

# بررسی تجربی عملکرد یک هواگرمکن خورشیدی با صفحه موجدار تحت شرایط مختلف محیطی

نادر رهبر<sup>۱</sup>، محمد جوادی نیا آذری<sup>۲</sup>، پژمان ظهوریان ایزدی<sup>۲</sup>

۱- عضو هیئت علمی، گروه مهندسی مکانیک، واحد سمنان، دانشگاه آزاد اسلامی، سمنان، ایران  
۲- دانشجوی کارشناسی، گروه مهندسی مکانیک، واحد سمنان، دانشگاه آزاد اسلامی، سمنان، ایران  
۳- دانشجوی کارشناسی، گروه مهندسی مکانیک، واحد سمنان، دانشگاه آزاد اسلامی، سمنان، ایران  
\* سمنان، ۳۵۱۳۶-۹۳۶۸۸، rahbar@semnaniau.ac.ir

## چکیده

در این مقاله نوع جدیدی از گرد آورنده های جایجایی اجباری طراحی و ساخته شده که در آنها از سطوح موج دار بهره گرفته می شود. صفحه زیرین این گرد آورنده، موج دار (شکل ۷) بوده، در حالی که زیر سطح جاذب آن دیوارک هایی مستطیلی شکل، برای هدایت جریان قرار گرفته است. هدف از کاربرد همزمان سطوح موج دار و دیوارک های ذکر شده، افزایش میزان آشفتنگی در رژیم سیال و شکستن زیر لایه لزج می باشد که این امر سبب افزایش چشم گیر میزان انتقال حرارت و بازده حرارتی دستگاه نسبت به دستگاه های مشابه می گردد. دبی جرمی سیال در درون گرد آورنده توسط یک فن سانتریفیوژ بین  $0.003 \text{ kg/s}$  و  $0.01 \text{ kg/s}$  تنظیم شده است. (عدد رینولدز در درون کانال بین ۱۰۰۰ تا ۳۵۰۰ متغیر می باشد). زوایای مختلفی از جمله ۳۰، ۴۵ و ۹۰ درجه برای ارزیابی دستگاه انتخاب گردیده و رابطه جدیدی برای عدد ناسلت و بر حسب رینولدز پیشنهاد شده است که عملکرد حرارتی دستگاه را با دقت خوبی پیش بینی می کند. نتایج این تحقیق نشان می دهند که مقدار عدد ناسلت در این دستگاه، در حدود ۵ برابر دستگاه های مشابه دارای کانال مسطح بوده که این امر مبین افزایش چشم گیر میزان انتقال حرارت در این دستگاه می باشد. در این مقاله همچنین بازده حرارتی گرد آورنده مورد نظر محاسبه و با مقادیر سایر تحقیقات پیشین مقایسه شده است. تاثیر پارامتر های مختلف از جمله دمای محیط، زاویه دستگاه و میزان تابش خورشید نیز بر روی عملکرد دستگاه نیز مورد بررسی قرار گرفته است.

## کلیدواژگان

گرد آورنده تخت خورشیدی، سطوح موج دار، هواگرمکن خورشیدی، افزایش کارایی

## Experimental Study on the Performance of a New Type Solar Air Heater with Cross-Corrugated Surface on Different Environmental Conditions

Nader Rahbar<sup>1\*</sup>, Mohammad Javadinia Azari<sup>1</sup>, Pejman Zohorian Izadi<sup>1</sup>

1- Department of Mechanical Engineering, Semnan Branch, Islamic Azad University, Semnan, Iran  
\* P.O.B. 123456789 Semnan, Iran, nrahbar@gmail.com

### Abstract

In This paper, the effect of using cross-corrugated surface as an absorber plate in a solar air collector was experimentally investigated. Black plate geometries of air heater was V-type, while some vertical baffles were used to conduct air flow between surfaces. With these modification turbulence regime and heat transfer enhancement were achieved. A centrifugal fan was also used to produce 0.003-0.01 kg/s air flow. Moreover different position angles (30, 45 and 90 degrees) were used to evaluate the performance of the system. The results showed that with these modification the Nusselt number was 5 times greater than before. Furthermore, a new correlation was proposed which has a good accuracy in estimation of Nu number.

