



مطالعه عملکرد حرارتی و هیدرولیکی مبدل گرمایی لوله - پره با نرم‌افزار Aspen B-JAC و تعیین مقدار بهینه دبی

پویا زندی: دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک تبدیل انرژی، دانشگاه کردستان، دانشکده فنی

مهندسی، گروه مکانیک

رونک دقیق: استادیار گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی مهندسی دانشگاه کردستان

دانشگاه کردستان، دانشکده فنی مهندسی، گروه مکانیک، صندوق پستی ۴۱۶

p.zandi@eng.uok.ac.ir

چکیده

مبدل‌های حرارتی لوله - پره، به دلیل وزن پایین، بازده حرارتی بالا در صنایع مختلفی از جمله؛ صنعت تبرید و تهویه مطبوع، خنک‌کن‌های میانی کمپرسورها، کاربردهای هواپیمایی و فضایی، استفاده گسترده دارند. در این پژوهش، سیستم ترکیبی گرمایش هوایی خورشیدی، با مبدل حرارتی لوله - پره در نظر گرفته شده، و هدف تعیین مقدار بهینه دبی جرمی سیال عامل و هوای عبوری از مبدل، با توجه به دماهای خروجی و افت فشار ایجاد شده می‌باشد. ترکیب حجمی ۷۰:۳۰ آب و پروپیلن گلیکول به عنوان سیال عامل، و هوا به عنوان سیال خنک کننده در مبدل حرارتی، مورد بررسی قرار گرفته است. از نرم‌افزار Aspen B-JAC جهت بررسی عملکرد مبدل حرارتی، استفاده شده است؛ دمای هوای سیال عامل و هوای عبوری از مبدل، به عنوان پارامترهای ثابت، و دبی جرمی سیال عامل و هوای عبوری از مبدل، به عنوان پارامترهای متغیر در مدل‌سازی با نرم‌افزار مدنظر بوده است. شرایط محیطی برای مدل‌سازی مبدل حرارتی، شهر سنندج (با ۱۴۵۰ متر ارتفاع از سطح دریا) است. نتایج نشان می‌دهد که، افت فشار سیال عامل و هوا، به صورت توانی افزایش یافته و دمای خروجی، از یک دبی خاص به بعد ثابت است، که این مقدار به عنوان دبی بهینه در نظر گرفته است. دبی بهینه سیال عامل و هوا به ترتیب ۰/۸ کیلوگرم بر ثانیه و ۰/۵ کیلوگرم بر ثانیه و دمای آن‌ها به ترتیب ۵۷/۳ و ۳۵/۳۷ درجه سانتیگراد به دست آمده است.

واژگان کلیدی: مبدل حرارتی لوله - پره، بهینه سازی دبی، مدل‌سازی با نرم‌افزار Aspen B-JAC



۱- مقدمه

مبدل‌های حرارتی عمدتاً با توجه به نوع اثر متقابل بین جریان سرد و گرم و یا بسته به کاربردشان طبقه‌بندی می‌شوند. مبدل حرارتی لوله‌ای پره‌دار، مبدل حرارتی پوسته و لوله، میکرو کانال‌ها و کانال‌های جریان مخالف، رآکتورها و مبدل‌های حرارتی چند عملکردی (multifunctional)، برخی از این نوع مبدل‌ها هستند.

مبدل‌های حرارتی لوله‌ای پره‌دار به دلیل وزن پایین، بازده حرارتی بالا و فشردگی؛ و مبدل‌های فشرده گرم، به عنوان مبادله‌های گرمای گاز - گاز یا مایع - گاز، به صورت وسیع در صنعت، استفاده می‌شوند؛ که از آن جمله می‌توان چگالنده‌ها و تبخیر کننده‌ها در صنعت تبرید و تهویه مطبوع، رادیاتورهای اتومبیل، خنک‌کن‌های میانی کمپرسورها، کاربردهای هواپیمایی و فضایی و صنایع تبدیل انرژی، استفاده می‌شوند.

مبدل‌های حرارتی فشرده، می‌توانند سطح انتقال حرارت را تا ۹۰٪ افزایش داده و میزان سطح انتقال حرارت در واحد حجم بالایی را فراهم کنند [1].

