Archive of SID

نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر

نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر، دوره ۴۹، شماره ۱، سال ۱۳۹۶، صفحات ۱۳۷ تا ۱۴۶
DOI: 10.22060/mej.2016.717

بهینه‌سازی انتقال حرارت و افت فشاردر گرمکن هوای خورشیدی باسطوح دندانه‌دار

محمد انصاری، مجید بازارگان*

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ایران

چکیده: به منظور بهبود انتقال حرارت در پره توربین‌های پیشرفته و گرمکن هوای خورشیدی از دندانه‌های تکرارشونده استفاده می‌شود. کاربرد این دندانه‌ها در سطوح داخل کانال تاثیر قابل‌توجهی بر مشخصه‌های جریان سیال و انتقال حرارت دارد. وجود دندانه‌ها انتقال حرارت را به‌طور چشم‌گیری بهبود می‌دهد، اما در عین حال بر افت فشار نیز موثر است. به همین علت نیاز است تا مقایسه‌ای بین میزان بهبود انتقال حرارت و مقدار توان لازم برای به‌جریان‌درآوردن سیال در افت فشار متناظر انجام گیرد. در پژوهش کنونی تلاش شده است تا در یک گرمکن هوای خورشیدی از نوع صفحه‌ای، مشخصات هندسی دندانه‌ها برای رسیدن به بهترین بازده بهینه‌سازی شود. برای بهینه‌سازی از الگوریتم ژنتیک استفاده شده است. بهینه‌سازی با دو هدف صورت پذیرفت؛ اول بازده کلی بالاتر که تاثیر همزمان انتقال حرارت و افت فشار را در نظر می‌گیرد. دیگر اینکه اختلاف دمای جریان هوای ورودی و خروجی مناسب کاربردهای عملی باشد. مدل ریاضی بر مبنای روابط انتقال حرارت توسعه داده شده است. ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی در کانال دندانه‌دار از روابط تجربی محاسبه شده است. جریان در عدد رینولدز بین ۲۳۰۰ تا ۲۵۰۰۰ مورد بررسی قرار گرفته و نتایج به‌دستبه‌دست‌آمده با نتایج تجربی موجود در شرایط مشابه مورد مقایسه و اعتبارسنجی قرار گرفت. مشاهده شد که بازده کلی گرمکن هوای خورشیدی در دبی جرمی پایین در حدود ۱۰٪ بهبود می‌یابد. البته در دبی جرمی بالاتر به‌دلیل افزایش توان مورد نیاز جهت غلبه بر افت فشار، اثر دندانه‌ها کاهش یافته و حتی می‌تواند باعث کاهش بازده نیز شود.

تاریخچه داوری:
دریافت: ۱۲ مرداد ۱۳۹۴
بازنگری: ۲۶ دی ۱۳۹۴
پذیرش: ۴ بهمن ۱۳۹۴
ارائه آنلاین: ۱۸ آبان ۱۳۹۵

کلمات کلیدی:
بهینه‌سازی
الگوریتم ژنتیک
گرمکن هوای خورشیدی
دندانه
بهبود انتقال حرارت

۱- مقدمه

گرمکن هوای خورشیدی ابزاری برای جمع‌آوری انرژی خورشیدی برای استفاده در تامین گرمایش محیط یا برآوردن نیازهای فرایندی است. گرمکن هوای خورشیدی از قدیمی‌ترین و دردسترس‌ترین نمونه‌ها در ابزارهای مربوط به انرژی‌های نو می‌باشد. در ساده‌ترین شکل، گرمکن هوای خورشیدی یک کانال برای عبور جریان هوا بوده که سطح فوقانی آن با یک لایه شفاف پوشانده شده است. با وجود سادگی کاربرد و هزینه پایین، کارایی حرارتی گرمکن‌های هوای خورشیدی پایین بوده و کم‌تر مورد توجه قرار دارند. از جمله روش‌های بهبود کارایی در این دستگاه‌ها استفاده از دندانه‌ها در سطوح داخل کانال گرمکن است.

ایجاد زبری در سطوح از روش‌های پرکاربرد در بهبود انتقال حرارت است. از جمله می‌توان به دندانه‌های تکرارشونده اشاره کرد. در سال‌های اخیر استفاده از دندانه‌های تکرارشونده در توربین‌های پیشرفته روبه گسترش بوده است. به تازگی کاربرد آن در گرمکن‌های هوای خورشیدی نیز مورد توجه قرار گرفته است. دندانه‌ها، که آشفته‌ساز نیز نامیده می‌شوند، باعث افزایش اختلاط در هوای خنک‌کننده و هوای گرم‌تر در نزدیکی دیواره کانال می‌شوند. به این ترتیب امکان انتقال حرارت بهتر را فراهم می‌کنند، اگرچه این بهبود معمولا در ازای افزایش افت فشار ممکن می‌شود.

دندانه‌ها یا زائده‌ها، مشابهت زیادی با زبری سطوح دارند. از طرف دیگر برخلاف سطوح دندانه‌دار، در سطوح زبر، اثر گسترش سطح قابل‌ملاحظه نیست. مکانیزم اصلی در سطح زبر ایجاد آشفتگی و از میان بردن زیرلایه آرام جریان است. به‌دلیل سادگی اجرا و هزینه پایین ایجاد زبری مصنوعی در سطوح، کاربرد گسترده‌ای دارد. این روش در جریان سیال تک‌فاز و آشفته بسیار کارامد است [۱]. زبری با ارتفاع کم در جریان آرام تاثیر ناچیزی دارد[۲]. استفاده از زبری سطح در بهبود جوشش و چگالش نیز بسیار مورد توجه بوده است. البته بیشتر با عنوان سطوح بافت‌دار از آنها یاد می‌شود. مرز مشخصی بین سطح زبر و بافت‌دار نمی‌توان قائل شد، اما به‌طور کلی اگر زبری سطح در حدی نباشد که جریان اجباری تک‌فاز را تحت تاثیر قرار دهد، به آن سطح بافت‌دار گفته می‌شود[۳].

دیپری [۴] به مطالعه انتقال حرارت و افت فشار در داخل لوله‌های زبر پرداخت. بهبود در انتقال حرارت تا ۲۷۰ درصد مشاهده شد. افزایش افت فشار حتی بیش از این مقدار بود. وی چنین نتیجه‌گیری کرد که استفاده از آنالوژی گرما و اندازه حرکت در سطوح زبر قابل کاربرد است. از نتیجه تحقیقات دیپری در پژوهش‌های مربوط به سطوح زبر و همچنین دندانه‌های آشفته‌ساز بسیار استفاده شده است.

وب [۵] با ارائه طرح‌های ابتکاری و توسعه روابط شبه‌تجربی تحولی در استفاده از دندانه‌ها در جهت عمود بر جریان ایجاد کرد. او روابطی را برای محاسبه انتقال حرارت و افت فشار در جریان داخل لوله‌های دارای دندانه‌های تکرارشونده توسعه داد. دو عدد بی‌بعد در رابطه با دندانه‌ها، نسبت

نویسنده عهده‌دار مکاتبات: bazargan@kntu.ac.ir

www.SID.ir

Archive of SID

ارتفاع نسبی e/D و گام نسبی p/e معرفی شدند. این اعداد و همین‌طور میدان جریان در اثر دندانه به ترتیب در شکل‌های ۱ و ۲ نمایش داده شده‌اند. امروزه به‌ویژه در صنعت سرمایش و تهویه مطبوع، لوله‌ها مبادله‌گرها مجهز به چنین پره‌هایی می‌باشند.