### Keywords

Solar Collector, Cross-Corrugated surface, Efficiency, Air Heater, Optimization

## ۱- مقدمه

گرد آورنده های تخت خورشیدی به دو دسته کلی گرد آورنده های هوا گرم کن و آب گرم کن تقسیم می شوند. با توجه به کمبود منابع انرژی و همچنین رویکرد های زیست محیطی، این دستگاه ها نقش مهمی در بسیاری از کاربردهای مهندسی از جمله سیستم های گرمایش ساختمان، خشک کن های خورشیدی و غیره یافته اند. به علاوه ساختار ساده، هزینه پایین ساخت و نگهداری از جمله دیگر مزایای این گونه دستگاه های خورشیدی می باشند [۱،۲].

در این نوع سیستم ها، هوا درون کانال مستطیلی شکل در جریان می باشد. صفحه بالایی این کانال - صفحه جاذب<sup>۱</sup> - در معرض تابش مستقیم آفتاب بوده و به این ترتیب هوای داخل کانال در اثر انتقال حرارت با این صفحه، در مسیری که طی می کند به تدریج گرم می شود. برای افزایش میزان انرژی جذب شده، معمولاً سطح بالایی صفحه جاذب را که در معرض تابش مستقیم آفتاب می باشد، به رنگ سیاه مات در می آورند. همچنین برای جلوگیری از اتلاف حرارتی از طریق جابجایی و از روی صفحه جاذب (که گرم ترین عضو دستگاه می باشد) معمولاً از یک یا چند پوشش شفاف به نور خورشید مانند شیشه استفاده می شود. عموماً بازده حرارتی گردآورنده های خورشیدی تخت پایین می باشد که علت آن پایین بودن خواص حرارتی و ترموفیزیکی سیال عامل (هوا) است. به علاوه عوامل دیگری همچون تشکیل زیر لایه لزج در زیر صفحه جاذب نیز منجر به پایین آمدن بازده حرارتی این گونه دستگاه ها می گردند [۳،۴،۵].

با توجه به موارد ذکر شده تحقیقات بسیاری در جهت افزایش میزان انتقال حرارت و بازده حرارتی گرد آورنده های خورشیدی صورت گرفته است. یکی از مهمترین راه های افزایش انتقال حرارت و بازده حرارتی گرد آورنده های خورشیدی، استفاده از سطوح گسترده (پره ها) و همچنین سطوح موج دار<sup>۲</sup> درون کانال جریان هوا می باشد [۶]. وجود پره ها موجب افزایش سطح انتقال حرارت شده، به این ترتیب میزان انتقال حرارت بین سیال و صفحه جاذب افزایش می یابد. همچنین سطوح موج دار درون کانال هوا نه تنها سبب افزایش میزان آشفنگی رژیم سیال داخل گرد آورنده می شوند، بلکه موجب افزایش سطح انتقال حرارت و همچنین هدایت سیال عامل در جهت برخورد هر چه بیشتر با صفحه جاذب نیز می گردند. وجود دیوارک<sup>۳</sup> های هدایت کننده جریان که به زیر صفحه جاذب متصل گردیده اند مزایای مختلفی از جمله آشفنگی رژیم جریان، شکسته شدن زیر لایه لزج و افزایش سطح انتقال حرارت را دارا می باشد [۷]. تحقیقات تجربی و عددی در مورد انتقال حرارت جابجایی آزاد درون گردآورنده های تخت، توسط حاتمی صورت گرفته [۸]، کاروا و

همکاران میزان انتقال حرارت و همچنین بازده حرارتی نوع خاصی از گرد آورنده های تخت را مورد بررسی قرار داده اند [۹]. کورتباس و همکاران [۱۰] به آنالیز انرژی-اگرژی در تعدادی از گرد آورنده های تخت با هندسه های مختلف پرداخته و نتایج مطالعه اثر پره های با هندسه های مختلف و همچنین اثر پیش گرم کردن هوای ورودی بر روی عملکرد حرارتی گردآورنده های تخت در مرجع [۱۱] منتشر شده است. بررسی میزان افزایش انتقال حرارت در جریان اجباری به واسطه وجود مواد متخلخل در درون کانال هوا، اخیراً مورد توجه بسیاری از محققان قرار گرفته است [۱۲،۱۳].

