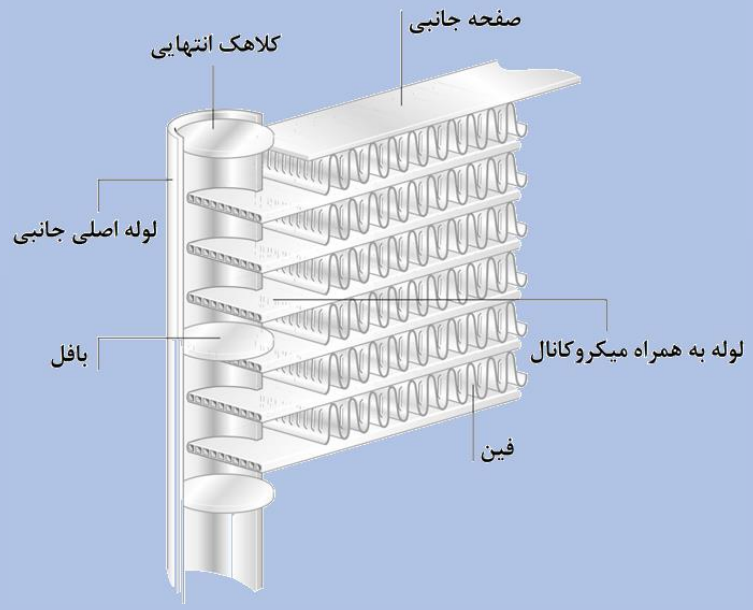
NRI-ER-999-PCLPN02-4-00-L

تحقیق و توسعه روی مبدل‌های حرارتی میکروکانال مورد استفاده در سامانه‌های تهویه مطبوع



مجری دانشگاهی: مهدی هاشم‌آبادی

دانشگاه مجری: دانشگاه صنعتی مالک اشتر

DOI: 10.30503/nripress.2020.283


بسم الله الرحمن الرحيم

تحقیق و توسعه روی مبدل‌های حرارتی میکروکانال مورد استفاده در سامانه‌های تهویه مطبوع

مجری دانشگاهی: مهدی هاشم‌آبادی

دانشگاه مجری: دانشگاه صنعتی مالک اشتر

همکاران پروژه: جاماسب پیرکندی، علیرضا ناری، حمید پرهیزگار، جلال محمدی، مصطفی محمودی، علیرضا آقالاری

مدیر طرح: شبنم منصوری

نماینده مدیر طرح: رامین حاجیان

واحد مجری:

طرح توسعه فناوری‌ها و اقدامات مرتبط با مدیریت بارهای سرمایشی و گرمایشی

انتشارات پژوهشگاه نیرو

زمستان ۱۴۰۰

کد ثبت گزارش: NRI-ER-999-PCLPN02-4-00-L

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

ایران. وزارت نیرو. پژوهشگاه نیرو. طرح توسعه فناوری‌ها و اقدامات مرتبط با مدیریت بارهای سرمایشی و گرمایشی. تحقیق و توسعه روی مبدل‌های حرارتی میکروکانال مورد استفاده در سامانه‌های تهویه مطبوع/ نماینده مدیر طرح: حاجیان، رامین. کارفرما: پژوهشگاه نیرو به نمایندگی از شرکت توانیر، ۱۴۰۰.

۴۶۰ ص.: مصور، نمودار، جدول

۱. همکاران پروژه: پیرکندی، جاماسب/ نادری، علیرضا/ پرهیزگار، حمید/ محمدی، جلال/ محمودی، مصطفی/ آقالاری، علیرضا. ۲. دانشگاه مجری: دانشگاه صنعتی مالک اشتر. ۳. مجری دانشگاهی: هاشم‌آبادی، مهدی. ۴. مدیر طرح: منصوری، شبنم.

انتشارات پژوهشگاه نیرو

کلیه حقوق معنوی اثر متعلق به پدیدآورندگان، کلیه حقوق مادی متعلق به پژوهشگاه نیرو (به نمایندگی از شرکت توانیر) و نشر مطالب در حدود متعارف، با ذکر منبع بلامانع است.

نشانی: تهران، شهرک غرب، انتهای بلوار شهید دادمان، پژوهشگاه نیرو، کدپستی: ۱٤٦٨٦١٣١١٣

تلفن: ۹-۸۸۰۷۹٤۰۱

نمابر: ۸۸۰۷۸۲۹٦

وبگاه: *www.nri.ac.ir*

پست الکترونیک انتشارات: *publications@nri.ac.ir*

فرم تعهدنامه اصالت اثر

متعهد می‌شوم که مطالب مندرج در این گزارش حاصل کار پژوهشی همکارانی از دانشگاه صنعتی مالک اشتر به شرح زیر و مورد تأیید اینجانب **رامین حاجیان** نماینده مدیر طرح در پروژه "تحقیق و توسعه روی مبدل‌های حرارتی میکروکانال مورد استفاده در سامانه‌های تهویه مطبوع" است و دستاوردهای پژوهشی دیگران که در این پژوهش از آن‌ها استفاده شده است مطابق مقررات، مورد ارجاع قرار گرفته و در فهرست منابع ذکر گردیده است.