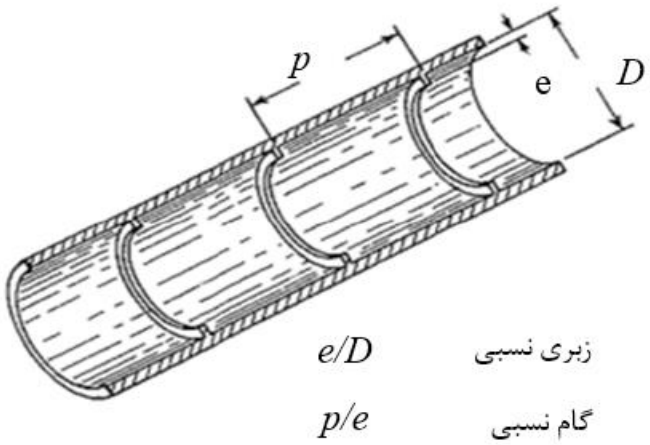

Fig. 1. Definition of the geometrical non-dimensional parameters

شکل ۱: تعریف اعداد هندسی بی‌بعد

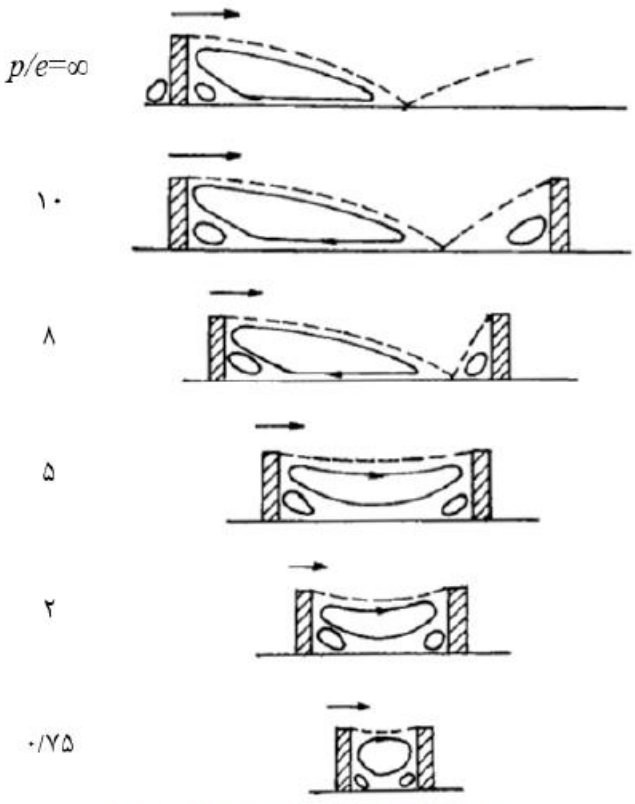

Fig. 2. Flow pattern as a function of p/e [5]

شکل ۲: جریان سیال بر حسب تابعی از نسبت p/e [۵]

در توربین‌های پیشرفته پره‌ها باید به‌نحوی خنک‌کاری شوند. استفاده از دندانه‌های عمود بر جریان در مجاری خنک‌کاری امکان انتقال حرارت با شدت بالا را فراهم می‌کند. هان و همکاران [۶] اثر دندانه‌ها با زوایای حمله متفاوت را در بین دو صفحه موازی بررسی کردند. نتایج آنها نشان می‌داد که تاثیر تغییر زاویه بر انتقال حرارت ناچیز و بر افت فشار قابل‌ملاحظه بود. مطالعه همزمان بهبود انتقال حرارت و افت فشار مشخص کرد که دندانه‌ها با زاویه ۴۵ درجه نسبت به دندانه‌های عمود بر جریان عملکرد بهتری دارد. هان و همکاران [۷ و ۸] در پژوهش‌های بعدی به بررسی تاثیر دندانه‌ها در هندسه‌های مختلف کانال و زوایای مختلف دندانه‌ها پرداختند. آنها انتقال حرارت و افت فشار را در کانال‌هایی که دندانه‌ها تنها در سطوح مشخصی از کانال ایجاد شده‌اند، در محدوده عدد رینولدز بین ۱۰۰۰۰ تا ۶۰۰۰۰ بررسی نمودند. مشخص شد که در جریان آشفته با عدد رینولدز پایین، برای ایجاد آشفتگی به دندانه با ارتفاع بالاتر نیاز است. آنها بیان داشتند که علاوه بر زاویه بهینه می‌توان یک ارتفاع بهینه برای جریان یافت.

در سال‌های اخیر پژوهش‌های زیادی به‌روش عددی انجام شده که بیشتر به بهینه‌سازی پارامترهای مربوط به زانده‌ها و کانال می‌پردازند. در مبادله‌گرهای حرارتی که یکی از سیالات گاز است، افت فشار اهمیت زیادی دارد و در نتیجه باید در محاسبات مربوط به بهینه‌سازی در نظر گرفته شود. برای حفظ سطح افت فشار، محدوده سرعت سیال باید در بازه مشخصی تغییر کند [۱۰].

الیان و همکاران [۱۱] به شبیه‌سازی جریان در کانال با برآمدگی و فرورفتگی‌ها در سطح پرداختند. دو حالت از چیدمان مطالعه شد، انتقال از جریان آرام به آشفته در چیدمان متراکم در رینولدز پایین‌تر صورت گرفت. از نتایج شبیه‌سازی مشخص شد که در رینولدز پایین، تراکم بیشتر و ارتفاع بالاتر دندانه‌ها مناسب‌تر است. پتنکار و همکاران [۱۲] رژیم جریان لایه‌ای در مجرا با موانع متناوب را در یک مبادله‌گر حرارتی مورد مطالعه قرار دادند. نتایج حاکی از آن بود که جریان به شدت تحت تاثیر اثرات موانع و جریان‌های برگشتی قرار دارد. همچنین مشخص شد که عدد ناسلت جریان توسعه‌یافته به‌مراتب بیشتر از حالت معمول یک کانال ساده است و همچنین مقدار آن تابع مشخصی از عدد رینولدز بود.

یونگسیری و همکاران [۱۳] به‌روش حل عددی، تاثیر دندانه‌ها بر انتقال حرارت داخل کانال را مطالعه نمودند. رینولدز جریان بین ۴۰۰۰ تا ۲۴۰۰۰ تغییر می‌کرد. نتایج آنها نشان می‌داد زاویه حمله زانده‌ها در رینولدز پایین تاثیری قابل‌توجهی ندارد. در جریان با رینولدز بالا دندانه با زاویه حمله ۶۰ درجه بهترین عملکرد را نشان می‌داد. زی و همکاران [۱۴] در یک کانال مربعی بادندانه‌های یک‌پارچه جریان و انتقال حرارت را به‌روش عددی مطالعه نمودند. با اضافه نمودن دندانه‌های کوچک‌تر با شکل‌های مختلف در پایین‌دست دندانه‌های بزرگ‌تر، تغییرات بررسی شدند. نتایج، حاکی از مناسب‌بودن این شیوه بود، زیرا با افت فشار کم‌تر تقریبا همان انتقال حرارت به‌دست می‌آمد. در یک مطالعه دیگر زی و همکاران [۱۵] ایجاد شکاف در

www.SID.ir

Archive of SID

میان دندانه‌های پیوسته را برای کاهش اثر افت فشار مطالعه نمودند. مقادیر مختلف از زاویه حمله به‌روش عددی شبیه‌سازی شدند. رینولدز جریان بین ۱۰۰۰۰ تا ۵۰۰۰۰ متغیر بود. آنها شش حالت از زوایای مختلف بین دو نیمه‌دندانه مطالعه نمودند. نتایج مطالعه آنها نشان داد که در رینولدزهای متفاوت، عملکرد بهینه در زوایای مختلف قابل دستیابی است.

