of the related technologies in this field is solar collectors. Using Unglazed Transpired Solar Air Heater Collectors is one of the most effective ways for reducing air conditioning load in buildings. These collectors can also be used to dry agricultural products. These collectors, unlike conventional air-heating collectors, do not require a transparent cover. Therefore, they cost less and have the highest efficiency for air heating.

2. Modeling and simulation

The 3D model of the Unglazed Transpired Solar Air Heater Collector in SolidWorks software is designed in full details. After meshing with the help of ANSYS ICEM CFD software and determining the properties of materials used in the solar air heater, boundary conditions are applied to the geometry and unsteady turbulent flow is simulated at different airflow rates. In Figure 1, the unstructured meshing is used. Moreover, boundary layer meshing was done for all surfaces in contact with the airflow. In this simulation, due to the separation of the flow in the air inlet parts into the solar air heater, the $k-\omega$ turbulence model is used to observe near the walls with appropriate accuracy. In this simulation, the value of y^+ in

the inside of the holes and the different parts, where the air is in contact with the solid surface, is maintained between 5 and 10.

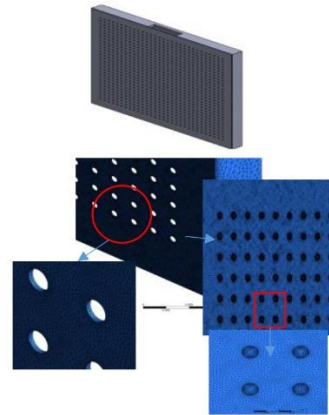


Figure 1. 3D model and meshing model of Unglazed Transpired Solar Air Heater Collector ($y^+ = 5 - 10$)

Table 1 shows the dimensions and geometric characteristics of the collector. The arrangement of holes in this solar air heater is square.

Table 1. Specifications of the unglazed Transpired Solar Air Heater Collector under study

value	Parameter
1m	length
1m	Width
30mm	pitch holes
10mm	The diameter of the holes
70mm	Plenum depth
2mm	The thickness of Absorber plate
900	Number of holes
20mm	The thickness of glass wool

The Reynolds number was calculated for all experiments and its value was obtained above 2000, which indicates the turbulent flow pattern inside the system. The inlet temperature for the simulation was 300 K and the mass flow rates were considered 0.007, 0.01, 0.0125, 0.015 kg/s, respectively. The heat flux for the 15th of Mordad for 24 hours for the geographical location of Kerman was extracted from the Fluent software database and entered into the absorber plate surface temperature condition using the UDF equation. A boundary condition was considered at the constant pressure outlet. In the boundary conditions section, the absorber plate is defined as a wall, the intensity of solar radiation hitting the absorber plate is equal to αG . The absorption coefficient is equal to 0.64.

*Manuscript received, February, 24, 2022; Revised. April, 24, 2022, Accepted. May, 25, 2022.

¹. PhD Candidate, Department of Mechanical Engineering, Yazd University, Yazd, Iran.

². Corresponding author. Associate Professor, Department of Mechanical Engineering, Yazd University, Yazd, Iran.

Email: vkalantar@yazd.ac.ir

³. Professor, Department of Mechanical Engineering, Yazd University, Yazd, Iran.

⁴. Associate Professor, Department of Energy, Institute of Science and High Technology and Environmental Sciences, Graduate University of Advanced Technology, Kerman, Iran.

⁵. Assistant Professor, Department of BioSystems Engineering, Faculty of Agriculture, University of Kurdistan, Sanandaj, Iran.

3. Results and discussion

Figure 2 (part c) shows velocity distribution diagrams within the entire plenum and a view of the jets. As expected, the velocity of the air flow from the bottom of the plenum to the outlet increases. Moreover, the jets formed inside the plenum due to suction are visible through the holes, and these jets are quite visible near the hole. Figure 2 (part b) shows the flow near the holes and the absorber plate. The presence of flow turbulence near the absorber plate causes a vortex. The resulting turbulence increases the velocity and heat transfer coefficient of the convection. In Figure 2 (part a), for a flow rate of 0.007 kg/s for a time of 35000 seconds, the temperature of the absorber plate at the bottom of the plate is 583.62 K and the temperature of the absorber plate at the top of the plate is 541/30. The operation of the unglazed solar air heater collector is based on the pressure difference created by the suction fan. In parts of the collector where the pressure is high, the velocity decreases. As shown in Figure 2 (part d), the pressure in the plenum increases and decreases toward the collector outlet.

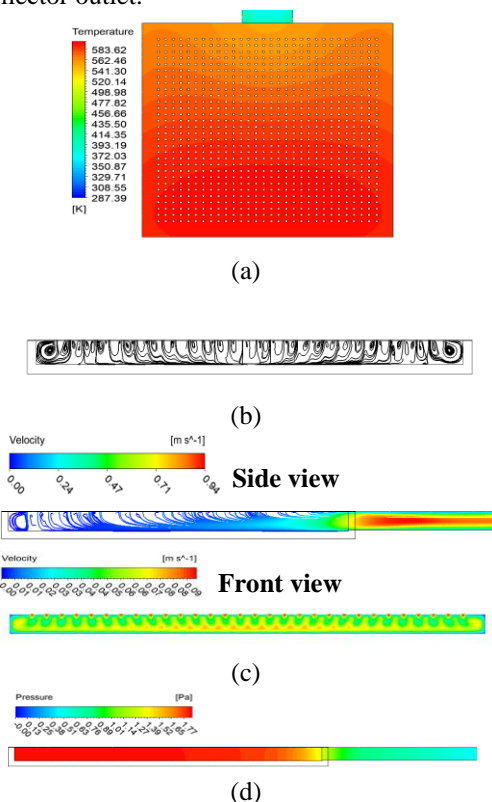


Figure 2. Contours a) absorber plate temperature, b) stream line in plenum c) velocity in plenum, d) Pressure in plenum, for a flow rate of 0.007 kg/s for a time of 35000 seconds

In Figure 3, the Nusselt number increases as the mass flow rate increases. From 60,000 seconds onwards, the Nusselt number decreases to zero because the heat flux reaches zero and the collector is equated with the inlet air and the temperature gradient is gradually reduced to zero, resulting in a convection heat transfer coefficient of zero. In Figure 4, with increasing mass flow, the thermal efficiency of the unglazed Transpired Solar Air Heater Collector increases and the minimum and maximum efficiencies for mass flows are 0.007 and 0.015 kg/s, respectively, equal to

66.51 and 78.02.

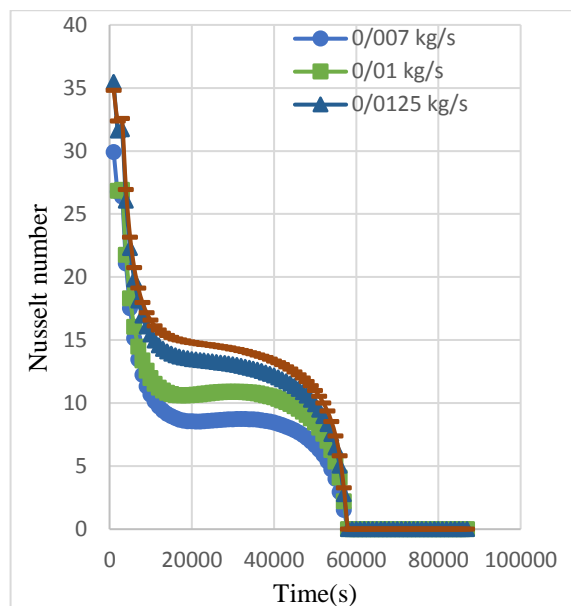


Figure 3. Nusselt number for unglazed Transpired Solar Air Heater Collector in different flow rates

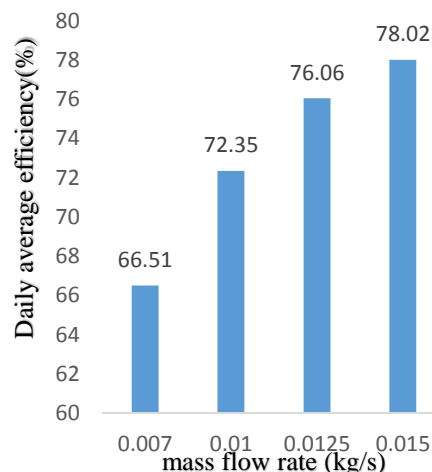


Figure 4. Daily average efficiency diagram of unglazed Transpired Solar Air Heater Collector

4. Conclusion

In this research, an unglazed Transpired Solar Air Heater Collector with a large computational amplitude was modeled by the CFD method using Fluent software. The results show that the outlet temperature of the unglazed Transpired Solar Air Heater Collector with mass flow rates 0.007, 0.01, 0.0125, 0.015 kg/s is in the range of 58-83°C for drying agricultural products. As the mass flow rate decreases, the temperature of the absorber plate increases, followed by the temperature of the outlet air; But the increase in the temperature of the absorber plate is more than the increase in the temperature of the outlet air. The maximum efficiency of the unglazed Transpired Solar Air Heater Collector is related to the flow rate of 0.015 kg/s. The results showed that the computational fluid dynamics method with an acceptable error percentage can be used to calculate the temperature and fluid flow rate.

شبیه‌سازی عددی حرارتی و سیالاتی هواگرم‌کن خورشیدی صفحه تخت مشبک برای اهداف خشک کردن*

مقاله پژوهشی

محمد صالح برقی جهرمی^(۱) ولی کلانتار^(۲) محمد سفید^(۳) مسعود ایرانمنش^(۴) هادی صمیمی اخیججهانی^(۵)

چکیده هواگرم‌کن‌های خورشیدی مشبک را می‌توان به منظور گرمایش ساختمان‌ها و فضاها بزرگ، کاربردهای صنعتی و خشک‌کردن محصولات کشاورزی استفاده کرد. بررسی ساختار جریان و انتقال حرارت جابه‌جایی بر عملکرد هواگرم‌کن‌های خورشیدی مشبک بدون پوشش بسیار مهم است. در این هواگرم‌کن‌ها هوا به وسیله صفحه جاذب مشبک (سوراخ‌دار) معمولاً فلزی گرم می‌شود. در این تحقیق، از صفحه جاذب از جنس مس استفاده شده است و برای دبی‌های به ترتیب (۰/۰۰۷، ۰/۰۱، ۰/۰۱۲۵، ۰/۰۱۵) کیلوگرم بر ثانیه شبیه‌سازی عددی صورت گرفته است. برای این‌که شبیه‌سازی با واقعیت فیزیکی مسئله انطباق داشته باشد، شبیه‌سازی صورت گرفته به صورت سه بعدی، غیردائم با دامنه محاسباتی بزرگ و مکش پیوسته می‌باشد. پارامترهای رانده‌مان حرارتی، دبی جریان و دمای خروجی مورد بررسی قرار گرفت. طبق نتایج به دست آمده، با کاهش دبی جرمی، دمای صفحه جاذب و به دنبال آن دمای هوای خروجی افزایش پیدا می‌کند؛ اما افزایش دمای صفحه جاذب بیشتر از افزایش دمای هوای خروجی است. با افزایش دبی، بازه حرارتی هواگرم‌کن خورشیدی صفحه تخت مشبک افزایش پیدا می‌کند که کم‌ترین بازه در دبی ۰/۰۰۷ کیلوگرم بر ثانیه با مقدار ۱۶/۵۱ درصد و بیشترین بازه در دبی ۰/۰۱۵ کیلوگرم بر ثانیه با مقدار ۷۸/۰۲ درصد می‌باشد.

واژه‌های کلیدی انرژی خورشیدی، کلکتور خورشیدی صفحه تخت مشبک بدون پوشش، آنالیز حرارتی و سیالاتی، بازه حرارتی.

مقدمه

است [1,2]. انرژی موجود در پرتو خورشید را می‌توان به روش‌های مختلفی استحصال کرد؛ یکی از فناوری‌های مربوط در این زمینه، کلکتورهای خورشیدی است. انواع کلکتورهای خورشیدی به سه دسته اصلی تقسیم می‌شوند که شامل کلکتورهای تخت، کلکتورهای تحت خلأ و کلکتورهای متمرکزکننده می‌باشند.

