مدل‌سازی و طراحی پیش‌طرح سامانه گردآورنده خورشیدی تخت هوایی به‌منظور تأمین گرمایش انبار خشک‌کن غلات: مطالعه موردی ذرت دانه‌ای

علی دلیران[1*]، یحیی عجب شیرچی[1] و شمس‌اله عبداله‌پور[1]

تاریخ دریافت: ۹۷/۲/۲ تاریخ پذیرش: ۹۷/۸/۲۰

۱- گروه آموزشی مهندسی بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه تبریز
*مسئول مکاتبه daliran2@gmail.com

چکیده

یکی از کاربردهای سامانه‌های خورشیدی در بخش کشاورزی استفاده برای خشک‌کردن محصولات تولیدی است. خشک‌کردن محصولات کشاورزی در مرحله پس از برداشت یکی از عملیات مهم با هدف افزایش طول زمان انبارداری و حفظ سلامت محصولات در این دوره است. هدف این پژوهش مدل‌سازی و طراحی جمع‌کننده تخت هوایی به‌منظور تأمین انرژی انبار خشک‌کردن غلات با مساحت ۳۶ مترمربع و با فرض داشتن ۱/۵ تن ظرفیت ذرت دانه‌ای‌برای هر بارگذاری بود. مقدار انرژی لازم برای کاهش رطوبت محصول از ۲۳ به ۱۳ درصد، ۹۳۱/۱ مگاژول بر ۱/۵ تن دانه محاسبه شد. برای تأمین این مقدار انرژی، مدل‌سازی گردآورنده تخت هوایی در دو نوع A (بدون منحرف‌کننده) و B (با نصب منحرف‌کننده در کانال هوا) توسط کدنویسی در متلب انجام شد. به‌کارگیری منحرف‌کننده‌ها در کانال هوا افزایش بازده گرمایی گردآورنده از ۳۷ به ۵۵ درصد در نوع تک پوشش (پوشش شیشه‌ای) و از ۴۸ به ۶۲ درصد در نوع دو پوشش را سبب شد. میانگین بهترین زاویه شیب نصب گردآورنده از طریق کدنویسی در متلب، ۲۷/۵ درجه نسبت به افق و به سمت جنوب، محاسبه گشت. زمان تأمین انرژی موردنیاز (۹۶۱/۱ مگاژول بر ۱/۵ تن) برای سامانه خورشیدی با مساحت ۳۰ مترمربع، در گردآورنده نوع A و B، به‌ترتیب ۴۱/۲۵ و ۲۷/۶۹ ساعت در تک پوشش و ۳۱/۱۴ و ۲۴/۱ ساعت در دو پوشش محاسبه شد.

واژه‌های کلیدی: انرژی خورشیدی، خشک‌کن خورشیدی، ذرت دانه‌ای، زاویه شیب، گردآورنده خورشیدی

۱- مقدمه

در طی سالیان گذشته استفاده بیش از حد از سوخت‌های فسیلی منجر به بروز مشکلاتی از قبیل بیماری‌های تهدیدکننده سلامت انسانی، آلودگی‌های زیست‌محیطی و به‌دنبال آن به‌خطر افتادن زندگی گونه‌های گیاهی و جانوری شده است. هم‌چنین میزان تقاضای انرژی به موازات افزایش جمعیت، رشد اقتصادی و توسعه صنعتی در سرتاسر جهان افزایش یافته است. از این رو تعداد زیادی از محققان داخلی و خارجی مطالعات خود را روی منابع تجدیدپذیر از قبیل انرژی خورشیدی، باد و زمین‌گرمایی متمرکز کرده‌اند (گوپی[1]، ۲۰۱۷). انرژی خورشیدی از پاک‌ترین و ارزان‌ترین منابع انرژی و در سرتاسر نقاط دنیا قابل دسترس است. در طول سال‌ها، تحقیقات و فعالیت‌های تجاری بسیاری برای به‌کارگیری این منبع انجام شده است. به‌طور کلی می‌توان فن‌آوری‌های مربوط به استفاده از انرژی خورشیدی را به سه دسته: حرارتی خورشیدی، فتوولتائیک خورشیدی و سیستم‌های ترکیبی (فتوولتائیک خورشیدی/حرارتی) تقسیم کرد (عثمان و همکاران[2]، ۲۰۱۳). از جمله تکنولوژی‌های حرارتی خورشیدی می‌توان به خشک‌کن‌های خورشیدی اشاره کرد که به‌منظور خشک‌کردن محصولات کشاورزی به‌کار گرفته می‌شوند. خشک‌کردن عموما به‌عنوان یک عملیات حرارتی توصیف می‌شود که با هدف از بین بردن آب اضافی برای تولید محصول خشک انجام می‌شود (تیواری[3]، ۲۰۱۶). آزمایش‌های مختلف نشان داده‌اند، برداشت محصول با رطوبتی بالاتر از سطح بهینه انبارداری و سپس خشک‌کردن آن تا سطح رطوبت مطمئن سبب افزایش ۶ تا ۷ درصدی عملکرد محصول می‌شود. به‌عنوان مثال اگر شلتوک در رطوبت ۲۲-۲۰ درصد برداشت شود و سپس تا ۱۴ درصد رطوبت خشک شود، عملکرد برنج در مقایسه با زمانی که با رطوبت ۱۴ درصد برداشت شود تا ۱۰ درصد افزایش می‌یابد. بنابراین، در کشاورزی جدید اهمیت خشک‌کردن به‌موقع بسیار زیاد است (ساهای و

[1] Gopi

[2] Othman

[3] Tiwari

سینگ[1]، ۲۰۰۴). خشک‌کردن در زیر نور مستقیم خورشید از ابتدایی‌ترین راه‌های خشک‌کردن است؛ و از دیدگاه مصرف انرژی می‌تواند روشی سودمند باشد. اما وجود مشکلاتی نظیر اثر گردوغبار، باران، حشرات، جوندگان، پرندگان، کندی روند خشک‌شدن و نیز عدم یک‌نواختی خشک‌شدن باعث شده این روش کارایی مناسب را نداشته باشد. به‌کار گرفتن خشک‌کن‌های خورشیدی علاوه بر مرتفع-کردن مشکلات ذکر شده، فوایدی از قبیل برداشت زود هنگام محصول، افزایش کیفیت و افزایش عمر ماندگاری محصولات کشاورزی را به‌دنبال دارد (مرسی[2]، ۲۰۰۹). سامانه‌های خورشیدی علاوه بر حفظ سلامت محیط‌زیست، نقش مؤثری در کاهش هزینه‌های انرژی دارند. به‌عنوان مثال، در کشور مالزی با سطح زیر کشت ۲۹۸۴۲۹ هکتار برای میوه‌های محلی و میزان تولید ۱۷۶۷۸۰۰ تن میوه در این سطح، سالانه با استفاده از خشک‌کن‌های خورشیدی، ۲۳×۱۰^{۶} رینگیت (واحد پول کشور مالزی، هر دلار معادل ۳/۷۷ رینگیت است) نسبت به‌استفاده از سامانه‌های خشک‌کن سنتی با سوخت فسیلی در هزینه انرژی صرفه‌جویی می‌شود (فودهولی و همکاران[3]، ۲۰۱۵).