عملکرد حرارتی مبدل‌های حرارتی وابستگی زیادی به توپولوژی جریان هوا، جریان مایع درون لوله‌ها و توزیع دمایی جریان هوای مبدل دارد. هنگامی مبدل در یک فضای پیچیده هندسی مانند محفظه واقعی موتور خودروها قرار می‌گیرند، به طور پیوسته در معرض سرعت باد و توزیع دمایی غیر یکواخت قرار می‌گیرند. به همین دلیل در اغلب مبدل‌های حرارتی معمولاً یک عدد فن جریان محوری وظیفه خنک کاری و تأمین هوای موردنیاز مبدل را بر عهده دارد.

نحوه قرارگیری فن با مبدل حرارتی، به دوصورت جریان دمشی (Forced Draft fans) یا جریان مکشی (Induced Draft fans) می‌باشد. فن‌های جریان دمشی برای ایجاد فشار هوای مثبت در سیستم استفاده می‌شود؛ که مزیت این نوع سیستم، فن و تجهیزات محرک از قبیل موتور و پروانه، در معرض جریان هوای عبوری از روی مبدل قرار نگرفته و در زمان طولانی‌تر دچار خرابی خواهند شد. فن‌های جریان مکشی برای مکش و ایجاد فشار منفی در سیستم استفاده می‌شود؛ که مزیت آن، مصرف انرژی کمتر و در عین حال توزیع یکنواخت هوا در تمام نقاط مبدل می‌باشد.

بجان در سال ۱۹۷۸ افت حرارتی و فشاری را در کانال‌ها بررسی کرد. او دریافت که افت‌های حرارتی هنگامی که سطح تبادل حرارتی افزایش یابد، کاهش می‌یابند، در حالی که افت‌های فشاری زیاد می‌شوند [2].

در سال ۱۹۹۷ کو و یوان به بررسی عددی اثر توزیع دما بر عملکرد حرارتی مبدل حرارتی انتقال مستقیم (direct transfer type heat exchanger) با دو جریان گرم و یک جریان سرد پرداختند و نشان دادند که اثر درجه حرارت ورودی غیریکنواخت در مبدل حرارتی جریان متقاطع، موجب افزایش نرخ عملکرد حرارتی خواهد شد [3].

دودمان و همکاران به بهینه‌سازی طراحی مبدل‌های حرارتی هوا - خنک (ACHEs) از نظر اقتصادی، با استفاده از الگوریتم‌های GSA به منظور بررسی اثر پارامترهای طراحی و شناسایی پارامترهای غیر مؤثر، و از الگوریتم HS برای شناسایی پارامترهای تأثیرگذار، پرداختند. در یک مطالعه موردی خاص، نتایج به دست آمده از روش HS به دست آمده با نتایج الگوریتم ژنتیک (GA) مقایسه شد و نتایج نشان داد که الگوریتم HS در مقایسه با الگوریتم ژنتیک، در پیش‌بینی راه‌حل‌های بهینه عملکرد بهتری را دارد [4].

رائو و پاتل به بهینه‌سازی ترمودینامیکی مبدل حرارتی جریان متقاطع صفحه‌ای پره‌دار، با استفاده از الگوریتم PSO پرداختند. به حداقل رساندن آنتروپی تولیدی، کاهش حجم کل و کاهش هزینه سالانه مبدل به عنوان توابع هدف انتخاب و به صورت جداگانه حل شدند. نتایج به دست آمده با استفاده از این روش با سایر پژوهش‌های صورت گرفته با الگوریتم ژنتیک مقایسه و تایید شده است [5].



