

The Effect of Air Recirculation on the Efficiency of an Indirect Solar Dryer with a Vacuum Collector Equipped with Phase Change Material and Heat Exchanger

Mohammad Saleh Barghi Jahromi,^{1*} Hadi Samimi Akhijahani²

¹ Department of Mechanical Engineering, University of Jiroft, Jiroft, Iran

msbarghijahromi@ujiroft.ac.ir

² Department of BioSystems Engineering, Faculty of Agriculture, University of Kurdistan, Sanandaj, Iran.

h.samimi@uok.ac.ir

Keywords: solar energy, indirect solar dryer, return air flow, collector thermal efficiency, phase change material.

Original Research Article

Paper History:

Received: 06/02/2026

Revise: 28/02/2026

Accepted: 31/05/2026

Abstract: In the process of drying agricultural products, a high initial moisture content leads to increased energy consumption. To reduce this consumption, the use of solar systems, either independently or in combination with other heat sources, is a common method. However, one of the factors reducing efficiency in dryers is the loss of thermal energy in systems with open airflow. Employing a return airflow at the dryer inlet can improve thermal efficiency and reduce product drying time. In this research, an indirect cabinet-type solar dryer equipped with a vacuum tube solar collector and a heat exchanger fitted with Phase Change Material (PCM) was investigated. The effect of different percentages of return airflow (0, 25, 50, and 70 percent) on Specific Energy Consumption (SEC), overall drying process efficiency, and solar collector efficiency in an indirect cabinet-type solar dryer was examined. Furthermore, to analyze the flow behavior and temperature changes within the dryer, a three-dimensional simulation using Computational Fluid Dynamics (CFD) was performed. The numerical results indicated that the 50% return airflow condition was the optimal state, reducing the drying time from 910 seconds (in the zero case) to 545 seconds, achieving the lowest Specific Energy Consumption of 10.62 MJ/kg by utilizing the latent heat capacity of the PCM. The use of the return airflow system up to 50% improved the overall dryer efficiency by up to 29.01% compared to the no-air-recirculation case. However, increasing the return airflow to 70% resulted in a decrease in efficiency due to the air becoming saturated with moisture and an increase in drying time.

How to cite this article: Barghi Jahromi, M. S., Samimi Akhijahani, S., "The Effect of Air Recirculation on the Efficiency of an Indirect Solar Dryer with a Vacuum Collector Equipped with Phase Change Material and Heat Exchanger", Energy Engineering and Management, Vol. 14, No. 4, PP. 86-107, 2025. <https://doi.org/10.22052/eem.2026.258347.1161>
© 2023 University of Kashan Press.

This is an open access article under the CC BY license. (<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>)



Extended Abstract

Introduction

Solar energy is one of the most promising renewable energy resources due to its wide availability, sustainability, and environmental compatibility. In agricultural applications, solar drying has gained increasing attention as an effective method for preserving products while reducing dependence on fossil fuels. However, conventional solar dryers often suffer from low thermal efficiency, strong dependence on climatic conditions, and limited drying rates, particularly during periods of low solar radiation. To overcome these limitations, various enhancement techniques such as thermal energy storage, using phase change materials (PCM) and air recirculation systems, have been proposed. The integration of PCM allows excess thermal energy to be stored during peak solar hours and released when solar radiation decreases while air recirculation improves heat utilization and reduces energy losses. Despite numerous experimental studies, a comprehensive understanding of the coupled thermal and fluid dynamic behavior of solar dryers, equipped with PCM and air recirculation systems, remains limited. Therefore, the present study aims to investigate experimentally and numerically the thermal performance, airflow characteristics, drying kinetics, and energy efficiency of a hybrid solar dryer integrated with a heat exchanger, PCM, and different air recirculation ratios under realistic operating conditions.

Materials and Methods

In this study, a hybrid indirect solar dryer equipped with a heat pipe evacuated tube solar collector, a heat exchanger, a tank containing phase change material, a drying cabinet, and an adjustable air recirculation system was investigated. The working fluid inside the drying chamber was air, while water was used as the heat transfer fluid in the heat exchanger. Experimental drying tests were conducted under clear sky conditions using apple slices as the drying

material. Four different air recirculation ratios (0%, 25%, 50%, and 70% of outlet airflow) were examined at a constant air mass flow rate of 0.09 kg/s. Temperature, relative humidity, solar radiation intensity, airflow velocity, and sample mass were continuously recorded using calibrated sensors and K-type thermocouples.

To complement the experimental investigation, a three-dimensional numerical model of the solar dryer was developed using computational fluid dynamics (CFD) in ANSYS software. The simulations were performed under steady-state conditions due to negligible temporal variations in airflow patterns during drying. The governing equations of mass, momentum, and energy were solved using the realizable $k-\epsilon$ turbulence model to capture the turbulent airflow behavior inside the dryer and heat exchanger. Boundary conditions were defined based on experimental measurements. Grid independence tests were conducted using coarse, fine, and very fine meshes to ensure numerical accuracy, and the fine mesh with approximately one million elements was selected due to its balance between accuracy and computational cost. Model validation was performed by comparing simulated temperature results with experimental data.

Results

The experimental results showed that solar radiation increased from morning hours and reached its peak between 13:00 and 14:00, with values ranging from approximately 40 to 960 W/m². Ambient temperature increased with solar intensity, while relative humidity decreased due to enhanced evaporation. CFD results revealed that airflow velocity was lower near the heat exchanger tubes and cabinet corners, while higher velocities occurred in the main flow paths. Increasing the air recirculation ratio significantly affected temperature distribution, airflow turbulence, and drying behavior.

Among the investigated cases, the 50% air recirculation ratio provided the most favorable thermal performance. This

condition resulted in higher average drying chamber temperatures, improved heat recovery, and enhanced drying rates without excessive moisture accumulation. The drying time was reduced from 910 s at 0% recirculation to 545 s at 50% recirculation. However, further increasing the recirculation ratio to 70% led to higher moisture content in the circulating air, which negatively affected moisture removal and increased drying time.

Energy performance analysis indicated that the lowest specific energy consumption (SEC) of 10.62 MJ/kg was achieved at 50% air recirculation with PCM integration. The overall drying efficiency increased by approximately 7.7% to 29.0% compared to the system without air recirculation. CFD predictions showed good agreement with experimental results, with a coefficient of determination (R^2) greater than 0.946 and relative errors between 2.1% and 4.6%.

Discussion and Conclusion

The results demonstrate that combining PCM-based thermal energy storage with a controlled air recirculation mechanism significantly enhances the thermal and energetic performance of solar dryers. Air recirculation improves heat utilization and reduces energy losses; however, excessive recirculation leads to increased humidity levels that limit drying efficiency. The optimal recirculation ratio was found to be 50%, whereby a balance between thermal energy recovery and moisture removal was achieved. The CFD model successfully predicted airflow and temperature distributions, confirming its suitability for analyzing and optimizing solar drying systems. The findings suggest that integrating desiccant materials could further improve system performance by reducing moisture accumulation in recirculated air. Overall, this study provides valuable insights into the design and optimization of high-

efficiency solar dryers for agricultural applications.

تأثیر جریان بازگشتی هوا بر راندمان خشک کن خورشیدی غیرمستقیم با کلکتور خلأ مجهز به ماده تغییر فاز دهنده و مبدل حرارتی

محمد صالح برقی جهرمی^{۱*}، هادی صمیمی اخيجهانی^۲

^۱ استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه جیرفت، جیرفت، ایران. msbarghijahromi@ujiroft.ac.i

^۲ دانشیار، گروه مهندسی بیوسیستم دانشکده کشاورزی، دانشگاه کردستان، کردستان، ایران. h.samimi@uok.ac.ir

واژه‌های کلیدی:

انرژی خورشیدی، خشک کن خورشیدی
غیرمستقیم، جریان هوای بازگشتی، بازده حرارتی
کلکتور، ماده تغییر فاز دهنده

چکیده: در فرایند خشک کردن محصولات کشاورزی، وجود میزان زیاد رطوبت اولیه سبب افزایش مصرف انرژی می گردد. به منظور کاهش این مصرف، بهره گیری از سامانه های خورشیدی به صورت مستقل یا ترکیبی با دیگر منابع حرارتی، روشی متداول محسوب می شود. با این حال، یکی از عوامل کاهش کارایی در خشک کن ها، اتلاف انرژی گرمایی در سیستم های دارای جریان باز است. به کارگیری جریان هوای بازگشتی در ورودی خشک کن می تواند موجب بهبود راندمان حرارتی و کاهش زمان خشک شدن محصول گردد. در این پژوهش، یک خشک کن خورشیدی غیرمستقیم از نوع کابیتی که به یک کلکتور خورشیدی لوله خلأ و یک مبدل حرارتی مجهز به ماده تغییر فاز دهنده (PCM) مجهز است، مورد بررسی قرار گرفت. تأثیر درصدهای مختلف جریان بازگشتی (۰، ۲۵، ۵۰ و ۷۰ درصد) بر مصرف انرژی ویژه (SEC)، بازده کلی فرایند خشک کردن و راندمان کلکتور خورشیدی در یک خشک کن خورشیدی غیرمستقیم از نوع کابیتی مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین به منظور تحلیل رفتار جریان و تغییرات دمایی در داخل خشک کن، شبیه سازی سه بعدی با روش دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) انجام گردید. نتایج عددی نشان داد که حالت ۵۰ درصد جریان بازگشتی، بهینه ترین وضعیت است؛ به طوری که زمان خشک سازی را از ۹۱۰ ثانیه (در حالت صفر) به ۵۴۵ ثانیه کاهش داده و کمترین مصرف انرژی ویژه معادل ۱۰/۶۲ مگاژول بر کیلوگرم را با استفاده از ظرفیت حرارتی نهفته در PCM را به دست آورد. استفاده از سامانه جریان بازگشتی تا ۵۰ درصد موجب بهبود راندمان کلی خشک کن تا ۲۹/۰۱ درصد نسبت به حالت بدون بازگشت هوا گردید. با این حال، افزایش جریان بازگشتی به ۷۰ درصد به دلیل اشباع شدن هوا از رطوبت و افزایش زمان خشک سازی، منجر به کاهش کارایی شد.

مقاله علمی پژوهشی

تاریخ دریافت: ۱۴۰۴/۱۱/۱۷

تاریخ بازنگری: ۱۴۰۴/۱۲/۰۹

تاریخ پذیرش: ۱۴۰۵/۰۳/۱۰

۱. مقدمه

کارایی سامانه‌های تولید و عرضه انرژی، به‌ویژه در بخش منابع پاک و تجدیدپذیر، از موضوعات بنیادین در مطالعات مرتبط با انرژی به شمار می‌رود. در ایران، دسترسی گسترده به منابع سوخت فسیلی سبب شده است که در سال‌های گذشته توجه کافی به الگوی مصرف انرژی و ارتقای بهره‌وری تجهیزات و سامانه‌های مصرف‌کننده صورت نگیرد. با این حال، افزایش نگرانی‌ها نسبت به کاهش ذخایر سوخت‌های فسیلی و پیامدهای زیست‌محیطی ناشی از مصرف آن‌ها، موجب شده است که در برنامه‌های کلان توسعه کشور اهداف مشخصی در زمینه انرژی‌های تجدیدپذیر تعریف شود. براساس این برنامه‌ها، پیش‌بینی شده است که تا افق ۱۴۳۰ سهم قابل توجهی از برق تولیدی کشور، معادل حداقل ۳۰ درصد، از منابع انرژی نو تأمین گردد که بخش عمده‌ای از آن، بیش از نیمی از این مقدار، به انرژی خورشیدی اختصاص دارد [۱]. در نتیجه، توسعه فناوری‌ها و سامانه‌هایی که قابلیت استفاده مستقل یا تلفیقی از منابع تجدیدپذیر را داشته باشند، به عنوان یک ضرورت فنی و راهبردی مطرح می‌شود [۲]. در میان انواع منابع انرژی تجدیدپذیر، انرژی حاصل از تابش خورشید به دلیل گستردگی، پایداری و سهولت بهره‌برداری، جایگاه ویژه‌ای در مطالعات و طراحی سامانه‌های انرژی پیدا کرده است. شرایط اقلیمی ایران، با قرارگیری در محدوده عرض جغرافیایی ۲۵ تا ۴۰ درجه شمالی و طول ۴۳ تا ۵۵ درجه شرقی و برخورداری از میانگین حدود ۳۰۰ روز آفتابی در سال، این کشور را به یکی از مناطق مناسب برای بهره‌گیری از انرژی خورشیدی در کاربردهای متنوع، به‌ویژه فرایندهای حرارتی نظیر خشک‌سازی، تبدیل کرده است [۳]. بررسی‌ها نشان می‌دهد بخش کشاورزی سهم قابل توجهی از مصرف انرژی جهانی را به خود اختصاص می‌دهد، به‌طوری‌که بیش از یک‌سوم انرژی تولیدشده در این بخش مصرف شده و حدود ۱۲ درصد از آن صرف عملیات خشک‌کردن محصولات می‌شود [۴]. فرایند خشک‌سازی از جمله عملیات صنعتی با پیچیدگی بالا و نیازمند مصرف قابل توجه انرژی است و انتخاب شیوه مناسب آن می‌تواند ضمن کاهش هزینه‌های انرژی، موجب ارتقای کیفیت محصول نهایی گردد. در شرایط کنونی، استفاده از هوای گرم به‌عنوان عامل انتقال حرارت، رایج‌ترین روش مورد استفاده برای خشک‌کردن محصولات کشاورزی محسوب می‌شود.

مطالعات متعددی در سال‌های اخیر به تحلیل، مدل‌سازی و ارزیابی عملکرد انواع خشک‌کن‌های خورشیدی اختصاص یافته‌اند. بخش قابل توجهی از این پژوهش‌ها بر بررسی تأثیر به‌کارگیری

جریان برگشتی هوا و همچنین استفاده از مواد تغییر فازدهنده در بهبود عملکرد حرارتی و راندمان خشک‌کن‌های خورشیدی تمرکز داشته‌اند. در این راستا، پژوهش‌های متعددی به استفاده از سامانه‌های مجهز به جریان بازچرخانی هوا به همراه واحدهای ذخیره‌سازی انرژی در فرایند خشک‌سازی محصولات پرداخته‌اند که در ادامه به برخی از مطالعات شاخص در این زمینه اشاره می‌شود.