هدف از این مقاله، مطالعه عملکرد حرارتی نوع خاصی از گرد آورنده های تخت خورشیدی می باشد که در آن از مجموعه عوامل مختلف در جهت رسیدن به بالاترین میزان انتقال حرارت و بازده حرارتی استفاده گردیده است. همچنین در این مقاله رابطه جدیدی برای پیش بینی میزان انتقال حرارت در این دستگاه، بر مبنای میانمایی یافته های تجربی ارائه گردیده است. بازده حرارتی و عوامل موثر بر آن نیز در این مقاله مورد بررسی قرار گرفته است.

## ۲- توصیف دستگاه مورد آزمایش

دستگاه گرد آورنده ذکر شده از اجزای مختلفی تشکیل شده که قسمت های مختلف آن در شکل ۱ نمایش داده شده اند. سطح بالایی این دستگاه توسط یک شیشه به ضخامت ۴ میلی متر و به ابعاد ۲۸×۶۵ سانتیمتر مربع پوشانده شده است. در فاصله ۲ سانتی متری از شیشه یک صفحه آلومینیومی سیاه رنگ، به ضخامت یک میلیمتر و به ابعاد شیشه قرار گرفته است. هوا در فاصله بین شیشه و صفحه جاذب قرار گرفته و به این ترتیب میزان اتلاف حرارتی به روش جابجایی از سطح جاذب به حداقل رسیده است. در ضمن به علت کدر بودن شیشه نسبت به امواج با طول موج بلند (امواج حرارتی) و در نتیجه ایجاد پدیده گلخانه ای، میزان اتلاف حرارتی تابشی از سطح صفحه جاذب نیز کاهش می یابد. دو عدد دیوارک، هدایت جریان در فواصل ۲۲ و ۴۴ سانتیمتر از ورودی گرد آورنده را بر عهده داشته و در زیر صفحه جاذب و در عرض آن قرار گرفته اند. ابعاد این دیوارک ها مشابه و برابر ۲۸×۶ سانتیمتر مربع می باشد. در فاصله ۸ سانتیمتری از صفحه جاذب و در زیر آن صفحه زیرین<sup>۴</sup> گردآورنده که موج دار (شکل ۷) می باشد، قرار گرفته است. ابعاد این صفحه نیز مشابه صفحه جاذب بوده و در زیر آن عایق حرارتی از جنس یونولیت فشرده و به ضخامت ۳ سانتیمتر قرار گرفته است. مجموعه اجزای ذکر شده توسط قایب آلومینیومی به یکدیگر متصل شده و گرد آورنده مورد نظر را تشکیل می دهند. به این ترتیب دستگاه دارای کانال عبور هوا به ابعاد ۶۵ cm × ۲۸ cm × ۸ cm می باشد. دستگاه مورد نظر دارای ابعاد بیرونی ۶۷ cm × ۳۰ cm × ۱۲ cm بوده و جهت حمل و نقل آسان و ایجاد قابلیت قرار گیری در زوایای مختلف

<sup>1</sup> Absorber plate<sup>2</sup> Cross-Corrugated surfaces<sup>3</sup> Baffle<sup>4</sup> Back plate

یک عدد پایه متحرک تعبیه گردیده که دستگاه بر روی آن نصب می گردد.