با توجه به‌پایین بودن بازدهی سیستم‌های خورشیدی و هم‌چنین مطالب گفته شده، امروزه محققان مطالعات گسترده‌ای را در زمینه گردآورنده‌ها و خشک‌کن‌های خورشیدی انجام داده‌اند. در یک مطالعه، تحت شرایط آزمایشگاهی عملکرد سه طرح از گردآورنده تخت هوایی (۱- صفحه جاذب صاف، ۲- صفحه جاذب شیاردار مشبک عرضی، ۳- صفحه جاذب V شکل مشبک متمایل) بررسی شد. تمام مراحل آزمایش با به‌کارگیری تابش خورشیدی مصنوعی (با شدت ۶۰۰ وات بر مترمربع) و همرفت طبیعی انجام شد. این سه طرح از نظر راندمان حرارتی و گرادیان دمایی بررسی شدند. برای بررسی گرادیان دمایی از روش پرتو لیزر و حسگرهای PT 100 استفاده گردید. عملکرد حرارتی کلی این سه مدل به‌ترتیب ۱۴/۹۱، ۱۷/۲۴ و ۲۰/۰۴ درصد به‌دست آمد. نتایج نشان داد در پی افزایش بهره‌وری سامانه، گرادیان دمایی کاهش پیدا می‌کند (وایاس و پنجابی[4]، ۲۰۱۴). ابهای و چاندراهوند[5] (۲۰۱۸) تاثیر ایجاد زبری مصنوعی در مجرای هوای گردآورنده خشک‌کن خورشیدی روی عملکرد حرارتی این سیستم بررسی را بررسی کردند. گزارش آن‌ها نشان داد استفاده از دنده‌های مربع شکل در زیر صفحه جاذب به‌علت ایجاد آشفتگی در حرکت جریان هوا، کاهش لایه‌های مرزی حرارتی و افزایش ضریب انتقال حرارت بین جاذب و سیال هوا، افزایش دمای هوای خروجی و بهبود عملکرد حرارتی این سیستم را به‌دنبال داشت. یک پژوهشگر در هند بررسی جنبه‌های نظری گردآورنده تخت خورشیدی را به‌منظور تعیین بهترین زاویه شیب استقرار گردآورنده با استفاده از داده‌های ۱۰ ایستگاه هواشناسی در نقاط مختلف دنیا انجام داد. اطلاعات به‌دست آمده از ایستگاه‌های هواشناسی برحسب مقدار تابش متوسط ماهانه روی سطح افق بود. بررسی بازدهی سیستم خورشیدی در سه زاویه استقرار؛ ماهانه، فصلی و سالانه صورت گرفت. زاویه شیب سالانه تقریباً نزدیک به عرض جغرافیایی محل ثبت شد. او گزارش داد وقتی به‌جای زاویه بهینه ماهانه از زاویه فصلی استفاده شود مقدار انرژی جذب شده توسط گردآورنده ۱ درصد کاهش می‌یابد. همچنین بیان نمود استفاده از زاویه سالانه به‌جای ماهانه، مقدار انرژی جذب شده را ۱۵ درصد کاهش می‌دهد (رمادهانی[6]، ۲۰۱۵). پژوهشگری دیگر در رومانی شیب مناسب نصب گردآورنده را در مکان‌ها و ماه‌های مختلف سال بررسی کرد. او بهترین زاویه نصب (زاویه نصب سالانه) که کمترین ضریب انعکاس و بیشترین ضریب جذبی عبوری را برای سامانه خورشیدی به‌همراه دارد، برابر با عرض جغرافیایی محل به‌علاوه و منهای ۱۰ تا ۱۵ درجه پیشنهاد کرد (کاملیا[7]، ۲۰۱۴). در تحقیقی دیگر، خشک‌کن خورشیدی ذرت با جریان همرفت طبیعی طراحی و آزمایش شد. این خشک‌کن در دو بخش اصلی شامل گردآورنده تخت هوایی با سطح $۰/۵\ m^2$ و اتاقک خشک‌کن با ظرفیت ۵۰ kg ذرت، در هر بارگیری ساخته شد. آزمایش‌های تجربی در تابش خورشیدی ۳۷۵ وات بر مترمربع با هدف کاهش رطوبت محصول از ۲۰ به ۱۳ درصد انجام شد. میانگین دمای خروجی گردآورنده بین ۴۰ تا ۶۰ درجه ثبت گردید. رطوبت محصول در سه روز ۹ ساعته به حدود ۱۲/۵ درصد کاهش یافت. همچنین این آزمایش مبین این واقعیت بود که بیشترین درصد خشک شدن در ساعات اولیه اتفاق می‌افتد (فالارانمی[8]، ۲۰۰۸). در تحقیقی دیگر، بهینه‌سازی بازدهی انرژی کل یک خشک‌کن خورشیدی با جریان همرفت اجباری با استفاده از یک سیستم کنترل دور فن هوای ورودی بررسی و ارزیابی گشت. در ساعات مختلف آزمایش، دبی جرمی هوای ورودی بر اساس روابط ریاضی، دمای هوای ورودی و دمای هوای خروجی با هدف ثابت نگه‌داشتن بازدهی بهینه کنترل شد. نتایج این پژوهش که در سه روز انجام شد نشان داد استفاده از سیستم کنترل دبی جرمی هوا ورودی به‌طور قابل‌توجهی بهبود در بازدهی خشک‌کن را با سطح احتمال یک درصد به‌دنبال دارد (باقری و همکاران، ۲۰۱۱). داسیلوا و همکاران[9] (۲۰۱۲) برای تامین انرژی مورد نیاز یک مخزن خشک‌کن دانه غلات، عملکرد گردآورنده تخت هوایی با بهره‌گیری از صفحه جاذب V شکل در هفت دبی جرمی هوا را بررسی کردند. نتایج نشان داد با افزایش دبی جرمی عملکرد گردآورنده خورشیدی و به دنبال آن نرخ

[1] Sahay and Singh
[2] Murthy
[3] Fudholi
[4] Vyas and Punjabi
[5] Abhay and Chandramohan
[6] Ramadhani
[7] Camelia
[8] Folaranmi
[9] Da Silva et al

جدول ۱- اختصارات

ضخامت عایق پشت گردآورنده (m)	δ_s	تابش خورشیدی فرودی کل (Wm^{-2})	G_t
مساحت گردآورنده (m^2)	A_c	دمای هوای محیط (K)	T_a
مساحت کانال هوای گردآورنده (m^2)	A_d	دمای هوای ورودی (K)	T_i
مساحت تیغه‌ها (m^2)	A_f	دمای صفحه جاذب (K)	T_p
محیط کناره گردآورنده (m)	A_e	دمای پوشش شیشه‌ای (K)	T_g
عرض کانال هوای گردآورنده (m)	W	درجه حرارت اولیه محصول، (K)	T_{m1}
عرض تیغه منحرف‌کننده (m)	W_t	زاویه نصب استقرار گردآورنده (درجه)	β
وزن اولیه محصول تر ($kg\ hr^{-1}$)	W_{m1}	ظرفیت حرارتی هوای خشک ($۱/۰۰۶\ kJ\ kg^{-1}\ K^{-1}$)	C_B
ارتفاع کانال هوا (m)	L	ظرفیت حرارتی هوای تر ($۱/۸۷\ kJ\ kg^{-1}\ K^{-1}$)	C_{AV}
طول تیغه (m)	L_t	گرمای نهان تبخیر ذرت ($۲/۰۳۵\ kJ\ kg^{-1}$)	C_{AL}
طول کانال هوای گردآورنده (m)	L_c	گرمای ویژه هوا ($J\ kg^{-1}\ K^{-1}$)	C_p
ضخامت تیغه (m)	t_f	ویسکوزیته دینامیکی هوا ($kg\ m^{-1}\ s^{-1}$)	μ
تعداد تیغه در ردیف اول	N_{ti}	چگالی هوا ($kg\ m^{-3}$)	ρ_a
درصد رطوبت اولیه محصول (٪)	X'_1	ضریب هدایت گرمایی هوا ($W\ m^{-1}\ K^{-1}$)	K_a
درصد رطوبت نهایی محصول (٪)	X'_2	ضریب هدایتی عایق کناره ($W\ m^{-1}\ K^{-1}$)	K_e
رطوبت مطلق هوای ورودی ($kg\ kg^{-1}$)	Y_0	ضریب هدایتی عایق پشت گردآورنده ($W\ m^{-1}\ K^{-1}$)	K_s
رطوبت مطلق هوای خروجی ($kg\ kg^{-1}$)	Y_2	ضریب انتقال حرارت هدایتی تیغه ($W\ m^{-1}\ K^{-1}$)	K_f
دبی جرمی هوای ورودی ($kg\ s^{-1}$)	$\dot{m}$	ضریب صدور مادون‌قرمز صفحه جاذب	ε_p
سرعت باد ($m\ s^{-1}$)	V	ضریب صدور مادون‌قرمز پوشش شیشه‌ای	ε_g
ثابت استعفان بولتزمن ($۵/۶۷ \times ۱۰^{-۸}\ W\ m^{-2}\ K^{-4}$)	σ	ضخامت گردآورنده خورشیدی (m)	δ_c
عرض جغرافیایی محل (درجه)	Ø	ضخامت عایق کناره گردآورنده (m)	δ_e

خشک‌کردن محصول به‌طور قابل‌توجهی افزایش می‌یابد. در یک مطالعه، طراحی و ساخت خشک‌کن کابینتی خورشیدی با روش لایه‌نازک برای خشک‌کردن زنجبیل از سطح رطوبتی ۶۲ به ۱۲ درصد آزمایش شد. در این خشک‌کن دو گردآورنده خورشیدی ۱) گردآورنده اولیه با مساحت ۰/۵ مترمربع ۲) گردآورنده ثانویه با مساحت ۰/۳۷۵ مترمربع به‌ترتیب برای گرم کردن هوای ورودی و اتاقک خشک‌کن، تحت جریان همرفت طبیعی به‌کار گرفته شدند. میانگین دمای هوای کاری اتاقک خشک‌کن C^0 ۸/۵ ± ۵۷ گزارش شد. هم‌چنین حداکثر زمان خشک‌کردن kg ۱۵ زنجبیل ۴۵۰ تا ۴۸۰ دقیقه گزارش شد. بررسی‌ها نشان داد مدت زمان خشک شدن به مقدار رطوبت و نرخ خشک شدن محصول بستگی دارد (دشماخ و همکاران[1]، ۲۰۱۷). در مطالعه‌ای دیگر، طراحی و ساخت اتاقک خشک‌کن خورشیدی سیار با جریان هوای اجباری برای خشک‌کردن سبزی‌ها (گیاهان دارویی، معطر و غیر جنگلی) صورت گرفت. طراحی منحصربه‌فرد این خشک‌کن مزایایی از قبیل: هزینه بهره‌برداری ناچیز، امکان خشک‌کردن محصول به‌محض برداشت آن در مزرعه و بیشترین جذب تابش خورشیدی (با توجه به قابلیت تنظیم زاویه گردآورنده در ساعات مختلف روز) را به‌همراه داشت (تاپیک و همکاران[2]، ۲۰۱۳). پژوهشگرانی برای خشک‌کردن دانه‌های ذخیره شده در مخزنی در ابعاد ۲×۴ متر از یک گردآورنده خورشیدی تخت هوایی به‌مساحت ۴×۶ متر استفاده کردند و تاثیر تغییرات دبی جرمی هوای ورودی را بر عملکرد سامانه خشک‌کن مورد بررسی قرار دادند. آنها نشان دادند افزایش دبی جرمی افزایش عملکرد خشک‌کن خورشیدی را سبب می‌شود به‌نحوی که بیشترین دبی جرمی ($۲۴۴/۴\ kgh^{-1}$) بهترین عملکرد خشک‌کن را به‌دنبال داشت (حنیف و همکاران[3]، ۲۰۱۲). در مطالعه‌ای، خشک‌کن خورشیدی تخت هوایی در مساحت ۳/۷۷ مترمربع با و بدون سیستم گرمایشی کمکی (بخاری زیست‌توده با سوخت چوب) برای رساندن رطوبت kg ۱۰۰ دانه ذرت از ۲۱ به ۱۳ درصد به‌کار گرفته شد. زمانی که تنها منبع حرارت خورشید بود بازدهی سیستم ۳۹/۹ محاسبه شد اما با استفاده از سیستم گرمایش ترکیبی (خورشیدی و زیست‌توده)، عملکرد حرارتی سامانه خشک‌کن به ۵۷/۷ درصد با میانگین خشک‌کردن ۰/۰۰۷ کیلوگرم بر ساعت افزایش یافت و کاهش زمان خشک‌شدن محصول را به‌دنبال داشت (تونویی و همکاران[4]، ۲۰۱۴). با توجه به ظرفیت محدود خشک‌کن‌های خورشیدی، هدف این مطالعه مدل‌سازی و طراحی سامانه گردآورنده خورشیدی تخت هوایی به‌منظور ارائه پیش‌طرح اولیه آن جهت تأمین گرمایش انبار خشک‌کن غلات با مطالعه موردی ذرت دانه‌ای در منطقه تبریز می‌باشد.

