



مدل‌سازی و توسعه کد تحلیل ترمودینامیکی کندانسور میکروکانال جهت کاربرد در سامانه‌های تهویه مطبوع

مهدي هاشم‌آبادي^{1*}، جاماسب پيركندی²

1- استادیار، مهندسی هوافضا، مجتمع دانشگاهی هوافضا، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، تهران، ایران

2- دانشیار، مهندسی مکانیک، مجتمع دانشگاهی هوافضا، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، تهران، ایران

* تهران، صندوق پستی 1678815611، hashemabadi@mut.ac.ir

چکیده

مبدل‌های حرارتی نقش بسیار عمده‌ای را در تجهیزات مختلف ایفا می‌کنند. رویکرد جدید در این خصوص استفاده از مبدل‌های حرارتی میکروکانال است که با افزایش نرخ انتقال حرارت در واحد سطح و یا وزن، نسبت به مبدل‌های حرارتی سنتی به کاندیدای اصلی برای استفاده در تجهیزات مختلف مبدل شده‌اند. در سیکل‌های تبرید این مبدل‌ها معمولاً در کندانسورهای هوایی به‌کار می‌روند. در پژوهش حاضر، یک کد تحلیلی برای شبیه‌سازی و طراحی کندانسورهای میکروکانال توسعه داده شده است. در این شبیه‌سازی به‌جای استفاده از فرمولاسیون تعیین ضریب انتقال حرارت برای کانال‌های تکی مانند روابط دابسون و چاتو، از فرمولاسیون مرتبط با لوله‌های چندکاناله استفاده شده است که به ساختار چندکاناله بودن لوله‌های میکروکانال نزدیک‌تر است و این فرمولاسیون از منابع معتبر و جدید استخراج شده‌اند که دارای دقت بالایی هستند. این کد در نرم‌افزار حلگر معادلات مهندسی نوشته شده است زیرا دارای پایگاه داده قدرتمندی برای میردهای مختلف دارد. برای صحت‌سنجی کد توسعه داده شده، چهار کندانسور در ابعاد مختلف و با میردهای مختلف انتخاب شدند تا داده‌های کد توسعه داده شده با داده‌های تجربی معتبر موجود برای این چهار کندانسور و همچنین داده‌های کدهای تحلیلی گذشته مورد مقایسه قرار گیرند. نتایج نشان می‌دهد که دقت کد توسعه داده شده نسبت به کارهای قبلی دارای دقت بسیار بالاتری است و با خطای حدود کمتر از 10٪ ظرفیت گرمایی کندانسور و دمای سمت هوا و میرد را تخمین می‌زند. کد توسعه داده شده، در روند طراحی و بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی، صرفه‌جویی قابل توجهی در هزینه ایجاد خواهد کرد.

کلیدواژه‌گان: مبدل حرارتی میکروکانال، شبیه‌سازی ترمودینامیکی، کندانسور، میرد

Modeling and development of microchannel condenser thermodynamic analysis code used in air conditioning systems

Mahdi Hashemabadi^{1*}, Jamasb Pirkandi²

1-Assistant Professor, Faculty of Aerospace, Malek-Ashtar University of Technology, Tehran, Iran

2- Associate Professor, Faculty of Aerospace, Malek-Ashtar University of Technology, Tehran, Iran

* P.O.B. 1678815611 Tehran, Iran, hashemabadi@mut.ac.ir

Received: 19 June 2023 Accepted: 16 March 2024

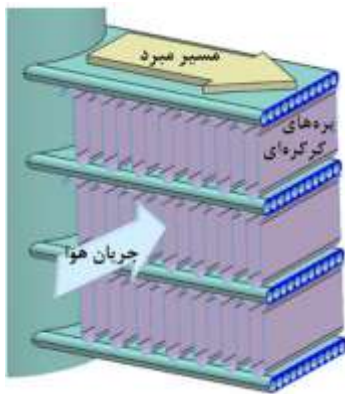
Abstract

Heat exchangers play a very important role in various equipment. The new approach in this field is the use of microchannel heat exchangers, which, by increasing the heat transfer rate per unit of surface area or weight, have become the main candidates for use in different equipment compared to traditional heat exchangers. In refrigeration cycles, these heat exchangers are usually used in air condensers. In this research, an analytical code has been developed for the simulation and design of the microchannel condensers. In this simulation, instead of using the formulas for determining the single-channel heat transfer coefficient such as Dobson and Chato relations, formulas related to multi-channel tubes have been used, which are extracted from reliable and new sources and have high accuracy. This code is written in engineering

equation solving software due to having a powerful database for different refrigerants. For the validation of the developed code, four condensers of different dimensions and with different refrigerants were selected to compare the data of the developed code with valid experimental data available for these four condensers as well as the data of past analytical codes. The results show that the accuracy of the developed code is much higher than the previous works and it estimates the heat capacity of the condenser and the temperature of the air and refrigerant side with an error of less than 10%. The developed code provides significant cost savings in the design and optimization process of heat exchangers.

Keywords: Microchannel heat exchanger, Thermodynamic Simulation, Condenser, Refrigerant

جایجایی پایینی دارد (کمتر از مرتبه 10)، این در حالیست که سمت میرد بالاخص در حلت دو فازی و مایع این ضریب مرتبه 100 و 1000 دارد. برای افزایش ضریب انتقال حرارت در سمت هوا علاوه بر ایجاد جایجایی اجباری برای هوا از طریق دمنده‌های مناسب، پره‌هایی با هندسه‌های مختلفی برای افزایش سطح تبادل حرارت به کار می‌رود. یکی از مهمترین هندسه‌های استفاده شده برای افزایش انتقال حرارت، پره‌های کرک‌ه‌ای¹ است که استفاده از آن منجر به افزایش 5 تا 12 برابری سطح، نسبت به مساحت اولیه می‌شود [1]. در میان پره‌های مختلف، هندسه کرک‌ه‌ای نسبت به هندسه‌های دیگر بهبود بیشتری را در انتقال حرارت پدید می‌آورد [2, 3]. در مبدل‌های حرارتی فشرده نیز از این پره‌ها در سمت جریان هوا استفاده می‌شود. در مبدل‌های حرارتی میکروکانال نیز معمولاً این تیپ پره‌ها استفاده می‌شود. در این نوع مبدل‌ها در سمت میرد با استفاده از کاهش قطر لوله‌های حامل میرد و افزایش تعداد آنها راندمان‌های حرارتی بالا حاصل می‌شود. مبدل‌های حرارتی میکروکانال که به‌طور ویژه در صنایع تهویه مطبوع و تبرید استفاده می‌شوند، معمولاً شامل لوله‌های چند کلناله تخت می‌باشند که قطر هیدرولیکی آنها بین 0/5 تا 1 میلی‌متر است. در شکل 1 نمونه‌ای برش خورده از یک کندانسور میکروکانال نشان داده شده است. نتیجه کلی این ساختار، مبدل‌های کم وزن و فشرده با راندمان تبادل حرارتی بالا و شارژ کمتر مایع میرد است [4, 5].



شکل 1 نمونه‌ای از مبدل میکروکانال

در سال‌های اخیر محققین زیادی بر روی مبدل‌های میکروکانال تحقیق کرده و نتایج زیادی در این خصوص ارائه نمودند. جریان سیال و انتقال گرما در میکروکانال‌ها با آنچه در کانال‌های معمولی مشاهده می‌شود تفاوت اساسی دارد. برخی تحقیقات پیشین بر روی بدست آوردن روابط مناسب برای مبدل‌های حرارتی میکروکانال متمرکز شده‌اند و روابطی استخراج کرده‌اند که در بسیاری از تحقیقات حال حاضر مورد استفاده قرار می‌گیرد [6-9]. کاپاما

1- مقدمه

از آنجا که هزینه‌های انرژی در محیط‌های صنعتی، مسکونی و تجاری امروزه بسیار مهم‌اند، استفاده صحیح از انرژی در صنعت تهویه مطبوع و تبرید به عنوان یکی از پارامترهای تاثیرگذار در تصمیم‌های کلان مدیریتی، مورد توجه پژوهش‌های زیادی قرار گرفته است. مطالعات تحقیقات اخیر نشان می‌دهد در بیشتر کشورهای اروپایی سهم مصرف انرژی در بخش تهویه مطبوع و تبرید حدود 11 درصد کل انرژی مصرفی است. این امر لزوم حرکت به سمت شیوه‌های بهینه مصرف انرژی را نشان می‌دهد. سیکل‌های تبرید تراکمی یکی از مهمترین منابع مصرف انرژی در ساختمان‌ها می‌باشد. کمپرسور، کندانسور، اواپراتور و شیر انبساط اجزای اصلی سیکل تبرید تراکمی بوده و بهبود عملکرد سیکل تبرید عمدتاً وابسته به کار روی این چهار جز اصلی است. در این میان کندانسور به عنوان یک مبدل حرارتی می‌تواند نقش مهم و تاثیرگذاری در افزایش ضریب عملکرد سیکل تبرید داشته باشد.

برای افزایش راندمان مبدل‌های حرارتی روش‌های مختلفی به کار می‌رود. یکی از روش‌های افزایش راندمان استفاده از مبردهای جدید با ویژگی‌های انتقال حرارتی بالا می‌باشد. تغییر جنس لوله‌های مبدل و استفاده از مواد با هدایت‌های حرارتی بالا گزینه دیگری در جهت افزایش راندمان است. بدیهی است که این روش از نظر اقتصادی ممکن است تغییر قیمت‌های قابل توجهی ایجاد کند (به‌عنوان مثال آلومینیوم در مقابل مس). از طرف دیگر هندسه و نحوه پیکربندی بستر تبادل حرارت بین سیال هدف و سیال خنک کننده نیز نقش مهمی در افزایش تبادل حرارتی ایفا می‌کند. به عنوان مثال مبدل‌های جریان همسو و غیر همسو و یا جریان عمودی و نیز مبدل پوسته لوله‌ای در مقایسه با صفحه‌ای هر یک می‌توانند برداشت‌های حرارتی متفاوتی ایجاد کنند. تحقیقات و پیشرفت‌های صورت گرفته در خصوص مبدل‌ها، عمدتاً در دو حوزه استفاده از مبردهای کارآمد و جدید و همچنین هندسه و پیکربندی مناسب مبدل‌ها متمرکز است. بررسی تحقیقات انجام شده نشان می‌دهد که جدیدترین فناوری‌ها در خصوص افزایش راندمان مبدل‌های حرارتی از دیدگاه هندسه و پیکربندی، استفاده از مبدل‌های میکروکانال است. این فناوری جدید توانسته است با افزایش انتقال حرارت در واحد سطح/وزن مبدل‌ها مورد توجه محققان و صنایع مختلف اعم از تهویه مطبوع، خودروسازی، پزشکی، پتروشیمی و ... قرار گیرد.