■ گزارش حاصل انجام همه مراحل پروژه است.

□ گزارش حاصل انجام ..... مرحله از ..... مرحله پروژه است.

همکاران:

۱. مهدی هاشم‌آبادی

۲. جاماسب پیرکندی

۳. علیرضا نادری

۴. حمید پرهیزگار

۵. جلال محمدی

۶. مصطفی محمودی

۷. علیرضا آقالاری

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

پیشگفتار

صرفه‌جویی انرژی و بالا بردن بازدهی سیستم‌های مرتبط با انرژی از جمله موضوع‌هایی است که در چند دهه اخیر بسیار مورد توجه قرار گرفته است. ساخت دستگاه‌های تبادل حرارت پربازده از جمله مواردی است که به‌منظور صرفه‌جویی در مصرف انرژی و مواد اولیه و با در نظر گرفتن مسایل اقتصادی و زیست محیطی بسیار حائز اهمیت هستند. تقاضای جهانی برای مبدل‌های حرارتی کارآمد، قابل اطمینان و اقتصادی به خصوص در سیستم‌های سرمایش، تهویه مطبوع، صنایع فرآیندی، تولید برق، وسایل نقلیه و صنایع دیگر به سرعت رو به افزایش است. برای بهبود عملکرد سیستمی تهویه مطبوع و توسعه دستگاه‌های تهویه مطبوع مطمئن و سازگار با محیط زیست، تحقیق بر روی مولفه‌های دستگاه‌های تهویه مطبوع، ضروری است. برای مبدل حرارتی، کم حجم بودن و ظرفیت انتقال حرارت حجمی بالاتر مورد نیاز است. مبدل‌های حرارتی میکروکانال از این حیث به شدت دارای پتانسیل هستند و می‌توان از آن‌ها در کندانسورها و اوپراتورها استفاده کرد. در نتیجه عملکرد انتقال حرارت هوای جانبی بیشترِ مبدل‌های حرارتی میکروکانال، حجم مبدل‌های حرارتی به طور چشمگیری برای یک ظرفیت سرمایشی یا گرمایشی یکسان می‌تواند کاهش یابد. این عملکرد انتقال حرارتِ بیشتر، وابسته به قطر هیدرولیکی کوچک‌تر میکروکانال‌ها و کاهش مقاومت تماسی بین پره و کانال است. با کاهش حجم مبدل حرارتی، مقدار شارژ مبرد نیز کاهش می‌یابد. مشکل عمده در استفاده از این نوع مبدل‌ها عدم وجود تست‌های دقیق آزمایشگاهی و عدم آگاهی بیشتر استفاده‌کنندگان از مزایای این مبدل‌ها می‌باشد. این مساله در کشور ما نمود بیشتری داشته و طی بررسی‌های مختلف مشخص شد که اکثر سازندگان و فروشندگان از مزایای این نوع مبدل‌ها آگاهی ندارند. در این پژوهش سعی شده است با معرفی مبدل‌های حرارتی میکروکانال، بررسی مطالعات پیشین، بررسی مزایا و معایب، کاربردها، معرفی سامانه‌های تهویه مطبوع، شرکت‌های سازنده و بررسی اولیه ابعاد این مبدل‌های حرارتی میکروکانال، دید بهتری از این مبدل‌ها حاصل شده و با دیدگاه جامع‌تر و دقیق‌تری به مبحث طراحی این مبدل‌ها ورود کنیم زیرا جزئیات طراحی محصولات تجاری در این زمینه معمولا دردسترس نیستند. برای طراحی نیاز است که در ابتدا به بررسی تحلیلی پرداخته شود. برای این منظور اصول حاکم بر کندانسور فشرده میکروکانال باید استخراج شده و معادلات حاکم بر طراحی سیکل تراکم بخار و کندانسور میکروکانال استخراج شود. سپس با پیاده‌سازی روابط تجربی-تحلیلی امکان ایجاد نرم‌افزار طراحی سیکل فراهم خواهد شد. با توجه به پیشرفت رایانه‌ها و سرعت پردازش بالای پردازشگرها، استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی یکی از روش‌های بسیار مناسبی است که برای بررسی جزئیات طراحی پارامترهای مورد استفاده در بازه وسیعی از کاربردهای صنعتی مورد استفاده قرار می‌گیرد. بنابراین از ابزار دینامیک سیالات عددی می‌توان در طراحی پارامترهای مبدل‌های حرارتی استفاده کرد. برای این منظور سعی شده است که تمامی پارامترهای مهم در طراحی مبدل‌های حرارتی میکروکانال مورد بررسی و ارزیابی قرار گیرد. در نهایت با آماده‌سازی بستر آزمایش و بررسی تجربی و مقایسه عملکرد دو نوع کندانسور (پره-لوله و میکروکانال) با مبردهای مختلف در یک چرخه تبرید تراکمی داکت اسپلیت با ظرفیت سرمایشی ۲/۵ تن تبرید، سعی شده است تا جزئیات دقیق‌تری از چرخه تبرید تراکمی و میزان بهبود کارآیی این مبدل‌های حرارتی حاصل شود. با توجه به تحقیقات اندکی که در کشور انجام شده است، هدف از این پژوهش ایجاد بستری مفید برای شناخت و استفاده از این مبدل‌های حرارتی میکروکانال در سامانه‌های تهویه مطبوع است تا بتوان گام مناسبی در جهت بهبود سامانه‌های مصرف انرژی در کشور برداشت.