عزیز و همکاران [۵] یک سامانه نوین خشک‌کن گلخانه‌ای را به‌صورت تجربی مورد بررسی قرار دادند که در آن عملکرد سیستم در شرایط بهره‌برداری ترکیبی، با حضور و عدم حضور واحد ذخیره انرژی حرارتی، برای خشک‌کردن گیاه لفل مقایسه شد. ساختار این سامانه شامل دو گلخانه خورشیدی، یک واحد ذخیره انرژی و دو آب‌گرم‌کن خورشیدی مشابه بود. نتایج آزمایش‌ها نشان داد که دمای هوای داخل گلخانه مجهز به ماده تغییر فازدهنده در طول شب به‌طور متوسط حدود ۷/۵ درجه سلسیوس بالاتر از سایر سامانه‌ها باقی می‌ماند. همچنین، رطوبت نسبی داخل محفظه خشک‌کن حاوی PCM پس از غروب خورشید حدود ۱۸/۶ درصد کمتر از رطوبت نسبی محیط گزارش شد. مدت زمان مورد نیاز برای خشک‌سازی محصول در حالت استفاده از PCM برابر با ۳۰ ساعت بود، درحالی‌که این زمان برای سامانه بدون PCM به ۷۵ ساعت و برای روش سنتی خشک‌کردن در فضای باز به ۵۵ ساعت افزایش یافت. این یافته‌ها نشان می‌دهند که استفاده از PCM نه تنها به حفظ دمای بالاتر و کاهش رطوبت در ساعات غیرآفتابی کمک می‌کند، بلکه با ذخیره انرژی حرارتی خورشیدی در طول روز و آزادسازی تدریجی آن در شب، به‌طور قابل توجهی فرایند خشک‌سازی را تسریع کرده و بهینه‌سازی می‌کند. در صورت ترکیب این سیستم با جریان بازگشتی هوا، می‌توان انتظار داشت که راندمان کلی خشک‌کن و یکنواختی دما و رطوبت در داخل محفظه به شکل مؤثرتری بهبود یابد، چراکه جریان بازگشتی می‌تواند حرارت ذخیره‌شده را به‌طور کارآمدتری در سراسر محصول توزیع کند و از اتلاف انرژی جلوگیری نماید.

رابها و همکاران [۶] نیز به بررسی عملکرد یک خشک‌کن خورشیدی با همرفت اجباری در دو حالت استفاده از موم پارافین به‌عنوان ماده تغییر فازدهنده و بدون آن پرداختند. در این تحقیق، از یک واحد ذخیره‌سازی گرمای نهان از نوع پوسته و لوله در سامانه خشک‌کن خورشیدی مجهز به PCM استفاده شد. نتایج نشان داد که میزان رطوبت نهایی محصول در خشک‌کن دارای ماده تغییر فازدهنده طی چهار روز متوالی به دست آمد که در مقایسه با خشک‌کن خورشیدی فاقد PCM مقدار کمتری را نشان می‌دهد. این نتایج

گویای آن است که PCM با جذب حرارت خورشیدی در طول روز و آزادسازی تدریجی آن در دوره‌هایی که تابش خورشید محدود است، به حفظ دمای پایداری و در نتیجه کاهش زمان خشک‌شدن و رطوبت نهایی محصول کمک شایانی می‌کند. اگر این سیستم با جریان بازگشتی هوا همراه شود، می‌تواند با توزیع مجدد و یکنواخت‌تر حرارت و رطوبت در داخل کابین خشک‌کن، راندمان فرایند را بیش‌ازپیش افزایش دهد؛ چراکه هوای گرم و خشک شده مجدداً به چرخه بازمی‌گردد و باعث کاهش اتلاف انرژی و بهبود کیفیت محصول نهایی می‌گردد.

مورگاسان و همکاران [۷] یک مطالعه تجربی را بر روی یک خشک‌کن خورشیدی یکپارچه با حداقل مقدار ماده PCM که از نظر استراتژیکی در طول دیواره‌های داخلی محفظه خشک‌کن قرار داده شده بود، انجام دادند. در این تحقیق عملکرد ترمودینامیکی این سیستم ارتقا یافته با pcm با یک خشک‌کن خورشیدی همرفت طبیعی معمولی بدون ذخیره حرارتی مقایسه شده است. نتایج نشان داد که با افزودن ماده PCM بازده اکسرژی از ۲۱ درصد در خشک‌کن به ۲۶ درصد افزایش می‌یابد. علاوه بر این، شاخص پایداری از ۱/۲۷ به ۱/۴۱ بهبود یافت، درحالی‌که ضریب تأثیر محیطی کاهش مطلوبی از ۳/۷۷ به ۲/۵۰ نشان داد.

گریسیا و همکاران [۸] به طراحی و تحلیل عملکرد یک خشک‌کن خورشیدی ویژه خشک‌سازی میوه انبه پرداختند که به سامانه ذخیره انرژی حرارتی و مدار بازچرخانی هوا مجهز بود. نتایج حاصل از این تحقیق بیانگر آن است که استفاده از ساختار ترکیبی در خشک‌کن خورشیدی قادر است زمان لازم برای خشک‌سازی را از ۷/۱۷ ساعت به ۵/۳۲ ساعت کاهش دهد. این نتایج نشان می‌دهد که ترکیب سامانه ذخیره انرژی حرارتی با جریان بازچرخانی هوا به‌طور مؤثری موجب بهینه‌سازی فرایند خشک‌سازی می‌شود. سامانه ذخیره انرژی حرارتی با جذب و ذخیره حرارت در طول روز، انرژی لازم را در ساعات پایانی و شب برای فرایند خشک‌سازی فراهم می‌کند. همچنین، با استفاده از جریان بازگشتی هوا، حرارت به‌طور یکنواخت در فضای خشک‌کن توزیع می‌شود که در نتیجه راندمان کلی سیستم را افزایش و زمان خشک‌سازی را کاهش می‌دهد. این بهبودها نشان‌دهنده پتانسیل بالای استفاده از فناوری‌های ترکیبی در بهینه‌سازی فرایندهای خشک‌سازی محصولات کشاورزی است.

همچنین، متحیر و همکاران [۹] اثر استفاده از صفحه جاذب متخلخل به همراه جریان بازگشتی هوا را بر بهبود شاخص‌های انرژی و اکسرژی یک کلکتور خورشیدی مورد مطالعه قرار دادند. در این

تحقیق، سه دبی جرمی مختلف هوا شامل ۰/۰۰۹، ۰/۰۱۸ و ۰/۰۳۶ کیلوگرم بر ثانیه مورد بررسی قرار گرفت. به‌منظور تحلیل رفتار حرارتی کلکتور، از شبیه‌سازی عددی مبتنی بر دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) برای پیش‌بینی دمای هوای خروجی و پارامترهای انرژی و اکسرژی استفاده شد. مقایسه نتایج عددی و داده‌های آزمایشگاهی حاکی از تطابق مناسب میان آن‌ها بود. بیشترین مقدار بازده انرژی و اکسرژی به‌ترتیب برابر با ۶۳/۴ درصد و ۲۲/۳ درصد و مربوط به دبی جرمی ۰/۰۰۹ کیلوگرم بر ثانیه گزارش شد. به‌طورکلی، نتایج این مطالعه نشان داد که ترکیب صفحه متخلخل با سامانه جریان بازچرخانی، علاوه بر ارتقای عملکرد حرارتی خشک‌کن، موجب افزایش نرخ خشک‌سازی محصولات نیز می‌شود. با استفاده از صفحه جاذب متخلخل و جریان بازگشتی، هوای گرم در محفظه به‌طور مؤثری توزیع شده و این موضوع نه تنها به بهبود بازده حرارتی کلکتور کمک می‌کند، بلکه انرژی بیشتری برای فرایند خشک‌سازی فراهم می‌آورد. این ترکیب منجر به افزایش یکنواختی دما در داخل خشک‌کن و کاهش زمان مورد نیاز برای خشک‌سازی محصولات می‌گردد. در نتیجه، بهره‌وری سیستم به‌طور قابل توجهی افزایش یافته و مصرف انرژی به حداقل می‌رسد.

آجیت کومار و گانیش کومار [۱۰] عملکرد یک هواگرمن خورشیدی غیرمستقیم را برای خشک‌کردن سیب‌زمینی شیرین با و بدون مواد تغییر فازدهنده در محفظه خشک‌کن بررسی کردند. افزودن ماده PCM یکنواختی حرارتی را افزایش داده و در دسترس بودن گرمای مؤثر را افزایش داده و موجب کاهش رطوبت از ۶۹/۹۴ درصد به ۶/۶۷ درصد می‌شود. بازده خشک‌کردن تقریباً ۱/۵۱ درصد بهبود یافت. درحالی‌که چروکیدگی محصول از ۳/۳۵ درصد به ۱/۹۴ درصد کاهش یافت که نشان‌دهنده حذف یکنواخت رطوبت است. همچنین سیستم با استفاده از PCM به نرخ خشک شدن بالاتر (۱۳/۳۷ کیلوگرم در ساعت در مقابل ۱۲/۱۶ کیلوگرم در ساعت) دست یافت و نگهداری بهتری از اجزای تغذیه‌ای به‌ویژه پروتئین خام و چربی نشان داد. به‌طورکلی تعبیه PCM در محفظه خشک‌کن باعث بهبود پایداری حرارتی، بازده خشک‌کردن و کیفیت محصول می‌شود. در این راستا، چربی خام در ظروف کروی کپسوله شده و در داخل محفظه خشک‌کن قرار داده شد تا ذخیره گرمای نهان را فراهم کرده و محیط حرارتی را تثبیت کند.

الکتارانی و همکاران [۱۱] یک خشک‌کن خورشیدی را که با ماده تغییر فاز یکپارچه شده بود، به‌منظور کاهش تنزل عملکرد در شرایط تابش خورشید کم و آب‌وهوای سخت ارزیابی کردند. سیستم

اصلاح شده شامل ۱ کیلوگرم (۶ قوطی) و ۲ کیلوگرم (۱۲ قوطی) PCM در داخل هواگرمن خورشیدی صفحه تخت بود و با یک خشک کن سستی مقایسه شد. نتایج نشان داد که یکپارچگی PCM دمای خشک شدن را تثبیت کرده و به عنوان یک منبع حرارتی کمکی در حین عملیات عمل می کند. میانگین حذف رطوبت از ۸۲/۵ درصد در خشک کن مرجع به ۸۶/۵ درصد و ۸۹/۷ درصد با استفاده از ۶ و ۱۲ قوطی PCM افزایش یافت. افزایش حرارت مفید تا ۳/۹ درصد (۶ قوطی) و ۹/۵ درصد (۱۲ قوطی) بهبود یافت، در حالی که راندمان حرارتی تقریباً ۲/۵ درصد و ۶/۸ درصد افزایش پیدا کرد. تجزیه و تحلیل اکسرژی حاکی از حداکثر افزایش اکسرژی معادل ۵۹۳ وات، بازده اکسرژی ۲۰ درصد و شاخص پایداری ۴۶ درصد برای یکپارچگی با ۱۲ قوطی PCM بود. از نظر اقتصادی، زمان بازگشت انرژی به ترتیب ۳۳/۷ درصد و ۳۵/۱ درصد برای سیستم های ۶ و ۱۲ قوطی PCM کاهش یافت. به طور کلی، گنجاندن PCM در داخل هواگرمن خورشیدی صفحه تخت پایداری حرارتی را افزایش داده، عملکرد انرژی و اکسرژی را بهبود بخشیده و زمان بازگشت اقتصادی را کاهش داد.

آق خانی و همکاران [۱۲] نیز عملکرد یک خشک کن خورشیدی با سامانه گردش هوای بسته به همراه محفظه جذب رطوبت حاوی سیلیکاژل را مورد مطالعه قرار دادند. این سامانه شامل کلکتور خورشیدی، محفظه خشک کن، واحد جاذب رطوبت، دمنده، مجاری انتقال هوا و سیستم های اندازه گیری و کنترل بود. آزمایش ها با استفاده از گیاه نعنای در سه سطح دمایی ۴۰، ۴۵ و ۵۰ درجه سلسیوس، در دو حالت گردش هوای باز و بسته انجام شد و شاخص هایی نظیر نرخ خشک سازی و میزان مصرف انرژی مورد مقایسه قرار گرفت. نتایج بیانگر آن بود که استفاده از سامانه گردش هوای بسته تأثیر قابل توجهی بر کاهش مصرف انرژی و افزایش بازده خشک کن دارد. در سامانه هوای باز، افزایش دمای هوای ورودی منجر به کاهش زمان و بازده خشک سازی و هم زمان افزایش مصرف انرژی شد، در حالی که در سامانه گردش هوای بسته، افزایش دما سبب کاهش انرژی مصرفی و بهبود بازده و سرعت خشک شدن گردید. بیشترین مقدار بازده خشک کن مربوط به شرایط دمایی ۵۰ درجه سلسیوس در حالت گردش هوای بسته گزارش شد. در نهایت، متوسط بازده کلکتور خورشیدی و بیشینه بازده خشک کن به ترتیب برابر با ۰/۳۴ و ۰/۴۱ به دست آمد.

