



بررسی تجربی ساختار حرارتی و انتقال حرارت جابجایی از مجموعه پره های سوراخ دار با سوراخ های متقاطع

محمد مهدی توکل^۱، حسین سعادت^۱ و محمود یعقوبی^۲

^۱دانشگاه آزاد اسلامی واحد شیراز، بخش مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، شیراز، ایران

^۲استاد دانشکده مکانیک، دانشگاه شیراز

تاریخ دریافت: ۱۳۹۳/۱۲/۲۶؛ تاریخ بازنگری: ۱۳۹۴/۰۲/۳۰؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۴/۰۷/۱۳

چکیده

در این مطالعه، سعی شده به کمک اندازه‌گیری تجربی، انتقال حرارت جابجایی از نوع جدیدی از آرایه پره‌های سوراخ دار ارائه شود. با توجه به نتایج این تحقیق، اطلاعات کاربردی در مورد ویژگی‌های حرارتی این نوع پره‌ها استخراج و می‌توان به طراحی پره‌ها با قابلیت انتقال حرارت بالا رسید. در این تحقیق، اثر سوراخ‌های متقاطع برای اولین بار مورد بررسی قرار گرفته است. مقایسه ضریب انتقال حرارت جابجایی این نوع پره‌ها با پره‌های بدون سوراخ و پره‌های سوراخ دار با سوراخ‌های طولی، بیانگر آن است که این آرایه از پره‌ها، دارای قابلیت مناسب‌تری در دفع حرارت نسبت به طراحی‌های پیشین برای پره‌های سوراخ دار است. آرایش پره‌های حاضر، دارای ضریب انتقال حرارت جابجایی و کارایی بیشتر به میزان ۵۰٪ نسبت به آرایش‌های پیشین است. مقایسه دمای سطح پره‌ها با تصویرگیری مادون قرمز، بیانگر بالاتر بودن دمای سطح پره میانی نسبت به پره‌های جانبی است؛ همچنین می‌توان از نتایج تحقیق حاضر برای اعتبارسنجی حل عددی میدان دما در اطراف پره‌های سوراخ دار استفاده کرد.

کلمات کلیدی: انتقال حرارت جابجایی، اندازه‌گیری توزیع دما، ضریب انتقال حرارت، پره‌های سوراخ دار، سوراخ‌های متقاطع، ترموگرافی

Experimental investigation of thermal structure and convection heat transfer from an array of perforated fins with cross openings

M. M. Tavakol¹, H. Saadat¹ and M. Yaghoubi²

¹Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Shiraz Branch, Islamic Azad University, Shiraz, Iran

²School of Mechanical Engineering, Shiraz, Iran

Abstract

In this study attempt is made to study convection heat transfer from a new type of perforated fins with cross perforations using experimental measurement. Using the present experimental measurements, thermal performance of such perforated fins are determined. Comparison of convection heat transfer from the present array of perforated fins with the previous studies of perforated fins illustrates better heat transfer performance of the new arrangement and its higher convection heat transfer coefficient. Quantitatively, using the present fin arrangement increases the heat transfer coefficient and the fin effectiveness for about 50% with respect to the previous perforated arrangement. Comparison of the fins surface temperature measured by thermograph imager depict higher surface temperature for the middle fin. In addition, the present experimental data can be used to validate numerical simulations of perforated fins.

Keywords: Convection heat transfer; temperature measurement; convection heat transfer coefficient; perforated fins; cross perforations; thermography

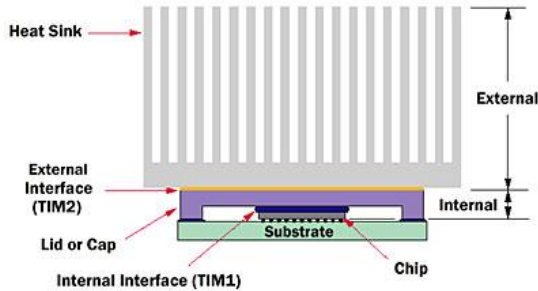
۱- مقدمه

امروزه با توجه به پیشرفت روزافزون تکنولوژی در زمینه تجهیزات الکترونیکی، خنک‌سازی این وسایل نیز از اهمیت خاصی برخوردار است. سطوح گسترده (پره‌ها) در صنعت، به منظور افزایش نرخ انتقال حرارت در بسیاری مبدل‌های حرارتی و تجهیزات استفاده می‌شود. پره‌های مورد استفاده در مبدل‌های حرارتی اشکال گوناگونی دارند که از آن جمله می‌توان به پره‌های مستطیلی، استوانه‌ای، پینی و یا ترکیبی از این اشکال اشاره کرد. بهره‌گیری از پره‌ها سبب کاهش تمرکز شار حرارتی می‌شود، در مقابل هزینه اضافی ساخت سطح و ماده رسانای حرارتی برای انتقال، حرارت را در پی دارد. از جمله کاربردهای پره‌ها می‌توان به پره‌های موجود جهت خنک کردن پردازشگر کامپیوتر و قطعات الکترونیکی اشاره کرد. با پیشرفت روزافزون کامپیوترها و ورود پردازشگرهای قوی حجم بالایی از اطلاعات در زمان بسیار کم پردازش می‌شود. پردازش سریع، موجب به وجود آمدن گرما در پردازشگر می‌شود و چنانچه این حرارت دفع نگردد، تنش‌های حرارتی باعث از بین رفتن پردازشگر و در نهایت کل سیستم می‌شود. در شرایط حاضر و با ساخت کامپیوترهای پیشرفته تکنیک دفع گرما باید کاراتر و مؤثرتر از گذشته شود؛ زیرا از نظر افزایش ضریب انتقال حرارت جابجایی محدودیت‌هایی وجود دارد. از این رو نیاز به طراحی پره‌هایی با راندمان بالاتر برای نصب روی پردازشگر و سایر تجهیزات الکترونیکی کاملاً احساس می‌شود. برای کسب انتقال حرارت مناسب تر به کمک سطوح گسترده، می‌توان از مواد رسانایی حرارتی بالا استفاده کرد. فرآیند توزیع حرارتی، یکی از راه‌های مؤثر در انتقال حرارت برای خنک‌کاری وسایلی با توان تولیدی حرارتی بالا است. شکل ۱، نمونه‌ای از فرآیند پخش حرارتی به کمک سطوح گسترده را نشان می‌دهد. تحلیل فرآیند پخش حرارتی به دلیل عدم استقلال هدایت و جابجایی حرارتی و رقابت بین آنها پیچیده است.

در زمینه میدان جریان و انتقال حرارت از سطوح گسترده، مطالعات تجربی و عددی مختلفی انجام شده است.

