

بررسی جریان یک بعدی هوا در یک جمع‌کننده خورشیدی تخت با قابلیت تعقیب تابش خورشید

هادی صمیمی اخیجهانی^۱ - اکبر عرب حسینی^{۲*} - محمدحسین کیانمهر^۳

تاریخ دریافت: ۱۳۹۳/۰۹/۱۵

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۴/۰۴/۱۵

چکیده

خشک کردن یکی از رایج‌ترین روش‌های نگهداری مواد غذایی و محصولات کشاورزی می‌باشد. با عمل خشک کردن آب آزاد که باعث رشد میکروارگانیسم‌ها و فساد می‌شود، از محصول حذف شده و باعث افزایش مدت نگهداری می‌گردد. روش‌های مختلفی برای خشک کردن وجود دارد که یکی از مهم‌ترین روش‌ها از نظر هزینه سرمایه‌گذاری و عملیات، روش خشک کردن با استفاده از انرژی خورشیدی است. در این تحقیق روند انتقال گرما و ضریب انتقال حرارت صفحه جاذب تخت برای دو حالت بدون چرخش و با چرخش (با قابلیت تعقیب تابش خورشید) در یک خشک‌کن خورشیدی با صفحه تخت مقایسه شد. آزمایشات در شهریور ماه و در شهرستان آذرشهر استان آذربایجان شرقی انجام گرفت. برای این منظور سطح صفحه جاذب به چهار ناحیه مساوی تقسیم گردید. دبی هوای جاری در خشک‌کن ۰/۱۸۵ متر مکعب بر ثانیه بود. نتایج حاصل از آزمایش و تحلیل داده‌ها نشان داد که انتقال گرما در هر دو حالت از اوایل صبح روندی افزایشی داشته و در ساعات ۱۴-۱۲ به مقدار حداکثر خود رسید. این روند در نوع بدون چرخش به دلیل کاهش انباشت گرمایی همگن‌تر از نوع با چرخش بود. مقدار گرمای انتقال یافته در نوع با چرخش ۳۶/۱ درصد بیش‌تر از نوع بدون چرخش بود. برای افزایش گرمای انتقالی از خشک‌کن طراحی سیستمی که بتواند همزمان با افزایش دما، دبی جریان هوا را تغییر دهد می‌تواند راندمان خشک‌کن را افزایش دهد.

واژه‌های کلیدی: خشک‌کن خورشیدی، شارحرارتی، صفحه جاذب، ضریب انتقال گرما

مقدمه

کشاورزی وجود دارد. در این میان استفاده از انرژی خورشید در خشک کردن محصولات کشاورزی، به‌عنوان یک جایگزین مناسب و بهینه از نظر اقتصادی برای سوخت‌های فسیلی می‌باشد، به‌ویژه در مناطقی که تابش خوبی از این منبع انرژی تجدیدپذیر در فصل برداشت دارند. ایران با قرار گرفتن در عرض جغرافیایی ۲۵ تا ۴۳ درجه و با دریافت $4/9 \text{ kWh m}^{-2}$ در روز از انرژی خورشیدی یکی از کشورهایی است که ۹۵ درصد نواحی آن مستعد استفاده از خشک‌کن‌های خورشیدی است (Aghanajafi and Dehghan, 2007). کاربرد خشک‌کن‌های خورشیدی در محل‌های تولید محصولات کشاورزی مانند مزارع و باغ‌ها، باعث صرفه‌جویی در مصرف انرژی و کاهش هزینه‌های تولید و تبدیل بهینه محصولات کشاورزی می‌شود (Soheilimehdizadeh et al., 2006). خشک‌کن‌های خورشیدی به دو دسته فعال یا همرفت اجباری و غیرفعال یا همرفت طبیعی تقسیم می‌شوند. در نوع اول هوا با استفاده از مکنده یا دمنده در درون محفظه خشک‌کن جریان می‌یابد و در نوع غیرفعال هوا به‌صورت طبیعی و به کمک گرادیان گرما از محیط سرد به محیط گرم انتقال می‌یابد. عملکرد یک

با توجه به روند رو به رشد جمعیت و نیاز مبرم به تأمین امنیت غذایی، صنایع تبدیلی از اهمیت ویژه‌ای برخوردارند و تولید کنندگان مواد غذایی سعی در ارائه محصولات کشاورزی به‌صورت مطلوب‌تر به بازار و کاهش ضایعات دارند (Soheilimehdizadeh, 2004). آمارهای به‌دست آمده از سازمان جهاد کشاورزی حاکی از آن است که بیش از ۳۵ درصد از محصولات کشاورزی در حین و پس از برداشت از بین رفته و تلف می‌شوند (Bagheri, 2008). خشک کردن یکی از روش‌های مهم برای محافظت و افزایش مدت ماندگاری محصولات کشاورزی است. بسته به نوع سوخت مصرفی و ساختار دستگاه خشک‌کننده، روش‌های مختلفی برای خشک کردن محصولات

۱- دانشجوی دکتری مکانیک ماشین‌های کشاورزی پردیس ابوریحان دانشگاه تهران

۲- دانشیار گروه مکانیک ماشین‌های کشاورزی پردیس ابوریحان دانشگاه تهران
* نویسنده مسئول: (Email: ahosseini@ut.ac.ir)

۳- استاد گروه مکانیک ماشین‌های کشاورزی پردیس ابوریحان دانشگاه تهران

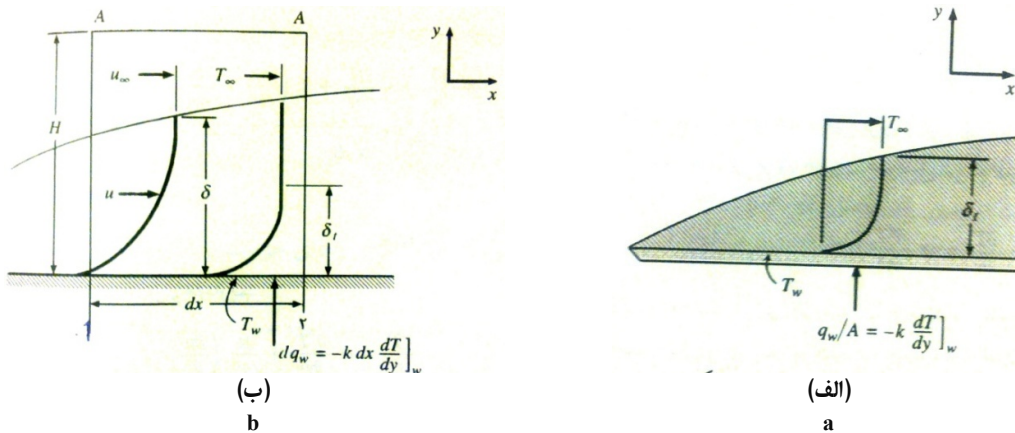
خشک‌کن خورشیدی بستگی به پارامترهایی مانند قابلیت جذب گرمایی صفحه جذب کننده، قابلیت انتقال گرمایی و عایق‌بندی خشک‌کن، قابلیت استحصال رطوبت از محصول (شدت پخش حرارتی) و کیفیت محصول خروجی از دستگاه دارد. بنابراین ارزیابی پارامترهای مقدار انرژی مصرفی، اکسرژی، عملکرد حرارتی، پخش رطوبتی، کیفیت محصول و دقت عمل سیستم کنترلی امری ضروری می‌باشد (Delgado *et al.*, 2012).