این گزارش مربوط به همه مراحل پروژه "تحقیق و توسعه روی مبدل‌های حرارتی میکروکانال مورد استفاده در سامانه‌های تهویه مطبوع" است که ذیل طرح توسعه فناوری‌ها و اقدامات مرتبط با مدیریت بارهای سرمایشی و گرمایشی

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

بوده و اجرای آن به دانشگاه صنعتی مالک اشتر واگذار شده است. ناظر مراحل یک و دو این پروژه آقای امیرعلی عبادی و ناظر مراحل سه تا پنج آقای علی صلواتی‌پور بوده‌اند.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

فهرست مطالب

مقدمه ۱
فصل ۱ دسته‌بندی، مروری بر تحقیقات پیشین و کاربردهای میکروکانال ۴
۱. ۱ مقدمه ۴
۱. ۲ دسته‌بندی کانال‌های جریان ۵
۱. ۳ مروری بر تحقیقات پیشین ۷
۱. ۳. ۱ جمع‌بندی مروری بر تحقیقات پیشین ۳۹
۱. ۴ مروری بر پتنت‌ها ۴۹
۱. ۴. ۱ جمع‌بندی پتنت‌ها ۸۵
۱. ۵ کاربردهای مبدل حرارتی میکروکانال ۸۸
۱. ۵. ۱ کاربرد در الکترونیک ۸۹
۱. ۵. ۲ کاربرد در تهویه مطبوع ۹۰
۱. ۵. ۳ کاربرد در خودرو و هوافضا ۹۴
۱. ۵. ۴ راکتورهای (واکنشگاه‌های) شیمیایی ۹۹
۱. ۵. ۵ سیستم‌های سرماجراحی ۱۰۱
۱. ۵. ۶ مایع کردن گاز طبیعی در استخراج شناور، ذخیره‌سازی و تخلیه آن ۱۰۳
۱. ۵. ۷ کاربرد اواپراتورهای ستونی میکرو شیاردار پیشرفته برای بازیابی حرارت هدررفته ۱۰۵
۱. ۵. ۸ کاربرد دیود لیزری ۱۰۶
۱. ۵. ۹ لوله‌های حرارتی میکروکانال ۱۰۷
فصل ۲ معرفی سامانه‌های تهویه مطبوع و اجزاء آن ۱۰۹
۲. ۱ مقدمه ۱۰۹
۲. ۲ معرفی سیستم‌های تهویه مطبوع ۱۱۰
۲. ۲. ۱ معرفی اجزاء خنک‌کننده‌های تراکمی ۱۱۰
۲. ۲. ۲ اهمیت مبدل‌های حرارتی در سیستم تبرید تراکمی ۱۱۳
۲. ۲. ۳ معرفی سیستم‌های تهویه مطبوع با کندانسور هوایی ۱۲۲
۲. ۲. ۴ مروری بر کاربرد سیستم‌های تهویه مطبوع ۱۴۰
۲. ۲. ۵ معرفی سیستم پیشنهادی این پروژه ۱۴۴
۲. ۲. ۶ جمع‌بندی معرفی سامانه‌های تهویه مطبوع ۱۴۶
۲. ۳ معرفی اجزاء اصلی سامانه‌های تهویه مطبوع ۱۴۷
فصل ۳ معرفی کندانسور میکروکانال ۱۶۰
۳. ۱ مقدمه ۱۶۰
۳. ۲ کندانسور هوایی ۱۶۰
۳. ۲. ۱ پارامترهای اساسی در انتخاب کندانسور هوایی ۱۶۲
۳. ۲. ۲ اعمال ضریب تصحیحات در انتخاب کندانسور هوایی ۱۶۳
۳. ۳ مزایا و معایب مبدل‌های حرارتی میکروکانال ۱۶۵
۳. ۳. ۱ مزایای مبدل‌های حرارتی میکروکانال در مقایسه با مبدل‌های حرارتی پره-لوله ۱۶۷