وانگ^۱ و چی^۲ [۱]، پره‌های موجی شکل را به صورت تجربی بررسی و روابطی را برای ضریب انتقال حرارت و ضریب

اصطکاک آنها ارائه کردند. سویدی^۳ و بونتیمپس^۴ [۲]، با در نظرگیری پره‌های سوراخ‌دار و بدون سوراخ در یک کانال مستطیلی باریک به صورت تجربی، جریان را در داخل کانال بررسی کردند



شکل ۱- مجموعه‌ای با سطوح گسترده و ماده تماسی

سارا^۵ [۳] با یک مطالعه آزمایشگاهی، انتقال حرارت را در یک کانال که در آن بلوک‌های سوراخ‌دار به سطح کانال متصل شده‌اند، را مورد بررسی قرار داد. در این تحقیق عدد رینولدز بر اساس قطر هیدرولیکی کانال در محدوده ۶۶۷۰ تا ۴۰۰۰۰ بوده، زاویه حمله جریان نسبت به بلوک‌ها از صفر تا ۴۵ درجه تغییر می‌کند؛ همچنین قطر سوراخ‌ها نیز بین ۲/۵ تا ۸ میلی‌متر در نظر گرفته شده‌اند. سارا [۳] ادعا کرد که با افزایش زاویه حمله و قطر سوراخ و نیز کاهش عدد رینولدز، انتقال حرارت افزایش می‌یابد. شاعری^۶ و یعقوبی^۷ [۴]، در طی مطالعات عددی خود جریان متلاطم هوا با عدد پرانتل ۰/۷۱ همراه با انتقال حرارت را روی یک آرایه از پره‌ها که سوراخ‌هایی به شکل مکعب مستطیل در راستای طولی آن قرار گرفته را مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها گزارش کردند که با افزایش تعداد سوراخ‌ها، انتقال حرارت به مقدار قابل توجهی افزایش یافته است. آنها همچنین روابطی جهت محاسبه عدد ناسلت برای فین‌های سوراخ‌دار در مقایسه با فین‌های بدون سوراخ ارائه کردند. سارا و همکاران [۵]، میزان انتقال حرارت روی یک آرایه‌ای از مکعب‌هایی که به صورت یک در میان روی یک صفحه قرار داده شده‌اند را به صورت آزمایشگاهی

² Chi

³ Souidi

⁴ Bontemps

⁵ Sara

⁶ Shaeri

⁷ Yaghoubi

¹ Wang

در عدد رینولدز ($Re = \frac{UD_p}{\nu}$) تا ۱۰۰۰۰ تا ۳۴۰۰۰ مورد بررسی قرار دادند و نتایج را با حالتی مقایسه کردند که مکعب‌ها در یک راستا باشند. آنها به این نتیجه رسیدند، در حالتی که مکعب‌ها به صورت یک در میان قرار گرفته اند، میزان انتقال حرارت افزایش می‌یابد. اخیرا شاعری و جن^۱ [۶]، در تحقیق خود فین‌های سوراخ دار با سوراخ‌های عرضی را بررسی کردند. در این تحقیق، تاثیر تعداد سوراخ‌های عرضی بر کارایی فین‌های سوراخ‌دار در مقایسه با فین‌های بدون سوراخ بررسی شده است. با استفاده از شبیه‌سازی عددی صورت گرفته، روابطی جهت محاسبه کارایی و عدد ناسلت برای فین‌های سوراخ دار با سوراخ‌های جانبی ارائه شده است. گوروواتانا^۲ [۷] به بررسی عددی انتقال حرارت در چاه‌های حرارتی با حفره‌هایی جهت افزایش نرخ تبادل حرارت در ابعاد میکرو پرداخت. بر اساس نتایج در حالتی که عدد رینولدز جریان بر اساس طول کانال از ۱۲۵ بیشتر است، وجود حفره در کف کانال سبب افزایش نرخ انتقال حرارت می‌شود. در تحقیق دیگری لاوسون^۳ و همکاران [۸] به بررسی تجربی و عددی فاصله بین پره‌های پینی شکل بر روی انتقال حرارت و افت فشار پرداختند. محدوده عدد رینولدز جریان بر اساس قطر هیدرولیکی کانال ۵۰۰۰ تا ۳۰۰۰۰ انتخاب شده و نتایج حاصل نشان دادند که فاصله طولی فین‌ها نسبت به فاصله عرضی تاثیر بیشتری بر روی انتقال حرارت از سطح دارد. دیانی^۴ و همکاران [۹] به صورت تجربی و عددی به بررسی تاثیر پارامترهای ابعادی بر روی رفتار دمایی در چاه‌های حرارتی پرداختند. مشفق^۵ و همکاران [۱۰] با استفاده از مطالعات تجربی به بررسی انتقال حرارت و افت فشار جریان هوا در اطراف مجموعه پره‌ها پرداختند و روابطی را جهت محاسبه ضریب انتقال حرارت و افت فشار ارائه نمودند. سرکار^۶ و همکاران [۱۱] انتقال حرارت را در یک کانال با استفاده از فین‌های سوراخ دار با شکل ستاره ای بررسی کردند و همچنین توانستند رابطه‌های تجربی برای اعداد

رینولدز مختلف بدست آورند. ساهین^۷ و دمیر^۸ [۱۲] اثر افزایش سرعت ورودی سیال و سطح را برای پره‌های مکعبی شکل بررسی کردند و مشاهده کردند که انتقال حرارت با افزایش سطح افزایش خواهد یافت. دامنی^۹ و فرکده^{۱۰} [۱۳] مطالعاتی تجربی را در راستای بهبود انتقال حرارت و افت فشار برای یک صفحه تخت در یک کانال مستطیلی شکل داشتند. یعقوبی و ولایتی^{۱۱} [۱۴] روابط همبستگی را برای عدد ناسلت و همچنین بازده فین‌های حرارتی در جریان مغشوش در ردیف‌های مکعبی ارتقا دادند. وو^{۱۲} و همکاران [۱۵] یک مدل را به منظور پیش بینی کردن خصوصیات دما برای یک فین صفحه‌ای ارتقا دادند. آنها توانستند رابطه‌هایی برای ضریب اصطکاک و عدد ناسلت برای اعداد رینولدز کمتر از ۵۰۰۰ بر اساس قطر هیدرولیکی کانال‌ها در فین صفحه‌ای ارائه نمایند. لائو^{۱۳} و ماهاجان^{۱۴} [۱۶] مطالعات تجربی و عددی برای بدست آوردن خصوصیات دمایی فین صفحه‌ای انجام دادند و ۳۰ درصد مقاومت گرمایی بالاتر برای یک فین صفحه‌ای در مقایسه با فین پینی شکل صفحه‌ای گزارش کردند. چین^{۱۵} و همکارانش [۱۷] به تحقیق تجربی و عددی برای فین‌های متناوب سوراخ دار پینی پرداختند تا نرخ انتقال حرارت را افزایش دهند. آنها گزارش دادند که عدد ناسلت برای پین‌های سوراخ دار ۴۵ درصد نسبت به پین‌های قبلی سنتی که به حالت بدون سوراخ بودند بیشتر است و در واقع با افزایش تعداد سوراخ‌ها این عدد افزایش می‌یابد. آنان همچنین دریافتند که کاهش چشمگیری در افت فشار سیال (حدود ۱۸ درصد) در مقایسه با پین‌های سنتی وجود دارد. آل دوری^{۱۶} [۱۸] به صورت تجربی انتقال حرارت جابجایی طبیعی در یک فین صفحه‌ای مستطیلی شکل که دارای سوراخ‌های دایره‌ای بود را به عنوان سینک حرارتی گسترش داد. او نشان داد که دمای فین بدون سوراخ از ۳۰ °C به ۲۵ °C افت می‌کند اما دما در فین سوراخ‌دار در