تاکنون تحقیقات زیادی در زمینه روند انتقال حرارت خشک‌کن‌ها انجام شده است. محققان، تحقیقی در زمینه انتخاب روش مناسب برای خشک کردن محصولات کشاورزی با استفاده از روش‌های کمکی مانند پمپ گرمایی انجام دادند (Mujumdar *et al.*, 2000). در تحقیق دیگر، محققان برای خشک کردن موز سامانه‌ای خورشیدی را طراحی کرده و ساختند که با استفاده از آن روند خشک کردن محصول در طول شبانه روز به‌طور پیوسته ادامه پیدا می‌کرد. این سامانه مدت زمان خشک شدن را به‌طور قابل ملاحظه‌ای کاهش داده و باعث می‌شد که از نفوذ میکروارگانیسم‌ها به درون محصول جلوگیری نماید (Amer *et al.*, 2010). در مطالعه‌ای انرژی کل دریافتی از یک گرم‌کن که فقط برای خشک نمودن گیاه نعنای استفاده می‌شد، محاسبه گردید و مسیرهای هدررفت آن را به‌دست آمد (Bulemtafes and Benzaoui, 2011). در تحقیقی که بر روی بهینه‌سازی خشک‌کن خورشیدی میوه‌ها و سبزی‌ها صورت گرفت، محققان با تغییرات در زاویه قرارگیری صفحه جمع‌کننده تخت (جمع‌کننده خورشیدی) و تغییرات در فاصله بین شیشه و صفحه جذب، توانستند بازده صفحه جمع‌کننده را تا ۴۷ درصد افزایش دهند و براین اساس یک خشک‌کن جدید با پارامترهای بهینه شده را ارائه دادند (Delgado *et al.*, 2012). محققان، تحقیقی برای تعیین شرایط بهینه خشک کردن دانه انار در خشک‌کن خورشیدی با استفاده از روش سطح پاسخ انجام دادند و دریافتند که اثر ضخامت محصول سرعت عبور هوا بر زمان خشک شدن، مقدار ویتامین‌ث، رنگ و وضعیت میکروبی نمونه‌ها، به‌جز اسیدیته و طعم، در سطح ۵ درصد معنی‌دار بود. افزایش سرعت عبور هوا و ضخامت محصول موجب شد که زمان خشک شدن، زردی محصول، کپک و مخمر افزایش یافته اما روشنی، قرمزی و مقدار ویتامین‌ث کاهش یافت. همچنین مشخص شد که محصول خشک شده در روش خورشیدی کیفیت بالاتری نسبت به محصول خشک شده در روش آفتابی دارد. زمان خشک‌شدن نمونه‌ها در این شرایط نسبت به زمان خشک‌شدن در روش آفتابی ۸۵ درصد کاهش یافت (Jokar *et al.*, 2012). برای به‌دست آوردن روابط همبستگی بین پارامترهای عدد رینولدز و عدد نوسلت برای سه حالت کابینتی، ترکیبی و غیر مستقیم در خشک‌کن خورشیدی آزمایش‌هایی انجام شد و روابط ریاضی برای هر حالت به‌دست آمد (Singh and Kumur, 2012). در تحقیقی یک

خشک‌کن میوه و سبزی با همرفت اجباری بررسی و تأثیر عوامل جوی مانند میزان تابش، دمای هوا، سرعت و دبی هوا از دو روش تحلیلی و آزمایشی بر عملکرد خشک‌کن، ارزیابی گردید (Ivanova and Andonov, 2001). در یک بررسی که در مورد یک خشک‌کن خورشیدی ترکیبی (مستقیم و غیرمستقیم) با جمع‌کننده تخت که صفحه جذب آن به‌صورت صاف و موج‌دار بود، تحقیقی انجام گرفت و نتیجه آزمایش‌های به‌دست آمده با حالت طبیعی مقایسه شد. نتایج به‌دست آمده بدین صورت بود که مقدار بیشینه درجه حرارت حاصل شده برای سه حالت طبیعی، با سطح صاف و با سطح موج‌دار به ترتیب ۳۹، ۵۰/۵ و ۶۱ درجه سلسیوس بود (Chanrakumar *et al.*, 2013). در تحقیقی که در زمینه یک خشک‌کن خورشیدی توده‌ای برای محصولات کشاورزی انجام گرفت، در هنگام نبود آفتاب از یک گرم‌کن کمکی استفاده شد. نتایج حاصل نشان داد که روند خشک‌شدن تابعی از سطح صفحه جذب، درجه حرارت هوای ورودی به صفحه و خصوصیات محصول می‌باشد (Bennamoun and Belhamri, 2003). در تحقیق دیگر محققان، روند خشک شدن آناناس در سه حالت خورشیدی، سوخت زیست توده و ترکیبی خورشیدی و سوخت زیست توده را مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها دریافتند که استفاده از روش خورشیدی برای خشک کردن آناناس روش مناسب و مطمئنی است (Madhlopa and Ngwalo, 2006). در یک بررسی عملکرد یک خشک‌کن خورشیدی کابینتی (شش طبقه) را ارزیابی گردید. نتایج حاصل نشان داد که درجه حرارت صفحه جمع‌کننده بدون جریان هوا و به‌صورت طبیعی ۹۷/۲ درجه سلسیوس و با روشن شدن دمنده آن ۷۸/۱ درجه سلسیوس می‌باشد (Sreekumar *et al.*, 2008). در تحقیقی که بر روی سه نوع جمع‌کننده خورشیدی در یک خشک‌کن انجام شد، محققان توانستند با تحلیل بر روی داده‌ها، بهترین شرایط کاری را برای جمع‌کننده‌های با صفحه جذب تخت، پره‌دار و موج‌دار تعیین کنند (Karim and Hawlader, 2005). محققان در مطالعه‌ای به بررسی تأثیر دبی جرمی هوای ورودی و زمان تخلیه محصول بر روند کاهش رطوبت شلتوک در یک خشک‌کن نیمه پیوسته خورشیدی پرداختند. نتایج نشان داد که دبی جرمی هوای خشک‌کننده و فاصله زمانی تخلیه محصول اثر معنی‌داری بر کاهش رطوبت شلتوک خروجی دارد (Zare *et al.*, 2005). اما تاکنون تحقیقات بسیار اندکی در مورد چگونگی روند انتقال گرما در صفحه جمع‌کننده به‌عنوان جزئی از اجزای یک خشک‌کن خورشیدی و ضرایب انتقال گرما وجود دارد. هدف از این تحقیق مقایسه عملکرد صفحه جذب یک خشک‌کن خورشیدی در دو حالت با چرخش (با قابلیت تعقیب کنندگی تابش خورشیدی) و بدون چرخش (ثابت)، از نظر ضریب انتقال و مقدار گرمای انتقال یافته با استفاده از داده‌های تجربی است.

تخت با دمای T_w به صورت لایه مرزی گرمایی در شکل ۱ نشان داده شده است.

نمای جانبی از انتقال حرارت از روی سطح یک صفحه جمع کننده



شکل ۱- انتقال حرارت از روی یک صفحه تخت (الف) نیم رخ دما در لایه مرزی گرمایی (ب) حجم کنترل برای تحلیل انرژی جریان مرزی آرام (Holman, 2002)

Fig. 1. Heat transfer from a flat plate, a) the temperature profile of the thermal boundary layer, b) volume control for energy analysis of smooth boundary flow (Holman, 2002)

خورشیدی مورد نیاز است و باید رابطه‌ای برای پخش دما به دست آید. با توجه به شرایط مرزی موجود در پروفیل گرمایی شکل ۱ و با در نظر گرفتن معادله انرژی و حل آن، رابطه (۴) نتیجه می‌شود (Holman, 2002).

$$y=0 \text{ در } T=T_w, \quad y=\delta_t \text{ در } \frac{\partial T}{\partial y}=0, T=T_\infty$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (۴)$$

$$h = \frac{-k \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{\text{صفحه تخت}}}{T_w - T_\infty} = \frac{3k}{2\delta_t}$$

سرعت سیال در دیواره‌ها صفر در نظر گرفته شده است و δ_t ضخامت لایه مرزی گرمایی می‌باشد. در رابطه (۴)، ν بیانگر لزجت سینماتیکی سیال ($\text{m}^2 \text{s}^{-1}$)، α ضریب پخشندگی گرمایی ($\text{m}^2 \text{s}^{-1}$) سیال و u سرعت سیال جاری (m s^{-1}) هستند.