در سیکل‌های تبرید تراکمی اغلب از آب یا هوا برای خنک کردن میرد در کندانسور استفاده می‌شود. در این میان با توجه به اینکه کندانسورهای هوایی مستقل از اقلیم می‌باشند، در بیشتر دستگاه‌های تهویه مطبوع و تبرید از این نوع کندانسورها استفاده می‌شود. هوا مانند بیشتر گازها ضریب انتقال حرارت

¹ Louver

تحلیلی مورد بررسی قرار دادند. در این تحقیق اثر دمای ورودی، نرخ جریان حجمی و قطر هیدرولیک در تخمین ضریب انتقال حرارت و افت فشار بررسی شده است. در نهایت نیز روابط جدیدی برای پیش‌بینی عدد ناسلت ارائه شده است. مارینهیرو و همکاران [23] به پیش‌بینی دقیق ضریب انتقال حرارت برای چگالش جریان داخلی برای طراحی و بهینه‌سازی کندانسور پرداختند. با توجه به پیشرفت در تکنیک‌های تولید و مقررات جدید زیست محیطی و ایمنی در سال‌های اخیر، کاربردهای گسترده‌ای با استفاده از کندانسورهای میکروکانالی و مبردهایی با پتانسیل گرمایش جهانی کم به وجود آمده است. در نتیجه، طیف جدیدی از شرایط جریان تراکم در حال ظهور است که نیاز به ارزیابی دقت روابط موجود و پیشنهاد روابط دقیق‌تر دارد. در این تحقیق، با استفاده از پایگاه داده قوی، ضریب انتقال حرارت کندانسور برای کانال‌هایی با قطر 0/067 تا 20/8 میلی‌متر تخمین زده شده است. آن‌های میانگین خطای مطلق را تا 23/3 درصد کاهش دادند. نی و همکاران [24] بر روی پیش‌بینی دقیق و جهانی ضریب انتقال حرارت درون کانال‌ها برای طراحی کندانسورهای فشرده کار کردند. آن‌ها با استفاده از پایگاه داده جمع‌آوری شده و استفاده از روش یادگیری ماشینی و استفاده از الگوریتم‌های مختلف توانستند، ضریب انتقال حرارت را با دقت بسیار مناسبی تخمین بزنند. همچنین پارامترهای تاثیرگذار بر ضریب انتقال حرارت را به طور مناسب به‌دست آوردند. مرادخانی و همکاران [25] به بررسی تخمین ضریب انتقال حرارت در فرآیند چگالش در مبدل‌های حرارتی میکروکانالی و مینی‌کانال پرداختند. آن‌ها سعی کردند که از روش‌های هوشمند مانند رگرسیون گاوسی، توابع پایه شعاعی و همچنین روش حداقل مربعات در تخمین با دقت مناسب ضریب انتقال حرارت مبدل‌های حرارتی میکروکانال استفاده کنند.

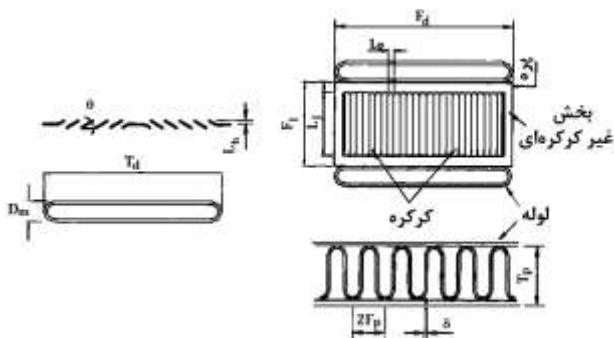
بیشتر کارهای انجام شده در زمینه تخمین انتقال حرارت در یک لوله میکرو یا مینی کانال تنها انجام شده است و در زمینه شبیه‌سازی تحلیلی کل کندانسور کارهای اندکی انجام شده است. از جمله کارهای انجام شده برای تحلیل کل کندانسور می‌توان به کار لیچ و هرناجک [26] اشاره کرده که با استفاده از روابط دابسون و چاتو [27] که در سال 1998 میلادی در تخمین ضریب انتقال حرارت در مبدل حرارتی میکروکانال بهره بردند. این کار تحلیلی برای مبدل حرارتی با مبرد آمونیاک انجام شده است. تراگر و هرناجک [28] و هوهنه و هرناجک [29] نیز برای حداقل کردن شارژ مبرد در مبدل حرارتی میکروکانال، کد تحلیلی توسعه دادند که از روابط دابسون و چاتو [27] برای تخمین ضریب انتقال حرارت کل مبدل حرارتی میکروکانال می‌کردند.

بررسی تحقیقات پیشین نشان می‌دهد بیشتر تمرکز تخمین ضریب انتقال حرارت بر روی لوله‌های میکروکانال بوده و کل کندانسور که جزء مهمی در سیکل تبرید تراکمی است کمتر مورد توجه بوده است. در محدود تحقیقات انجام شده بر روی کل کندانسور نیز از روابط قدیمی در محاسبات ضریب انتقال حرارت استفاده شده است. امروزه استفاده از شبیه‌سازی‌های کامپیوتری جزو لاینفک تحقیقات صنعتی و دانشگاهی است. مدل‌های شبیه‌سازی قابل اعتماد می‌توانند در طول روند طراحی و بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی، صرفه‌جویی قابل توجهی در هزینه ایجاد کنند که عمده کاهش هزینه به دلیل کاهش آزمایش‌های تجربی است. این تست‌ها که در آزمایشگاه‌های گران قیمت و با استفاده از منابع انسانی متخصص انجام می‌شود تأثیر زیادی در هزینه نهایی خواهد داشت. یک ابزار شبیه‌سازی مناسب می‌تواند در چند مدل، طراحی‌ها و بهینه‌سازی‌های لازم را انجام داده و در نهایت با تعداد کمتر

و همکاران [10] با تست‌های تجربی که روی لوله‌های دارای چند پورت و با قطر هیدرولیکی 0/81 تا 1/06 میلی‌متر و استفاده از مبرد R134a انجام دادند، روابطی برای افت فشار و ضریب انتقال حرارت ارائه دادند. کیم و همکاران [11] ضریب انتقال حرارت چگالش را برای مبردهای R22 و R410a در لوله‌های دارای چند حفره صاف با قطر هیدرولیکی 1/56 میلی‌متر و لوله‌های چند حفره‌ای پره‌دار با قطر هیدرولیکی 1/41 میلی‌متر انجام دادند و نتایج را با چندین روابط تصحیحی مقایسه کردند. ولنگ و رز [12] یک تصحیح برای ضریب انتقال حرارت با توجه به تنش سطحی ارائه دادند و در نواحی که تنش سطحی غالب است نتایج مناسبی گرفتند. قاسم و زبیر¹ [13] در تحقیقی به بررسی معادلات مطرح شده برای سمت هوای این نوع مبدل‌ها پرداختند. آن‌ها در این تحقیق نشان دادند که عمده معادلات قبلی برای حالت هوای خشک قابل اتکاست اما در هوای مرطوب به دلیل تشکیل شبنم نیاز است که این روابط تغییر کنند. رحمان و همکاران [14] به مطالعه تجربی ضریب انتقال حرارت در لوله‌های چندکاناله مستطیلی افقی در حالت با پره و بدون پره پرداختند. آن‌ها رابطه جدیدی برای انتقال حرارت در حالت چگالش ارائه کردند. لوله‌هایی که در این مقاله مورد بررسی قرار گرفت دارای قطر هیدرولیکی 0/64 و 0/81 میلی‌متر بودند. لی و همکاران [15] برای لوله دارای چند کانال میکروکانال با قطر هیدرولیکی 0/86 میلی‌متر تحلیل تئوری و تجربی انجام دادند. آن‌ها نتایج ضریب انتقال حرارت را برای مبردهای مختلف مورد مقایسه قرار دادند و رابطه‌ای برای تخمین ضریب انتقال حرارت در چنین لوله‌های میکروکانالی ارائه دادند. استفاده از مبردهای مختلف در کندانسورهای میکروکانالی بدلیل خواص متفاوت ترموفیزیکی آن‌ها و نیز مسایل مرتبط با محیط زیست کماکان یکی از موضوعات مورد علاقه محققان است. باشاران و یورداش² [16] انتقال حرارت ایزوپتان (R600a) را در مبدل‌های میکروکانالی با روابط پیشنهادی خود بررسی کرده و با نتایج تجربی اعتبارسنجی کردند. کروزل و همکاران [17] به تحلیل تحقیقات در مورد چگالش مبرد در کانال‌های کوچک و فشرده پرداختند و چگالش مبرد در مبدل‌های حرارتی فشرده که دارای چند پورت هستند را در قطر هیدرولیکی 0/5 تا 2/5 میلی‌متری مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها مبردهای R134a، R404A، R407C و R410a را مورد بررسی قرار دادند و ضریب انتقال حرارت را تخمین زدند و معادله‌ای برای آن ارائه کردند. وینوس و ساچوتاناتان³ [18] روابط جدیدی برای محاسبه افت فشار و محاسبه ضریب انتقال حرارت برای مبرد R134a در کندانسورهای میکروکانال پیشنهاد دادند. آن‌ها نشان دادند که این روابط نسبت به روابط قبلی دقت بیشتری دارد. پام و اوه [19] عملکرد انتقال حرارت را برای مبرد R1234yf در لوله‌های مینی‌کانال چند کاناله را به‌صورت تجربی و تحلیل مورد مطالعه قرار دادند و در نهایت یک تصحیح جدید برای ضریب انتقال حرارت در چنین لوله‌هایی توسعه دادند. جایگ و همکاران [20] به مطالعه انتقال حرارت چگالشی مبردهای خالص و مخلوط‌های دوتایی و سه تایی در داخل لوله‌های چند کاناله افقی پرداختند و اثرات شار جرمی، کیفیت بخار، شار حرارتی، اندازه کانال و شکل کانال را بررسی کردند و روابطی استخراج کردند. شاه [21] یک رابطه بهبود یافته برای تخمین انتقال حرارت در کانال‌های مختلف با قطر 0/08 تا 49 میلی‌متر و شار جرمی 1/1 تا $1400 \text{ kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$ ارائه داده است. در این تحقیق کانال‌ها با شکل‌های مختلف مدنظر قرار گرفته شده است. تیان و همکاران [22] ویژگی‌های هیدروترمال چگالش در میکروکانال را به طور تجربی و

