

مطالعه تجربی و شبیه‌سازی عددی یک مبدل حرارتی فشرده هوا به هوای مخابراتی

امیر رامتین پویا ، غلامرضا صالحی*، محمد وهابی، محمد نیمافر، آرش میرعبداله لواسانی

گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی، واحد تهران مرکز، تهران، ایران

ایمیل نویسنده مسئول: gh.salehi@iauctb.ac.ir

چکیده

مبدل‌های حرارتی فشرده کاربردهای گسترده‌ای در صنایع مختلف دارند. در حوزه سیستم‌های مخابراتی، مبدل‌های حرارتی فشرده هوا به هوا به منظور خنک‌کاری مؤثر تجهیزات مورد استفاده قرار می‌گیرند. با توجه به هزینه بالای این سیستم‌ها، اجرای یک خنک‌کاری بهینه از اهمیت بالایی برخوردار است. از آنجاکه تاکنون تحقیقات جامعی در زمینه مبدل‌های هوا خنک مورد استفاده در تجهیزات مخابراتی انجام نشده، این پژوهش به بررسی عددی و تجربی تأثیر عوامل متنوع بر عملکرد این نوع مبدل‌ها پرداخته است. برای این منظور یک نمونه مبدل حرارتی فشرده با پره‌های موجی شکل که در صنایع ارتباطی مورد استفاده قرار می‌گیرد ساخته شده است و بررسی رفتار ترمو هیدرودینامیکی آن در شرایط مختلف انجام شده است. نتایج به دست آمده با داده‌های حاصل از شبیه‌سازی عددی به کمک نرم‌افزار انسیس فلوئنت مقایسه شده است. نتایج نشان داد وقتی گام پره از $2/5$ به 1 میلی‌متر کاهش پیدا می‌کند افت فشار تقریباً $3/2$ برابر می‌شود. در صورتی که سرعت جریان هوا ثابت و برابر با $3/5$ متر بر ثانیه در نظر گرفته شود و گام پره‌ها از $2/5$ میلی‌متر به 1 میلی‌متر کاهش پیدا کند، ضریب انتقال حرارت تقریباً 20% افزایش پیدا می‌کند. وقتی گام پره از 1 میلی‌متر به $2/5$ میلی‌متر افزایش پیدا می‌کند و عدد رینولدز ثابت است، مقدار این فاکتور در حدود $45/5\%$ بهبود می‌یابد. همچنین نشان داده شده است که داده‌های عددی با نتایج تجربی همخوانی بسیار زیادی دارد.

کلمات کلیدی: مبدل حرارتی فشرده، مبدل هوا به هوا، شبیه‌سازی عددی، مطالعه تجربی، مطالعه پارامتریک، سیستم‌های مخابراتی، روش حجم محدود.

۱- مقدمه

مبدل‌های حرارتی یکی از متداول‌ترین تجهیزات در فرایندهای شیمیایی و حرارتی هستند و در بسیاری از واحدهای صنعتی به کار رفته‌اند. این مبدل‌ها امکان انتقال انرژی حرارتی بین دو یا چند سیال در دماهای مختلف

را فراهم می‌نمایند. کاربرد مبدل‌های حرارتی بسیار وسیع بوده و با نرخ روبه‌رشدی در حال افزایش است [۱، ۲]. این کاربردها شامل نیروگاه‌ها، صنایع پتروشیمی، صنایع ساخت و تولید، صنایع فرایندی، صنایع غذایی و دارویی، صنایع ذوب فلز، گرمایش، تهویه مطبوع، سیستم‌های تبرید و کاربردهای فضایی هستند [۳]. مبدل‌های حرارتی در دستگاه‌های مختلف نظیر دیگ بخار، مولد بخار، کندانسور، تبخیرکننده‌ها، برج خنک‌کن، پیش‌گرم‌کن فن کویل، خنک‌کن و گرم‌کن روغن، رادیاتورها، کوره‌ها و غیره کاربرد فراوان دارند [۴]. مبدل‌های حرارتی تنوع زیادی دارند و امروزه طبقه‌بندی آنها کار مشکلی شده است. ولی به طور معمول مهم‌ترین مبدل‌های حرارتی عبارت‌اند از: مبدل حرارتی پوسته لوله، لوله پره، مبدل حرارتی پلیتی، مبدل‌های لوله‌ای، مبدل دو لوله‌ای، مبدل حرارتی صفحه‌ای اسپیرال، مبدل حرارتی لاملا، مبدل حرارتی رامن، مبدل‌های هوا خنک و... [۵-۱۲]. مدل‌های هوا به هوا و یا صفحه‌های هوایی یکی از راه‌های کم‌هزینه و با بازده بالا برای کاهش بار گرمایی یا سرمایی سیستم‌های انتقال حرارت است. امروزه در صنایع مختلف از جمله صنعت مخابرات از این مبدل‌ها استفاده می‌شود. به همین منظور پژوهش‌های فراوانی بر روی این‌گونه مبدل‌ها صورت گرفته است [۷-۵]. در مجموعه‌های مخابراتی (طراحی حرارتی فرستنده رادار)، سیستم کنترل دما به جهت حساسیت عملکرد این مجموعه، از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. بر همین اساس جهت کنترل دما نیازمند به یک مبدل حرارتی هوا به هوا است. مبدل‌های حرارتی هوا به هوای صفحه پره‌دار به علت داشتن سطح تبادل حرارت بالا (مبدل‌های حرارتی فشرده) و تحمل فشار بالا (۱۲ تا ۲۰۰ بار) در جاهای که محدودیت ابعادی و یا تحمل فشار زیاد باشد مورد استفاده قرار می‌گیرد. باتوجه به اینکه این پروژه بر اساس نیاز صنعت مخابراتی برای یک طرح خنک‌کننده حرارتی در رادار است به طور حتم ساخت و تست عملکرد یک مبدل حرارتی هوا به هوا، دارای اهمیت بسزایی خواهد بود. بر همین اساس پژوهشی که در این راستا انجام خواهد شد شامل شبیه‌سازی، ساخت و تست اولیه مبدل هوا به هوا با دو مدل پره کروگیت و موجی شکل خواهد بود. محققان زیادی تاکنون مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای پره‌دار را مدل‌سازی، شبیه‌سازی و بهینه‌سازی نموده‌اند. آن‌ها از روش‌های موجود به منظور طراحی حرارتی و هیدرولیکی و مکانیکی مبدل استفاده نموده‌اند [۷-۱۵]. بازیافت انرژی در سیستم‌های حرارتی معمولی مانند نیروگاه‌ها، سیستم‌های تبرید و سیستم‌های تهویه مطبوع عملکرد ترمودینامیکی و اقتصادی آنها را افزایش داده است. در این راستا، مبدل‌های حرارتی فشرده به دلیل عملکرد حرارتی بهتر، بیشترین استفاده را برای بازیابی انرژی گاز به گاز دارند [۱۶]. جمیل و همکاران [۱۶] به مقایسه طراحی و بهینه‌سازی مبدل حرارتی فشرده با پره نواری خارج از مرکز باهدف بازیابی انرژی پرداختند. مطالعه پارامتری نشان داد که با افزایش دبی جرمی و فاصله صفحات، هزینه جریان خروجی و هزینه عملیاتی به

دلیل افزایش افت فشار افزایش یافت. در نهایت، بهینه‌سازی هزینه عملیاتی را به میزان ۷۸/۵٪، هزینه جریان را تا ۶۴/۵٪ و هزینه کل را تا ۷۶/۸٪ کاهش داد.

استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی برای طراحی مبدل‌های هوا به هوای فشرده و تجزیه و تحلیل عملکرد و بهینه‌سازی کارایی آن‌ها در سال‌های اخیر بسیار مورد توجه بوده است. آبیگون [۱۷] به بررسی طراحی و بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی فشرده با استفاده از روش دینامیک سیالات محاسباتی پرداخته است. نتایج نظری و CFD تنها یک تفاوت ۱/۰۵٪ را از نظر عملکرد خنک‌کننده سیال داغ نشان داد که بیانگر دقت روش‌های مبتنی بر CFD است. هندسه کانال‌های استفاده شده بر روی عملکرد مبدل‌های حرارتی فشرده بسیار تأثیرگذار است. استفاده از هندسه‌های موجی، مثلثی، نواری شکل و غیره بسیار متداول است [۱۸]. کاسترو و همکاران [۱۹] به طراحی نوع جدیدی از مبدل‌های حرارتی فشرده مجهز به پره‌های دایره‌ای پرداختند. آن‌ها هندسه پیشنهادی را به طور تجربی برای بازه اعداد رینولدز ۵۰۰ تا ۳۰۰۰ مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها نشان دادند که هندسه پیشنهادی برای بازه اعداد رینولدز کم (جریان آرام) در مقایسه با پره‌های مستطیلی متداول، عملکرد بهتری را دارد. لیو و همکاران [۲۰] با استفاده از روش‌های یادگیری ماشین به پیش‌بینی مشخصه‌های حرارتی-هیدرولیکی مبدل‌های حرارتی فشرده با شش نوع پره مختلف پرداختند. آن‌ها برای این منظور ۱۰۸۲ نمونه عددی و تجربی را از مقالات مختلف جمع‌آوری کردند و با استفاده از چهار مدل ANN، CatBoost، LightGBM و XGBoost به توسعه مدل مبتنی بر یادگیری ماشین پرداختند. ۷۰٪ داده‌ها برای آموزش مدل، ۱۵٪ برای اعتبارسنجی و ۱۵٪ برای آزمون مورد استفاده قرار گرفتند. آجلا و همکاران [۲۱] به مطالعه فاکتور ضریب اصطکاک و کولبرن برای مبدل‌های حرارتی فشرده مجهز به پره‌های اعوجاج‌دار با استفاده از روش دینامیک سیالات محاسباتی پرداختند. آن‌ها برای مدل‌سازی خود از نرم‌افزار تجاری انسیس فلوئنت استفاده کردند و تأثیر متغیرهایی نظیر ارتفاع پره، ضخامت پره، فاصله بین دو پره متوالی، گام پره و غیره را برای جریان آرام مورد مطالعه قرار دادند. پره پیشنهادی آن‌ها به ترتیب فاکتور f و f را در مقایسه با پره‌های متداول قبلی ۳۵٪ و ۳۳٪ افزایش می‌داد. لیو و همکاران [۲۲] به توسعه نوع جدیدی از مبدل‌های حرارتی پره‌دار پرداختند. آن‌ها مبدل خود را با استفاده از روش‌های عددی مورد مطالعه قرار دادند. رشید و همکاران [۲۳] به مطالعه مروری مقاله‌های مرتبط با مبدل‌های حرارتی پره‌دار پرداختند. آن‌ها انواع مبدل‌های حرارتی و پره‌ها را دسته‌بندی کردند و میزان افزایش انتقال حرارت برای هر دسته از پره‌ها را مشخص کردند.

از نتایج پژوهش‌های موردبررسی می‌توان به این نکته دست‌یافت که اندازه و ابعاد مبدل حرارتی موردبحث واقع نشده است. این خصوصیت ابعادی به‌خاطر نوع استفاده در صنایع رادیویی و مخابراتی در تجهیزات مکانیکی مورد غفلت واقع گردیده است که می‌توان در پژوهش حاضر به بررسی آن پرداخت. مهم‌ترین نوآوری پژوهش حاضر را می‌توان ساخت یک نمونه مبدل حرارتی فشرده با پره‌های موجی شکل که در صنایع ارتباطی به‌مظنور خنک‌کاری تجهیزات مخابراتی مورد استفاده قرار می‌گیرد و بررسی رفتار ترمو هیدرودینامیکی آن در شرایط مختلف بیان نمود.

۲- معادلات حاکم و روش عددی

برای بررسی جریان سیال در داخل مبدل حرارتی نیاز به سه معادله اصلی بقای جرم، مومنتوم و انرژی است. در این پژوهش برای مدل‌سازی عددی از روش حجم محدود استفاده شده است. از این‌رو از فرم انتگرالی معادله‌های فوق استفاده شده است.

برای مدل‌سازی آشفتگی جریان از مدل $k - \varepsilon$ استفاده شده است. در مدل‌های $k - \varepsilon$ میدان آشفته برحسب دو متغیر انرژی جنبشی جریان آشفته و انرژی اغتشاش بیان می‌شود. در این مدل، معادلات پیوستگی و مومنتوم به‌صورت زیر بیان می‌شوند:

معادله پیوستگی:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

معادله مومنتوم:

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = \frac{\partial P'}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu_{ref} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + S_M \quad (2)$$

S_M مجموع نیروهای جسمی و μ_{eff} لزجت مؤثر و P' فشاری است که با رابطه‌ی زیر تعریف می‌شود:

$$P' = P + \frac{2}{3} \rho k + \frac{2}{3} \mu_{eff} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \quad (3)$$

مدل $k - \varepsilon$ بر مفهوم لزجت گردابه‌ای بیان شده و $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$ می‌باشد. در این مدل فرض می‌شود که μ_t مطابق رابطه‌ی زیر به انرژی جنبشی جریان و افت انرژی بستگی دارد.

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4)$$

C_μ عددی ثابت است. مقدار k و ε مستقیماً از معادلات دیفرانسیلی انتقال انرژی جنبشی و نرخ افت انرژی اغتشاش به شکل زیر به دست می آیند:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon + P_{kb} \quad (5)$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon + C_{\varepsilon 1} P_{\varepsilon b})$$

$C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, σ_k و σ_ε ثابت هستند. P_{kb} و $P_{\varepsilon b}$ تاثیر نیروهای بویانسی را بیان می کنند. P_k تولید اغتشاش بر اثر نیروهای ویسکوز است.

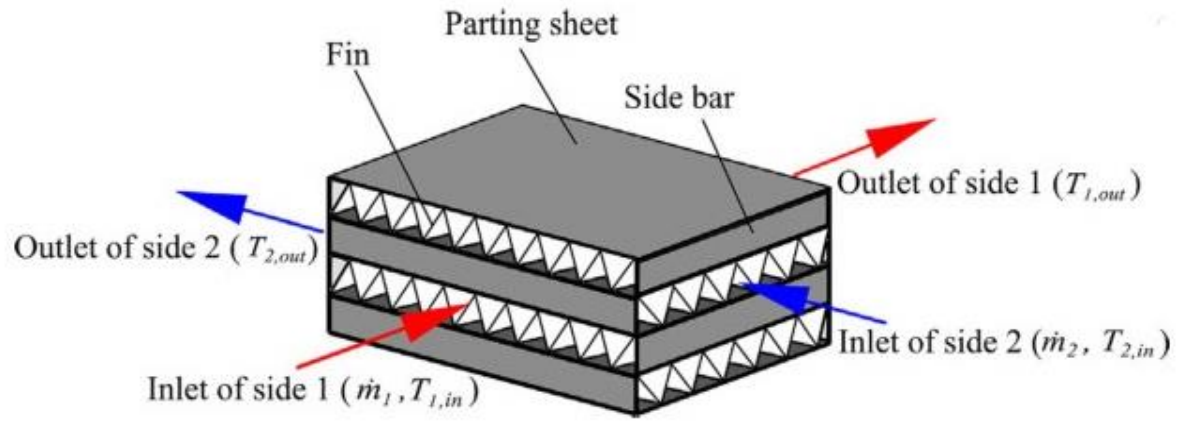
$$P_k = \mu_t \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_j} + \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \left(3\mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} + \rho k \right) \quad (6)$$