این مطالعه نشان می دهد که ترکیب سامانه گردش هوای بسته با محفظه جذب رطوبت حاوی سیلیکاژل، یک رویکرد مؤثر برای

بهینه سازی فرایند خشک سازی است. گردش هوای بسته با حفظ و هدایت مجدد هوای گرم و تا حدی خشک شده به داخل سیستم، از اتلاف حرارت و رطوبت جلوگیری می کند و این موضوع منجر به کاهش قابل توجه مصرف انرژی و افزایش بازده خشک کن می شود. علاوه بر این، حضور سیلیکاژل به عنوان یک جاذب رطوبت، راندمان فرایند را با برداشت مؤثر رطوبت از هوای در گردش، بیش از پیش بهبود می بخشد. این هم افزایی بین گردش هوای بسته و جذب رطوبت، به ویژه در دماهای بالاتر، باعث افزایش سرعت خشک شدن و حصول بازدهی بالاتر در مقایسه با حالت گردش هوای بازمی گردد. احمدی و همکاران [۱۳] به منظور غلبه بر محدودیت های کارایی در کاربردهای خشک کن خورشیدی، افزایش حرارتی یک هواگرمن خورشیدی صفحه تخت را که با ماده تغییر فاز دهنده و مکانیزم گردش مجدد هوا یکپارچه شده بود، بررسی کردند. لوله های مسی پر شده با PCM به صورت عمودی بالای صفحه جاذب با فواصل ۵، ۱۰ و ۱۵ سانتی متر نصب شدند و عملکرد سیستم از طریق خشک کردن میوه سنجد ارزیابی شد. نتایج نشان داد که ترکیب PCM با جریان هوای برگشتی، راندمان های خشک کردن و حرارتی را به ترتیب به ۴۳/۴۲ درصد و ۱۶/۷۵ درصد بهبود بخشید. میانگین راندمان حرارتی کلکتور برای فواصل ۵، ۱۰ و ۱۵ سانتی متر به ترتیب به ۵۳/۲۶ درصد، ۵۴/۸۹ درصد و ۵۶/۲۹ درصد رسید، در حالی که گردش مجدد هوا به تنهایی راندمان حرارتی را حداقل ۱۱/۶۵ درصد افزایش داد. بهینه سازی اقتصادی تقریباً ۸/۶ درصد بهبود اضافی به همراه داشت. مدل هندرسون و پابی بهترین توصیف را از سینتیک خشک کردن ارائه داد و پیش بینی های CFD با آزمایشات توافق خوبی داشتند که خطای نسبی ۲/۵۶ درصد را نشان دادند. این یافته ها نشان می دهد که گنجاندن PCM در داخل هواگرمن خورشیدی به طور قابل توجهی قابلیت ذخیره گرما و عملکرد کلی سیستم خشک کن را افزایش می دهد.

بررسی های انجام شده پیرامون خشک کن های خورشیدی غیرمستقیم نشان می دهد که کلکتور لوله خال با فناوری هیت پایپ، نسبت به سایر کلکتورهای صفحه ای، بیشترین کارایی حرارتی و کوتاه ترین زمان پاسخ را در تبدیل انرژی خورشیدی به فرایند خشک کردن ارائه می دهد، هر چند به طور گسترده به کارگیری نشده است. افزون بر این، مواد ذخیره کننده انرژی غالباً به طور مستقیم یا غیرمستقیم درون خشک کن یا مسیر هوای عبوری از خشک کن جای می گیرند. در این پژوهش برای افزایش بازدهی مواد تغییر فاز دهنده که درون لوله های مسی جای داده شده اند، مخزنی برای ذخیره آب

(ب)



(ج)

شکل (۱): (الف) شماتیک خشک‌کن خورشیدی کابینتی شامل: ۱. سینی و محفظه خشک‌کن؛ ۲. فن؛ ۳. پایه نگهدارنده؛ ۴. کانال هوای خروجی؛ ۵. مبدل حرارتی؛ ۶. در محفظه؛ ۷. کلکتور لوله خلا (ETSC)؛ ۸. مخزن انبساط که در آن ماده PCM در کویل مسی قرار دارد. (ب) شماتیک خشک‌کن خورشیدی کابینتی مجهز به سامانه استفاده مجدد از هوای خروجی شامل: ۱. سینی و محفظه خشک‌کن؛ ۲. فن؛ ۳. کانال هوای خروجی؛ ۴. مبدل حرارتی؛ ۵. هوای خروجی؛ ۶. هوای ورودی؛ ۷. کانال جریان بازگشتی، (ج) محل قرارگیری ترموکوپل نوع K و رطوبت‌سنج متصل به دیتالاگر و قرارگرفتن پیرانومتر روی کلکتور خورشیدی لوله خلا

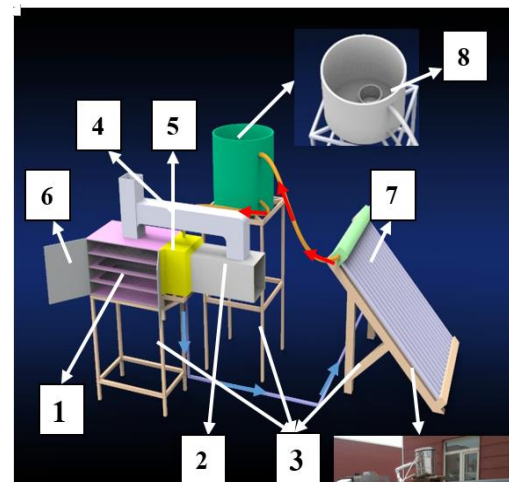
در شکل (۱)، اجزای اصلی سامانه عبارت‌اند از: کلکتور لوله خلا، مخزن انبساط، مواد PCM واقع درون لوله‌های مسی که در مخزن انبساط جای گرفته‌اند، مبدل حرارتی (رادیاتور) که ورودی محفظه

کلکتور در نظر گرفته شده است تا انرژی در ساعات اوج تابش خورشید جذب گردد و در دوره‌های غیبت تابش بتواند برای ادامه فرایند خشک‌سازی محصول بازگردد. همچنین اثر بازگشت جریان هوای فراخروجی بر مقادیر کارایی و کل انرژی مصرفی خشک‌کن خورشیدی مورد بررسی قرار گرفته است. عملکرد حرارتی ماده PCM و مطالعه پارامترهای سرعت، دما و رطوبت از طریق شبیه‌سازی به روش CFD در نرم‌افزار Ansys Fluent انجام شده است.

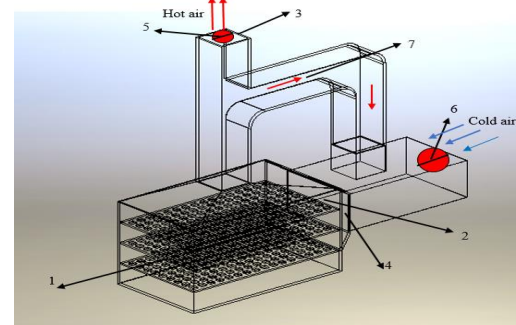
۲. مواد و روش‌ها

۲.۱. معرفی سامانه

خشک‌کن خورشیدی که در این پژوهش مورد مطالعه قرار گرفته است، در شکل (۱-الف) نمایش داده شده است. این سامانه با ابعاد طولی ۱۰۰ سانتی‌متر، عرضی ۶۰ سانتی‌متر و ارتفاع ۶۰ سانتی‌متر طراحی شده و از ورق گالوانیزه ساخته شده است. نمونه‌های محصول در داخل واحد خشک‌کن خورشیدی دارای سینی و با جریان اجباری قرار می‌گیرند و گرمای لازم از طریق کلکتور لوله خلا از نوع هیت-پایپ تأمین می‌گردد تا فرایند خشک‌سازی انجام شود.



(الف)



جدول (۲): ویژگی‌های ترموفیزیکی ماده پارافین	
ویژگی	مقدار
گرمای ویژه (kJ/kg K)	۲/۱
هدایت حرارتی (W/m K)	۰/۲
گرمای نهان (kJ/kg)	۱۶۶
ضریب انبساط حجمی (1/K)	۰/۰۰۰۵۶۱
چگالی (kg/m ³)	۷۸۳
دمای حالت مایع (K)	۳۲۵
دمای حالت جامد (K)	۳۱۷/۳

برای تحلیل روند خشک کردن محصول در صورت تغییر شرایط، از ورقه‌های لایه نازک سیب به ضخامت ۵ میلی متر استفاده شد که بر روی سینی‌های محصول قرار گرفته و در کابینت خشک می شدند. دمای بخش‌های مختلف خشک کن با استفاده از ترموکوپل نوع K اندازه گیری شد (شکل ۱-ج) و داده ها به رایانه متصل گردید. همچنین سرعت هوای جریانی در سامانه خشک کن و هوای محیط با به کارگیری اندازه گیر سرعت مدل Testo-454 از شرکت Lutron (تایوان) با دقت ۰/۱ متر بر ثانیه کنترل می شود. رطوبت نسبی هوای محیط نیز با استفاده از رطوبت سنج مدل HT-3600 از شرکت Lutron (تایوان) با دقت ۳ درصد اندازه گیری می گردد. برای اندازه گیری شدت تابش خورشیدی از دستگاه پیرانومتر مدل Kipp Zonen, CMP6 با دقت ۴ وات بر مترمربع استفاده گردید. ترموکوپل نوع K و پیرانومتر مستقیماً به دیالاکتر ۱۶ کاناله مدل Hioki 32M96 با دقت ۰/۱ درصد برای ثبت داده ها به صورت فایل اکسل متصل شدند. کلیه آزمایش ها در مرکز تحقیقات انرژی های تجدیدپذیر دانشگاه جیرفت در بازه زمانی ۸ روزه از ۱۲ تا ۲۰ تیرماه سال ۱۴۰۲ از ساعات ۷:۰۰ تا ۲۴:۰۰ اجرا شد. شهر جیرفت در استان کرمان به طول جغرافیایی ۵۷ درجه شرقی و عرض جغرافیایی ۲۸ درجه شمالی و ارتفاع ۹۶۰ متر بالاتر از سطح متوسط دریا قرار دارد.

۲.۲. بازده کلکتور خورشیدی

انرژی جذب شده در طول فرایند گرمادهی به دو بخش تقسیم می شود: بخش نخست مربوط به محفظه ماده PCM است که معادل با لوله مارپیچی مسی می باشد و بخش دوم مربوط به پارافین است [۱۳]. در شکل (۲)، مدار حرارتی که انرژی ذخیره می کند شامل سیال، ماده جاذب و پوسته ماده جاذب (که از مس ساخته شده) نشان داده می شود. گرمایی که سیال از طریق همرفت به دیواره مسی منتقل می کند، پس از آن از طریق هدایت به پارافین درون لوله مارپیچ منتقل می گردد. در این وضعیت، حرارتی که از کلکتور خورشیدی دریافت می شود با به وسیله سیال و پارافین ذخیره می شود و یا دوباره آزاد می شود.

خشک کن را تغذیه می کند، فن با منبع تغذیه DC، محفظه خشک کن و سامانه اندازه گیری و کنترل دما و رطوبت. در گام نخست، آب تغذیه پس از ورود به کلکتور لوله خلاً به مخزن انبساط منتقل می شود و از آنجا خروجی به مبدل حرارتی با رادیاتور وارد می شود. این رادیاتور توسط یک فن که موتور DC دارد، هوا را به سمت محفظه خشک کن جابه جا می کند. سپس خروجی آب از رادیاتور به کلکتور لوله خلاً بازمی گردد تا دوباره به مخزن انبساط برگشت کند و چرخه تکرار شود.

در شکل (۱-ب) چگونگی به کارگیری جریان برگشتی هوا در سامانه نمایش داده می شود. در ورودی و خروجی خشک کن یک دمپر یا دریچه کنترل جریان برگشتی برای وضعیت های ۰ تا ۱۰۰ درصد نصب شده است. ارزیابی ها برای چهار بازه ۰، ۲۵، ۵۰ و ۷۰ درصد انجام می شود. هنگامی که دریچه برگشتی بیش از ۷۰ درصد گشوده می شد، فرایند خشک کردن به دلیل سطح بالای رطوبت در جریان برگشتی متوقف می گردید؛ از این رو برای تحلیل ها از وضعیت های با درصد برگشتی کمتر از ۷۰ درصد استفاده شد. تغییرات سرعت هوای برگشتی با استفاده از سرعت سنج اندازه گیری می شد. مشخصات دقیق اجزای مختلف خشک کن و PCM به کاررفته در این مطالعه، به ترتیب در جدول های (۱) و (۲) آورده شده است.

جدول (۱): مشخصات خشک کن خورشیدی کابینتی مجهز به سامانه

جریان بازگشتی و ماده تغییر فاز دهنده	
اجزا	جزئیات و ابعاد
کلکتور لوله خلاً	مدل: SK-H15-45، لوله جاذب مسی، داخلی، قطر داخلی: 45mm، قطر خارجی: 58mm، طول لوله ها: 1800mm، تعداد لوله ها: ۱۵، سطح مؤثر کلکتور: 1.9 m ² ، زاویه شیب: 35o
مبدل حرارتی	مدل: Welo Armko ساخت ایران، قطر لوله آلومینیومی: 5 mm، تعداد ردیف ها: ۳۰، فاصله بین ردیف ها: 10 mm
لوله های اتصال	لوله های PVC با قطر 10 mm و عایق پشم شیشه
فن انتقال هوا	۱۲ آمپر با ولتاژ DC، Sunon ساخت کشور چین
محفظه خشک کن خورشیدی	تخته فیبر (MDF) با ضخامت 10 mm ابعاد 1000×600×600 mm عایق کاری شده با پشم شیشه به ضخامت 40 mm
سینی	جنس پلی اتیلن با حفره های مستطیلی به ابعاد 900 mm×500 mm
منبع ذخیره	مخزن استوانه ای، استیل ضد زنگ، قطر 500 mm، ارتفاع 600 mm، ضخامت 2 mm عایق کاری شده با پشم شیشه به ضخامت 40 mm
پمپ سیر کولاتور	پمپ محوری، ۱۲ ولت، ۱۰ آمپر، مدل: (NM, 32-60- (180 با دبی جریان 0.43 l/min
ماده تغییر فاز دهنده	لوله مسی مارپیچ پر شده با 2.95 kg پارافین مدل RT50، قطر لوله 30 mm، تعداد پیچ ها ۶ و ضخامت لوله 1 mm

یکی از مهم‌ترین عوامل تأثیرگذار در انتخاب کلکتور برای یک فرایند گرمایی، بازده حرارتی هست که عبارت است از انرژی حرارتی خروجی از کلکتور به انرژی حرارتی (خورشیدی) رسیده به سطح کلکتور. برای محاسبه میزان انرژی رسیده به سطح کلکتور از رابطه (۵) استفاده می‌شود:

$$Q_u = AF_R([I_{b,T}(\tau\alpha)] - U_L(T_i - T_a)) \quad (5)$$

که در آن A سطح کلکتور، F_R ضریب انتقال گرمای کلکتور، $I_{b,T}$ شدت تابش خورشیدی، $\tau\alpha$ حاصل ضرب ضریب مؤثر عبور و ضریب جذب، T_a دمای محیط و T_i دمای خروجی سیال از کلکتور هست. همچنین در رابطه ۵، U_L افت کلی از کلکتور هست که برابر است با مجموع ضریب افت حرارت از لوله جاذب و ضریب افت حرارت از قسمت انتهای لوله.