مون و همکاران [۱۶] شکل‌ها و گام‌های مختلف از دندانه‌ها را مورد بررسی قرار دادند. نتایج نشان می‌داد که دندانه با هندسه به شکل چکمه بهترین عملکرد را ایجاد می‌کند. در رینولدز بالا، مقدار متوسط عدد ناسلت با استفاده از هندسه چکمه، بیش از ۱۰٪ از هندسه مربع بزرگ‌تر بود. در رینولدز پایین تفاوت چشم‌گیر نبود. کهرم و همکاران [۱۷] به مطالعه اثر موانع و گردابه‌های مربوطه بر انتقال حرارت در داخل کانال پرداختند. آنها متوجه شدند که یک فاصله بهینه بین مانع و صفحه، برای رسیدن به بالاترین انتقال حرارت، وجود دارد. انصاری و بازارگان [۱۸] با مدلسازی ریاضی گرمکن هوای خورشیدی و شبیه‌سازی عددی انتقال حرارت در داخل کانال متوجه شدند که استفاده از دندانه‌ها در داخل کانال، بازده حرارتی را بیش از ۵٪ افزایش می‌دهد.

در سال‌های اخیر استفاده از دندانه‌ها برای بهبود عملکرد صفحه‌های گرمکن خورشیدی مورد توجه قرار گرفته است. به عنوان نمونه می‌توان به مطالعه باگوریا و همکاران [۱۹] اشاره نمود. آنها به مطالعه تجربی تاثیر دندانه‌های گوه‌مانند بر نرخ انتقال حرارت و افت فشار در یک کانال گرمکن هوای خورشیدی پرداختند. زوایا و گام‌های مختلف در رینولدز بین ۳۰۰۰ تا ۱۸۰۰۰ و زبری نسبی تا ۰/۰۳۳ آزمایش شدند. نتایج نشان داد که به کمک دندانه‌ها، نرخ انتقال حرارت ۲۴۰٪ بهبود یافت؛ در عین حال افت فشار نیز ۵۳۰٪ افزایش یافت. در نهایت آنها روابطی را برای محاسبه ناسلت و ضریب افت فشار توسعه دادند. آقایی و همکاران [۲۰] به‌روش تاگوچی، شکل بهینه یک دندانه را در یک گرمکن هوای خورشیدی بررسی کردند. مطالعه آنها نشان داد که دندانه مثلثی بهترین شکل برای رسیدن به بالاترین میزان انتقال حرارت و کم‌ترین افت فشار است. البته در مطالعه آنها، بهینه‌سازی تنها در یک عدد رینولدز انجام شده و دبی جرمی جریان از پارامترهای بهینه‌سازی نبود.

یکی از نتایج کاربرد دندانه‌ها افزایش سطح انتقال حرارت است. با این وجود بیشتر پژوهش‌های توجه اصلی خود را به مکانیزم آشفتگی معطوف کرده‌اند. به این دلیل غالباً با عایق‌کردن پایه دندانه‌ها از هدایت حرارتی بین سطح مبدل و دندانه جلوگیری می‌شود. اما همان‌طور که تسلیم [۲۱] اشاره نموده است نمی‌توان از اثر گسترش سطح چشم‌پوشی کرد.

در مطالعه حاضر عملکرد حرارتی در یک گرمکن هوای خورشیدی مورد بررسی قرار گرفته است. کاربرد دندانه‌ها در سطح گرمکن باعث بهبود انتقال حرارت و به‌طور همزمان افزایش افت فشار در هوای عبوری می‌شود. در میزان انرژی جذب‌شده توسط هوای عبوری بهبود می‌یابد، اما در عین حال انرژی لازم برای به‌حرکت‌درآوردن هوا نیز افزایش می‌یابد. پرسش اصلی در این تحقیق، یافتن مشخصات هندسی برای رسیدن به عملکرد حرارتی بهینه در گرمکن هوای خورشیدی از نوع صفحه‌ای است. علاوه بر آن از نتایج یک مطالعه تجربی به منظور اعتبارسنجی و مقایسه نتایج استفاده شده است. اگرچه کاربرد دندانه‌ها در گرمکن هوای خورشیدی به تازگی مورد توجه قرار گرفته است، اما بهینه‌سازی مشخصات دندانه‌ها کم‌تر مورد توجه بوده است. آنچه مطالعه حاضر را از پژوهش‌های پیشین متمایز می‌کند، بهینه‌سازی بر اساس دو تابع هدف است. به منظور بهینه‌سازی، علاوه بر بازده انرژی گرمکن، مقدار اختلاف دمای مناسب جهت گرمایش فضای مسکونی نیز باید در محدوده مورد قبول باشد.

۲- معادلات حاکم

نمای گرمکن هوای خورشیدی نمونه که در این تحقیق مورد بررسی قرار گرفته است در شکل ۳ نمایش داده شده است. این شکل متداول‌ترین نوع گرمکن هوای خورشیدی است. به‌طور خلاصه این گرمکن شامل یک سطح جاذب برای جذب تابش و تبدیل آن به انرژی گرمایی، یک سطح شیشه‌ای برای عبور دادن انرژی خورشید و به دام انداختن گرما و یک چهارچوب عایق برای نصب در محل است.

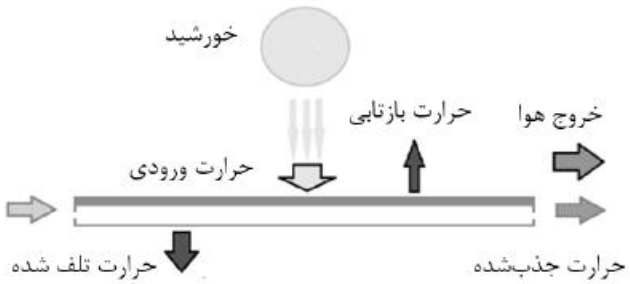

Fig. 3. Schematic of the solar air heater in this study

شکل ۳: نمای گرمکن هوای خورشیدی در مطالعه حاضر

معادله بقای انرژی در گرمکن در رابطه ۱ ارائه شده است. شرایط در حالت پایا در نظر گرفته شده است، در نتیجه از اثرات مربوط به اینرسی حرارتی گرمکن صرف‌نظر شده است.

$$Q_u = S - Q_L \qquad (۱)$$

که در آن بیان می‌شود گرمای جذب‌شده توسط هوای عبوری برابر با تفاضل انرژی تابشی خورشید و تلفات حرارتی از سطح شیشه‌ای، سطح پشت گرمکن و انرژی خورشید بازتابی می‌باشد.

اتلاف حرارت می‌تواند در اثر انتقال حرارت از سطح شفاف و یا از قسمت پایین گرمکن صورت بگیرد. اتلاف حرارت هم از نوع تابشی و هم از نوع جابه‌جایی وجود دارد. از آنجا که سطح تماس گرمکن با پایه‌ها کوچک است و معمولا به‌خوبی عایق می‌شود، فرض می‌شود که انتقال حرارت هدایتی ازپایه‌ها ناچیز است. شکل ۴ جریان حرارت را نمایش می‌دهد.