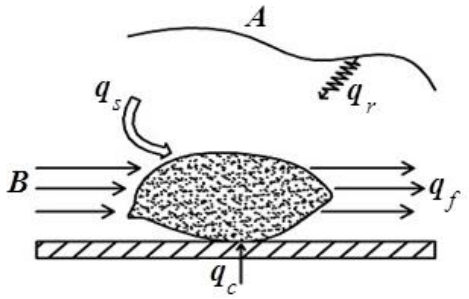
[1] Deshmukh et al
[2] Topic et al
[3] Hanif et al
[4] Tonui et al

۲- مواد و روش

در این پژوهش دامنه اصلی مطالعات به‌صورت تئوری انجام شد. با توجه به‌کارهای تجربی انجام شده و با در نظر گرفتن سطح گردآورنده موردنیاز (یک‌پارچه‌بودن گردآورنده با سقف انبار)، مساحت انبار و حجم محصول مورد نظر تخمین زده شد. در ادامه بعد از محاسبه انرژی موردنیاز خشک‌کردن، توانایی گردآورنده تخت هوایی در تامین این مقدار انرژی و بهینه‌سازی بازدهی گردآورنده خورشیدی با بهره‌گیری از پوشش دوم و زائده‌های مستطیلی و هم‌چنین تعیین بهترین زاویه شیب نصب گردآورنده با روش کدنویسی در متلب انجام شد. به‌منظور بررسی میزان دقت و اعتبارسنجی داده‌ها، نتایج کار تئوری با کارهای تجربی مشابه انجام شده مقایسه گردید.

۲-۱-خشک‌کردن

از آنجایی که دانه یک ماده هیدروسکوپیک است با توجه با اختلاف فشار بین آن و محیط اطرافش می‌تواند رطوبت محیط را جذب یا رطوبت خود را به محیط دفع کند. خشک‌کردن خورشیدی به روش جابجایی به علت کاهش لایه مرزی دانه و افزایش ضریب انتقال حرارت، بازدهی بیشتری نسبت به‌روش خشک‌کردن زیر نور مستقیم خورشید دارد. ذرت دانه‌ای با رطوبت ۲۰ تا ۲۵ درصد برداشت می‌شود که برای افزایش طول دوره انبارداری و کاهش تلفات ناشی از فساد میکروبی و شیمیایی، رطوبت آن به ۱۳ تا ۱۰/۸ درصد کاهش داده می‌شود (فالارانمی، ۲۰۰۸). در فرآیند خشک‌کردن دانه چهار نوع جریان حرارتی (q_f گرمای نهان ناشی از تبخیر رطوبت، q_s گرمای محسوس ناشی از انتقال حرارت همرفتی، q_r گرمای محسوس ناشی از انتقال حرارت تشعشعی، q_c گرمای ناشی از انتقال حرارت هدایتی) بین دانه و محیط اطراف آن به‌وجود می‌آید. در شکل ۱، طرح‌واره‌ی از جریان‌های حرارتی دخیل در خشک‌شدن یک دانه نشان داده شده است.

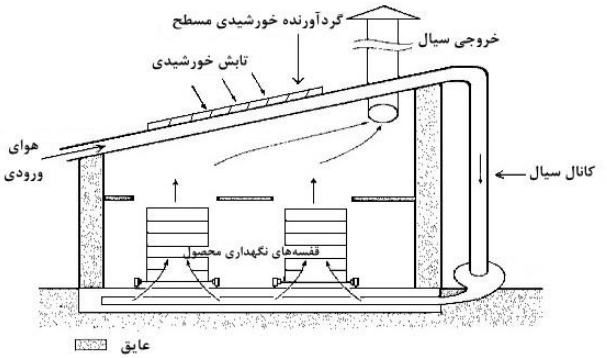


شکل ۱- طرح‌واره خشک شدن یک دانه

A : سطح هوا، B : جریان هوا، q_c : انتقال حرارت هدایتی، q_s : انتقال حرارت همرفتی، q_r : انتقال حرارت تشعشعی، q_f : گرمای نهان

۲-۲- انبار خشک‌کن دانه

با توجه به‌کارهای تجربی انجام شده (فالارانمی، ۲۰۰۸، تونویی و همکاران، ۲۰۱۴ و گاواله و همکاران[1]، ۲۰۱۵) و مساحت گردآورنده محاسبه شده در ادامه کار (با توجه به‌یک‌پارچه بودن گردآورنده با سقف انبار)، انباری با مساحت ۳۶ مترمربع با ارتفاع ۳ متر با فرض دارا بودن ظرفیتی معادل ۱/۵ تن ذرت دانه‌ای (در هر بار خشک‌کردن) در نظر گرفته شد. هم‌چنین برای تأمین انرژی گرمایی موردنیاز کاهش رطوبت ذرت دانه‌ای به‌مقدار بهینه با روش خشک‌کردن بستر لایه نازک (دانه‌ها تقریباً به‌طور کامل با هوای داغ در تماس هستند) از یک گردآورنده خورشیدی صفحه تخت هوایی استفاده گردید. در شکل ۲ قسمت‌های مختلف انبار خشک‌کن خورشیدی مشاهده می‌شود.



شکل ۲- انبار خشک‌کردن غلات

دانه‌های ذرت روی قفسه‌های طراحی شده در لایه‌های با قطر کمتر از ۱۵ سانتی‌متر قرار می‌گیرند. با به‌جریان درآمدن هوا با استفاده از فن (دمنده)، هوا با عبور از مجرای جریان سیال گردآورنده خورشیدی، انرژی گرمایی جذب شده توسط گردآورنده را توسط کانال هوای پیش‌بینی شده به زیر قفسه‌های بارگذاری محصول هدایت می‌کند. در این روش گرمای محسوس هوای داغ به‌روش جابجایی به محصول مرطوب منتقل می‌گردد. محیط گازی داغ (هوای داغ) از میان توده دانه‌های مرطوب عبور کرده و با خود مخلوط آب و بخار تبخیر شده از محصول را به بیرون هدایت می‌کند.

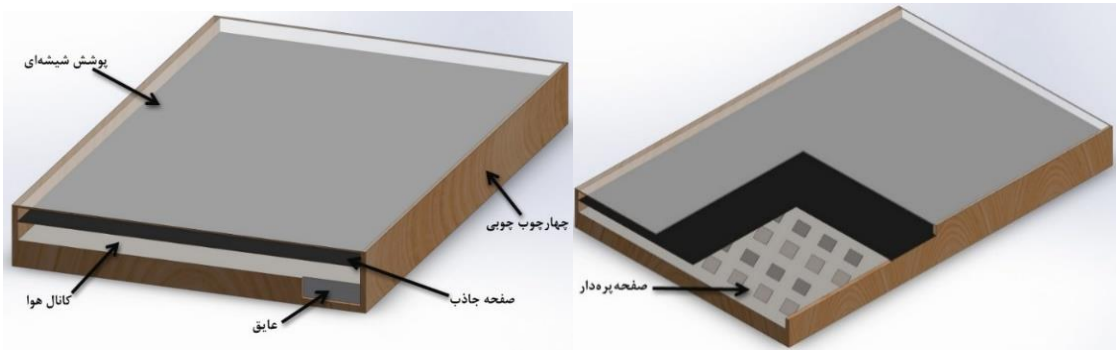
۲-۳- گردآورنده خورشیدی

برای تامین انرژی مورد نیاز دو نوع گردآورنده خورشیدی، A (بدون منحرف‌کننده) و B (با نصب منحرف‌کننده در کانال هوا) با مورد بررسی قرار گرفت. در شکل ۳ نمایی از پیش‌طرح هر دو گردآورنده مشاهده می‌شود.