بازده حرارتی محاسبه‌شده برای کلکتور لوله خلأ به‌صورت لحظه‌ای بوده و با استفاده از رابطه (۶) به دست می‌آید [۱۸].

$$\eta = \frac{Q_f}{AI_{b,T}} = \frac{\dot{m}c_p(T_{f,o} - T_{f,i})}{AI_{b,T}} \quad (6)$$

۳.۲. بازده خشک‌کن خورشیدی

برای تحلیل نحوه اثر به‌کارگیری مواد تغییر فازده و سامانه بازگردش جریان بر فرایند خشک‌کردن محصول، از شاخص بازده کلی خشک‌کن استفاده شد. این شاخص، نسبت انرژی مصرفی واقعی در جهت گرم‌کردن و حذف رطوبت از ماده (با نماد Q_m) به مجموع کل انرژی به‌کاررفته در طول عملیات خشک‌کردن را بیان می‌کند؛ انرژی کل شامل انرژی حرارتی سیال حامل گرما (Q_f) و توان مکانیکی مصرف‌شده در سامانه (E_{mec}) است [۱۹].

$$\eta_{ef} = \frac{Q_m}{Q_f + E_{mec}} \quad (7)$$

انرژی لازم برای استخراج رطوبت از نمونه با در نظر گرفتن محتوای رطوبتی محصول و گرمای ویژه محصول محاسبه می‌شود [۱۳]:

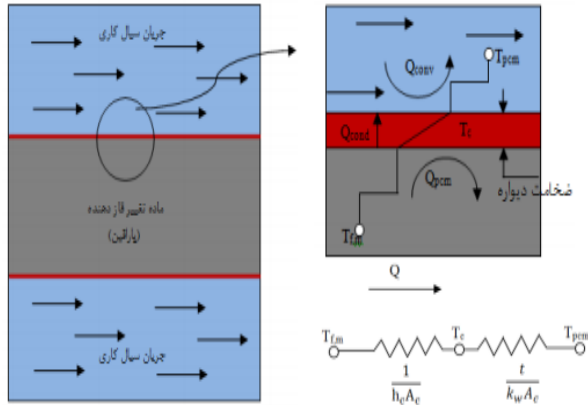
$$Q_m = w_d c_m (T_{m2} - T_{m1}) \quad (8)$$

گرمای ویژه نمونه (c_m) را می‌توان از رابطه (۹) به دست آورد [۳۱]:

$$c_m = 1465 + 3560 \left(\frac{M_p}{1 + M_p} \right) \quad (9)$$

$$M_p = \left(\frac{W_w - W_d}{W_d} \right)$$

که در رابطه فوق W_w و W_d به‌ترتیب وزن رطوبت تبخیر شده از ماده و وزن ماده خشک شده به کیلوگرم هست.



شکل (۲): مدار انتقال حرارت برای سیال، لوله مسی و پارافین

به‌عنوان ماده PCM

شار حرارتی جذب‌شده توسط سیال از طریق رابطه (۱) تعیین

می‌شود:

$$Q_f = \dot{m}c_p(T_{f,in} - T_{f,out}) \quad (1)$$

شار حرارتی منتقل شده به دیواره مسی لوله مارپیچی به‌واسطه حرکت همرفتی سیال تعیین می‌شود و میزان حرارت هدایت‌شده از لوله مارپیچ به پارافین با استفاده از رابطه (۲) محاسبه می‌گردد [۱۴]:

$$Q_{conv} = h_c A_{co} (T_{f,m} - T_{c,m}) \quad (2)$$

$$Q_{cond} = k_w A_{co} \frac{(T_{c,m} - T_{pcm})}{t_c}$$

که در آن h_c ضریب انتقال حرارت همرفت هست که با استفاده از عدد رینولدز و عدد ناسلت محاسبه می‌شود. $T_{c,m}$ ، $T_{f,m}$ و T_{pcm} به‌ترتیب درجه حرارت متوسط برای سیال، دیواره مسی و درجه حرارت PCM. k_w ضریب هدایت حرارتی مس و t_c ضخامت دیواره لوله مسی مارپیچ هست.

انرژی حرارتی جذب شده توسط PCM در طول فرایند جذب و دفع (آزادسازی) انرژی حرارتی (Q_{pcm}) با استفاده از رابطه (۳) توصیف می‌شود [۱۴-۱۷].

$$Q_{pcm} = m_{pcm} c_s (T_{pcm} - T_{melt}) \quad T_{pcm} < T_{melt} \quad (3)$$

$$Q_{pcm} = 0 \quad T_{pcm} = T_{melt}$$

$$Q_{pcm} = m_{pcm} c_l (T_{pcm} - T_{melt}) \quad T_{pcm} > T_{melt}$$

c_s و c_l به‌ترتیب نشانگر ظرفیت گرمایی ویژه پارافین در حالت

مایع و جامد هستند. در حالت اول، دمای PCM پایین‌تر از دمای ذوب است، در حالت دوم برابر با دمای ذوب می‌باشد و در حالت سوم PCM به‌طور کامل ذوب‌شده است؛ بنابراین مقدار انرژی ذخیره‌شده و یا آزادشده از PCM در هر یک از این مراحل متفاوت خواهد بود. کل انرژی ذخیره‌شده توسط سامانه، نتیجه حاصل جمع انرژی ذخیره‌شده در سیال و انرژی ذخیره‌شده در PCM است [۱۳]:

$$E_{st} = Q_f + Q_{pcm} \quad (4)$$

Lp گرمای نهان همجوشی PCM و ξ میزان درصد مایع است و از رابطه (۱۶) به دست می‌آید [۳۴]:

$$\xi = \begin{cases} 0 & \text{if } T_{pcm} < T_s \\ 1 & \text{if } T_{pcm} > T_L \\ \frac{T - T_s}{T_c - T_s} & \text{if } T_L > T_{pcm} \end{cases} \quad (16)$$

حال با در نظر گرفتن روابط فوق مقدار عبارت $\vec{S}$ مشخص می‌شود:

$$\vec{S} = \frac{(1 - \xi)^2}{\xi^3} A_{mush} \vec{V} \quad (17)$$

در رابطه فوق A_{mush} ناحیه خمیری برای مواد تغییر فاز دهنده هست که مقدار آن بین 10^4 تا 10^7 می‌تواند در نظر گرفته شود که در این تحقیق، 10^5 لحاظ گردید.

در کلیه آزمون‌ها عدد رینولدز تعیین شد و مقدار حاصل بزرگ‌تر از ۲۰۰۰ بود که این امر دلالت بر وجود جریان آشفته درون سامانه دارد. نرخ جریان هوا در داخل خشک‌کن برابر با ۰.۰۹ کیلوگرم بر ثانیه در نظر گرفته شد. از آنجاکه الگوی جریان هوا نقش کلیدی در کیفیت خشک‌کردن دارد و تغییرات شرایط کاری در طول فرایند بسیار ناچیز بوده و تأثیری معنادار بر رفتار جریان نمی‌گذارد، شبیه‌سازی به صورت پایدار (Steady-State) و با استفاده از مدل استاندارد k- ϵ برای کابینت خشک‌کن انجام شد [۲۱]. مدل استاندارد k- ϵ یک الگوی نیمه تجربی محسوب می‌شود که بر پایه معادلات انتقال مربوط به انرژی جنبشی آشفتگی (k) و نرخ واپاشی آن (ϵ) بنا شده است. مقادیر k و ϵ از طریق روابط انتقال (۱۸) و (۱۹) محاسبه گردیدند [۲۵].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) \quad (18)$$

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

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) \quad (19)$$

$$= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon$$

حال با توجه به روابط بالا معادله انتقال گرما و جرم در معادله k- ϵ به صورت رابطه (۲۰) درمی‌آید [۲۲].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i} [u_i(\rho E + p)] \quad (20)$$

$$= \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(K + \frac{C_p u_t}{p_{rt}} \right) \frac{\partial T}{\partial x_i} \right] + u_i(\tau_{ij})_{eff} + S_h$$

ارزیابی کارکرد یک خشک‌کن خورشیدی از طریق مجموعه‌ای از پارامترهای عملکردی ممکن است. یکی از معیارهای متداول، مصرف انرژی ویژه (SEC) [۲۰] می‌باشد که نشان‌دهنده مقدار انرژی لازم برای خشک‌کردن هر کیلوگرم از محصول (مانند سیب) است و با استفاده از رابطه (۱۰) محاسبه می‌گردد.

$$SEC = \frac{Q_m}{W_0} \quad (10)$$

که در آن W_0 وزن نمونه قرار داده شده به کیلوگرم در خشک‌کن در نظر گرفته می‌شود.

۲.۴. مبانی تئوری روش CFD

به منظور شبیه‌سازی عددی عملکرد سامانه خشک‌کن که شامل کابینت و مسیر بازگشتی جریان هواست، از روش دینامیک سیالات محاسباتی بهره گرفته شد. این مدل‌سازی بر پایه سه معادله اصلی یعنی معادله پیوستگی، معادلات مومنتوم در راستاهای x ، y و z و همچنین معادله انرژی انجام پذیرفت. روابط (۱۱) و (۱۲) به ترتیب نمایانگر معادلات پیوستگی و مومنتوم هستند [۳۴].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U) = 0 \quad (11)$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (12)$$

$$\rho \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \rho \cdot \vec{V} \cdot \nabla \vec{V} = -\nabla P + \mu \nabla^2 \vec{V}$$

$$+ \beta \vec{g} (T - T_{ref}) + \vec{S}$$

که در آن ρ چگالی هوا (kg/m^3)، p فشار در خروجی (N/m^2)، μ ویسکوزیته ($N \cdot s/m^2$)، g شتاب ثقل (m/s^2)، Z اختلاف ارتفاع (m)، $\vec{u}$ و $\vec{v}$ به ترتیب نشان‌دهنده سرعت سیال در راستای x ، y و z است.

در معادله فوق، ($\vec{S}$) عبارتی است که به دلیل تغییر فاز مواد تغییر فاز دهنده در طول فرایند حرارتی بر شبیه‌سازی به معادله اضافه می‌شود. همچنین μ نشان‌دهنده ویسکوزیته دینامیکی پارافین است که با افزایش دما کاهش می‌یابد و با استفاده از رابطه (۱۳) قابل محاسبه است [۳۴، ۱۳]:

$$325 < T_{PCM} < 356 \mu = 0.82 e^{0.0155 T_{PCM}} \quad (13)$$

معادله انرژی نیز با در نظر گرفتن اثر ذخیره‌سازی و آزادسازی مواد تغییر فاز دهنده با استفاده از رابطه (۱۴) قابل محاسبه است:

$$\rho c_p \left(\frac{\partial h}{\partial t} + \frac{\partial H}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{V} h) \right) = \nabla \cdot (k \cdot \nabla h) \quad (14)$$

که در آن H و h مشخص‌کننده آنتالپی و آنتالپی محسوس می‌باشند. مقادیر آن‌ها با استفاده از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$H = h + \Delta H, \quad h = h_{ref} + \int_{T_{ref}}^T c_p dT, \quad (15)$$

$$\Delta H = \xi \cdot L_p$$

در این پژوهش، شرایط مرزی مورد استفاده در شبیه‌سازی عددی به‌گونه‌ای تعریف شد که بیشترین تطابق را با رفتار واقعی جریان در فرایند خشک‌سازی داشته باشد. از آنجاکه الگوی حرکت هوا در عملکرد خشک‌کن نقش تعیین‌کننده‌ای دارد و تغییرات شرایط جریان در طول فرایند خشک‌شدن ناچیز بوده و اثر محسوسی بر میدان جریان ایجاد نمی‌کند، شبیه‌سازی به‌صورت حالت پایا در نظر گرفته شد. به همین منظور، معادله انرژی به همراه مدل آشفته‌گی $k-\epsilon$ برای توصیف رفتار ویسکوزیته جریان به کار گرفته شد. با توجه به تمرکز اصلی تحقیق بر بررسی توزیع دما و سرعت در لایه‌های جریان سیال داخل مبدل حرارتی و کابین خشک‌کن و همچنین ماهیت مغشوش جریان هوا، استفاده از این مدل آشفته‌گی در فرایند شبیه‌سازی انتخاب گردید. در این مطالعه، بررسی جریان سیال در قالب لایه‌های برشی آزاد در اولویت تحلیل قرار داشت.

شرایط ورودی:

سیال عامل در محفظه خشک‌کن، هوا در نظر گرفته شد و دبی جرمی ورودی آن برابر با 0.09 کیلوگرم بر ثانیه تعیین گردید. جهت حرکت هوا عمود بر سطح مرزی ورودی اعمال شد. در بخش مبدل حرارتی، سیال عامل آب بوده و دبی آن برابر با $4/2$ لیتر بر دقیقه (معادل 0.07 لیتر بر ثانیه) در نظر گرفته شد. جهت جریان آب نیز به‌صورت عمود بر سطح مبدل تعریف گردید.

شرایط خروجی:

فشار در خروجی‌های خشک‌کن و مبدل حرارتی برابر با فشار مرجع (صفر گیج) فرض شد.

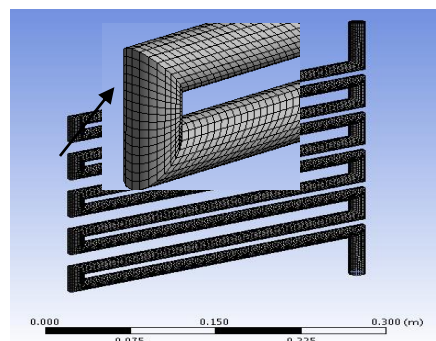
شرایط دیواره‌ها:

انتقال حرارت از دیواره‌ها با در نظر گرفتن شرایط محیطی در تحلیل لحاظ گردید. مشخصات حرارتی مواد به‌کاررفته در دیواره‌ها در جدول (۳) ارائه شده است. به‌منظور ثبت تغییرات دما در نقاط مختلف سامانه، از ترموکوپل‌های نوع K استفاده شد.