اتلاف حرارت از طریق جابه‌جایی در سطح شفاف و سطح پشت کانال رخ می‌دهد. از سطح شفاف با آسمان نیز از طریق تابشی تبادل حرارت وجود

www.SID.ir

Archive of SID

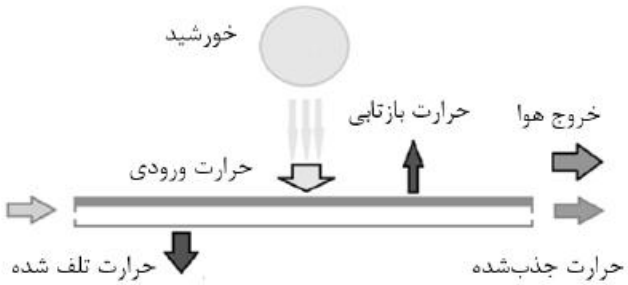

Fig. 4. Heat flow in the solar air heater under study

شکل ٤: جریان حرارت در گرمکن هوای خورشیدی مورد مطالعه

دارد. از تبادل حرارت تابشی صفحه پشتی که مقدار اندکی است، صرف‌نظر شده است. موازنه انرژی در صفحه شفاف، سطح جاذب و جریان سیال به ترتیب در روابط ۲ تا ۴ ارائه شده است [۲۲]. نمای معادل مقاومت حرارتی در مجموعه مورد مطالعه در شکل ۵ ارائه شده است. گام بعدی محاسبه هر یک از مقاومت‌های حرارتی به‌طور جداگانه می‌باشد.

$$U_t\left(T_a-T_c\right)+h_r\left(T_p-T_c\right)+h_1\left(T_f-T_c\right)=0 \qquad (۲)$$

$$S+U_b\left(T_a-T_p\right)+h_2\left(T_f-T_p\right)+h_r\left(T_c-T_p\right)=0 \qquad (۳)$$

$$h_1\left(T_c-T_f\right)+h_2\left(T_p-T_f\right)=q_u \qquad (۴)$$

در روابط فوق U_b ضریب انتقال حرارت از پایین گرمکن، U_t ضریب انتقال حرارت از بالای گرمکن، h_r ضریب انتقال حرارت تابشی، h_1 و h_2 ضرایب انتقال حرارت جابه‌جایی در سطوح بالا و پایین کانال می‌باشند.

اتلاف حرارت به محیط را می‌توان با جمع اتلاف از بالا و پایین گرمکن محاسبه نمود. با حل سه معادله ۲ تا ۴ می‌توان گرمای جذب‌شده توسط گرمکن را محاسبه نمود. نسبت انرژی جذب‌شده توسط گرمکن در حالت واقعی به حالتی که دمای سطح جاذب با دمای هوای ورودی یکسان باشد با

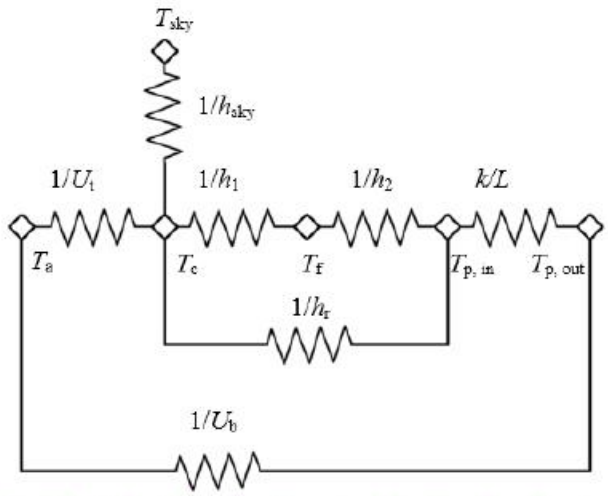

Fig. 5. Equivalent thermal resistance in a flat plate solar air heater

شکل ۵: مدار مقاومت حرارتی در گرمکن خورشیدی صفحه تخت

ضریب جذب گرما F_R نمایش داده می‌شود. ضریب جذب گرما توسط رابطه ۵ قابل محاسبه است.

$$F_R=\frac{\dot{m}\,C_p\left(T_{fo}-T_{fi}\right)}{A\left[S-U_L\left(T_{fi}-T_a\right)\right]} \qquad (۵)$$

که در آن $\dot{m}$ دبی جرمی هوای عبوری، C_p گرمای ویژه هوا و A سطح کلکتور است. مقدار U_L به جنس مواد، طراحی گرمکن، زاویه قرارگیری، سرعت باد و دمای سطح جاذب وابسته است و توسط رابطه ۶ محاسبه می‌شود.

$$U_L=\frac{\left(U_b+U_t\right)\left(h_1h_{h2}+h_1h_r+h_2h_r\right)+U_bU_t\left(h_1+h_2\right)}{h_1h_r+h_2U_t+h_2h_r+h_1h_2} \qquad (۶)$$

پس از محاسبه U_L می‌توان نسبت انرژی که توسط گرمکن جذب می‌شود و آنچه که تلف می‌شود را محاسبه نمود.

تابش خورشید پس از عبور از سطح شفاف به سطح جاذب می‌رسد، دمای سطح جاذب با گره T_p مشخص شده است. بخشی از انرژی از طریق تابش، هدایت و جابه‌جایی به محیط اطراف منتقل می‌شود. باقیمانده انرژی ورودی تبدیل به شار حرارتی می‌شود که در گره T_f جذب می‌شود، و صرف گرم شدن هوای عبوری می‌شود. نسبت انرژی جذب‌شده و مقدار تلف‌شده به نسبت مقاومت حرارتی در هر مسیر وابسته است. هر مسیر حرارتی که مقاومت کم‌تری داشته باشد، قادر به جذب بخش بیشتری از انرژی در دسترس از سمت خورشید می‌باشد. در نتیجه ابتدا باید مقادیر مربوط به مقاومت‌ها حرارتی معادل را محاسبه نمود.

بخشی از اتلاف گرما با تابش سطح و آسمان رخ می‌دهد. به این علت نیاز است تا دمای آسمان معین شود. تخمین مناسبی از دمای آسمان بر حسب دمای هوای محیط توسط سوینک [۲۲] ارائه شده است، که در رابطه ۷ بیان شده است.

$$T_s=0.0552T_a^{1.5} \qquad (۷)$$

انتقال حرارت جابه‌جایی در سمت خارجی سطح شفاف و صفحه پشتی بر اساس میزان سرعت باد تعیین می‌شود. مقدار ضریب انتقال حرارت به شکل تجربی توسط مک آدامز [۲۲] در رابطه ۸ بیان شده است.

$$h_{wind}=5.7+3.8V_{wind} \qquad (۸)$$

ضریب انتقال حرارت تابشی بین سطح شفاف و آسمان h_{sky} به کمک رابطه ۹ محاسبه می‌شود [۲۲]. ضریب دید بین سطح شفاف و آسمان برابر ۱ فرض شده است.

$$h_{sky}=\frac{\sigma\varepsilon_g\left(T_{sky}^4-T_c^4\right)}{\left(T_a-T_c\right)} \qquad (۹)$$

به شکل مشابه، ضریب جابه‌جایی تابشی بین سطح شفاف و سطح جاذب توسط رابطه ۱۰ محاسبه می‌شود [۲۳]. فرض شده است که دمای تابشی برابر دمای متوسط سیال است.

www.SID.ir

Archive of SID

$$h_r = \frac{\sigma\left(T_1^2 + T_2^2\right)\left(T_1 + T_2\right)}{\left(\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right)} \qquad (۱۰)$$

همان‌طور که اشاره شد در داخل کانال نه تنها انتقال حرارت بلکه افت فشار نیز مورد توجه قرار دارد. در نتیجه علاوه بر ضریب انتقال حرارت باید افت فشار نیز به‌طور مناسب محاسبه شود. در طراحی مبادله‌گرهای حرارتی معمولا دو عدد بی‌بعد ناسلت و ضریب اصطکاک برای کاربردهای متداول لازم و کافی هستند. تعریف اعداد بی‌بعد ناسلت و ضریب اصطکاک به ترتیب در روابط ۱۱ و ۱۲ ارائه شده است.

$$\overline{f} = \frac{\Delta P}{4\left(\frac{L}{D}\right)\left(\frac{G^2}{\rho g}\right)} \qquad (۱۱)$$

$$Nu = \frac{q''}{\overline{T}_w - \overline{T}_b}\left(\frac{D}{K}\right) \qquad (۱۲)$$

که q'' شار حرارتی در واحد سطح، $\overline{T}_w$ و $\overline{T}_b$ به ترتیب متوسط دمای دیواره و سیال می‌باشند.