⁷Sahin

⁸Demir

⁹Dhumne

¹⁰Farkade

¹¹Velayati

¹²Wu

¹³Lau

¹⁴Mahajan

¹⁵Chin

¹⁶Al-Doori

¹Jen

²Gururata

³Lawson

⁴Diani

⁵Moshfegh

⁶Sarkar

ارائه شده و با طراحی آزمایش به کمک روش تاگوشی مقادیر بهینه برای میزان تخلخل صفحات برای بیشینه انتقال حرارت از صفحات گزارش شده است. آنها گزارش کردند که برای فین با تخلخل ۰/۲۲ و جریان با عدد رینولدز ۸۷۰۰۰ در حدود ۱۹٪ افزایش در انتقال حرارت نسبت به فین‌های بدون سوراخ وجود دارد. سنگ تراش و شکوهمند [۲۳] به بررسی تجربی و عددی انتقال حرارت از مجموعه فین‌های دارای فرورفتگی و برجستگی به صورت هم ردیف و غیر هم ردیف پرداختند. نتایج برای اعداد رینولدز ۶۰۰ تا ۱۲۰۰ بر اساس گام طولی فین‌ها ارائه شده و نشان می‌دهند که آرایش غیر هم ردیف فین‌ها نسبت به آرایش هم ردیف قابلیت انتقال حرارت بیشتری دارند.

با بررسی تحقیقات صورت گرفته و نتایج ارائه شده در منابع موجود تاکنون پره‌های سوراخ دار با سوراخ‌های متقاطع از لحاظ حرارتی مورد بررسی قرار نگرفته‌اند، از این نظر در این پژوهش کارایی این نوع پره‌ها در مقایسه با نمونه‌های قبلی به صورت تجربی در اعداد رینولدز مختلف مورد بررسی قرار می‌گیرد. بدین منظور با اندازه گیری دما به کمک مجموعه ترموکوپل‌های کالیبره شده و دستگاه ترموگراف، این نمونه از پره‌ها از نظر ساختار حرارتی مورد بررسی قرار گرفته است. از نتایج اندازه‌گیری‌های صورت گرفته و با استفاده از مدل سازی انتقال حرارت، ضریب انتقال حرارت جابجایی متوسط آرایه پره‌ها و کارایی آنها محاسبه شده و با نتایج تحقیقات پیشین مقایسه شده است.

۲- مجموعه آزمایش

به منظور بررسی کارایی حرارتی فین‌های سوراخ دار اندازه گیری‌های متنوعی صورت گرفته اند. به این منظور، مطالعه تجربی برای یک مدل پره‌های سوراخ دار در تونل باد انجام شده است. تونل باد، دارای مقطع مربعی شکل به ابعاد ۴۶ در ۴۶ سانتی متر و طول ۲۲۰ سانتی متر است. سرعت سیال درون تونل باد با استفاده از یک سیستم معکوس‌کننده متناوب تنظیم شده است. برای بررسی بهتر خصوصیات انتقال حرارت فین‌های سوراخ دار یک مدل آلومینیومی جهت آزمایش آماده شده است که در شکل ۲-الف نشان داده شده است. این ماده در خنک کردن دستگاه‌ها در صنعت‌های مختلف به وفور مورد استفاده قرار می‌گیرد. در بخش پایینی

توان حرارتی پایین از ۳۰ °C به ۲۳/۷ °C رسید. در توان حرارتی بالا این تفاوت بیشتر چشمگیر است به گونه ای که در فین بدون سوراخ دما از ۲۵۰ °C به ۴۹ °C یافت در حالی که در فین‌های سوراخ دار دما از ۲۵۰ °C به ۳۶ °C رسیده است. همچنین او نشان داد که نرخ انتقال حرارت با زیاد شدن تعداد سوراخ‌ها بالا می‌رود. آل عیسی^۱ [۱۹] انتقال حرارت جابجایی طبیعی به کمک فین مستطیلی شکل افقی با سوراخ‌های مربع شکل را با فین‌های ساده بدون سوراخ مقایسه کرد. همچنین او نشان داد که با افزایش تعداد سوراخ‌ها نرخ انتقال حرارت بیشتر می‌شود. او گزارش داد که در نتیجه بیشتر شدن ضخامت فین، نرخ انتقال حرارت در فین‌های سوراخ‌دار بیشتر می‌شود. لاسون^۲ و همکاران [۲۰] تحقیقاتی را بر روی اثر فاصله پین‌ها بر روی انتقال حرارت و افت فشار از طریق ردیف‌های پین‌ها در اعداد رینولدز مختلف در بازه‌ی ۵۰۰۰ تا ۳۰۰۰۰ انجام دادند. در این تحقیق عدد رینولدز جریان بر اساس قطر هیدرولیکی کانال محاسبه شده است. آنها نتیجه گرفتند که فاصله‌ی فین‌ها تاثیر زیادی در انتقال حرارت دارد و گزارش کردند که استفاده از فین‌های پینی شکل باعث کاهش افت فشار می‌شود. اخیرا اسماعیل^۳ و همکاران [۲۱] شبیه سازی عددی را برای انتقال حرارت جابجایی در جریان مغشوش از فین‌های جامد سوراخ‌دار و طول انجام دادند. در مطالعه‌ی آنها هوا به عنوان سیال انتخاب شده و انتقال حرارت جابجایی با استفاده از معادلات ناویر استوکس و مدل مغشوش RNG k-ε بررسی شده است. در این مطالعه انتقال حرارت و میدان جریان در اعداد رینولدز ۲۰۰۰۰ تا ۳۹۰۰۰ بر اساس طول فین شبیه سازی شده است. نتایج آنها مشخص کرده است که در بین فین‌های بررسی شده آن دسته از فین‌ها با سوراخ‌های دایره‌ای شکل، انتقال حرارت چشمگیرتر و افت فشار کمتری دارند. داناوادی^۴ و همکاران [۲۲] به صورت تجربی به بررسی افزایش انتقال حرارت از پره‌های سوراخ‌دار مستطیلی با سوراخ‌های جانبی در داخل کانال پرداختند. نتایج برای جریان با محدوده رینولدز ۲۱۰۰۰ تا ۸۷۰۰۰ بر اساس قطر هیدرولیکی کانال

¹ Al-Essa

² Lawson

³ Ismail

⁴ danavade



(د)

شکل ۲- الف) مجموعه پره های سوراخ دار در تونل باد و زیر پایه پره ها، ب) آرایش المان های حرارتی داخل مدل، ج) شماتیک مجموعه اندازه گیری، د) کنسول جریان مستقیم و دستگاه اندازه گیری