³ Vinoth & Sachuthananthan

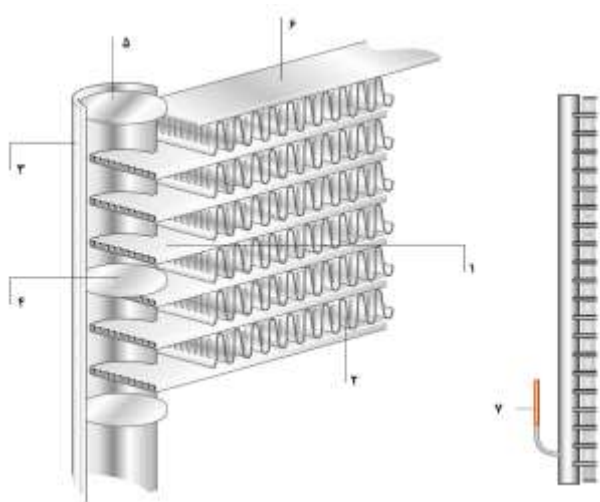
¹ Qasem & Zubair
² Basaran & Yurddas



شکل 2 پارامترهای هندسی پره برای تعریف ضریب جابجایی هوا [13]

اجزای کندانسورها علاوه بر لوله های میکروکانال که مجموعه ای از میکروکانال یا پورت ها هستند شامل مانیفولد و بافل نیز هستند. در حل کندانسور فرض می شود که اختلاط کاملی بین همه لوله های میکروکانال که وارده یک محدوده بافل در مانیفولد می شوند، صورت می پذیرد و به عبارت دیگر در هر مسیر خواص ترمودینامیکی خروجی و البته ورودی همه لوله های میکروکانال یکسان است (شکل 3).

ضریب انتقال حرارت مبرد و افت فشار تابعی از خواص ترموفیزیکی می باشند. این خواص به طرز قابل توجهی در طول کندانسور و همراه با جهت جریان مبرد با دما و فشار تغییر می کنند. این امر نشان می دهد که بهتر است مبدل در سمت جریان مبرد به تعدادی بخش کوچک³ تقسیم گردد، به نحوی که بتوان خواص ترموفیزیکی را در دماها و فشارهای درستی وارد معادلات کرد.



شکل 3 ساختار مبدل های میکروکانال و اجزای آن شامل لوله میکروکانال (شماره 1)، پره (شماره 2)، مانیفولد (شماره 3)، بافل یا موانع جریان (شماره 4)، درپوش یا کپ انتهایی (شماره 5)، صفحه جانبی (شماره 6)، اتصالات ورودی یا خروجی (شماره 7) [31]

بدیهی است که در طول این بخش های کوچک، خواص ثابت در نظر گرفته می شود. در هنگام حل کندانسور برای شرایط و هندسه های مختلف این تعداد بخش تغییر داده می شود تا در نهایت به برداشت حرارتی های مستقل از تعداد بخش ها رسیده شود. تعداد 15 بخش به بالا برای بیشتر

آزمایشات کاربر را به نتیجه مطلوب برساند. در تحقیق حاضر برخلاف بیشتر تحقیقات قبلی که در آنها تنها یک میکروکانال مدل سازی شده بود، کدی توسعه داده شده است که بتوان روابط ترمودینامیکی را در کل کندانسور (به عنوان بخش مهمی از سیکل تبرید تراکمی) مدل کند. برای این کار از روابط جدید و با دقت بالاتر در تخمین ضریب انتقال حرارت استفاده شده است تا بتواند ظرفیت گرمایی کندانسور را با دقت بالاتری به روش تحلیلی تخمین زد. در بین ابزارهای کدنویسی برای مطالعات ترمودینامیکی، نرم افزار حلگر معادلات مهندسی¹ بدلیل پایگاه داده فوق العاده آن، گزینه بسیار مناسبی برای توسعه کدی است که بتواند کندانسورهای میکروکانال را با هر مبردی مورد بررسی و تحلیل قرار دهد و بتواند کلیات عملکردی آن را با دقت و سرعت مناسب تحلیل کند.

2- مفروضات، معادلات حاکم و روش حل

در این بخش معادلات حاکم، فرضیات و روش حل مبدل های میکروکانالی مورد بررسی قرار می گیرد. کندانسور لحاظ شده در این تحقیق از نوع میکروکانال بوده و با کمک هوا خنک می شود. هندسه پره های مبدل از نوع کرکری انتخاب شده است. در بین معادلاتی که برای این هندسه تعریف شده است، روابط مشهور تحقیق چانگ و وانگ² [30] برای بخش هوا مورد استفاده قرار گرفته که مراجع متعدد از جمله قاسم و زبیر [13] روی دقت و کارایی آن تاکید کرده اند. بر این اساس از فاکتور کولبرن جهت بدست آوردن ضریب جابجایی هوا بصورت رابطه (1) استفاده می شود:

$$j = Re_{tp}^{-0.49} \left(\frac{\theta}{90}\right)^{0.27} \left(\frac{F_p}{L_p}\right)^{-0.14} \left(\frac{F_l}{L_p}\right)^{-0.29} \left(\frac{T_d}{L_p}\right)^{-0.23} \left(\frac{L_l}{L_p}\right)^{0.68} \left(\frac{T_p}{L_p}\right)^{-0.28} \left(\frac{\delta_f}{L_p}\right)^{-0.05} \quad (1)$$

در رابطه فوق θ زاویه کرکری، F_p گام پره، F_l ارتفاع پره، T_d عرض لوله میکروکانال، L_l طول بخش کرکری، T_p گام لوله های میکروکانال، δ_f ضخامت پره و L_p گام کرکری است. عدد رینولدز Re_{tp} در رابطه اخیر بر اساس گام کرکری محاسبه می شود و این رابطه در رینولدزهای 100 تا 3000 که بازه متداول و بهینه این سیستم ها است به خوبی جواب می دهد. پارامترهای هندسی این رابطه در شکل 2 نشان داده شده است.

با داشتن مقدار فاکتور کولبرن از رابطه (1)، ضریب انتقال حرارت جابجایی هوا به صورت زیر محاسبه می شود:

$$h_{air} = j \times G_{air} \times C_p \times Pr^{-2/3} \quad (2)$$

که G شار جرمی، C_p ظرفیت گرمای ویژه و Pr عدد پرانتل است. در مبدل های میکروکانال و اصولاً در همه مبدل های فشرده هوا خنک، سیال هوا بصورت عمود بر مبدل وارد می شود. اگر چه در طول مبدل و برای مبرد تغییرات دمایی زیادی رخ می دهد که بخش بندی لوله های میکروکانال الزامی خواهد شد، اما برای هوا نیازی به این کار نیست و دمای ورودی هوا در همه بخش ها یکسان در نظر گرفته خواهد شد.

³ Segment

¹ Engineering Equation Solver (EES)

² Chang & Wang

پره و نیز سطوح انتقال حرارتی که در کد از آن‌ها استفاده شده است در روابط 11 ارائه شده است:

$$\begin{aligned}
 A_{air-MCT} &= 2W_{cond}d_{tube}N_{MCT} \\
 &\quad + 2W_{cond}t_{MCT}N_{MCT} \\
 A_{air-fin} &= 2d_{fin-c}L_{fin-c1}N_{fpm}W_{cond}(N_{MCT} + 1) \\
 &\quad + 2t_{fin}L_{fin-c1}N_{fpm}W_{cond}(N_{MCT} + 1) \quad (11) \\
 A_{air-total} &= A_{air-fin} + A_{air-MCT} \\
 A_{ratio} &= A_{air-fin}/A_{air-total} \\
 P_{hx} &= P_{port}N_{ports}N_{MCT} \\
 A_{r-total} &= P_{hx} \times W_{cond}
 \end{aligned}$$

راندمان پره و راندمان کلی سطح نیز به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\begin{aligned}
 ML &= \sqrt{\frac{2h_{air}}{k_{fin}t_{fin}} \left(\frac{L_{fin}}{2} + \frac{t_{fin}}{2} \right)} \\
 \eta_f &= \tanh(ML)/ML \\
 \eta_{surface} &= 1 - A_{ratio}(1 - \eta_f) \quad (12)
 \end{aligned}$$

در ادامه برای مبرد نیز ضریب انتقال حرارت بدست می‌آید. در ابتدا بخش دو فاز بررسی می‌شود. در این تحقیق به جای استفاده از روابط دابسون و چاتو¹ [27] که برای تک کانال استخراج شده است از روابط معرفی شده توسط جایگ و همکاران [34] که برای لوله‌های چندکاناله است، برای بخش دو فاز استفاده می‌شود.

