

طراحی، ساخت و ارزیابی خشک‌کن سبز ترکیبی خورشیدی - بازیافت حرارتی محصول زرشک

مریم اسلامی^۱، سجاد رستمی^{۲*}، بهرام حسین‌زاده سامانی^۳، رحیم ابراهیمی^۴ و مصطفی کیانی ده کیانی^۵

چکیده

دلیل خشک کردن، ذخیره‌سازی طولانی مدت مواد غذایی، حداقل کردن نیازهای انبارداری، بسته‌بندی و کاهش هزینه‌های حمل و نقل است. هدف این پژوهش استفاده از ترکیب خشک‌کن خورشیدی با سیستم بازیافت حرارتی (MCHP) است که ضمن ذخیره انرژی، کنترل دمایی را نیز امکان‌پذیر می‌کند. در تحقیق حاضر، سیستم MCHP (سیستم تولید هم‌زمان قدرت و حرارت ریزمقیاس) از یک موتور دیزل تک سیلندر با توان ۴/۵ اسب بخار و حداکثر دور موتور ۲۵۰۰ دور بر دقیقه که با سوخت بیودیزل کار می‌کند، تشکیل شده است. همچنین خشک‌کن خورشیدی دارای یک گردآورنده تخت است، که درون آن یک مبدل حرارتی طراحی و ساخته شد و از یک مکنده جهت هدایت هوای گرم از گردآورنده به محفظه خشک‌کن استفاده گردید. نتایج نشان داد، با افزایش درجه گاز (۲۵٪، ۵۰٪، ۷۵٪ و ۱۰۰٪)، دمای گاز خروجی از آگزوز قبل از ورود به مبدل حرارتی افزایش می‌یابد. مبدل دوم در گردآورنده طراحی و ساخته شد. دمای آب خروجی از مبدل گردآورنده در حالت‌های مختلف درجه گاز به ترتیب (۲/۵، ۳۷/۵، ۲/۳، ۴۳/۳، ۴۹/۲ و ۵۵/۲ درجه سلسیوس) بود. همچنین، زمان خشک‌شدن محصول زرشک برای دمای ۷۰ درجه سلسیوس و سرعت ۱/۵ متر بر ثانیه، نسبت به دما و سرعت‌های دیگر در این تحقیق کمتر بود.

واژه‌های کلیدی: خشک‌کن خورشیدی، سیستم MCHP، مبدل حرارتی، زمان خشک‌شدن.

ارجاع: اسلامی م. رستمی س. حسین‌زاده سامانی ب. ابراهیمی ر. و کیانی ده کیانی م. ۱۴۰۱. طراحی، ساخت و ارزیابی خشک‌کن سبز ترکیبی خورشیدی - بازیافت حرارتی محصول زرشک. نشریه پژوهش‌های مکانیک ماشین‌های کشاورزی. ۲۴: ۴۳-۵۴. <https://dx.doi.org/10.22034/JRMAM.2022.13766.579>

۱- دانشجوی دکتری، مکانیک بیوسیستم، دانشگاه شهرکرد، شهرکرد.
۲- دانشیار گروه مکانیک بیوسیستم، دانشگاه شهرکرد، شهرکرد.
۳- دانشیار گروه مکانیک بیوسیستم، دانشگاه شهرکرد، شهرکرد.
۴- استاد تمام گروه مکانیک بیوسیستم، دانشگاه شهرکرد، شهرکرد.
۵- استادیار گروه مکانیک بیوسیستم، دانشگاه شهید چمران، اهواز.

* نویسنده مسئول: rostami.sajad@yahoo.com

تاریخ دریافت: ۱۴۰۰/۱۲/۰۳ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۱/۰۳/۰۸

مقدمه

کشور ایران بزرگ‌ترین تولیدکننده زرشک در دنیا است و سالانه بیشتر از ۱۰۰۰۰ تن زرشک خشک در ایران تولید می‌شود. زرشک یک محصول فصلی است و در تمام طول سال امکان استفاده از آن به صورت تازه وجود ندارد. میوه زرشک در درمان آسم، تب‌های عفونی، امراض ریوی و ناراحتی‌های کیسه صفرا مفید بوده و ضد عفونی کننده است. از دیگر فواید زرشک استفاده در انواع مواد غذایی و دارویی است (Atefi et al., 2021). در حال حاضر زرشک به شیوه‌های کاملاً سنتی خشک می‌گردد. مهم‌ترین عیب خشک کردن به روش سنتی، افزایش هزینه و کندی فرآیند است که افزایش خطر صدمه محصول در اثر باران‌های پاییزه و آلودگی به انواع کپک، مخمر و اتلاف حدود ۳۰ تا ۳۵ درصد محصول سالیانه را در پی دارد. یکی از راه‌های کاهش ضایعات این محصول با ارزش، استفاده از روش خشک کردن صنعتی و با تجهیزات مکانیزه است که باعث کاهش چشم‌گیر آلودگی و اتلاف آن می‌گردد (Fyzi et al., 2018). اما در عوض قیمت اولیه و هزینه‌های کاربرد آن‌ها بالاست و به سوخت و انرژی وابسته‌اند. یک جایگزین خوب برای این مورد، استفاده از خشک‌کن‌های خورشیدی است (Leon et al., 2020).

امروزه بحران‌های اقتصادی و مسائلی نظیر محدودیت ذخایر فسیلی، نگرانی‌های زیست محیطی، ازدیاد جمعیت و ... فکر اندیشمندان را برای یافتن راهکارهای مناسب حل معضلات انرژی در جهان به خود مشغول کرده است.

تولید هم‌زمان قدرت و حرارت یک روش صرفه‌جویی انرژی است که در آن برق و حرارت به طور هم‌زمان تولید می‌شوند. فرآیند تولید هم‌زمان می‌تواند بر اساس استفاده از توربین‌های گاز، توربین‌های بخار یا موتورهای احتراقی بنا نهاده شود. منبع تولید انرژی اولیه نیز شامل دامنه وسیعی است که می‌تواند سوخت‌های فسیلی، زیست توده، زمین گرمایی یا انرژی خورشیدی باشد (Martinez et al., 2017).

از لحاظ ترمودینامیکی، تولید هم‌زمان قدرت و حرارت به معنی تولید هم‌زمان دو شکل معمول انرژی یعنی الکتریکی و حرارتی، با استفاده از یک منبع انرژی اولیه است. موتورهای احتراق داخلی قادر به سوزاندن انواع سوخت، از جمله بنزین، گازوئیل، گاز طبیعی، نفت و سوخت‌های جایگزین برای تولید قدرت محور یا انرژی

مکانیکی هستند. حدود دوسوم از انرژی ورودی به موتور از طریق گاز اگزوز و سیستم خنک‌کننده به هدر می‌رود. قبل از اتلاف کامل این انرژی، می‌توان از آن برای برخی از اهداف مفید و اقتصادی استفاده کرد (Pandiyan et al., 2011). حدود ۳۰٪ از انرژی ورودی در یک موتور احتراق داخلی از طریق گاز خروجی به بیرون از موتور هدایت می‌شود. بنابراین، این انرژی می‌تواند به عنوان یک گزینه مناسب برای جایگزینی انرژی الکتریکی مورد نیاز خشک‌کن مورد استفاده قرار گیرد (Guoneng et al., 2020 & Martinez et al., 2017).