هندسه ساخته شده برای انجام آزمایش و ابعاد پره‌ها و سوراخ‌ها در مدل، در شکل ۳ نشان داده شده‌اند. بعد از آماده‌سازی مدل با استفاده از یک کنسول جریان مستقیم با عبور دادن جریان از المنت‌های نصب شده در بخش زیرین مدل، حرارت دهی صورت می‌گیرد. کنسول اندازه‌گیری، دارای صفحه نمایشگر ولتاژ و جریان الکتریکی است و بدین شکل توان حرارتی ورودی به مجموعه مورد آزمایش، قابل اندازه‌گیری است. مقدار حرارت ورودی به مجموعه با استفاده از کنسول جریان مستقیم 28 ± 1 وات اندازه‌گیری شده است. به منظور اندازه‌گیری دما از مدل ساخته شده از ترموکوپل‌های کالیبره شده نوع K استفاده شده است. بدین منظور برای اندازه‌گیری دما شش حفره داخل مدل برای قرار دادن ترموکوپل‌ها ایجاد شده و داخل آن‌ها سیم‌های ترموکوپل قرار گرفته‌اند. موقعیت ترموکوپل‌ها در پره‌های سوراخ دار در شکل ۳ نشان داده شده است. به منظور کالیبره کردن ترموکوپل‌ها از مخلوط آب و یخ با دمای صفر درجه سانتی‌گراد و آب جوش استفاده شده است. هر ترموکوپل به یک نمایشگر دیجیتال متصل شده که می‌توان به کمک آن‌ها دما را در محل ترموکوپل ثبت کرد. دقت اندازه‌گیری دما با استفاده از مجموعه اندازه‌گیری 0.5 درجه سانتی‌گراد است. لازم به ذکر است که با توجه به قرارگیری المان حرارتی در بخش پایینی مدل، محل ترموکوپل‌ها به گونه‌ای انتخاب شده‌اند که اولاً امکان عبور دادن آن‌ها از داخل مدل وجود داشته باشد و ثانیاً کمترین میزان اغتشاش را در اطراف مدل مورد

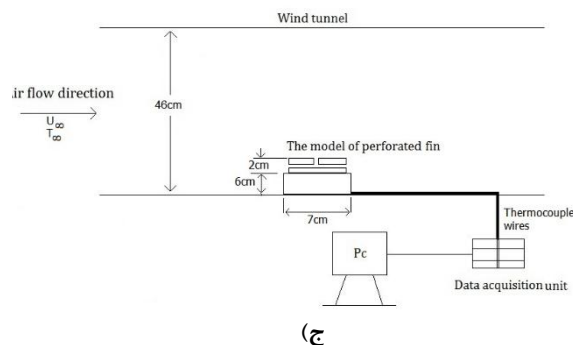
این مدل آلومینیومی مطابق شکل ۲-ب، المنت های حرارتی عبور داده شده‌اند تا بتوان بدین شکل حرارت مورد نیاز برای مجموعه را مهیا کرد. به منظور کاهش دادن میزان اتلاف حرارتی در اطراف مدل تهیه شده، لایه ای از عایق از جنس پنبه نسوز به ضخامت ۲ سانتی‌متر و ضریب هدایت حرارتی 0.1 وات بر متر کلونین استفاده شده است. پس از عایق بندی مدل، پوششی از آلومینیوم به دور مدل کشیده شده است تا بتوان از مدل به عنوان نمونه در تونل باد استفاده کرد. در شکل ۲-ج، مجموعه تونل باد و تجهیزات بکار رفته و شکل ۲-د، کنسول اندازه‌گیری ملاحظه می‌شود.



(الف)

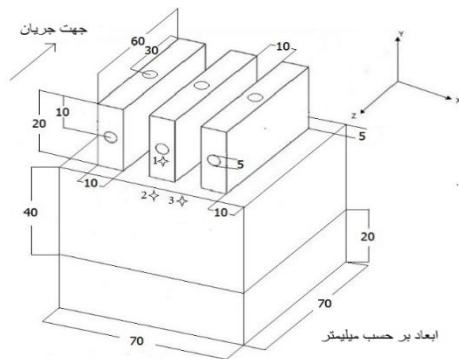


(ب)



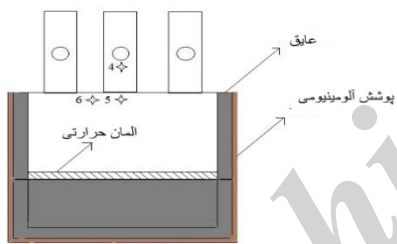
(ج)

اطمینان از صحت اندازه‌گیری‌های صورت گرفته هر آزمایش سه بار تکرار شده و تغییر چندانی بین نتایج مشاهده نشد. در هر آزمایش، دمای اندازه‌گیری شده توسط ترموکوپل‌ها ثبت شد تا تغییرات دمای ناچیز برای هر کدام از ترموکوپل‌ها حاصل و شرایط دائمی بدست آید. حصول شرایط دائمی در هر آزمایش، بسته به سرعت جریان بین ۳۰ تا ۹۰ دقیقه طول کشیده است که در این بازه زمانی، شرایط جریان ورودی در تونل ثابت نگه داشته شده است.



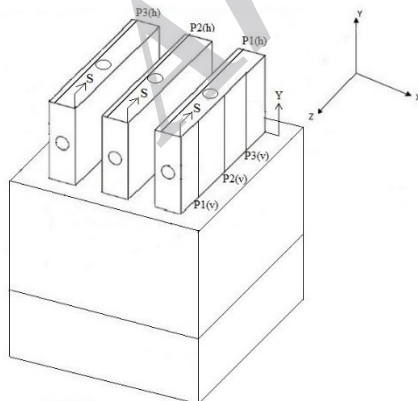
(الف)

- - - موقعیت ترموکوپل‌ها



(ب)

شکل ۳- (الف) ابعاد مدل آزمایش، (ب) موقعیت ترموکوپل‌ها در مدل



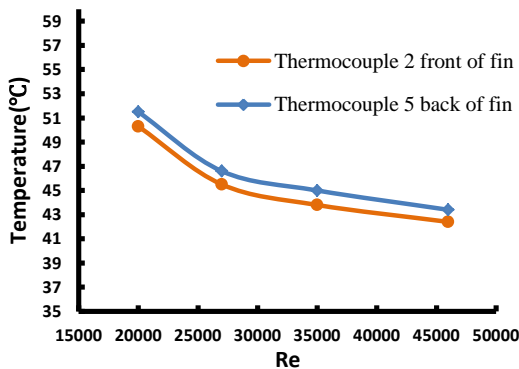
شکل ۴- خطوط مرجع بر روی مدل پره‌های سوراخ دار

آزمایش ایجاد کنند. بدین شکل، امکان اندازه‌گیری توزیع دما در مدل ساخته شده با استفاده از مجموعه اندازه‌گیری فراهم می‌شود. با توجه به شکل ۳، نقاط ۱ تا ۳ در بخش مقابل مدل، در برابر جریان قرار گرفته‌اند و نقاط ۴ تا ۶ در بخش پشت مدل واقع شده‌اند. با توجه به محل قرارگیری ترموکوپل‌ها ۴ نقطه در نزدیکی صفحه پایه که حرارت را به پره‌ها منتقل می‌کنند، می‌توان دمای متوسط صفحه را اندازه‌گیری کرد. با استفاده از این مجموعه و با استفاده از تغییر سرعت جریان در تونل باد، می‌توان به اندازه‌گیری دما در نقاط مختلف مدل در اعداد رینولدز متفاوت پرداخت و نتایج حاصل را با هم مقایسه کرد. در تمامی آزمایش‌های صورت گرفته دمای جریان ورودی به تونل باد 28°C نگاه داشته و اندازه‌گیری‌ها انجام شده است.