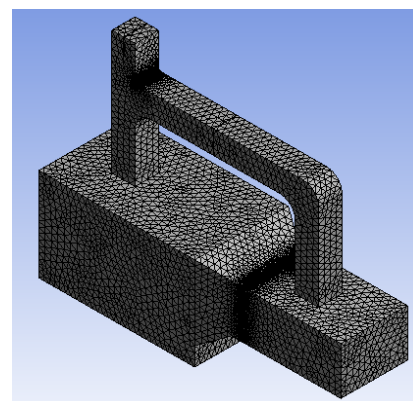
برای دستیابی به نتایج نهایی، تعداد تکرارهای حل برابر با 8000 در نظر گرفته شد. شبیه‌سازی‌های مدل سه‌بعدی معمولاً در بازه 4700 تا 6000 تکرار به همگرایی رسیده و پاسخ پایدار حاصل می‌گردد. در طول بازه برداشت داده‌ها، شدت تابش خورشیدی برای مدت یک ساعت ثابت فرض شد. پس از اتمام شبیه‌سازی، توزیع میدان جریان هوا و انتقال حرارت در داخل خشک‌کن به‌صورت نقشه‌های کانتور دما و سرعت استخراج گردید. همچنین دمای خروجی صفحه جاذب به‌دست‌آمده از نرم‌افزار ANSYS با داده‌های تجربی مقایسه شد و اثر تغییر میزان بازگشت جریان هوا بر رفتار حرارتی سامانه مورد ارزیابی قرار گرفت.

که در آن Gk انرژی جنبشی تولیدی در جریان مغشوش به‌دلیل گرادیان سرعت، Gb انرژی جنبشی تولیدی به‌دلیل تغییر شرایط Ym ، Sk و $S\epsilon$ پارامترهای اضافی برای k و ϵ ، σk و $\sigma\epsilon$ اعداد پرانتل برای k و ϵ ، $C1\epsilon$ ، $C2\epsilon$ ، $C3\epsilon$ ثابت‌های معادله جریان مغشوش و α میانگین سرعت سیال می‌باشند. برای معادلات مومتوم و انرژی اعمال شده برای شبیه‌سازی معادلات دیفرانسیلی درجه دو در نظر گرفته شدند. محدوده موردنظر برای همگرایی باقیمانده به میزان 10^{-4} برای معادلات جرم و مومتوم و به میزان 10^{-5} برای معادلات انرژی لحاظ گردید.

به‌منظور بررسی رفتار دینامیکی سیال درون کابینت خشک‌کن، نرم‌افزارهای ANSYS Workbench (نسخه ۱۵.۰) و SolidWorks (نسخه ۱۸.۰) بر روی سیستم رایانه‌ای نصب شدند. مدل سه‌بعدی خشک‌کن ابتدا به‌صورت دقیق در محیط SolidWorks طراحی شد، سپس به‌عنوان یک فایل مجزا ذخیره و به نرم‌افزار ANSYS و بخش Fluent ارسال گردید تا مراحل حل عددی انجام شود. پس از انجام فرایند المان‌بندی، نوع مواد تشکیل‌دهنده صفحات تعیین و شرایط مرزی مناسب بر مدل اعمال گردید و مسئله تحت حالات مختلف آشفته‌گی حل شد (شکل ۳). مش مدل با الگوریتم مثلی تولید گردید تا دقت محاسبات افزایش یابد.



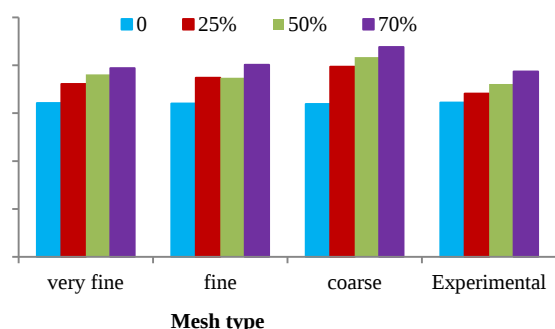
(الف)



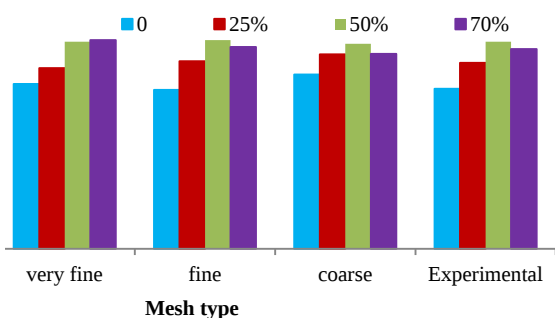
(ب)

شکل (۳): مدل سه‌بعدی و مدل المان‌بندی شده، (الف) مبدل حرارتی، (ب) محفظه کابینت خشک‌کن خورشیدی

به منظور بررسی استقلال نتایج از شبکه محاسباتی، دمای هوای خروجی از دو خروجی اصلی سامانه تحت شرایط مختلف مورد تحلیل قرار گرفت. در این راستا، سه نوع شبکه شامل مش بسیار ریز، ریز و درشت در نظر گرفته شد که تعداد المان‌های آن‌ها به ترتیب حدود سه میلیون، یک میلیون و پانصد هزار بود. نتایج حاصل از شبیه‌سازی برای هر شبکه با داده‌های آزمایشگاهی متناظر در سرعت‌های مختلف جریان هوا در خروجی‌های مبدل و کابین خشک‌کن مقایسه شد و مناسب‌ترین شبکه انتخاب گردید. زمان مورد نیاز برای حل عددی با استفاده از مش‌های بسیار ریز، ریز و درشت به ترتیب حدود ۵ ساعت و ۳۰ دقیقه، ۱ ساعت و ۳۵ دقیقه و ۴۰ دقیقه بود. با توجه به اینکه اختلاف نتایج بین شبکه‌های بسیار ریز و ریز کمتر از ۵/۱ درصد نسبت به داده‌های تجربی بود، شبکه ریز با حدود یک میلیون المان برای ادامه تحلیل انتخاب شد. برای اعتبار سنجی مدل اعمال شده از دمای خروجی سامانه در حالت‌های مختلف استفاده گردید. میزان اختلاف نتایج عددی و آزمایشگاهی برای خروجی جریان بازگشتی (خروجی اول) و جریان آزاد (خروجی دوم) در شکل (۴) ارائه شده است.



(الف)



(ب)

شکل (۴): تغییرات درجه حرارت هوا در الف) خروجی اول و ب) خروجی دوم در شبکه‌های مختلف و مقایسه آن با حالت آزمایشگاهی

برای ارزیابی دقت مدل شبیه‌سازی با استفاده از روش CFD از روش خطای نسبی بین داده‌های پیش‌بینی شده از نرم‌افزار

جدول (۳): خصوصیات فیزیکی و حرارتی مواد استفاده شده در خشک‌کن

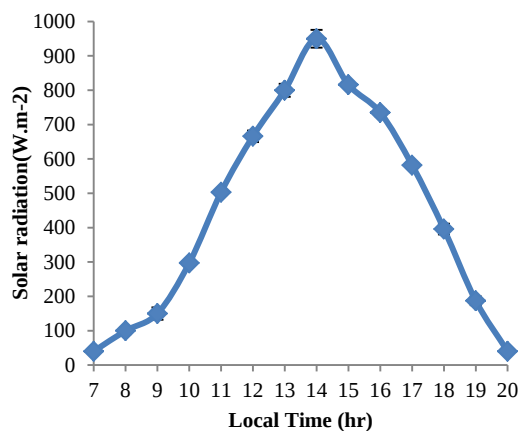
مواد	گرمای ویژه (J/kg.°C)	انتقال حرارت (W/m.°C)	چگالی (kg/m ³)	ویسکوزیته (kg/m.s)
هوا	۱۰۰۶/۴	۰/۰۲۴۲	۱/۲۲۵	۱/۷۸۹ × ۱۰ ^{-۵}
آب	۴۱۸۲	۰/۶	۹۹۸/۲	۱/۰۰۱ × ۱۰ ^{-۳}
ورق آهن	۴۵۰	۸۰	۷۸۷۴	-
پشم شیشه	۱۰۳۰	۰/۰۴۳	۱۹/۲	-
مس	۳۸۵	۴۰۱	۸۹۶۰	-

کیفیت شبکه محاسباتی نقش اساسی در دقت حل عددی ایفا می‌کند. اگرچه ساده‌سازی مش می‌تواند زمان محاسبات را کاهش دهد، اما افت کیفیت شبکه ممکن است منجر به کاهش اعتبار نتایج شود [۲۳]. تولید مش مناسب معمولاً با روش سعی و خطا و آغاز از شبکه‌های درشت انجام می‌گیرد که فرایندی زمان‌بر و حساس محسوب می‌شود. یکی از شاخص‌های متداول برای ارزیابی کیفیت مش، پارامتر چولگی است که مقدار آن از صفر (بهترین وضعیت) تا یک (نامطلوب‌ترین حالت) متغیر می‌باشد؛ این شاخص بیانگر میزان همگرایی یا واگرایی خطاهای عددی است [۲۴]. در مش مورد استفاده برای خشک‌کن شبیه‌سازی شده، بیشینه مقدار چولگی کمتر از ۰/۷۴ و مقدار میانگین آن در کل دامنه برابر با ۰/۳۴ محاسبه شد. مشخصات کامل شبکه ایجاد شده در جدول (۴) ارائه شده است.

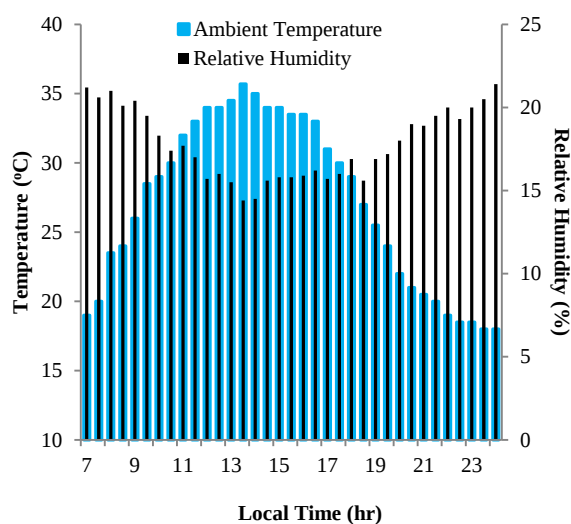
جدول (۴): خصوصیات مش ایجاد شده برای خشک‌کن با سامانه

ویژگی	کیفیت یا مقدار
نوع مش	ریز
حداقل اندازه	۰/۰۰۰۱ متر
حداکثر اندازه	۰/۰۰۱ متر
تعداد گره	۲۳۱۶۵۴
تعداد المان	۹۷۳۴۵۲
حداقل زاویه	۱۸/۲ درجه
حداکثر زاویه	۱۴۰ درجه
Pinch tolerance	۰/۰۰۱۲
Inflation algorithm	Pre
Mesh metric	چولگی
انحراف معیار	۰/۱۷۲۳

تبخیر رطوبت موجود در هوا می‌باشد [۲۸]. دامنه تغییرات دمای محیط و رطوبت نسبی به ترتیب در بازه‌های ۱۸ تا ۳۵/۷ درجه سلسیوس و ۱۴/۵ تا ۲۱/۴ درصد قرار داشت.



(الف)



(ب)

شکل (۵): تغییرات شدت تابش خورشیدی، دمای محیط و رطوبت نسبی با تغییرات زمان محلی

۳.۲. نتایج شبیه‌سازی CFD

در ادامه، نتایج حاصل از تحلیل عددی مدل سه‌بعدی خشک‌کن خورشیدی مجهز به مبدل حرارتی و سامانه گردش هوای بازگشتی تشریح می‌شود. توزیع دمای هوای در حال جریان در داخل خشک‌کن برای چهار حالت مختلف جریان بازگشتی شامل صفر، ۲۵، ۵۰ و ۷۰ درصد دبی خروجی مورد بررسی قرار گرفت. کلیه تحلیل‌های عددی برای ساعت ۱۲:۰۰ به وقت محلی انجام شده‌اند. شکل (۶-الف) پروفیل جریان هوا در داخل کابینت خشک‌کن را در شرایطی که هیچ‌گونه بازگشت هوا وجود ندارد نشان می‌دهد. شکل (۶-ب) همچنین مسیر جریان آب درون مبدل حرارتی نیز در این

(D_{pre}) و داده‌های آزمایشگاهی (D_{exp}) استفاده شده و در رابطه (۲۱) قرار داده شد [۲۵-۲۷].

$$Er (\%) = \frac{|D_{pre} - D_{exp}|}{D_{pre}} \times 100 \quad (21)$$

در هر مطالعه آزمایشگاهی و عددی، بروز عدم قطعیت در نتایج اجتناب‌ناپذیر است که می‌تواند ناشی از عواملی مانند محدودیت دقت ابزار اندازه‌گیری، خطاهای انسانی در ثبت داده‌ها، تقریب‌های عددی و نوسانات شرایط محیطی باشد. در این تحقیق، منابع اصلی عدم قطعیت شامل اندازه‌گیری رطوبت نسبی، دما، سرعت جریان هوا، شدت تابش خورشیدی و وزن نمونه‌ها در نظر گرفته شد که مقادیر مربوط به آن‌ها در جدول (۵) گزارش شده است.

