



بررسی و تحلیل بهره وری انرژی برای سیستم های تهویه با استفاده از مبدل حرارتی

آنوش اعظم طارمی

کارشناسی ارشد مکانیک گرایش طراحی کاربردی دانشگاه آزاد اسلامی واحد ارسنجان

۱. چکیده

این مقاله به بررسی مبدل حرارتی هوا-آب با پره های طولی در امتداد جهت جریان هوا می پردازد که ابزار مناسبی برای کاهش افت فشار در سیستم های تهویه مکانیکی در مقایسه با کوئل های گرمایشی مرسوم هستند.

بدین منظور، محاسبات تئوری با در نظر گرفتن افت فشار و انتقال حرارت انجام گرفته و نتایج حاصل با اندازه گیری ها مقایسه می شوند. نتایج حاکی از آن بود که مبدل حرارتی پره ای طولی با ۳۰ پره که به صورت شعاعی قرار گرفته و با طول کلی ۸۳۰ میلی متر، جریان گرما را همانند یک کوئل گرمایشی مرسوم منتقل می کند (۱۲۵ Φ). افت فشار تنها حدود ۶۰-۷۰ درصد است؛ بنابراین می توان به کاهش ۳۰-۴۰ درصدی دست یافت. علاوه بر این انتظار می رود که مبدل حرارتی پره ای طولی به دلیل وجود انتقال حرارت جریان-ناهمسو^۱ برای سیستم های گرمایشی دما پایین مناسب تر باشد. عیب اصلی این مبدل ها طول بیشتر آن هاست. با قرار دادن این مبدل در یک مجرای خاموش کننده^۲ می توان این عیب را جبران کرد و بنابراین بازدهی انرژی سیستم تهویه مکانیکی را افزایش داد.

کلیدواژه ها: مبدل حرارتی؛ سیستم تهویه مکانیکی؛ کاهش افت فشار، سیستم گرمایشی؛ مجرای خاموش کننده.

¹ Counter Current

² duct silencer

۲. مقدمه

در سیستم‌های تهویه‌ی مکانیکی امروزی، کویل‌های گرمایشی/سرمایشی شامل لوله‌هایی هستند که در آن‌ها آب گرمایشی/سرمایشی مرتباً در جهت عمود بر جریان هوا گردش دارد (شکل ۱ را ببینید). این لوله‌ها به پره‌هایی مجهز می‌شوند تا سطح انتقال حرارت و بنابراین جریان گرما افزایش یابد. در شکل ۱، پره‌ها در یک ردیف قرار گرفته‌اند. این مورد یک مبدل حرارتی جریان متقاطع^۳ را ارائه می‌دهد. در موارد دارای چند لایه لوله بسته به سیم‌کشی هیدرولیکی، مبدل حرارتی جریان متقاطع اتفاق می‌افتد.



شکل ۱. کویل گرمایشی WHR 125

مزیت این نوع کویل گرمایشی، نیاز به فضای کم بوده و به همین دلیل است که این تکنولوژی کاربردهای فراوان پیدا کرده است. با این وجود یکی از معایب آن، دوره‌های زمانی کوتاه برای انتقال حرارت است. برای سرعت جریان هوای 2 m/s و طول پرهی 4 cm ، هوا تنها برای 0.2 ثانیه با سطح گرمایشی در تماس است. بنابراین به دانسیته‌ی بالای پره‌ها و اختلاف دمای زیاد نیاز است. این امر منجر به افت فشار زیاد در سمت هوا و دمای بالای سیستم در سمت آب گرمایشی منجر می‌شود. دمای زیاد آب گرمایشی که در کویل‌های گرمایشی متداول مورد نیاز است برای سیستم‌های گرمایشی دمای پایین مدرن مناسب نیست. بعنوان مثال برای رسیدن به بازدهی انرژی بالا، بویلرهای کمپرسور به آب گرمایشی حدود 55 درجه سانتیگراد / 40 درجه سانتیگراد (رایاتورها) و پمپ‌های گرمایشی به آب گرمایشی حدود 35 درجه سانتیگراد / 28 درجه سانتیگراد (گرمایش کف) نیاز دارند. کویل‌های گرمایشی مرسوم امروزی نیازمند آب گرمایشی دمای بالا در محدوده‌ی $80-60$ درجه سانتیگراد هستند. با این وجود بالاترین دمای مورد نیاز، تعیین‌کننده‌ی دمای آب گرمایشی است که توسط ژنراتور گرما فراهم می‌شود.

۳. هدف



این مقاله یک مبدل حرارتی با پره‌های طولی را تحلیل می‌کند (شکل ۲ و ۳). پره‌ها (۵) در یک مجرای هوا (۲) یا یک مجرای خاموش‌کننده (۶) چیده می‌شوند و موازی با جهت جریان هوا (۱) کار می‌کنند. بدین ترتیب آب گرمایشی می‌تواند درون لوله‌ی گرمایشی (۴) در جهت مخالف جریان هوا (۳) حرکت کرده و بنابراین یک مبدل حرارتی جریان ناهمسو ایجاد نماید. اصل جریان ناهمسو دارای مزیت آب گرمایشی دمای پایین بوده و بنابراین مطابقت بهتری با سیستم‌های گرمایشی دمای پایین دارد.

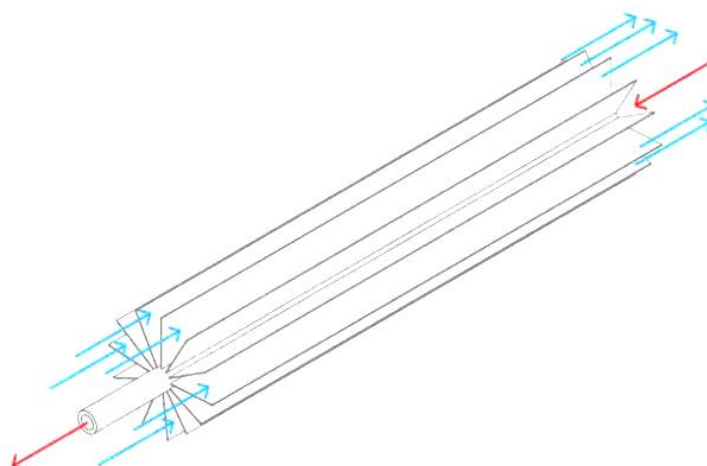
علاوه بر این گمان می‌رود که تحت شرایط هدایت حرارت یکسان، افت فشار در سمت هوا کمتر باشد زیرا پره‌ها از هم جداتر هستند. بنابراین مبدل حرارتی پره‌ای طولی از نظر بازدهی در سمت هوا (افت فشار کمتر) و سمت آب (پمپ‌های گرمای دمای پایین یا بویلرهای کمپرسور قابل کاربرد) دارای مزیت است. با این وجود احتمالاً بهینه‌سازی همزمان این دو مزیت امکان‌پذیر نخواهد بود و باید مصالحه‌ای بین آنان صورت گیرد.

مزایای گرمایش هوا برای سرمایش هوا نیز وجود دارد. در اینجا دمای بالاتر آب سرمایشی منجر به عملکرد موثرتر از طریق استفاده‌ی بیشتر از سرمایش آزاد یا بازدهی بالاتر ماشین سرمایش می‌شود.