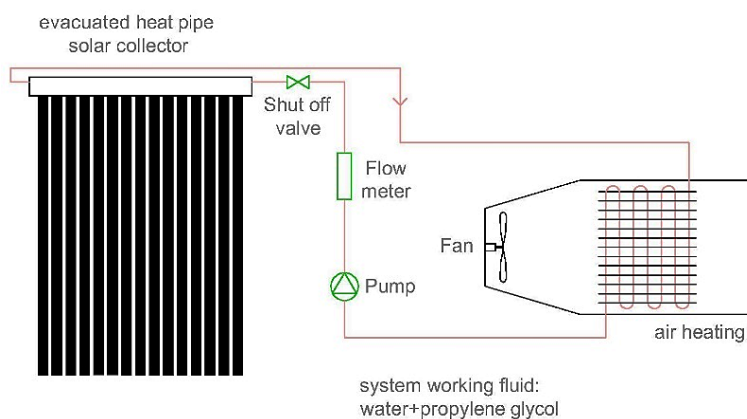
پایف و سالوادوری با توسعه یک مدل ریاضی ساده بر اساس اختلاف دمای متوسط لگاریتمی پرداخته، و عملکرد کندانسور هوایی بخار (ACSC)، تحت شرایط محیطی مختلف، را مورد بررسی قرار دادند. رابطه ریاضی توسعه داده شده، ارتباط بین دمای هوا، دبی حجمی هوا و پارامترهای اصلی عملکرد سیکل را بیان می‌کند. بررسی‌های انجام شده در تقاضای برق (electrical demand) نشان می‌دهد که افزایش واحدهای کندانسور هوایی بخار از ۶ به ۸ عدد، افزایش بهره‌وری را تضمین خواهد کرد [6].

لی و همکاران، از ساختار پره‌های موج در بهبود ظرفیت خنک‌کاری مبدل حرارتی لوله - پره استفاده کردند. آن‌ها با بررسی عددی انتقال حرارت و میزان افت فشار در سه هندسه مختلف فین در اعداد رینولدز مختلف، دریافتند که فین‌های موج در مقایسه با فین‌های مستقیم ضریب انتقال حرارت بهتری داشته اما میزان افت فشار در این نوع فین‌ها در مقایسه با فین‌های مستقیم، بیشتر است [7].

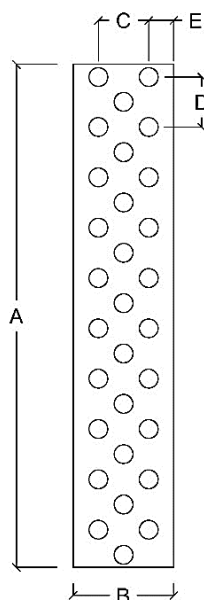
رامادان و همکاران، به تجزیه و تحلیل عددی، غیر یکنواختی توزیع درجه حرارت جریان هوا، و توزیع سرعت، در یک رادیاتور اتومبیل پرداختند. نتایج عددی به دست آمده به منظور بهینه‌سازی عملکرد حرارتی مبدل و توسعه یک رویکرد کنترل نوآورانه برای کنترل جریان هوای ورودی به مبدل حرارتی آب - هوا، استفاده شده است. مشاهده شد که غیر یکنواختی در درجه حرارت هوا می‌تواند، بسته به ساختار، افزایش یا کاهش ۵ درصدی عملکرد حرارتی یک مبدل حرارتی رخ دهد. علاوه بر این، کنترل درجه حرارت هوای غیر یکنواخت، می‌تواند مصرف سوخت و انتشار کربن دی‌اکسید را می‌تواند تا 0.97 Kg (Lit) و 3.17 Kg به ترتیب برای یک وسیله نقلیه که در طول روز، سه ساعت در حال کار است، کاهش دهد [8]. در این پژوهش، با مطالعه موردی یک مبدل حرارتی لوله - پره که تحت جریان هوا قرار دارد، سرعت بهینه جریان هوا و سیال داخل لوله‌های مبدل تعیین شده و عملکرد حرارتی و هیدرولیکی مبدل، با نرم‌افزار Aspen B-JAC مورد بررسی قرار گرفته است.