در روابط زیر اندیس‌های l و v جهت نشان دادن حالت مایع اشباع و بخار اشباع به کار می‌روند. G شار جرمی بوده و متغیرهای ρ ، v ، x ، μ و به ترتیب متغیرهای چگالی، کیفیت بخار، حجم ویژه و شتاب جاذبه و ویسکوزیته هستند که در مراجع ترمودینامیک هم بیشتر با همین نمادها نشان داده می‌شوند.

$$Nu = \xi Nu_{An} + (1 - \xi)Nu_{Ls} \quad (13)$$

Nu_{Ls} انتقال حرارت ناحیه اسلاگ² مایع و Nu_{An} انتقال حرارت ناحیه حلقوی³ بوده و کسر تهی⁴ با استفاده از روابط همگن به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\xi = \frac{x}{x + (1 - x)\rho_v/\rho_L} \quad (14)$$

x کیفیت بخار بوده و انتقال حرارت ناحیه اسلاگ به صورت زیر محاسبه می‌شود.

$$Nu_{Ls} = \frac{(f_L/2)(Re_L - 1000)Pr_L}{1 + 12.7\sqrt{f_L/2}(Pr_L^{2/3} - 1)}, Re_L \geq 2000 \quad (15)$$

$$Nu_{Ls} = 8.23 \left(\frac{1 - 1.891\beta}{+2.22\beta^2 - 0.89\beta^3} \right), Re_L < 2000$$

β نسبت منظری میکروکانال است. انتقال حرارت ناحیه حلقوی نیز به صورت زیر محاسبه می‌شود.

$$Nu_{An} = (Nu_{An,F}^3 + Nu_{An,S}^3)^{\frac{1}{3}} \quad (16)$$

در رابطه فوق انتقال حرارت در ناحیه حلقوی به دو بخش تقسیم می‌شود. $Nu_{An,S}$ انتقال حرارت بخشی است که همرفتی اجباری غالب است و $Nu_{An,F}$ انتقال حرارت بخشی است که تنش سطحی غالب است و این هر دو بخش به صورت زیر محاسبه می‌شوند:

موارد کفایت خواهد کرد. برای محاسبات شرایط خروجی در هر المان از روی شرایط ورودی از روش $\varepsilon - NTU$ استفاده شده است [32, 33]:

$$\begin{aligned}
 \varepsilon &= \frac{q_{act}}{q_{max}} = \frac{(GC_P)_h(T_i - T_o)_h}{(GC_P)_{min}((T_i)_h - (T_i)_c)} = \\
 &= \frac{(GC_P)_c(T_o - T_i)_c}{(GC_P)_{min}((T_i)_h - (T_i)_c)} \quad (3)
 \end{aligned}$$

$$NTU = \frac{UA}{(GC_P)_{min}}$$

در رابطه فوق اندیس‌های c و h به ترتیب برای جریان سرد و گرم بوده و i و o نیز برای جریان‌های ورودی و خروجی هستند.

بدیهی است که در سمت هوا تغییر فازی اتفاق نخواهد افتاد اما هر بخش سمت مبرد ممکن است در حالت دو فازی یا تک فازی باشد. بنابراین وقتی مبرد تک فاز است از رابطه زیر استفاده می‌شود [32]:

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\frac{1}{C_r}NTU^{0.22}\{exp(-C_r \cdot NTU^{0.78}) - 1\}\right], \quad (4)$$

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

در همه انواع مبدل‌های حرارتی و کندانسورها (جریان عرضی یا جریان موازی چه در حالت سیالات مخلوط شونده چه مخلوط ناشونده) وقتی در یک سمت جریان دو فاز برقرار است، از رابطه زیر استفاده می‌شود [32]:

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} \quad (5)$$

جهت تعیین اینکه مبرد تک فاز است یا دو فاز، آنتالپی ورودی هر المان با آنتالپی‌های بخار و مایع اشباع مقایسه شده و در صورتی که بین دو آنتالپی اشباع مذکور قرار گرفت، به معنی دو فازی بودن است. از طریق اختلاف آنتالپی کیفیت بخار نیز قابل محاسبه است.

حال باید UA بدست آید که این پارامتر وابسته به سطوح و ضرایب جابجایی سمت هوا و مبرد است:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_r A_{r-total}} + \frac{1}{\eta_{surface} h_{air} A_{air-total}} \quad (6)$$

وقتی هوا وارد کندانسور می‌شود بدیهی است که بخشی از سطوح کانال و پره به عنوان مانع وجود دارند. برای بدست آوردن سرعت هوای عبوری از پره‌ها، باید مساحت این سطوح محاسبه شده تا بتوان سرعت هوا را در کندانسور حساب کرد. بر این اساس سطح مقطع پره‌ها که مانع جریان هوا می‌باشد عبارتند از:

$$A_{fin-cs} = L_{fin-c1}t_{fin}W_{cond}N_{fpm}(N_{MCT} + 1) \quad (7)$$

همچنین ضخامتی از میکروکانال یا به عبارتی سطح مقطعی از میکروکانال که مانع جریان هواست برابر است با:

$$A_{MCT-CS} = W_{cond}t_{MCT}N_{MCT} \quad (8)$$

سطح در معرض جریان کندانسور نیز از رابطه زیر حاصل می‌شود:

$$A_{hx} = W_{cond}h_{cond} \quad (9)$$

بر این اساس سطح مقطع خالص جریان هوا حاصل تفریق کل سطح کندانسور منهای سطوح مانع جریان هوای پره و میکروکانال‌هاست که از رابطه زیر حاصل می‌شود:

$$A_{face} = A_{hx} - A_{MCT-CS} - A_{fin-cs} \quad (10)$$

از این سطح خالص عبور جریان هوا برای بدست آوردن ضریب هدایت حرارتی سمت هوا استفاده می‌شود. با توجه به پارامترهای هندسی، راندمان

³ Annular
⁴ Void fraction

¹ Dobson & Chato
² Slug

$$f = 8(T1^{12} + T2)^{\frac{1}{12}} \quad (26)$$

$$T1 = \frac{8}{Re}$$

$$T2 = 1/(A + B)^{3/2} \quad (27)$$

$$A = (2.457 \ln(1/((7/Re)^{0.9} + 0.27 \varepsilon/D_H)))^{16}$$

$$B = (37530/Re)^{16}; T2 = 1/(A + B)^{3/2}$$

و در نهایت افت فشار تک فاز به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\Delta P = f \frac{L_{seg} G^2 v}{D_H} \quad (28)$$

L_{seg} طول هر بخش است. با داشتن این ضریب اصطکاک، از رابطه مشهور گنلینسکی [37] برای بدست آوردن عدد ناسلت تکفاز استفاده می‌شود:

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000) Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (29)$$

با توجه به بحث فوق فلوجارت کد نوشته شده بصورت زیر در شکل 4 آورده شده است.

3- اعتبارسنجی کد توسعه داده شده

برای اطمینان از درستی شبیه‌سازی و صحت کد توسعه داده شده، جواب‌های آن را با سه مجموعه داده‌های آزمایشی از سه مرجع متفاوت و نیز با داده‌های کاتالوگ شرکت سازنده کندانسورها به نام شرکت سانهاوا² در شرایط کاملا مختلف مقایسه شده است.

3-1- صحت سنجی اول: مقایسه با تحقیق لیچ و هرناچاک

در این بخش نتایج شبیه‌سازی با تحقیق لیچ و هرناچاک³ [26] مورد مقایسه قرار می‌گیرد. پارامترهای هندسی کندانسور در جدول 1 ارائه شده است. در ادامه نتایج شبیه‌سازی کد نوشته شده در تحقیق حاضر و نیز نتایج تجربی در جدول 2 گردآوری شده است. نتایج در این جدول در 17 حالت مختلف به‌دست آمده‌اند که شامل تغییرات در دبی میرد (\dot{m}_r)، سرعت هوا (V_{air})، دمای هوای ورودی ($T_{a,i}$)، دمای میرد ورودی ($T_{r,i}$) و دمای اشباع میرد (T_{sat}) می‌باشد. در این جدول نتایج به دست آمده از شبیه‌سازی کد نوشته شده که شامل دمای هوای خروجی ($T_{a,o}$) و ظرفیت گرمایی کندانسور (Q) است با نتایج تجربی همین مقادیر ارائه شده است. زیرنویس *exp* و *sim* در پارامترها به ترتیب به معنی داده‌های شبیه‌سازی شده توسط کد و داده‌های تجربی هستند. همان‌طور که ملاحظه می‌شود نتایج شبیه‌سازی و نیز تجربی چه برای ظرفیت گرمایی کندانسور و چه دمای هوای خروجی از کندانسور با همدیگر همخوانی مطلوبی دارند. در شکل 5 نتایج ظرفیت گرمایی کندانسور شبیه‌سازی شده توسط کد توسعه داده شده با داده‌های تجربی و داده‌های شبیه‌سازی شده مرجع لیچ و هرناچاک [26] مقایسه شده است. محور افقی داده‌های تجربی و محور عمودی داده‌های شبیه‌سازی هستند و انحراف از خط $y = x$ (که به معنی انطباق دقیق با داده‌های تجربی است) به معنی انحراف داده‌ها از داده‌های تجربی است. در این شکل خطوط با انحراف 11- و 18- درصد از داده‌های تجربی نیز رسم شده است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود نتایج شبیه‌سازی کد توسعه داده شده در تحقیق حاضر با داده‌های تجربی کمتر از 11 درصد خطا دارد این در حالی است که شبیه‌سازی انجام شده توسط لیچ و هرناچاک [26] که از فرمولاسیون قدیمی استفاده می‌کند، دارای خطای حدود 18 درصدی نسبت به داده‌های تجربی است. بنابراین کد توسعه داده شده در تحقیق حاضر که از فرمولاسیون جدید بهره برده است، دارای دقت بسیار مناسبی در مقایسه با کارهای پیش از این است. همچنین دمای هوای خروجی نتایج شبیه‌سازی

$$Nu_{An,F} = \frac{\phi_g}{1-x} \sqrt{\frac{f_g \rho_l}{\rho_g}} Re_l^{0.5} (0.6 + 0.06 Re_l^{0.4} Pr_l^{0.3}) \quad (17)$$

$$Nu_{An,S} = 0.51 \left[\frac{\rho_l h_{fg} \sigma D_h}{\mu_l k_l (T_{sat} - T_i)} \right]^{0.25} \quad (18)$$

جایی که پارامترهای دو رابطه فوق به صورت زیر محاسبه می‌شوند:

$$\phi_g = \left(x^{1.8} + (1-x)^{1.8} \frac{\rho_g f_l}{\rho_l f_g} + 0.65 x^{0.68} (1-x)^{1.43} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{1.25} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.75} \right)^{0.5} \quad (19)$$

$$f_g = \begin{cases} C_1 / (GD_h / \mu_g), & \text{for } GD_h / \mu_g \leq 1500 \\ 0.046 / (GD_h / \mu_g)^{0.2}, & \text{for } GD_h / \mu_g > 1500 \end{cases} \quad (20)$$

$$f_l = \begin{cases} C_1 / (GD_h / \mu_l), & \text{for } GD_h / \mu_l \leq 1500 \\ 0.046 / (GD_h / \mu_l)^{0.2}, & \text{for } GD_h / \mu_l > 1500 \end{cases} \quad (21)$$

$$C_1 = 24(1 - 1.355\beta + 1.947\beta^2 - 1.701\beta^3 + 0.956\beta^4 - 0.254\beta^5) \quad (22)$$

β نسبت منظری میکروکانال برای کانال‌های مستطیلی است و برای

کانال دایروی:

$$C_1 = 16 \quad (23)$$

و در نهایت با محاسبه عدد ناسلت، مقدار ضریب انتقال حرارت به صورت

زیر محاسبه می‌شود:

$$h = \frac{Nu \times k_l}{D_H} \quad (24)$$

در ادامه روابط افت فشار برای حالت دو فاز مورد بررسی قرار می‌گیرد.