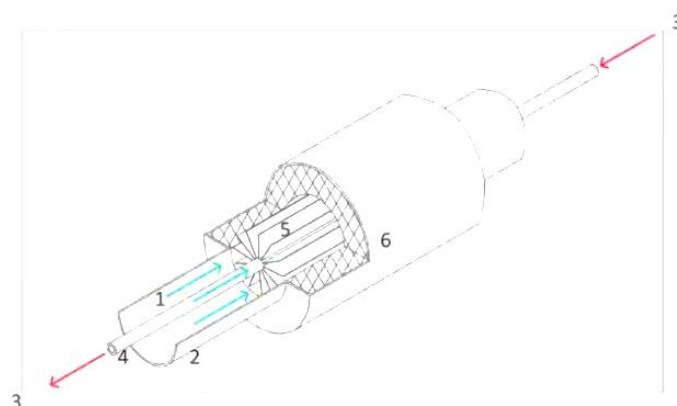
یکی از معایب مبدل حرارتی پره‌ای طولی، افزایش طول کلی آن است؛ این موضوع در سیستم‌های تهویه‌ی مکانیکی تاکنون شناخته نشده است.

برای جبران عیب افزایش طول کلی می‌توان مبدل حرارتی را در حجم‌هایی نظیر مجرای خاموش‌کننده قرار داد (شکل ۳ و ۱۱ را ببینید). این راهکار برای سیستم‌های تهویه‌ی کوچکتر نظیر ساختمان‌های مسکونی یا کویل‌های گرمایشی مرکزی در تجهیزات RLT بزرگتر ساختمان‌های غیرمسکونی مناسب است. سنجش‌های صوتی اولیه نشان می‌دهند که پره‌های طولی سبب بدتر شدن افت جایگذاری^۴ مجرای خاموش‌کننده نمی‌شود بلکه آن را کمی بهبود می‌بخشد. جایگذاری در یک مجرای مستطیلی در شکل ۴ نشان داده شده است.

⁴ insertion loss

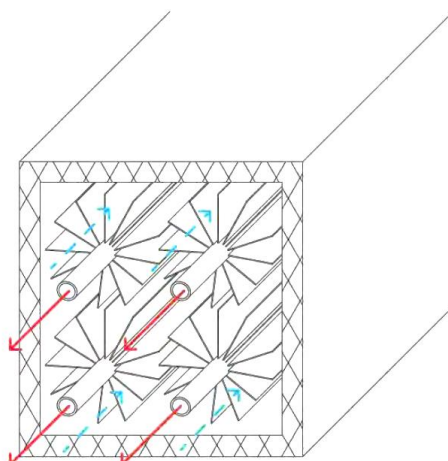


شکل ۲. مبدل حرارتی پره‌ای طولی با پره‌های شعاعی

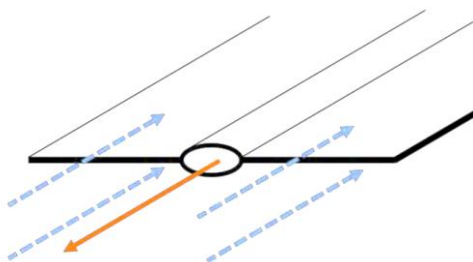


شکل ۳. مبدل حرارتی پره‌ای طولی که در یک مجرای خاموش کننده جایگذاری شده است

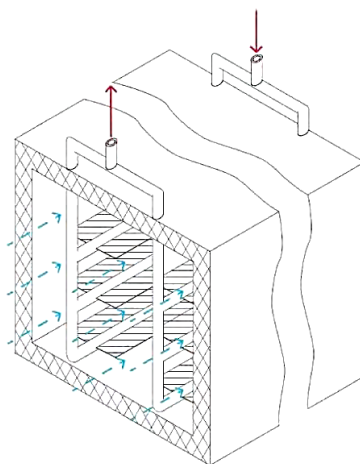
البته می‌توان پره‌ها را در کنار یکدیگر به صورت پهلوه‌پهلوه قرار داد (شکل ۵) و سپس درون یک مجرای خاموش کننده‌ی مستطیلی (شکل ۶) یا میراگر طبقه‌ای (شکل ۸) جایگذاری کرد. برای بهبود انتقال حرارت می‌توان پره‌ها را به صورت مارپیچ مرتب کرد و ناپیوستگی‌هایی بین آنان ایجاد نمود.



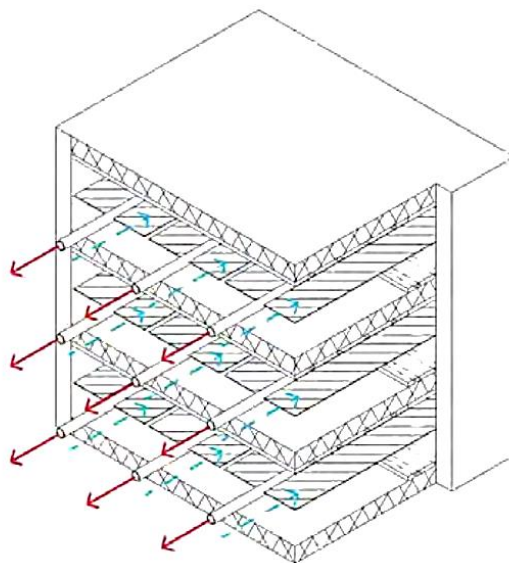
شکل ۴. مجرای خاموش کننده‌ی مستطیلی با پره‌های شعاعی



شکل ۵. مبدل حرارتی پره‌ای طولی با پره‌های مجاور



شکل ۶. مجرای میراگر صوت با پره‌های مجاور (پهلوی به پهلوی)



شکل ۸. میراگر طبقه‌ای با پره‌های مجاور (پهلوی به پهلوی)

۴. مروری بر منابع

شکل مبدل حرارتی پره‌ای طولی که درون مجرای خاموش‌کننده جایگذاری شده به صورت زیر که مربوط به یک مبدل حرارتی دو لوله‌ای است بررسی گردید. برای این نوع مبدل حرارتی مطالعات جامعی از نظر محاسبه‌ی انتقال حرارت و افت فشار و همچنین بهینه‌سازی انتقال حرارت وجود دارد. روش انجام محاسبات در سمت هوا برای یک مبدل حرارتی آب-هوا با پره‌های طولی را می‌توان در مراجع [۲-۵] پیدا کرد. معادلات مربوط به محاسبه عدد ناسلت و فاکتور اصطکاک مبدل حرارتی دو لوله‌ای ساده مورد استفاده قرار گرفته و تأثیر پره‌های طولی با استفاده از قطر معادل اصلاح‌شده و بازدهی پره در نظر گرفته می‌شود. با اینحال مرجع [۲] روی جریان متلاطم (آشفته) متمرکز می‌شود و تلاش می‌کند عدد ناسلت و فاکتور اصطکاک را برای جریان گذرا بررسی نماید. در مرجع [۴] اندازه‌گیری‌ها با استفاده از مبدل‌های حرارتی دو لوله‌ای پره‌ای طولی از جنس برنج انجام می‌شود و معادلات برای عدد ناسلت و فاکتور اصطکاک به دست می‌آیند. با این وجود این معادلات تنها برای جریان آشفته معتبر هستند. مرجع [۵] با ارزیابی ۲۲ منبع، معادلات را برای عدد ناسلت و فاکتور اصطکاک توصیف می‌کند. وی بر این اساس رویکردهایی را برای جریان لایه‌ای^۵، گذرا و آشفته به دست می‌آورد. مرجع [۵] برای تعیین عدد ناسلت، نتایج خود را بر مبنای مراجع [۶-۷] پایه‌گذاری می‌کند. در مرجع [۷] منابع

⁵ Laminar



مختلف در چارچوب دید تازه‌ای از مرجع [۸] ارزیابی می‌شوند و معادله‌ای توسعه داده می‌شود که هم جریان گذرا و هم جریان آشفته را در بر می‌گیرد.