مشخصات اجزای تشکیل دهنده این دو گردآورنده به‌شرح ذیل است:

پوشش شیشه‌ای از جنس شیشه معمولی با ضخامت ۴ میلی‌متر بافاصله ۳۰ میلی‌متری از صفحه جاذب که جنس آن از ورق آهن

[1] Gavhale et al



A B

شکل ۳- A گردآورنده بدون منحرف‌کننده، B گردآورنده با منحرف‌کننده

معمولی با ضخامت ۱/۱۵ میلی‌متر بوده قرار دارد. فاصله صفحه جاذب از صفحه پشتی (صفحه زائده‌دار) که همان ارتفاع کانال هوا می‌باشد ۴۰ میلی‌متر است. تیغه‌های مستطیلی شکل از جنس ورق آهن گالوانیزه با طول ۴ و عرض ۵ سانتی‌متر با زاویه ۴۵ درجه، روی صفحه زائده‌دار با ابعاد ۰/۸ × ۸۰ × ۱۲۰ سانتی‌متر، با آرایشی یک‌درمیان در نظر گرفته شد. فاصله ردیف اول تیغه‌ها از لبه جلویی صفحه زائده‌دار ۵ سانتی‌متر و از لبه کناری صفحه زائده‌دار ۲/۵ سانتی‌متر تعیین گشت، فاصله عرضی لبه هر دو تیغه مجاور هم ۵ سانتی‌متر و فاصله طولی تیغه‌های هم آرایش، ۲۰ سانتی‌متر لحاظ شد. برای به‌حداقل رساندن تلفات حرارتی از قسمت پشت گردآورنده، عایقی با ضخامت ۵ سانتی‌متر از جنس پشم‌شیشه لحاظ شد. این مجموعه توسط چهارچوبی از جنس چوب در کنار هم قرار می‌گیرند.

۲-۴- مقدار انرژی موردنیاز فرآیند خشک‌کردن

برآوردن میزان انرژی موردنیاز برای کاهش رطوبت ۱/۵ تن ذرت دانه‌ای (مقدار فرضی) از سطح رطوبتی ۲۳ به ۱۳ درصد با استفاده از معادله ذیل محاسبه گشت (استرامیلو و کودرا[1]، ۱۹۸۶ و پابیس و همکاران[2]، ۱۹۹۸).

$$Q = \frac{W_B}{W_A}\left(I_{g_2} - I_{g_0}\right) - \Delta \qquad (۱)$$

Q گرمای لازم برای خشک‌کردن دانه ($kJ\,kg^{-1}$)، W_B و W_A دبی جرمی هوای ورودی و مقدار رطوبت تبخیر شده ($kg\,hr^{-1}$)، I_{g_0} و I_{g_2} آنتالپی ورودی و آنتالپی خروجی ($kJ\,kg^{-1}$) برابرند با:

$$I_{g_0} = C_B T_{g_0} + \left(C_{AV} T_{g_0} + \Delta H_0\right) Y_0 \qquad (۲)$$

$$I_{g_2} = C_B T_{g_2} + \left(C_{AV} T_{g_2} + \Delta H_0\right) Y_2 \qquad (۳)$$

T_{g_0} و T_{g_2} به‌ترتیب دمای هوای ورودی و خروجی (K^o)، ΔH_0 گرمای نهان تبخیر در درجه حرارت مرجع برابر با ۲۵۰۰/۸ $kJ\,kg^{-1}\,K^{-1}$ است. Δ پارامتری که از رابطه ۴ محاسبه شد.

$$\Delta = C_{AL} T_{m_1} - 0.2\, q_{ext} \qquad (۴)$$

q_{ext} گرمای مصرفی مخصوص نظری ($kJ\,kg^{-1}$) برای خشک‌کردن، برابر است با:

$$Q = \frac{W_B}{W_A}\left(I_{g_2} - I_{g_0}\right) \qquad (۵)$$

که W_A:

$$W_A = W_{m_1} \frac{X_1' - X_2'}{1 - X_2'} \qquad (۶)$$

۲-۵- تخمین بهترین زاویه شیب نصب گردآورنده

گردآورنده صفحه تخت به‌صورت غیرمتحرک (به‌صورت یکپارچه با سقف انبار) و با یک زاویه شیب بهینه به‌صورت ثابت به سمت جنوب (در شهر تبریز) نصب می‌شود. زاویه شیب مطلوب گردآورنده تابع زاویه انحراف خورشیدی است که به‌علت تغییر لحظه‌ای این زاویه به دلیل حرکت زمین به دور خورشید نیازمند برآورد بهترین زاویه نصب گردآورنده در موقعیت جغرافیایی تعیین شده بودیم. بهترین زاویه قرارگیری گردآورنده موقعیتی است که کمترین بازتاب و بیشترین جذب تشعشع خورشیدی را در یک طول زمانی مشخص برای سامانه خورشیدی به‌همراه داشته باشد. مراحل برنامه‌نویسی به‌منظور یافتن بهترین زاویه شیب گردآورنده و تخمین متوسط ماهانه تشعشع خورشیدی با استفاده از نرم‌افزار متلب و داده‌های هواشناسی منطقه انجام شد.

---

[1] Strumillo and Kudra
[2] Pabish

تشعشع کل متوسط ماهانه روزانه روی سطح شیب‌دار از رابطه ۷ محاسبه شده است (کالوگیرو[1]، ۲۰۱۴).

$$\bar{H}_T = \bar{R}.\bar{H} \qquad (۷)$$

$\bar{H}$: متوسط ماهانه روزانه تابش کل روی یک سطح افقی ($MJ\,m^{-2}$).

$\bar{R}$: ضریب کل تشعشع ماهانه است که از مجموع تابش مستقیم، تابش پخش و تابش منعکس شده از زمین به‌دست می‌آید و از رابطه ذیل محاسبه می‌شود (دافی و بکمن[2]، ۱۹۷۶).

$$\bar{R} = (1-\frac{\bar{H}_d}{\bar{H}})\bar{R}_b + \frac{\bar{H}_d}{\bar{H}}(\frac{1+\cos\beta}{2}) + \rho(\frac{1-\cos\beta}{2}) \qquad (۸)$$

ρ ضریب بازتاب زمینی بوده که مقدار آن برای زمین با خاک معمولی ۰/۲ تا ۰/۳ و برای زمین پوشیده از برف ۰/۷ است. $(\frac{1+\cos\beta}{2})$ ضریب دید گردآورنده نسبت به آسمان و $(\frac{1-\cos\beta}{2})$ ضریب دید گردآورنده نسبت به زمین می‌باشند.

$\frac{\bar{H}_d}{\bar{H}}$ تخمین تابش پخش از متوسط ماهانه روزانه تابش خورشیدی بوده که از رابطه تجربی ذیل محاسبه شده است (تانگ و وو[3]، ۲۰۰۴).

$$\frac{\bar{H}_d}{\bar{H}} = 0.775 + 0.006653(\omega_s - 90) - \left[0.505 + 0.00455(\omega_s - 90)\right] \times \cos\left[115\bar{K}_t - 103\right] \qquad (۹)$$

$\bar{H}_d$ متوسط ماهانه روزانه تشعشع پراکنده روی سطح افقی ($MJ\,m^{-2}$)، $\bar{K}_t$ متوسط ضریب صافی هوای ماهانه که از رابطه ۱۰ محاسبه می‌شود (کالوگیرو، ۲۰۱۴).

$$\bar{K} = \frac{\bar{H}}{\bar{H}_0} \qquad (۱۰)$$

$\bar{H}_0$ متوسط ماهانه روزانه تابش دریافتی در سطح خارج جو برای نقطه موردنظر روی صفحه افقی ($MJ\,m^{-2}$)، ω_s زاویه ساعتی خورشید برحسب درجه که از رابطه ذیل محاسبه گشت (کالوگیرو، ۲۰۱۴).

$$\omega_s = \cos^{-1}(-\tan\delta \times \tan\phi) \qquad (۱۱)$$

δ زاویه انحراف خورشیدی که در سال‌های متوالی اختلاف ناچیزی باهم دارند و هر چهار سال یک‌بار به‌علت وقوع سال کبیسه، مجدداً تکرار می‌شوند و از رابطه تجربی ۱۲ محاسبه می‌شود (کالوگیرو، ۲۰۱۴).

$$\delta = 23.45\sin\left[\frac{360}{365}(284+N)\right] \qquad (۱۲)$$

N فاصله زمانی از اول ژانویه تا روز موردنظر برحسب روز، ϕ عرض جغرافیایی محل موردنظر

$\bar{R}_b$ نسبت متوسط ماهانه روزانه تابش مستقیم روی یک سطح شیب‌دار به‌متوسط ماهانه روزانه تابش مستقیم روی یک سطح افقی و از رابطه ذیل محاسبه می‌شود (دافی و بکمن، ۱۹۷۶).

$$\bar{R}_b = \frac{\begin{bmatrix}\cos(\phi-\beta).\cos\delta.\sin\omega'_s + \\ (\pi/180)\omega'_s.\sin(\phi-\beta).\sin\delta\end{bmatrix}}{\begin{bmatrix}\cos\phi.\cos\delta.\sin\omega_s + \\ (\pi/180)\omega_s.\sin\phi.\sin\delta\end{bmatrix}} \qquad (۱۳)$$

ω'_s زاویه ساعت غروب خورشید نسبت به سطح شیب‌دار که باید از طریق دو معادله ۱۴ محاسبه شود و بین دو جواب به‌دست آمده مقدار کمتر را لحاظ کرد (دافی و بکمن، ۱۹۷۶).

$$\omega'_s = \begin{cases}\omega'_s = \cos^{-1}(-\tan\phi.\tan\delta) \\ \omega'_s = \cos^{-1}(-\tan(\phi-\beta).\tan\delta)\end{cases} \qquad (۱۴)$$

با توجه به‌زمان برداشت ذرت دانه‌ای در منطقه مورد نظر، فصل تابستان، جهت انجام محاسبات انتخاب شد. برای به‌دست آوردن بهترین زاویه در این فصل که حداکثر راندمان گردآورنده را به‌دنبال داشته باشد، مجموعه معادلات ۷ تا ۱۴ در نرم‌افزار متلب کدنویسی شد و تشعشع کل روزانه روی سطح شیب‌دار در زوایای نصب متفاوت به‌دست آمد که بهترین زاویه با بیشترین مقدار جذب انرژی خورشیدی دریافتی مشخص گردید.