این خصوص، مرجع سوزا و پی‌منتا¹ [35] مورد استناد قرار می‌گیرد با این یادآوری که عموماً افت فشار نسبت به فشار ورودی یا خروجی در مبدل‌ها بسیار ناچیز است و حتی یکی از مغروضات متداول مبدل‌ها فرض فشار ورودی و خروجی یکسان است. برای افت فشار در حالت دو فازی از روابط (25) استفاده می‌شود:

$$dP = dP_f + dP_{acc}$$

$$\text{friction part: } dP_f = f \frac{G^2 L_{seg} v_l \varphi}{2 D_H}$$

$$\text{where}$$

$$\gamma = \left(\frac{v_v}{v_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0.125};$$

$$\varphi = 1 + (\gamma^2 - 1) x^{1.75} (1 + 0.952 \gamma X_{tt}^{0.4126}) \quad (25)$$

$$X_{tt} = \gamma \left(\frac{1 - x_i}{x_i} \right)^{0.9}$$

$$\text{acceleration part: } dP_{acc} = G^2 (A_o - A_i)$$

where

$$A_{in/out} = x_{in/out}^2 \frac{v_v}{\alpha_{in/out}} + (1 - x_{in/out})^2 \frac{v_l}{1 - \alpha_{in/out}}$$

روابط افت فشار و نیز ضریب جابجایی میرد برای حالت تک فاز نیز در روابط

(26) ارائه شده‌اند [37, 36].

³ Litch & Hrnjak

¹ Souza & Pimenta

² Sanhua

1/905	ضخامت میکروکانال (میلی متر)
0/127	ضخامت فین (میلی متر)
7/925	طول فین (میلی متر)
6/604	طول کرکره (میلی متر)
19	تراکم فین (تعداد فین در هر اینچ)
0/00001	زبری دیواره پورت
1/397	گام کرکره (میلی متر)
27	زاویه کرکره (درجه)
9/83	گام لوله (میلی متر)
2	تعداد گذر یا گذر
24 / 14	لوله ها در هر بار گذر
آلومینیوم	جنس فین
٪35	رطوبت نسبی هوای ورودی
آمونیاک	نوع مبرد

شده با نتایج تجربی در شکل 6 مقایسه شده است. نتایج نشان می دهد دمای هوای خروجی از روی کندانسور با خطای کمتر از 5٪ تخمین زده شده که بیانگر دقت مناسب کُد توسعه داده شده است. لازم به ذکر است که در تمامی گرافها، داده های تجربی روی محور افقی و داده های شبیه سازی شده در محور عمودی قرار دارند و انحراف از خط $y = x$ به معنی انحراف از داده های تجربی است.

جدول 1 پارامترهای کندانسور مورد بررسی در تحقیق لیچ و هرنجاک [26]

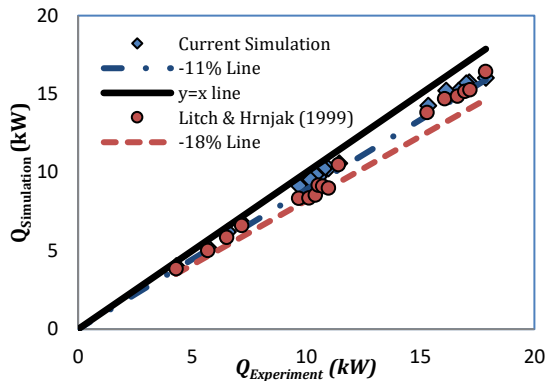
اندازه	پارامتر
698/5	عرض (میلی متر)
381	ارتفاع (میلی متر)
187/71	عمق لوله (تیوب) (میلی متر)
21/081	عمق فین (میلی متر)
0/6365	مساحت هر پورت (میلی متر مربع)
3/637	محیط هر پورت (میلی متر)

جدول 2 داده های ورودی و مقایسه نتایج آزمایشگاهی از مرجع لیچ و هرنجاک [26] و کد توسعه داده شده در تحقیق حاضر

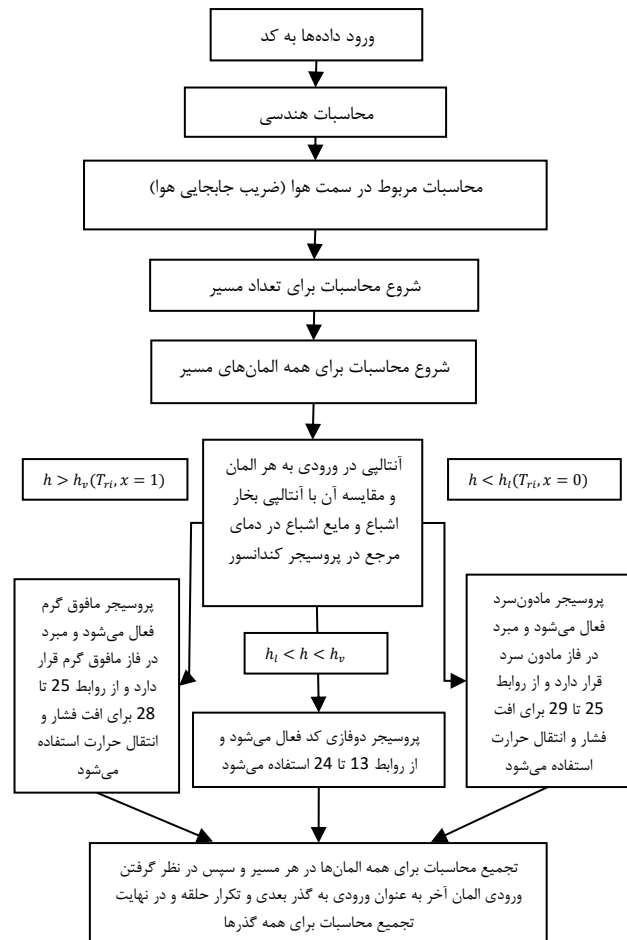
\dot{m}_r (kg/s)	V_{air} (m/s)	$T_{a,i}$ (°C)	$T_{r,i}$ (°C)	T_{sat} (°C)	$(T_{a,o})_{Exp}$ (°C)	$(T_{a,o})_{sim}$ (°C)	Q_{sim} (kW)	Q_{Exp} (kW)	
0.132	4.64	32.7	7.8	54	45	43.07	16.03	17.87	1
0.129	4.41	29.2	7.87	48.1	41.2	40.32	15.74	17.14	2
0.129	4.41	29.5	7.89	48.2	41.4	40.6	15.67	17.02	3
0.126	4.4	34.3	8.42	52.8	46.1	45.17	15.2	16.68	4
0.127	4.64	30	7.08	47.9	41.3	40.25	15.21	16.13	5
0.118	4.63	34.6	8.1	51.6	45.1	44.25	14.24	15.35	6
0.087	2.38	31.9	7.78	54.5	47.3	45.19	10.57	11.44	7
0.084	3.95	27	6.34	40.5	36.0	35.04	10.25	10.97	8
0.084	3.0	24.4	6.27	40.4	36.1	34.94	10.22	10.77	9
0.081	3.36	22.4	4.73	36.8	32.2	31.28	9.723	10.55	10
0.083	4.64	32.7	6.18	44.6	40.1	39.34	9.829	10.41	11
0.077	3.5	24.2	6.26	37.7	33.6	32.57	9.522	10.18	12
0.075	2.64	24.3	6.13	40.1	36.1	34.99	9.143	9.68	13
0.055	2.99	20	4.51	31.7	27.1	26.7	6.784	7.18	14
0.051	2.24	19.9	4.4	32	28.9	28.35	6.2	6.56	15
0.046	1.91	17.9	3.83	29	27.0	26.19	5.171	5.71	16
0.034	2.02	16.6	2.73	24.9	23.2	22.66	4.013	4.3	17

جدول 3 پارامترهای کندانسور مورد بررسی در تحقیق تراگر و هرناجک [28]

پارامتر	اندازه
عرض (میلی متر)	257
ارتفاع (میلی متر)	238
عمق لوله (تیوب) (میلی متر)	18/77
عمق فین (میلی متر)	21/1
مساحت هر پورت (میلی متر مربع)	0/629
محیط هر پورت (میلی متر)	3/25
ضخامت میکروکانال (میلی متر)	1/9
ضخامت فین (میلی متر)	0/1143
طول فین (میلی متر)	7/92
طول کرکره (میلی متر)	7/36
تراکم فین (تعداد فین در هر اینچ)	16
زبری دیواره پورت	0/00001
گام کرکره (میلی متر)	1/4
زاویه کرکره (درجه)	27
گام لوله (میلی متر)	9/82
تعداد گذر یا مسیر	2
لوله ها در هر بار گذر	15 / 8
جنس پره	آلومینیوم
نوع میرد	پروپان



شکل 5 مقایسه نتایج ظرفیت گرمایی شبیه سازی شده تحقیق حاضر با نتایج تجربی و شبیه سازی مرجع [26]



شکل 4 فلوجارت کد نوشته شده

جدول 4 داده های ورودی و مقایسه نتایج آزمایشگاهی از مرجع تراگر و هرناجک [28] و کد نوشته شده در تحقیق حاضر