سطح داخل کانال یک بار از نوع هموار و بار دیگر از نوع دندانه‌دار مورد بررسی قرار گرفت. در سطح هموار مقدار ضریب افت فشار بر اساس معادله اصلاح‌شده کارمان–پرانتل و عدد ناسلت بر اساس رابطه پتوخوف–پوپوف [۷] محاسبه شد که به ترتیب در روابط ۱۳ و ۱۴ ارائه شده است.

$$\frac{1}{(f)^{\frac{1}{2}}} = 4.0\log\left[Re(f)^{\frac{1}{2}}\right] - 0.4 + 4.0\log\left(\frac{2R_{av}}{D}\right) \qquad (۱۳)$$

$$\mathrm{Nu} = \frac{\left(\frac{f}{2}\right)\mathrm{Re}\cdot\mathrm{Pr}}{1.07 + 12.7\left(\frac{f}{2}\right)^{\frac{1}{2}}\left(\mathrm{Pr}^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \qquad (۱۴)$$

که $2R_{av}/D$ برای کانال مربعی برابر ۱/۱۵۶ است. در روابط فوق لگاریتم در مبنای ۱۰ است. از طرف دیگر برای سطوح دندانه‌دار از رابطه شبه‌تجربی که توسط هان [۲۴] پیشنهاد شده است استفاده شد. رابطه ۱۵ برای محاسبه ضریب افت فشار استفاده می‌شود.

$$f = \frac{W}{W+H}\left\{\frac{H}{W}f_s + \frac{2}{\left[R - 2.5\ln\left(\frac{2e}{d_s}\right) - 2.5\right]^2}\right\} \qquad (۱۵)$$

مقدار R توسط رابطه ۱۶ محاسبه می‌شود.

$$R = 3.2\left(\frac{p/e}{10}\right)^{0.35} \qquad (۱۶)$$

بر اساس آنالوژی انتقال حرارت و افت فشار مقدار عدد استانتون و در ادامه ناسلت، توسط رابطه ۱۷ محاسبه می‌شود.

$$St_r = \frac{\frac{f}{2}}{\sqrt{\frac{f}{2}}(G-R)+1} \qquad (۱۷)$$

که در آن G از رابطه ۱۸ محاسبه می‌شود.

$$G = 3.7\left(e^+\right)^{0.28} \qquad (۱۸)$$

در نهایت مقدار e^+ از رابطه ۱۹ قابل محاسبه است.

$$e^+ = \frac{e}{d_h}Re\sqrt{\frac{f}{2}} \qquad (۱۹)$$

روابط تجربی ۱۵ تا ۱۹ بر اساس اندازه‌گیری در بازه رینولدز ۷۰۰۰ تا ۹۰۰۰۰ به‌دست‌آمده است. انصاری و بازرگان [۱۸] به‌روش عددی صحت رابطه را در رینولدزهای بین ۲۵۰۰ تا ۷۰۰۰ نیز بررسی کردند، نتیجه مقایسه در شکل ۶ نمایش داده شده است. تا رینولدزهای کم‌تر از ۵۰۰۰ رابطه تجربی دارای مقداری خطا است که با ضریب اصلاحی در نظر گرفته شد. در رینولدزهای بالاتر نتایج مطابقت بسیار خوبی دارند. علت تفاوت در دو منحنی تجربی و عددی به علت این است که در رابطه تجربی اثر گسترش سطح با عایق کردن پایه دندانه بی‌اثر شده است، اما در شبیه‌سازی عددی این شرط اعمال نشده است. این تفاوت اختلاف در حدود ۱۰٪ بین دو منحنی را توضیح می‌دهد. به منظور مقایسه، ضریب انتقال حرارت در سطح هموار نیز نمایش داده شده است.

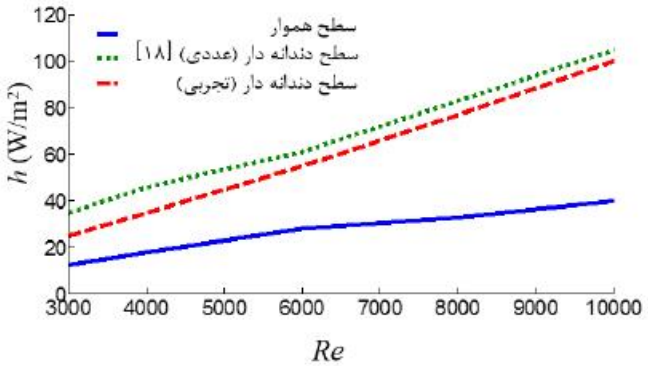

Fig. 6. Variation of the heat transfer coefficient inside the channel

شکل ٦: تغییرات ضریب انتقال حرارت در داخل کانال

مقاومت عایق که بین صفحه جاذب و محیط قرار دارد، به شکل مقاومت معادل انتقال حرارت هدایت محاسبه شد. مقدار این مقاومت حرارتی به ضخامت و جنس عایق بستگی دارد.

اکنون که تمام مقاومت‌های معادل حرارتی معین هستند می‌توان به بررسی شار حرارتی در هر یک از نقاط گره پرداخت. هدف این مطالعه بررسی تاثیر استفاده از دندانه‌ها در سطح به منظور کاهش مقاومت حرارتی سمت داخل کانال است، تا بتوان نسبت انرژی جذب‌شده به انرژی تلف شده را بهبود بخشید.

www.SID.ir

Archive of SID

از آنجا که برای به‌جریان‌درآوردن هوا نیاز به یک دمنده است، باید توان مصرفی در دمنده را نیز در محاسبات لحاظ نمود. رابطه ۲۰ توان مصرفی توسط دمنده را ارائه می‌کند.

$$W_p = \frac{1}{\eta_p}\frac{\dot{m}}{\rho}\Delta P \qquad (۲۰)$$

۳- بهینه‌سازی به‌روش الگوریتم ژنتیک

الگوریتم ژنتیک روشی قدرتمند به منظور بهینه‌سازی یک یا چند تابع هدف است، به بیان دیگر مجموعه پارامترهایی که مقدار تابع هدف را حداقل می‌کنند، مشخص خواهد شد. در الگوریتم ژنتیک، هر متغیر بهینه‌سازی یک ژن محسوب می‌شود و ترکیب تمامی متغیرهای بهینه‌سازی در کنار هم یک کروموزم محسوب می‌شوند. شاید بتوان الگوریتم ژنتیک را یک روش سعی و خطای پیشرفته توصیف نمود. روش کار به این صورت است که ابتدا به اندازه تعداد جمعیت، کروموزم‌هایی به‌صورت تصادفی تولید می‌شوندمی‌شوند. پس از محاسبه توابع هدف بر حسب کروموزم‌ها، کروموزم‌های برتر انتخاب می‌شوند. کروموزم‌های انتخاب‌شده طبق یک سری اصول، ترکیب و جهش می‌یابند. این اصول مشابه آنچه در عالم طبیعت وجود دارد می‌باشند. به این ترتیب مشابه توارث در طبیعت تلاش می‌شود تا ژن‌های مطلوب نسل قبلی خواص خود را به نسل بعدی منتقل کنند. از طرف دیگر مشابه جهش ژنتیکی خواصی به نسل بعد منتقل می‌شود که در نسل قبلی وجود ندارند و بدین طریق از فضای موضعی جستجو خارج شوند. کروموزم‌های برتر نسل جدید جایگزین کروموزم‌های ضعیف نسل قبل می‌شوند. نسل جدید اکنون باید فرایند محاسبه توابع هدف، انتخاب، ترکیب، جهش و جایگزینی را در تکرارهای متوالی طی کنند. کروموزم‌های برتر در بهینه‌سازی‌های چندهدفه، کروموزم‌هایی هستند که حداقل در یکی از توابع هدف از سایر کروموزم‌ها بهتر باشند و در بقیه توابع هدف، حداقل مساوی باشند. هر کدام از کروموزم‌های جدید که این قابلیت را داشته باشد، بر کروموزم‌های قدیمی غالب می‌شوند و توسط نقاط پارتو نشان داده می‌شوند. با تکرارهای فراوان، کروموزم‌های مختلف مسأله بر همدیگر غالب می‌شوند تا این که یکی از شروط توقف الگوریتم ارضا شود. فرایند تکامل زمانی به پایان می‌رسد که تغییر در مقدار تابع هدف کم‌تر از میزان مورد نظر باشد.