۲-۶- انرژی مفید دریافتی

برآورد مقدار کل انرژی مفید دریافتی توسط سامانه خورشیدی در دو مدل بدون منحرف‌کننده و با منحرف‌کننده در مجرای هوای گردآورنده با استفاده از رابطه ۱۵ محاسبه شد (پریام و

[1] Kalogiro
[2] Duffe and Becman
[3] Tang and Wo

چاند[1]، ۲۰۱۶).

$$Q_u = A_c\, F_R\, [S - U_L\, (T_i - T_a)] \qquad (۱۵)$$

S میزان تابش خورشیدی جذب شده (W/m^2)، U_L تلفات حرارتی کل (W/m^2) و F_R ضریب برداشت گرما می‌باشند.

میزان تابش خورشیدی جذب شده با استفاده از معادله ذیل به‌دست آمد (کالوگیرو، ۲۰۱۴).

$$S = G_t\, (\tau\alpha)_{eff} \qquad (۱۶)$$

$\tau\alpha$ ضریب جذبی عبوری یا ضریب مؤثر بوده که به‌طور معمول برای شیشه پنجره ۰/۷ تا ۰/۷۵ و برای شیشه کم آهن ۰/۸۵ تا ۰/۹ در نظر گرفته می‌شود. یک تقریب منطقی از ضریب مؤثر برای اکثر گردآورنده‌های خورشیدی را می‌توان با به‌کارگیری رابطه ذیل محاسبه نمود (دافی و بکمن، ۱۹۷۶).

$$(\tau\alpha)_{eff} \cong 1.01\tau\alpha \qquad (۱۷)$$

ضریب برداشت گرما (F_R) از طریق معادله ذیل محاسبه گردید (شجاعی‌زاده و همکاران، ۲۰۱۵).

$$F_R = \frac{\dot{m}\, c_p}{A_c\, U_L}\left\{1 - \exp\frac{A_c\, U_L\, F'}{\dot{m}\, c_p}\right\} \qquad (۱۸)$$

F' ضریب بازدهی گردآورنده بوده که در گردآورنده نوع بدون منحرف‌کننده و با منحرف‌کننده به‌ترتیب از روابطه ۱۹ و ۲۱ بدست آمد.

بدون منحرف‌کننده:

$$F' = \frac{h}{h + U_L} \qquad (۱۹)$$

h یک ضریب بی‌بعد است که از رابطه ذیل محاسبه شد (کالوگیرو، ۲۰۱۴).

$$h = h_1 + \frac{1}{(\frac{1}{h_2}) + (\frac{1}{h_r})} \qquad (۲۰)$$

با منحرف‌کننده (یح و همکاران[2]، ۲۰۰۰):

$$F' = \frac{h_r\, h_1 + h_2\, \phi U_t + h_2\, \phi h_r + h_r\, h_1\, \phi}{(U_t + h_r + h_1)(U_b + h_2\, \phi + h_r) - h_r^{\,2}} \qquad (۲۱)$$

h_1 (ضریب انتقال حرارت جابجایی بین صفحه جذب‌کننده و سیال) و h_2 (ضریب انتقال حرارت جابجایی بین صفحه پشتی و سیال) با هم برابر هستند که از رابطه ذیل تخمین زده شدند (محمدی و سبزپوشانی، ۲۰۱۷).

$$h_1 = h_2 = \left(\frac{K_a}{D_h}\right) Nu \qquad (۲۲)$$

D_h قطر هیدرولیکی بوده و عبارت است از مساحت مقطع جریان بر محیط‌تر شونده، در دو نوع گردآورنده به‌صورت ذیل برآورد شد (پرساد و ساینی[3]، ۱۹۸۸).

بدون منحرف‌کننده:

$$D_h = \frac{2(W \times L)}{W + L} \qquad (۲۳)$$

با منحرف‌کننده:

$$D_h = \frac{4[(W\,.\,L) - (L_t W_t\, N_{ti})]}{[2\times(W + L)] + [2 L_t\, N_{ti}]} \qquad (۲۴)$$

Nu عدد ناسلت که نسبت انتقال حرارت جابجایی به‌هدایتی را درون یک لایه سیال بیان می‌کند و در جریان آشفته و آرام از روابط ذیل محاسبه می‌شود (محمدی و سبزپوشانی، ۲۰۱۳؛ هو و همکاران[4]، ۲۰۱۱)

$$\mathrm{Re} \prec 2100$$

$$Nu = 4.4 + \frac{0.00398(0.7\,\mathrm{Re}\, D_h / L_c)^{1.66}}{1 + 0.0114(0.7\,\mathrm{Re}\, D_h / L_c)^{1.12}} \qquad (۲۵)$$

$$\mathrm{Re} \succ 2300$$

$$N_u = 0/0158 \times \mathrm{Re}^{0/8} \qquad (۲۶)$$

Re عدد رینولدز بوده که نسبت نیروهای لختی (اینرسی) به ویسکوزیته را بیان می‌کند. وقتی نیروهای ویسکوزیته به‌نیروهای اینرسی غالب باشند جریان آرام و عکس آن جریان آشفته بوده و از طریق رابطه ۲۷ محاسبه می‌شود (سویی و همکاران[5]، ۲۰۱۰).

$$\mathrm{Re} = \frac{\dot{m}\, D_h}{A_d\, \mu} = \frac{\rho_a V_a\, D_h}{\mu} \qquad (۲۷)$$

V_a سرعت حرکت سیال در کانال هوا ($m s^{-1}$).

h_r ضریب انتقال حرارت تشعشعی بین صفحه جذب‌کننده و

[1] Priyam and Chand
[2] Yeh
[3] Prasad and Saini
[4] Ho
[5] Soi

پوشش شیشه‌ای ($Wm^{-2}K^{-1}$)، از رابطه ذیل محاسبه شد (کالوگیرو، ۲۰۱۴).

$$h_r = \frac{\sigma(T_p + T_g)(T_p^2 + T_g^2)}{(\frac{1}{\varepsilon_p}) + (\frac{1}{\varepsilon_g}) - 1} \quad (۲۸)$$

U_t ضریب تلفات گرمایی از جلو (Wm^{-2}) بوده و از رابطه ذیل محاسبه شد (سخار و همکاران[1]، ۲۰۰۹).

$$U_t = \left(\frac{N_g}{\frac{C}{T_p}\left[\frac{T_p - T_a}{N_g + f}\right]^{0.33} + \frac{1}{h_w}}\right)^{-1} + \left(\frac{\sigma(T_p - T_a)(T_p^2 - T_a^2)}{\frac{1}{\varepsilon_p + 0.05 N_g (1-\varepsilon_p)} + \frac{2Ng + f - 1}{\varepsilon_p} - 1}\right) \quad (۲۹)$$

در رابطه ۲۹ N_g تعداد پوشش شیشه‌ای، C و f به‌ترتیب از معادلات ذیل برآورد شدند.

$$C = 365.9\left[1 - 0.0083\beta + 0.0001298\theta^2\right] \quad (۳۰)$$

$$f = \left(1 - 0.04 h_w + 0.0005 h_w^2\right)\left(1 + 0.091 N_g\right) \quad (۳۱)$$

h_w ضریب انتقال حرارت باد ($Wm^{-2}K^{-1}$) از معادله ۳۲ محاسبه شد.

$$h_w = \frac{8.6(V)^{0.6}}{L_c^{0.4}} \quad (۳۲)$$

روش محاسبه تلفات گرمایی کل در گردآورنده با و بدون منحرف‌کننده به‌ترتیب از رابطه ۳۳ و ۳۴ محاسبه شد (یح و همکاران، ۲۰۰۰؛ اجم و همکاران[2]، ۲۰۰۵).

$$U_L = U_t + U_b + U_e \quad (۳۳)$$

$$U_L = \frac{\left[\begin{array}{l}(U_b + U_t)(h_1 h_2 \phi + h_1 h_r + h_2 \phi h_r) \\ + U_b U_t (h_1 + h_2 \phi)\end{array}\right]}{\left[h_1 h_r + h_2 \phi U_t + h_2 \phi h_r + h_1 h_2 \phi\right]} \quad (۳۴)$$

U_b محاسبه میزان ضریب اتلاف گرمایی پایین (پشت) گردآورنده که از طریق معادله ۳۵ به‌دست آمد (گیتا[3]، ۲۰۱۰).

[1] Sekhar
[2] Ajam
[3] Gatea

$$U_b = \frac{K_s}{\delta_s} \quad (۳۵)$$

U_e ضریب تلفات گرمایی کناره‌ها بوده که توسط معادله ۳۶ تخمین زده شد (دافی و بکمن، ۱۹۷۶).

$$U_e = \frac{(K_e/\delta_e)(A_e)(\delta_c)}{A_c} \quad (۳۶)$$

ϕ اثربخشی تیغه، کمیتی بی‌بعد است که در گردآورنده بدون منحرف‌کننده برابر با یک است و برای نوع با منحرف‌کننده از رابطه ذیل به‌دست آمد (هو و همکاران، ۲۰۰۹).

$$\phi = 1 + (\frac{A_f}{A_c})\eta_f \quad (۳۷)$$

η_f بازدهی تیغه‌ها که از معادله ذیل محاسبه گردید (محمدی و سبزپوشانی، ۲۰۱۳).

$$\eta_f = \left[\frac{\tanh(M L_t)}{M L_t}\right] \quad (۳۸)$$

M با استفاده از رابطه ذیل محاسبه شد (یح و هو، ۲۰۱۳).

$$M = \sqrt{2h_c / k_f t_f} \quad (۳۹)$$

در این رابطه h_c ضریب انتقال حرارت جابجایی ($Wm^{-2}K^{-1}$) بوده که از رابطه ۲۲ محاسبه شد.