۲- سیستم مورد مطالعه

در مطالعه حاضر، همان‌طور که در شکل (۱) نشان داده شده است، برای مدل‌سازی مبدل، یک سیستم ترکیبی گرمایش هوایی خورشیدی در نظر گرفته شده است؛ که سیال ابتدا توسط کلکتور خورشیدی گرم شده سپس توسط پمپ به مبدل حرارتی لوله - پره که تحت جریان هوا قرار دارد، وارد می‌شود. سیستم فن در نظر گرفته شده از نوع جریان دمشی می‌باشد. در شکل (۲) آرایش لوله‌های مبدل حرارتی، و در جدول (۱) ابعاد مبدل حرارتی، نشان داده شده است. قطر لوله‌های مبدل 10 mm ، طول مبدل 400 mm است، فاصله و ضخامت پره‌های مبدل به ترتیب 2 mm و 0.2 mm می‌باشد؛ همچنین قطر فن 300 mm در نظر گرفته شده است.



شکل ۱ شماتیک سیستم مورد بررسی



شکل ۲ آرایش قرارگیری لوله‌های مبدل حرارتی

جدول ۱ ابعاد مبدل حرارتی

E	D	C	B	A	پارامتر
(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	
۱۲/۵	۲۵	۲۵	۵۰	۲۵۰	اندازه



سیال عامل که در مبدل حرارتی جریان دارد ترکیب حجمی ۷۰:۳۰ آب و پروپیلن گلیکول بوده و خواص ترموفیزیکی سیال، با دما متغیر در نظر گرفته شده است. در این جا با تغییر دبی جرمی جریان هوا و دبی جرمی سیال عامل داخل مبدل، عملکرد هیدرولیکی و حرارتی مبدل حرارتی بررسی شده و مقدار بهینه دبی به دست می‌آید. جهت مدل کردن مبدل حرارتی و بررسی آن از نرم‌افزار Aspen B-JAC استفاده شده است.

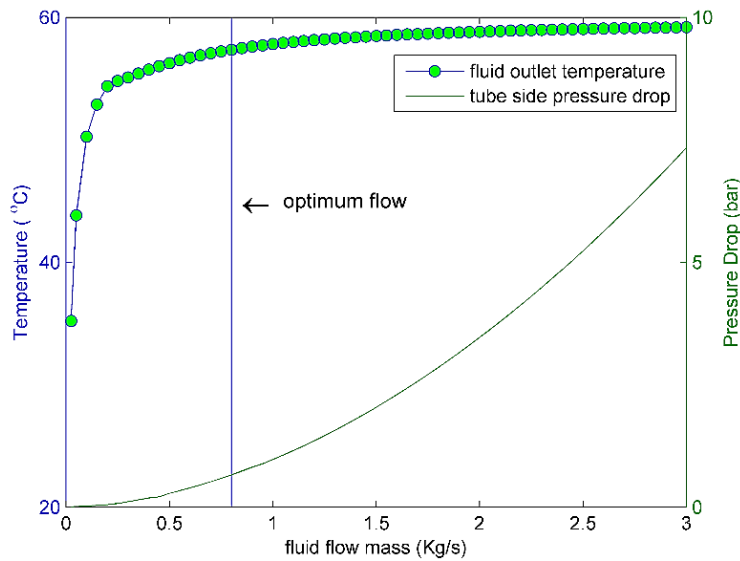
۳- روش تحلیل

در این تحقیق، ابتدا با ثابت نگه‌داشتن دبی جریان هوای عبوری از روی مبدل حرارتی و تغییر دبی سیال عامل، مقدار بهینه دبی تعیین می‌گردد؛ در مرحله بعد با ثابت نگه‌داشتن دبی سیال عامل در مقدار به دست آمده از مرحله قبل، دبی بهینه هوا تعیین می‌گردد.

با توجه به استفاده از کلکتور خورشیدی به‌عنوان منبع حرارتی جهت گرم کردن سیال؛ و طبق نتایج پژوهش صورت گرفته توسط دقیق و شفیعیان، متوسط دمای سیال خروجی از کلکتور گرمایی در فاصله ساعات ۱۵ تا ۱۷ حدود 60°C می‌باشد [9]؛ بر همین اساس دمای سیال ورودی به مبدل حرارتی جهت مدل‌سازی، 60°C در نظر می‌گیریم. شرایط محیطی مربوط به مبدل، برای شهر سنندج در ارتفاع 1450 m از سطح دریا و دمای هوای ورودی به مبدل، 20°C است. ابعاد و اندازه مبدل، آرایش و نوع فین، به‌عنوان پارامترهای ورودی جهت مدل‌سازی؛ و بازده، اختلاف دمای متوسط لگاریتمی، مجموع گرمای انتقال یافته از مبدل و تعیین مقدار بهینه دبی سیال عامل و هوا، به‌عنوان پارامترهای مورد بررسی جهت عملکرد مبدل، استفاده شده است.