مطالعات مختلفی به بهینه‌سازی مبدل حرارتی مخصوصا از حیث انتقال حرارت پرداخته‌اند. مرجع [۹] پره‌های آلومینیومی با سطح-مقطع ستاره‌ای شکل را به لوله‌ی داخلی یک مبدل حرارتی آب-آب افزود. انتقال حرارت ۵۱-۱۲ درصد افزایش یافت درحالی‌ه افت فشار ۴۰۰-۲۹۰ درصد بیشتر شد. مرجع [۱۰] تلاش می‌کند با افزودن پروانه‌های چرخان آزاد، لایه‌ی مرزی را تخریب کرده و انتقال حرارت در لوله‌ی داخلی با هوا را بهبود بخشد. انتقال حرارت حدود ۲۵۰ درصد بهتر شد اما افت فشار بسته به عدد رینولد و تعداد پروانه‌ها ۵۰۰ تا ۱۰۰۰ درصد افزایش یافت.

شکل و ارتفاع بهینه‌ی پره‌های طولی در مرجع [۵] مورد بررسی قرار گرفته است. در مرجع [۱۱] A. E. Bergles تأثیر سطح زبر و ساختاریافته و پره‌های منقطع، برش‌خورده و/یا پیچانده‌شده را نشان می‌دهد. براساس این تحقیق، رفرنس [۱۲] چنین نتیجه‌گیری می‌کند که انقطاع پره‌ها بهترین راه‌حل برای بهبود عملکرد اصطکاک انتقال حرارت در جریان لایه‌ای و گذرا است. در جریان‌های آشفته تأثیر کوچکی مشاهده می‌شود.

تحقیقات جدید از شبیه‌سازی‌های CFD برای محاسبه‌ی انتقال حرارت و افت فشار استفاده می‌کنند. مرجع [۱۳] مبدل حرارتی با پره‌های شعاعی را براساس یک شبیه‌سازی عددی سه‌بعدی بهینه‌سازی می‌کند. مرجع [۱۴] به ساختارهای سطحی دندانه‌دار^۶ در ژنراتورهای گرما پرداخته و با استفاده از شبیه‌سازی‌های عددی مستقیم و طراحی آزمون، رابطه‌ی عدد ناسلت و فاکتور اصطکاک با عدد رینولدز را توسعه و بهبود می‌بخشد.

کاربردهای متعددی برای مبدل حرارتی طولی در سیستم‌های تهویه‌ی مکانیکی وجود دارد. مبدل‌های حرارتی طولی علاوه بر گرمایش یا سرمایش هوای خروجی می‌توانند بازدهی یک سیستم بازیابی گرمای در گردش را نیز بهبود بخشند. این سیستم‌ها حاوی دو مبدل حرارتی هوا-آب و یک مدار آب ثانویه با یک پمپ هستند که آب را از جریان‌های سرد به گرم و بالعکس منتقل می‌کند. یکی از مزایای این سیستم آن است که می‌توان بازیابی گرما را محقق ساخت حتی اگر دو جریان‌ها جدا از یکدیگر باشند. علاوه بر این، دو جریان هوا بشدت جدا می‌مانند که در مورد آلودگی حائز اهمیت است. رویکردهای نوین به جای مدار آب ثانویه از پمپ‌های گرما یا لوله‌های گرما استفاده می‌کنند. لوله‌های گرما در سال ۱۹۴۲ اختراع شده و برای اولین بار در سال ۱۹۶۳ در تکنولوژی فضا مورد استفاده قرار گرفتند. در طی سال‌های گذشته، لوله‌های گرما محبوب‌تر و محبوب‌تر شدند. مرجع [۱۹] مروری بر منابع را ارائه می‌دهد. از کاربردهای لوله‌های گرما می‌توان به فرآیندهای بازیابی گرما، گرمایش و سرمایش صنعتی، مجموعه‌های گرمایش خورشیدی و

^۶ dimpled

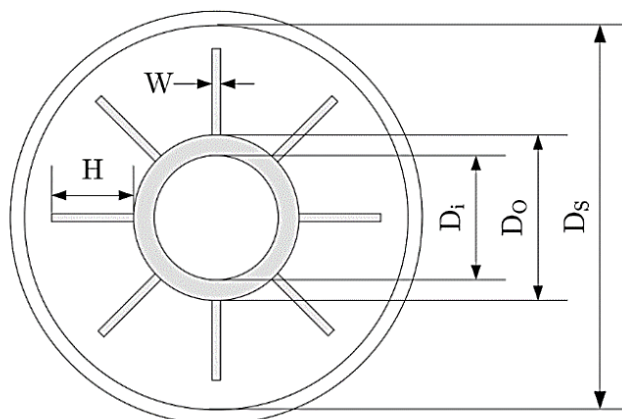


مجموعه‌های الکتریکی PV/T اشاره کرد. استفاده از لوله‌های گرما برای بازیابی گرما در سیستم‌های تهویه‌ی مکانیکی به عنوان مثال در مرجع [۲۰] نشان داده شده است. مرجع [۲۱] به بررسی لوله‌های گرمای ترموسیفون در واحد تهویه‌ی هوا می‌پردازد. برای تعیین مقاومت گرمایی و بازدهی بازیابی گرما از آزمایش‌های تجربی استفاده شد؛ این آزمون‌ها با تغییر مقدار گرما و زاویه‌ی لوله‌های گرما انجام شد. براساس این روابط ریاضی، یک مدل علمکرد توسعه داده شد. مرجع [۲۲] بازدهی یک سیستم بازیابی گرما را با استفاده از دو سیستم لوله‌ی گرما و شرایط عملیاتی مختلف برای تابستان و زمستان مطالعه می‌کند. با استفاده از سیستم فوق در مقایسه با سیستم‌های لوله‌ی گرمای مرسوم می‌توان مصرف انرژی را تا ۲/۵ درصد در تابستان و ۲۲/۱ درصد در زمستان کاهش داد.

تا به امروز، لوله‌های گرما را به صورت عمود بر جریان هوا قرار می‌دهند و با پره‌های شعاعی تجهیز می‌کنند. بررسی اینکه "آیا مبدل حرارتی پره‌ای طولی که در این مقاله توصیف شده قادر به بهبود بازدهی لوله‌های گرما است" می‌تواند تحقیق ارزشمندی باشد.