به دلیل آنکه سرعت جریان هوای دمیده شده به روی صفحه بین ۰/۱ تا ۲ متر بر ثانیه است، بنابراین از اتلاف لزجی گرما صرف نظر می‌شود (Incropera et al., 2006). با توجه به روابط موجود و اعمال شرایط مرزی و همچنین ارتباط بین ضریب انتقال گرما و گرادیان دما رابطه (۵) نتیجه می‌شود (Holman, 2002).

$$Nu_x = 0.332 Pr^{\frac{1}{3}} Re_x^{\frac{1}{2}} \left[1 - \left(\frac{x_0}{x} \right)^{\frac{3}{4}} \right]^{-\frac{1}{4}} \quad (۵)$$

که در آن Nu_x ، عدد نوسلت و برابر با نسبت $h_x \cdot x$ (شار گرمایی در فاصله x از نقطه ۱) به k ضریب هدایت حرارتی هوا ($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$)

این لایه مرزی گرمایی را می‌توان به عنوان منطقه‌ای در نظر گرفت که در آنجا گرادیان‌های دما وجود دارند. این گرادیان‌ها از مبادله حرارت بین دیواره یا صفحه تخت و سیال بالای صفحه حاصل می‌شود. دمای سیال بیرون از لایه مرزی گرمایی با T_∞ و K ضخامت لایه مرزی با δ_t مشخص شده است. سرعت سیال جریان یافته در دیواره صفر است و انتقال گرما به داخل سیال به روش هدایت صورت می‌گیرد. بنابراین شار گرمایی در واحد سطح q'' برابر است با (Incropera et al., 2006):

$$\frac{q''}{A} = q'' = -k \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{\text{صفحه تخت}} \quad (۱)$$

که در آن q'' توان حرارتی (W)، A سطح صفحه (m^2)، k ضریب هدایت حرارتی هوا ($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$)، T درجه حرارت سیال (K) در فاصله y (m) و y فاصله بین صفحه جاذب گرما و لایه مرزی گرمایی می‌باشد.

از قانون سرمایش نیوتن در ترمودینامیک و سرمایش داریم:

$$q'' = h(T_w - T_\infty) \quad (۲)$$

که h بیانگر ضریب انتقال گرمایی همرفتی ($\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$) و T_w بیانگر درجه حرارت صفحه جاذب گرما (K) هستند. با ترکیب دو رابطه (۱) و (۲) داریم:

$$h = \frac{-k \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{\text{صفحه تخت}}}{T_w - T_\infty} \quad (۳)$$

با توجه به رابطه (۳) مشخص است که برای ارزیابی ضریب انتقال گرما، گرادیان دما بر روی صفحه جاذب در جمع کننده

تحقیقات کشاورزی شهرستان آذرشهر، زیر تابش مستقیم آفتاب قرار داشت. دو حالت برای روند انجام آزمایش‌ها لحاظ گردید. در حالت اول صفحه جمع‌کننده بدون چرخش فرآیند خشک‌کردن را انجام می‌دهد و در حالت دوم صفحه جمع‌کننده با قابلیت تعقیب‌کنندگی خورشید می‌باشد. در این تحقیق منظور از حالت چرخشی قابلیت تعقیب خورشید می‌باشد. بنابراین آزمایش‌ها در دو روز برای هر دو حالت (بدون چرخش و با چرخش) در روزهای ۱۴ و ۱۶ شهریور ماه سال ۱۳۹۳ انجام شد. آزمایش‌ها و داده‌گیری، هر روز به مدت ۹ ساعت، از ساعت ۸ صبح تا ساعت ۵ بعد از ظهر انجام گردید. درجه حرارت‌های مورد نظر بر روی صفحه جاذب در پنج قسمت اندازه‌گیری شد، که در شکل ۲ نشان داده شده‌اند. در هر قسمت نیز اندازه‌گیری در سه نقطه شامل روی ورق، بین ورق جذب‌کننده و شیشه محافظ و روی شیشه محافظ انجام شد. برای اندازه‌گیری درجه حرارت در نقاط مشخص شده، از ترموکوپل‌های نوع T استفاده شد که با استفاده از ترمومتر DL-9601A, Lutron با دقت ۰/۱ درجه سلسیوس (با قابلیت اتصال به رایانه با استفاده از کابل RS232) در فواصل زمانی یک ساعت ثبت گردید. برای اندازه‌گیری سرعت و دبی جریان هوای در خشک‌کن یک سرعت‌سنج دیجیتالی YK-2005AM, Lutron با دقت ۰/۱ متر بر ثانیه مورد استفاده قرار گرفت که در فواصل زمانی ۳۰ دقیقه با قرار دادن آن در خروجی کابینت خشک‌کن، دبی هوای جاری در خشک‌کن اندازه‌گیری شد. دبی هوا در تمام آزمایش‌ها ۰/۱۸۵ متر مکعب بر ثانیه در نظر گرفته شد. مشخصات خشک‌کن خورشیدی که برای آزمایش استفاده گردید، در شکل ۲ نشان داده شده است. این خشک‌کن شامل یک جمع‌کننده خورشیدی به طول ۱۸۰ سانتی‌متر و عرض ۹۲ سانتی‌متر، تخته نئوپان و پشم شیشه برای عایق‌بندی، پایه برای نگهداری جمع‌کننده، یک موتور DC، ۱۲ ولت به مدل Daiichi Kasei020350 برای چرخش جمع‌کننده خورشیدی، مدار کنترلی برای چرخش صفحه، پنل خورشیدی برای تأمین توان دمنده و موتور الکتریکی، لوله انتقال‌دهنده جریان هوا برای اتصال خروجی صفحه به ورودی کابینت خشک‌کن، کابینت خشک‌کن، توری‌های نمونه، دمنده الکتریکی DC، ۱۲ ولت به مدل Sunon، می‌باشد. صفحه جمع‌کننده از یک شاسی نبشی شماره ۳، ورق آهنی با ضخامت یک میلی‌متر به ابعاد ۱۸۰۰ در ۹۲۰ میلی‌متر، الوارهای نگهدارنده، شیشه ۴ میلی‌متری و عایق پشم‌شیشه تشکیل شده است. فاصله بین صفحه جاذب و شیشه ۲۰۰ میلی‌متر در نظر گرفته شد (Amer et al., 2010). با استفاده از اسپری رنگ سیاه بر روی سطح صفحه جاذب پاشیده شد. کابینت خشک‌کن از جنس نئوپان با ضخامت ۱۵ میلی‌متر ساخته شد و با استفاده از پشم‌شیشه به‌طور کامل عایق‌بندی گردید. انتقال گرمای تولید شده از صفحه جمع‌کننده به محفظه کابینت با استفاده از یک لوله عایق‌بندی شده به قطر ۱۲۰ میلی‌متر، انجام گرفت.

است، Pr ، عدد پراوتل و برابر با $\mu \cdot c_p \cdot k$ است و Re عدد رینولدز سیال است. همچنین ρ مشخصه چگالی سیال (kg m^{-3})، C_p گرمای ویژه سیال ($\text{kJ kg}^{-1} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$) می‌باشند.