۳- دستگاه آزمایشگاهی و روند انجام آزمایشها

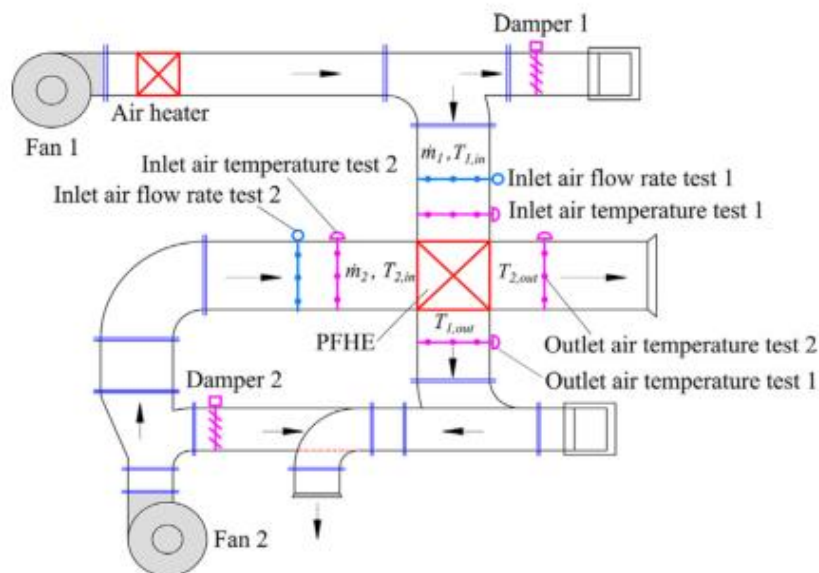
در محیط آزمایشگاه سیستمی برای بررسی عملکرد مبدل فشرده هوا به هوای موردبررسی در این پژوهش طراحی و ساخته شده است. نمایی از مبدل حرارتی در شکل (۱) آورده شده است. می توان دیاگرامی از پلتفرم سیستم طراحی شده را در شکل (۲) مشاهده کرد.

همانطور که مشاهده می شود این سیستم دارای دو فن به نام فن های ۱ و ۲ است که برای دمش جریان هوا به داخل مبدل حرارتی هوا به هوا مورد استفاده قرار می گیرد. یک فن برای دمش هوای گرم و دیگری برای دمش هوای سرد. یک گرمکن هوا برای تنظیم دمای هوای گرم ورودی، یک دمپر برای تنظیم دبی هوا و البته یک سیستم کنترل ساده و ابتدایی برای اعمال شرایط مرزی و شرایط اولیه و نیز ثابت نگه داشتن شرایط آزمایش. تعدادی سنسور و ترموکوپل و فشارسنج نیز برای اندازه گیری دما، میزان انتقال حرارت، سرعت و غیره مطابق آنچه در شکل نشان داده شده است نیز در نظر گرفته شده است. ترموکوپل استفاده شده از نوع T شکل است تا کمترین تاثیر را بر روی رژیم جریان هوا داشته باشد و محل تعبیه آن نیز در قسمت خروجی مبدل در نظر گرفته شده است. دقت ترموکوپل استفاده شده $\pm 0.1 K$ است. تعداد شش سیم داغ مطابق شکل در موقعیت های مختلف در نظر گرفته شده است که به کمک آن ها سرعت جریان هوای سرد و گرم اندازه گیری می شود. دقت اندازه گیری سرعت توسط این تجهیزات $\pm 0.5 \frac{m}{s}$ است.

آزمایش‌ها برای بازه اعداد رینولدز ۶۰۰ تا ۱۷۰۰ انجام شده است



شکل ۱. نمایی از مبدل حرارتی فشرده هوا به هوای مورد بررسی در پژوهش حاضر. بالا) شماتیک پایین) نمای واقعی



شکل ۲. نمایی از پلتفرم تجربی توسعه داده شده برای انجام تست‌های آزمایشگاهی بر روی مبدل حرارتی هوا به هوا

۴- مش‌بندی و بررسی استقلال حل از شبکه

برای شبکه‌بندی هندسه مسئله به دلیل پیچیدگی‌های هندسه از شبکه‌بندی غیرساختاریافته هرمی استفاده شده است. در ادامه به بررسی استقلال حل از شبکه پرداخته می‌شود. برای این منظور برای سه شبکه‌بندی مختلف مقدار عدد ناسلت محاسبه و با یکدیگر مقایسه می‌شود. لازم به ذکر است که عدد رینولدز هوا در ورودی برابر با ۳۰۰۰ فرض می‌شود. در هر حالت عدد ناسلت متوسط برای هوای سمت گرم محاسبه می‌گردد. نتایج عدد ناسلت متوسط به‌ازای مش‌بندی‌های مختلف در جدول (۱) آورده شده است.

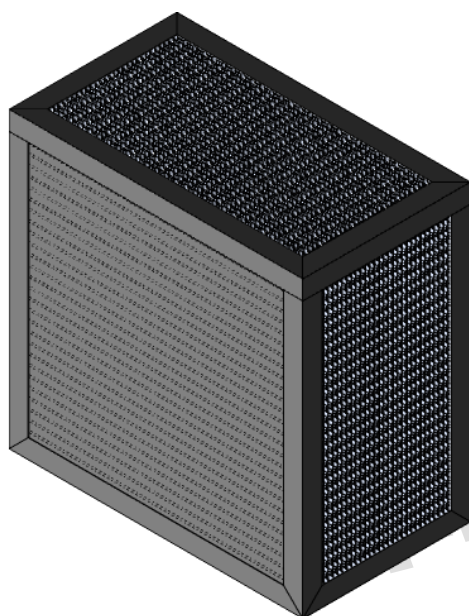
جدول ۱. مقایسه عدد ناسلت برای حالت‌های مختلف مش‌بندی

حالت	تعداد المان‌ها	عدد ناسلت متوسط
۱	۲۶۲۸۴۰۰	۳۹/۹۸
۲	۳۸۳۴۲۰۰	۳۷/۸۵
۳	۹۳۹۶۹۰۰	۳۷/۰۳

همان‌طور که از جدول (۱) می‌توان مشاهده نمود با افزایش تعداد المان‌ها از ۲۶۲۸۴۰۰ به ۳۸۳۴۲۰۰ (یعنی افزایش بیش از ۴۵٪ تعداد المان‌ها) مقدار عدد ناسلت در حدود ۵/۶۲٪ تغییرات را نشان می‌دهد که مقدار زیادی محسوب می‌شود. اما با افزایش تعداد المان‌ها از ۳۸۳۴۲۰۰ به ۹۳۹۶۹۰۰ (افزایش بیش از ۱۴۵٪) مقدار عدد ناسلت تنها در حدود ۲/۲۱٪ تغییر می‌کند که مقدار ناچیزی محسوب می‌شود. در واقع با افزایش تعداد المان‌ها علی‌رغم

افزایش شدید هزینه محاسباتی نتیجه نهایی تغییر زیادی را از خود نشان نمی‌دهد. در این حالت گفته می‌شود که حل از شبکه‌بندی مستقل شده است؛ بنابراین می‌توان مش‌بندی حالت دوم را به‌عنوان یک مش‌بندی که در آن حل از مش‌بندی مستقل شده در نظر گرفت و در مراحل بعدی شبیه‌سازی استفاده نمود.

در شکل (۳) می‌توان نمایی کلی از شبکه‌بندی مبدل حرارتی هوا به هوای مورد مطالعه را مشاهده کرد.



شکل ۳. نمایی از شبکه‌بندی کانال

۵- اعتبارسنجی

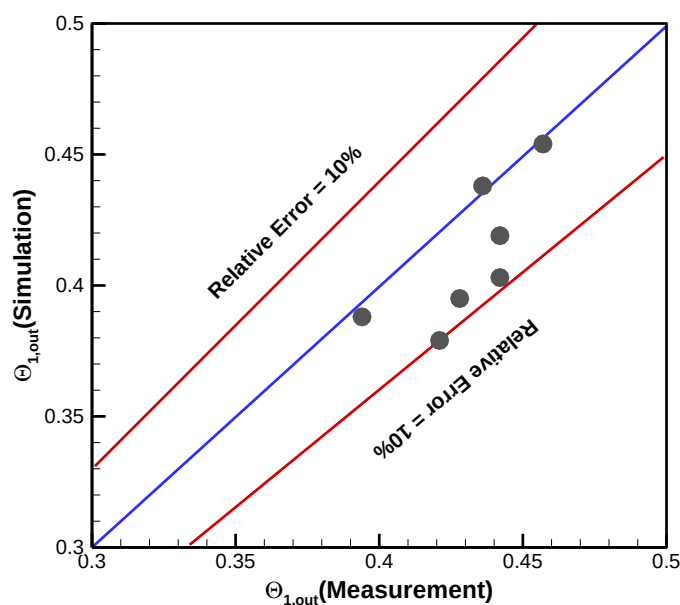
آزمایش‌ها برای بازه اعداد رینولدز ۶۰۰ تا ۱۷۰۰ انجام شده است و نتایج به‌دست‌آمده با داده‌های عددی مقایسه شده است تا بتوان از دقت مدل عددی توسعه داده شده اطمینان حاصل نمود. در جدول (۲) داده‌های تجربی جمع‌آوری شده برای ۷ حالت مختلف فهرست شده است.