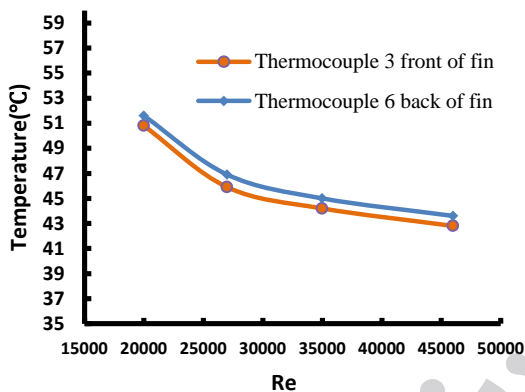
به منظور ارزیابی مناسب‌تر پره‌ها از نظر حرارتی، از یک سیستم ترموگراف Testo [۲۲] جهت اندازه‌گیری توزیع دمای سطح استفاده شده است. با توجه به این نکته که دقت اندازه‌گیری این دستگاه ۲ درجه سانتی‌گراد است، از این رو به کمک این دستگاه تنها می‌توان ارزیابی کیفی از توزیع درجه حرارت را روی سطوح پره‌های سوراخ دار مشاهده کرد. اساس کار این دستگاه، بر مبنای اندازه‌گیری غیر تماسی با توجه به تشعشع دریافتی از یک جسم با طول موج بالاست. پارامتر کلیدی در اندازه‌گیری به کمک این دستگاه، میزان ضریب گسیل سطح مورد نظر است. به منظور بدست آوردن این پارامتر می‌توان از جداول موجود در راهنمای وسیله برای مواد مختلف استفاده کرد. در تحقیق حاضر، به منظور اطمینان از صحت اندازه‌گیری دما به کمک دستگاه ترموگراف، ضریب گسیل سطح مرجع آلومینیومی به گونه‌ای تنظیم شده که دما معادل دمای اندازه‌گیری شده توسط ترموکوپل (روش تماسی) باشد. با استفاده از این دستگاه، می‌توان توزیع دما را با در نظرگیری نقاط گرم و سرد روی جسم بدست آورد.

۳- نتایج

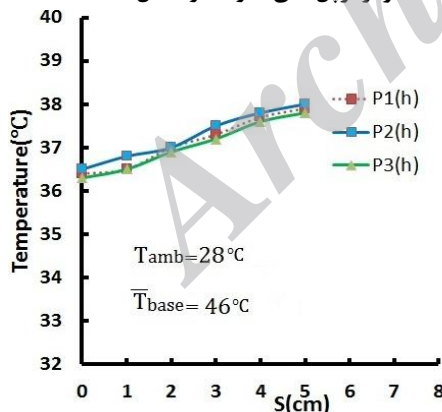
در این بخش، نتایج حاصل از اندازه‌گیری دما به کمک مجموعه ترموکوپل‌های کالیبره شده و ترموگراف ارائه شده است. به منظور بررسی ویژگی‌های حرارتی مدل مورد نظر، آزمایش‌هایی در تونل باد صورت گرفته‌اند. برای حصول



شکل ۶- مقایسه دمای اندازه گیری شده در محل ترموکوپل های ۲ و ۵ در شکل ۳



شکل ۷- مقایسه دمای اندازه گیری شده در محل ترموکوپل های ۳ و ۶ در شکل ۳

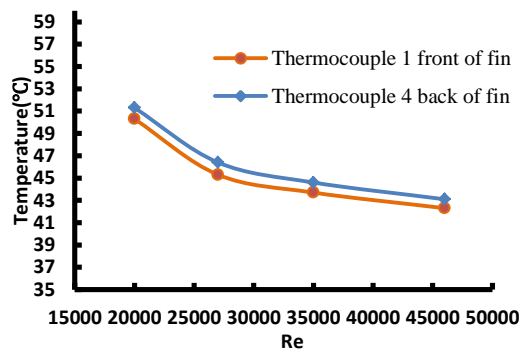


شکل ۸- مقایسه دمای سطح پره ها در جهت طولی به کمک دستگاه ترموگراف برای عدد رینولدز $Re=27000$

دمای سطح پره‌ها در جهت جریان بتدریج افزایش می‌یابد. علت این افزایش دما، افزایش دمای سیال عبوری از روی

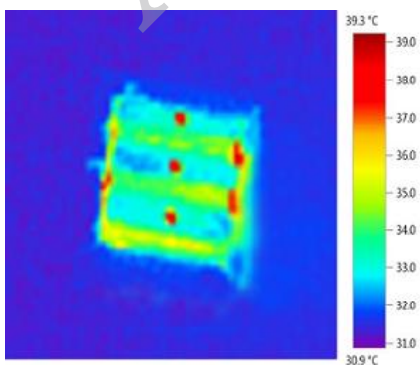
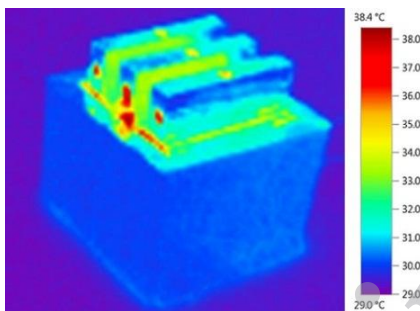
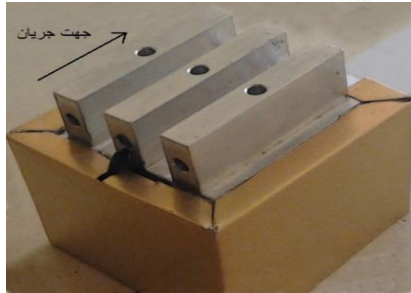
نتایج اندازه گیری دما به کمک ترموکوپل‌ها در شکل‌های ۵ تا ۷ نشان داده شده‌اند. در هر شکل، به منظور انجام مقایسه بهتر نتایج مربوط به نقاط روبرو در بخش روبرو و پشتی مدل در کنار هم نشان داده شده‌اند.