خواص ترموفیزیکی هوا (گرمای ویژه ، ضریب هدایت گرمایی، ویسکوزیته دینامیکی و چگالی هوا) برای متوسط دمای هوای کاری گردآورنده از روابط ذیل محاسبه شد (چابین و همکاران[4]، ۲۰۱۳).

$$C_p = 1006\left(\frac{T_a}{293}\right)^{0.0155} \quad (۴۰)$$

$$K_a = 0.0257\left(\frac{T_a}{293}\right)^{0.86} \quad (۴۱)$$

$$\mu = 1.81 \times 10^{-5}\left(\frac{T_a}{293}\right)^{0.735} \quad (۴۲)$$

$$\rho_a = 1.204\left(\frac{293}{T_a}\right) \quad (۴۳)$$

۳- نتایج و بحث

۳-۱-گرمای لازم برای خشک‌کردن

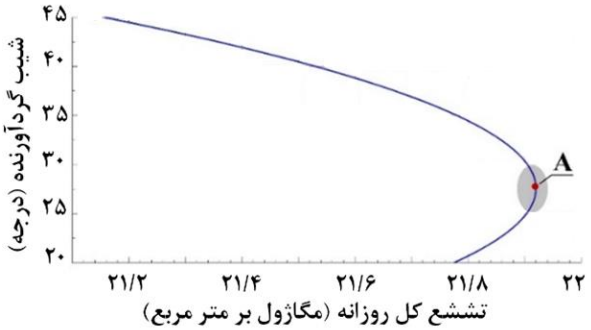
برای محاسبه مقدار انرژی موردنیاز برای کاهش رطوبت محصول به سطح بهینه، طبق معادله شماره ۱، ابتدا با توجه به‌نسبت دبی جرمی هوای گرم بر مقدار رطوبت تبخیر شده محصول و

[4] Chabane

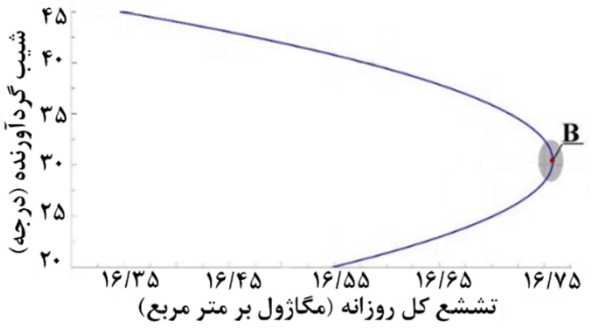
اختلاف آنتالپی ورودی و خروجی، گرمای مصرفی مخصوص برای خشک‌کردن نظری محاسبه شد. در ادامه با توجه گرمای نهان تبخیر محصول (ذرت) مقدار گرمای مصرفی مخصوص برای خشک‌کردن واقعی برآورد گشت. مقدار انرژی لازم برای کاهش رطوبت ۱/۵ تن ذرت دانه‌ای (محلی) از ۲۳ به ۱۳ درصد، ۸۰۰۹۱۵/۷۷۵ کیلوژول بر ۱/۵ تن ذرت دانه‌ای به‌دست آمد. با در نظر گرفتن اینکه حرارت مصرفی مخصوص برای حرارت دادن مواد، گرم‌کردن وسایل انتقال مواد و تلفات حرارت ۲۰ درصد حرارتی مصرفی مخصوص است (استرامیلو و کودرا، ۱۹۸۶) انرژی کل معادل ۹۶۱/۱ مگاژول بر ۱/۵ تن ذرت محاسبه شد. باید توجه شود مقدار انرژی کل محاسبه شده از این روش تنها یک تخمین کلی از انرژی موردنیاز است و به‌منظور به‌دست آوردن دقیق‌تر مقدار انرژی کل باید عوامل دیگر از قبیل تغییرات شرایط محیطی مانند تغییرات درصد رطوبت هوا که در این کار ثابت در نظر گرفته (با استفاده از داده‌های هواشناسی منطقه) را لحاظ کرد. مقدار انرژی برآورد شده با توجه به‌کار تجربی انجام شده توسط تونویی و همکاران (۲۰۱۴) در کنیا منطقی و قابل‌قبول است.

۳-۲- بهترین زاویه شیب قرارگیری گردآورنده

شکل ۴ و ۵، تخمینی از تشعشع دریافتی کل روزانه روی سطح شیب‌دار از زاویه ۲۰ تا ۴۵ درجه (با گام ۰/۵ درجه) را به‌ترتیب در فصل تابستان و ماه مهر در شهر تبریز نشان می‌دهند. با توجه به نمودارها، مشاهده می‌شود مقدار تابش ورودی خورشید روی سطح گردآورنده در یک موقعیت و زمان معین وابستگی شدیدی به شیب نصب گردآورنده دارد، با توجه به شکل ۱ دامنه بهترین زاویه نصب گردآورنده در فصل تابستان در شهر تبریز از ۲۵ تا ۳۰ درجه مشخص شد که متقابلاً باعث افزایش جذب مقدار تشعشع فرودی خورشید و کاهش بازتاب در گردآورنده می‌شود. همچنین در این فصل بهترین زاویه که بیشترین مقدار جذب انرژی تابشی ($MJ\,m^{-2}$ ۲۱/۹۲) را به‌دنبال داشت، ۲۷/۵ (نقطه A) درجه مشخص شد.



شکل ۴- تشعشع کل متوسط روزانه روی سطح شیب‌دار در زوایای ۲۰ تا ۴۵ درجه در فصل تابستان در تبریز

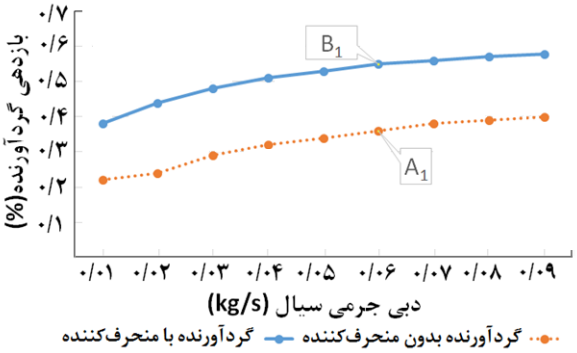


شکل ۵- تشعشع کل متوسط روزانه روی سطح شیب‌دار در زوایای ۲۰ تا ۴۵ درجه در ماه مهر در تبریز

هدف از تغییر شیب گردآورنده خورشیدی حفظ توانایی آن در جذب تابش خورشیدی به‌صورت عمود (بیشترین دریافت) است با مقایسه نمودار شکل ۴ و نمودار شکل ۵ که برای ماه مهر به‌دست آمده است این نتیجه استنتاج می‌شود که با تغییر زاویه میل خورشیدی و مایل‌تر شدن زاویه تابش، بهترین زاویه نصب گردآورنده برای حفظ حداکثر جذب، به بالای ۲۷/۵ (نقطه B) درجه افزایش می‌یابد. همچنین، حداکثر تشعشع کل روی سطح شیب‌دار از ۲۱/۹۲ به ۱۶/۷۸ $MJ\,m^{-2}\text{-}day^{-1}$ کاهش پیدا می‌کند. نتایج به‌دست آمده با کار تجربی انجام شده توسط عجب‌شیرچی و صادقی (۱۳۹۴) در شهر تبریز هم‌خوانی قابل قبولی دارد.

۳-۳- تأثیر دبی جرمی بر بازدهی گردآورنده

در شکل ۶، تأثیر تغییر دبی جرمی سیال از ۰/۰۱ تا ۰/۰۹ کیلوگرم بر ثانیه روی بازدهی دو نوع گردآورنده A و B تک پوشش مشاهده می‌شود. عملکرد سیستم در دبی جرمی $kg\,s^{-1}$ ۰/۰۶ بررسی شده است. همان‌طور که در شکل ۶ مشاهده می‌شود بازدهی هر دو گردآورنده با افزایش دبی جرمی، افزایش می‌یابد. نقطه A_1 با دبی جرمی $kg\,s^{-1}$ ۰/۰۶ و بازدهی ۳۶ درصد برای گردآورنده بدون منحرف‌کننده و نقطه B_1 نیز با همین دبی جرمی و بازدهی ۵۵ درصد برای گردآورنده دارای منحرف‌کننده در کانال هوا ثبت شد. نیاز به فن با قدرت بیشتر و کاهش دمای هوای خروجی دو عامل محدودکننده در افزایش دبی جرمی است. بهترین نقطه برای تعیین دبی جرمی بهینه نقطه‌ای است که دمای هوای خروجی مورد انتظار و بازدهی مناسب را برای ما به‌دنبال داشته باشد. با توجه به اینکه متوسط دمای مناسب خشک‌کردن بذر ۴۵ درجه سانتی‌گراد بوده (عبدالهی، ۲۰۱۳) دبی جرمی بهینه در نقطه A_1 و B_1 با متوسط دمای هوای خروجی بین ۴۰ تا ۵۰ درجه سانتی‌گراد ثبت شد. افزایش دبی جرمی کاهش متوسط دمای هوای خروجی به زیر ۴۰ درجه سانتی‌گراد و کاهش آن افزایش تلفات حرارتی و بازدهی سیستم را به‌دنبال داشت. با مقایسه هر دو نمودار مشاهده می‌شود نمودار بازدهی گردآورنده نوع A بعد از دبی جرمی $kg\,s^{-1}$ ۰/۰۷ با شیب ملایم‌تری بالا می‌رود. اما این حالت برای گردآورنده نوع B در



شکل۶- رابطه دبی جرمی سیال و بازدهی گردآورنده برای دو سامانه A و B

$kg\,s^{-1}$ ۰/۰۶ اتفاق می‌افتد که علت آن می‌تواند نصب منحرف‌کننده در کانال هوا، که منجر به آشفتگی جریان و تماس کامل‌تر سیال با صفحه جاذب، در نتیجه رسیدن به‌نقطه تبادل حرارتی مطلوب با دبی جرمی کمتر باشد. تاثیر مثبت افزایش دبی جرمی هوا بر راندمان حرارتی سیستم با کار تجربی انجام شده توسط حنیف و همکاران (۲۰۱۲) هم‌خوانی دارد.