۵. جریان گرما و افت فشار محاسبه‌شده

تحلیل‌های زیر منحصر برای پره‌های شعاعی و جایگذاری در یک مجرای خاموش‌کننده (شکل ۳ را ببینید) است. برای ارزیابی تیئوریک مزیت مبدل حرارتی پره‌ای طولی، محاسباتی ارائه می‌شود که از روش‌های مبدل‌های حرارتی دو لوله‌ای پره‌ای طولی پیروی می‌کنند. براساس تحلیل‌های فصل ۴ از روش‌ها و معادلات مرجع [۵] برای محاسبه جریان گرما \dot{Q} و افت فشار در سمت هوا Δp_a استفاده می‌شود. این مرجع تمام انواع جریان (لایه‌ای، گذرا و آشفته) را تحت پوشش قرار داده و براساس نتایج مطالعات مختلف است. محاسبات در بخش زیر مطرح می‌شوند؛ برای جزئیات بیشتر و سایر معادلات استفاده‌شده، خوانندگان را مرجع [۲۳] یا مقالات مرتبط دیگر ارجاع می‌دهیم. در شکل ۹ اندازه‌گیری‌های گرافیکی برای یک مبدل حرارتی پره‌ای طولی در یک مجرای هوا ارائه شده است.



شکل ۹. بعدگذاری مبدل حرارتی پره‌ای طولی در مجرای هوا

جریان گرمای انتقالی براساس مرجع [۵] به صورت زیر محاسبه می‌شود:



$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \overline{\Delta T_{log}} \quad Eq. 1$$

در رابطه فوق:

\dot{Q} بر حسب W : جریان گرمای آب-هوا

U بر حسب W/(m²K) : ضریب انتقال حرارت کلی آب-هوا

A بر حسب m² : سطح انتقال حرارت در وجه هوا

$\overline{\Delta T_{log}}$ بر حسب K : اختلاف دمای لگاریتمی آب-هوا

اختلاف دماهای لگاریتمی در مواجهه با تغییر غیرخطی دما از طریق طول مبدل حرارتی اتفاق می افتد. داده های مربوط به ماده و سیال در دمای میانگین بین ورودی و خروجی تعریف می شوند. این ساده سازی برای توسعه ی مفهوم قابل قبول است. عدم قطعیت کمتر از ۳ درصد است. در صورت لزوم می توان در آینده شبیه سازی کرد.

ضریب انتقال حرارت کلی U براساس مرجع [۵] به صورت زیر محاسبه می شود:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\eta_t \alpha_a} + \left(\frac{1}{\alpha_w} + \frac{D_o \cdot \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2 \cdot \lambda_{wall}} \right) \cdot \frac{A}{\pi \cdot D_o \cdot L}} \quad Eq. 2$$

در رابطه فوق:

η_t ؛ بدون واحد: بازدهی کلی انتقال حرارت (لوله + پره ها)

α_a بر حسب W/(m²K) : ضریب انتقال حرارت وجه هوا

α_w بر حسب W/(m²K) : ضریب انتقال حرارت در وجه آب

λ_{wall} بر حسب W/(mK) : هدایت حرارتی لوله ی آب و پره ها

L بر حسب m : طول لوله ی آب پره دار



بازدهی کل η_t (لوله + پره) برای بخشی از سطح پره‌ها و کاهش دمای ناشی از ارتفاع پره در مقایسه با کاهش دمای ناشی از لوله‌ی آب محاسبه می‌شود. این پارامتر براساس مراجع [۵] و [۸] به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\eta_t = 1 - \frac{A_f}{A} \cdot (1 - \eta_f) \quad \text{Eq. 3}$$

در رابطه فوق:

$$\eta_f = \frac{\tanh(m \cdot H)}{m \cdot H} \quad \text{Eq. 4}$$

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_a}{\lambda_{wall} \cdot W}} \quad \text{Eq. 5}$$

A_f برحسب m^2 : مساحت سطح پره‌های متصل شده

η_f : بدون واحد: بازدهی پره‌ها

ضرایب انتقال حرارت α_a و α_w از عدد ناسلت ویژه Nu محاسبه می‌شوند.

$$Nu = \frac{\alpha D_e}{\lambda} \quad \text{Eq. 6}$$

$$\alpha = Nu \frac{\lambda}{D_e} \quad \text{Eq. 7}$$

در رابطه فوق:

λ برحسب W/(mK): هدایت حرارتی

D_e برحسب m^2 : قطر معادل



عدد ناسلت معمولاً براساس نوع جریان یعنی لایه‌ای، گذرا و آشفته متفاوت است. در مرجع [۵] برای محاسبات در وجه هوا از مراجع [۶] و [۷] استفاده شده است. عدد ناسلت وجه آب مطابق مرجع [۸] محاسبه می‌شود. معادلات نشان داده نشده‌اند زیرا این امر فراتر از چشم‌انداز این مقاله بوده و در مراجع اشاره شده در این مقاله قابل دسترسی هستند.

افت فشار برای سمتی که با هوا مواجه است براساس مراجع [۵]، [۷] و [۸] محاسبه می‌شود. افت فشار کل Δp_a شامل چندین بخش است:

$$\Delta p_a = \Delta p_f + \Delta p_{f,ins} + \Delta p_{ins} \quad \text{Eq. 8}$$

$$\Delta p_a = \frac{\rho_a}{2} v_a^2 \left(4 f_f \frac{L}{D_h} + \zeta_{f,ins} + \zeta_{ins} \right) \quad \text{Eq. 9}$$

Δp_a برحسب Pa: افت فشار کلی در سمت مواجه با هوا

Δp_f برحسب Pa: افت فشار لوله‌ی پره‌دار و سطح داخلی مجرا

$\Delta p_{f,ins}$ برحسب Pa: افت فشار ناشی از جریان در برابر وجه پره مجاور

Δp_{ins} برحسب Pa: افت فشار ایجاد شده در لوله‌ها که به جریان آب اجازه ورود و خروج می‌دهد

ρ_a برحسب kg/m^3 : دانسیته هوا (وابسته به دما)

v_a برحسب m/s: سرعت جریان هوا

f_f : بدون واحد: فاکتور اصطکاک لوله‌ی پره‌دار و سطح داخلی مجرا

$\zeta_{f,ins}$: بدون واحد: مجموع ضرایب مقاومت برای جریان برخوردی به وجه پره‌ی مجاور

ζ_{ins} : بدون واحد: مجموع ضرایب مقاومت برای سازه در لوله‌ها که منجر به ورود و خروج جریان آب می‌شود

ضرایب مقاومت $\zeta_{f,ins}$ و ζ_{ins} از جداول و دیاگرام‌هایی مانند مرجع [۱۶] به دست می‌آیند. فاکتور اصطکاک f_f لوله‌ی پره‌دار براساس مرجع [۷] برای لوله‌های هموار هیدرولیک به صورت زیر محاسبه می‌شود:

• برای جریان لایه‌ای با $Re_p < 4000$:



$$f_f = \frac{16}{Re_p} \quad Eq. 10$$

• برای جریان گذرا با $4000 \leq Re_p \leq 10^5$:

$$f_f = \frac{0.079}{Re_p^{0.25}} \quad Eq. 11$$

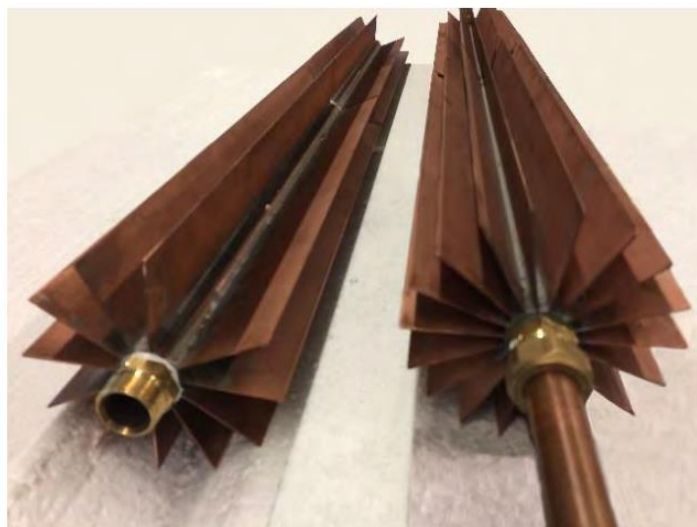
باید به یاد داشت که عدد رینولدز Re_p با استفاده از یک قطر معادل متفاوت محاسبه می گردد که از آن برای محاسبات انتقال حرارت نیز استفاده می شود زیرا سطح داخلی مجرا در نظر گرفته می شود.

۶. جریان گرما و افت فشار اندازه گیری شده

به منظور چک کردن محاسبات، جریان گرما و افت فشار اندازه گیری شد. با توجه به امکانات تولیدی موجود حداکثر ۱۸ پره را می توان روی لوله ی مسی لچیم کاری کرد. به همین دلیل دو نمونه ی اولیه با ۱۲ و ۱۸ پره تولید شده و مورد آزمایش قرار گرفت (شکل ۱۰). مبدل های حرارتی پره ای طولی درون یک مجرای خاموش کننده با طول ۹۰ سانتی متر و قطر DN 125 قرار داده شدند (شکل ۱۱). بنابراین طول نمونه های اولیه ۸۳/۵ سانتی متر در نظر گرفته شد. به دلیل محدودیت های تولید، هر نمونه متشکل از دو بخش است که به یکدیگر پیچ شده اند. پره های هر دو بخش در یک راستا قرار دارند. مهم ترین داده های هندسی برای مبدل های حرارتی مورد بررسی در جدول ۱ نشان داده شده است. از آنجایی که پره ها از جنس مس هستند ارتفاع آن ها را می توان ۴۲ میلی متر انتخاب کرد. بدین طریق پره ها تقریباً سطح داخلی مجرای خاموش کننده را لمس می کنند. بازدهی کلی لوله ی پره دار η_t همچنان بین ۹۵-۹۰ درصد است.

افت فشار و جریان گرمای یک کویل گرمایشی مرسوم به عنوان یک سیستم مرجع اندازه گیری می شود (شکل ۱ را ببینید).

مقادیر گزارش شده در جدول ۱ در مجموعه ی آزمایشگاهی شکل ۱۲ اندازه گیری شده است.



شکل ۱۰. نمونه‌های اولیه‌ی تست‌شده با ۱۲ (چپ) و ۱۸ (راست) پره



شکل ۱۱. نمونه‌ی اولیه‌ی جایگذاری شده در مجرای خاموش‌کننده

جدول ۱. داده‌های هندسی هر دو نمونه‌ی اولیه‌ی مبدل حرارتی پره‌ای طولی

تعداد پره‌ها	عدد	۱۲ و ۱۸
ارتفاع پره	mm	۴۲
ضخامت پره	mm	۱
طول بخش‌ها	mm	۴۱۷/۵ (۲ بخش)
قطر داخلی لوله‌ی آب	mm	۱۶
قطر خارجی لوله‌ی آب	mm	۲۶



۱/۳۳۱ و ۰/۹۱	m ²	سطح انتقال حرارت (سمت هوا)
۱۲۵	mm	قطر داخلی مجرای هوا
۰/۰۱۱ و ۰/۰۱۱۲	m ²	سطح جریان آزاد برای هوا

جدول ۲. مقادیر اندازه گیری شده و تجهیزات اندازه گیری

0.15 K + 0.002 x [t] Class A DIN EN 60751	PT 100	دمای ورودی آب	°C	T _{w,in}
		دمای خروجی آب	°C	T _{w,out}
		دمای ورودی هوا	°C	T _{a,in}
		دمای خروجی هوا	°C	T _{a,out}
+/- 1.6 % v.MW.	اولتراسونیک	سرعت جریان آب	m/s	V _w
2 % to 5 % v.MW.	سنسور فشار تفاضلی	جریان هوا (دمای ورودی)	m ³ /h	$\dot{V}_{a,in}$
0.3 % to 4.5 % v. MW	سنسور فشار	افت فشار مبدل حرارتی	Pa	Δp



شکل ۱۲. قرار دادن سنسورهای اندازه گیری جدول ۲ در مجموعه آزمایشگاهی

۷. مقایسه محاسبات و اندازه گیری ها



به منظور تعیین قابلیت کاربرد معادلات برای جریان گرما و افت فشار، نتایج این محاسبات با اندازه‌گیری‌های انجام‌شده مقایسه می‌شود. البته واضح است که اندازه‌گیری‌ها دارای عدم قطعیت هستند. دقت اندازه‌گیری کمیت‌های مختلف در جدول ۲ آورده شده است. علاوه بر این برای قابل قبول ساختن اندازه‌گیری‌ها، جریان گرمای نشرشده توسط سمت آب \dot{Q}_w و جریان گرمای جذب‌شده توسط سمت هوا \dot{Q}_a مورد مقایسه قرار می‌گیرند. اگر مقادیر مربوط به مشخصات ماده و اندازه‌گیری‌ها دقیق باشند رابطه‌ی زیر برقرار است:

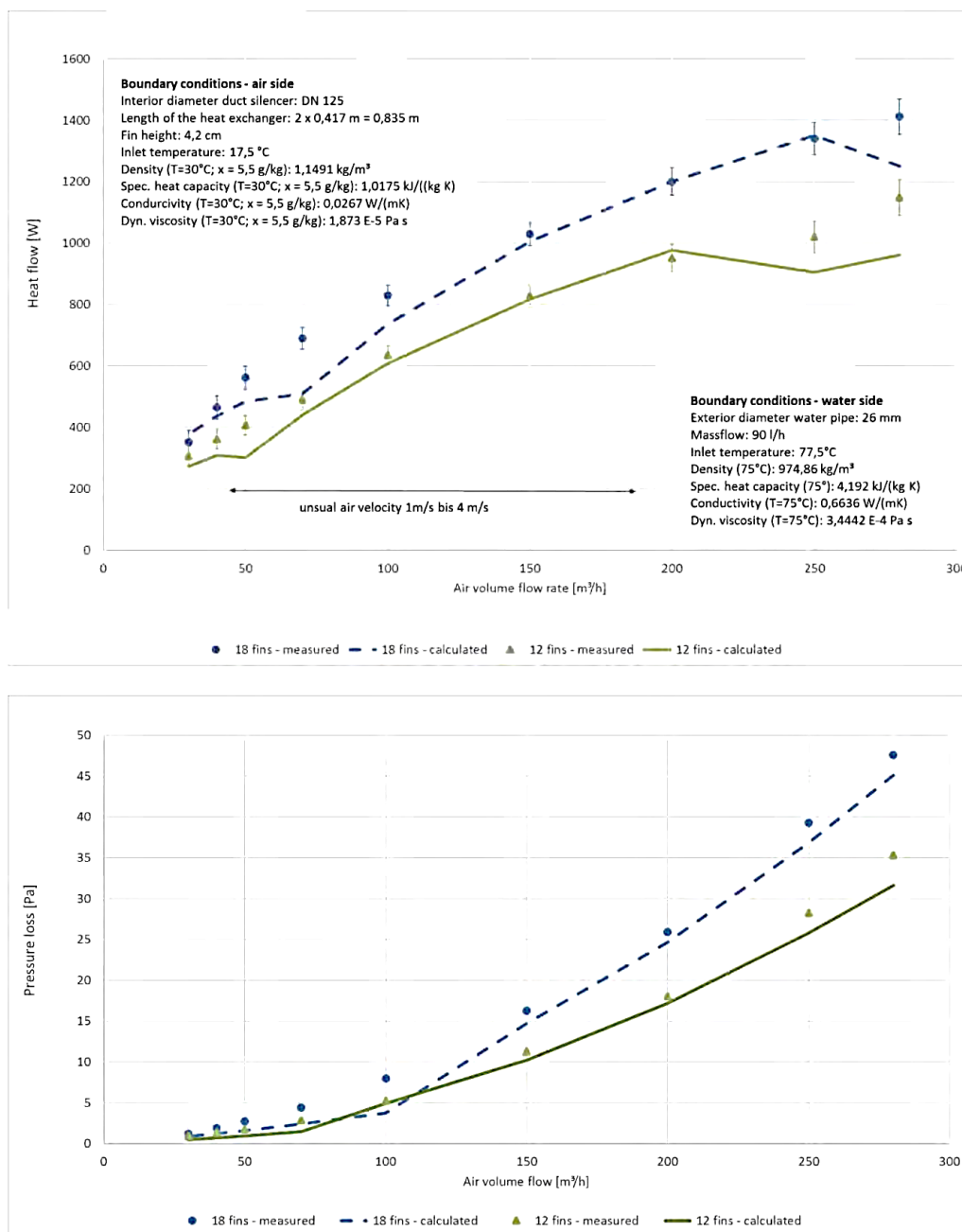
$$|\dot{Q}_a| = |\dot{Q}_w|$$

این شرط برای کوئل گرمایشی مرسوم و مبدل حرارتی پره‌ای طولی با ۱۸ پره تقریباً برقرار است. برای مبدل دارای ۱۲ پره انحراف‌هایی مشاهده می‌شود. مشخص شد که یک پروفیل دما در بالای سطح مقطع مجرا ایجاد شده و سنسور دمای هوای خروجی، دمای مربوطه را اندازه‌گیری نکرده است. این اشتباه اصلاح گردید.

علاوه بر این باید در نظر گرفت که مبدل حرارتی پره‌ای طولی متشکل از دو بخش مجزا است. این امر منجر به بهبود انتقال حرارت و در نتیجه افزایش دما می‌شود زیرا لایه‌ی مرزی لایه‌ای توسط گپ (شکاف) منحل می‌شود.

مقایسه‌ی محاسبات و اندازه‌گیری‌ها برای مبدل حرارتی پره‌ای طولی با ۱۲ و ۱۸ پره در شکل ۱۳ نشان داده شده است. اندازه‌گیری‌ها به صورت نقطه‌چین نشان داده شده‌اند. نوارهای خط^۷ بیانگر عدم قطعیت اندازه‌گیری‌ها هستند. میزان خطا برای افت فشار بسیار کوچک بوده و قابل نشان دادن نیست. محاسبات انجام‌شده به صورت خط پر در دیاگرام نشان داده شده‌اند. شرایط مرزی نیز برای مقایسه در شکل نشان داده شده است.

⁷ Error bars



شکل ۱۳. مقایسه‌ی مقادیر محاسبه‌شده و اندازه‌گیری‌شده‌ی جریان گرما و افت فشار بسته به جریان حجمی هوا برای مبدل

حرارتی طولی با ۱۲ و ۱۸ پره

دیاگرام بالایی، جریان گرمای انتقالی را در جریان جرمی ثابت آب با تغییر جریان حجمی هوا نشان می‌دهد. جریان گرمای انتقالی با افزایش جریان حجمی هوا و تعداد پرها افزایش می‌یابد. شیب منحنی‌های محاسباتی دارای تغییرات تندی است. این امر ناشی از معادلات مختلفی است که برای جریان‌های متفاوت (لایه‌ای، گذرا و آشفته) استفاده شده است.



اندازه‌گیری‌ها و محاسبات تطابق بسیار خوبی با یکدیگر دارند. در موارد جریان هوای زیاد و در نتیجه در جریان‌های آشفته اختلاف‌هایی رخ می‌دهد. در اینجا مقادیر محاسبه‌شده کمتر از مقادیر اندازه‌گیری‌شده هستند. برای یک جریان گذرا (۱۸ پره: $70-250 \text{ m}^3/\text{h}$)؛ ۱۲ پره: $50-200 \text{ m}^3/\text{h}$) اندازه‌گیری‌ها در مناطق جریان حجمی بالاتر به خوبی با محاسبات تطابق دارند. در موارد جریان حجمی کم، نمودار مربوط به محاسبات کمی پایین‌تر از نمودار مربوط به اندازه‌گیری‌ها قرار دارد. برای محدوده‌ی منحل شدن لایه‌ای^۸، محاسبات و اندازه‌گیری‌ها بسیار خوب بر هم منطبق می‌شوند.

شکل پایینی افت فشار در سمت هوا را نشان می‌دهد. این پارامتر نیز با افزایش جریان حجمی هوا و تعداد پره‌ها افزایش می‌یابد. این افزایش به صورت نمایی است. تغییر معادلات استفاده‌شده در محاسبات در اینجا نیز سبب ایجاد یک منحنی ناپیوسته شده است. برای مبدل ۱۲ پره‌ای، اندازه‌گیری‌ها و محاسبات بخوبی با هم مطابقت دارند. در مورد مبدل ۱۸ پره‌ای اختلاف‌هایی برای جریان گذرا مشاهده می‌شود.