در تحقیقی (Leon et al., 2020)، به مطالعه و مقایسه روی خشک‌کن خورشیدی با استفاده از بازتابنده خارجی برای خشک کردن انگور پرداختند. نتایج نشان داد، استفاده از خشک‌کن خورشیدی با بازتابنده‌های خارجی باعث کاهش زمان خشک‌شدن در مقایسه با خشک‌شدن خورشیدی در فضای باز است. همچنین، دمای سینی خشک‌کن با استفاده از بازتابنده خارجی تا حدود ۲۰٪ نسبت به خشک‌شدن خورشیدی در فضای باز افزایش یافت.

تحقیقی بر ارزیابی عملکرد خشک‌کن خورشیدی و مواد آن برای خشک کردن محصولات کشاورزی انجام شد. نتایج نشان داد، با خشک‌کن خورشیدی نه تنها در مصرف سوخت فسیلی صرفه‌جویی می‌شود بلکه ارزش بالایی نیز برای بهبود کیفیت محصول از نظر طعم و رنگ دارد. همچنین هیچ تأثیر مضر بر محیط زیست ندارد (Masnaji et al., 2020). در تحقیق دیگری، (2021) Khouya، به مدل‌سازی و تحلیل خشک‌کن خورشیدی ترکیبی برای چوب پرداختند. نتایج نشان داد با افزایش دمای تنظیم شده، نسبت مصرف انرژی کاهش می‌یابد. استفاده ترکیبی از یک گردآورنده خورشیدی و یک پمپ حرارتی به ترتیب باعث کاهش ۵۲، ۳۷ و ۲۴ درصد از نظر زمان خشک‌شدن برای سه درجه حرارت تنظیم شده ۵۰، ۶۰ و ۷۰ درجه سلسیوس می‌شود.

در پژوهشی، (Thayla et al., 2021)، یک خشک‌کن ترکیبی خورشیدی - خلا را برای تولید میوه‌ها و سبزیجات خشک با کیفیت بالا بررسی کردند. نتایج نشان داد؛ خشک‌شدن تمام نمونه‌های میوه و سبزی بسته به درجه حرارت خشک‌شدن و استفاده از انرژی الکتریکی مداوم برای دمای بالاتر از ۷۰ درجه سلسیوس، منجر به تولید محصولات خشک و ترد در ۳-۴ ساعت است.

مواد و روش

نمونه‌ها به‌منظور کاهش اثرات فعالیت‌های میکروبی تا قبل از شروع آزمایش در دمای ۴ درجه سلسیوس در یخچال نگهداری شدند. محصول زرشک با رطوبت اولیه ۷۶/۵٪ به صورت لایه نازکی با هدف رساندن رطوبت محصول کمتر از ۱۸ درصد در خشک‌کن قرار داده شد. طبق شکل ۱، و بر اساس اهداف این پژوهش، ابتدا خشک‌کن خورشیدی براساس منابع و تحقیقات پیشین، مطابق مشخصات زیر ساخته شد:

این خشک‌کن داری محفظه‌ای چوبی است که محصول در آن قرار گرفت. شاسی آن دارای پایه‌های آهنی به طول ۱ متر و نیز یک گردآورنده با مساحت ۲ × ۱ متر است. برای خشک‌کن‌های فعال جهت جابه‌جایی هوا در محفظه خشک‌کن و در سرتاسر محصول باید از مکنده یا دمنده استفاده کرد که در اینجا از یک مکنده استفاده شد. دسترسی به داخل محفظه خشک‌کن از طریق یک درب عایق امکان‌پذیر است. در این محفظه برای اینکه محصول بیشتری خشک شود از سه سینی با اندازه‌های متفاوت استفاده شده که فاصله از پایین محفظه تا سینی اول ۴۰ cm و فاصله ۳۰ cm بین هر سینی است. قسمت پایین اتاق خشک‌کن به گردآورنده متصل است. تعداد ۸ حسگر دماسنج مدل DS18B20، (با دقت ۰/۵ درجه که دامنه اندازه‌گیری دما ۱۲۵-۵۰ درجه سلسیوس) به‌منظور اندازه‌گیری دمای هوای ورودی و خروجی از گردآورنده، دمای وسط گردآورنده، دمای سینی اول، دمای سینی دوم، دمای محفظه، دمای خروجی از محفظه و دمای خروجی از هواکش مورد استفاده قرار گرفت. برای اندازه‌گیری سرعت هوا از یک سرعت‌سنج پره‌ای (مدل Testo 435) ساخت کشور آلمان، با حداکثر اندازه‌گیری سرعت ۲۰ و با رزولوشن ۰/۳؛ و برای سنجش میزان قدرت انرژی تابشی وارد بر سطح مورد نظر از یک دستگاه سولاری متر (solar power meter, TES1333) ساخت تایوان (دامنه اندازه‌گیری تا W/m^2 ۲۰۰۰) استفاده شد. همچنین برای سنجش وزن محصول مورد نظر از سه حسگر نیروی خمشی ۶kg و برای اندازه‌گیری میزان رطوبت هوا از یک حسگر TM-1240 (تیکا، ایران) مورد استفاده قرار گرفت.

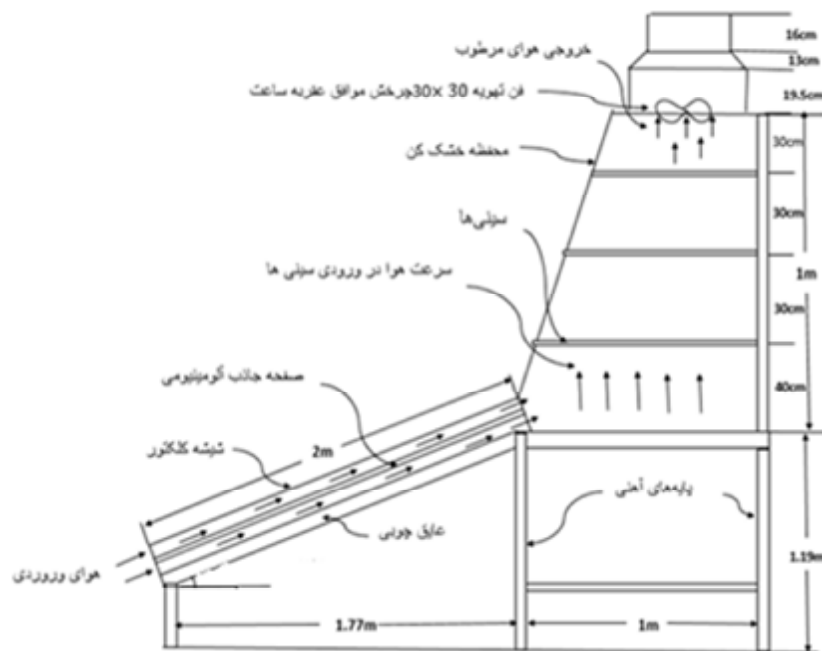
طی مطالعه‌ای بررسی سینتیک خشک کردن لایه نازک پرتقال در خشک‌کن سیستم تولید هم‌زمان قدرت و حرارت در ریزمقیاس، (MCHP) انجام شد. نتایج نشان داد که با افزایش بار خروجی از موتور و کاهش ضخامت نمونه، زمان خشک‌شدن به طور معنی‌داری از ۳۰۰ دقیقه (۲۵٪ بار موتور و ضخامت ۷ میلی‌متر) به ۹۵ دقیقه (۱۰۰٪ بار موتور و ضخامت ۳ میلی‌متر) کاهش یافته است (Khafajeh et al., 2013).