جدول ۴-۲. نتایج تجربی استخراج شده

نرخ ناترازی ($\varphi\%$)	$\tilde{Q}(W)$	$\dot{Q}_2(W)$	$T_{2,out}(K)$	$T_{2,in}(K)$	$\dot{m}_2\left(\frac{kg}{s}\right)$	$\dot{Q}_1(W)$	$T_{1,out}(K)$	$T_{1,in}(K)$	$\dot{m}_1\left(\frac{kg}{s}\right)$	حالت
۲/۴۴	۱۲۴۵	۱۲۶۰	۳۰۴/۰۸	۳۰۰/۲۹	۰/۳۳	۱۲۳۰	۳۰۴/۶۹	۳۰۸/۳۸	۰/۳۳	۱
۴/۱۷	۱۴۱۰	۱۳۸۰	۳۰۳/۶۱	۳۰۰/۱۹	۰/۴	۱۴۴۰	۳۰۴/۸۲	۳۰۸/۳۹	۰/۴	۲
۳/۹۱	۱۷۵۵	۱۷۲۰	۳۰۳/۸۲	۳۰۰/۴۱	۰/۵	۱۷۹۰	۳۰۴/۸۸	۳۰۸/۴۲	۰/۵	۳
۳/۶۷	۲۱۴۰	۲۱۰۰	۳۰۳/۷۷	۳۰۰/۳۱	۰/۶	۲۱۸۰	۳۰۴/۸۶	۳۰۸/۴۵	۰/۶	۴

۵/۰۶	۲۳۱۰	۲۲۵۰	۳۰۳/۷۲	۳۰۰/۳۹	۰/۶۷	۲۳۷۰	۳۰۵/۰۹	۳۰۸/۵۹	۰/۶۷	۵
۱/۵۶	۲۵۴۰	۲۵۲۰	۳۰۳/۷۵	۳۰۰/۳۳	۰/۷۳	۲۵۶۰	۳۰۵/۶۸	۳۰۹/۱۵	۰/۷۳	۶
۴/۳۶	۳۱۴۰	۳۰۷۰	۳۰۴/۱۵	۳۰۰/۴۹	۰/۸۳	۳۲۱۰	۳۰۵/۷۶	۳۰۹/۵۹	۰/۸۳	۷

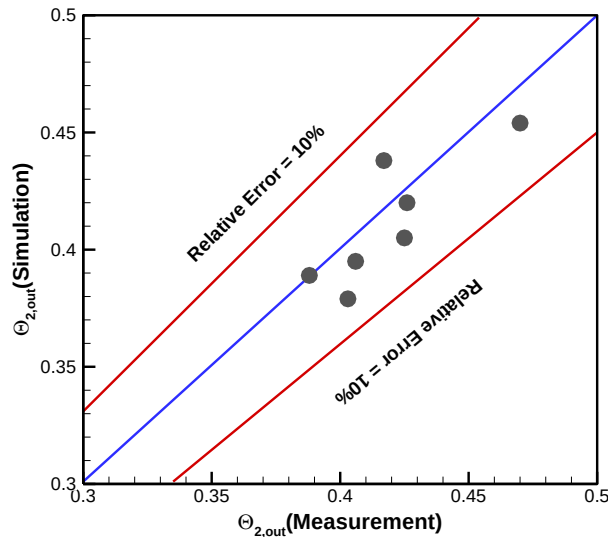
در شکل (۴) می‌توان مقایسه‌ای میان دمای خروجی بی بعد شده ($\theta_{1,out}$) در سمت ۱ را میان داده های شبیه سازی و اندازه گیری مشاهده کرد.



شکل ۴. مقایسه داده‌های عددی و تجربی برای دمای بی بعد شده خروجی در سمت اول

همان‌طور که مشاهده می‌شود، اندک تفاوت میان داده‌های عددی و تجربی قابل چشم‌پوشی است. همچنین بیشترین میزان انحراف در حالت ۷ اتفاق می‌افتد به‌طوری‌که قدرمطلق این انحراف در حدود ۰/۰۴۲ است و میزان انحراف نسبی در حدود ۹/۹۲٪ است.

در شکل (۵) می‌توان مقایسه‌ای میان دمای خروجی بی بعد شده در سمت ۲ ($\theta_{2,out}$) را مشاهده کرد.



شکل ۵. مقایسه داده‌های عددی و تجربی برای دمای بی بعد شده خروجی در سمت دوم

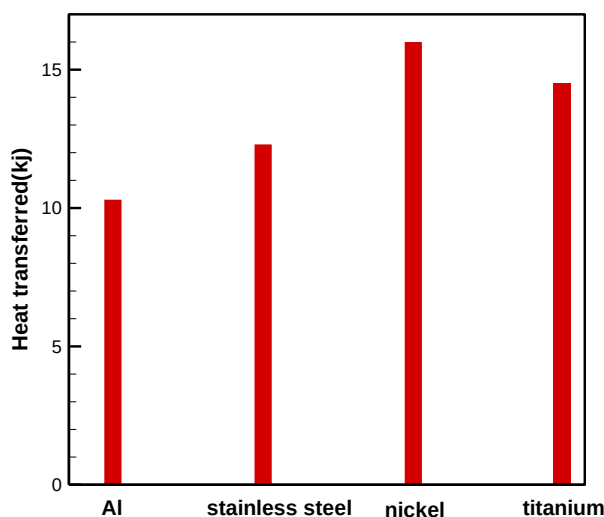
در این حالت نیز بیشترین میزان انحراف برای نمونه ۷ اتفاق می‌افتد که مقدار مطلق آن برابر با ۰/۰۲۳ و مقدار نسبی آن برابر با ۵/۷۴٪ است.

باتوجه به شکل‌های (۴) و (۵) در برخی حالت‌ها مانند حالت ۳ تا ۵ در شکل (۴) و حالت‌های ۴ و ۷ در شکل (۵) مقادیر انحراف بیشتری میان داده‌های شبیه‌سازی و عددی برای پارامترهای $\theta_{1,out}$ و $\theta_{2,out}$ مشاهده می‌شود. علت اصلی این موضوع را می‌توان این گونه توضیح داد که در این پژوهش برای محاسبه مقدارهای $\theta_{1,out}$ و $\theta_{2,out}$ بین داده‌های تجربی و عددی از چهار داده‌ی دمایی $T_{1,in}$ ، $T_{2,in}$ ، $T_{1,out}$ و $T_{2,out}$ به دست می‌آید. ممکن است خطای مربوط به هر یک از این سه پارامتر با یکدیگر جمع شود و در نهایت منجر به خطای میان داده‌های عددی و تجربی شود.