جدول (۵): عدم قطعیت برای پارامترهای دخیل در اندازه‌گیری

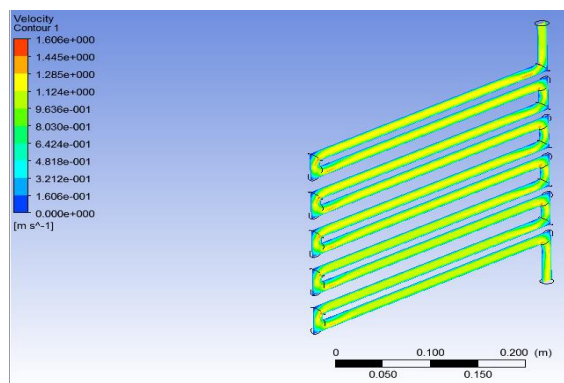
پارامتر	واحد دیمانسینی	عدم قطعیت (%)
رطوبت نسبی (RH)	%	۱.۷
دما (T)	K	۰.۴
جریان سیال ($\dot{m}$)	Kg/s	۰.۶
شدت تابش (I)	W/m ²	۳.۶
وزن (W)	kg	۰.۰۶
روش اندازه‌گیری (-)	-	۴.۰۴

۳. نتایج و بحث

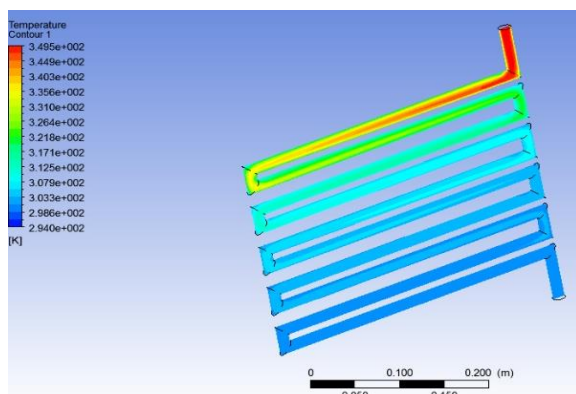
۳.۱. شرایط محیطی

شکل (۵-الف) روند تغییرات میانگین شدت تابش خورشیدی در طول فرایند خشک‌سازی را برحسب زمان محلی، همراه با انحراف معیار، نمایش می‌دهد. مطابق این نمودار، شدت تابش از ساعات ابتدایی صبح به تدریج افزایش یافته و در بازه زمانی حدود ۱۳:۰۰ تا ۱۴:۰۰ به مقدار بیشینه خود می‌رسد. مقدار تابش خورشید در طول روز از حدود ۴۰ وات بر مترمربع در ساعات اولیه صبح تا نزدیک به ۹۶۰ وات بر مترمربع در حوالی ظهر تغییر می‌کند. در تمامی روزهای انجام آزمایش، شرایط جوی پایدار بوده، آسمان صاف گزارش شده و هیچ‌گونه بارندگی مشاهده نگردید. علاوه بر این، تغییرات متوسط دمای هوای محیط و رطوبت نسبی در طول روزهای آزمایش در شکل (۵-ب) ارائه شده است. افزایش دمای محیط هم‌زمان با افزایش شدت تابش خورشید رخ می‌دهد که نشان‌دهنده تبدیل بخشی از انرژی دریافتی خورشیدی به انرژی گرمایی توسط مولکول‌های هوا و سطح زمین است. از سوی دیگر، با افزایش شدت تابش، مقدار رطوبت نسبی هوا کاهش می‌یابد که این پدیده ناشی از تشدید فرایند

شکل قابل مشاهده است. عبور جریان هوا از میان مبدل حرارتی موجب افزایش دمای آن شده و فرایند خشک‌سازی محصول آغاز می‌گردد.



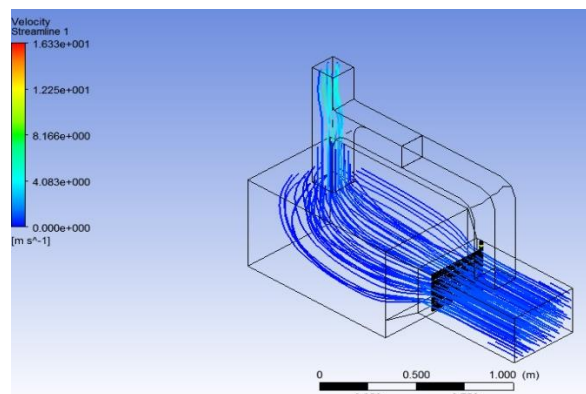
(الف)



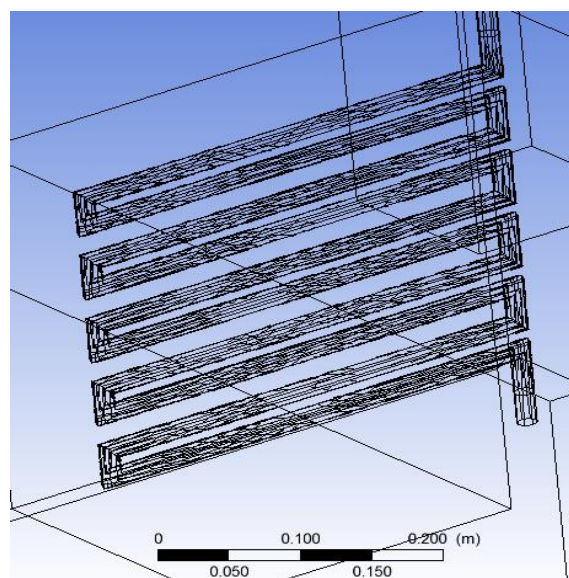
(ب)

شکل (۷): کانتورهای (الف) سرعت و (ب) دمای هوای جریان یافته در مبدل حرارتی

شکل (۸) توزیع دمایی خشک‌کن خورشیدی را در شرایط عدم وجود جریان بازگشتی نمایش می‌دهد. در شکل (۸-الف)، کانتورهای حرارتی صفحه میانی عبوری از خشک‌کن ارائه شده است. از این شکل مشخص می‌شود که به دلیل باز بودن کامل خروجی اول، هوای خروجی به بخش بازیافت انرژی هدایت نشده و در نتیجه گرمایی از طریق مبدل حرارتی به جریان ورودی بازگردانده نمی‌شود. در این وضعیت، جریان ورودی هوا به علت نبود تداخل با جریان برگشتی، از آشفستگی کمتری برخوردار است. شکل (۸-ب) نیز توزیع دما در ناحیه خروجی سامانه و دیواره مبدل حرارتی را نشان می‌دهد. بیشترین دما در بخش ورودی مبدل مشاهده می‌شود که ناشی از تماس مستقیم با هوای ورودی گرم بوده و موجب افزایش دمای داخل کابینت می‌گردد، درحالی‌که در ناحیه خروجی مبدل افت دما رخ می‌دهد.



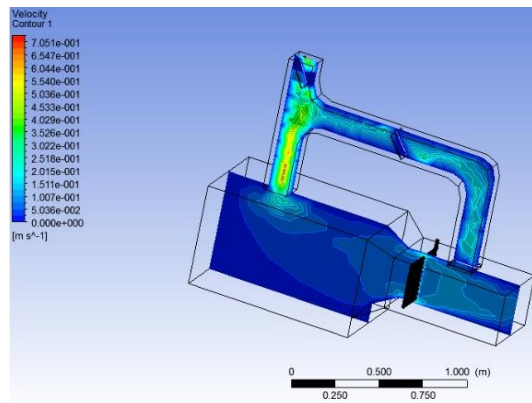
(الف)



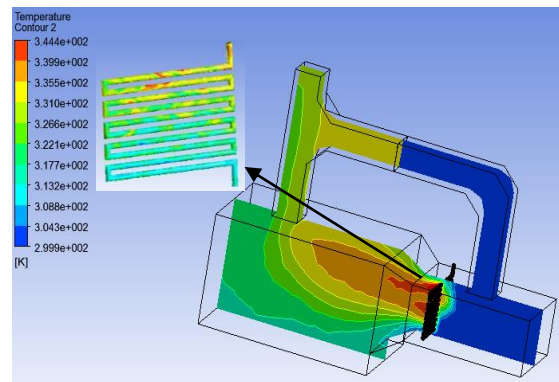
(ب)

شکل (۸): پروفیل هوای جریان یافته در خشک‌کن و جریان آب در مبدل حرارتی

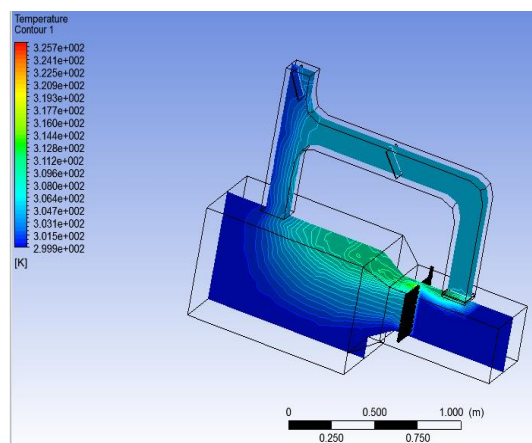
در شکل (۷)، کانتورهای سرعت و دما برای حالتی که جریان بازگشتی صفر است ارائه شده‌اند. مطابق شکل (۷-الف)، سرعت سیال در نواحی مجاور لوله‌های مبدل حرارتی و گوشه‌های کابینت کمتر از سایر بخش‌ها می‌باشد. علاوه بر این، بررسی کانتورهای حرارتی در شکل (۷-ب) نشان می‌دهد که با نزدیک شدن جریان هوا به خروجی، به دلیل تبادل حرارت با محصول و دیواره‌ها، دمای سیال کاهش می‌یابد.



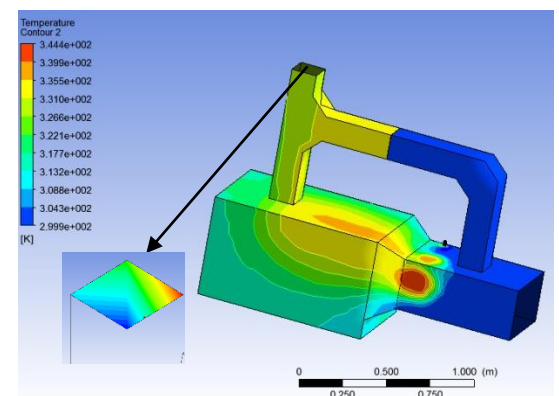
(الف)



(الف)



(ب)



(ب)

شکل (۸): کانتورهای حرارتی برای حالتی که درجه جریان بازگشتی در وضعیت صفر قرار دارد.

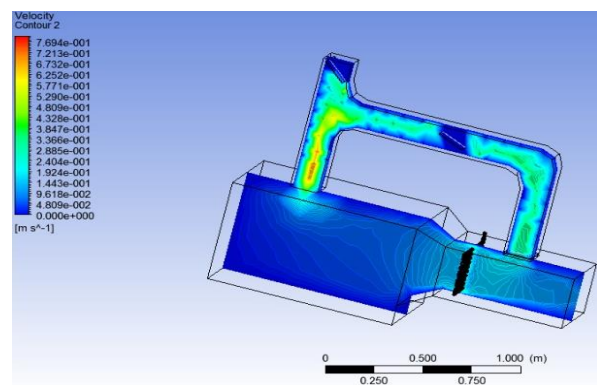
شکل (۹): کانتورهای (الف) سرعت، (ب) تغییرات درجه حرارت برای جریان هوا در درون خشک‌کن در وضعیت ۲۵ درصد برای سامانه جریان بازگشتی

در شکل (۹)، کانتورهای حرارتی و سرعت برای حالتی ارائه شده است که ۲۵ درصد از هوای خروجی به سامانه بازگردانده می‌شود. شکل (۹-الف)، در این حالت، بسته شدن جزئی خروجی، هدایت بخشی از جریان هوا را به سمت واحد بازیافت انرژی امکان‌پذیر می‌سازد. از طریق مبدل حرارتی، گرمای ذخیره‌شده در هوای خروجی مجدداً به هوای ورودی منتقل شده و باعث افزایش دمای اولیه هوای ورودی به سیستم می‌گردد. این امر به بهینه‌سازی مصرف انرژی در فرایند خشک‌سازی کمک شایانی می‌کند.

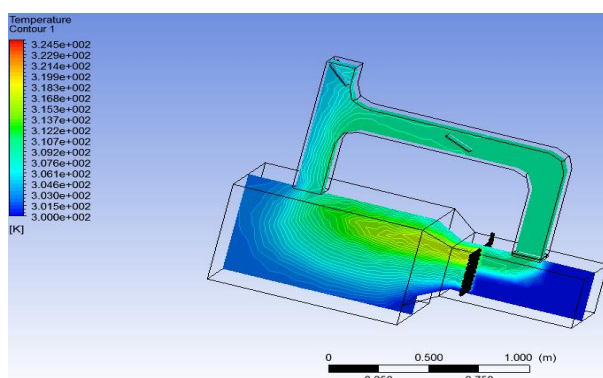
شکل (۹-ب)، در این شرایط، برخورد و تداخل جریان هوای بازگشتی (که ممکن است جهت متفاوتی داشته باشد) با جریان هوای اصلی ورودی، باعث ایجاد توزیع غیریکنواخت سرعت و دما در سراسر سطح ورودی کابینت خشک‌کن می‌گردد. این آشفتگی و عدم همگنی جریان می‌تواند منجر به نقاط داغ یا سرد موضعی و کاهش راندمان کلی فرایند خشک‌سازی شود. [۲۹].

شکل (۱۰) توزیع دما و سرعت را برای حالتی نشان می‌دهد که میزان جریان بازگشتی به ۵۰ درصد افزایش یافته است. شکل (۱۰-الف)، در این حالت، افزایش قابل توجه میزان جریان بازگشتی نسبت به حالت ۲۵ درصد، منجر به شدت بیشتر آشفتگی و تلاطم در ناحیه ورودی جریان هوا به کابینت خشک‌کن می‌شود. این آشفتگی باعث توزیع نامتوازن‌تر سرعت در مقاطع مختلف و احتمالاً ایجاد گرداب‌های محلی بزرگ‌تر می‌گردد که بر پویایی کلی جریان تأثیر می‌گذارد. شکل (۱۰-ب)، با توجه به افزایش مقدار هوای خروجی که مجدداً به سیستم بازگردانده می‌شود، انرژی حرارتی ورودی به سامانه نیز افزایش محسوسی می‌یابد. این امر در کانتورهای دما منعکس شده و انتظار می‌رود دمای کلی هوای ورودی به کابینت خشک‌کن بالاتر از حالت ۲۵ درصد باشد. این افزایش دما می‌تواند بر راندمان خشک‌سازی و همچنین مصرف انرژی کلی تأثیر بگذارد.