از میان انواع کلکتور، کلکتورهای تخت، کلکتورهای مشبک بدون پوشش (نفوذی) خورشیدی (Unglazed Transpired Solar Air Heater Collectors) که در اوایل دهه ۱۹۹۰ میلادی معرفی شدند [3]، ساده‌ترین و پرکاربردترین‌ها هستند. جزو اصلی این کلکتورها، صفحه جاذب مشبک معمولاً به رنگ تیره (سیاه) است که می‌تواند از جنس‌های مختلفی ساخته شود و منافذی به صورت شیار یا سوراخ بر روی آن ایجاد و تعبیه می‌شود. عملکرد این کلکتورها بر پایه مکش هوا از درون منافذ صفحه جاذب به دلیل فشار منفی ایجادشده توسط فن مکنده است که هوای مکیده شده، هنگام عبور از سوراخ‌ها گرمای صفحه را جذب

ایران کشوری است که در آن به دلیل فراوانی انرژی‌های فسیلی توجه کمتری به نحوه مصرف انرژی و بهینه‌سازی سامانه‌های مصرف‌کننده انرژی می‌شود اما در دهه‌های گذشته با توجه به روبه‌پایان بودن منابع سوخت‌های فسیلی و آلودگی حاصل از مصرف این نوع سوخت‌ها، در سند جامع توسعه کشور مقرر شده است تا سال ۱۴۳۰ باید دست‌کم ۳۰ درصد از شبکه تولید برق، از انرژی‌های نو و تجدیدپذیر تأمین شود که از این میزان بیش از ۱۵ درصد مربوط به انرژی خورشیدی خواهد بود. یکی از محورهای اصلی در حوزه انرژی، بازه انرژی سامانه‌های تأمین انرژی می‌باشد. بنابراین طراحی و ساخت سامانه‌هایی که بتواند به طور مستقل یا ترکیبی از انرژی‌های نو و تجدیدپذیر بهره‌برداری کند، امری مهم و ضروری است. ایران با قرار گرفتن در موقعیت جغرافیایی بین ۲۵ تا ۴۰ درجه شمالی و ۴۳ تا ۵۵ درجه شرقی و متوسط ۳۰۰ روز آفتابی یکی از مستعدترین مناطق برای استفاده از تابش خورشیدی در زمینه‌های مختلف به خصوص خشک کردن

* تاریخ دریافت مقاله ۱۴۰۰/۱۲/۵ و تاریخ پذیرش آن ۱۴۰۱/۳/۱ می‌باشد.

(۱) دانشجو دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه یزد، یزد، ایران

(۲) نویسنده مسئول، دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه یزد، یزد، ایران.

(۳) استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه یزد، یزد، ایران

(۴) دانشیار، پژوهشگر انرژی‌های تجدیدپذیر و تبدیل انرژی، دانشگاه تحصیلات تکمیلی صنعتی و فناوری پیشرفته کرمان، کرمان، ایران

(۵) استادیار، گروه مهندسی بیوسیستم دانشکده کشاورزی، دانشگاه کردستان، کردستان، ایران

بررسی چندین صفحه مشبک سوراخ‌دار در جریان موازی پرداختند. آن‌ها در مدل خود به بررسی انتقال حرارت از جلوی صفحه، داخل سوراخ‌ها و پشت صفحه پرداختند و روابطی برای تعیین ضریب کارایی صفحه به دست آوردند. کوتچر و همکاران [11] عملکرد کلکتورهای مشبک را به صورت تحلیلی مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها با فرض این‌که جریان در لایه مرزی آرام بماند برای تعیین میزان اتلاف حرارت در جریان موازی رابطه‌ای را ارائه کردند. از آنجایی که ضخامت لایه مرزی وابسته به میزان مکش می‌باشد، آن‌ها به بررسی حداقل میزان مکش که در آن جریان آرام به جریان متلاطم تبدیل می‌شود، پرداختند. معادلاتی که کوتچر و همکاران مورد استفاده قرار دادند معادله پیوستگی، مومنتوم و انرژی در دو بعد بود. فلک و همکاران [12] به صورت تجربی اثر باد بر روی کلکتورهای خورشیدی مشبک بدون پوشش را مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها دریافتند این کلکتورها برای ساختمان‌های بلند مسکونی با توجه به منطقه کوچک و سرعت جریان کم، چندان مناسب نیستند. گاولیک و همکاران [13] کلکتورهای مشبک با رسانایی متفاوت (آلومینیوم و استایرن) را به صورت عددی و آزمایشگاهی مورد بررسی قرار دادند. نتایج آنها نشان داد که رسانایی مواد اثر کمی بر کارایی حرارتی این دستگاه‌ها دارد؛ هر چند انتخاب صفحات با ضریب انتقال حرارت هدایتی بالاتر درصد اندکی راندمان را بالاتر می‌برد. لیون و کومار [3] با ارائه یک مدل ریاضی برای محاسبه حرارتی این دستگاه‌ها، اثر پارامترهای مختلف را مورد بررسی قرار دادند. نتایج این مدل برای پیش‌بینی تأثیر پارامترهای کلیدی بر عملکرد یک UTC برای دمای هوای تحویل 45-55 درجه سانتی‌گراد برای کاربردهای خشک‌کردن، تجزیه و تحلیل شد. تاجدران و همکاران [14] با استفاده از یک روش عددی، پارامترهای سرعت و جهت باد، جریان غیریک‌نواخت و مغشوش، شدت تابش و موقعیت خورشید و نرخ مکش جریان را بررسی کردند و نشان دادند که فاکتورهایی مثل زاویه باد، اثرات قابل توجهی بر عملکرد حرارتی این دستگاه‌ها دارد و اثر نسبت مکش در سرعت‌های باد پایین‌تر افزایش می‌یابد. هم‌چنین نشان دادند، همان‌طور که انتظار می‌رود، با تغییر موقعیت خورشید در طول روز (ساعت روز)، دمای عملکرد کلکتور متفاوت خواهد بود. وزیری و همکاران [6] به صورت تجربی، عملکرد حرارتی هواگرم‌کن‌های خورشیدی مشبک با پوشش باریک‌های متفاوت داخلی کلکتور

می‌کند و توسط دمنده در ساختمان یا خشک‌کن پخش می‌شود. مکش باعث کاهش ضخامت لایه مرزی می‌شود، این میزان کاهش مستقیماً به شدت مکش، آرایش و گستردگی شکاف‌ها، شکل شکاف‌ها و میزان دبی مکش شده بستگی دارد. هم‌چنین مکش در برابر جدایی مقاومت می‌کند و لایه مرزی پایدارتر می‌شود و جدایی به عقب می‌افتد و یا در بعضی موارد جدایی نخواهیم داشت؛ به همین دلیل تلفات حرارتی کم می‌شود و حرارت بیشتری به سیال مکش شده انتقال می‌یابد. در نتیجه، این کلکتورها برعکس کلکتورهای هواگرم‌کن معمول، به پوشش شفاف نیاز ندارند. به همین دلیل، هزینه آن‌ها کم‌تر است و دارای بالاترین راندمان برای گرمایش هوا می‌باشند. بنابراین استفاده از کلکتورهای مشبک یکی از مؤثرترین روش‌های کاهش بار تهویه مطبوع در ساختمان‌ها می‌باشد. هم‌چنین می‌توان از این کلکتورها برای خشک‌کردن محصولات کشاورزی نیز استفاده کرد. در این راستا برای افزایش کارایی کلکتورهای خورشیدی مشبک، بهبود عملکرد و بهینه‌سازی آن‌ها تحقیقات متعددی صورت گرفته است که از آن جمله می‌توان به استفاده از ماده تغییرفازدهنده در کلکتور خورشیدی مشبک [4]، استفاده از ماده تغییرفازدهنده در ضلع جنوبی ساختمان [5]، پوشش رنگ‌های مختلف صفحه جاذب کلکتور مشبک [6]، بهینه‌سازی صفحه جاذب [7] و استفاده از شیشه بر روی کلکتور صفحه‌مشبک [8] اشاره کرد.

شناخت چگونگی حرکت سیال و نحوه انتقال حرارت از صفحات مشبک به سیال با حضور مکش از موضوعاتی است که مورد توجه محققان قرار داشته است. بیشتر مطالعات انجام گرفته، بر روی انتقال حرارت موجود در صفحه مشبک متمرکز است و هدف بیشتر کارهای پژوهشی انجام شده، بهبود انتقال حرارت این کلکتورهاست.

آرولاناندام و همکاران [9] با استفاده از شبیه‌سازی دینامیک سیالات بر روی یک صفحه با سوراخ‌هایی با الگوی مربعی در حالت بدون وزش باد رابطه‌ای را برای محاسبه ضریب مؤثر مبدل حرارتی به دست آوردند و رابطه‌ای تجربی را برای محاسبه عدد ناسلت ارائه کردند. آن‌ها در مدل خود انتقال حرارت از پشت صفحه را در نظر نگرفتند. آن‌ها دریافتند که با افزایش سوراخ‌ها ضریب عملکرد حرارتی صفحات مشبک به سمت عدد ثابتی میل می‌کند. ون دکر و همکاران [10] به صورت آزمایشگاهی به

مشبک با دامنه محاسباتی بزرگ با طول و عرض یک متر (بدون در نظر گرفتن شرط مرزی تقارن) شبیه‌سازی سه‌بعدی شده است. هم‌چنین صفحه جاذب انتخاب شده از جنس مس، به علت ضریب هدایت حرارتی بالا که در تحقیقات قبلی استفاده نشده است، با تعداد سوراخ‌های متفاوت می‌باشد. هواگرم‌کن خورشیدی مورد نظر برای استفاده در خشک‌کن خورشیدی و هم‌چنین گرمایش هوا در ساختمان طراحی شده است. هم‌چنین در این پژوهش مقادیر بازده، عدد ناسلت و بررسی پارامترهای سرعت و دما با شبیه‌سازی به روش CFD در نرم‌افزار Ansys Fluent صورت گرفته است.

آنالیز حرارتی

برای حل معادلات حاکم بر رفتار سیال در کلی‌ترین حالت آن بسیار پیچیده و برای مسائل واقعی عملاً غیرممکن است، بنابراین با استفاده از فرضیاتی، این معادلات ساده‌تر و قابل حل می‌شوند. در این تحقیق فرضیات زیر در نظر گرفته شده است:

- ۱) سرعت مکش در همه نقاط صفحه مشبک یکسان فرض شده است،
- ۲) چهارچوب کلکتور و صفحه پشتی عایق در نظر گرفته شده است،
- ۳) خواص ثابت سیال و صفحه جاذب،
- ۴) عدم وجود نیروهای خارجی،
- ۵) عدم وجود چشمه حرارتی درون صفحه،
- ۶) عدم اتلاف حرارتی اصطکاکی،
- ۷) صرف نظر از نیروی جاذبه.

معادلات حاکم و بالانس انرژی. مکانیسم‌های مختلفی در جریان انرژی در کلکتور نقش دارند. تابش خورشید به صفحات جاذب برخورد می‌کند و قسمتی از آن جذب می‌شود و مابقی آن انعکاس می‌یابد. قسمتی از انرژی جذب شده توسط صفحات جاذب به وسیله مکانیسم جابه‌جایی و در طی مسیر حرکت هوای مکیده شده (جریان‌یافته) در قسمت جلو و پشت صفحه جاذب و در داخل سوراخ‌ها، به هوا منتقل می‌شود. قسمت دیگری از انرژی جذب شده، توسط انتقال حرارت تشعشی به صفحه پشتی منتقل می‌شود و مابقی، از طریق فرایند تشعشع و جابه‌جایی به محیط اطراف منتقل و تلف می‌گردد. در شکل شماره (۱- الف)

و یک کلکتور مشبک بدون پوشش بارنگ تیره را مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها دریافتند که راندمان حرارتی کلکتور خورشیدی با پوشش حتی در روشن‌ترین رنگ از کلکتور بدون پوشش بیشتر است. کولینس و ابوالخیر [15] با استفاده از یک مدل سه‌بعدی به بررسی عددی کلکتورهای مشبک جدید با صفحات جاذب راه‌راه دوزنقه‌ای پرداختند. باداچه و همکاران [16] به صورت عددی به شبیه‌سازی دوبعدی کلکتورهای هوایی مشبک خورشیدی بدون شیشه پرداختند. نتایج به دست آمده نشان داد که در دبی‌های کم انتقال حرارت از جلوی صفحه جاذب بیشترین سهم از انتقال حرارت به هوا را دارد ولی با افزایش دبی سهم انتقال حرارت از پشت صفحه افزایش می‌یابد. وانگ و همکاران [17] به بررسی مطالعه تجربی و عددی جریان هوا و مشخصه حرارتی کلکتور خورشیدی مشبک غیریک‌نواخت پرداختند. نتایج نشان می‌دهد که ضخامت لایه هوا بیشترین تأثیر را در راندمان جمع‌آوری گرما دارد که می‌تواند با ضخامت ۳۰ میلی‌متر و نسبت ارتفاع ۰/۳۰ به ۹۳ درصد افزایش یابد. این اثر فقط در مورد سوراخ غیریک‌نواخت مشهود است. اگرچه سرعت زیاد هوا می‌تواند تبادل حرارت روزانه را ۵۹۵/۲ وات افزایش دهد، اما میانگین دمای روزانه تأمین هوا ۳۴/۲ درجه سانتی‌گراد کاهش می‌یابد.