۳-۴-تاثیر پوشش دوم و منحرف‌کننده‌ها بر عملکرد سیستم

استفاده از پوشش دوم و پره‌های منحرف‌کننده تاثیر مثبتی در افزایش عملکرد سیستم به دنبال داشت. به‌کار بردن پوشش دوم به‌علت کاهش ضریب انتقال حرارت بین پوشش شیشه‌ای و محیط، منجر به‌کاهش تلفات حرارتی کل از ۶/۷۶ به $W\,m^{-2}K^{-1}$ ۵/۸۶ در گردآورنده نوع A و از ۶/۶۷ به ۵/۸۶ در گردآورنده نوع B شد. همچنین استفاده از پره‌های منحرف‌کننده به‌دلیل کاهش قطر هیدرولیکی و ایجاد آشفتگی در حرکت جریان هوا افزایش ضریب انتقال حرارت از صفحه جاذب به سیال هوا را به‌دنبال داشت که منجر به‌افزایش انرژی مفید دریافتی از ۷/۸۶ به ۱۱/۸۵ و از ۱۰/۴۲ به $MJ\,m^{-2}\text{-}day^{-1}$ ۱۳/۴۶ به‌ترتیب در گردآورنده نوع تک پوشش و دو پوشش شد. نتایج به‌دست آمده با کار تجربی انجام شده توسط عجب‌شیرچی و بشیری (۱۳۹۴) و عجب‌شیرچی و جاهد (۱۳۹۲) مطابقت دارد.

۳-۵- برآورد سطح گردآورنده و زمان تأمین انرژی

با در نظر گرفتن ۱۰ ساعت کاری (از ۸ صبح تا ۶ عصر) میزان انرژی روزانه با لحاظ کردن میانگین تابش فرودی خورشید در فصل تابستان (با استفاده از داده‌های هواشناسی شهرستان تبریز) از ساعت ۸ صبح تا ۶ عصر برای گردآورنده نوع A و B (تک پوشش) با سطحی معادل ۳۰ مترمربع برای گردآورنده نوع A و B به‌ترتیب برابر با ۲۳۵/۸ و ۳۵۵/۲ مگاژول محاسبه شد. مقدار ۹۶۱/۱ مگاژول انرژی مورد نیاز (برای کاهش رطوبت محصول از ۲۳ درصد به ۱۳ درصد) را می‌توان با به‌کارگیری گردآورنده نوع A در زمانی معادل ۴۰ ساعت و ۴۶ دقیقه (تقریباً چهار روز) تأمین کرد. با بهره‌گیری از گردآورنده نوع B زمان تأمین این مقدار انرژی به ۲۷ ساعت و ۴ دقیقه (تقریباً سه روز) کاهش می‌یابد. به‌کارگیری پوشش دوم در گردآورنده نوع A و B این زمان را به‌ترتیب به ۳۰ ساعت و ۴۵ دقیقه و ۲۳ ساعت و ۴۸ دقیقه کاهش داد.

۳-۶-ارائه پیش‌طرح اولیه گردآورنده خورشیدی هوائی تخت

با توجه به نتایج به‌دست آمده برای تأمین انرژی انبار خشک‌کن با مساحت ۳۶ مترمربع و ظرفیت فرضی ۱/۵ تن ذرت دانه‌ای، گردآورنده‌ای با مشخصات زیر پیشنهاد می‌شود:

گردآورنده تخت هوائی با مساحت ۳۰ مترمربع با ارتفاع ۰/۱۶۷۲ متر، تشکیل شده از دو پوشش شیشه‌ای هر یک با ضخامت ۰/۰۴ متر که با فاصله ۰/۰۲ متر از همدیگر و فاصله ۰/۰۳ متر از صفحه جاذب (از پوشش داخلی) نصب شده، جنس صفحه جاذب از آهن معمولی با ضخامت ۰/۰۰۱۱۵ متر، صفحه پشتی از جنس MDF که برای نصب تیغه‌های منحرف‌کننده روی آن در نظر گرفته شده با ضخامت ۰/۰۰۸ متر، تیغه‌های منحرف‌کننده مستطیلی شکل با طول ۰/۰۴ و عرض ۰/۰۵ متر و ضخامت ۰/۰۰۰۶ متر که با زاویه ۴۵ درجه با آرایشی یک‌درمیان روی صفحه پشتی در کانال هوا نصب می‌شوند. عایق پشتی از جنس پشم‌شیشه با ضخامت ۰/۰۵، عایق گوشه با ضخامت ۰/۰۱۳ متر و ارتفاع کانال هوا با توجه به‌طول تیغه‌های منحرف‌کننده، ۰/۰۴ متر تعیین شدند. دبی جرمی هوای بهینه ۰/۰۶ کیلوگرم بر ثانیه و بهترین زاویه شیب استقرار گردآورنده برای دریافت حداکثر تابش خورشیدی در فصل تابستان در شهر تبریز، ۲۷/۵ درجه به‌سمت جنوب پیشنهاد می‌شود.

۴- نتیجه‌گیری

در این پژوهش محاسبه تخمین مقدار انرژی مورد نیاز برای خشک‌کردن ذرت دانه‌ای توسط انبار خشک‌کن غلات، بررسی بهترین زاویه شیب نصب گردآورنده، تاثیر افزایش دبی جرمی جریان هوا و پوشش دوم بر بازدهی گردآورنده با به‌کارگیری دو نوع گردآورنده با و بدون منحرف‌کننده مورد مطالعه قرار گرفت که نتایج زیر را به‌همراه داشت.

۱) استفاده از گردآورنده مجهز به‌منحرف‌کننده و پوشش شیشه‌ای دوم باعث افزایش بازدهی سامانه و کاهش زمان موردنیاز تامین انرژی محاسبه شده برای خشک‌کردن محصول گردید.

۲) زاویه بهینه نصب گردآورنده با تغییر زاویه میل خورشیدی و مایل‌تر شدن زاویه تابش تغییر می‌کند. بهترین زاویه با توجه به ثابت بودن سامانه خورشیدی در موقعیت جغرافیایی مورد نظر (شهر تبریز) ۲۷/۵ به سمت جنوب تعیین شد.

۳) افزایش دبی جرمی و استفاده از منحرف‌کننده‌ها به علت

ایجاد جریان توربولانت و افزایش ضریب انتقال حرارت از صفحه جاذب به‌جریان هوا بهبود عملکرد سامانه خورشیدی را به‌دنبال داشت.

۴) با توجه به زمان تامین مقدار انرژی مورد نیاز برای خشک‌کردن مقدار محصول تعیین شده، همچنین مشکلات موجود در استفاده از دیگر منابع انرژی می‌توان گفت استفاده از این سامانه (انبار خشک‌کن غلات) می‌تواند برای بهره‌گیری از انرژی خورشیدی مورد توجه قرار گیرد.

منابع

عجب‌شیرچی، ی. و صادقی، ن. ۱۳۹۴. **تحلیل تجربی اثر زاویه شیب و تعداد پوشش کلکتور آبی خورشیدی بر روی اصلاح بازدهی انرژی**. پایان‌نامه کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه تبریز.

عجب‌شیرچی، ی. و بشیری، ع. ۱۳۹۴. **اصلاح بازدهی انرژی دو نوع کلکتور خورشیدی تخت هوائی با به‌کار بردن منحرف‌کننده‌های قوسی شکل و پوشش شیشه‌ای دوجداره**. پایان‌نامه کارشناسی ارشد مهندسی مکانیزاسیون کشاورزی، دانشکده کشاورزی، دانشگاه تبریز.

عجب‌شیرچی، ی. و جاهد، س. ۱۳۹۲. **بهینه‌سازی انرژی یابی دو نوع کلکتور خورشیدی هوا با به‌کارگیری منحرف‌کننده‌های ذوزنقه‌ای شکل**. پایان‌نامه کارشناسی ارشد مهندسی مکانیزاسیون کشاورزی، دانشکده کشاورزی، دانشگاه تبریز.

Abhay Lingayat,V. R. K. R. and Chandramohan, V.P. 2018. **Numerical analysis on solar air collector provided with artificial square shaped roughness for indirect type solar dryer**. Journal of Cleaner Production, Vol. 190, pp. 353–367.