در تحقیقی طراحی مبدل حرارتی مبتنی بر گازهای خروجی موتور دیزلی برای خشک کردن محصولات کشاورزی انجام شد. نتایج نشان داد، انرژی حاصل از گازهای خروجی برای خشک کردن ۲ تن شلتوک، در دمای هوای خشک کننده ۵۳ درجه سلسیوس با سرعت جریان جرم خشک کننده ۶/۶۰۰ کیلوگرم بر ساعت به مدت ۸ ساعت زمان خشک‌شدن است (Nasruddin & Wahyu, 2016).

تحقیق دیگری بر سیستم‌های گرما و انرژی ریزمقیاس ترکیبی مبتنی بر منابع انرژی تجدیدپذیر انجام شد. نتایج نشان داد، استفاده از موتور احتراق داخلی از نظر اقتصادی مقرون به صرفه‌تر است (Martinez et al., 2017).

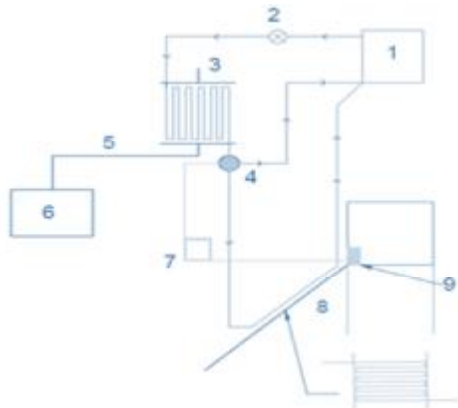
در پژوهشی، (Guoneng et al (2020)، به بررسی سیستم (MCHP) مبتنی بر مولد ترموالکتریک مجهز به کوره حرارتی پرداختند. نتایج حاصل از تحقیق نشان داد؛ اتصال گرما، سیم‌کشی مازول ترموالکتریک (TE)، تهویه، ذخیره‌سازی برق و کنترل دما با هم ارتباط دارند. پیشنهاد شد که برای تقویت هم‌زمان برق به بیش از ۲۰۰ وات و قدرت گرمایش به بیش از ۹/۸ کیلو وات نیاز است.

با توجه به اینکه سامانه MCHP با استفاده از تولیدکننده برق، انرژی الکتریکی تولید می‌کند و آن را به‌مصرف می‌رساند، می‌توان حرارت اتلاف شده آن را بازیافت کرد. از طرف دیگر، در خشک‌کن‌های خورشیدی نوسانات دمایی زیاد بوده و ترکیب این خشک‌کن‌ها با روشی که مشکل مذکور را حل کند ضروری است. با توجه به بررسی‌های انجام شده برای ترکیب دو روش خشک‌کن خورشیدی و سامانه بازیافت حرارتی (MCHP)، به اندازه کافی مطالعات در این زمینه صورت پذیرفته است. بدین سامانه‌ای با ترکیب خشک‌کن خورشیدی با سیستم بازیافت حرارتی (MCHP) طراحی و ساخته شد.



شکل ۱- طرحواره خشک‌کن خورشیدی

گرما به جریان سیال دیگری در دمای پایین‌تر انتقال می‌دهد.



شکل ۲- طرحواره خشک‌کن خورشیدی MCHP مورد استفاده در تحقیق. ۱- مخزن ذخیره ۲- پمپ ۳- مبدل حرارتی ۴- شیر ۵- اگزوز ۶- موتور دیزل ۷- پردازش‌گر ۸- گردآورنده خورشیدی ۹- حسگر دما

سیال می‌تواند حرارت را از طریق سازوکارهای مختلف مانند تابش، همرفت یا هدایت انتقال دهد (Bisen & Manahate, 2017).

در این تحقیق دو مبدل حرارتی از نوع پوسته-لوله با استفاده از نرم‌افزار Solidworks طراحی و سپس ساخته شد.

تجهیزات به کار رفته در MCHP

با توجه به شکل ۲، سیستم MCHP از یک موتور دیزل تک سیلندر با توان ۴/۵ اسب بخار و حداکثر دور موتور ۲۵۰۰ دور بر دقیقه که با سوخت بیودیزل کار می‌کند، تشکیل شده است. به منظور اندازه‌گیری دمای گاز خروجی از اگزوز قبل از مبدل و پس از مبدل حرارتی ابتدا سیستم به مدت یک ساعت کار کرد تا به حالت پایدار رسید. بعد از گذشت زمان مذکور در حالت‌های مختلف درجه گاز (۲۵٪، ۵۰٪، ۷۵٪ و ۱۰۰٪) دمای گاز خروجی قبل و بعد از مبدل اندازه‌گیری شد. بخش دوم که مهم‌ترین بخش این تحقیق بود مبدل حرارتی است. لازم بذکر است که بخش‌های دیگر شامل مخزن ذخیره آب، پمپ، شیر، پردازش‌گر و حسگر دما، مبدل و موتور تولیدکننده برق هستند.

طراحی مبدل حرارتی

مبدل حرارتی، یک دستگاه انتقال حرارت است که برای انتقال انرژی حرارتی داخلی بین دو یا چند سیال موجود در دماهای مختلف استفاده می‌شود. در اکثر مبدل‌های حرارتی، سیال با یک سطح انتقال حرارت جدا می‌شوند و در حالت ایده‌آل مخلوط می‌شوند. در طول فرآیند انتقال حرارت، یک سیال در دمای بالاتر انرژی خود را به شکل

مراحل طراحی بدین شرح است:

۱- برای اهداف این طراحی، شرایط حالت پایدار در کل واحد فرض شد.

۲- خواص سیالات، از جمله ظرفیت حرارتی خاص، گرانروی و چگالی ثابت و مستقل از دما در نظر گرفته شدند.

۳- همچنین فرض بر این بود که واحد، دارای اتلاف حرارت ناچیز به محیط اطراف است. در نتیجه طبق معادله (۱) گرمای ناشی از سیال سرد و سیال گرم با هم برابرند.

(۱) $q = m_c c_{p,c} (T_{c,out} - T_{c,in})$
 $= m_h c_{p,h} (T_{h,out} - T_{h,in})$
 m جرم سیال (kg)، T ، دمای سیال (°K) و c_p ظرفیت گرمایی ویژه سیال ((kJ / (kg °C)) و اندیس‌های c, in, h و out به ترتیب سرد، گرم، ورودی و خروجی است (Bisen & Mahate, 2017).

۴- برپایه نوع جریان، اختلاف متوسط دمای لگاریتمی، معادله (۲) محاسبه شد (Bisen & Mahate, 2017).

$$LMTD = \frac{(T_{h,in} - T_{c,in}) - (T_{h,out} - T_{c,out})}{\ln \frac{(T_{h,in} - T_{c,in})}{(T_{h,out} - T_{c,out})}} \quad (2)$$

بر پایه پیکربندی مبدل ضریب تصحیح دما را می‌توان از معادله (۳) به دست آورد. در معادله (۳)، R و S طبق معادلات (۴) و (۵) محاسبه می‌شود (Bisen & Mahate, 2017).

$$F_t = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \ln \left[\frac{(1-S)}{(1-RS)} \right]}{(R-1) \ln \left[\frac{2-S \left[R+1 - \sqrt{R^2+1} \right]}{2-S \left[R+1 + \sqrt{R^2+1} \right]} \right]} \quad (3)$$

$$R = \frac{(T_{in} - T_{out})}{(t_{out} - t_{in})} \quad (4)$$

$$S = \frac{(t_{out} - t_{in})}{(T_{in} - t_{out})} \quad (5)$$

در معادلات فوق دمای سیال اول، دمای سیال دوم (اندیس‌های in و out مربوط به ورودی و خروجی) بر حسب (K) است. البته در شرایطی که مبدل حرارتی از نوع یک مسیر لوله و جریان سیالات، مخالف جهت یکدیگر باشند، در نظر گرفته می‌شود (در تحقیق حاضر، سیالات خلاف جهت هم جریان دارند).