۶- نتایج

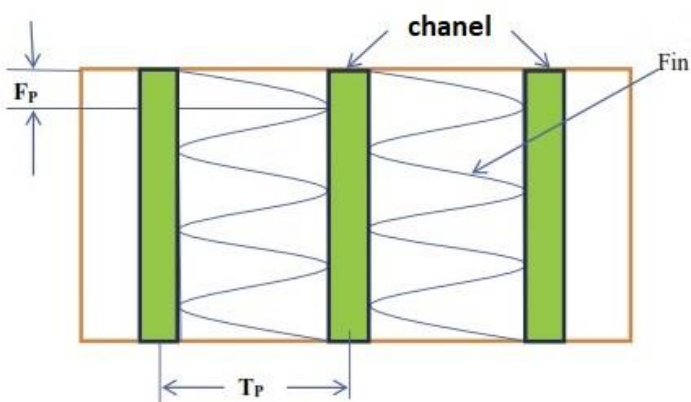
در این پروژه به منظور تحقیق تأثیر جنس صفحه‌ها در بازدهی مبدل حرارتی، مسئله برای چند آلیاژ مختلف مورد بررسی قرار گرفت. نتایج حاصل از شبیه‌سازی از جمله میزان انتقال حرارت در حالت‌های مختلف مقایسه شدند. در این بخش از شبیه‌سازی، تعداد صفحه‌های مبدل حرارتی و کلیه پارامترهای هندسی ثابت نگه داشته شده و تنها جنس صفحه‌ها به عنوان متغیر در نظر گرفته شده است. نتایج این مقایسه در شکل (۶) نشان داده شده است. مقایسه پروفیل‌های انتقال حرارت آلیاژهای مختلف نشان می‌دهد که این پروفیل‌ها از نظر میزان انتقال حرارت با یکدیگر متفاوت هستند؛ اما گستردگی در واحد سطح برای همه آن‌ها به یک صورت بود که وابستگی

شدید میزان انتقال حرارت به هندسه مبدل را نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که عملکرد حرارتی آلیاژهای نیکل و تیتانیوم بسیار مطلوب است. اما با توجه به قیمت بالای آن‌ها، در عمل استفاده از آلیاژهای آلومینیوم و فولاد ضدزنگ، ترجیح داده می‌شود.



شکل ۶. مقایسه انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای فشرده با آلیاژهای مختلف

در ادامه به بررسی رابطه افت فشار در مبدل حرارتی فشرده مجهز به پره برای مقادیر مختلف گام پره پرداخته می‌شود. برای این منظور مطالعه برای چهار گام پره ۱، ۱/۵، ۲ و ۲/۵ میلی‌متر صورت گرفته است. در این حالت مقدار دیگر پارامترها به این صورت است که $T_P = 6/9\text{mm}$ ، $T_L = 28\text{mm}$ و $L_P = 2/1\text{mm}$ و $L_a = 26^\circ$ می‌باشد. هر یک از پارامترهای عنوان شده در شکل (۷) نشان داده شده‌اند.

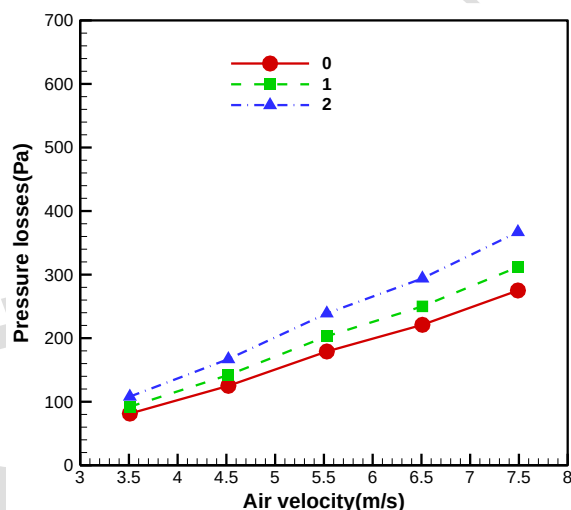


شکل ۷. پارامترهای هندسه مسئله

لازم به ذکر است مقادیر گفته برای حالت پایه هستند و هر جا مشخصاً مقدار دیگری برای هر پارامتر عنوان نشده است، مقدار آن برابر با مقدار حالت پایه است. همچنین مقدار $F_p = 5/1mm$ در حالت پایه است.

در گام نخست سه حالت در نظر گرفته می‌شود. در حالت اول فرض می‌شود که هر دو سمت هوای سرد و گرم فاقد پره‌های موجی شکل باشند و به‌صورت یک کانال صاف در نظر گرفته می‌شوند. اصطلاحاً به این حالت، حالت کانال ساده گفته می‌شود. در حالت دوم فرض می‌شود که سمت هوای گرم دارای پره‌های موجی شکل و سمت هوای سرد به‌صورت کانال ساده باشد. برای سادگی این حالت با نام حالت یک طرف پره معرفی می‌شود. در حالت سوم نیز هر دو سمت هوای سرد و گرم دارای پره‌های موجی است. این حالت با نام حالت دو طرف پره شناخته می‌شود.

در شکل (۸) میزان افت فشار به‌ازای سرعت جریان ورودی سیال برای سه نوع کانال ساده (۰)، دارای یک پره (۱) و دارای دو پره (۲) آورده شده است.

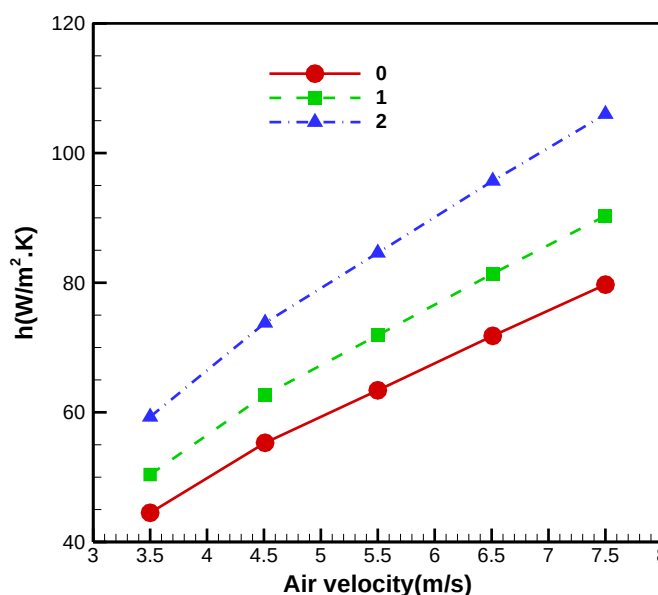


شکل ۸. تغییرات افت فشار نسبت به‌سرعت جریان ورودی به کانال برای کانال‌های ساده، یک طرف پره و دو طرف پره

باتوجه به شکل (۸) می‌توان دریافت که کمترین مقدار افت فشار برای کانال ساده و بیشترین مقدار افت فشار برای کانال دو طرف پره است. همچنین با افزایش مقدار سرعت جریان ورودی، مقدار افت فشار افزایش می‌یابد. نتایج به‌دست‌آمده تا حد زیادی قابل‌پیش‌بینی بوده است. زیرا با اضافه‌شدن پره‌ها به دلیل شکل‌گیری جریان‌های گردابی، مقدار افت فشار افزایش می‌یابد. هر چند در این گام به نظر می‌رسد که کانال ساده به دلیل افت فشار

کمتر در مقایسه با دو حالت دیگر، مطلوب‌تر است؛ اما افت فشار به‌تنهایی نمی‌تواند معیاری برای تصمیم‌گیری باشد و میزان انتقال حرارت، معیار مهم‌تری محسوب می‌شود.

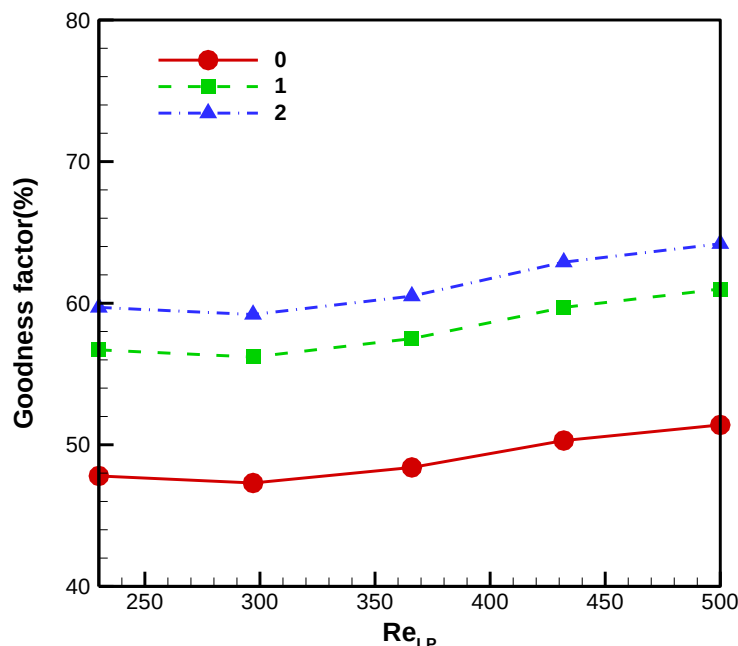
از این‌رو در شکل (۹) تغییرات ضریب انتقال جابه‌جایی حرارتی نسبت به سرعت جریان ورودی برای سه کانال موردبررسی با یکدیگر مقایسه شده است.