از انتقال حرارت از بدنه کابینت به بیشترین مقدار خود می‌رسد. ثانیاً، در این شرایط، به علت بازگشت هوای با رطوبت نسبی بالا، گرادیان فشار بخار بین هوا و محصول کاهش یافته و در نتیجه توان جذب رطوبت (کارایی انتقال جرم) کاهش می‌یابد. این دو عامل باعث می‌شود که بازده کلی خشک‌کن در این حالت نسبت به حالت بهینه (۵۰ درصد) تحت تأثیر منفی قرار گیرد.



(الف)



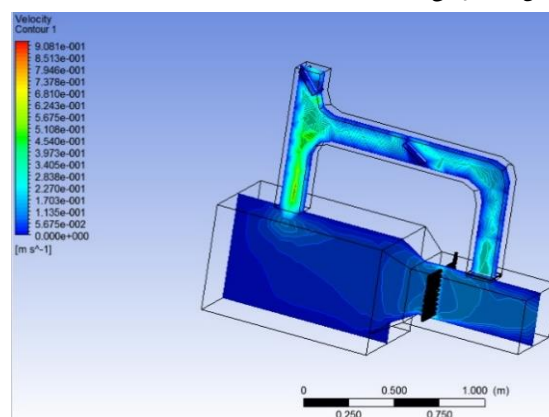
(ب)

شکل (۱۱): کانتورهای (الف) سرعت، (ب) تغییرات درجه حرارت برای جریان هوا درون خشک‌کن در وضعیت ۷۰ درصد برای سامانه جریان بازگشتی

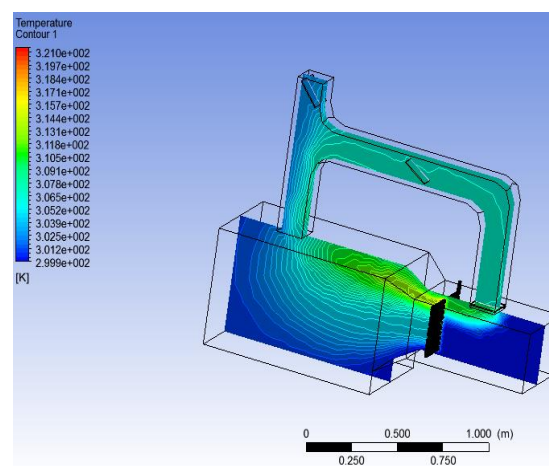
۳.۳. روند خشک شدن و بازده خشک شدن

تغییرات نرخ خشک‌سازی برحسب زمان برای شرایط مختلف فرایند در شکل (۱۲) ارائه شده است. شکل (۱۲-الف) در مرحله ابتدایی خشک‌سازی ورقه‌های سیب، به دلیل وجود مقدار قابل توجهی آب آزاد، بخش عمده‌ای از رطوبت در این بازه زمانی حذف می‌شود. پس از این مرحله، با کاهش آب آزاد، نرخ خشک‌سازی افت کرده و انتقال رطوبت عمدتاً از طریق هم‌زمانی فازهای مایع و بخار انجام می‌گیرد. عامل اصلی کنترل‌کننده در این دوره، پدیده موئینگی است که موجب انتقال رطوبت داخلی به سطح محصول و تبخیر آن می‌شود [۳۰]. با ورود فرایند به مرحله دوم، پدیده چروکیدگی رخ می‌دهد، زیرا رطوبت سطحی از بین رفته و تغییر شکل ساختاری در

در این وضعیت، شدت آشفته‌گی جریان ورودی نسبت به حالت ۲۵ درصد بیشتر بوده و مقدار انرژی حرارتی ورودی به سامانه نیز افزایش محسوسی دارد.



(الف)

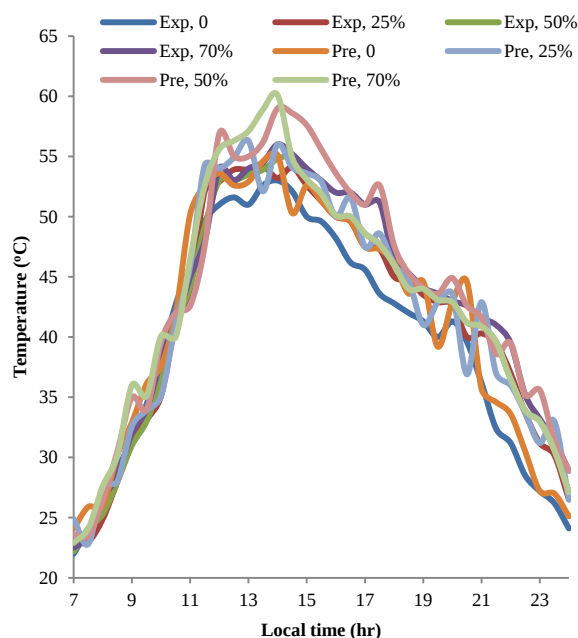


(ب)

شکل (۱۰): کانتورهای (الف) سرعت، (ب) تغییرات درجه حرارت برای جریان هوا در درون خشک‌کن در وضعیت ۵۰ درصد برای سامانه جریان بازگشتی

در شکل (۱۱)، کانتورهای حرارتی و سرعت مربوط به بازگشت ۷۰ درصد از جریان هوای خروجی نمایش داده شده است. شکل (۱۱-الف) بازگشت بخش عمده‌ای از هوای گرم موجب افزایش قابل توجه دمای داخل خشک‌کن می‌شود (که در کانتورهای حرارتی مشهود است) و همچنین شدت آشفته‌گی^۱ در ناحیه ورودی به بالاترین حد خود می‌رسد. این تلاطم بالا، ناشی از میزان بالای هوای بازگشتی، بر پویایی جریان تأثیر گذاشته و می‌تواند منجر به توزیع نامنظم تر و پیچیده تر سرعت در داخل کابینت خشک‌کن شود. شکل (۱۱-ب)، این افزایش دما به طور مؤثر به بهبود بازدهی فرایند ترجمه نمی‌شود. دلیل فیزیکی این امر دو عامل کلیدی است: اولاً، به دلیل افزایش اختلاف دمای داخلی با محیط بیرونی، تلفات انرژی ناشی

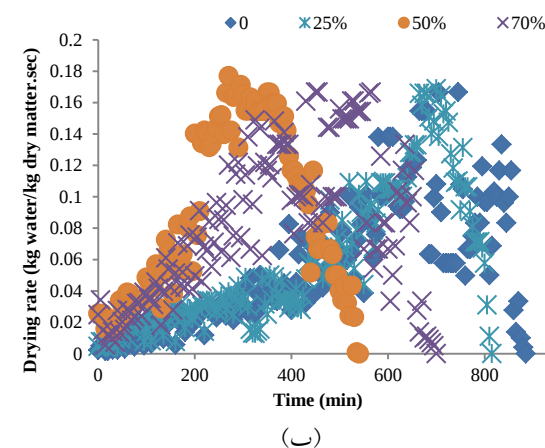
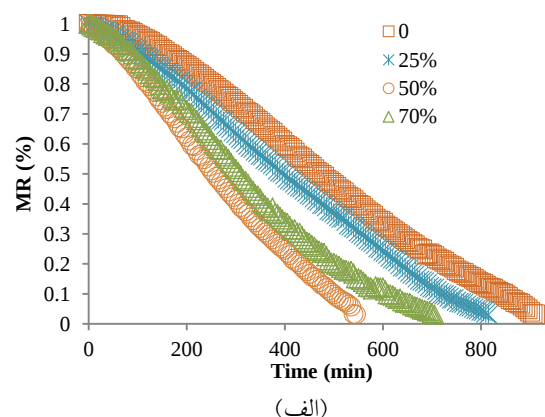
شکل (۱۳) مقایسه تغییرات دمای میانگین داخل کابینت خشک‌کن خورشیدی را در دو حالت آزمایشگاهی و پیش‌بینی‌شده توسط مدل CFD نشان می‌دهد. افزایش درصد جریان بازگشتی موجب افزایش محسوس دمای داخلی خشک‌کن نسبت به حالت بدون بازگشت هوا شده است، به گونه‌ای که بیشترین افزایش مربوط به حالت ۷۰ درصد می‌باشد. بیشترین اختلاف دمایی در زمان بیشینه بودن شدت تابش خورشیدی مشاهده می‌شود. دمای هوای جریان‌یافته در ساعت ۱۴:۳۰ برای جریان بازگشتی ۷۰، ۵۰، ۲۵ و صفر درصد به ترتیب برابر با ۵۵/۲، ۵۴/۵، ۵۳/۷ و ۵۲/۱ درجه سلسیوس ثبت گردید. در تمامی حالات، مقادیر دمای پیش‌بینی‌شده توسط شبیه‌سازی عددی اندکی بالاتر از داده‌های تجربی است که این اختلاف ناشی از فرضیات ایده‌آل مدل و نادیده گرفتن نوسانات واقعی تابش خورشیدی، سرعت باد محیط و رطوبت هوا می‌باشد.



شکل (۱۳): تغییرات دمای درون کابینت خشک‌کن نسبت به زمان در شرایط مختلف برای جریان هوای بازگشتی

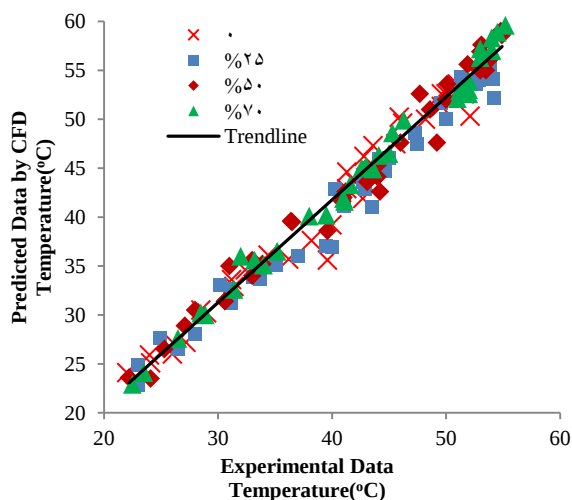
برای ارزیابی عملکرد خشک‌کن‌ها، شاخص‌های مختلفی به کار گرفته می‌شود که در این میان، مصرف انرژی ویژه (SEC) و بازده خشک‌سازی از مهم‌ترین معیارها محسوب می‌شوند. تغییرات SEC و بازده کلی خشک‌کن خورشیدی مجهز به PCM در شرایط مختلف جریان بازگشتی در شکل (۱۴) ارائه شده است. نتایج نشان می‌دهد که بیشترین مقدار SEC مربوط به سامانه بدون جریان بازگشتی بوده و کمترین مقدار آن در حالت بازگشت ۵۰ درصدی هوا به دست آمده است. این موضوع بیانگر کاهش انرژی مورد نیاز برای خشک‌سازی هر کیلوگرم ورقه‌های سیب در حضور سامانه بازگشتی

ورقه‌های میوه ایجاد می‌شود. در شرایطی که نرخ خشک‌سازی بالاتر است، این تغییر شکل در زمان کوتاه‌تری اتفاق می‌افتد، به‌ویژه زمانی که از PCM همراه با درصد بالاتر جریان بازگشتی استفاده شود. نتایج شکل (۱۲-ب) نشان می‌دهد که افزایش جریان بازگشتی تا حد مشخصی باعث افزایش معنی‌دار نرخ خشک‌سازی می‌شود، زیرا هوای ورودی دارای انرژی گرمایی حجمی بیشتری بوده و توانایی بیشتری برای استخراج رطوبت از محصول دارد. با این حال، در شرایط بازگشت ۷۰ درصدی هوا، به دلیل افزایش رطوبت جریان، میزان رطوبت خروجی از محصول کاهش یافته و در نتیجه نرخ خشک‌سازی افت می‌کند. به کارگیری مواد جاذب رطوبت می‌تواند رطوبت هوای بازگشتی را کاهش داده و موجب بهبود عملکرد حرارتی سامانه شود. اثر مشابه استفاده از PCM و جریان بازگشتی هوا در فرایند خشک‌سازی گوجه‌فرنگی [۲۵] و سنجد [۳۱] نیز گزارش شده است. زمان خشک‌سازی برای حالات صفر، ۲۵، ۵۰ و ۷۰ درصد جریان بازگشتی به ترتیب برابر با ۹۱۰، ۸۱۵، ۵۴۵ و ۷۰۵ دقیقه به دست آمد که نشان می‌دهد حالت ۵۰ درصد بهینه‌ترین وضعیت از نظر کاهش زمان خشک‌کردن می‌باشد.



شکل (۱۲): (الف) تغییرات روند خشک شدن، (ب) نرخ خشک شدن در برابر زمان برای حالت‌های مختلف از سامانه جریان بازگشتی

عددی در پیش‌بینی رفتار حرارتی سامانه است. همچنین خطای نسبی بین نتایج عددی و تجربی در بازه ۲/۱ تا ۴/۶ درصد قرار دارد که با توجه به پیچیدگی سامانه، قابل قبول ارزیابی می‌شود [۲۵،۳۳].