۶- به کمک معادله (۶) اختلاف متوسط دما (K) را می‌توان محاسبه کرد (Bisen & Mahate, 2017).

$$DT_m = F_t \times LMTD \quad (6)$$

۷- به عنوان نخستین حدس ضریب انتقال حرارت انتخاب می‌شود.

۸- سطح انتقال (m^2) از معادله (۷) محاسبه شد.

$$A = \frac{q}{U \cdot DT_m} \quad (7)$$

که در آن U ضریب انتقال حرارت ($m^2 \cdot K$)، W انتقال گرما (kJ) و اختلاف متوسط دما (°K) هستند (Bisen & Mahate, 2017).

۹- با داشتن قطر داخلی یا خارجی، ضخامت لوله و طول لوله‌هایی که قبلاً فرض شده بود، تعداد لوله‌ها به صورت معادله (۸) محاسبه می‌شود.

$$N_t = \frac{A}{\pi \cdot d_0 L} \quad (8)$$

قطر خارجی لوله (m)، طول پوسته (m) است (Mamba et al., 2019).

سطح مبدل با جریان عمود بر هم (m^2) را از معادله (۹) زیر محاسبه شد (Mamba et al., 2019).

$$A_S = \frac{0.4(p_t - d_0)D_s^2}{p_t} \quad (9)$$

در معادله فوق، قطر خارجی لوله، گام لوله و قطر پوسته هستند.

۱۰- سرعت جرمی (m/s) طرف پوسته از معادله (۱۰) محاسبه شد (Mamba et al., 2019).

$$G_S = \frac{\text{shell - side flowrate [kg/s]}}{A_S} \quad (10)$$

۱۱- بر پایه پیکربندی سه گوش یا چهار ضلعی، قطر معادل پوسته (m) از معادله (۱۱) محاسبه شد (Mamba et al., 2019).

$$d_e = \frac{4 \left(\frac{p_t}{2} \times 0.87 p_t - \frac{1}{2} \pi \frac{d_0^2}{4} \right)}{\frac{\pi d_0}{2}} \quad (11)$$

گام مثلثی

$$= \frac{1 \cdot 10}{d_0} (p_t^2 - 0.917 d_0^2)$$

۱۲- عدد رینولدز سمت پوسته را می‌توان از معادله (۱۲) به دست آورد. گرانروی سیال سمت پوسته است (Mamba et al., 2019).

$$Re = \frac{G_S d_e}{\mu} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} & \text{If } Re < 2100 (\text{laminar flow}) \text{ then } h_i \\ & = 1 \\ & \cdot 36 \frac{k_f}{d_i} (Re) \\ & \cdot Pr^{0.33} \left(\frac{d_i}{L}\right)^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \end{aligned} \quad (19)$$

$$\begin{aligned} & \text{If } Re > 2100 (\text{Transition and Turbulent}) h_i \\ & = 0.023 \frac{k_f}{d_i} Re^{0.8} Pr^{0.33} \left(1 + \frac{d_i}{L}\right)^{0.7} \end{aligned} \quad (20)$$

۲۰- ضریب انتقال حرارت کلی طبق معادلات (۲۱) و (۲۲) محاسبه شد (Mamba et al., 2019).

بر پایه جریان داخل لوله:

$$\begin{aligned} U_i & = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_{ai}} + \frac{d_i \ln(d_o/d_i)}{2k_w} + \frac{d_i}{d_i h_{do}} + \frac{d_i}{d_o h_o}} \end{aligned} \quad (21)$$

یا بر پایه جریان خارج لوله:

$$\begin{aligned} U_o & = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{ao}} + \frac{d_o \ln(d_o/d_i)}{2k_w} + \frac{d_o}{d_i h_o} + \frac{d_o}{d_i h_{ai}}} \end{aligned} \quad (22)$$

که h_{do} و h_{ai} به ترتیب ضرایب انتقال حرارت لایه داخلی و خارجی لوله است.

۲۱- ضریب انتقال حرارت کلی که در مراحل پیش به دست آورده شد با مقدار آن در مرحله (۷) مقایسه گردید که اگر بهم نزدیک بودند فرض درست بوده است. در این صورت می‌توان نتایجی چون سطح کل لوله‌ها، تعداد لوله‌ها، طول و قطر مبدل، گرمای انتقالی و دیگر مشخصات طراحی را در جدولی نوشت. در غیر اینصورت، عدد به دست آمده در مرحله پیش را به عنوان فرض مرحله (۷) در نظر گرفته و محاسبات طبق مراحل یاد شده تکرار شدند تا اختلاف بین این ضریب انتقال حرارت کلی ناچیز باشد (Mamba et al., 2019).

درنهایت، مبدل اول با مشخصات، قطر پوسته، تعداد لوله‌ها قطر لوله، دمای گاز خروجی از آگزوز دمای آب ورودی به مبدل و مبدل درون گردآورنده با مشخصات، قطر پوسته، تعداد لوله‌ها قطر لوله دمای آب ورودی دمای هوای ورودی ساخته شدند.

باید اشاره کرد که خشک‌کن خورشیدی خود به تنهایی دارای نوسان دمایی است. لذا ترکیب سیستم MCHP با

۱۳- عدد پراوتل طبق معادله (۱۳) به دست می‌آید که C_p ، ظرفیت گرمایی سیال در فشار ثابت، $kJ / (kg \cdot ^\circ C)$ و K ضریب انتقال حرارتی $W / (m^2 \cdot K)$ هستند (Mamba et al., 2019).

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{K} \quad (13)$$

۱۴- عددهای رینولدز و پراوتل مانند معادلات (۱۲) و (۱۳) برای سیال داخل لوله محاسبه شد.

۱۵- به کمک یکی از معادلات (۱۴) و (۱۵) ضریب انتقال حرارت طرف پوسته محاسبه شد (Mamba et al., 2019).

$$\begin{aligned} & \text{If } Re < 2100 (\text{laminar flow}) \text{ then } h_s \\ & = 1 \\ & \cdot 36 \frac{k_f}{d_e} (Re) \\ & \cdot Pr^{0.33} \left(\frac{d_i}{L}\right)^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \end{aligned} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} & \text{If } Re > 2100 (\text{Transition and Turbulent}) h_s \\ & = 0.023 \frac{k_f}{d_e} Re^{0.8} Pr^{0.33} \left(1 + \frac{d_i}{L}\right)^{0.7} \end{aligned} \quad (15)$$

گرانروی سیال در دمای دیواره سمت پوسته، ضریب انتقال حرارتی پوسته $(W / (m^2 \cdot K))$ ، عدد ناسلت، Nu ، k_f ضریب انتقال حرارتی سیال $W / (m^2 \cdot K)$ هستند (Mamba et al., 2019).

۱۶- از معادله (۱۶) تعداد پاس لوله‌ها محاسبه شد (Mamba et al., 2019).

$$N_{tpp} = \frac{N_t}{\text{number of passes}} \quad (16)$$

۱۷- طبق معادله (۱۷) سرعت جرمی سمت لوله محاسبه شد (اندیس مربوط به سیال درون لوله است). که جرم ویژه سیال داخل لوله است (Mamba et al., 2019).

$$G_m = \frac{\text{tube - side flowrate} [kg/s]}{N_{tpp} \times \frac{\pi d_i^2}{4}} \quad (17)$$

۱۸- در معادله (۱۸) سرعت سمت لوله محاسبه شد (Mamba et al., 2019).

$$u = \frac{G_m}{\rho_i} \quad (18)$$

۱۹- به کمک یکی از معادلات (۱۹) و (۲۰) ضریب انتقال حرارت محاسبه شد (Mamba et al., 2019).