از بررسی تحقیقات گذشته چنین برمی‌آید که علی‌رغم کارهای علمی بسیار، به واسطه فرضیاتی که در برخی از تحلیل‌های عددی برای سادگی حل در نظر گرفته شده است ممکن است ایراداتی به دقت برخی نتایج وارد باشد. به عنوان مثال با توجه به ماهیت فیزیکی مسئله، شار حرارتی بر روی هواگرم‌کن‌ها در طول روز متغیر است، با این وجود در برخی از تحلیل‌های عددی از قرار دادن شار حرارتی به صورت گذرا در تحلیل‌ها صرف نظر شده است. در برخی از تحقیقات پیشین جریان در کلکتور به دلیل پایین بودن دبی گذرنده از آن، به صورت آرام فرض شده است. حال آن‌که با افزایش دبی به دلیل افزایش عدد رینولدز، اغتشاشات جریان افزایش می‌یابد و رژیم جریان به یک جریان آشفته تبدیل می‌شود. در نتیجه با افزایش دبی جریان گذرنده از کلکتور مورد بررسی، انتقال حرارت بیشتر و به افزایش راندمان نیز کمک می‌کند. در همگی تحقیقات به علت تعداد زیاد سوراخ‌ها، کل هندسه مورد نظر شبیه‌سازی نمی‌شود و به همین علت دقیقاً نمی‌توان نتایج شبیه‌سازی را با واقعیت فیزیکی مسئله انطباق داد. در این پژوهش برای اولین بار یک هواگرم‌کن خورشیدی صفحه تخت

در معادلات فوق α و $m, A, C_v, C_p, I_T, T, Q_{rad}, Q_{conv}$ به ترتیب بیان‌کننده انتقال حرارت جابه‌جایی، انتقال حرارت تشعشعی، دما، تابش خورشیدی، گرمای ویژه در فشار ثابت، گرمای ویژه در حجم ثابت، مساحت، جرم و ضریب جذب هستند. هم‌چنین زیروندهای air, sur, bp, abs و out به ترتیب اشاره به کلکتور، صفحه پشت، محیط، هوا و خروجی دارند. در ادامه به تفکیک معادلات مربوط به محاسبه ترم‌های انتقال حرارت در معادلات (۱-۳) ارائه خواهند شد.

برای محاسبه ترم‌های انتقال حرارت جابه‌جایی از قانون سرمایش نیوتن استفاده می‌کنیم. آنچه در این فرمول‌ها مهم است، محاسبه ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی (h_{conv}) می‌باشد. انتقال حرارت جابه‌جایی بین هوای مکیده‌شده و صفحه جذب از معادله (۴) محاسبه می‌شود.

$$Q_{conv-abs-air} = A_{col} h_{conv-abs-air} (T_{col} - T_{air-out}) \quad (4)$$

مطالعات مربوط به انتقال حرارت جابه‌جایی با مکش از یک صفحه تخت سوراخ‌دار داغ، نسبتاً محدود است. برای برآورد عدد ناسلت (Nu) زمانی که عدد رینولدز بین ۱۰۰ تا ۲۰۰۰ باشد از رابطه تجربی (Nu_1) گزارش شده توسط کوتسچر [19] استفاده می‌شود، اما در پژوهشی دیگر اندروز و بازیدیدی تهرانی (۱۹۸۹) به‌عنوان بخشی از یک سری از مطالعات مربوط به کاربردهای خنک‌کننده فیلم، آزمایش‌های خنک‌سازی گذرا را بر روی طیف وسیعی از صفحات سوراخ‌دار به ضخامت ۶/۳۵ میلی‌متر انجام دادند که حاوی آرایه‌هایی با سوراخ‌های مربعی و دایره‌ای و با قطر سوراخ‌ها و گام‌های متفاوت بود. آن‌ها یک هم‌بستگی برای عدد ناسلت کلی (Nu_D) برای جریان عادی به‌صورت زیر به‌دست آوردند:

$$h_{conv-abs-air} = \frac{(Nu_1 k_{air})}{D} \quad (5)$$

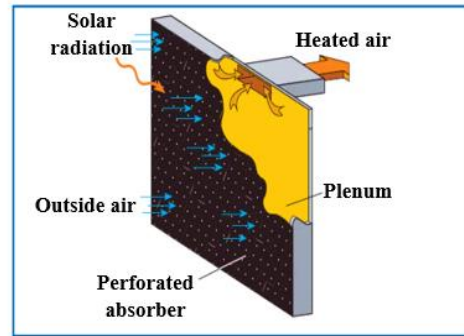
$$Nu_1 = 2.75 \left[\left(\frac{P}{D} \right)^{-1.21} Re_1^{0.43} + 0.011 \beta Re_1 \left(\frac{V_{wind}}{V_{app}} \right)^{0.48} \right]$$

$$Re_1 = \frac{\rho_{air} V_{hole} D}{\mu_{air}}$$

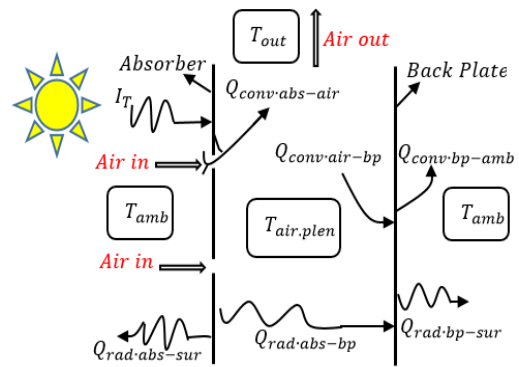
$$Nu_D = 2.44 \left(\frac{P}{D} \right)^{-1.43} Re_D^{0.55} Pr^{0.33}$$

در رابطه (۵)، V_{app} و V_{wind} به ترتیب بیانگر ضریب هدایت، لزجت، تخلخل، گام، قطر سوراخ، سرعت باد و سرعت مکش هوا می‌باشند. هم‌چنین Re عدد رینولدز است که V_{hole} سرعت درون سوراخ و ρ_{air} چگالی هوا می‌باشد.

روش‌های انتقال حرارت بین اجزای سیستم با یکدیگر و با محیط، و در شکل شماره (۱-ب) شماتیک هواگرم‌کن خورشیدی مشبک نشان داده شده‌است.



(الف)



(ب)

شکل ۱ الف) شماتیک کلکتور خورشیدی مشبک بدون پوشش، ب) پدیده‌های انتقال حرارت در یک کلکتور مشبک بدون پوشش [3,18]

معادله بقای انرژی برای سه قسمت اصلی کلکتور شامل صفحه جذب، صفحه پشتی و پلنوم (فضای پر) به صورت زیر می‌باشد:

$$m_{abs} C_{p-abs} \left(\frac{dT_{abs}}{dt} \right) = (\alpha_{abs} I_T A_{abs}) - b Q_{conv-abs-air} + Q_{rad-abs-bp} + Q_{rad-abs-sur} + Q_{conv-abs-sur} \quad (1)$$

$$m_{bp} C_{p-bp} \left(\frac{dT_{bp}}{dt} \right) = Q_{conv-air-bp} + Q_{rad-abs-bp} - Q_{rad-bp-sur} - Q_{conv-bp-sur} \quad (2)$$

$$m_{air} C_{p-air} \left(\frac{dT_{air-out}}{dt} \right) = Q_{conv-abs-air} - Q_{conv-air-bp} + \dot{m}_{air} C_{p-air} (T_{sur} - T_{air-out}) \quad (3)$$

$$Q_{rad-abs\sim bp} = \frac{A_{abs}\sigma_{sb}(T_{abs}^4 - T_{bp}^4)}{\frac{1}{\epsilon_{abs-in}} + \frac{1}{\epsilon_{bp}} - 1} \quad (16)$$

$$Q_{rad-bp\sim sur} = A_{abs}\sigma_{sb}\epsilon_{bp}(T_{bp}^4 - T_{sur}^4) \quad (17)$$

تلفات حرارتی تابشی کلکتور به محیط، به آسمان و زمین اتفاق می افتد و به ضریب شکل کلکتور به آسمان (f_{cs}) و ضریب شکل کلکتور به زمین (f_{cg}) و هم چنین دمای آسمان و زمین بستگی دارد و از رابطه (۱۸) محاسبه می شود. در رابطه (۱۸) دمای زمین را برابر با دمای محیط می گیرند [3].

$$Q_{rad-bp\sim sur} = A_{abs}\sigma_{sb}\epsilon_{abs}(T_{abs}^4 - f_{cs}T_{sky}^4 - f_{cg}T_{gnd}^4) \cdot T_{sky} = 0 \cdot 0552T_{amb}^{1.5} \quad (18)$$

یکی از پارامترهای مهم برای ارزیابی دستگاه های مختلف، بازده آن ها می باشد. بازده یک دستگاه به صورت کسری از انرژی ورودی که به انرژی مفید خروجی تبدیل شده، تعریف می گردد. در این تحقیق، بازده ساعتی با استفاده از معادله زیر محاسبه می شود [21-22].

$$\eta_{th} = \frac{mCp(T_{out} - T_{in})}{A_{abs}I_T} \quad (19)$$

مدلسازی عددی

برای تحلیل دینامیک سیال در هواگرم کن خورشیدی صفحه تخت مشبک، از نرم افزارهای انسیس (ANSYS workbench 2.0) و ICEM (framework version 19.0.0) و سالیدورکز (Solid Works, version 18.0.0) استفاده شده است. مدل سه بعدی هواگرم کن خورشیدی مشبک در نرم افزار سالید ورکز با جزئیات کامل طراحی شده، پس از شبکه بندی به کمک نرم افزار ANSYS ICEM CFD و تعیین خواص مواد استفاده شده در هواگرم کن، شرایط مرزی بر روی هندسه اعمال شده و مسئله به صورت جریان آشفته ناپایا در نرخ جریان های مختلف هوا شبیه سازی شده است. شبیه سازی انجام شده بر روی یک سیستم محاسباتی ۷ هسته ای با رم ۶۴ صورت گرفت. مدت زمان تحلیل برای هر دبی حدود دو هفته بود. شبکه بندی هندسه در شکل (۲) ارائه شده است. همان طور که در این شکل مشهود است از شبکه بندی به صورت بی سازمان استفاده شده است. هم چنین برای تمامی

انتقال حرارت جابه جایی بین هوای درون پلنوم و صفحه پستی، عدد ناسلت و در نتیجه آن ضریب انتقال حرارت جابه جایی بین صفحه تخت (صفحه پستی) و هوا (هوای پلنوم و محیط) از روابط زیر محاسبه می شود [3]

$$Q_{conv-air\sim bp} = A_{col}h_{conv-air\sim bp}(T_{out} - T_{bp}) \quad (6)$$

$$h_{conv-air\sim bp} = \frac{Nu_2k_{air}}{d_{plen}} \quad (7)$$

$$Nu_2 = 0 \cdot 664Re_2^{0.5}pr_2^{0.33} \quad (8)$$

$$Re_2 = \frac{\rho_{air}V_{plen}H}{\mu_{air}} \quad (9)$$

$$Pr_2 = \frac{C_{p,air}\mu_{air}}{k_{air}} \quad (10)$$

انتقال حرارت جابه جایی بین هوای محیط و صفحه پستی از روابط زیر قابل محاسبه است، که در آن ها H و W به ترتیب، ارتفاع و عرض جاذب می باشد و Pr عدد پرانتل است [3].

$$Q_{conv-bp\sim sur} = A_{col}h_{conv-bp\sim sur}(T_{bp} - T_{amb}) \quad (11)$$

$$h_{conv-bp\sim sur} = \frac{Nu_3k_{air}}{W} \quad (12)$$

$$Nu_3 = 0 \cdot 664Re_3^{0.5}pr_3^{0.33} \quad (13)$$

$$Re_3 = \frac{\rho_{air}V_{wind}W}{\mu_{air}} \quad (14)$$

تلفات حرارت جابه جایی از صفحه جاذب به هوای اطراف کلکتور (هوای محیط) بستگی به سرعت مکش هوا و سرعت باد دارد که از رابطه (۱۵) قابل محاسبه است [3,20].

$$\begin{cases} 0 & V_{app} \geq 0 \cdot 02 \\ 0 \cdot 82 \frac{V_{wind}v_{air}\rho_{air}C_{p,air}}{V_{app}H} & V_{app} < 0 \cdot 02 \quad V_{wind} \neq 0 \\ 1 \cdot 31((T_{abs} - T_{amb})^{0.33}) & V_{app} < 0 \cdot 02 \quad V_{wind} = 0 \end{cases} \quad (15)$$

نرخ انتقال حرارت ناشی از تابش با استفاده از قانون استفان-بولتزمن محاسبه شده است. انتقال حرارت تابشی بین صفحه جاذب و صفحه پستی و هم چنین صفحه پستی به محیط از روابط (۱۶ و ۱۷) به دست می آیند، که در آن ها ϵ بیانگر ضریب صدور و σ ثابت استفان-بولتزمن است.