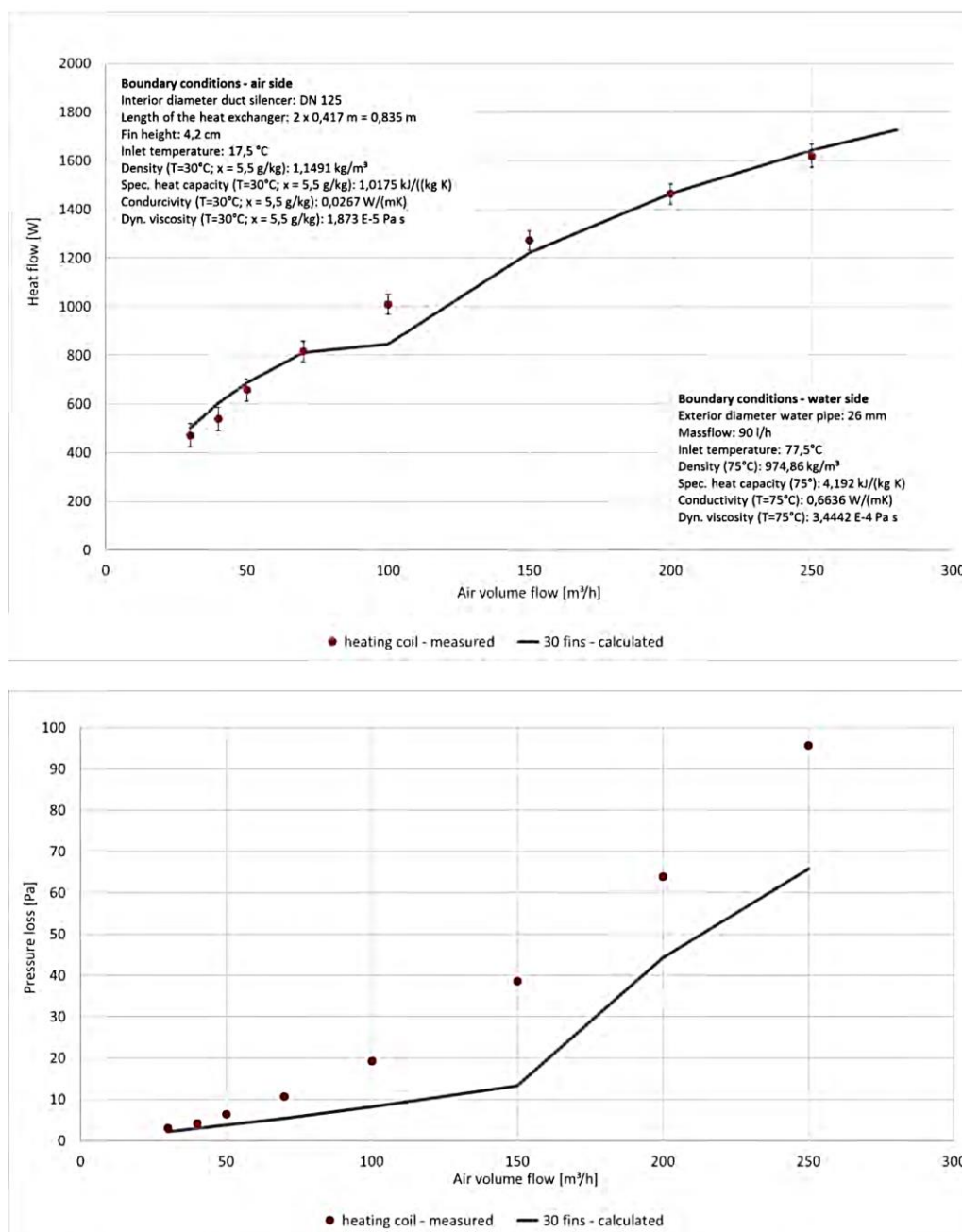
به طور کلی، بررسی‌های انجام‌شده تایید می‌کنند که معادلات استفاده‌شده برای محاسبه‌ی مبدل حرارتی پره‌ای طولی برای این نوع مبدل دارای اعتبار هستند.

۸. حصول کاهش افت فشار

یکی از مزایایی که از مبدل حرارتی پره‌ای طولی انتظار می‌رود آن است که افت فشار را کاهش دهد درحالی‌که جریان گرمای انتقالی بدون تغییر باقی بماند. بدین منظور، افت فشار مبدل حرارتی پره‌ای طولی با یک کوئل گرمایشی مرسوم مقایسه می‌شود. کوئل گرمایشی مورد مقایسه مجدداً WHR 125 است که توسط شرکت HELIOS تولید می‌شود. جریان گرمای انتقالی و افت فشار به صورت مترولوژیکی به دست آمده است (بخش ۶ را ببینید).

برای اینکه جریان گرمای انتقالی همانند کوئل گرمایشی مرسوم باشد تعداد پره‌های مبدل حرارتی طولی به ۳۰ افزایش داده می‌شود. از آنجایی که امکان ساخت چنین نمونه‌ای نیست برای ارزیابی از نتایج محاسبات استفاده می‌شود. شکل ۱۴ جریان گرمای انتقالی محاسبه‌شده و افت فشار مبدل حرارتی پره‌ای طولی با ۳۰ پره را به صورت منحنی خاکستری نشان می‌دهد. اندازه‌گیری‌های کوئل گرمایشی مرسوم WHR 125 نیز با نقاط قرمز نشان داده شده است.

⁸ Laminar disruption



شکل ۱۴. مقایسه‌ی جریان گرمای انتقالی و افت فشار برای مبدل حرارتی پره‌ای طولی با ۳۰ پره و کوئل گرمایشی مرسوم

شکل بالایی نشان می‌دهد که جریان‌های گرمای انتقالی تقریباً یکسان هستند. شکل پایینی تر مقایسه‌ی افت فشارها را نشان می‌دهد. در اینجا مزایایی که از مبدل حرارتی پره‌ای طولی انتظار می‌رفت مسلم شده است. از آنجایی که محاسبات با اندازه‌گیری‌ها مقایسه می‌شوند کاهش افت فشارها را نمی‌توان کاملاً دقیق دانست. با اینحال کاهش افت فشار در $100 \text{ m}^3/\text{h}$ و $150 \text{ m}^3/\text{h}$ بطور تقریبی بین ۳۰-۴۰ درصد است.



کاهش افت فشار Δp رابطه‌ی مستقیمی با کاهش توان الکتریکی پره‌ها دارد که برای سرریز شدن^۹ کوئل گرمایشی هوا ضروری است.

$$P_{el} = \frac{\dot{V} \Delta p}{\eta_{tot}}$$

در رابطه‌ی فوق:

P_{el} برحسب W : توان الکتریکی واحد پره

\dot{V} برحسب m^3/h : جریان حجمی هوا

Δp برحسب Pa : افت فشار

η_{tot} ؛ بدون واحد : بازدهی کلی واحد پره

بنابراین استفاده از مبدل حرارتی پره‌ای طولی می‌تواند توان الکتریکی و مصرف انرژی الکتریکی لازم برای سرریز شدن مبدل حرارتی را تا حدود ۳۰-۴۰ درصد کاهش دهد.

۹. نتیجه‌گیری و کارهای آتی

بررسی‌ها نشان می‌دهد که افت فشار مبدل حرارتی پره‌ای طولی ۳۰-۴۰ درصد کاهش می‌یابد درحالی‌که انتقال حرارت تغییری نمی‌کند. بنابراین انتظار داشتن یک مبدل حرارتی با بهره‌وری انرژی بالا و افت فشار پایین محقق می‌شود.