\dot{m}_r (g/s)	\dot{V}_{air} (m ³ /s)	$T_{a,i}$ (°C)	$P_{r,i}$ (kPa)	RH_i	$T_{r,i}$ (°C)	$(T_{a,o})_{Exp}$ (°C)	$(T_{a,o})_{sim}$ (°C)	Q_{sim} (kW)	Q_{Exp} (kW)	
4/2	0/124	35/57	1738	0/13	88/81	48/19	46/49	1/614	1/59	1
4/01	0/124	27/86	1474	0/32	84	40/5	38/65	1/645	1/59	2
3/36	0/087	35/69	1735/6	0/2	80/26	49/02	47/44	1/21	1/21	3
3/64	0/118	35/67	1667/1	0/23	81/77	46/58	45/2	1/34	1/35	4
3/58	0/147	35/67	1601/4	0/23	80/73	44/41	43/3	1/34	1/35	5
3/62	0/088	25/57	1455/5	0/37	69/64	40/7	38/38	1/38	1/34	6
3/61	0/119	25/49	1353/4	0/39	70/83	37	35/19	1/421	1/39	7
3/47	0/148	25/55	1287/6	0/38	70/41	34/55	33/15	1/389	1/36	8

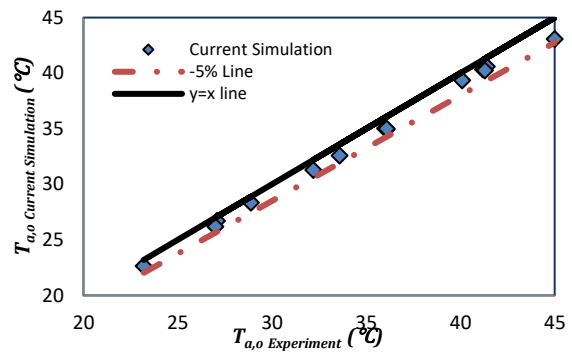
شکل 7 مقایسه نتایج ظرفیت گرمایی کندانسور ناشی از کُد شبیه‌سازی با داده‌های تجربی و داده‌های شبیه‌سازی مرجع تراگر و هرناچاک [28]

جدول 5 پارامترهای کندانسور مورد بررسی در تحقیق هوهنه و هرناچاک [29]

اندازه	پارامتر
266/7	عرض (میلی‌متر)
229/5	ارتفاع (میلی‌متر)
18/77	عمق لوله (تیبوب) (میلی‌متر)
21/1	عمق فین (میلی‌متر)
0/62947	مساحت هر پورت (میلی‌متر مربع)
3/25	محیط هر پورت (میلی‌متر)
1/9	ضخامت میکروکانال (میلی‌متر)
0/11	ضخامت فین (میلی‌متر)
7/96	طول فین (میلی‌متر)
7/4	طول کرکره (میلی‌متر)
16	تراکم فین (تعداد فین در هر اینچ)
0/00001	زبری دیواره پورت
1/4	گام کرکره (میلی‌متر)
27	زاویه کرکره (درجه)
9/82	گام لوله (میلی‌متر)
2	تعداد گذر یا گذر
15 / 8	لوله‌ها در هر بار گذر
آلومینیوم	متربال فین
پروپان	نوع میرد

3-3- صحت سنجی سوم: مقایسه با هوهنه و هرناچاک

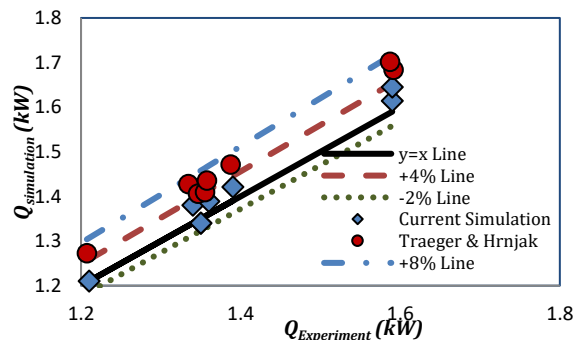
در این بخش نتایج کُد با تحقیق هوهنه و هرناچاک² [29] مورد مقایسه قرار می‌گیرد. پارامترهای هندسی کندانسور در جدول 5 ارائه شده است. در جدول 6 نتایج شبیه‌سازی کُد و نیز نتایج آزمایشگاهی ارائه شده است. نتایج در دبی میرد (\dot{m}_T)، سرعت هوا (V_{air})، دمای هوای ورودی ($T_{a,i}$)، دمای میرد ورودی ($T_{r,i}$) و فشار میرد ورودی ($P_{r,i}$) مختلف مقایسه شده‌اند. در این جدول نتایج به دست آمده از شبیه‌سازی کُد نوشته شده که شامل دمای میرد خروجی از کندانسور ($T_{r,o}$) و ظرفیت گرمایی کندانسور (Q) است با نتایج تجربی همین مقادیر ارایه شده است. زیرنویس *sim* و *exp* در پارامترها به ترتیب به معنی داده‌های شبیه‌سازی شده توسط کُد و داده‌های تجربی هستند. همان‌طور که ملاحظه می‌شود نتایج شبیه‌سازی برای ظرفیت گرمایی کندانسور و همچنین دمای هوای خروجی از کندانسور در مقایسه با داده‌های تجربی همخوانی مطلوبی دارند. در شکل 8 ظرفیت گرمایی کندانسور محاسبه شده با کُد با داده‌های تجربی مقایسه شده است. محور افقی داده‌های تجربی و محور عمودی داده‌های شبیه‌سازی کُد تحلیلی هستند و انحراف از خط $y = x$ (که به معنی انطباق دقیق با داده‌های تجربی است) به معنی انحراف داده‌ها از داده‌های تجربی است. در این شکل خطوط با انحراف 2- و 3+ درصد از داده‌های تجربی نیز رسم شده است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود خطای نتایج در تخمین ظرفیت گرمایی کندانسور با استفاده از کُد تحلیل کمتر از 3/3 است که نشان از دقت بالای کُد توسعه داده شده است. در شکل 9 نیز دمای میرد در خروجی کندانسور شبیه‌سازی شده با کُد حاضر با داده‌های تجربی مرجع [29] مقایسه شده است. در این شکل محور افقی داده‌های تجربی دمای میرد در خروجی کندانسور و محور عمودی داده‌های شبیه‌سازی شده توسط کُد توسعه داده شده برای دمای میرد در خروجی کندانسور است. در این شکل خطوط با خطای 8- و 4+ درصد نسبت به داده‌های تجربی نیز



شکل 6 مقایسه دمای هوای خروجی ناشی از نتایج شبیه‌سازی و نتایج تجربی [26]

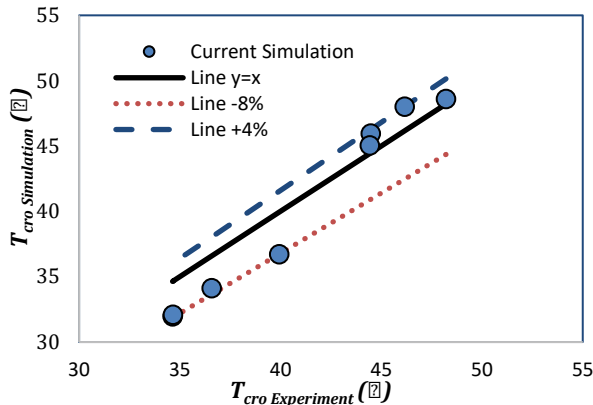
3-2- صحت سنجی دوم: مقایسه با تراگر و هرناچاک

در این بخش نتایج با تحقیق تراگر و هرناچاک¹ [28] مورد مقایسه قرار می‌گیرد. پارامترهای هندسی کندانسور در جدول 3 ارائه شده است. در ادامه نتایج به‌دست آمده از کُد توسعه داده شده و داده‌های تجربی مرجع [28] در جدول 4 مقایسه شده است. در جدول 4، RH_i رطوبت نسبی در ورودی کندانسور است. زیرنویس *sim* و *exp* در پارامترها به ترتیب به معنی داده‌های شبیه‌سازی شده توسط کُد و داده‌های تجربی است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود نتایج شبیه‌سازی چه برای ظرفیت گرمایی کندانسور و چه دمای هوای خروجی از کندانسور در مقایسه با داده‌های تجربی همخوانی مطلوبی دارند. در شکل 7 ظرفیت گرمایی کندانسور به‌دست آمده از کُد توسعه داده شده با داده‌های تجربی و شبیه‌سازی مرجع [28] با هم مقایسه شده است تا بهبود عملکرد کُد توسعه داده شده مشخص شود. در این شکل نیز محور افقی مقادیر تجربی و محور عمودی مقادیر شبیه‌سازی شده ظرفیت گرمایی کندانسور است. در این شکل خطوط 2-، 4 و 8 درصد خطا نسبت به داده‌های تجربی نیز مشخص شده است. همان‌طور که از شکل 7 مشخص است، نتایج ظرفیت گرمایی کندانسور که از کُد شبیه‌سازی توسعه داده شده استخراج شده نسبت به داده‌های تجربی کمتر از 4 درصد خطا دارد و این در حالی است که نتیجه شبیه‌سازی مرجع [28] در مقایسه با داده‌های تجربی حدود 8 درصد خطا دارد. نتایج نشان می‌دهد که خطای کُد توسعه داده شده در این تحقیق نسبت به کدهای مشابه تقریباً 50 درصد کاهش یافته است و دارای دقت بسیار مطلوبی است. نکته مهمی که در دو مقایسه اخیر باید مورد توجه قرار گیرد این است که اعتبارسنجی اول یک کندانسور بزرگ و اعتبارسنجی دوم کندانسور کوچک مقایسه شده بود و البته کُد شبیه‌سازی تحقیق حاضر هر دو گستره را با دقت مطلوبی پوشش می‌دهد.



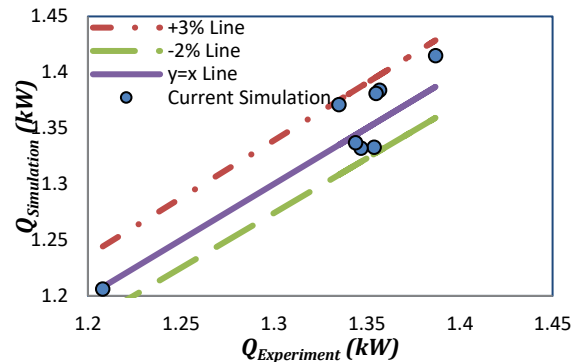
¹ Traeger & Hrnjak

² Hoehne & Hrnjak



شکل 9 مقایسه دمای مبرد در خروجی کندانسور به دست آمده از کد شبیه سازی و داده های تجربی مرجع هوهنه و هرناچاک [29]

رسم شده است و داده های تخمین زده توسط کد در بین این دو خط قرار دارند، بنابراین همان طور که از این شکل مشخص است، خطای تخمین دمای مبرد در خروجی کندانسور کمتر از 8٪ است که نشان از دقت بالای کد دارد.