ابعاد و مشخصات هندسی کلکتور در جدول شماره (۱) آورده شده‌است. آرایش سوراخ‌ها در این هواگرم‌کن به صورت مربعی است.

مبانی تئوری روش CFD

برای مدل‌سازی عددی سامانه هواگرم‌کن خورشیدی صفحه‌تخت مشبک از روش CFD استفاده گردید که بر اساس سه معادله کلی مورد مطالعه قرار می‌گیرد. این معادلات عبارتند از معادله پیوستگی، معادلات مومنتوم در راستاهای x ، y و z و معادله انرژی، فرم کلی معادله پیوستگی، مومنتوم و انرژی به ترتیب با روابط (۲۰، ۲۱ و ۲۲) نمایش داده می‌شوند [23]:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (20)$$

$$\rho U_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} \right) \quad (21)$$

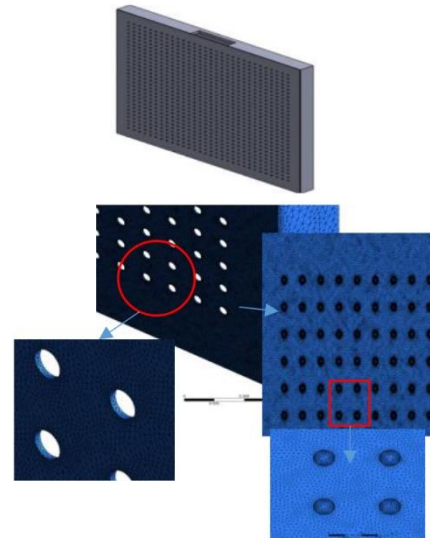
$$\rho C_p U_j \frac{\partial T}{\partial x_j} = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x_i \partial x_i} \right) + \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (22)$$

که در آن‌ها U سرعت (m/s)، P فشار (N/m^2)، T دما (K)، ρ چگالی هوا (kg/m^3)، μ ضریب لزجت ($N.s/m^2$)، C_p ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت ($J/kg.K$) و k ضریب هدایت حرارتی هوا ($W/m.K$) می‌باشد.

برای تمام آزمایش‌ها عدد رینولدز محاسبه شد و مقدار آن بالای ۲۰۰۰ به دست آمد که نشان‌دهنده الگوی جریان مغشوش در داخل سامانه است. سرعت جریان هوا برای هواگرم‌کن خورشیدی صفحه‌تخت مشبک در چهار حالت (۰/۰۰۷، ۰/۰۱، ۰/۰۱۲۵، ۰/۰۱۵) کیلوگرم بر ثانیه لحاظ شد. الگوی جریان هوا در هواگرم‌کن خورشیدی صفحه‌تخت مشبک بسیار مهم است و باتوجه به این‌که جدایش جریان در قسمت‌های مختلف هواگرم‌کن اتفاق می‌افتد و جریان توربولانسی با رینولدزهای پایین (۲۲۰۰-۲۸۰۰) انتخاب گردیده‌است، بنابراین مدل $k-\omega$ استاندارد برای هواگرم‌کن خورشیدی صفحه‌تخت مشبک انتخاب شد.

مدل $k-\omega$ استاندارد یک مدل نیمه تجربی براساس معادلات انتقال مدل برای انرژی جنبشی آشفتگی (k) و اتلاف ویژه

سطوح در تماس با جریان هوا شبکه‌بندی لایه مرزی صورت گرفته‌است.



شکل ۲ مدل سه‌بعدی و مدل المان‌بندی شده هواگرم‌کن خورشیدی صفحه‌تخت مشبک ($y^+ = 5 - 10$)

در این شبیه‌سازی به دلیل وجود جدایش جریان در قسمت‌های ورودی هوا به داخل هواگرم‌کن از مدل توربولانسی $k-\omega$ استفاده شده‌است تا نزدیک دیواره‌ها را با دقت مناسبی رصد نماید. این مدل برخلاف مدل‌های دیگر توربولانسی مانند $k-\epsilon$ که از توابع دیواره برای حل میدان محاسباتی نزدیک دیواره (زیر لایه آرام) استفاده می‌کنند، در کنار دیواره نیز معادلات $k-\omega$ حل می‌شود و سبب افزایش دقت حل می‌گردد. از این رو در این مدل توربولانسی شبکه‌بندی نزدیک دیواره‌ها (لایه مرزی) به شدت بر روی نتایج تأثیرگذار است. در این شبیه‌سازی مقدار y^+ در قسمت داخل روزنه‌ها و قسمت‌های مختلفی که هوا با سطح جامد در تماس است بین ۵-۱۰ حفظ شده‌است.

جدول ۱ مشخصات هواگرم‌کن صفحه‌تخت مشبک مورد بررسی

پارامتر	مقدار
طول	1m
عرض	1m
گام سوراخ‌ها	30mm
قطر سوراخ‌ها	10mm
عمق محفظه	70mm
ضخامت صفحه جاذب	2mm
تعداد سوراخ‌ها	900
ضخامت پشم شیشه	20mm

به ترتیب (۰/۰۰۷، ۰/۰۱، ۰/۰۱۲۵، ۰/۰۱۵) کیلوگرم بر ثانیه در نظر گرفته شد. هم‌چنین شدت توربولانس ۵ درصد در نظر گرفته شد.

خروجی: شرط مرزی در خروجی فشار ثابت در نظر گرفته شد. دیواره‌ها: در قسمت شرایط مرزی، صفحه جاذب به‌عنوان یک دیواره تعریف شده‌است، شار گرمایی تابیده شده از خورشید، که به سطح صفحه جاذب رسیده و در نهایت جذب می‌شود، برابر αG می‌باشد، که مقدار ضریب جذب ۰/۶۴ در نظر گرفته شد [26]. با توجه به معادله UDF نوشته شده برای شار حرارتی، مسئله برای حالت‌های مختلف شار حرارتی در منطقه مورد نظر در زمان‌های مختلف حل شد. برای سایر صفحات، چهارچوب و پشت محفظه از شرط مرزی عایق استفاده شده‌است. شرایط اعمالی مواد استفاده شده در دیواره‌ها در جدول (۲) نمایش داده شده‌است.

جدول ۲ خصوصیات فیزیکی و حرارتی مواد استفاده شده در هواگرم‌کن

خورشیدی صفحه تخت مشبک

مواد	گرمای ویژه (ژول بر کیلوگرم کلونین)	انتقال حرارت (وات بر متر کلونین)	چگالی (کیلوگرم بر متر مکعب)	ویسکوزیته (کیلوگرم بر متر ثانیه)
هوا	۱۰۰۶/۴	۰/۰۲۴۲	۱/۲۲۵	$\frac{1}{789} \times 10^{-5}$
ورق مس	۳۸۱	۳۸۷/۶	۸۹۷۸	-
پشم شیشه	۱۰۳۰	۰/۰۴۳	۱۹/۲	-

با گرفتن نتایج نهایی، چگونگی توزیع جریان هوا و انتقال حرارت در داخل هواگرم‌کن خورشیدی صفحه تخت مشبک در قالب طرح‌های مربوط به توزیع حرارتی رسم شد. کیفیت مش ایجاد شده توسط نرم‌افزار بر چگونگی حل مسئله بسیار تأثیرگذار است. یکی از راه‌های تشخیص کیفیت مش و مناسب بودن آن برای حل مسئله استفاده از شاخص چولگی می‌باشد که از کمترین مقدار (صفر) به‌عنوان بهترین مش تا بیشترین مقدار (یک) به‌عنوان بدترین مش دسته‌بندی می‌شود. در این حالت است که خطاها می‌توانند به حد مطلوب هم‌گرا یا از آن دور شوند [24]. برای هواگرم‌کن خورشیدی صفحه تخت مشبک شبیه‌سازی شده این مقدار به‌طور میانگین برای تمام ساختار ۰/۳ بود. خصوصیات مش ایجاد شده برای هواگرم‌کن در جدول (۳) نشان داده

(ω) است. انرژی جنبشی متلاطم، k و اتلاف ویژه آن ω ، از طریق روابط انتقال (۲۳ و ۲۴) به دست می‌آید [24,25]:

$$(\rho \bar{u}_{jk}) \cdot j = \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_K} \right) K \cdot j \right] \cdot j + P_K - \beta^* \omega K \quad (23)$$

$$\varepsilon = \beta^* \omega K, \quad \mu_t = \rho \frac{K}{\omega}, \quad \omega \approx \frac{\varepsilon}{K}$$

که در آن σ_ω و σ_K اعداد پرازنتل برای k و ω ، $C_{\omega 2}$ و $C_{\omega 1}$ ثابت‌های معادله جریان مغشوش می‌باشد.

برای معادلات مومنتوم و انرژی اعمال شده برای شبیه‌سازی معادلات دیفرانسیلی درجه دو در نظر گرفته شدند. محدوده مورد نظر برای هم‌گرایی باقی‌مانده به میزان 10^{-4} برای معادلات جرم و مومنتوم و به میزان 10^{-5} برای معادلات انرژی لحاظ شد.

شرایط مرزی. دمای ورودی برای شبیه‌سازی انجام شده، ۳۰۰ کلونین و دبی‌های جرمی در نظر گرفته شده به ترتیب (۰/۰۰۷، ۰/۰۱، ۰/۰۱۲۵، ۰/۰۱۵) کیلوگرم بر ثانیه لحاظ شد. شار حرارتی برای روز ۱۵ مرداد برای ۲۴ ساعت برای موقعیت جغرافیایی شهر کرمان از پایگاه داده نرم‌افزار فلونت استخراج و با استفاده از معادله UDF وارد شرط مرزی دمایی سطح ابزوربر شده‌است. با توجه به این‌که اطلاعات موجود در نرم‌افزار فلونت میزان تشعشع خورشید در زمان‌های مختلف است، این اطلاعات برای موقعیت جغرافیایی کرمان و هم‌چنین موقیت خورشید نسبت به مرکز مختصات شبکه‌بندی هندسه استخراج گردید و برای نرخ جذب ۰/۶۴ اطلاعات تشعشع به شار حرارتی تبدیل شد. شارحرارتی به دست آمده در زمان‌های مختلف برای کلکتور ارائه گردیده و زمان در نظر گرفته شده از ساعت ۴ صبح شروع شده‌است.