مزیت مورد انتظار دیگر که جایگذاری و یکپارچگی بهتر در سیستم‌های گرمایشی دمای پایین به دلیل جریان ناهمسو است هنوز مورد بررسی قرار نگرفته است. بنابراین نتایج تاکنون نشان می‌دهند که انتقال حرارت باید بهبود یابد. اگر طول کلی افزایش داده نشود باید ضریب انتقال حرارت در سمت هوا α_a را افزایش داد. این امر را می‌توان با بخش‌بندی (به چند قطعه تقسیم کردن) بیشتر لوله‌ی پره‌دار محقق ساخت زیرا گسترش یافتن لایه‌ی مرزی لایه‌ای را محدود می‌سازد. سنجش‌های اولیه نشان‌دهنده‌ی بهبود قابل‌توجه است.

هزینه‌ها و بازدهی مبدل حرارتی پره‌ای طولی در مقایسه با کوئل گرمایشی مرسوم هنوز بررسی نشده است. برای پاسخ به این سوال به مشخصات بیشتری در مورد فرآیند ساخت و تولید نیاز است. این مشخصات در آینده با تولیدکنندگان هماهنگ خواهند شد.

⁹ overflow



بنابراین نتایجی که تاکنون به دست آمده مشوق انجام بررسی‌های بیشتر است زیرا مبدل حرارتی پره‌ای طولی می‌تواند بهره‌وری انرژی سیستم‌های تهویه‌ی مکانیکی را بهبود بخشد.

منابع :

[۱]Fitzner, K.: Rietschel – Raumklimatechnik, Band ۲: Raumluf- und

Raumkühltechnik; Springer Verlag; Berlin, Heidelberg, ۲۰۰۸

[۲]Hewitt, G.F.; G.L. Shires, T.R. Bott: Process Heat Transfer, CRD Press; Boca

Raton - Florida - USA; ۱۹۹۴

[۳]Taborek J.: Double-Pipe and Multitube Heat Exchangers with Plain and

Longitudinal Finned Tubes; Heat Transfer Engineering, Volume ۱۸, No. ۲, page -۳۴

;۴۵Taylor and Francis; London, ۲۰۰۷

[۴] Braga, C.V.M.; F.E.M. Saboya: Turbulent heat transfer, pressure drop and fin

efficiency in annular regions with continuous longitudinal rectangular fins;

Experimental Thermal and Fluid Science; Volume ۲۰, No. ۲, pages ۵۵-۶۵; Elsevier;

Amsterdam, ۱۹۹۹

[۵] Kraus, A.D.; A. Aziz; J. Welty: Extended Surface Heat Transfer; John Wiley&

Sons; New York, ۲۰۰۱

[۶]Hausen, H.: Darstellung des Wärmeüberganges in Rohren durch

verallgemeinerte Potenzbeziehungen; VDI Beihefte Verfahrenstechnik, Heft ۴, Seite

;۹۱-۹۸VDI-Verlag; Düsseldorf, ۱۹۴۳

[۷]Gnielinski, V.: Neue Gleichungen für den Wärme- und Stoffübergang in

turbulent durchströmten Rohren und Kanälen. Forschung Ingenieurwesen, Band ,۴۱

Nr. ۱, Seite ۸-۱۶; Springer-Verlag; Berlin, Heidelberg, ۱۹۷۵

[۸]VDI-Wärmeatlas - ۱۱. Auflage; Springer Vieweg; Heidelberg, ۲۰۱۳

[۹]Tijing, D.L.; B.Ch. Pak; B.J. Baek; D.H. Lee: A study on heat transfer

enhancement using straight and twisted internal fin inserts; International

Communications in Heat and Mass Transfer; Volume ۳۳, pages ۷۱۹-۷۲۶; Elsevier;

Amsterdam, ۲۰۰۶

[۱۰]Yildiz, C.; Y. Bícer; D. Pehlivan: Influence of Fluid Rotation on the Heat

Transfer and Pressure Drop in Double-Pipe Heat Exchangers; Applied Energy,

Volume ۵۴, No. ۱, pages ۴۹-۵۶; Elsevier; Amsterdam, ۱۹۹۶

[۱۱]Rohsenow, W.M.; J.P. Hartnett; Y.I. Cho: Handbook of Heat Transfer, Third

Edition; McGraw-Hill; New York, ۱۹۹۸

[۱۲]Hilding, W.E.; C.H. Coogan Jr.:Heat Transfer and Pressure Loss

Measurements in Internally Finned Tubes; Symposium Air-Cooled Heat Exchangers;

pages ۵۷-۸۵; ASME; New York, ۱۹۶۴

[۱۳]Réz, I.: Numerische Untersuchung des luftseitigen Wärmeübergangs und

Druckverlustes in Lamellenrohr-Wärmeübertragern mit verschiedenen Rohrformen;

Dissertation an der Fakultät für Maschinenbau, Verfahrens- und Energietechnik der

Technischen Universität Bergakademie Freiberg; Freiberg, ۲۰۰۴

[۱۴]Pawlik V.: Bestimmung einer Nu-Beziehung für „Dimple-Oberflächen“ in
Kanälen bei kleinen Re-Zahlen oberhalb des Umschlags in turbulente Strömung;
Dissertation am Fachgebiet Technische Thermodynamik der Universität Kassel;
Kassel, ۲۰۱۶

۲۷

[۱۵]Pistohl, Wolfram: Handbuch der Gebäudetechnik. Bd. ۲Heizung, Lüftung,
Beleuchtung, Energiesparen. Planungsgrundlagen und Beispiele. ۷. Aufl. Neuwied:
Werner, ۲۰۰۹

[۱۶]Albers, K.J.: Recknagel - Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik-
.۷۷, ۲۰۱۶/۲۰۱۵Auflage; Deutscher Industrie-Verlag; München, ۲۰۱۵

[۱۷]US-Patent ۲۳۵۰۳۴۸; ۱۹۴۲; Gaugler, R. S.

[۱۸]Schnell, H; B. Thier: Wärmetauscher – Energieeinsparung durch Optimierung
von Wärmeprozessen, ۲. Auflage; Vulkan-Verlag; Essen, ۱۹۹۴

[۱۹]Jouhara, H.; A. Chauhan; T. Nannou; S. Almahmoud; D. Delpech; L.C.

Wrobel: Heat pipe based systems – Advances and applications; Energy, Volume
.۱۲۸pages ۷۲۹-۷۵۴; Elsevier; Amsterdam, ۲۰۱۷

[۲۰]Tymkow, P.; S. Tassou; M. Kolokotroni; H. Jouhara: Building Services Design
for Energy Efficient Buildings; Routledge; London and New York, ۲۰۱۳

[۲۱]Jouhara, H.; H. Merchant: Experimental investigation of a thermosiphon based



heat exchanger used in energy efficient air handling units; Energy, Volume ۳۹, pages

;۸۲-۸۹Elsevier; Amsterdam, ۲۰۱۷

[۲۲]Wang, H.; S. Zhou; Z. Wei; R. Wang: A study of secondary heat recovery

efficiency of a heat pipe heat exchanger air conditioning system; Energy and

Buildings, Volume ۱۳۳, pages ۲۰۶-۲۱۶; Elsevier; Amsterdam, ۲۰۱۶

[۲۳]Dieck, L.: Konzeptstudie zur Realisierung längsberippter Luft-WasserWärmeübertrager in
mechanischen Lüftungsanlagen; Masterarbeit am Fachgebiet

Technische Gebäudeausrüstung der Universität Kassel; Kassel, ۲۰۱۷