شکل ۹. تغییرات ضریب جابه‌جایی حرارتی نسبت به سرعت جریان ورودی به کانال برای کانال‌های ساده، یک طرف پره و دو طرف پره

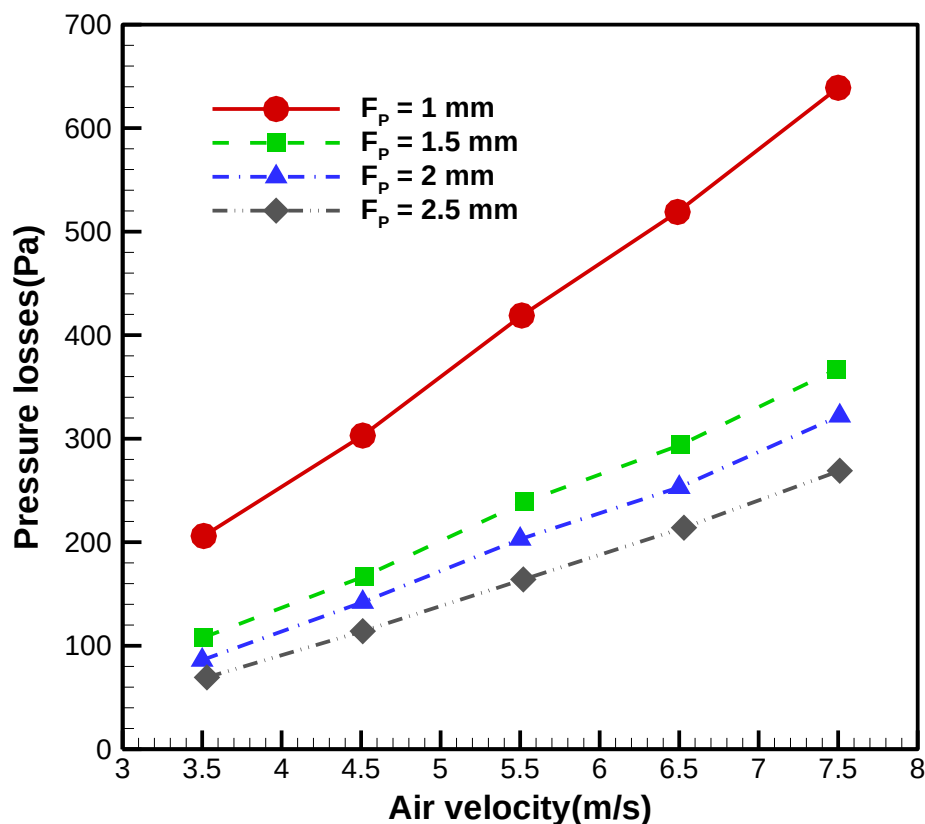
باتوجه به شکل فوق می‌توان دریافت که با اضافه شدن پره‌ها در کانال، ضریب جابه‌جایی حرارتی افزایش می‌یابد که علت آن را می‌توان در شکل‌گیری جریان‌های گردابی در اثر حضور پره‌ها در نظر گرفت. به بیان ساده‌تر می‌توان این‌گونه عنوان کرد که وجود پره‌ها هر چند میزان افت فشار در کانال را افزایش می‌دهند و از این‌رو برای به گردش در آوردن سیال عامل نیاز به صرف توان بیشتر و پمپ قوی‌تری است؛ اما از سوی دیگر، میزان ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی را افزایش داده و به این صورت منجر به افزایش بازدهی سیستم می‌شود.

برای این که بتوان به صورت قطعی از میان سه نوع کانال موردبررسی بهترین را انتخاب کرد، باید فاکتور مطلوبیت برای آن‌ها با یکدیگر مقایسه شود. فاکتور مطلوبیت نشان‌دهنده نسبت افزایش انتقال حرارت به افت فشار است. هر چقدر مقدار این فاکتور بیشتر باشد به این معنی است که میزان انتقال حرارت در مقایسه با افت فشار بیشتر بوده است. نتایج این مقایسه در شکل (۱۰) نشان داده شده است.



شکل ۱۰. تغییرات ضریب مطلوبیت نسبت به عدد رینولدز جریان ورودی به کانال برای کانال‌های ساده، یک طرف پره و دو طرف پره

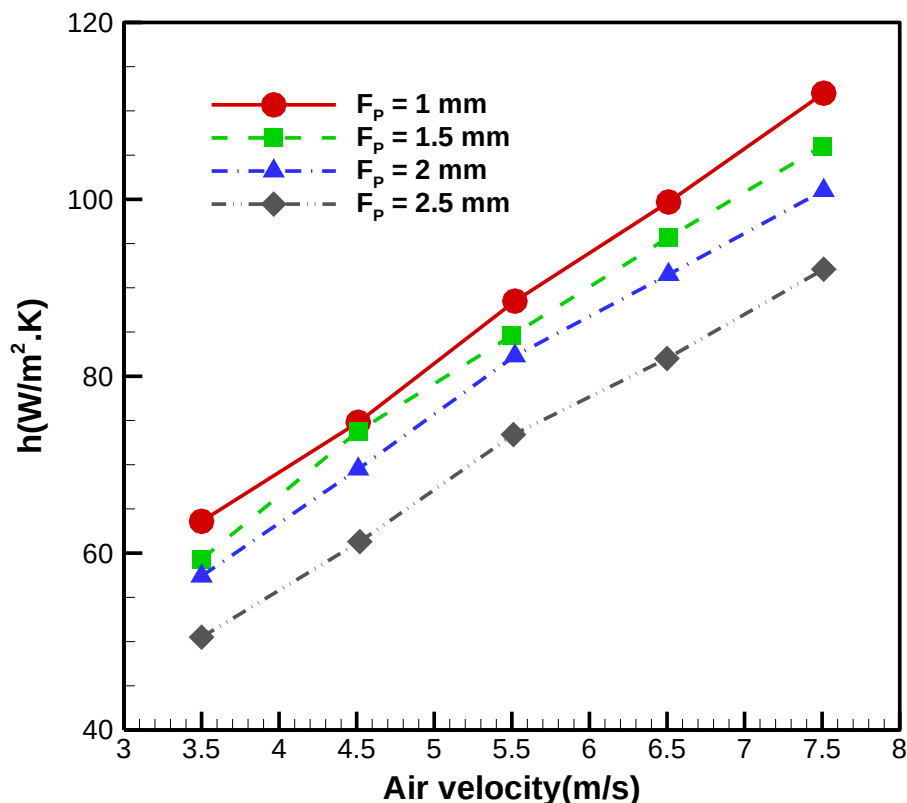
باتوجه به شکل فوق می‌توان دریافت که به‌طور کلی ضریب مطلوبیت برای کانال دارای دو طرف پره بیشتر از کانال دارای یک طرف پره است. همچنین کانال ساده دارای کمترین ضریب مطلوبیت است. به بیان دیگر با افزودن پره به یک طرف کانال ساده ضریب مطلوبیت به‌صورت چشمگیری افزایش می‌یابد. همچنین با افزودن پره به طرف دوم هر چند ضریب مطلوبیت افزایش می‌یابد؛ اما این مقدار افزایش نسبت به حالت قبلی کمتر است؛ بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که کانال دارای دو طرف پره در مقایسه با دو کانال دیگر از عملکرد بهتری برخوردار است. در شکل (۱۱) تأثیر گام پره‌ها بر روی افت فشار در مبدل حرارتی فشرده هوا به هوا که دو سمت آن مجهز به پره اعوجاجی است، مشاهده می‌شود. فاصله گام‌های در نظر گرفته شده برابر با ۰.۵ میلی‌متر است.