روش‌های بهینه‌سازی، صرف‌نظر از ویژگی‌های خود روش، در حداقل‌کردن مقدار یک یا چند تابع تلاش می‌کنند. این تابع که تابع هدف نیز نامیده می‌شود، نشانگر خواسته یا ویژگی مطلوب است. در مطالعه حاضر دو ویژگی مورد بررسی قرار گرفتند. تابع هدف اول رسیدن به بالاترین بازده کلی است و خواسته دوم ایجاد اختلاف دمای معقول بین هوای ورودی و خروجی است. که در اینجا بر اساس تجربه مهندسین تاسیسات [۲۵] مقدار ۱۰ کلوین در نظر گرفته شده است. هر چه اختلاف دما به این میزان نزدیک‌تر باشد به معنای این است که تابع هدف دوم بهتر برآورده شده است.

در محاسبه بازده کلی مقدار توان الکتریکی دمنده از حرارت جذب‌شده کسر شد. البته ارزش هزینه‌ایهزینه‌ای توان الکتریکی بیش از انرژی حرارتی است. به این منظور محاسبات به دو صورت انجام شد. یک بار ارزش انرژی الکتریکی و حرارتی یکسان فرض شد، بار دیگر با تبدیل انرژی الکتریکی و حرارتی به هزینه بر حسب قیمت برق و گاز طبیعی در سال ۱۳۹۴ بازده کلی محاسبه شد. مقدار حداکثر قیمت برق و گاز از اطلاعات وزارت نیرو اخذ شد [۲۶]. ارزش حرارتی گاز طبیعی برابر ۸۶۰۰ کیلوکالری بر مترمکعب در نظر گرفته شد و راندمان دستگاه حرارتی نیز ۸۵٪ در نظر گرفته شد. روابط ۲۱ و ۲۲ به ترتیب توابع هدف مربوط به بازده کلی و اختلاف دما را ارائه می‌دهند.

$$\eta_{overall} = \frac{Q_u - W_p}{S} \qquad (۲۱)$$

$$\eta_{temp} = \frac{\Delta T_r}{\Delta T_r + \left|\Delta T_{act} - 10\right|} \qquad (۲۲)$$

که در آن ΔT_r اختلاف دمای مطلوب بین هوای ورودی و خروجی است که برابر با ۱۰ کلوین فرض شد و ΔT_{act} اختلاف دمای واقعی است. روش حل الگوریتم ژنتیک در نرم افزار متلب به گونه‌ای است که تلاش بر یافتن میزان حداقل تابع هدف می‌شود. به همین علت با فرض ارزش برابر برای هر دو بازده تعریف‌شده، تابع هدف به شکل رابطه ۲۳ تعریف شد.

$$1 - \eta_{overall} \times \eta_{temp} \qquad (۲۳)$$

٤- نتایج

برای اعتبارسنجی مدل ریاضی که در مطالعه حاضر توسعه داده شد، ابتدا یک گرمکن صفحه تخت با سطح شفاف تک‌لایه و سطح کانال بدون‌دندانه در نظر گرفته شد. بازده کلی بدون در نظر گرفتن توان مورد نیاز در دمنده محاسبه شد. شکل ۷ نتایج مطالعه حاضر را با داده‌های ارائه‌شده در مراجع [۲۲ و ۲۷] نشان می‌دهد. در مطالعه دافی و بکمن [۲۲] گرمکن هوای خورشیدی بررسی شده است و در مطالعه استرید و همکاران [۲۷] گرمکن صفحه تخت برای گرم کردن آب به کار گرفته شد.

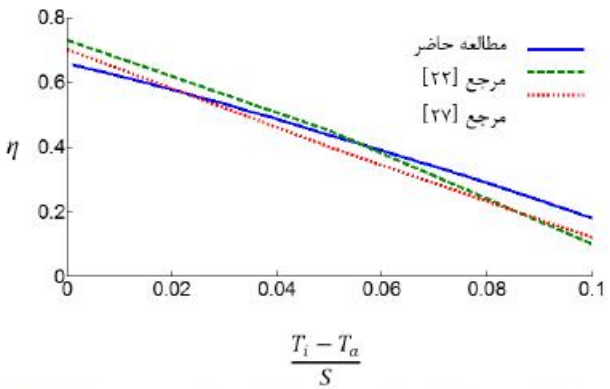

Fig. 7. Comparison of overall efficiency in the flat plate solar heater

شکل ۷: مقایسه بازده کلی در گرمکن صفحه تخت

www.SID.ir

Archive of SID

جالب توجه است که بازده گرمکن صفحه تخت چه برای هوا و چه برای آب بسیار مشابه است. توضیح این موضوع می‌تواند ساختار یکسان در اتلاف به محیط و کوچک بودن ضریب انتقال حرارت داخل کانال یا لوله در دو حالت باشد. تفاوت اندکی بین نتایج مطالعه حاضر و اندازه‌گیری تجربی وجود دارد، علت این تفاوت، وجود بازه دقت در روابط مربوط به محاسبه ضریب انتقال حرارت، به‌ویژه رابطه پتوخوف–پوپوف، می‌باشد. در هر صورت مشخص است که مدل موجود به‌خوبی رفتار حرارتی گرمکن را توصیف می‌نماید.

بازده کلی با در نظر گرفتن توان لازم برای به‌جریان‌درآوردن هوا توسط دمنده در شکل ۸ ارائه شده است. چهار حالت مختلف از دندانه‌ها بررسی شد. موارد بررسی شده از e/d عبارت از مقادیر ۰/۰۵، ۰/۷۵ و ۰/۱ و حالت هموار بودند. نسبت گام دندانه‌ها به ارتفاع، برابر ۱۰ فرض شد. ارتفاع کانال گرمکن برابر ۰/۰۲ متر و اختلاف دمای ورودی و خروجی ۱۰ کلوین در نظر گرفته شد. همان‌طور که از شکل مشخص است، در دبی جرمی پایین تاثیر دندانه‌ها در بهبود بازده کلی قابل‌توجه است. با افزایش سرعت، میزان توان لازم برای غلبه بر افت فشار در کانال‌های دندانه‌دار بر بهبود انتقال حرارت غلبه می‌کند و بازده کاهش می‌یابد. در کانال هموار این اتفاق در دبی جرمی بالاتر اتفاق می‌افتد. ممکن است چنین نتیجه‌گیری شود که با افزایش دبی جرمی در کانال هموار می‌توان به بازده کلی بالاتر دست یافت، اما در نتیجه این کار میزان اختلاف دمای حاصل بین هوای ورودی و خروجی به قدری کوچک خواهد شد که عملاً کاربردی نخواهد داشت.