رابطه (۵) برای زمانی استفاده می‌شود که فقط قسمتی از صفحه تحت انتقال حرارتی قرار گیرد. اما هنگامی که صفحه در تمام طول خود حرارت را منتقل می‌کند، $x_0 = 0$ در نظر گرفته می‌شود و ضریب انتقال حرارت به‌صورت رابطه (۶) مشخص می‌شود (Holman, 2002):

$$Nu_x = 0.332Pr^{\frac{1}{3}}Re^{\frac{1}{2}} \quad (۶)$$

با توجه به رابطه بین عدد نوسلت و ضریب انتقال حرارت و با در نظر گرفتن رابطه (۶)، ضریب انتقال حرارت برای صفحه جاذب جمع‌کننده در خشک‌کن خورشیدی به‌دست می‌آید (رابطه ۷):

$$Nu_x = \frac{h_x x}{k} \quad h_x = Nu_x \left(\frac{k}{x} \right) \quad (۷)$$

رابطه (۷) ضریب انتقال حرارت را به‌صورت موضعی بر حسب فاصله از لبه بالارونده و خواص فیزیکی سیال بیان می‌کند. ضریب انتقال گرمای متوسط و عدد نوسلت را می‌توان با انتگرال‌گیری در طول صفحه به‌دست آورد (Holman, 2002).

$$\bar{h} = \frac{\int_0^L h_x dx}{\int_0^L dx} \rightarrow \overline{Nu}_L = 0.664Pr^{\frac{1}{3}}Re^{\frac{1}{2}} \quad (۸)$$

بر این اساس گرمای انتقالی کل در یک سطح مشخص برحسب وات از نقطه یک به نقطه دو (شکل ۱) از رابطه (۹) محاسبه می‌گردد.

$$q_t = \int_0^L A(T_1 - T_2) 0.664Pr^{\frac{1}{3}}Re^{\frac{1}{2}} dx \quad (۹)$$

در رابطه فوق اعداد رینولدز Re و پراوتل Pr به‌وسیله رابطه (۱۰) مشخص می‌شوند:

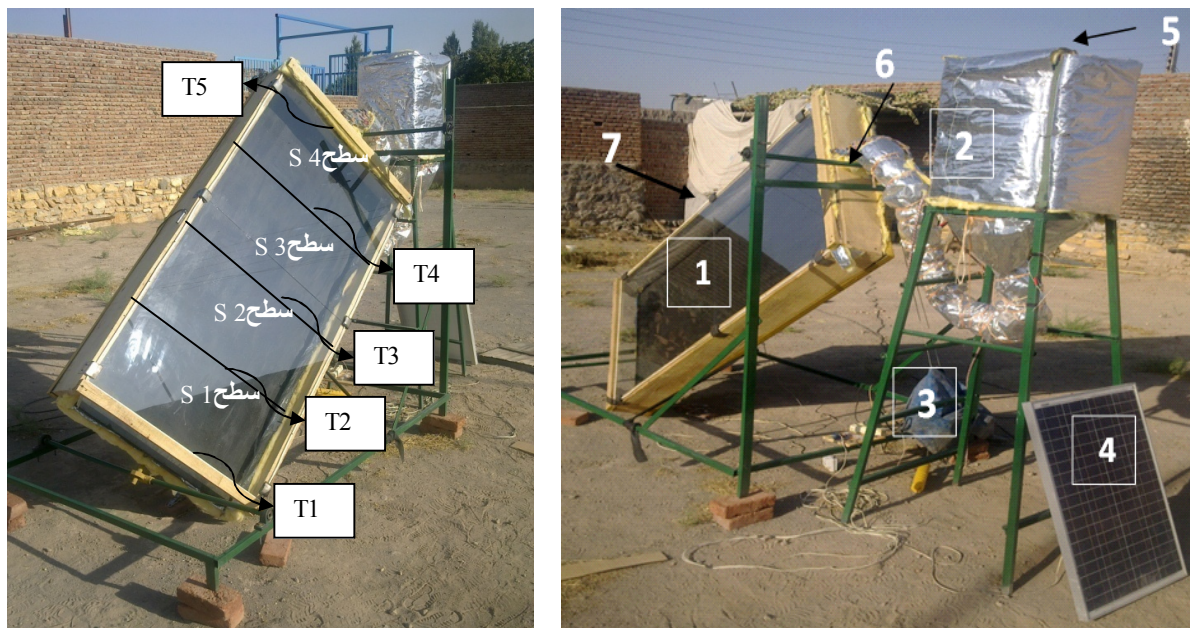
$$Re = \frac{u_{\infty} x}{\nu}, \quad Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (۱۰)$$

که در این رابطه u_{∞} سرعت لایه مرزی سیال جاری بر روی صفحه می‌باشد. در تحلیل فوق فرض بر آن است که خواص فیزیکی سیال در سراسر جریان، ثابت باشد. چنانچه میان شرایط صفحه و جریان آزاد تغییر قابل توجهی وجود داشته باشد، در آن صورت خواص فیزیکی در دمای متوسط حسابی صفحه و جریان آزاد ارزیابی می‌شود (رابطه ۱۱) (Holman, 2002; Incropera et al., 2006).

$$T_f = \frac{T_w + T_{\infty}}{2} \quad (۱۱)$$

مواد و روش‌ها

برای انجام آزمایش‌ها و به‌دست آوردن ضریب انتقال حرارت صفحه جاذب، از یک خشک‌کن خورشیدی شامل یک صفحه جمع‌کننده، دمنده الکتریکی، مسیر انتقال، کابینت خشک‌کن و یک پنل خورشیدی استفاده شد. دستگاه خشک‌کن در محوطه باز مرکز



شکل ۲- خشک کن خورشیدی شامل صفحه جمع کننده، کابینت، پنل خورشیدی و سطوح مشخص شده برای آزمایش، (۱) صفحه جاذب، (۲) کابینت خشک کن، (۳) موتور DC، (۴) پنل خورشیدی، (۵) دمنده، (۶) مفصل، (۷) محل قرارگیری سنسور فوتوسل
Fig. 2. Solar dryer including collector plate, cabinet, solar panel and specified surfaces for test, 1) Collector, 2) Drying cabinet, 3) DC motor, 4) Solar panel, 5) Fan, 6) Swivel, 7) Location of photocell

پیرانومتر با دقت یک وات بر متر مربع (Sk, 2900, Taiwan) استفاده گردید. این حسگر به صورت موازی در کنار صفحه جمع کننده قرار می گیرد و تغییرات تابش خورشید بر روی صفحه جمع کننده را ثبت می کند. برای اندازه گیری دمای هوای محیط ترموکوپل دیگری در کنار خشک کن نصب گردید. همزمان درجه حرارت هر قسمت از صفحه و دمای هوای محیط قرائت شد. برای حالت دوم علاوه بر چهار ترموکوپل روی صفحه، چهار ترموکوپل دیگر در قسمت زیرین صفحه جمع کننده نصب شد. برای اندازه گیری رطوبت هوای محیط از یک دستگاه رطوبت سنج HT.3006, Taiwan با دقت سه درصد استفاده شد که همزمان با اندازه گیری دمای اجزای خشک کن، رطوبت هوا نیز اندازه گیری شد. در هر دو روز آزمایش، آسمان کاملاً صاف و میانگین دمای هوای محیط به ترتیب در روزهای ۱۴ و ۱۶ شهریور، ۳۱/۶ و ۳۱/۸ درجه سلسیوس و متوسط سرعت باد ۰/۵۸ و ۰/۵۴ متر بر ثانیه و رطوبت نسبی هوای محیط در روز اول به طور میانگین ۲۱ درصد و در روز دوم ۲۱/۵ درصد بود.

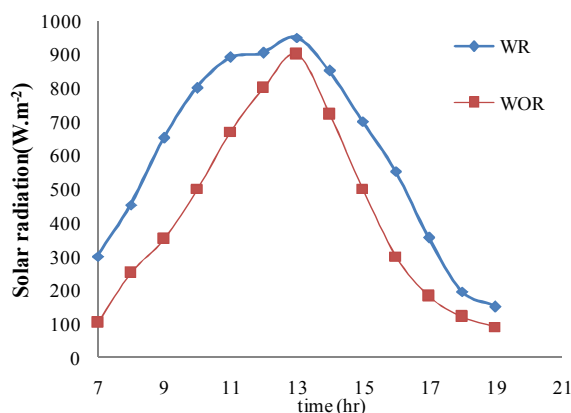
پس از جمع آوری داده ها و قرار دادن آن ها در رابطه های ۲، ۸ و ۹ به ترتیب مقادیر شار حرارتی، ضریب انتقال حرارت و انتقال حرارت کل برای صفحه جمع کننده خورشیدی مورد نظر به دست آمد. تحلیل های ریاضی و داده پردازی با استفاده از نرم افزار Excel انجام شد و