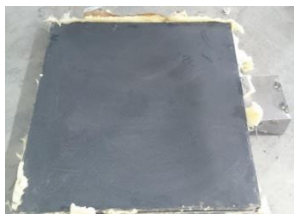
برای شبیه‌سازی انجام شده، مقدار گام زمانی ۵۰ ثانیه و هرگام زمانی مقدار ۲۰ تکرار گذاشته شد. استقلال از گام زمانی با گام‌های مختلف از ۰/۱ تا ۱۰۰ ثانیه انجام شده‌است. مقایسه دمای خروجی به دست آمده در ۵۰ ثانیه با یک‌دهم ثانیه، کمتر از ۳ درصد تفاوت داشت ولی با افزایش گام زمانی از ۵۰ به ۷۵ مقدار نتایج به صورت چشم‌گیری تغییر کرد و برای ۱۰۰ ثانیه نیز شبیه‌سازی واگرا گردید. در این مطالعه شرایط مرزی به صورت زیر تعریف گردید:

ورودی: سیال جاری در هواگرم‌کن خورشیدی صفحه تخت مشبک، هوا می‌باشد که میزان دبی ورودی به هواگرم‌کن

جدول ۴ بررسی استقلال از شبکه

تعداد سلول	دمای هوای خروجی هواگرم‌کن خورشیدی صفحه تخت مشبک (K)
۱۴۰۰۰۰۰۰	۳۲۶/۴۳
۲۸۰۰۰۰۰۰	۳۳۳/۲۴
۴۱۰۰۰۰۰۰	۳۳۳/۰۱

اعتبارسنجی. برای بررسی اعتبار مدل‌سازی و تأیید نتایج حاصل از این پژوهش، هواگرم‌کن خورشیدی مشبک بدون پوشش با ابعاد ذکر شده توسط افضل‌ی و همکاران [18] در سال ۲۰۱۷ مورد بررسی قرار گرفت. یک هواگرم‌کن خورشیدی مشبک با ابعاد طول و عرض یک متر و صفحه جاذب استیل (فلزی) با ضخامت ۰/۵، عمق پلنوم ۶ سانتی‌متر، قطر سوراخ‌ها ۰/۷ میلی‌متر و گام سوراخ‌ها ۱۲ میلی‌متر بوده‌است. این هواگرم‌کن در شکل (۴) نشان داده شده‌است.



شکل ۴ هواگرم‌کن بررسی شده توسط افضل‌ی و همکاران [18]

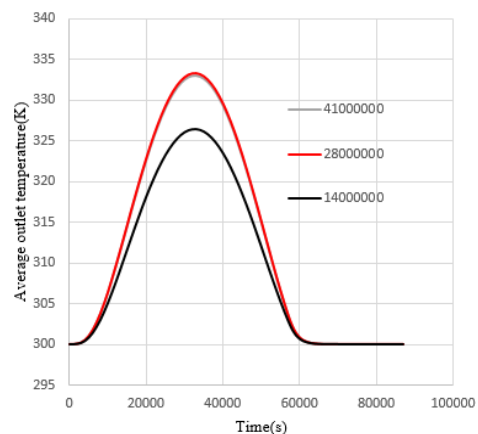
همانند مراحل پیشین ابتدا این هواگرم‌کن مدل‌سازی شد. برای مش‌بندی هواگرم‌کن طراحی شده از مش‌بندی مثلثی و لایه مرزی برای سوراخ‌ها استفاده شد. برای این کار هم فرایند استقلال مش همانند نمونه‌های پیشین انجام شد. شبکه‌بندی به صورت بی سازمان استفاده شد و براساس معیار اسکینوس مقدار انحراف معیار ۰/۱۶۵ به دست آمد. تعداد مش‌های اعمال شده به سامانه ۷۵ میلیون بوده‌است. شبیه‌سازی برای دبی ۰/۱۱ کیلوگرم بر ثانیه، برای ساعت ۹ صبح تا ۱۴ بعد از ظهر برای ۱۵ شهریور انجام شده‌است و شدت تابش خورشیدی از نرم‌افزار فلونت استخراج و با اعمال ضریب جذب به شار حرارتی تبدیل شد و به صورت معادله UDF وارد شرایط مرزی صفحه جاذب شد و دمای خروجی به دست آمده از نرم‌افزار با داده تجربی مقاله افضل‌ی و همکاران [18] در شکل شماره (۵) مقایسه شد. بیشترین مقدار انحراف دمای هوای خروجی هواگرم‌کن در حالت شبیه‌سازی شده با مقادیر آزمایشگاهی اندازه‌گیری شده توسط افضل‌ی و همکاران کمتر از ۴ کلوین می‌باشد. این مقایسه نشان می‌دهد که از نتایج شبیه‌سازی با اطمینان می‌توان برای استخراج مقادیر

شده‌است.

جدول ۳ خصوصیات مش ایجاد شده برای هواگرم‌کن خورشیدی مشبک

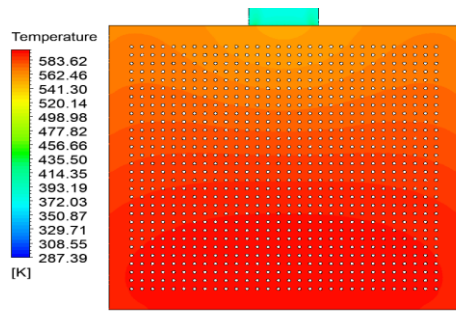
ویژگی	کیفیت یا مقدار
نوع مش	ریز
حداقل اندازه	۰/۰۰۰۱ متر
حداکثر اندازه	۰/۰۰۱ متر
تعداد المان	۲۸۰۰۰۰۰۰
حداقل زاویه	۲۰ درجه
حداکثر زاویه	۱۵۰ درجه
لایه مرزی	۱۰ لایه با نسبت منظری ۱/۱
Pinch tolerance	۰/۰۰۱۲
Inflation algorithm	Pre
Mesh metric	چولگی
انحراف معیار	۰/۱۷۲۳

برای بررسی استقلال از شبکه هواگرم‌کن خورشیدی صفحه تخت مشبک مش‌بندی شده، از دمای هوای خارج شده استفاده گردید. در این تحقیق سه نوع مش شامل درشت، ریز و خیلی ریز در نظر گرفته شد. در شکل (۳) تعداد سلول‌ها برای این مش‌ها به ترتیب چهارده میلیون، بیست و هشت میلیون و چهل یک میلیون به دست آمد. با توجه به این که متوسط تفاوت بین داده‌های به دست آمده از شبکه‌بندی بیست و هشت میلیون و چهل یک میلیون کمتر از ۱ درصد بود (متوسط اختلاف نتایج ۲۸ و ۴۱ میلیون کمتر از ۰/۵ درصد و ماکزیمم اختلاف ۰/۶۳ درجه کلوین می‌باشد) و به منظور کاهش هزینه محاسباتی به دلیل ناپایا بودن روش حل، شبکه با ۲۸ میلیون سلول برای انجام شبیه‌سازی انتخاب شده‌است. جدول استقلال از مش براساس دمای هوای خروجی برای دبی ۰/۱۵ کیلوگرم بر ثانیه در جدول (۴) نشان داده شده‌است.

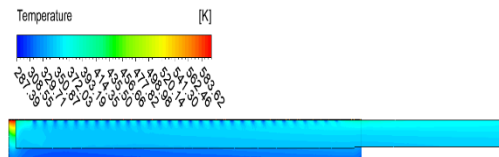


شکل ۳ نمودار دمای خروجی هواگرم‌کن خورشیدی مشبک براساس سلول‌های مختلف

شده است. به علت تعداد زیاد کانتورها، فقط کانتورها برای دو دبی در دو زمان ۳۵۰۰۰ و ۴۹۰۰۰ ثانیه آورده شده است. نمودارهای توزیع دمای هوای جریان یافته در هواگرم کن برای حالت هایی که دبی جرمی ۰/۰۰۷ و ۰/۰۱۲۵ کیلوگرم بر ثانیه می باشد، توصیف شده است.



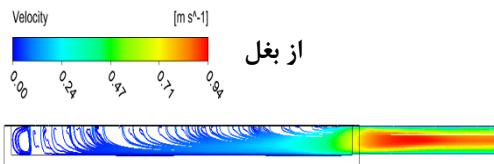
(الف)



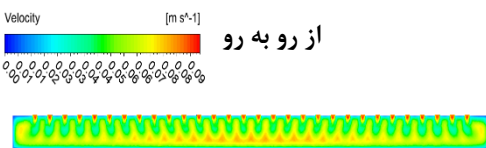
(ب)



(ج)



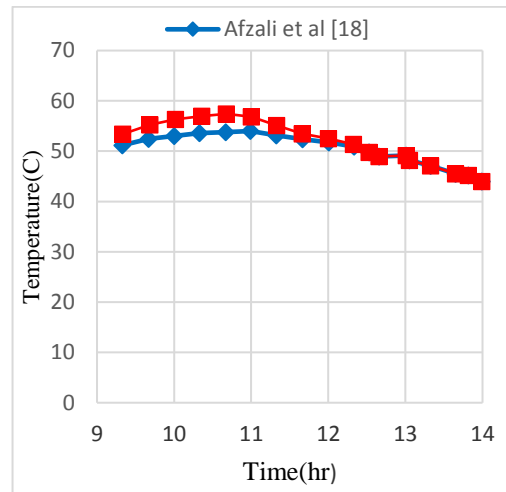
(د)



(ه)

شکل ۷ کانتورهای الف) دمای صفحه جاذب، ب) دمای هوای جریان داخل پلنوم، ج) خطوط جریان داخل پلنوم، د) سرعت و ه) فشار برای دبی ۰/۰۰۷ کیلوگرم بر ثانیه برای زمان ۳۵۰۰۰ ثانیه

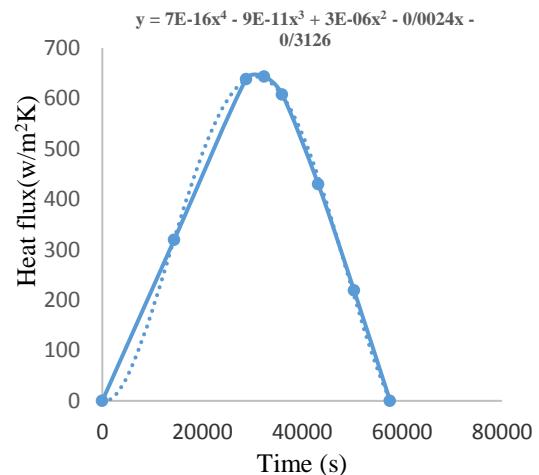
توزیع حرارتی و سایر پارامترهای هواگرم کن خورشیدی صفحه تخت مشبک استفاده کرد.



شکل ۵ مقایسه متوسط دمای خروجی بین روش ارائه شده در این پژوهش با نتایج آزمایشگاهی افضلی و همکاران [18]

تحلیل نتایج

نتایج شبیه سازی CFD. شکل (۶) تغییرات میانگین شار حرارتی در طول روز ۱۵ مرداد در مقابل زمان محلی را نشان می دهد. مشخص است که تابش خورشید با گذشت زمان از صبح افزایش می یابد و حدود ساعت ۱۳:۰۰ تا ۱۴:۰۰ به بالاترین سطح می رسد. مقدار آن از صفر وات بر متر مربع (۴ صبح) تا ۶۴۳ وات بر متر مربع (۱۳ ظهر) متغیر است.



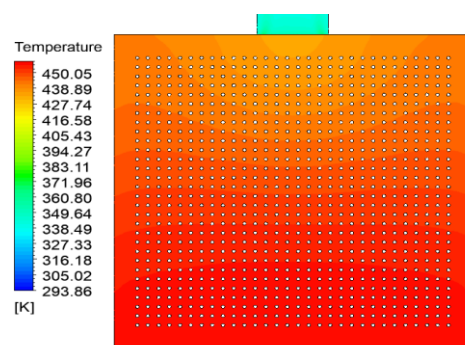
شکل ۶ نمودار شارحرارتی برای روز ۱۵ مرداد

نتایج به دست آمده از تحلیل CFD مدل سه بعدی هواگرم کن خورشیدی صفحه تخت مشبک در این قسمت توضیح داده

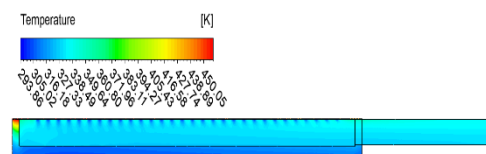
شکل‌های (۷-۱۰) مربوط به قسمت (ج) جریان در نزدیکی سوراخ‌ها و صفحه جاذب را نشان می‌دهد. وجود آشفتگی جریان در نزدیکی صفحه جاذب، باعث ایجاد گردابه می‌شود. اغتشاش ایجاد شده باعث افزایش سرعت و ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی می‌شود و در نتیجه انتقال حرارت به صورت کامل‌تر انجام می‌شود. بنابراین یکی از دلایل بهبود انتقال حرارت در این نوع کلکتورها، وجود منافذ روی صفحه جاذب است که موجب اغتشاش بیشتر می‌شود. برخلاف فرض جریان یک‌نواخت در آنالیز حرارتی، باتوجه به گزارش‌های ارائه شده در حین حل توسط نرم‌افزار فلوئنت، مشخص شد که جریان برگشتی در تعداد کمی از سلول‌های شبکه در ورودی کلکتور و روی صفحه جاذب به وجود خواهد آمد. در مطالعات قبلی [14] در کمترین سرعت مکش و کمترین سرعت باد، احتمال جریان برگشتی (معکوس) روی صفحه جاذب و در کانال به وجود می‌آید. همچنین گاونیک و همکاران [27] به این نتیجه رسیدند که در سرعت جریان مکش کمتر از 0.125 متر بر ثانیه جریان معکوس رخ خواهد داد. طبق شرایط ذکر شده، در تحقیق حاضر سرعت باد صفر و دبی‌های به ترتیب $(0.07, 0.1, 0.125, 0.15)$ در نظر گرفته شده است تا مدل به شرایط واقعی نزدیک باشد.