### ۳- وسایل اندازه گیری و نحوه انجام آزمایش ها

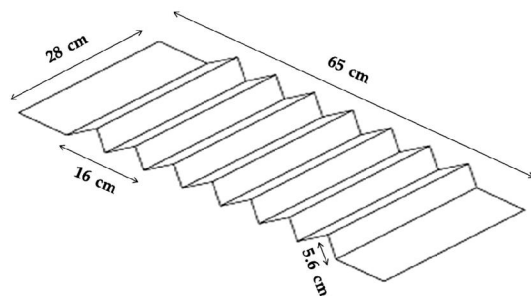
نوع، تعداد و دقت وسایل اندازه گیری همچنین نقاط ارزیابی دما و سرعت در جدول ۱ توصیف شده اند. بر روی شیشه و در فواصل مساوی سه عدد ترموکوپل، روی خط مرکزی صفحه جاذب، سه عدد ترموکوپل دیگر و در عرض آن و دو طرف ترموکوپلهای مرکزی، دو ترموکوپل دیگر قرار گرفته اند. صفحه زیرین وضعیتی مشابه شیشه داشته و سه ترموکوپل بر روی خط مرکزی آن و در راستای طولی قرار گرفته است. ترموکوپل های طولی اجزای مختلف درست در بالای یکدیگر تعبیه شده اند. جهت اندازه گیری دمای هوای خروجی دو عدد ترموکوپل در کانال خروجی فن قرار داده شده است. کلیه ترموکوپل های ذکر شده مشابه و از نوع K (کرومل- آلومل<sup>۵</sup>) با دقت ۰/۱ درجه سانتیگراد می باشند. برای خواندن دماهای اندازه گیری شده توسط ترموکوپل ها از یک ترمومتر مدل امگا<sup>۶</sup> با دقت ۰/۱ درجه سانتیگراد استفاده شده است. لازم به ذکر است کلیه وسایل اندازه گیری قبل از آزمایش به دقت کالیبره شده اند. برای اندازه گیری دمای هوای محیط نیز از یک ترمومتر جیوه‌ای به دقت ۱ درجه سانتیگراد استفاده شده و اندازه گیری دمای هوای محیط هر یک ساعت و در سایه صورت گرفته است. سرعت هوای خروجی توسط یک باد سنج سیم داغ<sup>۷</sup> مدل امگا با دقت ۰/۰۱۵ متر بر ثانیه و در کانال خروجی فن اندازه گیری شده است. میزان تابش خورشید توسط یک تابش سنج<sup>۸</sup> نوع Kipp & Zonen با دقت ۱ وات بر متر مربع ثبت گردیده و کلیه آزمایش ها در روزهای ۲۰ الی ۲۵ تیر ماه در شهر سمنان صورت گرفته است. این اندازه گیری ها در ساعات مختلف، برای زوایای متفاوت و دامنه وسیعی از دبی‌های جرمی انجام شده است

<sup>5</sup> Chromel- Almel

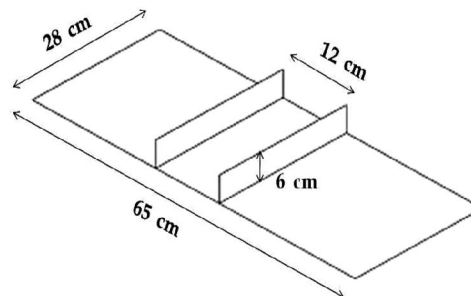
<sup>6</sup> Omega Inc.

<sup>7</sup> Hotwire anemometer

<sup>8</sup> Pyranometer



(a)



(b)



(d)



(c)

شکل ۱ اجزای مختلف گرد آورنده مورد بررسی: (a) صفحه زیرین (b) صفحه جاذب (c) نمای داخلی دستگاه (d) نمای دستگاه بر روی پایه

جدول ۱ وسایل اندازه گیری

پارامتر	تعداد	نوع	دامنه	دقت
سرعت هوای خروجی	۱	بادسنج سیم داغ	0-20 m/s	0.015 m/s
میزان تابش خورشید	۱	تابش سنج Kipp & Zonen	0-9999 W/m <sup>2</sup>	1 W/m <sup>2</sup>
دمای هوای محیط	۱	دماسنج جیوه ای	-10 to 100 °C	±1°C
دمای هوای خروجی	۲	مدل K (کرومل - آلومل)	-50 to 1000 °C	±0.1°C
دمای صفحه جاذب	۵	مدل K (کرومل - آلومل)	-50 to 1000 °C	±0.1°C
دمای صفحه زیرین	۳	مدل K (کرومل - آلومل)	-50 to 1000 °C	±0.1°C
دمای شیشه	۳	مدل K (کرومل - آلومل)	-50 to 1000 °C	±0.1°C