برای این نوع خشک کن مکانیزم و مدار طراحی شد که قادر است متناسب با حرکت خورشید، صفحه جمع کننده را حول یک محور از شرق به غرب دوران داده تا همیشه صفحه جذب کننده عمود بر راستای تابش خورشید باشد. بدین منظور از یک موتور DC و یک مدار کنترلی استفاده گردید. منبع تغذیه این مکانیزم یک پنل خورشیدی با تعداد سلول ۱۸×۴، قدرت ۵۰ وات، با جریان حداکثر ۲/۸ آمپر و ولتاژ حداکثر ۲۲ ولت بود. باتری استفاده شده برای ذخیره توان تولیدی و تأمین توان مورد نیاز سامانه، مدل Orbital، ۵۵ آمپرساعت با ولتاژ نامی ۱۲ ولت بود. حسگر به کار رفته در سیستم، از نوع فوتوسل (سلول خورشیدی کوچک) است که بر روی دیواره صفحه جاذب قرار گرفته و در مدار کنترلی، جهت حس نمودن نور آفتاب در نظر گرفته شده است (شکل ۲). در حالت عادی هنگامی که صفحه به سمت خورشید قرار گرفته، فوتوسل در سایه قرار دارد و نمی تواند جریان لازم برای به کار انداختن مدار فرمان را فراهم آورد ولی با گذشت زمان و تغییر راستای تابش خورشید، حسگر در مقابل نور قرار گرفته و جریان مورد نیاز برای به کار انداختن مدار کنترل و فرمان فراهم می گردد تا موتور محرک را به کار اندازد. به کار افتادن موتور محرک باعث دوران صفحه جمع کننده می گردد. برای اندازه گیری مقدار تابش دریافتی از خورشید به صفحه جمع کننده از دستگاه

نمودارهای مربوطه ترسیم گردید.

نتایج و بحث

میزان تابش دریافتی توسط صفحه جمع‌کننده در دو روز ۱۴ و ۱۶ شهریور توسط پیرانومتر اندازه‌گیری شد (شکل ۳). روز ۱۴ شهریور مربوط به آزمایش خشک‌کن با جمع‌کننده چرخشی و روز ۱۶ شهریور مربوط به جمع‌کننده بدون قابلیت به چرخش می‌باشد. همان‌طوری‌که در شکل مشاهده می‌شود، میزان تابش با گذشت زمان از اوایل صبح افزایش یافته و در حدود ساعات ۱۲ تا ۱۴ به حداکثر مقدار خود رسید

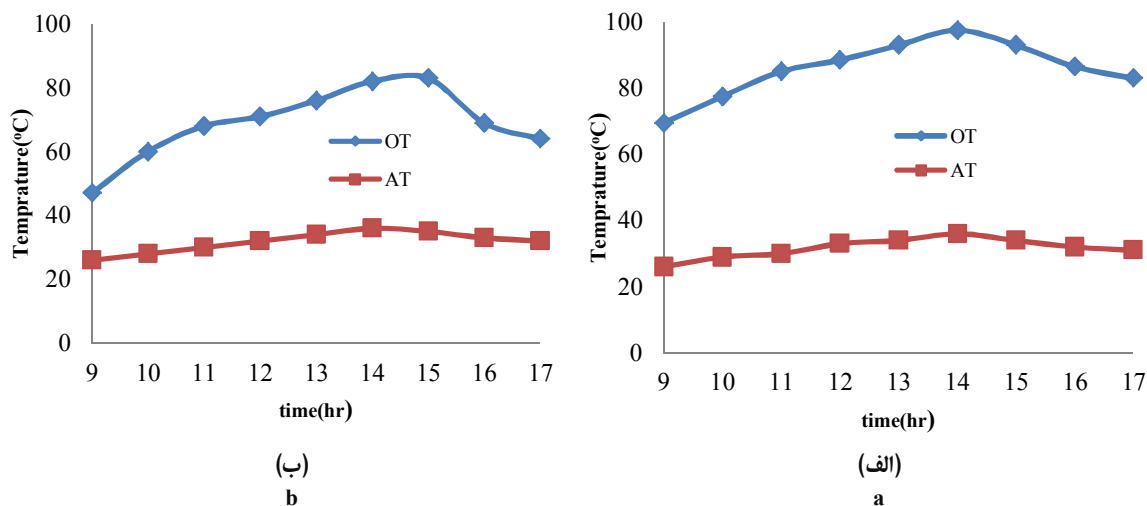


شکل ۳- میزان تابش خورشید به صفحه جمع‌کننده در روزهای آزمایش (روز اول با چرخش WR و روز دوم بدون چرخش WOR)
Fig. 3. The amount of solar radiation on the collector plate during testing days (first day with rotation WR and second day without rotation WOR)

لحظه‌ای زاویه سمت پرتوهای خورشید می‌باشد که در سیستم حاضر به دلیل ردیابی پرتوهای خورشید این تغییرات به اندازه ۳۴/۳ درصد نسبت به نوع صلب بیشتر بود. این نتیجه را می‌توان در تحقیق‌های مشابهی که محققان بر روی خشک‌کن‌های خورشیدی انجام داده‌اند، مشاهده نمود (Bagheri, 2008; Karim *et al.*, 2004). میزان ضریب انتقال حرارت صفحه جاذب جمع‌کننده در شکل ۵ نمایش داده شده است.

همان‌طوری‌که در نمودار مشاهده می‌شود، با گذشت زمان، ضریب انتقال حرارت کاهش می‌یابد. شدت کاهش این ضریب در ساعات قبل از ظهر نسبت به ساعات بعد از ظهر شدیدتر بود. این امر به دلیل کاهش گرادیان گرمایی موجود در صفحه خشک‌کن می‌باشد که در ساعات ابتدایی روز بیشتر بوده و سپس به دلیل اشباع گرمایی به وجود آمده سیال جاری در سیستم، به تدریج کاهش می‌یابد (Aghanajafi and Dehghani, 2007; Holman, 2002).

تغییرات درجه حرارت‌های محیط و خروجی از جمع‌کننده برای هر دو حالت بدون چرخش و با چرخش در شکل ۴ نشان داده شده است. همان‌طوری‌که در شکل مشاهده می‌شود، در هر دو نمودار روند افزایش دما به صورت صعودی بوده و در ساعت ۱۵ به اوج خود می‌رسد و بعد از آن کاهش پیدا می‌کند. میانگین میزان افزایش دما در صفحه جمع‌کننده بدون چرخش ۳۷ درجه سلسیوس (شکل ۴-ب) و در حالت با چرخش ۵۴ درجه سلسیوس (شکل ۴-الف) می‌باشد. این بدین معنی است که با به چرخش درآوردن صفحه جاذب میانگین افزایش درجه حرارت در خروجی صفحه جاذب به میزان ۲۷ درجه سلسیوس می‌باشد. لازم به ذکر است که این گرما به‌طور کامل به کابینت خشک‌کن وارد نمی‌شود، بلکه مقداری از آن در مسیر انتقال و مقداری دیگر در قسمت آرام‌کننده کابینت به اندازه ۵/۳ درجه سلسیوس تلف می‌گردد (شکل ۲). به دلیل دوران صفحه جمع‌کننده و دنبال کردن راستای تابش خورشید در حین آزمایش، تغییرات تابش خورشیدی در حالت با چرخش نسبت به حالتی که به صورت ثابت (بدون چرخش) است، کمتر بود. تغییرات تابش به دلیل تغییرات