شکل 8 مقایسه ظرفیت گرمایی ناشی از نتایج کد شبیه سازی و داده های تجربی مرجع هوهنه و هرناچاک [29]

جدول 6. داده های ورودی و مقایسه نتایج آزمایشگاهی از مرجع هوهنه و هرناچاک [29] و کد نوشته شده در تحقیق حاضر

\dot{m}_r (g/s)	\dot{V}_{air} (lit/s)	$T_{a,i}$ (°C)	$P_{r,i}$ (kPa)	RH_i (%)	$T_{r,i}$ (°C)	$(T_{cro})_{Exp}$ (°C)	$(T_{cro})_{sim}$ (°C)	Q_{sim} (kW)	Q_{Exp} (kW)
3/36	87/2	35/69	1736	20/2	80/26	49/32	47/51	1/206	1/208
3/64	118/1	35/67	1667	23/3	81/77	46/22	45/27	1/333	1/354
3/58	146/8	35/67	1601	22/5	80/73	43/96	43/37	1/332	1/347
3/56	147	35/66	1602	21/7	81/08	43/95	43/38	1/337	1/344
3/62	87/8	25/57	1455	37/1	69/64	39/41	38/51	1/271	1/335
3/61	119	25/49	1353	38/7	70/83	35/73	35/29	1/415	1/387
3/47	147/5	25/55	1288	38/1	70/41	33/28	33/26	1/384	1/357
3/47	147/6	25/52	1286	37/9	70/12	33/2	33/21	1/381	1/355

جدول 7 مشخصات هندسی کندانسور ساخت شرکت سانها [38]

ابعاد	پارامتر
290	عرض تبادل حرارت (میلی متر)
330	عرض کل کندانسور (میلی متر)
284/2	ارتفاع تبادل حرارت (میلی متر)
300/7	ارتفاع کل کندانسور (میلی متر)
16	عمق لوله (تیوب) (میلی متر) (با عمق فین برابر است)
0/45425	مساحت هر پورت (میلی متر مربع)
2/7072	محیط هر پورت (میلی متر)
1/3	ضخامت میکروکانال (میلی متر)
0/152	ضخامت فین (میلی متر)
8/1	طول فین (میلی متر)
6/5	طول کرکره (میلی متر)
23	تراکم فین (تعداد فین در هر اینچ)
0/00001	زبری دیواره پورت
1/4	گام کرکره (میلی متر)
30	زاویه کرکره (درجه)
9/4	گام لوله (میلی متر)
6	تعداد گذر یا گذر
6/6/5/5/3/3	لوله ها در هر بار گذر
آلومینیوم	جنس پره
30	دمای هوای ورودی (°C)
40٪	رطوبت نسبی
70	دمای مبرد در ورودی (°C)

3-4- صحت سنجی چهارم: مقایسه با اطلاعات مندرج در کاتالوگ شرکت سازنده (سانها)

در این بخش نتایج شبیه سازی با داده های یک نمونه از کندانسورهای ساخت شرکت سانها [38] مورد مقایسه قرار می گیرد. مشخصات این کندانسور در جدول 7 ارائه شده است. در کاتالوگ شرکت مذکور میزان ظرفیت گرمایی کندانسور برای مبردهای مختلف در دماهای ورودی و کندانس مبرد گزارش شده است. همچنین دبی هوای خنک کننده نیز در این کاتالوگ ها گزارش شده است. با توجه به اینکه همه داده ها برای شرایط دمای مادون سرد برابر 5 درجه است، لذا فشار و دمای مبرد در ورود و خروج و در نتیجه آنتالپی آن مشخص است. با توجه به اطلاعات داده شده، نتایج شبیه سازی با نتایج مندرج در کاتالوگ شرکت سانها برای دو نوع مبرد R410a و R134a و دو شرایط کارکردی (T=10, 30 °C) مقایسه شده و نتایج آن در جدول 8 برای مبرد R134a و در جدول 9 برای مبرد R410a ارائه شده اند. ΔT بیانگر اختلاف دمای اشباع مبرد و دمای هوای عبوری از کندانسور است. همان طور که ملاحظه می شود نتایج ظرفیت گرمایی کندانسور شبیه سازی شده و داده های کاتالوگ کمتر از 3٪ اختلاف دارند که این مساله حاکی از دقت بالای کد نوشته شده است. همچنین ملاحظه می شود که دبی جرمی مبرد در هر کندانسور با توجه به تغییر دبی هوا و الزام ثبات دمای مادون سرد خروجی به 5 درجه، باید تغییر کند. بر این اساس شار جرمی در کندانسورها در گستره 100 تا 1000 $\frac{kg}{m^2s}$ در کاتالوگ این شرکت پیشنهاد می شود و در کندانسورهای با ظرفیت حرارتی بالاتر، مقدارهای بالاتر توصیه می گردد.

جدول 8 مقایسه نتایج شبیه‌سازی با داده‌های شرکت سانپو برای کندانسور نوع SD-
 $\Delta T=30$ و مبرد R134a و R410a

خطا %	$Q_{simulation}$ (kW)	Q_{sanhua} (kW)	\dot{m}_r (kg/s)	V_{air} (m/s)
۱/۳۰	۲/۴۱۱	۲/۳۸	۰/۰۱۲۸	۱
۱/۰۶	۳/۳۲۵	۳/۲۹	۰/۰۱۷۵۷	۱/۵
۰/۷۹	۴/۱۰۲	۴/۰۷	۰/۰۲۱۵۵	۲
۰/۱۷	۴/۷۷۸	۴/۷۷	۰/۰۲۵۰۸	۲/۵
-۰/۱۳	۵/۳۷۳	۵/۳۸	۰/۰۲۸۰۹	۳
-۰/۵۷	۵/۹۰۶	۵/۹۴	۰/۰۳۰۸۱	۳/۵
-۱/۱۵	۶/۳۶۶	۶/۴۴	۰/۰۳۳۱۹	۴
-۱/۰۱	۶/۸۳	۶/۹	۰/۰۳۵۳۷	۴/۵

جدول 9 مقایسه نتایج شبیه‌سازی با داده‌های شرکت سانپو برای کندانسور نوع SD-
 $\Delta T=10$ و مبرد R410 و R410

خطا %	$Q_{simulation}$ (kW)	Q_{sanhua} (kW)	\dot{m}_r (kg/s)	V_{air} (m/s)
۲/۱۰	۰/۷۸۶۲	۰/۷۷	۰/۰۰۳۶۴۲	۱
۱/۹۸	۱/۰۸۱	۱/۰۶	۰/۰۰۵۰۱۲	۱/۵
۱/۹۸	۱/۳۳۶	۱/۳۱	۰/۰۰۶۱۹۲	۲
۱/۸۸	۱/۵۶۹	۱/۵۴	۰/۰۰۷۲۷۶	۲/۵
۰/۸۳	۱/۸۲۵	۱/۸۱	۰/۰۰۸۵۴۵	۳
۰/۶۴	۲/۰۳۳	۲/۰۲	۰/۰۰۹۵۳۱	۳/۵
۰/۵۹	۲/۲۲۳	۲/۲۱	۰/۰۱۰۴۲	۴
۰/۵۴	۲/۴۰۳	۲/۳۹	۰/۰۱۱۲۷	۴/۵

4- نتیجه‌گیری

در این تحقیق یک کُد تحلیلی برای شبیه‌سازی و طراحی کندانسورهای میکروکانال توسعه داده شده است. کد مورد نظر با نرم‌افزار حلگر معادلات مهندسی نوشته شده است زیرا دارای پایگاه داده قوی برای مبردهای مختلف است. در شبیه‌سازی کُد، به جای استفاده از فرمولاسیون ضریب انتقال حرارت برای کانال‌های تکی مانند روابط دایستون و چاتو از فرمولاسیون مرتبط با لوله‌های چندکاناله استفاده شده است که از توسط جایگ و همکاران ارائه شده است. این روابط جدید مربوط به چگالش مبردهای مختلف در لوله‌های چندکناله است. با توجه به این که کندانسورهای میکروکانال نیز چنین ساختاری دارند بنابراین استفاده از این روابط می‌تواند در بهبود تخمین خصوصیات این کندانسورها کمک شایانی کند. برای بررسی دقت کُد، نتایج آن با نتایج مراجع مختلف مورد صحت‌سنجی قرار گرفته است. نتایج نشان می‌دهد که کد توسعه داده شده نسبت به کارهای قبلی دارای دقت بسیار بالاتری است و با خطای حدود کمتر از 10٪ ظرفیت گرمایی کندانسور، دمای مبرد در خروجی کندانسور و دمای هوا در عبور از کندانسور را تخمین می‌زند. کد توسعه داده شده برای مبردهای مختلف و کندانسور با ابعاد مختلف دارای دقت بسیار مناسبی است و خطای محاسبات را نسبت به کدهایی که پیش از این توسعه یافته بودند، حدود 50٪ کاهش داده است. کُد توسعه داده شده، در روند طراحی و بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی کاربرد داشته و صرفه‌جویی قابل توجهی در هزینه ایجاد خواهد کرد. ترکیب این کُد با تحلیل‌های انرژی و انرژی در کارهای آبی نیز بسیار کارآمد خواهد بود.