#### ۴- روابط مورد استفاده:

مقادیر ثبت شده در شرایط پایدار<sup>۹</sup> جهت به دست آوردن پارامترهای مفید مربوط به دستگاه به کار گرفته شده‌اند. رابطه (۱) برای به دست آوردن ضریب انتقال حرارت به کار گرفته می شود [۳]:

<sup>۹</sup> Steady-state condition

$$\eta = \frac{m \cdot c_p (T_o - T_i)}{AI} \quad (8)$$

$$\bar{h} = \frac{m \cdot c_p (T_o - T_i)}{A(T_{ab} - T_f)} \quad (1)$$

$T_f$  دمای توده سیال است که از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$T_f = \frac{(T_o + T_i)}{2} \quad (2)$$

مشاهدات تجربی حاکی از آن است که دمای صفحه جاذب در عرض آن تقریباً یکنواخت است بنابراین برای یافتن دمای میانگین این صفحه مقادیر خوانده شده در طول این صفحه متوسط گیری شده‌اند. همچنین دمای ورودی همان دمای محیط در نظر گرفته شده و مقادیر دمای هوای خروجی نیز متوسط گیری شده‌اند. با این کار مقادیر متوسط دما در هر ساعت به دست آمده و در رابطه های مربوطه مورد استفاده قرار گرفته شده است. عدد ناسلت از رابطه زیر بدست می آید:

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h} D_h}{k} \quad (3)$$

که در آن  $D_h$  قطر هیدرولیکی برای کانال های مستطیلی است:

$$D_h = \frac{2HW}{H+W} \quad (4)$$

از طرف دیگر می توان ناسلت را بر حسب رینولدز نیز نوشت:

$$Nu = c Re^a \quad (5)$$

که در کانال مستطیلی:

$$Re = \frac{2m}{\mu(W+H)} \quad (6)$$

جهت مقایسه نتایج این تحقیق با نتایج کانال های صاف رابطه (7) مورد استفاده قرار می گیرد. این رابطه توسط سیدرو تیت<sup>[۱۴]</sup> ارائه گردیده و برای کانال های صاف با دمای سطح ثابت و جریان آرام به کار می رود:

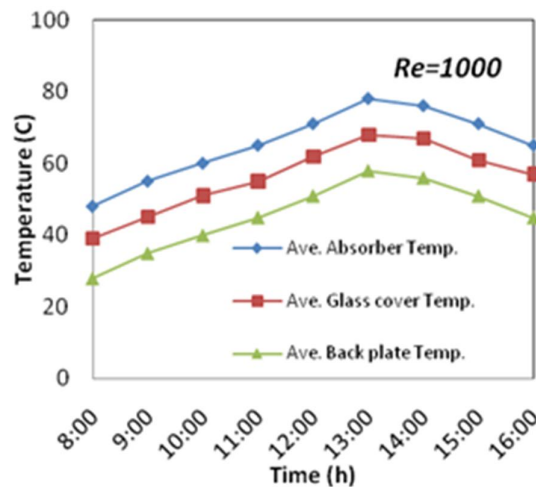
$$\overline{Nu} = 1.86 \left( \frac{Re_D Pr}{L/D} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (7)$$

تمام خواصی که در معادله (7) وارد می شوند به جز  $\mu_s$  باید در دمای میانگین  $\frac{(T_o + T_i)}{2}$  محاسبه شوند. بازده حرارتی گرد آورنده های خورشیدی برای ساعات مختلف نیز توسط رابطه (8) به دست می آید:

### ۵- مشاهدات و نتایج

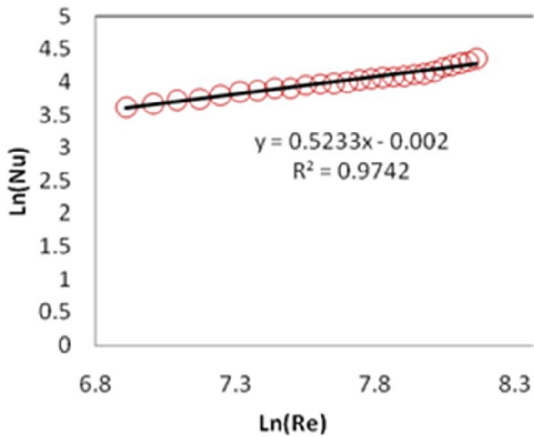
دمای صفحات گرد آورنده به دو عامل اساسی وابسته می باشد. این عوامل عبارت از میزان تابش خورشید و دبی جرمی سیال (هوا) می باشند. مشخصاً دمای صفحات با افزایش میزان تابش و کاهش دبی جرمی سیال افزایش می یابد. شکل ۲ دمای این صفحات را برای ساعات مختلف و در  $Re=1000$  نشان می دهد.