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

۳. ۳. ۲ مقایسه موردی دو چیلر با کندانسورهای معمولی و میکروکانال ۱۷۵
۳. ۴ شرکت‌های سازنده کندانسور میکروکانال ۱۷۷
۳. ۴. ۱ مبدل حرارتی میکروکانال ساخته شده توسط کیم و بالارد ۱۷۷
۳. ۴. ۲ شرکت دانفوس ۱۷۹
۳. ۴. ۳ شرکت تهویه مطبوع گلدستون ۱۸۱
۳. ۴. ۴ شرکت شانگهای شنگلین ۱۸۳
۳. ۴. ۵ شرکت تجاری هانگژو اکوفری ۱۸۴
۳. ۴. ۶ شرکت سانهوا ۱۸۵
۳. ۴. ۷ شرکت ژجیانگ سانکو ۱۸۸
۳. ۴. ۸ شرکت EVAPCO AlCoil ۱۸۸
فصل ۴ طراحی و شبیه‌سازی کندانسور میکروکانال ۱۸۹
۴. ۱ مقدمه ۱۸۹
۴. ۲ روابط حاکم از نگاه هیدرودینامیک، انتقال حرارت و ترمودینامیک مبدل‌های میکروکانال ۱۸۹
۴. ۲. ۱ مفاهیم اولیه و دسته‌بندی مبدل حرارتی ۱۸۹
۴. ۲. ۲ ضریب انتقال حرارت کلی ۱۹۳
۴. ۲. ۳ تحلیل مبدل حرارتی، استفاده از اختلاف دمایی متوسط لگاریتمی ۱۹۴
۴. ۲. ۴ تحلیل مبدل حرارتی، روش ان‌تی‌یو-موثر ۱۹۶
۴. ۳ استخراج روابط، معادلات و ضرایب تئوری و تجربیِ مبدل‌های حرارتی ۱۹۷
۴. ۳. ۱ جریان‌های تک فاز و دو فاز در میکرو کانال‌ها ۱۹۸
۴. ۳. ۲ روابط قسمت بیرونی مبدل حرارتی ۲۰۹
۴. ۴ روابط ترمودینامیکی و شبیه‌سازی کندانسور ۲۲۷
۴. ۴. ۱ برنامه شبیه‌ساز کندانسور فشرده میکروکانال ۲۲۷
۴. ۴. ۲ الگوریتم برنامه ۲۳۱
۴. ۴. ۳ صحت‌سنجی برنامه ۲۳۱
۴. ۵ شبیه‌سازی ترمودینامیکی چرخه تبرید سامانه تهویه مطبوع ۲۴۰
۴. ۵. ۱ مدل‌سازی ترمودینامیکی چرخه تبرید ۲۴۰
۴. ۵. ۲ نتایج ۲۴۲
فصل ۵ شبیه‌سازی دینامیک سیالات محاسباتی ۲۴۴
۵. ۱ مقدمه ۲۴۴
۵. ۲ جریان گاز در میکروکانال‌ها ۲۴۸
۵. ۲. ۱ ابعاد میکروسکوپی ۲۴۸
۵. ۲. ۲ فرض پیوستگی و تعادل ترمودینامیکی ۲۴۸
۵. ۲. ۳ رقیق شدگی و عدد نادسن ۲۵۱
۵. ۲. ۴ رژیم جریان گازی در میکروکانال‌ها ۲۵۳
۵. ۳ معادلات حاکم حل عددی ۲۵۴
۵. ۳. ۱ معادلات حاکم در حالت کلی ۲۵۴
۵. ۳. ۲ روش‌های تحلیلی و معادلات حاکم بر جریان چندفازی ۲۵۶

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

۵. ۴ اعتبارسنجی، شرایط حل و مطالعه شبکه ۲۶۶
۵. ۴. ۱ اعتبارسنجی جریان دوفازی ۲۶۶
۵. ۴. ۲ انتخاب اندازه میکروکانال و شرایط واقعی حل ۲۶۸
۵. ۴. ۳ مطالعه شبکه ۲۷۲
۵. ۵ بررسی عددی پارامترهای میکروکانال ۲۷۴
۵. ۵. ۱ بررسی عددی نسبت منظری میکروکانال برای حداکثر انتقال حرارت ۲۷۴
۵. ۵. ۲ بررسی عددی طول کل مسیر به منظور تعیین تعداد بافل مورد نیاز ۲۸۸
۵. ۵. ۳ تحلیل عددی دوفازی لوله میکروکانال با تعداد میکروکانال مختلف ۲۹۸
۵. ۵. ۴ تحلیل عددی دوفازیِ لوله میکروکانال با عرض لوله مختلف ۳۰۲
۵. ۵. ۵ تحلیل عددی برای بررسی اثر قطر مانیفولد ۳۰۳
۵. ۵. ۶ تحلیل عددی سمت هوا برای گام پره کرکره‌ای مختلف ۳۰۷
۵. ۶ تاثیر پارامترهای کندانسور میکروکانال در طراحی ۳۱۴
۵. ۶. ۱ جمع‌بندی پارامترهای مناسب کندانسور میکروکانال ۳۱۴
۵. ۶. ۲ تاثیر نسبی هر یک از پارامترها در طراحی میکروکانال ۳۱۶
۵. ۶. ۳ مراحل طراحی کندانسور با توجه به میزان تاثیر پارامترهای مختلف ۳۱۶
فصل ۶ ایجاد بستر آزمایش و آزمایش‌های تجربی ۳۱۸
۶. ۱ مقدمه ۳۱۸
۶. ۲ انواع چرخه تبرید تراکمی ۳۱۹
۶. ۲. ۱ چرخه کارنوی معکوس ۳۱۹
۶. ۲. ۲ چرخه تبرید تراکمی ایده‌آل ۳۲۱
۶. ۲. ۳ چرخه تبرید تراکمی واقعی ۳۲۲
۶. ۳ معرفی مبردها ۳۲۴
۶. ۳. ۱ تاریخچه گاز مبرد ۳۲۴
۶. ۳. ۲ انواع مبردها ۳۲۴
۶. ۳. ۳ معرفی مبردهای R22، R407c و R410a ۳۲۶
۶. ۳. ۴ مبردها و خصوصیات آن‌ها ۳۲۷
۶. ۴ تحلیل ترمودینامیکی مرتبط با آزمایش‌ها ۳۳۰
۶. ۴. ۱ دبی جرمی ۳۳۰
۶. ۴. ۲ توان خروجی کمپرسور ۳۳۰
۶. ۴. ۳ توان برودتی اواپراتور ۳۳۱
۶. ۴. ۴ توان گرمایی کندانسور ۳۳۱
۶. ۴. ۵ شیر انبساط ۳۳۱
۶. ۴. ۶ ضریب عملکرد ۳۳۱
۶. ۴. ۷ نمونه کد نوشته شده در محیط EES ۳۳۲
۶. ۵ معرفی داکت اسپلیت ۳۳۳
۶. ۵. ۱ یونیت داخلی داکت‌اسپلیت ۳۳۳
۶. ۵. ۲ یونیت خارجی ۳۳۵