فهرست علائم

$A_{air-fin}$	سطح در معرض هوای پره‌ها (m^2)
$A_{air-MCT}$	سطح در معرض هوای میکروکانال‌ها (m^2)

A_{fin-CS}	سطحی از پره که مانع جریان هواست (m^2)
$A_{air-total}$	کل سطح در معرض هوای کندانسور (m^2)
A_{face}	سطح خالص عمود بر جریان کندانسور (m^2)
A_{hx}	سطح ناخالص در معرض انتقال حرارت کندانسور (m^2)
A_{MCT-CS}	سطحی از میکروکانال که مانع جریان هواست (m^2)
A_{Ports}	سطح مقطع هر پورت میکروکانال (m^2)
A_{ratio}	نسبت سطح پره به کل سطح در معرض هوا (m^2)
$A_{r-total}$	کل سطح تبادل حرارت از سمت مبرد (m^2)
C_{min}	ظرفیت گرمایی سیال با ظرفیت گرمایی کمتر
C_{max}	ظرفیت گرمایی سیال با ظرفیت گرمایی بیشتر
C_p	ضریب گرمای ویژه ($kJ kg^{-1}K^{-1}$)
d	عمق پره یا لوله (m)
D_H	قطر هیدرولیکی (m)
ΔP یا dp	اختلاف فشار (kPa)
F_l	طول پره (m)
F_p	گام پره (m)
G	دبی جرمی بر واحد سطح (شار جرمی) ($kg m^{-2}s^{-1}$)
G_{air}	شار جرمی هوا ($kg m^{-2}s^{-1}$)
h_{air}	ضریب انتقال حرارت جابجایی هوا ($W m^{-2}K^{-1}$)
h_{cond}	ارتفاع کندانسور (m)
h_r	ضریب انتقال حرارت جابجایی مبرد ($W m^{-2}K^{-1}$)
j	فاکتور کولبرن
k	ضریب انتقال حرارت هدایتی
L_l	طول کرکره (m)
L_p	گام کرکره (m)
N_{fpm}	تعداد پره (کرکره) بر واحد متر
N_{MCT}	تعداد میکروکانال‌ها
NTU	تعداد واحدهای انتقال
Nu	عدد ناسلت
P_{Ports}	محیط هر پورت میکروکانال (m)
Pr	عدد پراوتل هوا
Re_{ip}	عدد رینولدز سمت هوا بر اساس گام کرکره
t_{MCT}	ضخامت میکروکانال عمود بر جریان هوا (m)
T	دما (°C)
T_{cro}	دمای مبرد در خروجی کندانسور
T_d	عمق پره (m)
T_p	گام لوله (m)
U	ضریب انتقال حرارت کلی (جمعی) ($W m^{-2}K^{-1}$)
v	حجم مخصوص (m^3/kg)
W_{cond}	عرض کندانسور (m)
x	کیفیت بخار
X_{tt}	پارامتر توربولانس لوکارت-مارتینلی
علائم یونانی	
ϵ	کارایی
δ_f	ضخامت پره (m)
η_f	راندمان حرارتی پره
$\eta_{surface}$	راندمان کلی سطح
μ	لزجت ($kg/(m.s)$)
ρ	چگالی (kg/m^3)
θ	زاویه کرکره (درجه)
زیر نویس‌ها	
a	هوا
acc	سهم شتابی اختلاف فشار
An	ناحیه حلقوی
c	جریان سرد
exp	تجربی
f	سهم اصطکاک اختلاف فشار
fin	پره
h	جریان گرم
i	ورودی
l	مانع

[18] R. Vinoth, B. Sachuthanathan, Experimental study of heat transfer and pressure drop characteristics of microtube condenser using R134a, *International Journal of Ambient Energy*, Vol., pp. 1-6, 2021.

[19] Q.V. Pham, J.-T. Oh, Condensation heat transfer characteristics of R1234yf inside multiport mini-channel tube, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 170, pp. 121029, 2021.

[20] D. Jige, M. Nobunaga, T. Nogami, N. Inoue, Condensation heat transfer of binary and ternary mixtures inside multiport tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 207, pp. 123981, 2023.

[21] M.M. Shah, Improved correlation for heat transfer during condensation in mini and macro channels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 194, pp. 123069, 2022.

[22] Z. Tian, Z. Huang, S. Xu, K. Li, W. Gao, Direct liquid cooling heat transfer in microchannel: Experimental results and correlations assessment, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 223, pp. 120020, 2023.

[23] M.M. Marinheiro, D.B. Marchetto, G. Furlan, A.T. de Souza Netto, C.B. Tibiriçá, A robust and simple correlation for internal flow condensation, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 236, pp. 121811, 2024.

[24] F. Nie, H. Wang, Y. Zhao, Q. Song, S. Yan, M. Gong, A universal correlation for flow condensation heat transfer in horizontal tubes based on machine learning, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 184, pp. 107994, 2023.

[25] M. Moradkhani, S. Hosseini, M. Song, Robust and general predictive models for condensation heat transfer inside conventional and mini/micro channel heat exchangers, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 201, pp. 117737, 2022.

[26] A.D. Litch, P. Hrnjak, Condensation of ammonia in microchannel heat exchangers, in: *Air Conditioning and Refrigeration Center. College of Engineering ...*, 1999.

[27] M.K. Dobson, J.C. Chato, Condensation in smooth horizontal tubes, Vol., pp., 1998.

[28] K.M. Traeger, P.S. Hrnjak, Charge minimization of microchannel heat exchangers, in: *Air Conditioning and Refrigeration Center. College of Engineering ...*, 2005.

[29] M.R. Hoehne, P. Hrnjak, Charge minimization in systems and components using hydrocarbons as a refrigerant, in: *Air Conditioning and Refrigeration Center. College of Engineering ...*, 2004.

[30] Y.-J. Chang, C.-C. Wang, A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry, *International Journal of heat and mass transfer*, Vol. 40, pp. 533-544, 1997.

[31] Danfoss Industries Pvt. Ltd., in: <https://www.danfoss.com/en/>.

[32] T.L. Bergman, T.L. Bergman, F.P. Incropera, D.P. Dewitt, A.S. Lavine, *Fundamentals of heat and mass transfer*, John Wiley & Sons, 2011.

[33] J. Garcia-Cascales, F. Vera-Garcia, J. Gonzalez-Macia, J. Corberan-Salvador, M. Johnson, G. Kohler, Compact heat exchangers modeling: Condensation, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 33, pp. 135-147, 2010.

[34] D. Jige, N. Inoue, S. Koyama, Condensation of refrigerants in a multiport tube with rectangular minichannels, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 67, pp. 202-213, 2016.

[35] A. Lobo de Souza, M. de Mattos Pimenta, Prediction of pressure drop during horizontal two-phase flow of pure and mixed refrigerants, *ASME-PUBLICATIONS-FED*, Vol. 210, pp. 161-172, 1995.

[36] S.W. Churchill, Friction-factor equation spans all fluid-flow regimes, *Chemistry Engineerng Journal*, Vol. 84, pp. 91-92, 1977.

[37] V. Gnielinski, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *Int. Chem. Eng.*, Vol. 16, pp. 359-368, 1976.

[38] Sanhua Company, in: <https://www.sanhuaeuropa.com/en>.

ناحیه اسلاگ	Ls
خروجی	o
مبرد	r
شبیه‌سازی شده	sim
اشباع	sat
لوله	tube
گاز	v

5- مراجع

[1] A.A. Al-Rashed, Effect of evaporator temperature on vapor compression refrigeration system, *Alexandria Engineering Journal*, Vol. 50, pp. 283-290, 2011.

[2] C. Cuevas, D. Makaire, L. Dardenne, P. Ngendakumana, Thermo-hydraulic characterization of a louvered fin and flat tube heat exchanger, *Experimental thermal and fluid science*, Vol. 35, pp. 154-164, 2011.

[3] K. Pooranachandran, K.S.I.L. Ali, K. Narasingamurthi, V. Ramalingam, Experimental and numerical investigation of a louvered fin and elliptical tube compact heat exchanger, *Thermal Science*, Vol. 19, pp. 679-692, 2015.

[4] F. Ayad, R. Benelmir, A. Souayed, CO2 evaporators design for vehicle HVAC operation, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 36, pp. 330-344, 2012.

[5] C. Zilio, J.S. Brown, G. Schiochet, A. Cavallini, The refrigerant R1234yf in air conditioning systems, *Energy*, Vol. 36, pp. 6110-6120, 2011.

[6] A. Agarwal, T.M. Bandhauer, S. Garimella, Measurement and modeling of condensation heat transfer in non-circular microchannels, *International journal of refrigeration*, Vol. 33, pp. 1169-1179, 2010.

[7] A. Cavallini, D. Del Col, M. Matkovic, L.a. Rossetto, Frictional pressure drop during vapour-liquid flow in minichannels: Modelling and experimental evaluation, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 30, pp. 131-139, 2009.

[8] S. Garimella, A. Agarwal, J.D. Killion, Condensation pressure drops in circular microchannels, in: *International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels*, pp. 649-656, 2004.

[9] S.G. Kandlikar, Fundamental issues related to flow boiling in minichannels and microchannels, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 26, pp. 389-407, 2002.

[10] S. Koyama, K. Kuwahara, K. Nakashita, K. Yamamoto, An experimental study on condensation of refrigerant R134a in a multiport extruded tube, *International journal of refrigeration*, Vol. 26, pp. 425-432, 2003.

[11] N.-H. Kim, J.-P. Cho, J.-O. Kim, B. Youn, Condensation heat transfer of R-22 and R-410A in flat aluminum multi-channel tubes with or without micro-fins, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 26, pp. 830-839, 2003.

[12] H.S. Wang, J.W. Rose, A theory of film condensation in horizontal noncircular section microchannels, Vol., pp., 2005.

[13] N.A. Qasem, S.M. Zubair, Compact and microchannel heat exchangers: A comprehensive review of air-side friction factor and heat transfer correlations, *Energy conversion and management*, Vol. 173, pp. 555-601, 2018.

[14] M.M. Rahman, K. Kariya, A. Miyara, An experimental study and development of new correlation for condensation heat transfer coefficient of refrigerant inside a multiport minichannel with and without fins, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 116, pp. 50-60, 2018.

[15] M. Li, Q. Guo, J. Lv, D. Li, Research on condensation heat transfer characteristics of R447A, R1234ze, R134a and R32 in multi-port micro-channel tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 118, pp. 637-650, 2018.

[16] A. Başaran, A. Yurddaş, Thermal modeling and designing of microchannel condenser for refrigeration applications operating with isobutane (R600a), *Applied Thermal Engineering*, Vol. 198, pp. 117446, 2021.

[17] M. Kruzel, T. Bohdal, M. Sikora, Heat transfer and pressure drop during refrigerants condensation in compact heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 161, pp. 120283, 2020.