شکل ۱۱. تأثیر تغییر گام پره بر روی افت فشار در سرعت‌های مختلف جریان هوا برای مبدل حرارتی فشرده هوا به هوا

باتوجه به شکل فوق می‌توان دریافت که با کاهش گام پره‌ها، مقدار افت فشار بیشتر می‌شود و برای همه حالت‌های مورد بررسی این وضعیت قابل مشاهده است. همچنین مشاهده می‌شود که وقتی گام پره از ۲/۵ به ۱ میلی‌متر کاهش پیدا می‌کند افت فشار تقریباً ۳/۲ برابر می‌شود. در واقع کاهش گام پره منجر به افزایش مساحت سطح انتقال حرارت می‌شود و همین امر منجر به افزایش تلفات ویسکوز بر روی سطح و زیاد شدن افت فشار می‌گردد. همچنین مشاهده می‌شود که این افت فشار به اندازه‌ای است که نمی‌توان از آن صرف‌نظر کرد.

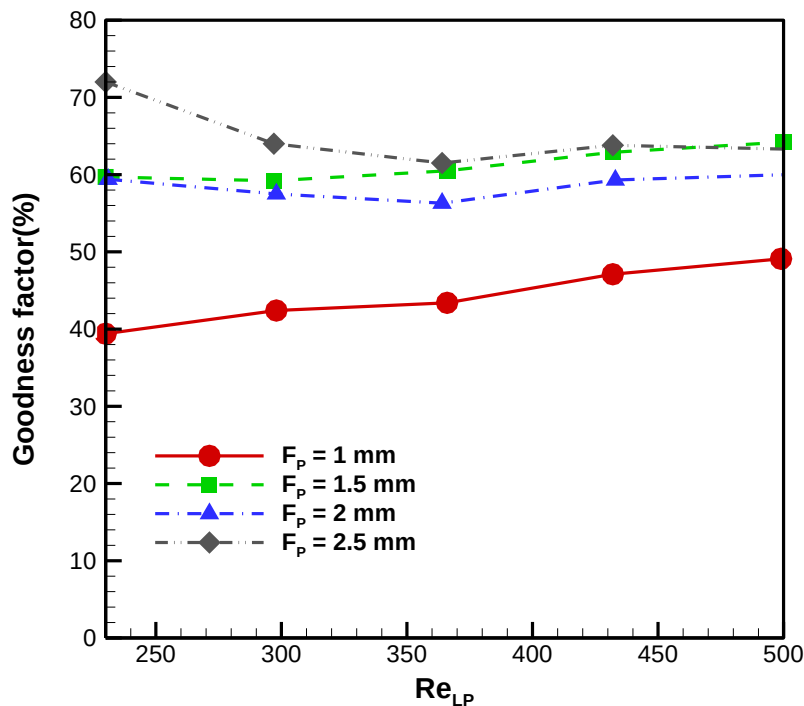
در شکل (۱۲) تغییرات ضریب انتقال حرارت نسبت به سرعت هوای دمیده شده بر روی پره‌ها آورده شده است.



شکل ۱۲. تأثیر تغییر گام پره بر روی ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی در سرعت‌های مختلف جریان هوا برای مبدل حرارتی فشرده هوا به هوا

همان‌طور که در شکل (۱۲) مشاهده می‌شود، تقریباً یک رابطه نسبتاً خطی میان افزایش ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی و افزایش سرعت جریان هوا برای یک مقدار ثابت گام پره مشاهده می‌شود. در صورتی که سرعت جریان هوا ثابت و برابر با ۳.۵ متر بر ثانیه در نظر گرفته شود و گام پره‌ها از ۲/۵ میلی‌متر به ۱ میلی‌متر کاهش پیدا کند، ضریب انتقال حرارت تقریباً ۲۰٪ افزایش پیدا می‌کند که علت آن را همان‌طور که پیش‌تر نیز عنوان شد می‌توان افزایش سطح انتقال حرارت بین سیال گرم (هوا) و سیال سرد (هوا) در صورت کاهش گام پره در نظر گرفت. البته در این جا یک پدیده دیگر نیز وجود دارد به این صورت که بر خلاف چیزی که پیش‌تر عنوان شد، با کاهش گام پره به دلیل ایجاد اختلاط میان‌لایه مرزی حرارتی بین سطوح، ضریب انتقال حرارت میل به کم‌شدن پیدا می‌کند. دو تأثیر عنوان شده در بالا همواره در راستای مقابله با یکدیگر عمل می‌کنند به همین دلیل است که مشاهده می‌شود در صورتی که گام پره از ۱ میلی‌متر به ۱/۵ میلی‌متر افزایش پیدا می‌کند، ضریب افزایش انتقال حرارت یک افزایش چشمگیری دارد که بخشی از آن به این مربوط می‌شود که دیگر با افزایش گام بین پره‌ها اختلاط لایه مرزی دمایی صورت نمی‌گیرد.

طراحان مبدل‌های حرارتی به‌ویژه مبدل‌های حرارتی فشرده پره‌دار برای ارزیابی عملکرد کلی ترمو هیدرولیک از ضریبی تحت عنوان ضریب مطلوبیت سطح^۱ استفاده می‌کنند که با نماد $\frac{j}{f}$ نشان داده می‌شود. در شکل زیر تغییرات این ضریب نسبت به عدد رینولدز نشان داده شده است.



شکل ۱۳. تأثیر تغییر گام پره بر روی فاکتور مطلوبیت برای اعداد مختلف رینولدز در مبدل حرارتی فشرده هوا به هوا

باتوجه به شکل (۱۳) می‌توان دریافت که وقتی گام پره از ۱ میلی‌متر به ۲/۵ میلی‌متر افزایش پیدا می‌کند و عدد رینولدز ثابت است، مقدار این فاکتور در حدود ۴۵/۵٪ بهبود می‌یابد. علت این امر را این‌گونه می‌توان توضیح داد که هر چند با کاهش گام پره ضریب انتقال حرارت افزایش پیدا می‌کند؛ اما مقدار افت فشار نیز به شدت افزایش پیدا می‌کند و همین علتی است برای کاهش فاکتور مطلوبیت. همچنین مشاهده می‌شود که افزایش عدد رینولدز می‌تواند منجر به بهبود فاکتور مطلوبیت شود. هر چند که با افزایش عدد رینولدز اختلاف فاکتور مطلوبیت برای گام‌های پره ۱/۵، ۲ و ۲/۵ میلی‌متر بسیار جزئی است. به طور خلاصه از مجموع موارد فوق می‌توان نتیجه گرفت که گام پره ۱/۵ میلی‌متر بهترین حالت کارایی را به دست می‌دهد.

۷- جمع‌بندی

¹ surface goodness factor

تجزیه و تحلیل پارامتریک جامعی بر روی رفتار حرارتی-هیدرولیکی یک مبدل حرارتی فشرده هوا به هوا با پره انجام شده است. این نوع مبدل‌ها معمولاً در سیستم‌های خنک‌کاری تجهیزات مخابراتی و سایر کاربردهای مشابه به کار می‌روند. در این مطالعه، تأثیر تغییرات پارامترهای کلیدی بر عملکرد مبدل به دقت بررسی شده است. یافته‌های کلیدی این تحلیل پارامتریک به شرح زیر است:

✓ تأثیر گام پره بر افت فشار و انتقال حرارت: با کاهش اندازه گام پره، میزان افت فشار در سرعت مشخصی از جریان هوا افزایش می‌یابد که دلیل اصلی آن افزایش مقاومت در مسیر جریان است. این رابطه در تمام بازه‌های گام پره به یک میزان بارز نیست. از سوی دیگر، ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی نیز با کاهش گام پره بهبود می‌یابد. بنابراین، انتخاب یک گام پره بهینه باید بر اساس معیاری ترکیبی مانند ضریب مطلوبیت (کارایی کلی) انجام گیرد.