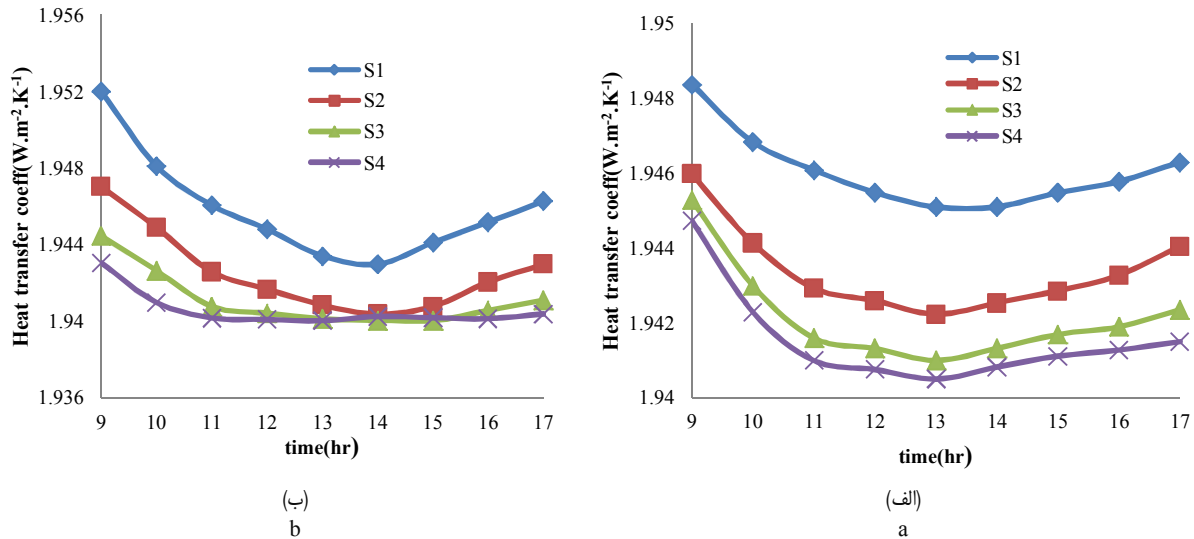


شکل ۴- مقایسه دمای محیط (AT) و دمای خروجی (OT) از جمع کننده، الف) با چرخش، ب) بدون چرخش
Fig. 4. Comparison of the ambient temperature (AT) and the outlet temperature (OT) of the collector; a) with rotation, b) without rotation

تغییرات ضریب انتقال حرارت یک خنک کننده، نتایج مشابهی به دست آمده است و این تغییرات از مقدار $0.045 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ برای درجه حرارت صفحات بین ۵۰ تا ۶۰ درجه سلسیوس و $0.049 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ وات بر متر مربع بر درجه سلسیوس برای درجه حرارت صفحات بین ۶۰ تا ۷۰ درجه سلسیوس گزارش شده است (Roncati, 2013). همچنین این تغییرات برای صفحه لوله‌ای که در راکت خنک کننده استفاده شده است برای درجه حرارت صفحه بین ۳۰.۳ تا ۳۲.۰ درجه کلونین از $0.023 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ تا $0.039 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ متغیر بود (Huff, 1969).

در شکل ۶ نمودارهای شار حرارتی برای دو حالت با قابلیت چرخش صفحه (الف) و بدون قابلیت چرخش صفحه (ب) نمایش داده شده است. با توجه به نمودار، نوسانات شارحرارتی در حالت با چرخش نسبت به حالت بدون چرخش بیشتر است. این امر بدین دلیل است که از اوایل روز به دلیل قرار گرفتن صفحه جاذب به سمت خورشید، حرارت ایجاد شده در صفحه با شدت بالا بوده و دمنده توانایی تخلیه به هنگام حرارت ایجاد شده را ندارد و باعث به وجود آمدن انباشت گرمایی در داخل صفحه جاذب می‌گردد (Holman, 2002). بیشترین مقدار شارحرارتی در ساعات اوج گرما در نقاط پایین صفحه اتفاق می‌افتد در حالی که نقاط انتهایی کمترین مقدار را در این مواقع از روز دارند زیرا حرارت ایجاد شده در صفحه باعث به وجود آمدن انباشت حرارتی در نقاط انتهایی صفحه و عدم انتقال متناسب به خارج از صفحه شده و چه بسا حرارت به سمت نقاط پایین تر صفحه برگشت پیدا می‌کند.

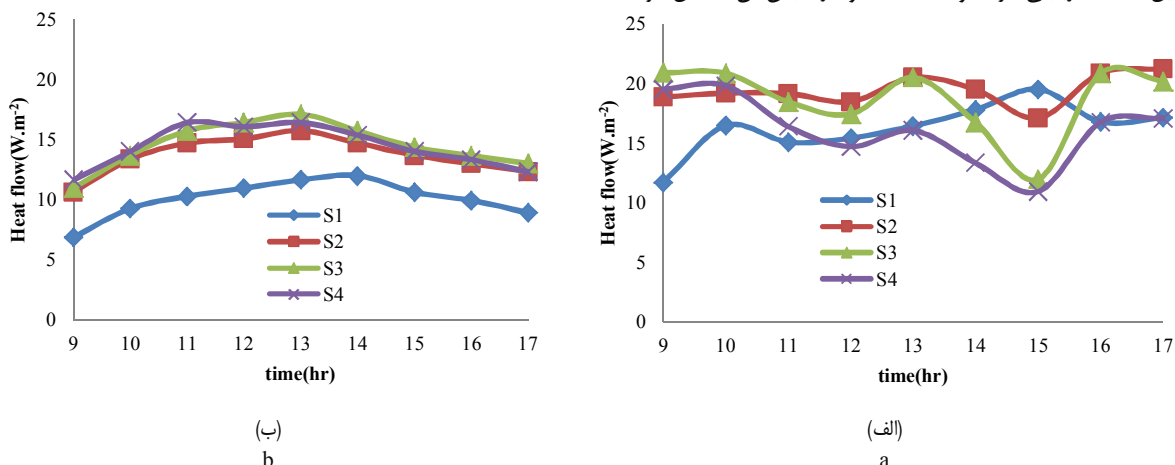
همچنین نمودار نشان می‌دهد که ضریب انتقال حرارت در سطوح پایینی یعنی سطح یک و دو نسبت به سطوح بالاتر یعنی سطح سه و چهار بیشتر است. این امر به دلیل انباشت حرارت در سطح بالایی و امکان عدم انتقال تمام گرما به خارج از صفحه می‌باشد. این انباشت گرمایی در سطح چهار به دلیل وجود گوشه در چارچوب صفحه تخت قابل توجه است. با توجه به روابط حاکم بر انتقال حرارت از روی صفحه تخت، یکی از روش‌ها، ایجاد انحنا در نقاط انتهایی صفحه تخت یعنی سطح چهار است، جایی که گرما به لوله انتقال وارد می‌شود، زیرا وجود انحنا مانع ایجاد آشفستگی در روند شار حرارتی شده و باعث متعادل شدن این جریان می‌گردد. همان طوری که اشاره شد در این آزمایش از جریان آرام برای خشک کردن محصول استفاده شده است. بنابراین برای افزایش ضریب انتقال حرارت می‌توان سرعت هوای جاری در خشک کن را با در نظر گرفتن محدوده تعریف شده عدد رینولدز برای جریان آرام، افزایش داد. البته این افزایش سرعت جریان هوا بایستی به صورت بهینه و با در نظر گرفتن کمترین افت انرژی در صفحه جاذب افزایش یابد. محققان دیگر نیز نتایج مشابهی در مورد انباشت گرمایی به وجود آمده در خشک کن خورشیدی به دست آوردند (Soheilimehdizadeh et al., 2006). تغییرات ضریب انتقال حرارت در نوع با چرخش (شکل ۵-الف) نسبت به نوع بدون چرخش (شکل ۵-ب) در سطوح مختلف بیشتر است. این امر به دلیل وجود گرادیان دمایی کمتر (بین ۲/۱ تا ۹/۲ درجه سلسیوس) بین سطوح مختلف از صفحه جاذب در حالت بدون چرخش نسبت به حالت با چرخش (بین ۴/۲ تا ۱۵/۳ درجه سلسیوس) می‌باشد. برای



شکل ۵- تغییرات ضریب انتقال حرارت در سطوح مختلف از صفحه جمع کننده بر حسب زمان، (الف) با چرخش، (ب) بدون چرخش
 Fig. 5. Variation of heat transfer coefficient over the time at different surfaces of the collector; a) with rotation, b) without rotation

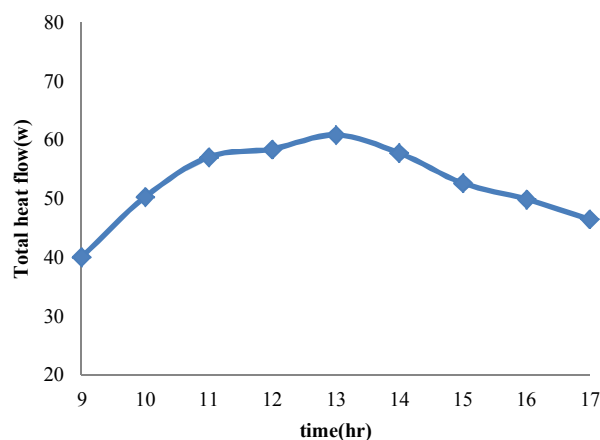
به صورت سریع صورت می پذیرد (Aghanajafi and Dehghani, 2007). همچنین روند شار حرارتی برای سطوح مختلف از صفحه جاذب متفاوت است. در سطوح پایین تر این جریان کمتر از سطوح بالاتر صفحه می باشد. ولی می توان گفت که تغییرات آن در طول روز تقریباً از یک مدل خاص تبعیت می کند. این امر به دلیل آن است که افزایش گرما از اوایل روز به صورت تدریجی بوده و انباشت گرمایی در طول صفحه وجود ندارد و دمنده موجود در محفظه فرصت انتقال گرمای جاری در صفحه جاذب را دارد.