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

۶. ۵. ۳ کمپرسور ۳۳۷
۶. ۵. ۴ کمپرسور روتاری GMCC PA280G2CS-4MTL ۳۳۸
۶. ۵. ۵ کندانسور ۳۳۹
۶. ۵. ۶ شیر انبساط ۳۴۲
۶. ۶ روند آماده‌سازی و برنامه آزمایش‌ها ۳۴۳
۶. ۶. ۱ اجزاء و تجهیزات داده‌برداری ۳۴۵
۶. ۷ ارایه نتایج آزمایش‌ها و تحلیل داده‌ها ۳۵۰
۶. ۷. ۱ نتایج کندانسور F & T و مبرد R22 با سرعت فن بالا ۳۵۰
۶. ۷. ۲ کندانسور F & T و مبرد R22 با سرعت فن متوسط ۳۵۳
۶. ۷. ۳ کندانسور F & T و مبرد R22 با سرعت فن پایین ۳۵۶
۶. ۷. ۴ کندانسور میکروکانال و مبرد R22 با سرعت فن بالا ۳۵۸
۶. ۷. ۵ کندانسور میکروکانال و مبرد R22 با سرعت فن متوسط ۳۶۱
۶. ۷. ۶ کندانسور میکروکانال با مبرد R22 در سرعت فن پایین ۳۶۳
۶. ۷. ۷ کندانسور F & T با مبرد R407c و سرعت فن بالا ۳۶۶
۶. ۷. ۸ کندانسور F & T و مبرد R407c سرعت متوسط ۳۶۸
۶. ۷. ۹ کندانسور F & T با مبرد R407c و سرعت فن پایین ۳۷۱
۶. ۷. ۱۰ کندانسور میکروکانال و مبرد R407c در سرعت فن بالا ۳۷۳
۶. ۷. ۱۱ کندانسور میکروکانال با مبرد R407c و سرعت فن متوسط ۳۷۶
۶. ۷. ۱۲ کندانسور میکروکانال با مبرد R407c و سرعت فن پایین ۳۷۸
۶. ۷. ۱۳ کندانسور F & T با مبرد R410a و سرعت فن بالا ۳۸۱
۶. ۷. ۱۴ کندانسور F & T با مبرد R410a و سرعت فن متوسط ۳۸۳
۶. ۷. ۱۵ کندانسور F & T با مبرد R410a و سرعت فن پایین ۳۸۵
۶. ۷. ۱۶ کندانسور میکروکانال با مبرد R410a و سرعت فن بالا ۳۸۸
۶. ۷. ۱۷ کندانسور میکروکانال با مبرد R410a و سرعت فن متوسط ۳۹۰
۶. ۷. ۱۸ کندانسور میکروکانال با مبرد R410a و سرعت فن پایین ۳۹۳
۶. ۷. ۱۹ جمع‌بندی نتایج آزمایش‌ها ۳۹۵
۶. ۸ مقایسه نتایج آزمایش با حل عددی ۳۹۹
۶. ۸. ۱ هندسه و شبکه ۳۹۹
۶. ۸. ۲ خصوصیات مبرد با توجه به فشار عملکردی ۴۰۰
۶. ۸. ۳ شرایط مرزی و نتایج ۴۰۱
فصل ۷ جمع‌بندی و نتیجه‌گیری ۴۰۴
۷. ۱ جمع‌بندی نهایی ۴۰۴
فهرست منابع ۴۰۹