لایه نازک زرشک در طی فرآیند خشک شدن استفاده شد. منحنی‌های خشک شدن با ۶ معادله لایه نازک برازش داده شدند تا بهترین مدل که بتواند معادله منحنی خشک شدن، لایه نازک زرشک را تحت شرایط مختلف در طول فرآیند خشک شدن توضیح دهد انتخاب شود. مدل‌های ریاضی گزارش شده توسط سایر محققین در جدول ۱ آورده شده است. از سه معیار ضریب تعیین (R^2)، مربع کای (χ^2)، و ریشه متوسط مربع خطای داده‌ها (RMSE)، برای سنجش بهترین مدل استفاده شد. که برای هر مدل هرچه مقدار بیشتر، و RMSE کمتر باشد عملکرد آن مدل بهتر و برازش بهتری با داده‌ها خواهد داشت (Khafajeh *et al.*, 2013). این فراسنجه‌ها از معادلات زیر قابل محاسبه است:

$$R^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (MR_i - MR_{pre.i})}{\sum_{i=1}^n (MR_i - MR_{exp.i})} \quad (24)$$

$$\chi^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (MR_{exp.i} - MR_{pre.i})^2}{N - n} \quad (25)$$

$$RMSE = \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^n (MR_{pre.i} - MR_{exp.i})^2 \right]^{1/2} \quad (26)$$

در این معادلات نسبت رطوبت به دست آمده در طی نامین اندازه‌گیری، $MR_{pre.i}$ نسبت رطوبت پیش‌بینی شده از مدل در نامین اندازه‌گیری، تعداد مشاهدات و N تعداد ثابت‌های به کار رفته در معادله است.

خشک‌کن خورشیدی این نوسان دما را کنترل می‌کند. به بیان دیگر کارایی دیگر مبدل‌ها بدین شکل است؛ در زمانی که دمای مورد نظر آزمایش کم باشد مبدل حرارتی دما را به مقدار مورد نظر افزایش می‌دهد. همچنین زمانی که دما مساعد باشد با استفاده از شیر برقی یا ترموستات که در شکل ۲ نشان داده شده است، آب به مخزن برمی‌گردد و دوره کامل می‌شود.

سینتیک خشک شدن

برای مدل‌سازی ریاضی سینتیک خشک کردن بستر نازک زرشک، از نسبت رطوبت در طی فرآیند خشک کردن استفاده شد. نسبت رطوبت با توجه به رطوبت اولیه، رطوبت تعادلی و رطوبت توده در هر لحظه در طی خشک کردن به‌وسیله معادله (۲۳) محاسبه شد.

$$MR = \frac{M - M_e}{M_o - M_e} \quad (23)$$

که در این معادله، نسبت رطوبت (بدون بعد)، محتوای رطوبت در زمان (d.b)، محتوای رطوبت تعادلی (d.b) و محتوای رطوبت اولیه برحسب (d.b) است (Khafajeh *et al.*, 2013). در ادامه، زمان خشک کردن محصول زرشک با استفاده از پارامتر در دماهای (۵۰، ۶۰ و ۷۰ درجه سلسیوس) و سرعت‌های هوای گرم (۱، ۰/۵ و ۱/۵ متر بر ثانیه) به دست آمد.

مدل‌سازی ریاضی فرآیند خشک کردن زرشک

از مدل‌های عددی ریاضی پیشنهاد شده توسط سایر محققین به منظور نشان دادن نرخ از دست دادن رطوبت

جدول ۱- مدل‌های استاندارد خشک شدن لایه نازک توسط محققین

نام منبع	مدل	منبع مدل
لیوایز	$MR = \exp(-kt)$	Lewis (1921)
پیچ	$MR = \exp(-kt^n)$	Page (1949)
هندرسون و پابیس	$MR = a \cdot \exp(-kt)$	Henderson & Pabis (1961)
لگاریتمی	$MR = a \cdot \exp(-kt) + c$	Togrul & Pehlivan (2004)
تقریب دیفیوژن	$MR = a \cdot \exp(-kt) + (1 - a)\exp(-kbt)$	Yaldiz <i>et al.</i> , (2001)
تقریب فیک اصلاح شده	$MR = a \cdot \exp(-kt/l^2)$	Diamante & Munro (1991)

خورشیدی با کمک سیستم MCHP خشک شد. لذا تأثیر دو فراسنجه دما (۵۰، ۶۰ و ۷۰ درجه سلسیوس) و سرعت هوای ورودی (۱، ۰/۵ و ۱/۵ متر بر ثانیه)، بر روی کیفیت زرشک بررسی شد.

ارزیابی سیستم ترکیبی خشک‌کن خورشیدی

MCHP

یکی از مراحل مهم در فرآوری زرشک، خشک کردن و رساندن رطوبت محصول کمتر از ۱۸ درصد است. لذا در این تحقیق میوه زرشک با استفاده از خشک‌کن

نتایج و بحث

همانطور که در شکل ۳ مشخص است، با افزایش درجه گاز، دمای گاز آگزوز به دلیل آزاد شدن بیشتر انرژی سوخت افزایش می‌یابد. همچنین ملاحظه می‌شود؛ دمای گاز خروجی از آگزوز پس از عبور از مبدل حرارتی به طور تقریبی ۱۰۰ تا ۲۰۰ درجه سلسیوس کاهش دما دارد. در واقع با بیشتر باز شدن درجه گاز، میزان انتقال گرما افزایش می‌یابد. این افت دمای زیاد در مبدل به علت ظرفیت حرارتی بالای آب است. به بیان دیگر ظرفیت حرارتی آب، بسیار بیشتر از ظرفیت حرارتی گاز خروجی از آگزوز است (Martinez et al., 2017).

نتایج مشابهی نیز در بررسی عملکرد مبدل حرارتی در بازیافت گرمای آگزوز موتور دیزل گزارش شده است. با افزایش زمان، آهنگ جذب حرارت کاهش پیدا می‌کند. دلیل این امر افزایش دمای سیال در ورودی مبدل بود که اختلاف دمای بین گاز خروجی و سیال را کاهش می‌داد. در این پژوهش مشابه، افت دمای زیادی در گاز آگزوز پس از عبور از مبدل حرارتی مشاهده شد (Pandiyarajan et al., 2011).

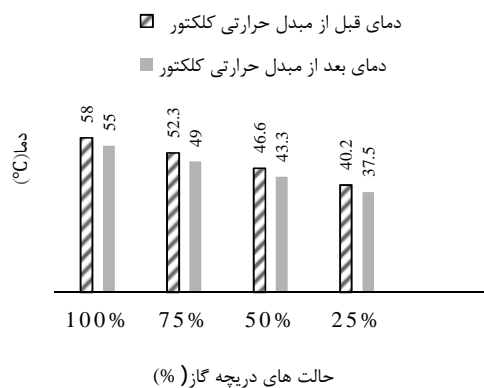
به‌منظور ارزیابی عملکرد مبدل، در حالت‌های مختلف درجه گاز (۲۵٪، ۵۰٪، ۷۵٪ و ۱۰۰٪)، دمای آب خروجی از مبدل ثبت شد. با توجه به اینکه دمای ورودی آب ۲۵ بود. دمای آب خروجی در حالت‌های مختلف درجه گاز به ترتیب ۲/۵، ۳۷/۵، ۲/۳، ۴۳/۳ و ۴۹ و ۵۵ درجه سلسیوس اندازه‌گیری شد که در سطح ۵٪ معناداری داشتند. بنابراین، با افزایش بار موتور، دمای سیال خروجی از مبدل حرارتی نیز افزایش می‌یافت.