در شکل‌های (۷-۱۰) مربوط به قسمت (ب)، هوای مکیده شده به داخل در بالای پلنوم که فرصت چندانی برای انتقال حرارت با هوا ندارد، با دمای کمتری از کلکتور خارج می‌شود. به همین دلیل کمی غیریک‌نواختی در دمای هوای خروجی خواهد بود. همچنین محیط در نزدیک صفحه جاذب و قبل از ورود به سوراخ، مقداری از حرارت صفحه را جذب می‌کند و گرم‌تر می‌شود و سیستم با مکش لایه هوای گرم شده روی صفحه از درون سوراخ‌ها و در حین عبور از آن‌ها گرما به دست می‌آورد. در شکل (۹) برای دبی 0.125 کیلوگرم بر ثانیه برای زمان 35000 ثانیه، مقدار دمای صفحه جاذب در پایین صفحه به $497/47$ کلوین و مقدار دمای صفحه جاذب بالای صفحه به $468/90$ می‌رسد، اما در شکل (۷) برای دبی 0.07 کیلوگرم بر ثانیه برای زمان 35000 ثانیه، مقدار دمای صفحه جاذب در پایین صفحه به $583/62$ کلوین و مقدار دمای صفحه جاذب بالای صفحه $541/30$ می‌رسد. بنابراین با کاهش دبی جرمی، دمای صفحه جاذب و به دنبال آن دمای هوای خروجی افزایش پیدا می‌کند؛ اما افزایش دمای صفحه جاذب بیشتر از افزایش دمای هوای خروجی است.

در شکل‌های (۷-۱۰) مربوط به قسمت (د)، نمودارهای توزیع سرعت درون کل پلنوم و نمایی از جت‌هایی نشان داده شده است. همان‌طور که انتظار می‌رود، سرعت جریان هوا از پایین پلنوم و به سمت خروجی زیاد می‌شود. همچنین جت‌های تشکیل شده درون پلنوم ناشی از مکش از میان سوراخ‌ها نمایان است و این جت‌ها نزدیک سوراخ کاملاً مشهود است. از نمودارهای توزیع سرعت نیز مشخص است که حداکثر سرعت هوا در حین خروج جریان از سوراخ‌ها است و جت‌های جریان درون پلنوم از یک سرعت زیاد به سرعت به داخل جریان اصلی با یک سرعت بسیار پایین پراکنده می‌شوند [14].



(الف)



(ب)



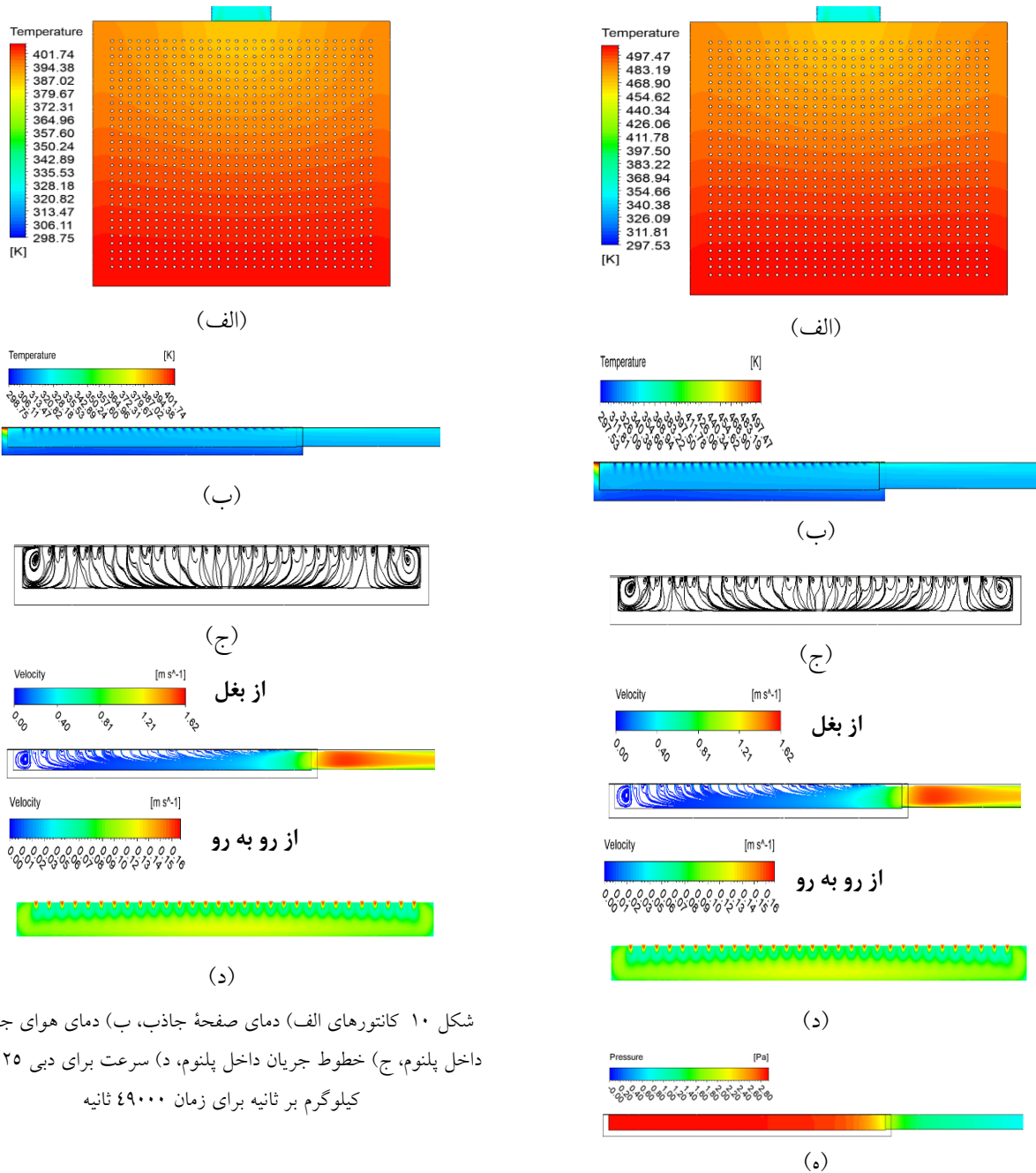
(ج)



از رو به رو

(د)

شکل ۸ کانتورهای (الف) دمای صفحه جاذب، (ب) دمای هوای جریان داخل پلنوم، (ج) خطوط جریان داخل پلنوم و (د) سرعت، برای دبی 0.07 کیلوگرم بر ثانیه برای زمان 49000 ثانیه



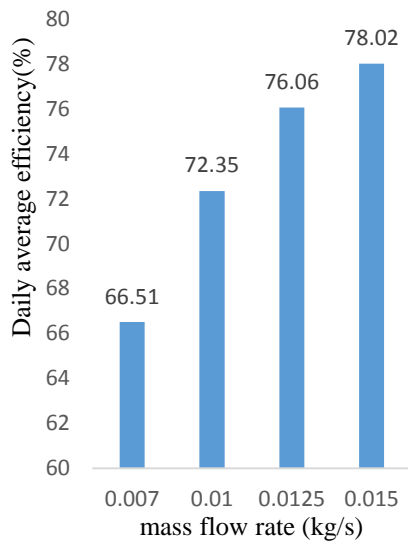
شکل ۱۰ کانتورهای الف) دمای صفحه جاذب، ب) دمای هوای جریان داخل پلنوم، ج) خطوط جریان داخل پلنوم، د) سرعت برای دبی ۰/۰۱۲۵ کیلوگرم بر ثانیه برای زمان ۴۹۰۰۰ ثانیه

همانطور که اشاره شد با کاهش دبی جرمی، دمای صفحه جاذب و به دنبال آن دمای هوای خروجی افزایش می‌یابد؛ در شکل (۱۱) این موضوع قابل مشاهده می‌باشد؛ اما افزایش دمای صفحه جاذب بیشتر از افزایش دمای هوای خروجی است. به عبارتی اختلاف دمای صفحه جاذب و هوای خروجی افزایش می‌یابد و در نتیجه آن با کاهش دبی، بازده کلکتورها به دلایل زیر کاهش می‌یابد (شکل ۱۲):

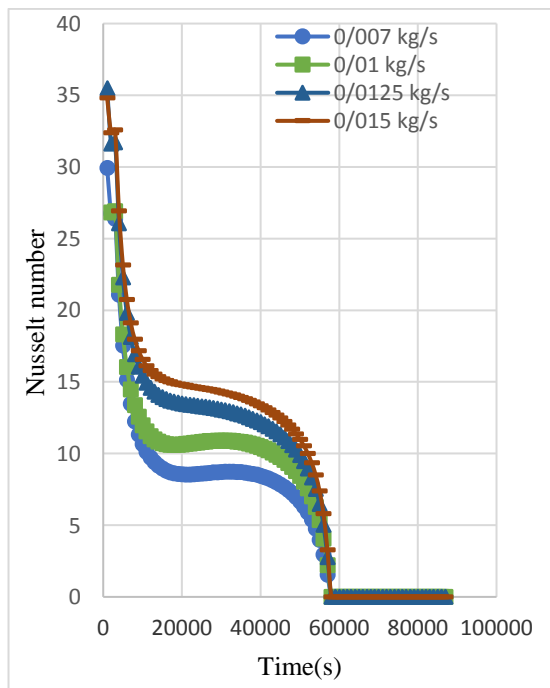
(۱) بخشی از انرژی انتقال یافته به هوای ورودی، به دلیل سرعت مکش پایین به محیط بازگردانده و تلف می‌شود.

شکل ۹ کانتورهای الف) دمای صفحه جاذب، ب) دمای هوای جریان داخل پلنوم، ج) خطوط جریان داخل پلنوم، د) سرعت و (ه) فشار برای دبی ۰/۰۱۲۵ کیلوگرم بر ثانیه برای زمان ۳۵۰۰۰ ثانیه

عملکرد کلکتورهای مشبک براساس اختلاف فشار می‌باشد، سرعت و فشار برعکس هم می‌باشد. همانطور که در شکل‌های (۷ و ۹) مشخص است فشار در پلنوم افزایش می‌یابد و به سمت خروجی کلکتور کاهش پیدا می‌کند اما برعکس سرعت در خروجی کلکتور افزایش می‌یابد.



شکل ۱۲ نمودار بازده حرارتی روزانه هواگرم‌کن خورشیدی صفحه تخت مشبک



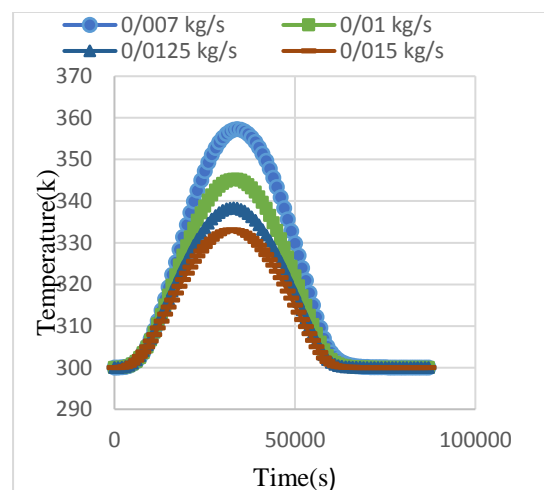
شکل ۱۳ عدد ناسلت برای هواگرم‌کن خورشیدی مشبک در دبی‌های مختلف

خطای نسبی. یکی از شاخص‌هایی که برای اثبات دقت مدل اعمال شده استفاده می‌گردد، خطای نسبی (RE) است که با در نظر گرفتن داده‌های تجربی (Exp) و پیش‌بینی شده (Pre) تعریف شده‌است. تفاوت بین داده‌های تجربی و پیش‌بینی شده بسته به خواص مواد و شرایط محیطی می‌تواند از مقدار ۲ تا ۱۵ درصد متغیر باشد [36]. این رابطه به صورت رابطه (۲۴) تعریف می‌گردد:

(۲) به دلیل افزایش بیشتر دمای صفحه جاذب نسبت به دمای هوای محیط تلفات حرارتی تابشی و جابه‌جایی به محیط افزایش می‌یابد.