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

فهرست شکل‌ها

شکل ۱-۱: بازه قطر کانال‌های بکار رفته در کاربردهای مختلف ۷
شکل ۲-۱: شماتیکی از میکروکانال گرماگیر دولایه ارایه شده توسط وفایی و ژو ۱۳
شکل ۳-۱: مقطع مانیفولد میکروکانال ۱۹
شکل ۴-۱: نمایی از نحوه قرارگیری تولیدکننده‌های گردابه طولی در میکروکانال ۳۸
شکل ۵-۱: آمار کل تحقیقات در زمینه میکروکانال در سال‌های مختلف (۱۹۲۸-۲۰۱۸) ۴۴
شکل ۶-۱: آمار تحقیقات صرف بر روی میکروکانال و میکرولوله در سال‌های مختلف ۴۵
شکل ۷-۱: آمار تحقیقات صرف بر روی مبدل‌های حرارتی میکروکانال در سال‌های مختلف ۴۵
شکل ۸-۱: درصد تحقیقات انجام شده در زمینه‌های مختلف ۴۶
شکل ۹-۱: درصد شکل سطح مقطع میکروکانال مورد استفاده در تحقیقات ۴۷
شکل ۱۰-۱: نوع سطح مقطع‌های استفاده شده تا سال ۲۰۰۷ میلادی ۴۷
شکل ۱۱-۱: شکل سطح مقطع‌های استفاده شده بعد از سال ۲۰۰۷ میلادی ۴۸
شکل ۱۲-۱: آمار درصد روش‌های تحقیق انجام شده در زمینه میکروکانال ۴۹
شکل ۱۳-۱: نمایی از مبدل حرارتی ارایه شده توسط موندینگر و همکارانش ۵۰
شکل ۱۴-۱: نمای انفجاری از مبدل حرارتی میکروکانال ارایه شده توسط موندینگر و همکارانش ۵۰
شکل ۱۵-۱: طرح ارایه شده از کویل مبدل حرارتی، لوله‌های دارای میکروکانال و پره‌های آن توسط برگمن و همکارانش در سال ۱۹۹۹ ..... ۵۱
شکل ۱۶-۱: سطح مقطع مبدل‌های حرارتی میکروکانال فعال تک راهه و دو راهه به همراه محفظه خروجی گاز مابین محفظه واکنش و محفظه سیال ۵۱
شکل ۱۷-۱: سطح مقطع مبدل‌های حرارتی میکروکانال فعال تک راهه و دو راهه به همراه محفظه خروجی گازِ در تماس حرارتی با محفظه مبدل حرارتی ۵۲
شکل ۱۸-۱: مبدل حرارتی میکروکانال فعال با نماهای بزرگنمایی شده از یک صفحه واکنش گرمازا و یک صفحه مبدل حرارتی ۵۲
شکل ۱۹-۱: نمای بزرگنمایی شده از یک صفحه مبدل حرارتی ۵۲
شکل ۲۰-۱: مسیرهای متناوب جریان در مبدل حرارتی ۵۳
شکل ۲۱-۱: انتهای مسدود شده کانال‌ها ۵۳
شکل ۲۲-۱: کانال‌های پیشنهاد شده توسط شمبکار و گاثروپ ۵۳
شکل ۲۳-۱: نمایی از چند لایه دارای کانال (سمت چپ) و قرارگیری آن‌ها روی هم (سمت راست) ۵۴
شکل ۲۴-۱: نمایی از طرح ارایه شده توسط پاکارنا و پراشر برای خنک‌کاری مداری ۵۴
شکل ۲۵-۱: نمای کلی از مجموعه کندانسور میکروکانال ۵۵
شکل ۲۶-۱: نمای برش خورده از کویل کندانسور میکروکانال ۵۵
شکل ۲۷-۱: نمای جانبی از سطح مقطع مبدل حرارتی لووت و همکارانش ۵۶
شکل ۲۸-۱: نمایی از فرم U شکل کانال‌ها ارایه شده توسط لووت و همکارانش ۵۶
شکل ۲۹-۱: نمایی از قرارگیری لوله‌ها و پره برای مبدل حرارتی میکروکانال ۵۷
شکل ۳۰-۱: نماهای مقطعی و ایزومتریک از مبدل حرارتی میکروکانال ۵۷
شکل ۳۱-۱: نمای ایزومتریک از یک پنل مبدل حرارتی میکروکانال دارای ۳۶ پره در اینچ ۵۸