✓ تعامل گام پره با کارایی کلی: کاهش بیش از حد گام پره اگرچه ممکن است انتقال حرارت را به میزان جزیی افزایش دهد، اما سبب افزایش قابل توجه افت فشار می‌گردد. در نتیجه، ضریب مطلوبیت کلی مبدل به شکل محسوسی کاهش می‌یابد که نشان‌دهنده کاهش بازدهی انرژی سیستم است.

✓ تأثیر زاویه پره: مقدار افت فشار در مبدل تحت تأثیر دو عامل است: در زوایای کم پره، تلفات غالباً ناشی از افت‌های ورودی و خروجی است، در حالی که در زوایای بالاتر، انسداد مسیر جریان عامل اصلی است. برای دستیابی به عملکرد بهتر، انتخاب یک زاویه پره بهینه ضروری است که از یک‌سو امکان هدایت مؤثر جریان را فراهم کند و از سوی دیگر به افزایش ضریب انتقال حرارت بینجامد.

✓ اعتبارسنجی نتایج: در نهایت، داده‌های حاصل از شبیه‌سازی عددی با نتایج آزمایش‌های تجربی مقایسه شده‌اند. این مقایسه نشان‌دهنده توافق بسیار خوب بین خروجی مدل عددی و داده‌های واقعی است که صحت و قابلیت اطمینان تحلیل ارائه‌شده را تأیید می‌کند.

واژه نامه



- [1] A. Sadeghianjahromi, S. Kheradmand, H. Nemati, and C.-C. Wang, "Heat transfer enhancement of wavy fin-and-tube heat exchangers via innovative compound designs," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 149, p. 106211, 2020. Doi: [10.1016/j.ijthermalsci.2019.106211](https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2019.106211).
- [2] A. Y. Adam *et al.*, "State of the art on flow and heat transfer performance of compact fin-and-tube heat exchangers," *J. Therm. Anal. Calorim.*, vol. 139, pp. 2739–2768, 2020. Doi: [10.1007/s10973-019-09163-y](https://doi.org/10.1007/s10973-019-09163-y).
- [3] A. Okbaz, A. Pınarbaşı, and A. B. Olcay, "Experimental investigation of effect of different tube row-numbers, fin pitches and operating conditions on thermal and hydraulic performances of louvered and wavy finned heat exchangers," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 151, p. 106256, 2020. Doi: [10.1016/j.ijthermalsci.2020.106256](https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2020.106256).
- [4] F. Ribeiro, K. E. de Conde, E. C. Garcia, and I. P. Nascimento, "Heat transfer performance enhancement in compact heat exchangers by the use of turbulators in the inner side," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 173, p. 115188, 2020. Doi: [10.1016/j.applthermaleng.2020.115188](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115188).
- [5] A. Sadeghianjahromi and C.-C. Wang, "Heat transfer enhancement in fin-and-tube heat exchangers—A review on different mechanisms," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 137, p. 110470, 2021. Doi: [10.1016/j.rser.2020.110470](https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.110470).
- [6] D. Hu *et al.*, "Performance optimization of a wavy finned-tube heat exchanger with staggered curved vortex generators," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 183, p. 107830, 2023. Doi: [10.1016/j.ijthermalsci.2022.107830](https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2022.107830)
- [7] J. Y. Ho, K. C. Leong, and T. N. Wong, "Additively-manufactured metallic porous lattice heat exchangers for air-side heat transfer enhancement," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 150, p. 119262, 2020. Doi: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119262](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119262).
- [8] H. Zhang *et al.*, "Experimental and numerical investigations of thermal-hydraulic characteristics in a novel airfoil fin heat exchanger," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 175, p. 121333, 2021. Doi: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121333](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121333).
- [9] C. Y. Zhu, Y. Guo, H. Q. Yang, B. Ding, and X. Y. Duan, "Investigation of the flow and heat transfer characteristics of helium gas in printed circuit heat exchangers with asymmetrical

airfoil fins,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 186, p. 116478, 2021. Doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.116478

- [10] J. S. Kwon, S. Son, J. Y. Heo, and J. I. Lee, “Compact heat exchangers for supercritical CO₂ power cycle application,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 209, p. 112666, 2020. Doi: 10.1016/j.enconman.2020.112666.
- [11] S. K. Sarangi *et al.*, “Analysis and optimization of the curved trapezoidal winglet geometry in a compact heat exchanger,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 182, p. 116088, 2021. Doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.116088.
- [12] F. Tahrouf, F. Djeflal, L. Bordja, and A. H. Benmachiche, “Numerical study to predict optimal configuration of wavy fin and tube heat exchanger with various tube shapes,” *J. Renew. Energies*, pp. 219–228, 2022.
- [13] A. Gupta, A. Roy, S. Gupta, and M. Gupta, “Numerical investigation towards implementation of punched winglet as vortex generator for performance improvement of a fin-and-tube heat exchanger,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 149, p. 119171, 2020. Doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119171
- [14] J. Lin, A. J. Mahvi, T. S. Kunke, and S. Garimella, “Improving air-side heat transfer performance in air-cooled power plant condensers,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 170, p. 114913, 2020. Doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.114913.
- [15] M. Bao, W. Min, R. Zhao, Z. Zhengping, and L. Huoxing, “Micromanufacturing technologies of compact heat exchangers for hypersonic precooled airbreathing propulsion: a review,” *Chin. J. Aeronaut.*, vol. 34, no. 2, pp. 79–103, 2021. Doi: 10.1016/j.cja.2020.10.001.
- [16] M. A. Jamil *et al.*, “A comprehensive design and optimization of an offset strip-fin compact heat exchanger for energy recovery systems,” *Energy Convers. Manag.: X*, vol. 100191, 2022. Doi: 10.1016/j.ecmx.2022.100191.
- [17] C. Abeykoon, “Compact heat exchangers–Design and optimization with CFD,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 146, p. 118766, 2020. Doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.118766.
- [18] Z. Wang, F. Han, Y. Li, and B. Sundén, “Numerical investigation on thermal performance design of cryogenic compact heat exchangers with serrated-fin channels,” *Heat Transf. Eng.*, vol. 41, no. 22, pp. 1856–1868, 2020. Doi: 10.1080/01457632.2019.1704653.
- [19] F. R. de Castro, L. H. Cisterna, and M. B. Mantelli, “Design correlations for a novel enhanced compact heat exchanger with offset circular fins,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 208, p. 109480, 2025. Doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2024.109480.
- [20] J. Liu *et al.*, “Machine learning prediction of thermal–hydraulic (j–f) characteristics in compact heat exchangers with six fin configurations,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 128491, 2025. Doi: 10.1016/j.applthermaleng.2024.128491.

- [21] G. Aujla and C. Ranganayakulu, "Establishment of Colburn 'j' factor and Fanning friction factor 'f' correlations for a compact heat exchanger having perforated wavy fins using Computational Fluid Dynamics," *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 108, p. 109484, 2024. Doi: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2024.109484.
- [22] J. Liu *et al.*, "Enhanced compactness and thermal performance of a novel double spiral finned heat exchanger: A CFD and ANN approach," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 126910, 2025. Doi: 10.1016/j.applthermaleng.2024.126910.
- [23] F. L. Rashid *et al.*, "Enhancing the thermal performance of different types of heat exchangers with fins: A comprehensive review," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 166, p. 109177, 2025. Doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2024.109177.
- [24] R. S. Andhare, A. Shooshtari, S. V. Dessiatoun, and M. M. Ohadi, "Heat transfer and pressure drop characteristics of a flat plate manifold microchannel heat exchanger in counter flow configuration," *Int. J. Therm. Sci.* 2016. Doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2015.03.002.
- [25] I. Shahdad and F. Fazelpour, "Numerical analysis of the surface and geometry of plate fin heat exchangers for increasing heat transfer rate," *Int. J. Energy Environ. Eng.*, vol. 9, no. 2, pp. 155–167, 2018. Doi: 10.1007/s40095-017-0254-4.