شکل (۱۵): مقایسه دمای خروجی از خشک‌کن در حالت آزمایشگاهی با داده‌های پیش‌بینی شده CFD در حالات مختلف از جریان بازگشتی

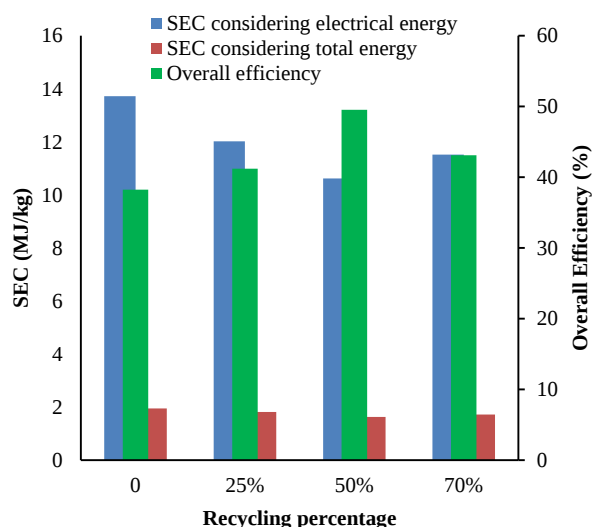
۴. نتیجه‌گیری

در مجموع، استفاده از مکانیزم‌های بازیافت حرارت به‌عنوان یکی از راهکارهای مؤثر در بهبود عملکرد سامانه‌های حرارتی شناخته می‌شود. نتایج این تحقیق نشان داد که به‌کارگیری سامانه گردش هوای بازگشتی در خشک‌کن خورشیدی موجب افزایش بازده کلکتور و فرایند خشک‌سازی می‌گردد. با این حال، افزایش بیش‌ازحد جریان بازگشتی به دلیل بالا رفتن رطوبت هوا می‌تواند اثر معکوس داشته باشد. مدل‌سازی انجام‌شده با روش دینامیک سیالات محاسباتی در نرم‌افزار ANSYS نشان داد که این روش با دقت قابل قبول قادر به پیش‌بینی توزیع دما و سرعت جریان در سامانه می‌باشد. همچنین استفاده از مواد جاذب رطوبت می‌تواند امکان بازگرداندن درصدهای بالاتری از هوای خروجی را فراهم کرده و عملکرد کلی خشک‌کن را بهبود بخشد.

۵. سپاسگزاری

نویسندگان از حمایت مادی و معنوی انجام‌شده توسط دانشگاه جیرفت تشکر و قدردانی می‌نمایند.

می‌باشد. کمترین مقدار انرژی ویژه مصرفی برابر با ۱۰/۶۲ مگاژول بر کیلوگرم، مربوط به خشک‌کن دارای PCM با دبی هوای ۰/۰۹ کیلوگرم بر ثانیه و بازگشت ۵۰ درصدی هوا بود. افزایش جریان بازگشتی به ۷۰ درصد، به دلیل افزایش رطوبت داخل خشک‌کن، موجب افزایش زمان خشک‌سازی و در نتیجه افزایش مصرف انرژی گردید. شکل (۱۴) همچنین تغییرات SEC را بدون در نظر گرفتن انرژی حرارتی دریافتی از خورشید (به‌عنوان انرژی رایگان) نشان می‌دهد که در این حالت مقدار آن بین ۱/۶۱ تا ۲/۱۳ مگاژول بر کیلوگرم متغیر است. نتایج به‌دست‌آمده با مطالعات مشابه در زمینه خشک‌سازی محصولات کشاورزی هم‌خوانی دارد [۳۱-۳۲]. بررسی راندمان کلی خشک‌کن نیز نشان داد که استفاده از سامانه جریان بازگشتی موجب بهبود عملکرد خشک‌سازی در بازه ۷/۷۱ تا ۲۹/۰۱ درصد نسبت به حالت بدون بازگشت هوا می‌شود. این افزایش راندمان ناشی از ورود انرژی گرمایی بیشتر به چرخه خشک‌سازی و کاهش مصرف انرژی الکتریکی و مکانیکی است. نتایج مشابهی در خشک نمودن سبند [۳۱] و گوجه‌فرنگی [۲۵] نیز گزارش شده است.



شکل (۱۴): مصرف انرژی ویژه (با و بدون در نظر گرفتن انرژی خورشیدی) و بازده کلی برای خشک کردن ورقه‌های سیب در شرایط مختلف از جریان بازگشتی

۴.۳. مقایسه داده‌های نرم‌افزاری و آزمایشگاهی

به‌منظور ارزیابی دقت مدل اعمال‌شده با CFD، دمای میانگین پیش‌بینی‌شده داخل خشک‌کن با داده‌های تجربی، مطابق شکل (۱۵)، مقایسه شد. اگرچه دماهای محاسبه‌شده اندکی بالاتر از مقادیر آزمایشگاهی هستند، به‌ویژه در ساعات اوج تابش خورشیدی، اما ضریب همبستگی بالا ($R^2 > 0.946$) نشان‌دهنده دقت مناسب مدل

مراجع

- [1] Jahromi, M. S. B., 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, No. 1, pp. 39-58, 2021, <https://doi.org/10.22067/jacsm.2021.56640.0>
- [2] Iranmanesh, M., Samimi-Akhijahani, H., Jahromi, M. S. B. "CFD modeling and evaluation of 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, <https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.06.038>
- [3] Salami, P., Safvati, M., Jahromi, M. S. B., Kalantar, V., Samimi-Akhijahani, H. "classification of fruit solar dryers and the role of phase change materials in enhancing performance: a review", Solar Energy, Vol. 297, p. 113570, 2025, <https://doi.org/10.1016/j.solener.2025.113570>
- [4] Jahromi, M. S. B., Sayedolasgari, A., Madhankumar, S., Samimi-Akhijahani, H., Salami, P. "Thermal energy storage-centric solar drying with phase change materials: intelligent optimization via neural and evolutionary regression models", Journal of Energy Storage, Vol. 141, p. 119192, 2026, <https://doi.org/10.1016/j.est.2025.119192>
- [5] Azaizia, Z., Kooli, S., Hamdi, I., Elkhail, W., Guizani, A. A. "Experimental study of a new mixed mode solar greenhouse drying system with and without thermal energy storage for pepper", Renewable Energy, Vol. 145, pp. 1972-1984, 2020, <https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.07.055>
- [6] Rabha, D. K., Muthukumar, P. "Performance studies on a forced convection solar dryer integrated with a paraffin wax-based latent heat storage system", Solar Energy, Vol. 149, pp. 214-226, 2017, <https://doi.org/10.1016/j.solener.2017.04.012>
- [7] Murugesan, G. K., Murugesan, C., Sakthivel, M., Tamilkolundu, S. "Experimental investigation on a solar dryer assisted with minimum phase change material (PCM) placed on the inner walls of drying chamber", Journal of Energy Storage, Vol. 98, p. 113069, 2024, <https://doi.org/10.1016/j.est.2024.113069>
- [8] Grecia, K. J., Luce, A. A., Buenaventura, M. A., Ubando, A., Gue, I. H. "Design and evaluation of a mango solar dryer with thermal energy storage and recirculated air", Proc. IEEE 11th Int. Conf. Humanoid, Nanotechnology, Information Technology, Communication and Control, Environment, and Management (HNICEM), pp. 1-5, 2019, <https://doi.org/10.1109/HNICEM48295.2019.9072900>
- [9] Motahayyer, M., Arabhosseini, A., Samimi-Akhijahani, H. "Numerical analysis of thermal performance of a solar dryer and validated with experimental and thermo-graphical data", Solar Energy, Vol. 193, pp. 692-705, 2019, <https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.10.001>
- [10] Ajithkumar, A., GaneshKumar, P. "Impact of organic PCM on drying kinetics and nutritional quality of sweet potato in indirect solar dryer", Journal of Energy Storage, Vol. 132, p. 117716, 2025, <https://doi.org/10.1016/j.est.2025.117716>
- [11] Alktrane, M., Al-Yasiri, Q., Mohammed, K. S., Arici, M., Szabo, M., Bencs, P. "Energy, exergy, and economic analysis of indirect solar dryer integrated with phase change material cans", Energy Conversion and Management: X, Vol. 26, p. 100986, 2025, <https://doi.org/10.1016/j.ecmx.2025.100986>
- [12] Aghkhani, M. H., Abasspour-Fard, M. H., Bayati, M. R., Morteza pour, H., Saedi, S. I., Moghimi, A. "Performance analysis of a solar dryer equipped with a recycling air system and desiccant chamber", Journal of Agricultural Machinery, Vol. 3, pp. 92-103, 2014, <https://doi.org/10.22067/jam.v3i2.25164>
- [13] Ahmadi, M., Samimi-Akhijahani, H., Salami, P. "Thermo-economic and drying kinetic analysis of oleaster using a solar dryer integrated with phase change materials and recirculation system", Journal of Energy Storage, Vol. 68, p. 107351, 2023, <https://doi.org/10.1016/j.est.2023.107351>
- [14] Iranmanesh, M., Jahromi, M. S. B. "Effect of forced convection and pcm materials on an indirect solar dryer equipped with evacuated heat pipe collector", Modares Mechanical Engineering, Vol. 19, No. 11, pp. 2607-2614, 2019, <https://doi.org/10.1001.1.10275940.1398.19.11.17.1>
- [15] Jahromi, M. S. B., Kalantar, V., Samimi-Akhijahani, H. "Evaluation of performance, energy, and exergy analysis of a solar parabolic dish

- collector connected to a dryer with nanofluid and PCM", *Journal of Energy Storage*, Vol. 98, p. 112969, 2024, <https://doi.org/10.1016/j.est.2024.112969>
- [16] Shalaby, S. M., Bek, M. A., El-Sebaei, A. A. "Solar dryers with PCM as energy storage medium: a review", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 33, pp. 110-116, 2014, <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.01.073>
- [17] Matapour, A., Samimi-Akhijahani, H., Zareei, S. "Experimental and numerical study of thermal performance of a solar rotary dryer with thermal storage mechanism", *Journal of Energy Storage*, Vol. 82, p. 109843, 2024, <https://doi.org/10.1016/j.est.2023.109843>
- [18] Sabiha, M. A., Saidur, R., Mekhilef, S., Mahian, O. "Progress and latest developments of evacuated tube solar collectors", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 51, pp. 1038-1054, 2015, <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.07.016>
- [19] Jahromi, M. S. B., Kalantar, V., Samimi-Akhijahani, H., 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, <https://doi.org/10.1016/j.est.2022.104434>
- [20] Namjoo, M., Golbakhshi, H., Kamandar, M. R., Jahromi, M. S. B. "Performance evaluation using artificial neural network technique and exergetic impact of cold plasma pretreatment on hybrid ultrasound/convective drying of ginger slices", *Thermal Science and Engineering Progress*, Vol. 73, p. 104679, 2026, <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2026.104679>
- [21] Norton, T., Sun, D. W. "Computational fluid dynamics (CFD)- an effective and efficient design and analysis tool for the food industry: a review", *Trends in Food Science & Technology*, Vol. 17, No. 11, pp. 600-620, 2006, <https://doi.org/10.1016/j.tifs.2006.05.004>
- [22] Yongson, O., Badruddin, I. A., Zainal, Z. A., Narayana, P. A. "Airflow analysis in an air conditioning room", *Building and Environment*, Vol. 42, No. 3, pp. 1531-1537, 2007, <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2006.01.002>
- [23] Khoshhal, A., Rahimi, M., Alsairafi, A. A. "CFD investigation on the effect of air temperature on air blowing cooling system for preventing tube rupture", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 36, No. 7, pp. 750-756, 2009, <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2009.04.001>
- [24] Jahromi, M. S. B., Kalantar, V., Samimi-Akhijahani, H. "Design and performance analysis of a new flat solar heating porous collector equipped with vertical copper pipe and porous medium for medicinal plant drying", *Energy*, Vol. 334, p. 137653, 2025, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2025.137653>
- [25] Arabhosseini, A., Samimi-Akhijahani, H., Motahayyer, M. "Increasing the energy and exergy efficiencies of a collector using porous and recycling system", *Renewable Energy*, Vol. 132, pp. 308-325, 2019, <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.07.132>
- [26] Gunjo, D. G., Mahanta, P., Robi, P. S. "Exergy and energy analysis of a novel type solar collector under steady state condition: experimental and CFD analysis", *Renewable Energy*, Vol. 114, pp. 655-669, 2017, <https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.07.072>
- [27] Hung, T. C., Huang, T. J., Lee, D. S., Lin, C. H., Pei, B. S., Li, Z. Y. "Numerical analysis and experimental validation of heat transfer characteristic for flat-plate solar air collector", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 111, pp. 1025-1038, 2017, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.09.126>
- [28] Rehman, S., Mohandes, M. "Artificial neural network estimation of global solar radiation using air temperature and relative humidity", *Energy Policy*, Vol. 36, No. 2, pp. 571-576, 2007, <https://doi.org/10.1016/j.enpol.2007.09.033>
- [29] Aboghrara, A. M., Baharudin, B. T., Alghoul, M. A., Adam, N. M., Hairuddin, A. A., Hasan, H. A. "Performance analysis of solar air heater with jet impingement on corrugated absorber plate", *Case Studies in Thermal Engineering*, Vol. 10, pp. 111-120, 2017, <https://doi.org/10.1016/j.csite.2017.04.002>
- [30] Khazaei, J., Chegini, G. R., Bakhshiani, M. "A novel alternative method for modeling the effects of air temperature and slice thickness on quality and drying kinetics of tomato slices: superposition technique", *Drying Technology*, Vol. 26, No. 6, pp. 759-775, 2008, <https://doi.org/10.1080/07373930802046427>
- [31] Rashidi, M., Arabhosseini, A., Samimi-Akhijahani, H. "Evaluation of energetic and exergetic efficiency of a solar collector equipped with porous plate, recycling system and reflectors", *Iranian Journal of Biosystems Engineering*, Vol. 51,

- No. 2, pp. 371-384, 2020, <https://doi.org/10.22059/ijbse.2020.279686.665183>
- [32] Mokhtarian, M., Tavakolipour, H., Ashtari, A. K. "Effects of solar drying along with air recycling system on physicochemical and sensory properties of dehydrated pistachio nuts", LWT, Vol. 75, pp. 202-209, 2017, <https://doi.org/10.1016/j.lwt.2016.08.056>
- [33] Madhankumar, S., Kumar, M. L., Jahromi, M. S. B., Kumar, K. D. H., Singh, A. K., Kumar, V. "Thermal and environmental assessment of a solar dryer with phase change material and enhanced absorber plates", Journal of Energy Storage, Vol. 153, p. 121045, 2026, <https://doi.org/10.1016/j.est.2026.121045>
- [34] Pawar, V. R., and Sobhansarbandi, S., "CFD modeling of a thermal energy storage based heat pipe evacuated tube solar collector", Journal of Energy Storage, Vol. 30, p. 101528, 2020, <https://doi.org/10.1016/j.est.2020.101528>