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

شکل ۳۲-۱: نمای ایزومتریک مبدل حرارتی میکروکانال توسط الهیاری و فرزاد ۵۸
شکل ۳۳-۱: سطح مقطع‌های انحنادار مطرح شده توسط الهیاری و فرزاد ۵۹
شکل ۳۴-۱: نمایی از مبدل حرارتی میکروکانال دارای مانیفولد لایه‌ای ۵۹
شکل ۳۵-۱: برش مقطع 3-3 در شکل ۳۴-۱ (مقطع مانیفولد در هنگام ورود مبرد) ۶۰
شکل ۳۶-۱: برش مقطع 4-4 در شکل ۳۴-۱ (مقطع مانیفولد در هنگام خروج مبرد) ۶۰
شکل ۳۷-۱: دو نما از مبدل حرارتی میکروکانال مارپیچی دارای دو مجموعه میکروکانال مجزا و مستقل ۶۰
شکل ۳۸-۱: شماتیک راکتور میکروکانال و یک لایه از میکروکانال‌های فرآیندی و ناحیه تبادل حرارت مورداستفاده در هسته آن ۶۱
شکل ۳۹-۱: نمایی از مبدل حرارتی دارای دو مدار سیال ارایه شده توسط کرکوود ۶۱
شکل ۴۰-۱: نمونه‌ای از مبدل حرارتی میکروکانال دارای چند مدار یکپارچه و ساختار مانیفولدهای آن ۶۲
شکل ۴۱-۱: شماتیک از سیستم سرمایشی مدار بسته دارای مبدل‌های حرارتی قرار گرفته در پشت‌بام ۶۳
شکل ۴۲-۱: نمایی از سیستم تبادل حرارت شامل مبدل‌های حرارتی میکروکانال V شکل مدار بسته ۶۳
شکل ۴۳-۱: مبدل حرارتی اواپراتور ارایه شده توسط اندرسون ۶۴
شکل ۴۴-۱: نمایی از مبدل حرارتی ۶۴
شکل ۴۵-۱: نمایی از اجزاء مبدل حرارتی ارایه شده توسط برگ ۶۵
شکل ۴۶-۱: مبدل حرارتی میکروکانال پیشنهاد شده توسط ون و لی ۶۵
شکل ۴۷-۱: نمای مقطعی از مبدل حرارتی شامل لوله‌های دارای میکروکانال و پره بین آن‌ها ۶۶
شکل ۴۸-۱: نمای مقطعی از پره کرکره‌ای ۶۶
شکل ۴۹-۱: مبدل حرارتی میکروکانال ارایه شده توسط فریتز و دکام ۶۷
شکل ۵۰-۱: نمایی برش خورده از مانیفولد و لوله‌های حاوی میکروکانال ۶۷
شکل ۵۱-۱: نمایی از نوآوری ارایه شده متشکل از یک میکروکانال فرآیندی، مجموعه پره‌های واقع در طول میکروکانال و یک مبدل حرارتی در مجاورت میکروکانال فرآیندی ۶۷
شکل ۵۲-۱: جذب کننده گرمایی میکروکانال در صفحات متمرکزکننده تابش خورشید ۶۸
شکل ۵۳-۱: دید از روبرو مبدل حرارتی میکروکانال پیشنهاد شده توسط مینز ۶۸
شکل ۵۴-۱: دید از بالا مبدل حرارتی میکروکانال پیشنهاد شده توسط مینز ۶۹
شکل ۵۵-۱: شرایط عملکردی نامناسب تقطیر مبرد در کندانسور میکروکانال ۶۹
شکل ۵۶-۱: شرایط عملکردی نامناسب تقطیر مبرد در کندانسور میکروکانال ۷۰
شکل ۵۷-۱: شرایط عملکردی مناسب تقطیر مبرد در کندانسور میکروکانال ۷۰
شکل ۵۸-۱: شرایط عملکردی مناسب تقطیر مبرد در کندانسور میکروکانال ۷۰
شکل ۵۹-۱: موتور توربین گاز و موقعیت مبدل حرارتی میکروکانال استفاده شده در آن ۷۱
شکل ۶۰-۱: نمای انفجاری از مبدل حرارتی ارایه شده توسط تانکوویچ و همکارانش ۷۱
شکل ۶۱-۱: ساختار کلی مجموعه‌ای از کویل‌های میکروکانال ۷۲
شکل ۶۲-۱: سیستم شستشوی کویل‌ها ۷۲
شکل ۶۳-۱: اواپراتور میکروکانال دارای ساختار U شکل بدون همزن و با همزن ۷۳
شکل ۶۴-۱: شماتیک سطح مقطع مبدل حرارتی قبل از بسط‌دادن شکاف‌ها ۷۴
شکل ۶۵-۱: شماتیک سطح مقطع مبدل حرارتی بعد از بسط‌دادن شکاف‌ها ۷۴
شکل ۶۶-۱: نماهای مختلف از مبدل حرارتی میکروکانال ۷۵