در پژوهشی، (Mohammadi Maghanki et al., 2013) نیز نتایج مشابهی را در بررسی یک سیستم MCHP که موتور با سوخت گاز طبیعی کار می‌کرد اعلام کردند. در این تحقیق اثر بار الکتریکی بر دمای گازهای خروجی از آگزوز در مبدل حرارتی بررسی شد. نتایج نشان داد؛ با افزایش بار الکتریکی سیستم مذکور از صفر تا ۱۲۰۰ وات، دمای آب خروجی (۱۷/۵ درجه سلسیوس) پس از عبور از مبدل حرارتی از ۳۰ تا ۷۰ افزایش یافت. همچنین گازهای خروجی پس از عبور از مبدل حدود ۲۰۰ تا ۳۰۰ درجه سلسیوس کاهش دما داشتند.

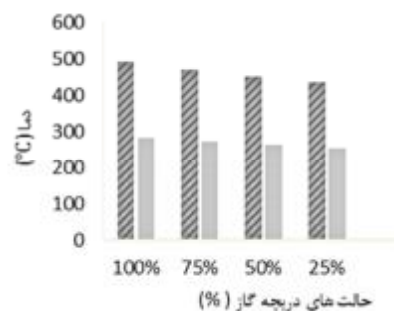
در مبدل دوم که در گردآورنده طراحی و ساخته شد. مقدار دمای آب ورودی و خروجی از مبدل گردآورنده در حالت‌های مختلف درجه گاز ثبت گردید.

همانطور که در شکل ۴ ملاحظه می‌شود، با افزایش درجه گاز انرژی بیشتری ناشی از سوخت آزاد می‌شود. در نتیجه مقدار دمای آب در مبدل گردآورنده افزایش می‌یابد. همچنین باید اشاره کرد، دمای هوای درون گردآورنده به دلیل انتقال حرارت بین سیالات (آب و هوا) بیشتر می‌شود (Mohammadi Maghanki et al., 2013).

در پژوهشی، (Khafajeh et al., 2013)، تحقیقی را بر روی خشک کردن تکه‌های پرتقال با استفاده از خشک‌کن MCHP در حالت‌های مختلف درجه گاز انجام دادند. نتایج نشان داد؛ زمان خشک شدن محصول با افزایش درجه گاز کاهش می‌یابد. به بیان دیگر، افزایش دما ناشی از افزایش گرما است. لذا افزایش دما، زمان خشک شدن را کاهش می‌دهد.

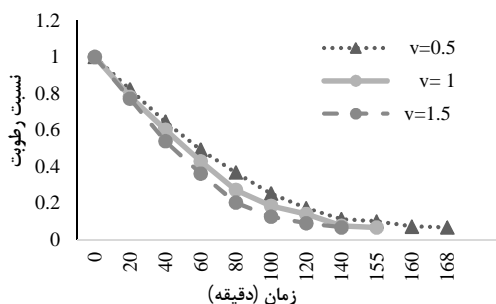


شکل ۴- دمای آب قبل از مبدل حرارتی گردآورنده و بعد از مبدل حرارتی گردآورنده

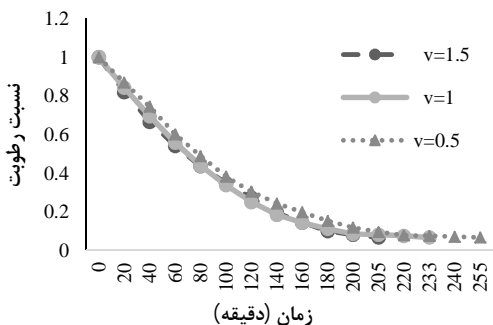


شکل ۳- دمای گاز خروجی از آگزوز قبل از مبدل حرارتی و پس خروج از مبدل حرارتی

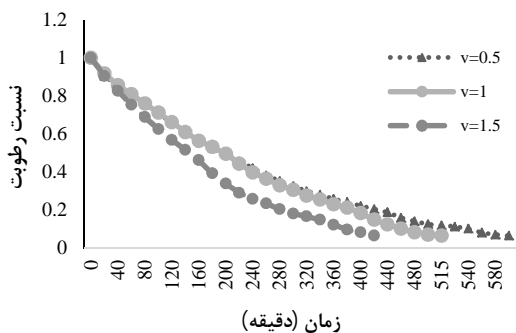
داده‌های آزمایشی با مدل‌های استاندارد و انتخاب بهترین معادله برای پیش‌بینی روند خشک شدن زرشک مورد استفاده قرار گرفت. همانطور که ملاحظه می‌شود؛ در سرعت ۰/۵ متر بر ثانیه با دمای ۵۰ درجه سلسیوس مدل لوئیس، مدل هندرسون و پابیس، مدل لگاریتمی و مدل تقریب اصلاح شده فیک بهترین مدل با بیشترین R^2 کمترین χ^2 و RMSE و برازش مناسبی هستند. همچنین در دمای ۶۰ درجه سلسیوس مدل پیچ و مدل تقریب دیقیوژن مناسب می‌باشند.



شکل ۵- زمان خشک شدن محصول زرشک در دمای ۷۰ درجه سلسیوس



شکل ۶- زمان خشک شدن محصول زرشک در دمای ۶۰ درجه سلسیوس



شکل ۷- زمان خشک شدن محصول زرشک در دمای ۵۰ درجه سلسیوس

همچنین Faal *et al.*, (2014) پژوهشی بر خشک کردن زردآلو با استفاده از سیستم بازیافت حرارتی MCHP به صورت لایه نازک در دریچه‌های مختلف گاز (۲۵٪، ۵۰٪، ۷۵٪ و ۱۰۰٪) انجام دادند. نتایج نشان داد؛ با افزایش بار موتور زمان خشک شدن کاهش می‌یابد.

شکل‌های ۵، ۶ و ۷ نشان می‌دهند که هرچه دما و سرعت بیشتر باشد، زمان خشک شدن محصول کاهش می‌یابد. به عبارت دیگر، با افزایش دما و سرعت انتقال جرم و انتقال حرارت محصول به سطح محصول و در نهایت تبخیر رطوبت بیشتر می‌شود (Thayla *et al.*, 2021). همچنین باید اشاره کرد؛ زمان خشک کردن با افزایش دما (۵۰، ۶۰ و ۷۰ درجه سلسیوس) به ترتیب ۲۵۵، ۱۶۸ و ۱۶۸ دقیقه است. به عبارت دیگر، در دمای ۵۰ درجه سلسیوس ۷۱٪ و در دمای ۶۰ درجه سلسیوس ۳۴٪ زمان بیشتری جهت خشک کردن محصول، نسبت به دمای ۷۰ درجه سلسیوس صرف می‌شود.

لازم به ذکر است، زمان خشک شدن با افزایش سرعت در دمای ۵۰ درجه سلسیوس (۰/۵، ۱ و ۱/۵ متر بر ثانیه) به ترتیب ۵۹۰، ۵۱۵ و ۴۲۰ دقیقه است. به عبارت دیگر، در سرعت ۰/۵ متر بر ثانیه، ۲۹٪ و در سرعت ۱ متر بر ثانیه، ۱۸٪ زمان بیشتری جهت خشک کردن محصول، نسبت به سرعت ۱/۵ متر بر ثانیه صرف می‌شود.