در شکل (۱۳) با افزایش دبی جرمی، عدد ناسلت افزایش می‌یابد. از ۶۰۰۰۰ ثانیه به بعد عدد ناسلت به صفر می‌رسد که علت آن این است که شار حرارتی به صفر می‌رسد و کلکتور با هوای ورودی هم‌دما می‌شود و به تدریج گرادیان دمایی صفر می‌شود و در نتیجه ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی نیز صفر می‌شود. با توجه به نتایج به دست آمده در این شبیه‌سازی، یکی از دلایل بازده بیشتر هواگرم‌کن استفاده شده در این پژوهش استفاده از صفحه جاذب مس به دلیل بالا بودن ضریب هدایت حرارتی نسبت به پژوهش‌های قبلی [9,18] می‌باشد؛ چون در این حالت حرارت جذب شده توسط صفحه جاذب از طریق رسانایی به قسمت داخلی صفحه جاذب می‌رسد و از آنجا از طریق جابه‌جایی با هوای داخل پلنوم انتقال حرارت انجام می‌دهد.

در شکل شماره (۱۲) با افزایش دبی، بازده حرارتی هواگرم‌کن خورشیدی صفحه تخت افزایش پیدا می‌کند [17] که کمترین بازده در دبی ۰/۰۰۷ کیلوگرم بر ثانیه با مقدار ۶۶/۵۱ درصد و بیشترین بازده در دبی ۰/۰۱۵ کیلوگرم بر ثانیه با مقدار ۷۸/۰۲ درصد می‌باشد.



شکل ۱۱ نمودار دمای خروجی هواگرم‌کن خورشیدی صفحه تخت مشبک برای دبی‌های مختلف

$$Er (\%) = \frac{|D_{pre} - D_{exp}|}{D_{pre}} \times 100 \quad (24)$$

در تحقیق حاضر بیشترین مقدار انحراف دمای هوای خروجی هواگرم کن در حالت شبیه سازی شده با مقادیر آزمایشگاهی اندازه گیری شده توسط افصلی و همکاران کمتر از ۴ کلون می باشد (۶/۷۵ درصد) و میانگین انحراف از نتایج آزمایشگاهی ۲/۳۷ درصد می باشد. بنابراین روش دینامیک سیالات محاسباتی با توجه به بالا بودن هزینه محاسباتی در حالت گذرا اما با درصد خطای قابل قبول می تواند برای محاسبه دما و میدان جریان هوا داخل کلکتور مورد استفاده قرار گیرد.

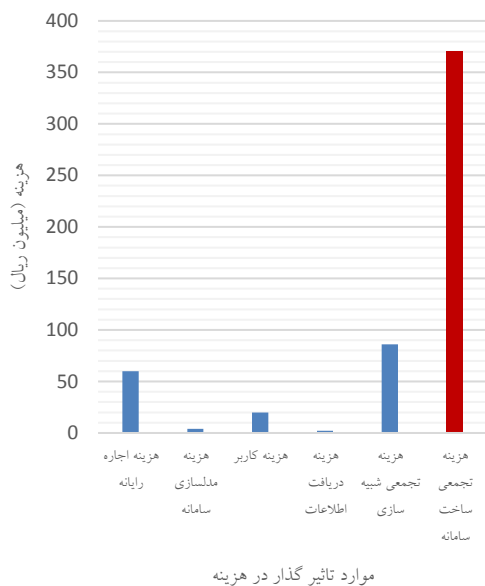
اهداف خشک کردن. فرآیند خشک کردن محصولات کشاورزی مرطوب مانند غلات، سبزیجات و میوه ها، روشی مؤثر برای افزایش ماندگاری، بهبود کیفیت و کاهش ضایعات محصول است. با فرآیند رطوبت زدایی، بخش زیادی از رطوبت محصولات از بین می رود و فعالیت میکروارگانیسم ها در طول مدت نگهداری به میزان قابل توجهی کاهش می یابد. به عبارت دیگر، با استخراج آب آزاد از محصولات، فعالیت میکروارگانیسم ها در میوه محدود می شود و کیفیت آن برای مدت طولانی حفظ می شود [28]. در کشورهای در حال توسعه، خشک کردن آفتاب باز (Open Sun Drying) یک روش محبوب و مؤثر است که روشی مقرون به صرفه برای خشک کردن و نگهداری محصولات کشاورزی، مواد غذایی و بسیاری از محصولات دیگر است. با این حال، پارامترهایی که بر فرآیند خشک کردن تأثیر می گذارند مانند رطوبت، دما، سرعت جریان هوا برای خشک کردن و گرمای ورودی به محفظه خشک کن، قابل کنترل نیستند. این عوامل منجر به طولانی شدن دوره خشک شدن یا سرعت خشک شدن نامطلوب می شود. از دیگر معایب روش OSD می توان به کاهش کیفیت محصول توسط باد، زباله، باران، حشرات و حیوانات اشاره کرد [29]. هوای گرم برای خشک کردن صنعتی معمولاً با سوزاندن سوخت های فسیلی تأمین می شود و به همین دلیل در سرتاسر جهان انرژی زیادی مصرف می شود. بیش از ۱۲ درصد از کل انرژی (که در فعالیتهای کشاورزی استفاده می شود) در فرآیند خشک کردن مصرف می شود [30]. برای یک سیستم هوای

گرم به عنوان روشی برای فرآیند خشک کردن با توجه به ملاحظات کیفیت محصول، دمای خشک کردن باید بین ۴۵ تا ۶۰ درجه سانتی گراد باشد [31]، اما برای خشک کردن بعضی از محصولات دمای بین ۷۰ تا ۸۰ درجه سانتی گراد نیاز می باشد. در جدول (۵) محدوده رطوبت و دمای خشک کردن برخی از محصولات کشاورزی و غذایی آورده شده است [32]. با توجه به محدودیت ها و ملاحظات زیست محیطی، محققان بر انرژی خورشیدی متمرکز شده اند. خشک کن های خورشیدی می توانند انرژی حرارتی محدوده دمای ذکر شده را در خشک کن ها بدون هیچ گونه آلودگی تأمین کنند. با این حال، پس از غروب آفتاب، به دلیل کمبود تابش خورشید، دمای هوا کاهش می یابد (کمتر از ۴۰ درجه سانتی گراد)، و فرآیند خشک شدن متوقف می شود. با گذشت زمان، دما کاهش می یابد و رطوبت نسبی محیطی (RH) به طور قابل توجهی افزایش می یابد. خشک کن های خورشیدی باید به طور مداوم محصول را خشک کنند زیرا شدت تابش خورشید در بعد از ظهر کاهش می یابد و زمان خشک شدن محصول بیشتر می شود. معمولاً در هنگام ظهر که حداکثر شدت تابش خورشیدی وجود دارد و دمای ورودی به محفظه خشک کن زیاد است، دمای اتاق خشک کن باید به گونه ای کاهش یابد که کیفیت محصولات خشک شده مطلوب باشد. براساس بررسی ادبیات، سیستم ذخیره سازی حرارتی (TES) می تواند بهترین راه حل باشد [32].

بنابراین از اهداف شبیه سازی انجام شده در این پژوهش برای خشک کردن می توان به موارد زیر اشاره کرد:

- طراحی و ساخت کلکتور مشبک جدید و متصل کردن آن به خشک کن خورشیدی، برای خشک کردن انواع محصولات کشاورزی و گیاهان دارویی.
- استفاده از ذخیره کننده انرژی در این کلکتور که باعث کاهش پیک بار در ساعات ظهر و یک نواخت کردن دما در بعد از ظهر می باشد.
- کلکتورهای مشبک نسبت به کلکتورهای معمولی صفحه تخت راندمان بالاتری در حدود ۱۵ درصد بیشتر دارند و از لحاظ اقتصادی به صرفه می باشند [34].

بادام زمینی	-	۴۰	۹
پنبه	۷۵	۵۰	۹
لوبیا فرانسوی	۷۵	۷۰	۵



شکل ۱۴ مقایسه هزینه‌های شبیه‌سازی و ساخت سامانه

ملاحظات اقتصادی شبیه‌سازی سامانه. یکی از اهداف مهم شبیه‌سازی سامانه‌های حرارتی بهینه‌سازی سامانه‌ها بدون نیاز به ساخت با هزینه‌های هنگفت می‌باشد. به عبارت دیگر استفاده از سامانه‌های شبیه‌سازی صرفه‌جویی اقتصادی زیادی نسبت به حالت تجربی برای کاربر خواهد داشت. برای دقت بیشتر در پاسخ‌های خروجی کاربر مجبور است که زمان بیشتری برای شبیه‌سازی سامانه در نظر بگیرد، در صورتی که اگر این هزینه بیش از حد انتظار باشد در آن صورت ساخت و تحلیل حرارتی سامانه در اولویت قرار خواهد داشت. بنابراین در این مطالعه در مورد هزینه محاسباتی اشاره‌ای صورت گرفته است. هزینه‌های تأثیرگذار برای شبیه‌سازی عبارت بودند از هزینه اجرای رایانه، هزینه مدل‌سازی سامانه، هزینه دریافت اطلاعات و هزینه کاربر برای شبیه‌سازی. مدت زمان تحلیل این هزینه‌ها به صورت تجمعی برای شبیه‌سازی و ساخت سامانه در شکل (۱۴) نشان داده شده است. با توجه به مقادیر هزینه‌ها مشخص است که هزینه ساخت سامانه برای بهینه‌سازی و کنترل عوامل تأثیرگذار به اندازه حداقل ۴ برابر بیشتر از هزینه‌های مربوط به مدل‌سازی است.

جدول ۵ ویژگی‌های خشک کردن محصولات مختلف خشک‌شده توسط

سیستم خشک‌کردن خورشیدی [32,33]

محصولات	ماکزیمم دمای مجاز (°C)	محتوای رطوبت	
		(%) اولیه	(%) نهایی
پیاز	۵۵	۸۵	۶
گوچه	۶۰	۹۵	۷
نخود سبز	۶۰	۸۰	۵
انگور	-	۸۰	۲۰-۱۱
سیب	۷۰-۶۵	۸۲	۱۴-۱۱
انجیر	۷۰	۷۰	۲۰
موز	۷۰	۸۰	۱۵
کاساوا	-	۶۲	۱۷
چیپس سیب زمینی	۷۰	۷۵	۱۳
کوپرا	-	۳۰	۵
تنباکو	-	۹۰	۱۰
قهوه	-	۶۵	۱۱
ورقه‌های سیر	-	۸۰	۴
کلم	۶۵	۸۰	۴
فلفل قرمز	-	۸۰	۵
زنجبیل	-	۸۰	۱۰
چای	-	۸۰	۳
زردچوبه	-	۸۰	۱۰
برنج	۵۰	۲۴-۲۲	۱۱
ذرت	۶۰	۳۵	۱۵
گندم	۴۵	۲۰	۱۶
ارزن	-	۲۱	۴
گل کلم	۶۵	۸۰	۶
هویج	۷۵	۷۰	۵
لوبیا سبز	۷۵	۷۰	۵
اسفناج	-	۸۰	۱۰
لاوان قرمز	-	۹۰	۲۰
آلوخشک	۵۵	۸۵	۱۵
زردآلو	۶۵	۸۵	۱۸
هلو	۶۵	۸۵	۱۸
بلوبری	۶۵	۸۰	۱۰
بامیه	۶۵	۸۰	۲۰
آناناس	۶۵	۸۰	۱۰
گردو	۶۵	۸۰	۲۰
جوزهندی	۶۵	۸۰	۲۰
خاکشیر	۶۵	۸۰	۲۰
دانه‌های کاکائو	-	۵۰	۱۲