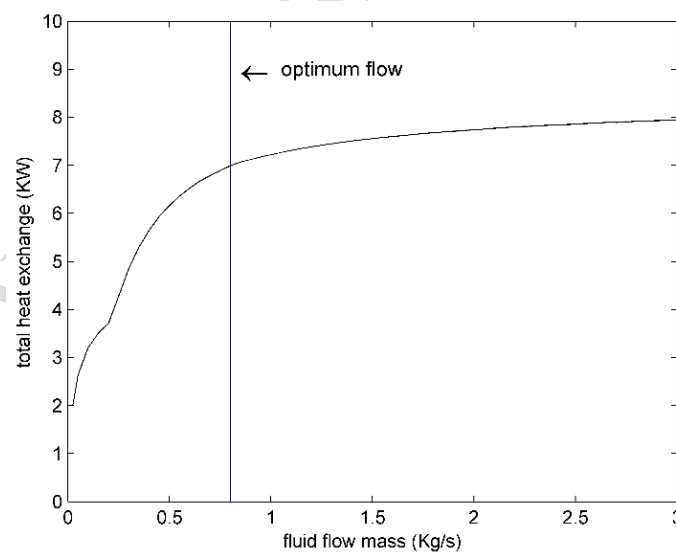
۴- نتایج

در مرحله اول شبیه‌سازی، با تغییر دبی سیال عامل، مقدار بهینه آن تعیین می‌گردد. همان‌طور که در شکل ۳ نشان داده شده است، دمای سیال عامل، با افزایش دبی، افزایش داشته و در یک مقدار ثابت می‌شود؛ از طرفی افزایش دبی، با افزایش افت‌های اصطکاکی در مبدل حرارتی همراه خواهد بود؛ مقدار بهینه دبی، با توجه به تغییرات دما و افت فشار، 0.18 kg/s و دما و افت فشار به ترتیب 57.3°C و 0.166 bar محاسبه شد.



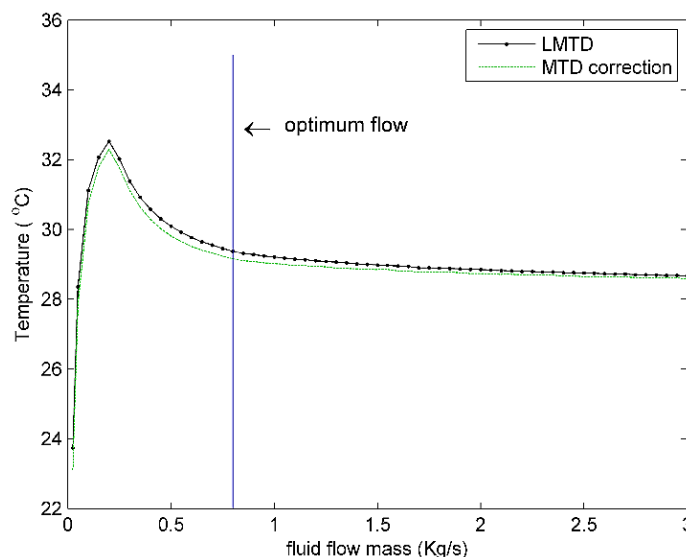
شکل ۳ تغییرات دمای خروجی و افت فشار سیال عامل با تغییر دبی سیال عامل

شکل ۴ حرارت کل انتقال یافته از مبدل را نشان می‌دهد؛ که با تغییرات دبی رابطه مستقیم دارد. با توجه به کاهش اختلاف دما در مبدل، حرارت انتقال یافته با افزایش دبی، در یک عدد ثابت می‌شود. حرارت کل انتقال یافته در دبی بهینه سیال عامل ۷ KW است.