همچنین باید اشاره کرد؛ اگر تنها از خشک‌کن خورشیدی استفاده شود، در دمای ۵۰ درجه سلسیوس با سرعت ۰/۵ متر بر ثانیه، زمان خشک کردن تقریباً ۲۸۸۰ دقیقه طول می‌کشد. به بیان دیگر، ترکیب سیستم MCHP با خشک‌کن خورشیدی مشکل نوسان دما را کنترل می‌کند و زمان خشک کردن را کاهش می‌دهد.

در پژوهشی، خشک‌کن ترکیبی خورشیدی - خلا برای تولید میوه‌ها و سبزیجات خشک، با کیفیت بالا بررسی شد. نتایج نشان داد؛ خشک شدن تمام نمونه‌ها (میوه و سبزی) به درجه حرارت خشک شدن وابسته بوده و منجر به تولید محصولات خشک و ترد در ۳-۴ ساعت می‌شود (Thayla *et al.*, 2021).

با توجه به جدول‌های ۲ تا ۴، داده‌های حاصل از آزمایش‌ها با استفاده از نرم افزار متلب برای شش مدل تجربی ارائه شده است. شاخص‌های آماری نظیر ضریب تعیین، R^2 مربع کای، χ^2 و ریشه متوسط مربع خطای داده‌ها (RMSE) برای سنجش بهترین مدل و برآورد

در نهایت مدل‌های لوئیس، هندرسون و پابیس، لگاریتمی، تقریب اصلاح شده فیک و مدل تقریب دیفیوژن در سرعت ۱/۵ متر بر ثانیه با دمای ۶۰ درجه سلسیوس بهترین برازش را دارند. همچنین ملاحظه می‌شود، در دمای ۷۰ درجه سلسیوس مدل پیچ برازش مناسبی دارد.

همچنین ملاحظه می‌شود، در سرعت ۱ متر بر ثانیه با دمای ۵۰ درجه سلسیوس مدل لگاریتمی برازش مناسبی هست. لازم به ذکر است، در دمای ۶۰ درجه سلسیوس مدل‌های لوئیس، پیچ، هندرسون و پابیس، تقریب اصلاح شده فیک و تقریب دیفیوژن مدل‌های مناسبی هستند که از بین مدل‌های ذکر شده، مدل تقریب دیفیوژن در دمای ۶۰ درجه سلسیوس با بیشترین R^2 ، کمترین χ^2 و RMSE بهترین برازش مناسب را دارد.

جدول ۲- مدل‌های استاندارد لایه نازک ارائه شده توسط محققین در سرعت ۰/۵ متر بر ثانیه

مدل	دمای ۵۰			دمای ۶۰			دمای ۷۰		
	RMSE			RMSE			RMSE		
لوئیس	۰/۹۹۴۴	۰/۱۲۹۸	۰/۰۲۰۴	۰/۹۸۹	۰/۱۵۷	۰/۰۳۲۳۵	۰/۹۸۴۷	۰/۱۶۳۲	۰/۰۴۰۴
پیچ	۰/۹۹۷۳	۰/۰۶۳۳۴	۰/۰۱۴۵	۰/۹۹۹۵	۰/۰۰۷۵	۰/۰۰۷۳۳	۰/۹۹۹۳	۰/۰۰۷۱	۰/۰۰۸۹۱۵
هندرسون و پابیس	۰/۹۹۴۸	۰/۰۱۲	۰/۰۲	۰/۹۹۲۸	۰/۰۳۵	۰/۰۲۷۱۹	۰/۹۸۸۲	۰/۰۱۲۵۳	۰/۰۳۷۳۱
لگاریتمی	۰/۹۹۹۵	۰/۰۱۲۴۴	۰/۰۰۶	۰/۹۹۷۱	۰/۰۴۱	۰/۰۱۷۷۷	۰/۹۹۷۹	۰/۰۲۲۱۲	۰/۰۱۶۶۳
تقریب اصلاح شده فیک	۰/۹۹۴۵	۰/۰۱۲۷۴	۰/۰۲۰۹۶	۰/۹۹۰۷	۰/۰۱۳۳۲	۰/۰۳۲	۰/۸۴۹۶	۰/۱۶۰۳	۰/۱۴۱۵
تقریب دیفیوژن	۰/۹۹۴۷	۰/۰۱۲۳	۰/۰۲۰۶۲	۰/۹۹۹۵	۰/۰۰۶۵	۰/۰۰۷۱	۰/۹۹۶۸	۰/۰۳۴۳۳	۰/۰۲۰۷۲

جدول ۳- مدل‌های استاندارد لایه نازک ارائه شده توسط محققین در سرعت ۱ متر بر ثانیه

مدل	دمای ۵۰			دمای ۶۰			دمای ۷۰		
	RMSE			RMSE			RMSE		
لوئیس	۰/۹۸۴۵	۰/۰۳۲۲	۰/۰۳۵۱۹	۰/۹۹۱۵	۰/۰۱۰۸	۰/۰۲۸۸	۰/۹۸۷۸	۰/۰۱۰۹	۰/۰۳۶۹۵
پیچ	۰/۹۹۵	۰/۰۱۰۴۹	۰/۰۲۰۴۸	۰/۹۹۹۴	۰/۰۰۸۱	۰/۰۰۸۲۴	۰/۹۹۸۷	۰/۰۰۱۲	۰/۰۱۲۹۲
هندرسون و پابیس	۰/۹۸۷	۰/۰۲۷۱	۰/۰۳۲۹۵	۰/۹۹۴	۰/۰۷۶	۰/۰۲۵۱۸	۰/۹۹۰۱	۰/۰۰۸۸	۰/۰۳۵۶۳
لگاریتمی	۰/۹۹۹۳	۰/۰۱۵۲	۰/۰۰۷۹	۰/۹۹۶۹	۰/۰۳۹۶	۰/۰۱۸۹۷	۰/۹۹۶۲	۰/۰۰۳۳	۰/۰۲۳۷۱
تقریب اصلاح شده فیک	۰/۹۸۴۳	۰/۰۳۲۶۵	۰/۰۳۶۸۸	۰/۹۹۴	۰/۰۷۶	۰/۰۲۶۳	۰/۹۹۰۱	۰/۰۰۸۸	۰/۰۳۸۴۸
تقریب دیفیوژن	۰/۹۸۵۵	۰/۰۳۰۲	۰/۰۳۵۴۷	۰/۹۹۹۵	۰/۰۰۶۳	۰/۰۰۷۵	۰/۹۹۸۸	۰/۰۰۱۱	۰/۰۱۶۶۴

جدول ۴- مدل‌های استاندارد لایه نازک ارائه شده توسط محققین در سرعت ۱/۵ متر بر ثانیه