با توجه به شکل‌های ۵ تا ۷ می‌توان مشاهده کرد که دمای نقاط مختلف با افزایش عدد رینولدز جریان $Re = \frac{\rho u l}{\mu}$ کاهش یافته‌اند. علت کاهش دما در افزایش افت حرارتی جابجایی به دلیل افزایش سرعت جریان است. نکته قابل توجه دیگر در این شکل‌ها، اختلاف دمای بین نقاط است که به دلیل وجود سوراخ‌های متقاطع و ایجاد گرادیان دمایی داخل پره‌ها به وجود آمده است. این قابلیت از مزیت‌های پره‌های سوراخ دار است که با ایجاد گرادیان دمایی داخل پره سبب افزایش نرخ انتقال حرارت از پره می‌شود. لازم به ذکر است که آرایش سوراخ‌های داخل پره در عملکرد حرارتی پره تاثیر گذار است و در شکل‌های بعد تاثیر آرایش سوراخ‌ها بر ضریب انتقال حرارت جابجایی بررسی شده است. علت بیشتر بودن دما در نقاط واقع در پشت مدل (نقاط ۴، ۵ و ۶) نسبت به نقاط جلویی قرار گرفتن آنها در ناحیه دنباله مدل است، به گونه ای که در بخش جلویی مدل به دلیل وجود ناحیه با ضخامت ناچیز لایه مرزی ضریب انتقال حرارت جابجایی موضعی بیشتر بوده، سبب ایجاد افت حرارتی بیشتر از مدل در این سمت می‌شود.



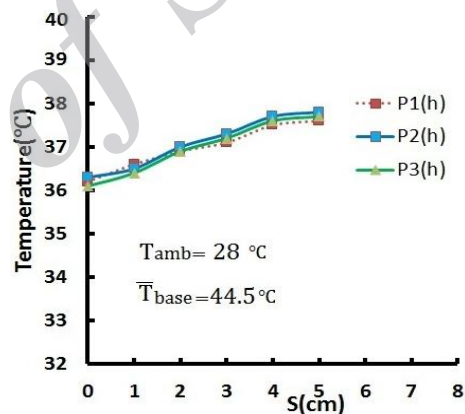
شکل ۵- مقایسه دمای اندازه گیری شده در محل ترموکوپل های ۱ و ۴ در شکل ۳

شکل ۸، دمای سطح پره‌ها را برای جریان با عدد رینولدز ۲۷۰۰۰ نشان می‌دهد که با استفاده از دستگاه ترموگراف اندازه گیری شده‌اند. خطوط مبنا در این شکل، در شکل ۴ نشان داده شده‌اند. با توجه به شکل ۸، مشخص است که



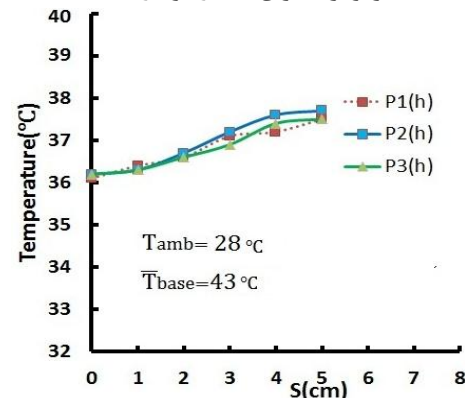
پره‌ها و کاهش اختلاف دما بین سیال و سطح است. نکته قابل ذکر دیگر در شکل ۸، یکسان بودن دما روی سطح پره‌ها تا میانه پره است که نشانگر عملکرد مشابه آنها تا قسمت میانی است؛ اما از قسمت میانی پره‌ها تا انتهای آن دمای سطح پره میانی، اندکی بیشتر می‌شود که ناشی از محصور بودن آن توسط پره‌های مجاور است.

لازم به ذکر است که پره‌های واقع در بخش کناری مجموعه از یک سمت با جریان آزاد در تماسند؛ در حالی که پره میانی از دو سمت توسط دو پره دیگر محصور شده است. الگوی تغییرات دما در سطح پره‌ها برای جریان با عدد رینولدز ۳۵۰۰۰ و ۴۶۰۰۰ در شکل‌های ۹ و ۱۰ نشان داده شده‌اند که مشابه شکل ۸ است. شکل ۱۱، نمونه‌ای از ساختار دمایی روی سطح و پایه پره‌های سوراخ دار را نشان می‌دهد که با استفاده از دستگاه ترموگراف تهیه شده است.



شکل ۹- مقایسه دمای سطح پره‌ها در جهت طولی به کمک

دستگاه ترموگراف برای عدد رینولدز $Re=35000$



شکل ۱۰- مقایسه دمای سطح پره‌ها در جهت طولی به کمک

دستگاه ترموگراف برای عدد رینولدز $Re=46000$

$$\bar{h} = \frac{Q_{convection}}{T_s - T_{amb}} \quad (2)$$

در این رابطه، T_s بیانگر دمای متوسط سطح پایه پره‌ها بوده، T_{amb} بیانگر دمای محیط است. به منظور محاسبه دمای متوسط سطح می‌توان از متوسط دمای ترموکوپل‌های ۶،۵،۳،۲ مطابق رابطه (۳) استفاده کرد.

$$T_s = \frac{1}{4}(T_2 + T_3 + T_5 + T_6) \quad (3)$$

شکل ۱۲، ضریب انتقال حرارت جابجایی از مجموعه پره‌ها را برحسب عدد رینولدز جریان نشان می‌دهد. به منظور انجام مقایسه، در این شکل نتایج تحقیق شاعری و یعقوبی [۴] برای پره‌های سوراخ دار طولی و پره‌های بدون سوراخ نیز نشان داده شده‌اند. با مقایسه نتایج مشخص است که ضریب انتقال حرارت جابجایی پره‌های مورد استفاده در تحقیق حاضر، نسبت به پره‌های بدون سوراخ و پره‌های سوراخ دار تحقیق شاعری و یعقوبی [۴] بیشتر است که با روند افزایش ملاحظه شده توسط چین و همکاران [۱۷] همخوانی دارد. از این رو آرایش پره‌های حاضر می‌توانند در شرایط یکسان حرارت بیشتری را دفع کنند و برای خنک کاری سطوح گرم مناسب‌تر هستند. نکته قابل توجه دیگر در شکل ۱۲، کاهش ضریب انتقال حرارت جابجایی پره‌های سوراخ دار تحقیق شاعری و یعقوبی [۴] نسبت به پره‌های بدون سوراخ است؛ در حالی که ضریب انتقال حرارت جابجایی پره‌های مورد استفاده در تحقیق حاضر نسبت به پره‌های بدون سوراخ بیشتر است.