همان طور که مشخص است دمای صفحات گرد آورنده از ابتدای صبح به تدریج گرم شده و در حوالی ظهر شرعی به حداکثر مقدار خود می رسد و از آن پس مجدداً به تدریج سرد می شود. شکل ۳ گویای آن است که هوای خروجی نیز وضعیت مشابهی از خود نشان می دهد. اندازه گیری ها برای دامنه وسیعی از دبی جرمی، زوایای مختلف و مقادیر متفاوت میزان تابش (در طی روزهای مختلف) انجام شده است. تاثیر برخی از این پارامترها در شکل ۳ مشخص است. مشاهده می شود، اگرچه دمای صفحه جاذب و میزان دبی جرمی مهمترین عوامل تاثیر گذار بر روی دمای خروجی هستند، ولی دمای هوای خروجی تقریباً مستقل از زاویه بوده و حساسیت چندانی به زاویه قرارگیری گرد آورنده از خود نشان نمی دهد.



شکل ۲ دمای صفحات دستگاه بر حسب زمان (۲۱ تیرماه)

<sup>10</sup> Sieder & Tate



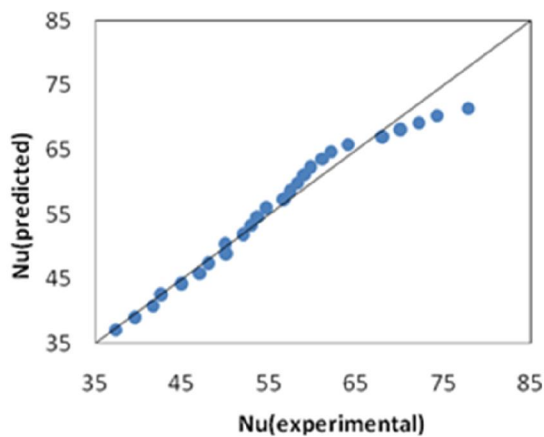
شکل ۵ لگاریتم ناسلت بر حسب رینولدز در دستگاه مورد نظر

$$\overline{Nu} = 0.998 Re^{0.5233} \quad (9)$$

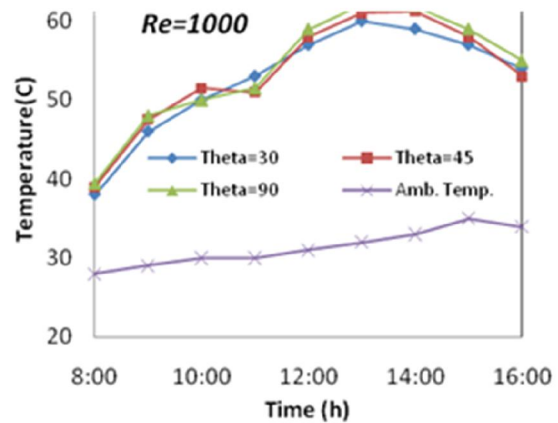
$$1000 < Re < 3500$$

شکل ۶ مقادیر عدد ناسلت تجربی را بر حسب مقادیری که از رابطه ۹ بر آورد شده‌اند، نشان می‌دهد. همان طور که مشخص است توافق خوبی بین یافته‌های تجربی و مقادیر پیش بینی شده دیده می‌شود.

شکل ۷ نمودار بازده حرارتی در دبی‌های مختلف و بر حسب زمان را برای این دستگاه و دستگاه‌های مشابه ارائه داده است. نمودار نشان دهنده افزایش راندمان دستگاه نسبت به کانل صاف می‌باشد. همچنین نتایج نشان می‌دهند که با افزایش تشعشع و عدد رینولدز، راندمان دستگاه افزایش می‌یابد.