همین امر باعث شده است که یک افت نسبی از ساعت ۱۴ تا ساعت ۱۶ اتفاق بیفتد و گرما در صفحه جاذب خشک کن به صورت کند، جریان پیدا کند (شکل ۶-الف). نمودار شکل ۶-ب مربوط به صفحه جاذب بدون چرخش می باشد. در این حالت، شار حرارتی از اوایل روز رو به افزایش داشته و با شدت یکسان تا اواسط روز حدود ساعت ۱۴-۱۲ به مقدار بیشینه خود می رسد. با گذشت زمان و نزدیک شدن به غروب آفتاب مقدار شارحرارتی با شدت ملایم کاهش می یابد، زیرا در ساعات اولیه روز شدت تابش خورشید سیر صعودی داشته و به دلیل جذب تدریجی گرما توسط صفحه و بازتابش آن انتقال گرما



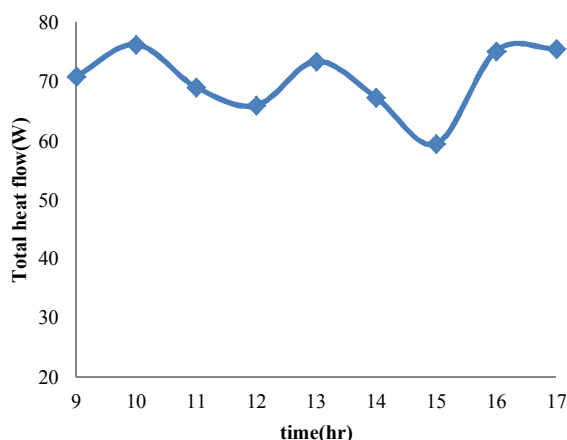
شکل ۶- تغییرات شار حرارتی در سطوح مختلف از صفحه جمع کننده بر حسب زمان، (الف) با چرخش، (ب) بدون چرخش
 Fig. 6. Variation of heat flux over the time at different surfaces of the collector; a) with rotation, b) without rotation

۴۲/۰۱ وات و در حالت با چرخش از ۴۳/۰۴ وات تا ۵۴/۹۴ وات متغیر بود. همچنین میزان کل آن در طول روز برای حالت بدون چرخش ۴۶۵/۶۱ وات و برای حالت با چرخش ۶۳۳/۳۵ وات از رابطه ۹ به دست آمد. به عبارت دیگر با به چرخش در آوردن صفحه جمع کننده در خشک کن خورشیدی، مقدار گرمای انتقالی از صفحه تا حدود ۳۶/۱ درصد افزایش می یابد و متعاقب آن می توان گفت، با استفاده از حالت چرخشی مدت زمان خشک نمودن محصول کاهش می یابد.



(ب)
b

مجموع کل گرمای انتقال یافته از دو صفحه جمع کننده (با چرخش و بدون چرخش) با استفاده از رابطه (۹) محاسبه شده و تغییرات آن در شکل ۷ نمایش داده شده است. همانطوری که از شکل مشخص است، اختلاف بین کمترین و بیشترین شارحرارتی در حالت بدون چرخش بیشتر از حالت با چرخش است که این امر به دلیل به وجود آمدن فرآیند انباشت گرمایی در طول زمان می باشد. همچنین مقدار انتقال حرارت در حالت بدون چرخش کمتر از حالت با چرخش است. میزان انتقال حرارت در حالت بدون چرخش از ۲۷/۳۳ وات تا



(الف)
a

شکل ۷- تغییرات انتقال حرارت کل در سطوح مختلف از صفحه جمع کننده بر حسب زمان، الف) با چرخش، ب) بدون چرخش

Fig. 7. Variation of total heat transfer over the time at different surfaces of the collector; a) with rotation, b) without rotation

تابش خورشید، مقدار افزایش درجه حرارت به میزان ۲۷ درجه سلسیوس و مقدار گرمای خروجی از خشک کن تا حدود ۳۶/۱ درصد بود. میزان کل گرمای انتقال یافته از صفحه جاذب در طول روز برای حالت بدون چرخش ۴۶۵/۶۱ وات و برای حالت با چرخش ۶۳۳/۳۵ وات به دست آمد. همچنین در حالت با چرخش نوسان شارحرارتی در سطوح مختلف بیشتر از حالت بدون چرخش است. این امر به دلیل وجود انباشت گرما در داخل صفحه جاذب می باشد. با استفاده از سیستم کنترلی مناسب می توان سرعت دمنده را طوری تغییر داد که بهینه ترین حالت برای انتقال گرما در خشک کن حاصل شود.

یکی از راه هایی که می توان نوسانات به وجود آمده در روند انتقال حرارت در صفحات جاذب با چرخش را کاهش داد، استفاده از سیستمی است که همزمان با تغییر درجه حرارت داخل صفحه جاذب، سرعت جریان هوا در خشک کن را کنترل نموده و گرمای ایجاد شده در صفحه را به صورت مناسب و بهینه انتقال داد.

نتیجه گیری

در این تحقیق عملکرد صفحه جاذب یک خشک کن خورشیدی در دو حالت بدون چرخش و با چرخش مقایسه شد. نتایج این مقایسه نشان داد که با به چرخش در آوردن صفحه جاذب متناسب با راستای

References

1. Aghanajafi, S., and A. Deghani. 2007. Advanced solar radiation and industrial applications. Khaje Nasir Toosi University press, Tehran.