در هر مطالعه تجربی بررسی خطا و عدم قطعیت ضروری است. در طی آزمایش‌های صورت گرفته خطاها در اندازه‌گیری‌ها ناشی از منابع مختلف ایجاد می‌شود و لازم است برای پارامترهایی که از نتایج اندازه‌گیری‌ها بدست می‌آیند، میزان خطا و عدم قطعیت محاسبه شوند. بدین منظور بر اساس محاسبات صورت گرفته می‌توان از روش مرجع [۲۳] استفاده کرد. بر مبنای این روش اگر P تابعی از متغیرهای s و q باشد، آنگاه دیفرانسیل کلی یا تغییرات کلی در P در اثر تغییرات جزئی پارامترهای ds ، dq و dP به صورت رابطه (۴) بدست می‌آید:

$$(\delta P) = \sqrt{\left| \frac{\partial P}{\partial r} \right|^2 (dr)^2 + \left| \frac{\partial P}{\partial s} \right|^2 (ds)^2 + \left| \frac{\partial P}{\partial q} \right|^2 (dq)^2} \quad (4)$$

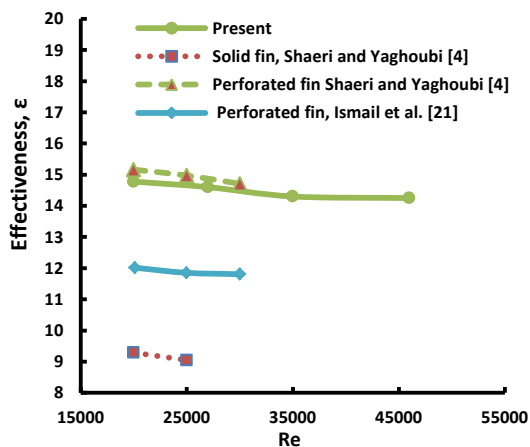


شکل ۱۱- ساختار گرمایی سطح پره‌های سوراخ دار با دستگاه ترموگراف در حالات مختلف

با توجه به این شکل، در روی پره‌ها حفره‌های گرم مشاهده می‌شود و در سایر بخش‌ها به دلیل افت حرارتی از پره دما پایین‌تر و توزیع دما تقریباً یکنواخت است. نکته قابل توجه دیگر در شکل ۱۱، توزیع دما روی پره‌ها است به گونه‌ای که در پره میانی، دما نسبت به دو پره جانبی بالاتر است. به منظور تحلیل حرارتی مجموعه پره‌های سوراخ دار لازم است که مدل سازی حرارتی برای مجموعه مورد نظر صورت گیرد. بر این اساس، می‌توان رابطه زیر را برای توازن حرارتی مجموعه ارائه کرد:

$$Q = Q_{loss} + Q_{convection} + Q_{rad} \quad (1)$$

در این رابطه، Q مشخص‌کننده کل حرارت ورودی به مجموعه از طریق المان‌های حرارتی بوده، $Q_{convection}$ نشان‌دهنده انتقال حرارت جابجایی از پره‌های موجود در بخش فوقانی مدل و Q_{loss} ، بیانگر افت حرارتی از دیوارهای کناری مدل و Q_{rad} بیانگر افت حرارتی تشعشعی از مدل است. با توجه به تحقیق شاعری و یعقوبی [۴]، افت تشعشعی از پره‌های سوراخ دار در برابر انتقال حرارت جابجایی در اختلاف دماهای کم سطح پره و محیط ناچیز است، از این رو می‌توان از افت حرارتی تشعشعی صرف نظر کرد. از سوی دیگر با توجه به عایق بندی صورت گرفته در اطراف مدل، افت حرارتی از دیوارهای جانبی در حدود ۱ وات است که قابل صرف نظر کردن می‌باشد. با در نظر گیری این فرضیات خطای قابل توجهی در محاسبات وارد نمی‌شود؛ اما مدل سازی بسیار ساده‌تر صورت می‌گیرد. بر اساس مدل حرارتی در نظر گرفته شده، می‌توان ضریب انتقال حرارت جابجایی متوسط پره‌ها را به صورت رابطه (۲) محاسبه کرد:



شکل ۱۳- مقایسه کارایی پره با نتایج تحقیقات پیشین

نکته دیگری که در بررسی پره‌های سوراخ دار حائز اهمیت است، میزان کاهش وزن پره‌های سوراخ دار نسبت به پره‌های دارای سوراخ است. پره‌های سوراخ دار، ضمن افزایش نرخ انتقال حرارت از سطح دارای وزن کمتری نسبت به پره‌های سنتی می‌باشند. در جدول ۱، میزان کاهش وزن پره‌های سوراخ دار در تحقیق حاضر با تحقیق شاعری و یعقوبی [۴] مقایسه شده است. با توجه به نتایج تحقیق حاضر با در نظرگیری سوراخ‌های متقاطع داخل پره‌ها وزن هر کدام از پره‌ها نسبت به پره‌های بدون سوراخ با ابعاد مشابه در حدود ۱۱ درصد کاهش یافته است؛ در حالی که در تحقیق شاعری و یعقوبی [۴]، درصد کاهش وزن برای پره با یک سوراخ طولی ۱۸/۷۵ درصد است. با مقایسه نتایج مشخص می‌شود که با در نظرگیری سوراخ کوچکتر، ضریب انتقال حرارت بیشتری در تحقیق حاضر نسبت به تحقیق شاعری و یعقوبی [۴] به دست آمده است.

جدول ۱- درصد کاهش وزن پره نسبت به پره بدون سوراخ

تحقیق حاضر	شاعری و یعقوبی [۴]
۱۱/۴۵	۱۸/۷۵

۴- جمع بندی

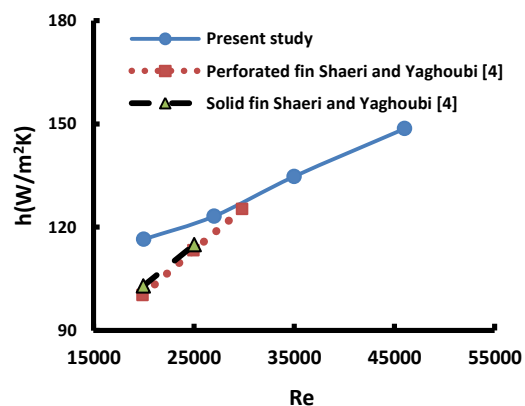
در تحقیق حاضر، انتقال حرارت جابجایی در اطراف آرایش جدیدی از فین‌های سوراخ دار با سوراخ‌های متقاطع به صورت تجربی، مورد بررسی قرار گرفته است. مدلی مرکب از سه فین سوراخ دار با یک سوراخ طولی و یک سوراخ متقاطع

با استفاده از این روش و رابطه (۲)، میزان بیشینه خطا در محاسبه ضریب انتقال حرارت جابجایی در حدود ۵ درصد است.

پارامتر دیگری که در بررسی حرارتی پره‌ها حائز اهمیت است، کارایی پره می‌باشد. این پارامتر، به صورت نرخ انتقال حرارت از سطح دارای پره به نرخ انتقال حرارت از سطح بدون پره تعریف می‌شود. به عبارت دیگر، این پارامتر مبین میزان افزایش نرخ انتقال حرارت از سطح در حالت پره دار به حالت بدون پره است که به صورت رابطه (۵) تعریف می‌شود:

$$\varepsilon = \frac{Q_{finned}}{Q_{unfinned}} \quad (5)$$

شکل ۱۳، به مقایسه کارایی مجموعه پره‌ها در تحقیق حاضر با نتایج مربوط به تحقیقات پیشین می‌پردازد. لازم به ذکر است که نتایج سایر تحقیقات در شکل ۱۳ تا عدد رینولدز ۳۰۰۰۰ گزارش شده‌اند. بر اساس این شکل، می‌توان گفت که کارایی پره‌ها در تحقیق حاضر نزدیک به کارایی پره‌های سوراخ دار شاعری و یعقوبی [۴] بوده، نسبت به آرایش پره‌های بدون سوراخ حدود ۱/۵ برابر بیشتر است و میزان بیشینه خطا در محاسبه کارایی پره در حدود ۶ درصد است. از این رو مقایسه کارایی پره‌ها و ضریب انتقال حرارت جابجایی نشان می‌دهد که آرایش تحقیق حاضر نسبت به آرایش تحقیقات پیشین، پتانسیل دفع حرارت بیشتری را دارا است.