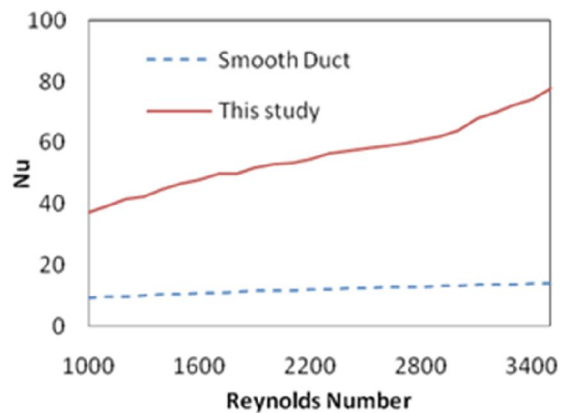


شکل ۶ مقادیر پیش بینی شده و تجربی عدد ناسلت در دستگاه مورد بررسی



شکل ۲ دمای هوای خروجی در زوایای مختلف بر حسب زمان (۲۱ تیرماه)

شکل ۴ نشان دهنده مقایسه عدد بی بعد ناسلت بر حسب رینولدز در دستگاه ساخته شده و در گرد آورنده با کانال صاف<sup>۱۱</sup> می‌باشد. مشاهده می‌شود مجموعه عوامل به کار گرفته شده میزان عدد ناسلت را تا حدود ۵ برابر افزایش داده‌اند. همچنین نمودار نشان می‌دهد در مقادیر دبی جرمی کم، مقدار عدد ناسلت نسبت به حالت دبی جرمی بالا، کمتر افزایش می‌یابد که دلیل آن افزایش میزان آشفستگی سیال تحت تاثیر عوامل مصنوعی داخل کانال در دبی‌های بالاتر است. شکل ۵ نشان دهنده مقدار عدد ناسلت بر حسب رینولدز می‌باشد که توسط رابطه ۷ رسم گردیده است. با میان یابی از روش حداقل مجموع مربعات<sup>۱۲</sup> توسط نرم افزار MS Excel رابطه ۹ برای پیش بینی عملکرد دستگاه در محدوده مشخص ارائه می‌گردد.



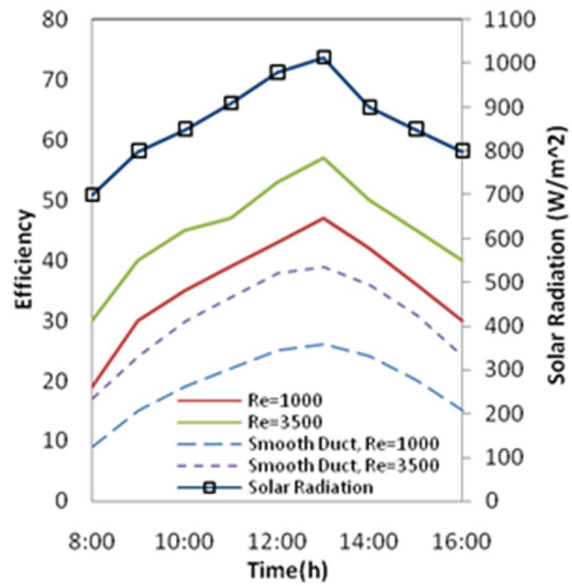
شکل ۴ ناسلت بر حسب رینولدز و مقایسه با گرد آورنده با کانال صاف