مدل	دمای ۵۰			دمای ۶۰			دمای ۷۰		
	RMSE			RMSE			RMSE		
لوئیس	۰/۹۹۱۱	۰/۰۱۵۵۴	۰/۰۲۷۲	۰/۹۹۳۳	۰/۰۰۷۰	۰/۰۲۵۳	۰/۹۸۵۸	۰/۰۱۱۹۶	۰/۰۴۱۳۴
پیچ	۰/۹۹۸	۰/۰۳۴۱۹	۰/۰۱۳۰	۰/۹۹۸۴	۰/۰۰۱۷	۰/۰۱۳۱۹	۰/۹۹۸۷	۰/۰۰۱۱	۰/۰۱۳۴۲
هندرسون و پابیس	۰/۹۹۳۱	۰/۰۱۲۰۱	۰/۰۲۴۵	۰/۹۹۴۴	۰/۰۰۵۹	۰/۰۲۴۳۱	۰/۹۸۸۴	۰/۰۰۹۸	۰/۰۴۰۳۷
لگاریتمی	۰/۹۹۸۱	۰/۰۰۳۲	۰/۰۱۳۱۳	۰/۹۹۹۶	۰/۰۰۴۲	۰/۰۰۶۸۷	۰/۹۹۳۷	۰/۰۰۵۳	۰/۰۳۲۵۴
تقریب اصلاح شده فیک	۰/۹۸۰۲	۰/۰۳۴۴۶	۰/۰۴۲۵۹	۰/۹۹۰۵	۰/۰۱۰۰۵	۰/۰۳۳۴	۰/۸۷۷	۰/۰۳۳	۰/۱۴۳۷
تقریب دیفیوژن	۰/۹۹۱۶	۰/۰۱۴۷۲	۰/۰۲۷۸۴	۰/۹۹۷۵	۰/۰۰۲۶	۰/۰۰۱۷	۰/۹۸۷	۰/۰۱۰۸۸	۰/۰۴۶۶۴

- Engineering of Biosystems*. University of Kurdistan, Kurdistan. Iran. (In Persian).
- Guoneng, L., Youqu, Z., Hongkun, L.v., Jianguan, H., Jian, L., & Wenwen, G. (2020). Micro combined heat and power system based on stove-powered thermoelectric generator. *Renewable Energy*, 155: 160-171.
- Henderson, S. M., & Pabis, S. (1961). Grain drying theory: Temperature affection drying coefficient. *Journal of Agricultural Engineering Research - Science Direct*, 6: 169-170.
- Khouya, A. (2021). Modelling and analysis of a hybrid solar dryer for woody biomass. *Energy*. 216, 119-287.
- Khafajeh, H., Banakar, A., Ghobadian, B., & Motevali, A. (2013). Drying of Orange Slices in CHP Dryer. *Advances in Environmental Biology*, 7: 2326-2331.
- Leon Dharmadurai, P., Vasanthaseelan, S., Bharathwaaj, R., Dharmaraj, V., Gnanasekran, K., Balaji, D., & Ravishankar, S. (2020). A comparative study on solar dryer using external reflector for drying grapes. *Materials Today Proceedings Journal*. 197: 1-11.
- Mamba, P. H. E., Singh, A., & Osman, K. (2019). Heat exchanger design report design of a shell and tube heat exchanger, 1 shell - 1 tube pass with fixe tube heat and counter current flow Submitted in partial fulfilment of Academic Requirements for the course ENCH3ED in the curriculum for the degree of Bachelor of Science in *Chemical Engineering at the University of KwaZulu-Natal*.
- Martinez, S., Michaux, G. H., Salagnac, P., & Louis Bouvier, J. (2017). Micro-combined heat and power systems (micro-CHP) based on renewable energy sources. *Energy Conversion and Management*, 154: 262-285.
- Masnaji, R., Nukulwar, V., & Tungikar, B. (2020). A review on performance evaluation of solar dryer and its material for drying agricultural products. *Materials Today: Proceedings*, 20: 1-5.
- Mohammadi Maghanki, M., Ghobadian, B., & Najafi, G. H. (2013). Design, Development and Evaluation of Heat Exchanger of Micro Scale Combined Heat and Power System (MCHP). Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements for the Degree of Master of Science (M.Sc.) in Mechanics of Agricultural Machinery. *Department of Mechanics of Agricultural Machinery Faculty of Agriculture*. Tarbiat Modares University. Tehran.Iran. (In Persian).
- نتیجه‌گیری**
- این تحقیق با ترکیب خشک‌کن خورشیدی و سیستم بازیافت حرارتی (MCHP) جهت خشک کردن محصول زرشک انجام شد. نتایج حاصل از ارزیابی این سامانه نشان داد که:
- ۱- با افزایش درجه گاز (۲۵٪، ۵۰٪، ۷۵٪ و ۱۰۰٪)، دمای گاز آگزوز قبل از ورود به مبدل حرارتی افزایش می‌یافت.
 - ۲- دمای گاز خروجی از آگزوز پس از عبور از مبدل حرارتی به طور تقریبی ۱۰۰ تا ۲۰۰ درجه سلسیوس کاهش دما داشت.
 - ۳- مبدل دوم در گردآورنده طراحی و ساخته شد. دمای آب خروجی از مبدل گردآورنده در حالت‌های مختلف درجه گاز (۲۵٪، ۵۰٪، ۷۵٪ و ۱۰۰٪) به ترتیب (۳۷/۵، ۴۳/۳، ۴۹ و ۵۵ درجه سلسیوس) به دست آمد.
 - ۴- زمان خشک شدن محصول زرشک برای دمای (۷۰ درجه سلسیوس و سرعت ۱/۵ متر بر ثانیه) نسبت به دما و سرعت‌های دیگر در این تحقیق کمتر می‌باشد.
- منابع**
- Atefi, M., Ghavami, A., Hadi, A., & Askari, G.h. (2021). The effect of barberry (*Berberis vulgaris* L.) supplementation on blood pressure: A systematic review and meta-analysis of the randomized controlled trials. *Complementary Therapies in Medicine*, 56: 1-7.
- Bisen, B., & Mahate, V. (2017). Thermal Design Procedure for Shell and Tube Heat Exchanger. *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*, 6: 5112-5116.
- Diamante, L. M., & Munro, P. A. (1991). Mathematical modelling of hot air drying of sweet potato slices. *International Journal of Food Science and Technology*, 26: 99-109.
- Faal, S., Tavakoli, T., & Ghobadian, B. (2014). Mathematical modelling of thin layer hot air drying of apricot with combined heat and power dryer. *Journal of Food Science and Technology*, 52: 1-8.
- Fiyzi, S. H., Darvishi, H., & Behroozi Khazaei, N. (2018). Optimiziton of the heat exchanger of CHP dryer using computational fluid dynamic method. Submitted to the Postgraduate Studies Office in Partial Fulfillment of the Requirements for the Degree of M.Sc. in *Mechanical*

- Nasruddin, A., & Wahyu, H. P. (2016). Experimental Design of Compact Heat Exchanger for Waste Heat Recovery of Diesel Engine Exhaust Gases for Grain Dryers. *International Journal of Engineering Research and Technology*, 5: 333-338.
- Lewis, W.K., (1921). The rate of drying of solid materials. *Journal of Industrial and Engineering Chemistry*, 13: 427-432.
- Pandiyarajan, V., Pandian, M., Malan, E., Velraj, R., & Seeniraj, R. V. (2011). Experimental investigations on heat recovery from diesel engine exhaust using finned shell and tube heat exchanger and thermal storage system. *Applied Energy*, 88: 77-87.
- Page, G. E. (1949). *Factors influencing the maximum rates of air drying shelled corn in thin layers*. MSc Thesis, Purdue University, West Lafayette, Indiana.
- Thayla, B., Roratto Ricardo, L., Monteiro Bruno, A.M.C., & arciofi Joao, B.L. (2021). An innovative hybrid-solar-vacuum dryer to produce high-quality dried fruits and vegetables. *LWT Food Science and Technology*, 140: 110-777.
- Togrul, I. T., & Pehlivan, D. (2004). Modelling of thin-layer drying kinetics of some fruits under open-air sun drying process. *Journal Food Engineering*, 65: 413-425.
- Yaldiz, O., Ertekin, C., & Uzun, H.I. (2001). Mathematical modeling of thin layer solar drying of sultana grapes. *Energy*, 26: 457-465.