در شکل ۸ مشاهده می‌شود که در یک دبی جرمی خاص، بازده تمام سطوح دندانه‌دار مقدار مشابهی به‌دست می‌آید. قبل از این نقطه دندانه‌ها با ارتفاع بالاتر بازده بهتری دارند و پس از آن دندانه‌ها با ارتفاع کوتاه‌تر بازده بالاتری را ایجاد می‌کنند. بازده در این نقطه بسیار نزدیک به بازده حداکثر می‌باشد. در نتیجه می‌توان چنین توصیه نمود که در مواردی که اطلاعات کافی در مورد مشخصات دندانه وجود ندارد، دبی جریان هوا در این مقدار تثبیت شود.

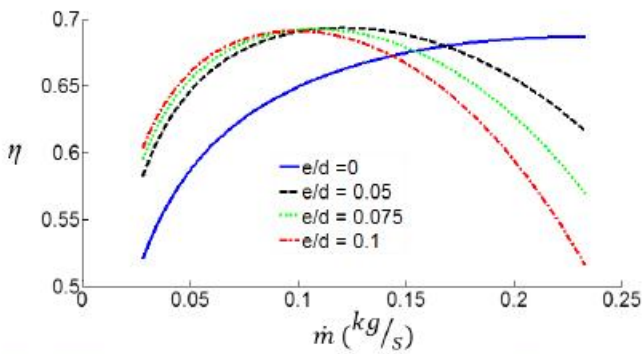

Fig. 8. Efficiency of the heater with smooth surface and ribbed surface at different rib heights as a function of mass flow

شکل ۸: بازده حرارتی گرمکن با سطوح هموار و دندانه‌دار در ارتفاع‌های مختلف بر حسب دبی جرمی

پارامتر دیگری که در عملکرد دندانه‌ها موثر است، گام دندانه می‌باشد. شکل ۹ بازده کلی بر حسب دبی جرمی را در سه گام مختلف برای دندانه با e/d برابر با ۰/۰۵ را نمایش می‌دهد. همان‌طور که مشخص است در دبی جرمی پایین تاثیر دندانه‌ها با گام نزدیک‌تر بیشتر است. از طرف دیگر در گام‌های دورتر با افزایش دبی جرمی تاثیر افت فشار کم‌تر خواهد بود.

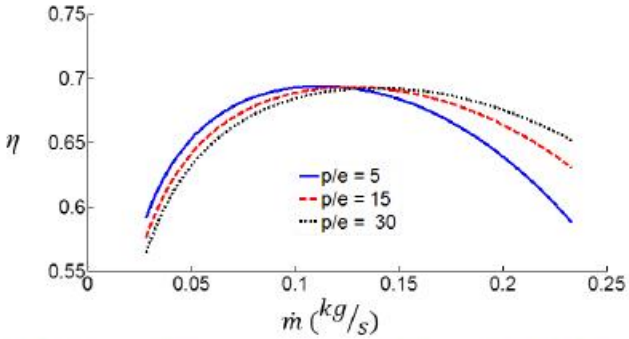

Fig. 9. Efficiency of the heater with smooth surface and ribbed surface at different rib pitches as a function of mass flow

شکل ۹: بازده کلی گرمکن با سطوح دندانه‌دار با گام‌های مختلف بر حسب دبی جرمی

برای یافتن مقادیر بهینه برای رسیدن به بیشترین بازده کلی و اختلاف دمای مطلوب یک گرمکن صفحه تخت با سطح شفاف تک‌جداره مورد بررسی قرار گرفت. پارامترهای مورد بررسی عبارتند از ارتفاع کانال مستطیلی، نسبت ارتفاع دندانه‌ها، نسبت گام دندانه‌ها و رینولدز جریان که نشانگر دبی جرمی است. محدوده مورد بررسی در جدول ۱ ارائه شده است.

جدول ۱: محدوده مقادیر مورد بهینه‌سازی

Table 1. Range of the optimization

پارامتر	یکا	حداقل	حداکثر
ارتفاع کانال	mm	۱۰	۵۰
عدد رینولدز	-	۲۳۰۰	۲۵۰۰۰
نسبت ارتفاع دندانه‌ها	-	۰/۰۲۵	۰/۱
نسبت گام دندانه‌ها	-	۵	۳۰

بهینه‌سازی در دو حالت انجام گرفت. حالت اول در صورتی که ارزش انرژی حرارتی جذب‌شده در گرمکن و ارزش توان الکتریکی مورد نیاز در دمنده یکسان فرض شود و حالت دوم بر اساس ارزش مالی هر انرژی در کشور انجام شد. نتایج بهینه‌سازی در جدول ۲ ارائه شده است. باید توجه داشت که در بسیاری موارد به علت محدودیت اجرا، مانند حداکثر ضخامت گرمکن، ممکن است تعداد پارامترها در عمل کم‌تر نیز باشد.

www.SID.ir

Archive of SID

جدول ۲: محدوده مقادیر بهینه

Table 2. Range of the optimum values

پارامتر	یکا	ارزش برابر	ارزش هزینه
ارتفاع کانال	mm	۱۲/۹	۴۰
عدد رینولدز	-	۷۶۸۰	۵۷۰۰
نسبت ارتفاع دندانه‌ها	-	۰/۰۵	۰/۰۲۹
نسبت گام دندانه‌ها	-	۷/۵	۲۲

۵- بحث و نتیجه‌گیری

تغییرات انرژی دریافتی از خورشید در طول روزها و فصول باعث عدم قطعیت در مورد عملکرد گرمکن خورشیدی می‌باشد. علاوه بر این مشکل، بازده گرمکن‌های متداول با کاهش انرژی دریافتی کاهش می‌یابد. افت بازده همزمان با کاهش انرژی دریافتی صورت می‌پذیرد. هرچه انرژی دریافتی کم‌تر شود، برای حفظ اختلاف دمای مطلوب باید هوا با دبی جرمی کم‌تر عبور کند. کاهش دبی هوا باعث افت ضریب انتقال حرارت داخل گرمکن می‌شود. از طرف دیگر ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی در خارج گرمکن، که مسئول اتلاف حرارت است، تقریبا ثابت می‌باشد. به‌طور خلاصه با کاهش انرژی دریافتی از خورشید، مقدار بیشتری از انرژی دریافتی به هدر می‌رود. برای رفع این مشکل در این مطالعه اثر بهبود انتقال حرارت به کمک سطوح دندانه‌دار بر بازده گرمکن خورشیدی بررسی شد.

در این مطالعه تاثیر دندانه‌ها بر انتقال حرارت و افت فشار در جریان داخل کانال گرمکن صفحه تخت بررسی شد. دو سطح مقابل از نوع دندانه‌دار و سطوح دیگر از نوع هموار بودند. در اثر استفاده از دندانه‌ها نرخ انتقال حرارت افزایش قابل‌توجه پیدا کرد، همزمان افت فشار نیز به شدت بالا رفت. بازده کلی گرمکن در دبی جرمی پایین در حدود ۱۰٪ افزایش می‌یابد، اگرچه با افزایش دبی جرمی ممکن است نه تنها بهبود اتفاق نیافتد بلکه بازده کاهش نیز پیدا کند. در نتیجه مناسب بودن استفاده از دندانه‌ها به محدوده عملکرد گرمکن بستگی دارد. تفاوت چشم‌گیری بین نتایج بهینه‌سازی در حالت ارزش برابر بین انرژی حرارتی و الکتریکی و ارزش هزینه‌ای مربوطه وجود دارد. در ارزش برابر دندانه با گام نزدیک‌تر و ارتفاع بالاتر مناسب‌تر است، در حالی که در ارزش هزینه‌ای بهترین عملکرد در گام‌های از هم دورتر و دندانه کوتاه‌تر حاصل می‌شود. علاوه بر آن ارتفاع بهینه کانال در ارزش هزینه‌ای چند برابر حالت ارزش برابر است، علت این امر هزینه بالاتر انرژی الکتریکی می‌باشد.