<sup>11</sup> Smooth duct

<sup>12</sup> Mean-Square method

۷- مراجع

- [1] Duffie, J. A., Beckman, W. A., 1991. *Solar engineering of thermal process*, 2<sup>nd</sup> ed., John Wiley, New York.
- [2] Dickson, W. C., Chermisnoff, P. N., 1980. *Solar energy technology handbook*, Marcel Decker, New York.
- [3] Saini, R. P., Verma, J., 2008. "Heat Transfer and Friction Factor Correlations for a Duct Having Dimple-Shape Artificial Roughness for Solar Air Heaters". *Energy*, 33, pp. 1277-1287.
- [4] Aharwal, K. R., Gandhi, B. K., Saini, J.S., 2007. "Experimental Investigation on Heat-Transfer Enhancement Due To a Gap in an Inclined Continuous Rib Arrangement in a Rectangular Duct of Solar Air Heater". *Renew. Energy*, 33, pp. 585-596.
- [5] Mittal, M. K., Varun, Saini, R. P., Singal, S. K., 2008. "Effective Efficiency Of Solar Air Heaters Having Different Types Of Roughness Elements On The Absorber Plate". *Energy*, 32, pp. 739-745.
- [6] Gao, W., Lin, W., Liu, T., Xia, C., "Analytical And Experimental Studies On The Thermal Performance Of Cross-Corrugated And Flat-Plate Solar Air Heaters". *Applied Energy*, 84, pp. 425-441.
- [7] Zhao, X. W. Li, Z. N., "Numerical and experimental study on free convection in air layers with one surface V-corrugated", in: *Proceeding of the annual meeting of the Chinese Society of Solar Energy*, pp. 182-192.
- [8] Hatami, N., Bahadorinejad, M., 2008. "Experimental Determination of Natural Convection Heat Transfer Coefficient In A Vertical Flat-Plate Solar Air Heater". *Solar Energy*, 82, pp. 903-910.
- [9] Karwa, R., Solanki, S.S., Saini, J.S., 2001. "Thermo-Hydraulic Performance of Solar Air Heaters Having integral Chamfered Rib Roughness on Absorber Plates". *Energy*, 26, pp. 161-176.
- [10] Kurtbas, I., Durmus, A., 2004. "Efficiency and Exergy Analysis of a New Solar Air Heater". *Renewable Energy*, 29, pp.1489-1501.
- [11] Yeh, H.M., Ho, C.D., 2009. "Effect Of External Recycle On The Performances Of Flat-Plate Solar Air Heaters With Internal Fins Attached". *Renewable Energy*, 34, pp. 1340-1347.
- [12] Thakur, N.S., Saini, J.S, Solanki, S.C., 2003. "Heat Transfer and Friction Factor Correlations for Packed Bed Solar Air Heater for a Low Porosity System". *Solar Energy*, 74, pp. 319-329.
- [13] Sopian, K., Alghoul, M.A., Alfegi, E.M., Sulaiman, M.Y., Musa, E.A., 2009. "Evaluation of Thermal Efficiency of Double-Pass Solar Collector with Porous-Nonporous Media". *Renewable Energy*, 34, pp. 640-645.
- [14] Sieder, E. N., Tate, G.E., 1936. "Introduction to Engineering Chemistry". John Wiley, 28, pp.1429.



شکل ۷ بازده حرارتی دستگاه و مقایسه با کانال های صاف

۶- نتیجه گیری

در این مقاله نوع جدیدی از گرد آورنده های تخت خورشیدی ساخته و بررسی شده است. پارامترهای مختلف از جمله دمای صفحات و هوای ورودی و خروجی بررسی گردیده و رابطه جدیدی برای عدد ناسلت ارایه شده است. مقایسه مقادیر بدست آمده با نتایج سایر محققین، نشانگر کارایی بالاتر دستگاه می باشد.

فهرست علائم

مساحت، $m^2$	$A$
گرمای ویژه، $J/kg K$	$C_p$
قطر هیدرولیکی، $m$	$D_h$
عمق کانال، $m$	$H$
ضریب انتقال حرارت، $W/m^2 k$	$h$
میزان تابش، $W/m^2$	$I$
ضریب هدایت حرارتی، $W/m k$	$k$
دبی جرمی، $kg/s$	$\dot{m}$
عدد پرانتل	$Pr$
دمای صفحه جذب، $^{\circ}C$	$T_{ab}$
دمای هوای ورودی، $^{\circ}C$	$T_i$
دمای توده سیال، $^{\circ}C$	$T_f$
دمای هوای خروجی، $^{\circ}C$	$T_o$
عرض کانال هوا، $m$	$W$
	علائم یونانی
ویسکوزیته، $N/m s$	$\mu$
بازده	$\eta$