شکل ۴ تغییرات حرارت کل انتقال یافته با تغییر دبی سیال عامل

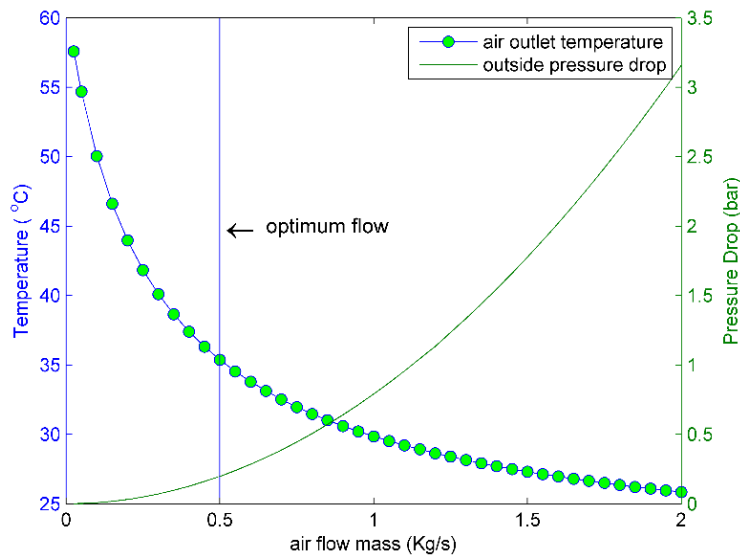
تغییرات اختلاف دمای متوسط و اختلاف دمای متوسط لگاریتمی با تغییرات دبی در مبدل، در شکل ۵ نشان داده شده است. تغییرات MTD و LMTD سیال عامل در مقدار بهینه دبی، به ترتیب $29/16^{\circ}\text{C}$ و $29/37^{\circ}\text{C}$ می‌باشد.



شکل ۵ تغییرات اختلاف دمای متوسط و اختلاف دمای متوسط لگاریتمی با تغییر دبی سیال عامل

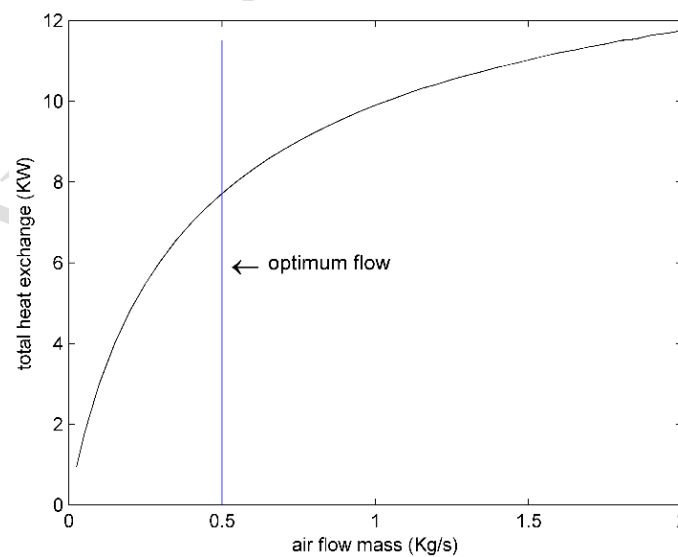
در مرحله بعد، دبی هوای عبوری از مبدل متغیر بوده و دبی سیال عامل ثابت و برابر $0/8 \text{ kg/s}$ است که در مرحله قبل به دست آمد. در این مرحله هدف تعیین مقدار بهینه دبی هوا است.

در شکل ۶ تغییرات دمای هوا با تغییر دبی هوا نشان داده شده است. با افزایش دبی دمای هوا کاهش یافته و افت فشار افزایش می‌یابد؛ بر این اساس مقدار بهینه دبی هوا $0/5 \text{ kg/s}$ به دست آمد. دمای خروجی هوا و افت فشار در دبی بهینه به ترتیب $35/37^{\circ}\text{C}$ و $0/2 \text{ bar}$ محاسبه شد.