اگرچه استفاده گسترده صنعتی، نشانگر کارامدی و مقرون به صرفه بودن دندانه‌ها است. با مشاهده نتایج آشکار می‌شود که ایجاد بهبود در انتقال حرارت همواره به هزینه بالا رفتن افت فشار امکان پذیر است. وجود دندانه‌ها علاوه بر افزایش افت فشار، باعث جذب مقدار بیشتری برای از رسوبات می‌شود. در هر کاربرد به‌خصوص، قبل از تصمیم گیری در مورد استفاده از دندانه‌ها باید پژوهش‌های گسترده‌تری صورت گیرد.

فهرست علائم

A	سطح (m^2)
d_h	قطر هیدرولیکی معادل (m)
CP	گرمای ویژه (J/kg.K)
E	ارتفاع دندانه‌ها (m)
f	ضریب اصطکاک
F_R	ضریب جذب گرما
g	شتاب جاذبه ($m.s^{-2}$)
G	دبی جرمی ($kg.s^{-1}$)
H	ضریب جابه‌جایی ($W/m^2.K$)
H	ارتفاع کانال (m)
K	ضریب هدایت حرارتی (W/m.K)
L	طول کانال (m)
Nu	عدد ناسلت
P	فشار ($kg.m^{-1}.s^{-2}$)
p	گام دندانه‌ها (m)
Pr	عدد پرانتل
q''	شار حرارتی در واحد سطح ($W.m^{-2}$)
QU	نرخ گرمای جذب‌شده (W)
QL	نرخ اتلاف گرما (W)
W	عرض (m)
W_p	توان دمنده (W)
Re	عدد رینولدز
S	گرمای در دسترس خورشیدی (W)
T	دما (K)

علائم یونانی

ρ	چگالی ($kg.m^{-3}$)
σ	ثابت استفان- بولتزمن $W.(m^2.K^4)^{-1}$
η	بازده

زیرنویس‌ها

a	محیط
av	متوسط
b	کپه
c	سطح شفاف کلکتور
f	سیال عامل (هوا)
i	ورودی

www.SID.ir

Archive of SID

o	خروجی
p	سطح جاذب کلکتور
r	سطح دندانه دار
w	دیواره

منابع

[1] Kays, W. M., A. L. London, "*Compact heat exchangers*", third Ed., New York: McGraw-Hill, 1984.

[2] Bergles, A. E., "*Handbook of Heat Transfer*", third edition, New York: McGraw-Hill, 1998.

[3] Bergles, E. and R. M. Manglik, "Current progress and new developments in enhanced heat and mass transfer", *Journal of Enhanced Heat Transfer*, 20.1 (2013): 1-15.

[4] Dipprey, D. F., "*An experimental investigation of heat and momentum transfer in smooth and rough tubes at various prandtl numbers*", PhD thesis, California institute of technology, 1961.

[5] Webb, R. L. , E. R. G. Eckert and R. J. Goldstein, "Heat transfer and friction in tubes with repeated-rib roughness", *Int J. Heat Mass Transfer*, 14 (1971): 601–617.

[6] Han, J.C., L.R. Glicksman and W.M. Rohsenow, "An investigation of heat transfer and friction for rib-roughened surfaces", *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, 21.8 (1978): 1143–1156.

[7] Han, J. C., "Heat transfer and friction characteristics in rectangular channels with rib turbulators", *ASME J. Heat Transfer*, 110 (1988): 321–328.

[8] Han, J. C., Y. M. Zhang and C. P. Lee, "Augmented heat transfer in square channels with parallel, crossed and V shaped angled ribs", *ASME J. Heat Transfer*, 113 (1991): 590–596.

[9] Parson, J. A., J. C. Han, Y. M. Zhang, "Effects of model orientation and wall heating condition on local heat transfer in a rotating two-pass square channel with rib turbulators", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 38.7 (1995): 1151-1159.

[10] Bejan, A. and A. D. Kraus, "*Heat transfer handbook*", John Wiley & Sons, 2003.

[11] Elyyan, M. A., A. Rozati and D. K. Tafti, "Investigation of dimpled fins for heat transfer enhancement in compact heat exchangers", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 51 (2008): 2950-2966.

[12] Patankar, S.V., C. H. Liu and E.M. Sparrow, "Fully developed flow and heat transfer in ducts having streamwise periodic variations of cross sectional area", *J. Heat Transfer*, 99 (1977): 180-186.

[13] Yongsiri, K., P. Eiamsa-ard, K. Wongcharee and S. Eiamsa-ard, "Augmented heat transfer in a turbulent channel flow with inclined detached-ribs", *Case Studies in Thermal Engineering*, 3, 2014.

[14] Xie, G., S. Zheng, W. Zhang and B. Sunden, "A numerical study of flow structure and heat transfer in a square channel with ribs combined downstream half-size or same-size ribs", *Applied Thermal Engineering*, 61.2 (2013): 289–300.

[15] Xie, G., J. Liu, P. M. Ligrani and B. Sunden, "Flow structure and heat transfer in a square passage with offset mid-truncated ribs", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 71 (2014): 44–56.

[16] Moon, M., M. Park and K. Kim, "Evaluation of heat transfer performances of various rib shapes", *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, 71 (2014): 275–284.

[17] Kahrom, M., B. Zafarmand and A .Exier, "Heat Transfer Enhancement from a Flat Plate by Vortex Shedding Behind a Triangular Obstacle", *Amirkabir journal of Science & Research*, 41.2 (2010): 37-46.(In Persian)

[18] Ansari, M. and M. Bazargan, "Modeling of flat plate solar air heater with ribbed surface", *23rd Annual International Conference on Mechanical Engineering-ISME*, 2015.

[19] Bhagoria, J. L., J. S. Saini and S. C. Solanki, "Heat transfer coefficient and friction factor correlations for rectangular solar air heater duct having transverse wedge shaped rib roughness on the absorber plate", *Renew. Energy*, 25.3 (2002): 341–369.

[20] Aghaie, A. Z., A. B. Rahimi and A. Akbarzadeh, "A general optimized geometry of angled ribs for enhancing the thermo-hydraulic behavior of a solar air heater channel - A Taguchi approach", *Renewable Energy*, 83 (2015): 47-54.

[21] Taslim M. E., "Rib fin effects on the overall equivalent heat transfer coefficient in a rib-roughened cooling channel", *International Journal of Heat Exchangers*,4 (2005).

[22] Duffie, J. and W. Beckman, "*Solar engineering of thermal processes*", Wiley, 2013.

[23] Incropera, F. P. and DeWitt, "*Fundamentals of heat and mass transfer*", 5th Edition, New York: John Wiley, 2002.

[24] Han, J.C., "Heat transfer and friction in channels with two opposite rib-roughnened walls," *Trans. ASME Journal of Heat Transfer*, 106 (1984).

[25] American Society of Heating, *ASHREA Handbook fundamentals*, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 1997.

[26] web site of iran ministry of energy, 2015. <http://www.moe.gov.ir>.

www.SID.ir

Archive of SID

Robin Test Program for Liquid-Heating Flat-Plate Solar Collectors", *Solar Energy*, 22 (1979): 235.

[27] Streed, E. R., J. E. Hill, W. C. Thomas, A. G. Dawson, and B. D. Wood, "Results and Analysis of a Round

برای ارجاع به این مقاله از عبارت زیر استفاده کنید:

Please cite this article using:

M. Ansari and M. Bazargan, "Optimization of Heat transfer and Pressure Drop in a Solar Air Heater with Ribbed Surface", *Amirkabir J. Mech. Eng.*, 49(1) (2017) 137-146.

DOI: 10.22060/mej.2016.717

www.SID.ir