Ajam, H., Farahat, S. and Sarhaddi, F. 2005. **Exergetic optimization of solar air heaters and comparison with energy analysis**. International Journal of Thermodynamics, Vol. 8, No. 4, pp. 183–190.

Abdullahi, Y., Momoh, M., Garba, M. M. and Musa, M. 2013. **Design and Construction of an Adjustable and Collapsible Natural Convection Solar Food Dryer**. International Journal of Computational Engineering Research, Vol. 3, No. 6, pp. 1–8.

Bagheri, N., Keyhani, A., Mohtasebi, S. S., Alimardani, R., Rafiee, S. and Mansoori, G. H. 2011. **Design, construction and evaluation of a fan speed controller in a forced convection solar dryer to optimize the overall energy efficiency.** Journal of Agricultural Science and Technology, Vol. 13, No. 4, pp. 503–515.

Chabane, F., Moummi, N., Benramache, S., Bensahal, D. and Belahssen, O. 2013. **Effect of artificial roughness on heat transfer**. Journal of Science and Engineerin, Vol. 1, pp. 85–93.

Camelia Stanciu, D. S. 2014. **Optimum tilt angle for flat plate collectors all over the world- A declination dependence formula and comparisons of three solar radiation models.** Energy Conversion and Management, Vol. 81, pp. 133–143.

Da Silva Almeida, R. L., Garofalo Cavez, L. H. and Da Silva, E. F. 2012. **Growth of Cocoa as Function of Fertigatin with Nitrogen**. Iranica Journal of Energy & Environment, Vol. 3, No. 4, pp. 348–354.

Deshmukh, a. W., Varma, M. N., Yoo, C. K. and Wasewar, K. L. 2014. **Investigation of Solar Drying of Ginger (Zingiber officinale): Emprical Modelling, Drying Characteristics, and Quality Study**. Chinese Journal of Engineering, Vol. 2014, pp. 1–7.

Duffie, J., and Beckman, W.. 1976. **Solar engineering of thermal processes**. Published by John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey.

Folaranmi, J. 2008. **Design, construction and testing of simple solar maize dryer, Leonardo Electron**. Leonardo Electronic Journal of Practices and Technologies, Vol. 7, No. 13, pp. 122–130.

Fudholi, A., Sopian, K., Bakhtyar, B., Gabbasa, M., Othman, M. Y. and Ruslan, M. H. 2015. **Review of solar drying systems with air based solar collectors in Malaysia**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 51, pp. 1191–1204.

Gatea, A. 2010. **Design, construction and performance evaluation of solar maize dryer**. Journal of Agricultural Biotechnology and Sustainable Development Vol, vol. 2, no. March, pp. 39–46.

Gavhale, M., Kawale, S., Nagpure., R., Mujbaile., V. N. and Sawarkar, N. S. 2015. **Design And Development Of Solar Seed Dryer**. IJISET -International Journal of Innovative Science, Engineering & Technology, Vol. 2, No. 4, pp. 1005–1010.

Gopi, R. 2017. **Experimental investigation of flat plate collector with cylindrical fins in a solar air heater**. Journal of Industrial Pollution Control, Vol. 33, No. 2, pp. 1128–1131.

Ho, C. D., Yeh, H. M., Cheng, T. W., Chen., T. C. and Wang, R. C. 2009. **The influences of recycle on performance of baffled double-pass flat-plate solar air heaters with internal fins attached**. Applied Energy, Vol. 86, No. 9, pp. 1470–1478.

Ho, C. D., Yeh., H. M. and Chen, T. C. 2011. **Collector efficiency of upward-type double-pass solar air heaters with fins attached**. International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 38, No. 1, pp. 49–56.

Hanif, Kh. M., Ramzan., M. , Rahman, M. and Amir, M. 2012. **Growth of cocoa as function of fertigatin with nitrogen**. Iran. J. Energy Environment., Vol. 3, No. 4, pp. 380–384.

Kalogirou, S. A. 2014. **Solar energy engineering: processes and systems**. Second ed., Elsevier, p. 813.

Mohammadi, K. and Sabzpooshani, M. 2013. **Comprehensive performance evaluation and parametric studies of single pass solar air heater with fins and baffles attached over the absorber plate**. Energy, Vol. 57, pp. 741–750.

Murthy, M. 2009. **A review of new technologies, models and experimental investigations of solar driers**. Renewable and Sustainable Energy Reviews 13: 835-844.

Othman, M. Y. H., Hussain, F., Sopian, K., Yatim, B. and Ruslan, H. 2013. **Performance study of air-based photovoltaic-thermal (PV/T) collector with different designs of heat exchanger**. Sains Malaysiana, Vol. 42, No. 9, pp. 1319–1325.

Prasad, B. N. and Saini, J. S. 1988. **Effect of artificial roughness on heat transfer and friction factor in a solar air heater**, Solar Energy, vol. 41, no. 6, pp. 555–560.

Priyam, A. and Chand, P. 2016. **Influence of channel depth on the performance of solar air heaters**. Energy, Vol. 35, No. 10, pp. 4201–4207.

Pabis, S., Jayas, D. S. and Cenkowski, S. 1998. **Grain drying : theory and practice**. John Wiley, p. 303.

Ramadhani, B. 2015. **Experimental analysis of air flow patterns in perfomance of flat plate solar collectors**. African journal of agricultural research, Vol. 10, No. 6, pp. 524–533.

Sahay, K. M. and Singh, K. K. 2004. **Unit operations of agricultural processing**. Vikas Publishing House Pvt Limited.

Sekhar, Y. R., Sharma, K. V. and Rao. M. B. 2009. **Evaluation of heat loss coefficients in solar**. Vol. 4, No. 5, pp. 15–19.

Shojaeizadeh, E., Veysi, F. and Kamandi, A. 2015. **Exergy efficiency investigation and optimization of an Al_2O_3–water nanofluid based Flat-plate solar collector**. Energy Build, Vol. 101, pp. 12–23.

Soi, A., Singh., R. and Bhushan, B. 2010. **Effect of roughness element pitch on heat transfer and friction characteristics of artifical roughened solar air heater duct**. International Journal of Engineering Science and Technology, Vol. 1, No. 3, pp. 339–346.

Strumiłło, C. and Kudra, T. 1986. **Drying : principles, applications, and design**. Gordon and Breach Science Publishers, p. 448.

Tiwari, A. 2016. **A Review on Solar Drying of Agricultural Produce**. Journal of Food Processing & Technology, Vol. 7, No. 9.

Tang, R. and Wo., T. 2004. **Optimal tilt-angles for solar collectors used in China**. Applied Energy. vol.

79, pp. 239–248.

Tonui, K. S., Mutai, E. B. K., Mutuli, D. A., Mbuge, D. O. and Too, K. V. 2014. **Design and evaluation of solar grain dryer with a back-up heater.** Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology, vol. 7, no. 15, pp. 3036–3043.

Topic, R. M., Nenad Lj, C. and Milan, R. 2013. **Muechas−Design and Construction of An Active Solar Dryer for Biological Materials**. International Journal of Mechanical Engineering and Applications, vol. 1, no. 2, p. 49.

Vyas, S., and Punjabi, S. 2014. **T Hermal Performance Testing of a Flat Plate Solar Air Heater Using Optical Measurement Technique**. International Journal of Recent advances in Mechanical Engineering (IJMECH) Vol.3, No.4, November 2014, Vol. 3, No. 4, pp. 69–84.

Yeh, H., Ho., C. and Lin, C. 2000. **Effect of collector aspect ratio on the collector eficiency of upward type bafled solar air heaters**. Energy Conversion and Management, Vol. 41, pp. 971–981.

Yeh, H. M. and Ho, C. D. 2013. **Collector efficiency in downward-type internal-recycle solar air heaters with attached fins**. Energies, Vol. 6, No. 10, pp. 5130–5144.

Modeling and Designing of a Primary Plan for a Solar Flat Plate Air Collector to Provide the Necessary Heat for a Cereal Dryer: Case Study, Corn Grain

A. Daliran[1*], Y. Ajabshirchi[1] and SH. Abdollahpour[1]

Received: 22 April 2018 Accepted: 11 November 2018
[1]Department of Biosystems Engineering, Faculty of Agriculture, University of Tabriz, Tabriz, Iran
[*]Corresponding author: daliran2@gmail.com

Abstract

One of the applications of solar systems in agriculture is in product dryers. Drying of agricultural products after harvesting stage is one of the major units operations in order to increase the length of storage and maintain its quality. The purpose of this research is to model and design a solar flat plate air collector in order to supply the energy need of a grain drying warehouse with an area of 36 square meters and assumed capacity of 1.5 tons of corn for each loading. The amount of the required energy to reduce the moisture content of corn (from 23% to 13%) was calculated as 961.1 MJ/1.5 tons. To provide this amount of energy, two types of collectors, type A (without obstacle) and type B (with obstacle installation in the air channel) were analyzed by Matlab code. The use of obstacles in the air channel increased the thermal efficiency of the collector from 37 to 55 percent in the single cover type and from 48 to 62 percent in the double cover type. The average of the best tilt angle of the collector installation was recorded at 27.5 degrees in south direction. The required energy supply time (961/1 MJ/1.5 tons) for a solar system with an area of 30 square meters, for A and B type collectors was calculated as 41.25 and 27.69 hours in single cover and, 31.14 and 24.1 hours in two cover, respectively.

Keywords: Corn, Energy, Solar collector, Solar dryer, Tilt angle