علائم یونانی

ضریب جذب	α
تخلخل	β
ضریب صدور	ϵ
چگالی (kg/m^3)	ρ
لزجت ($kg/m \cdot s$)	μ

زیر نویس ها

هو	air
صفحه پشتی	bp
کلکتور	col
جابه جایی	conv
داخلی	in
خارجی	out
تشعشی	rad
پلنوم (فضای پر)	plen
مکش	app
سوراخ	hole
زمین	gnd
آسمان	sky
محیط	amb
کلکتور به زمین	cg
کلکتور به آسمان	cs

واژه نامه

Unglazed Transpired Solar Air Heater Collectors	هوآگرم کن خورشیدی صفحه تخت مشبک
Computational Fluid Dynamics (CFD)	دینامیک سیالات محاسباتی
Reynolds number	عدد رینولدز
Radiation Heat Transfer	انتقال حرارت تشعشی
Convection heat transfer	انتقال حرارت جابجایی
Unsteady turbulent flow	جریان آشفتہ ناپایا
Flow separation	جدایش جریان

نتیجه گیری

بررسی ساختار جریان و انتقال حرارت همرفتی در کلکتورهای خورشیدی مشبک بدون شیشه، برای عملکرد آن‌ها بسیار مهم است. در این تحقیق، یک کلکتور مشبک بدون شیشه با دامنه محاسباتی بزرگ به روش CFD با استفاده از نرم افزار فلوئنت مدل سازی سه بعدی شده است. نتایج نشان می دهد که دمای خروجی هوآگرم کن خورشیدی مشبک برای دبی های به ترتیب (۰/۰۰۷، ۰/۰۱، ۰/۰۱۲۵، ۰/۰۱۵) در محدوده ۵۸-۸۳ درجه سانتی گراد است که برای خشک کردن محصولات کشاورزی مناسب است. با کاهش دبی جرمی دمای صفحه جذب و به دنبال آن دمای هوای خروجی افزایش می یابد؛ اما افزایش دمای صفحه جذب بیشتر از افزایش دمای هوای خروجی است. ماکزیمم بازده کلکتور مشبک مربوط به دبی ۰/۰۱۵ کیلوگرم بر ثانیه است. نتایج نشان داد، روش دینامیک سیالات محاسباتی با درصد خطای قابل قبول می تواند برای محاسبه دما و سرعت جریان سیال مورد استفاده قرار گیرد.

فهرست علائم

A	مساحت (m^2)
C_p	گرمای ویژه در فشار ثابت ($J/kg \cdot K$)
D	قطر سوراخ (m)
d	عمق (m)
f	فاکتور دید
H	ارتفاع (m)
h	ضریب انتقال حرارت جابه جایی ($W/m^2 \cdot K$)
I_T	شدت تابش خورشید (W/m^2)
K	هدایت حرارتی ($W/m \cdot K$)
N_u	عدد ناسلت
P_r	عدد پرانتل
Q	انتقال حرارت (W)
R_e	عدد رینولدز
T	دما (K)
t	زمان (s)
W	عرض (m)

Thermal Energy Storage (TES)	ذخیره انرژی حرارتی	Reverse flow	جریان بازگشتی
Open Sun Drying (OSD)	خشک کردن در آفتاب باز	Heat flux	شار حرارتی
Chamber solar dryer	محفظه خشک‌کن	Mass flow rate	دبی جرمی
		Thermal efficiency	بازده حرارتی

منابع

1. Edalati, S., Ameri, M. and Iranmanesh, M., "Comparative Performance Investigation of Mono-and Poly-Crystalline Silicon Photovoltaic Modules for Use in Grid-Connected Photovoltaic Systems in Dry Climates", *Applied Energy*, Vol. 160, Pp. 255-265, (2015).
2. Barghi Jahromi, M., Iranmanesh, M., Samimi akhijahani, H., "Thermo-Economic Evaluation of a Solar Dryer with Evacuated Heat Pipe Collector and Energy Storage", *Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, Vol. 32(1), Pp. 39-58, (2021).
3. Leon, M., Augustus, and Kumar, S., "Mathematical Modeling and Thermal Performance Analysis of Unglazed Transpired Solar Collectors", *Solar Energy*, Vol. 81.1, Pp. 62-75, (2007).
4. Badescu, V., Ciocanea, A., Budea, S., Soriga, I., "Regularizing the Operation of Unglazed Transpired Collectors by Incorporating Phase Change Materials", *Energy Conversion and Management*, Vol. 15, Pp. 184:681-708, (2019).
5. Poole, M.R., Shah, S.B., Boyette, M.D., Stikeleather, L.F., and Cleveland, T., "Performance of a Coupled Transpired Solar Collector-Phase Change Material-Based Thermal Energy Storage System", *Energy and Buildings*, Vol. 161, Pp. 72-79, (2018).
6. Vaziri, R., İlkan, M. and Egelioglu, F., "Experimental Performance of Perforated Glazed Solar Air Heaters and Unglazed Transpired Solar Air Heater", *Solar Energy*, Vol. 119, Pp. 251-260, (2015).
7. Tajdaran, S., Kendrick, C., Hopkins, E. and Bonatesta, F., "Geometrical Optimisation of Transpired Solar Collectors Using Design of Experiments and Computational Fluid Dynamics", *Solar Energy*, Vol. 197, Pp. 527-537, (2020).
8. Bandara, W.B.M.A.C., Amarasekara, B.K., and Rupasinghe, C.P., "Assessment of the Possibility of Unglazed Transpired Type Solar Collector to be Used for Drying Purposes: A Comparative Assessment of Efficiency of Unglazed Transpired Type Solar Collector with Glazed Type Solar Collector", *Procedia Engineering*, Vol. 212, Pp. 1295-1302, (2018).
9. Arulanandam, S.J., Hollands, K.T. and Brundrett, E., "A CFD Heat Transfer Analysis of the Transpired Solar Collector under No-Wind Conditions", *Solar Energy*, Vol. 67(1-3), Pp. 93-100, (1999).
10. Van Decker, G.W.E., Hollands, K.G.T., and Brunger, A.P., "Heat-Exchange Relations for Unglazed Transpired Solar Collectors with Circular Holes on a Square or Triangular Pitch", *Solar Energy*, Vol. 71(1), Pp. 33-45, (2001).
11. Kutscher, C.F., Christensen, C., and Barker, G., "Unglazed Transpired Solar Collectors: An Analytic Model and Test Results", In *Proceedings of ISES Solar World Congress*, Vol. 2, Pp. 1245-1250, (1991).
12. Fleck, B.A., Meier, R.M. and Matović, M.D., "A Field Study of the Wind Effects on the Performance of an Unglazed Transpired Solar Collector", *Solar Energy*, Vol. 73(3), Pp. 209-216, (2002).

13. Gawlik, K.M. and Kutscher, C.F., "A Numerical and Experimental Investigation of Low-Conductivity Unglazed, Transpired Solar Air Heaters", In *International Solar Energy Conference*, Vol. 16893, Pp. 47-55, (2002).
14. Tajdaran, S., Bonatesta, F., Ogden, R. and Kendrick, C., "CFD Modeling of Transpired Solar Collectors and Characterisation of Multi-Scale Airflow and Heat Transfer Mechanisms", *Solar Energy*, Vol. 131, Pp. 149-164, (2016).
15. Collins, M.R. and Abulkhair, H., "An Evaluation of Heat Transfer and Effectiveness for Unglazed Transpired Solar Air Heaters", *Solar Energy*, Vol. 99, Pp. 231-245, (2014).
16. Badache, M., Rouse, D.R., Hallé, S. and Quesada, G., "Experimental and Numerical Simulation of a Two-Dimensional Unglazed Transpired Solar Air Collector", *Solar Energy*, Vol. 93, Pp. 209-219, (2013).
17. Wang, D., Gao, M., Gao, Q., Liu, Y., Liu, Y. and Liu, J., "Experimental and Numerical Study of the Airflow and Thermal Characteristic of Non-Uniform Transpired Solar Collector", In *Building Simulation*, Vol. 13, Pp. 1305-1319, (2020).
18. Afzali, F., Amiri, H., Nakhaei, V. and Ameri, M., "Fabrication and Thermal Modeling of Unglazed Transpired Solar Air Heater Collectors with Metallic (Steel) and Non-Metallic Absorber Plates", *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17(9), Pp. 339-350, (2017).
19. Kutscher, C.F., "Heat Exchange Effectiveness and Pressure Drop for Air Flow through Perforated Plates with and Without Crosswind", Vol. 116(2), Pp. 391-399, (1994).
20. Gholampour, M. and Ameri, M., "Design Considerations of Unglazed Transpired Collectors: Energetic and Exergetic Studies", *Journal of Solar Energy Engineering*, Vol. 136(3), Pp. 031004-10, (2014).
21. Iranmanesh, M., Akhijahani, H.S. and Jahromi, M.S.B., "CFD Modeling and Evaluation the Performance of a Solar Cabinet Dryer Equipped with Evacuated Tube Solar Collector and Thermal Storage System", *Renewable Energy*, Vol. 145, Pp. 1192-1213, (2020).
22. Iranmanesh, M. and Jahromi, B., "Effect of Forced Convection and PCM Materials on an Indirect Solar Dryer Equipped with Evacuated Heat Pipe Collector", *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 19(11), Pp. 2607-2614, (2019).
23. Rabani, M., and Kalantar, V., "Numerical Investigation of the Heating Performance of Normal and New Designed Trombwall", *Heat and Mass Transfer*, Vol. 52(6), Pp. 1139-1151, (2016).
24. Wilcox, D.C., "Formulation of the KW Turbulence Model Revisited", *AIAA journal*, Vol. 46(11), Pp. 2823-2838, (2008).
25. Davidson, L., "Fluid Mechanics, Turbulent Flow and Turbulence Modeling", *Chalmers University of Technology, Goteborg, Sweden (Nov 2011)*, Pp. 1-564 (2018).
26. Barghi Jahromi, M.S. and Iranmanesh, M., "Experimental Investigation on the Use of PCM in a Pistachio Solar Dryer by the Evacuated Heat Pipe Solar Collector", *Journal of Pistachio Science and Technology*, Vol. 3(6), pp. 73-87, (2019).
27. Gunnewiek, L.H., Brundrett, E. and Hollands, K.G.T., "Flow distribution in Unglazed Transpired Plate Solar Air Heaters of Large Area", *Solar Energy*, Vol. 58(4-6), Pp. 227-237, (1996).

28. Bal, L.M., Satya, S., Naik, S.N. and Meda, V., "Review of Solar Dryers with Latent Heat Storage Systems for Agricultural Products", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 15(1), Pp. 876-880, (2011).
29. Midilli, A., "Determination of Pistachio Drying Behaviour and Conditions in a Solar Drying System", *International Journal of Energy Research*, Vol. 25(8), Pp. 715-725, (2001).
30. Samimi-Akhijahani, H. and Arabhosseini, A., "Accelerating Drying Process of Tomato Slices in a PV-assisted Solar Dryer Using a Sun Tracking System", *Renewable Energy*, Vol. 123, Pp. 428-438, (2018).
31. Mohsenin, N.N., "Physical Properties of Plant and Animal Materials", *Physical Characteristics and Mechanical Properties*. Routledge, Vol.1, (2020).
32. Jahromi, M.S.B., Kalantar, V., Akhijahani, H.S. and Kargarsharifabad, H., "Recent Progress on Solar Cabinet Dryers for Agricultural Products Equipped with Energy Storage Using Phase Change Materials", *Journal of Energy Storage*, Vol. 51, P. 104434, (2022).
33. Fudholi, A., Sopian, K., Ruslan, M.H., Alghoul, M.A. and Sulaiman, M.Y., "Review of Solar Dryers for Agricultural and Marine Products", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 14(1), Pp. 1-30, (2010).
34. Wang, C., Guan, Z., Zhao, X. and Wang, D., "Numerical Simulation Study on Transpired Solar Air Collector", Vol. 3, Pp. 6-9, (2006).
35. Berville, C., Bode, F. and Croitoru, C., "Numerical Simulation Investigation of a Double Skin Transpired Solar Air Collector", *Applied Sciences*, Vol. 12(1), Pp. 520, (2022).
36. Khosravi, A. and Malekan, M., "Effect of the Magnetic Field on the Heat Transfer Coefficient of a Fe₃O₄-Water Ferrofluid Using Artificial Intelligence and CFD Simulation", *The European Physical Journal Plus*, Vol. 134(3), Pp. 1-18, (2019).
37. Andrews, G.E. and Bazdidi-Tehrani, F., "Small Diameter Film Cooling Hole Heat Transfer: The Influence of the Number of Holes", In *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, Vol. 79160, Pp. V004T08A002, (1989).