شکل ۱۲- مقایسه ضریب انتقال حرارت جابجایی تحقیق حاضر با نتایج تحقیق پیشین بر حسب عدد رینولدز

دما، °C	T	طراحی و ساخته شده و آزمایش‌هایی در تونل باد برای اندازه
سرعت جریان، m/s	u	گیری دما در چندین نقطه با استفاده از سیستم
چگالی سیال، kg/m ³	ρ	ترموکوپل‌های کالیبره شده و ترموگراف روی نمونه ساخته
لزجت سیال، N.s/m ²	μ	شده انجام گرفته است. بر اساس آزمایشات صورت گرفته،
کارایی پره	ϵ	نتایج زیر حاصل شده اند:

۷- مراجع

- [1] Wang CC, Chi KY (2000) Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, Part I: New Experimental data. Int. Journal Heat and Mass Transfer 43: 2681-2691.
- [2] Souidi N, Bontemps A (2001) Countercurrent gas-liquid flow in plate-fin heat exchangers with plain and perforated fins. Int J Heat and Fluid Flow 22: 450-459.
- [3] Sara ON (2003) Performance analysis of rectangular ducts with staggered square pin fins. Int J. Energy Conversion and Management 44: 1787-1803.
- [4] Shaeri MR, Yaghoubi M (2009) Numerical analysis of turbulent convection heat transfer from an array of perforated fins. International Journal of Heat and Fluid Flow 30: 218-228.
- [5] Sara ON, Pekdemir T, Yapici S, Yilmaz M (2001) Heat transfer enhancement in a channel flow with perforated rectangular blocks. Int. J. Heat and Fluid Flow 22: 509-518.
- [6] Shaeri MR, Jen T. (2012) The effects of perforation sizes on laminar heat transfer characteristics of an array of perforated fins. Energy Conversion and Management 64: 328-334.
- [7] Gururatana S (2012) Numerical simulation of micro-channel heat sink with dimpled surfaces. American Journal of Applied Sciences 9: 399-404.
- [8] Lawson S, Thrift A, Thole A, Kohli A (2011) Heat transfer from multiple row arrays of low aspect ratio pin fins. Int Journal of Heat and Mass Transfer 54: 4099-4109.
- [9] Diani A, Mancin S, Zilio C, Rossetto L (2013) An assessment on air forced convection on extended surfaces: Experimental results and numerical modeling. International Journal of Thermal Sciences 67: 120-134.
- [10] Jonsson H, Moshfegh B (2001) Modeling of the thermal and hydraulic performance of plate fin, strip fin, and pin fin heat sinks—influence of flow by pass. IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies 24: 142-149.
- [11] Sarkar AM, Majid MA (2011) Heat transfer and pressure drop in turbulent flow through a tube

۱. آرایش جدید پره‌های سوراخ دار با سوراخ‌های متقاطع، سبب افزایش ضریب انتقال حرارت جابجایی مجموعه پره‌ها نسبت به آرایش‌های موجود در تحقیقات پیشین می‌شود. از نظر کمی ضریب انتقال حرارت بین ۱/۲ تا ۱/۵ برابر آرایش‌های پیشین برای پره‌های سوراخ دار است.

۲. میزان کارایی آرایش پره‌های تحقیق حاضر، در حدود ۱/۵ برابر پره‌های بدون سوراخ است.

۳. دمای نقاط پره در بخش در برابر جریان پره نسبت به نقاط واقع در بخش پشتی آن حدود ۴ درصد کمتر است.

۴. اندازه‌گیری دمای سطح به کمک سیستم ترموگراف نشان می‌دهد که دمای سطح پره در جهت جریان افزایش می‌یابد.

۵. دمای پره میانی در مجموعه نسبت به پره‌های جانبی از قسمت میانی تا انتهای پره بیشتر است.

۶. وزن پره‌های سوراخ دار نسبت به پره‌های سنتی در حدود ۱۱ درصد کاهش یافته است. با کاهش وزن پره‌های تحقیق حاضر، کارایی بهتری نسبت به پره‌های سنتی از خود نشان می‌دهند.

۵- قدردانی

نویسنده اول این مقاله بابت پشتیبانی مالی معاونت پژوهشی دانشگاه آزاد اسلامی واحد شیراز از این تحقیق قدردانی می‌کند. نویسنده سوم مقاله از حمایت‌های بنیاد ملی نخبگان تشکر می‌نماید.

۶- علایم، نشانه‌ها

ضریب انتقال حرارت جابجایی، W/m ² K	h
طول پره، m	l
نرخ انتقال حرارت، W	Q
عدد رینولدز جریان	$Re = \frac{\rho ul}{\mu}$

- [18] Al-Doori AR (2011) Enhancement of natural convection heat transfer from rectangular fins by circular perforations. *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering* 4: 428-436.
- [19] Al-Essa AHM (2002) Augmentation of fin natural convection heat dissipation by square perforations. *Journal of Mechanical Engineering and Automation* 2: 1-5.
- [20] Lawson SA, Thrift AA, Thole AK, Kohli A (2011) Heat transfer from multiple row arrays of low aspect ratio pin fins. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 54: 4099-4109.
- [21] Farhad Ismail MD, Reza MO, Zobaer MA, Ali M (2013) Numerical investigation of turbulent heat convection from solid and longitudinally perforated rectangular fins. *Procedia Engineering*, 56: 497-502.
- [22] www.testo.in
- [23] Adams, IF. *Engineering measurements and instrumentation*, The English University Press Ltd., 1975.
- with longitudinal perforated star-shaped inserts. *Journal of Enhanced Heat Transfer* 18: 491-502.
- [12] Sahin B, Demir A (2008) Performance analysis of a heat exchanger having perforated square fins. *Appl Therm Eng* 28: 621-632.
- [13] Dhumne AB, Farkade HS (2013) Heat transfer analysis of cylindrical perforated fins in staggered arrangement. *International Journal of Innovative Technology and Exploring Engineering* 2: 225-230.
- [14] Yaghoubi M, Velayati E (2005) Undeveloped convective heat transfer from an array of cubes in cross-stream direction. *International Journal of Thermal Sciences* 44: 756-765.
- [15] Wu HH, Hsiao YY, Huang HS, Tang PH, Chen, SL (2011) A practical plate-fin heat sink model. *Applied Thermal Engineering*, 31: 984-992.
- [16] Lau KS, Mahajan RL (1989) Effects of tip clearance and fin density on the performance of heat sinks for VLSI packages. *IEEE Trans Comp Hybrids Manufact Technol* 12: 756-765.
- [17] Chin SB, Foo JJ, Lai YL, Yong TK (2013) Forced convective heat transfer enhancement with perforated pin fins. *Heat Mass Transfer* 40: 1447-1458.

Archive of SID