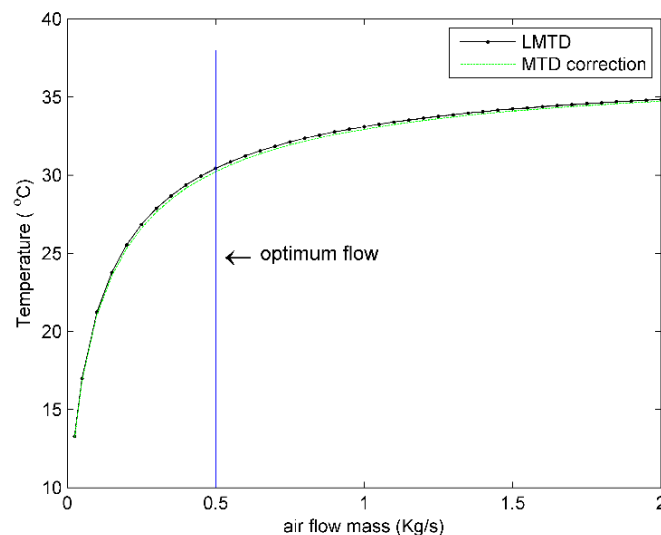
شکل ۶ تغییرات دمای خروجی و افت فشار هوای عبوری از مبدل با تغییر دبی هوا

تغییرات مجموع حرارت انتقال یافته از مبدل با تغییر دبی هوا در شکل ۷ نشان داده شده است، افزایش دبی، با افزایش حرارت انتقال یافته همراه بوده، به گونه‌ای که بیشترین انتقال حرارت ۱۱/۷ KW است. در مقدار بهینه دبی هوای محاسبه شده، حرارت انتقال یافته، ۷/۷ KW می‌باشد.



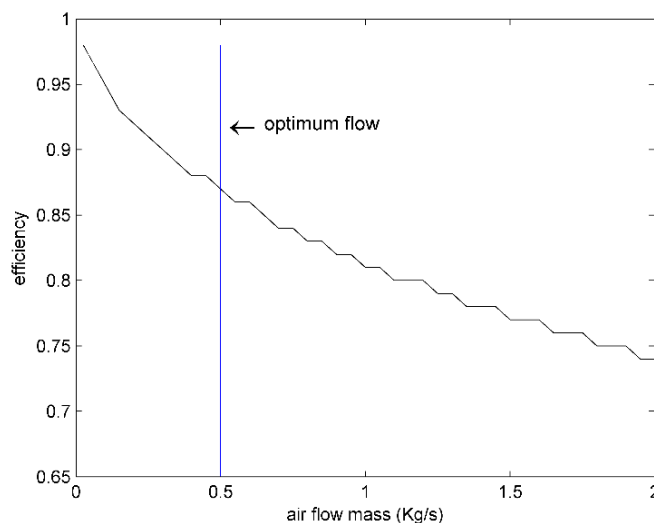
شکل ۷ تغییرات حرارت کل انتقال یافته با تغییر دبی هوا

شکل ۸ تغییرات MTD و LMTD هوای عبوری از روی مبدل را نشان می‌دهد. این پارامتر بیان‌گر نیروی محرکه حرارتی در انتقال حرارت از سیال عامل به هوای عبوری از روی مبدل می‌باشد. همان‌طور که در شکل‌های ۷ و ۸ مشاهده می‌شود، مقدار عددی بیشتر از این کمیت بیانگر انتقال گرمای بیشتر در داخل مبدل است. در مقدار بهینه دبی، MTD و LMTD به ترتیب $30/22^{\circ}\text{C}$ و $30/44^{\circ}\text{C}$ می‌باشد.



شکل ۸ تغییرات اختلاف دمای متوسط و اختلاف دمای متوسط لگاریتمی با تغییر دبی هوا

در شکل ۹ تغییرات بازده فین بر حسب تغییر دبی نشان داده شده است. با افزایش دبی جرمی هوا، سرعت جریان هوای عبوری از روی فین افزایش داشته و این امر موجب کاهش دمای فین خواهد شد؛ با توجه به رابطه مستقیم بازده با دمای فین، بازده با افزایش دبی هوا کاهش می‌یابد. بیشترین بازده فین حدود $0/98$ و بازده در مقدار بهینه دبی هوا، $0/87$ است.