2. Amer, B. M. A., M. A. Hossain, and K. Gottschalk. 2010. Design and performance evaluation of a new hybrid solar dryer for banana. *Energy Conversion and Management* 51: 813-820.
3. Bagheri, H. 2008. Design, construction and evaluation of a experimental vegetable solar dryer. M.Sc. thesis of mechanics of agricultural machinery, Abouraihan campus, University of Tehran.
4. Bennamoun, L., and A. Belhamri. 2003. Design and simulation of a solar dryer for agriculture products. *Journal of Food Engineering* 59: 259-266.
5. Bulemtafes-Boukadoum, A., and A. Benzaoui. 2011. Energy and energy analysis of solar drying process of Mint. *Energy Procedia* 6: 583-591.
6. Chandrakumar, B. P., and L. B. Jivwanlal. 2013. Development and performance evaluation of mixed-mode solar dryer with forced convection. *International journal of energy and environmental engineering* 423: 1-8.
7. Delgado, E. A., H. E. Martinez Flores, M. G. GarnicaRomo, J. I. Arand Sanchez, C. S. Aguirre, C. C. Penagos, and J. L. Fernandez-Munoz. 2012. Optimization of solar dryer for the dehydration of fruits and vegetables. *Journal of Food Processing and Preservation* 11 (2): 2546-2558.
8. Holman, J. P. 2002. Heat transfer. Published by Mc-Grow Hill, Southern Methodist University, New York. Tenth edition.
9. Huff, R. G. 1969. Variation of convective heat-transfer coefficient around a simulated rocket cooling tube section. National aeronautics and space administration. NASA TN, D-5168.
10. Incropera, F., D. Dewitt, T. Bergman, and A. Lavine. 2006. Fundamental of heat and mass transfer. Published by John Wiley and Sons, sixth edition.
11. Ivanova, D., and K. Andonov. 2001. Analytical and experimental study of combined fruit and vegetable drier. *Energy and Conversion Management* 42 (7): 975.
12. Jokar, A., A. Zomorodian, N. Mafton Azad, and L. Jokar. 2007. Determination of optimized drying condition of pomegranate seeds using response surface methodology. *Journal of Agricultural Engineering Research* 1: 57.
13. Karim, M. A., and M. N. A. Hawlader. 2005. Drying characteristics of banana: theoretical modeling and experimental validation. *Journal of Food Engineering* 70: 35-45.
14. Khodaei, J., and H. Samimi. 2013. Investigation of specific heat and thermal conductivity of Rasa grape (*Vitisvinifera L.*). *Journal of Agricultural Machinery* 3 (2): 123-132.
15. Madhlopa, A., and G. Ngwalo. 2006. Solar dryer with thermal storage and biomass-backup heater. *Solar energy* 11 (3): 1252-1263.
16. Mujumdar, A. S. 2000. Drying technology in agriculture and food sciences. Enfield NH, USA: Science Publishers, Inc.
17. Roncati, D. 2013. Iterative calculation of the heat transfer coefficient. A project in Lisa finite element software analysis site.
18. Singh, S., and S. Kumar. 2012. Development of convective heat transfer correlations for common designs of solar dryer. *Energy and conversion management* 64: 403-414.
19. Soheilimehdizadeh, A. 2004. Design of a solar forced convection dryer for leaf vegetables. Msc thesis of mechanics of agricultural machinery, College of Biosystem Engineering, University of Tehran.
20. Soheilimehdizadeh, A., A. Keyhani, K. Abaspoursani, and A. Akram. 2006. Design of a solar forced convection dryer for leaf vegetables and evaluation of its performance. *Journal of Agricultural Engineering Research* 27: 164-167.
21. Sreekumar, A., P. E. Manikantan, and K. P. Vijayakumar. 2008. Performance of indirect solar cabinet dryer. *Energy Conversion and Management* 49: 1388-1395.
22. Zare, D., A. Zomorodian, and H. Ghasemkhani. 2005. Effect of mass flow rate of air and moisture to reduce the drain on the rice crop in a semi-continuous solar dryer. *Journal of Science and Technology of Agriculture and Natural Resources* 9 (4): 251-264.

Investigation of one-dimensional heat flow in a solar flat plate collector with sun tracing system

H. Samimi Akhijahani¹- A. Arabhosseini^{2*} - M. H. Kianmehr³

Received: 06-12-2014

Accepted: 06-07-2015

Introduction

Drying is one of the most common methods for storing food and agricultural products. During drying process, free water that causes the growth of microorganisms and spoilage of products is removed from the product. There are several methods for drying of agricultural products. one of the most important methods of investment is drying by using sunlight. Iran is situated at 25- 43°E longitude and mean solar radiation is about 4.9 kWhm⁻² d⁻¹. Because of the proper solar radiations in 95% of the agricultural areas in Iran, solar drying is widely used for drying of fruits and vegetables. The use of solar dryer causes saving in energy consumption and processing costs for drying of products in farms and gardens. Several researchers investigated heat transfer and heat flow in dryers. Selection of appropriate method was carried out for drying of agricultural products using heat pump. Experiments were done and mathematical relationships were estimated to obtain correlation parameters between *Reynolds* number and *Nusselt* number for the three cases of solar dryer (cabinet, indirect and combination). The best working conditions were determined for three types of solar collectors (flat, finned and corrugated). In this study, the process of heat transfer and heat transfer coefficient of a solar dryer with and without rotation of absorber plate was compared.

Materials and Methods

The experiments were conducted in Azarshahr, East Azarbaijan province, Iran in September 2014. Newton's law of thermodynamic was used to analyze the working condition of solar absorber. For this purpose the absorber plate was divided into four equal parts. According to the thermal equations and related boundary conditions as well as the relationship between heat transfer coefficient and the temperature gradient, equation (1) for the *Nusselt* number obtained:

$$Nu_x = 0.332Pr^{\frac{1}{3}}Re^{\frac{1}{2}} \left[1 - \left(\frac{x_0}{x} \right)^{\frac{3}{4}} \right]^{-\frac{1}{4}} \quad \text{if } x = 0 \text{ then } Nu_x = 0.332Pr^{\frac{1}{3}}Re^{\frac{1}{2}} \quad (1)$$

Beside the relationship between *Nusselt* number and heat transfer coefficient is defined as equation (2):

$$Nu_x = \frac{h_x x}{k} \quad \text{then } h_x = Nu_x \left(\frac{k}{x} \right) \quad (2)$$

Finally variation of total heat flow over the time at different surfaces of the collector is determined by using equation (3):

$$q'' = h(T_w - T_\infty) \quad (3)$$

Two cases (solar panel with rotation and without rotation) were considered for testing. Data measuring was carried out for 9 hours from 8 to 17. The fluid flow rate was 0.0185m³ s⁻¹. The dryer was installed in an environment with air temperature of 31.6 °C and 31.8 °C, with the air velocity of 0.58 m s⁻¹ and 0.54 m s⁻¹ and with the relative air humidity of about 21% and 21.5% at the first and second days, respectively. The dryer had an automatic temperature controller to fix the air temperature with an accuracy of ±0.1 °C. An anemometer Yk-2005AM model was used to regulate the required air velocity. The output data of the thermocouples was recorded by a digital thermometer (DL-9601A, Lutron) that was connected to a computer using RS232 cable and recorded the temperature at required point every an hour. The relative humidity of the ambient was measured every hour with a digital hygrometer (HT.3600, Taiwan), accuracy of 3%. By assembling controlling system

1- Ph.D Student of Mechanics of Agricultural Machinery, College of Aburairhan, University of Tehran

2- Associate Professor of Mechanics of Agricultural Machinery, College of Aburairhan, University of Tehran

3- Professor of Mechanics of Agricultural Machinery, College of Aburairhan, University of Tehran

(*- Corresponding Author Email: ahosseini@ut.ac.ir)

with a DC motor, a precious photocell and a proper mechanism, the frame would rotate by the sun and followed solar radiation, therefore more solar energy produced in solar panel.

Results and Discussion

The results of the experiments showed that the heat transfer process increased in both cases from the early morning and reached to its maximum value around 12 to 14 o'clock. The trend was more homogeneous in the dryer by absorber plate without rotation due to the decline of the heat accumulation. The mean temperature rise in the solar dryer without rotation was 37°C and in the solar dryer with rotation was 54°C. Because of the rotation of solar plate, variations of solar radiation were low. Therefore, by rotation of the solar dryer panel the temperature rise was 27°C. The values of heat transfer coefficient in the solar dryer with rotation were decreased by the time. This reduction in the hours before noon is more than after noon. This is due to the reduction of the temperature gradient in the solar absorber plate. Also the results showed that heat transfer coefficient in the lower levels (S1 and S2) is more than higher levels (S3 and S4). Variations of the heat flow for the solar dryer with rotation is more than the other. Because in the first one, the absorber plate was followed the solar radiation and generated heat in the plate increases and the fan does not have the ability to discharge the generated heat. The total amount of heat transfer in absorber plate with rotation was 36.1% higher than the absorber plate without rotation. To increase the heat transfer from the dryer, design of the system to change air flow rate by increasing temperature, can increase the efficiency of the dryer.

Conclusions

In this study the performance of the absorber plate in a solar dryer in two cases with rotation and without rotation were compared. The results showed that by rotation of the solar absorber plate the output temperature of the collector rises about 27°C. Thermal fluctuation in the rotation solar plate is lower than the solar plate without rotation.

Keywords: Absorber plate, Heat flow, Heat transfer coefficient, Solar dryer