شکل ۹ تغییرات بازده فین با تغییر دبی هوا

۵- بحث و نتیجه‌گیری

در این پژوهش سیستم ترکیبی گرمایش هوایی خورشیدی با کلکتور لوله گرمایی تحت خلأ، با نرم‌افزار Aspen B-JAC مورد بررسی قرار گرفت. در مرحله اول با تغییر دادن دبی سیال عامل در مبدل به بررسی عملکرد مبدل پرداخته سپس مقدار بهینه دبی آن تعیین گردید. در مرحله دوم با تغییر دبی هوای عبوری از روی مبدل و بررسی تغییرات دما، انتقال حرارت و بازده فین، عملکرد مبدل حرارتی مورد بررسی قرار گرفته و مقدار بهینه دبی هوا تعیین گردید. در پایان، نتایج به‌دست آمده به صورت زیر دسته‌بندی می‌شوند:

- دبی بهینه سیال عامل و هوای عبوری از روی مبدل به ترتیب 0.18 kg/s و 0.15 kg/s است.
- با افزایش دبی سیال عامل، با توجه به برقراری تعادل گرمایی در فین و هوای عبوری از مبدل، دمای خروجی سیال ثابت می‌شود؛ اما افت فشار سیال عامل در لوله‌های مبدل به صورت توانی افزایش می‌یابد.
- دمای هوای خروجی از مبدل با افزایش دبی هوا، کاهش و افت فشار هوای عبوری از مبدل، افزایش می‌یابد.
- اختلاف دمای متوسط لگاریتمی (LMTD)، با افزایش دبی سیال عامل و هوای عبوری از مبدل، به ترتیب در $28/5^\circ\text{C}$ و $34/5^\circ\text{C}$ ثابت می‌شود.
- با افزایش دبی جرمی هوای عبوری از مبدل، سرعت جریان هوای عبوری از روی فین افزایش داشته و این امر موجب کاهش دما و به تبع آن بازده فین خواهد شد.

مرجع



- [1] S. Ferouillat, P. Tochon, C. Garnier, H. Peerhossaini, (2006), "Intensification of heat transfer and mixing in multifunctional heat exchangers by artificially generated stream wise vorticity". *Applied Thermal Engineering*, vol 26, pp. 1820–1829.
- [2] A. Bejan, (1978) "General Criterion for Rating Heat-Exchanger Performance", *International Journal Heat Mass Transfer*, Vol 21, pp. 655-658.
- [3] H.S. Kou, P. Yuan, (1997), "Thermal performance of cross flow heat exchanger with nonuniform inlet temperatures", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol 24, pp. 357–370.
- [4] A.R. Doodman, M. Fesanghary, R. Hosseini, (2009), "A robust stochastic approach for design optimization of air cooled heat exchangers", *Applied Energy*, vol 86, pp. 1240-1245.
- [5] R.V. Rao, V.K. Patel, (2010), "Thermodynamic optimization of cross flow plate fin heat exchanger using a Particle swarm optimization algorithm", *International Journal Thermal Science*, Vol 49, pp. 1712-1721.
- [6] M. Pieve, G. Salvadori, (2011), "Performance of an air-cooled steam condenser for a waste-to-energy plant over its whole operating range", *Energy Conversion Management*, vol 52(4), pp. 1908-1913.
- [7] L. Li, X. Du, L. Yang, Y. Xu, Y. Yang, (2013), "Numerical simulation on flow and heat transfer of fin structure in air-cooled heat exchanger", *Applied Thermal Engineering*, vol 59, pp. 77-86
- [8] M. Ramadan, M. Khaled, H.E. Hage, F. Harambat, H. Peerhossaini, (2016), "Effect of air temperature non uniformity on water–air heat exchanger thermal performance – Toward innovative control approach for energy consumption reduction", *Applied Energy*, vol 173, pp. 481–493.
- [9] R. Daghigh, A. Shafieian, (2016), "Theoretical and experimental analysis of thermal performance of a solar water heating system with evacuated tube heat pipe collector", *Applied Thermal Engineering*, vol 103, pp. 1219–1227

www.Mobadel.ir