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

شکل ۶۷-۱: شماتیک سطح مقطع یک مانیفولد مرسوم در مبدل حرارتی میکروکانال ۷۵
شکل ۶۸-۱: شماتیک سطح مقطع دو مانیفولد مبدل حرارتی میکروکانال با سطح مقطع داخلی تغییریافته، ارائه شده در نوآوری حاضر ۷۵
شکل ۶۹-۱: شماتیک سطح مقطع یک مانیفولد دیگر مبدل حرارتی میکروکانال با سطح مقطع داخلی تغییریافته ارائه شده در نوآوری حاضر ۷۶
شکل ۷۰-۱: نمایی از طرح ارایه شده توسط استیون ۷۶
شکل ۷۱-۱: نمایی از اواپراتور میکروکانال با دو کویل موازی هم ۷۷
شکل ۷۲-۱: نمایی از مقطع برش خورده کویل اواپراتور شامل لوله‌های میکروکانال دو کویل و پره‌های بین آن‌ها ۷۷
شکل ۷۳-۱: شماتیک مدار پیشنهادی در نوآوری حاضر برای مبدل حرارتی و بخش کنترلی افزوده شده به سیستم ۷۸
شکل ۷۴-۱: نمودار کاهش ضربه فشار با پیاده‌سازی نوآوری تاراس و همکارانش ۷۸
شکل ۷۵-۱: نمای انفجاری از مبدل حرارتی ارایه شده توسط کایجیان ۷۹
شکل ۷۶-۱: مبدل حرارتی با چندین مسیر ۸۰
شکل ۷۷-۱: مبدل حرارتی با سه مسیر ۸۰
شکل ۷۸-۱: مبدل حرارتی با دو مسیر ۸۰
شکل ۷۹-۱: مبدل حرارتی با سه مسیر ۸۱
شکل ۸۰-۱: نمایی از مبدل حرارتی و میکروکانال‌های با نسبت منظری بالا ارایه شده توسط ساتهیامورتی ۸۱
شکل ۸۱-۱: طرح ثبت شده برای شرکت دانفوس ۸۲
شکل ۸۲-۱: طرح ثبت شده برای شرکت دانفوس ۸۲
شکل ۸۳-۱: طرح ثبت شده برای شرکت دانفوس ۸۳
شکل ۸۴-۱: طرح ثبت شده برای شرکت دانفوس ۸۳
شکل ۸۵-۱: طرح ثبت شده برای شرکت دانفوس ۸۴
شکل ۸۶-۱: طرح ثبت شده برای شرکت دانفوس ۸۴
شکل ۸۷-۱: طرح ثبت شده برای شرکت دانفوس ۸۵
شکل ۸۸-۱: تعداد پتنت‌های پیرامون مبدل‌های حرارتی میکروکانال در سال‌های مختلف ۸۸
شکل ۸۹-۱: رشد استفاده تعداد ترانزیستورها در هر میلی‌متر مربع برحسب سال ۹۰
شکل ۹۰-۱: شماتیک مبدل حرارتی گرماگیر و فن استفاده شده بر روی CPU ۹۰
شکل ۹۱-۱: اجزاء مبدل حرارتی میکروکانال مورد استفاده در سامانه‌های تهویه مطبوع ۹۱
شکل ۹۲-۱: نمونه‌ای از یک مبدل حرارتی ساخته شده برای کندانسور تهویه مطبوع ۹۲
شکل ۹۳-۱: نمونه‌ای از ابعاد یک مبدل حرارتی میکروکانال ساخته شده به عنوان کندانسور یک سیستم تهویه مطبوع ۹۳
شکل ۹۴-۱: نمایی از برش مقطعی یک مبدل حرارتی میکروکانال مورد استفاده به عنوان کندانسور تهویه مطبوع ۹۳
شکل ۹۵-۱: مبدل حرارتی میکروکانال به‌صورت‌های تخت، L و U شکل ۹۳
شکل ۹۶-۱: ماژول مبدل حرارتی هوا-سوخت میکروکانال با جریان جانبی مورد استفاده در صنایع هوافضا ۹۴
شکل ۹۷-۱: ماژول تست شده برای موتور توربین گاز هواپیما a) دید جانبی مبدل حرارتی میکروکانال، ابعاد و پروفیل پره‌ها b) دید از بالای ردیف پره‌ها c) تصاویر مختلف از ماژول آزمایش ۹۵
شکل ۹۸-۱: ابعاد نوعی میکروکانال مستطیلی برای کاربردهای مبدل‌های حرارتی میکروکانال ۹۶
شکل ۹۹-۱: نمونه‌هایی از میکروکانال‌های ساخته شده ۹۶
شکل ۱۰۰-۱: نمونه‌هایی از مبدل حرارتی و پره‌های بین لوله‌ها ۹۶

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

شکل ۱۰۱-۱: یک مبدل حرارتی میکروکانال در صنعت خودرو و پره‌های آن ۹۸
شکل ۱۰۲-۱: برشی از یک مبدل حرارتی میکروکانال آلومینیومی ۹۸
شکل ۱۰۳-۱: یک نمونه اولیه میکروکانال برای کولر سیستم تهویه خودرو که از گاز $CO2$ استفاده می‌کند ۹۹
شکل ۱۰۴-۱: میکروراکتور شیشه‌ای ۱۰۰
شکل ۱۰۵-۱: دیاگرام جریان فرآیند پیل سوختی اکسید جامد قابل حمل ۱۰۱
شکل ۱۰۶-۱: الف) نمای انفجاری از یک میکروکانال سرامیکی دولایه ب) واکنشگاه میکروکانال ۱۰۱
شکل ۱۰۷-۱: درمان سرطان با استفاده از سرماجراحی ۱۰۲
شکل ۱۰۸-۱: دیاگرام شماتیک میله سرماجراحی ۱۰۲
شکل ۱۰۹-۱: دیاگرام شماتیک خنک‌کننده ژول-تامسون ۱۰۳
شکل ۱۱۰-۱: سیستم سرماجراحی برای جراحی سرطان ۱۰۳
شکل ۱۱۱-۱: روش FPSO ۱۰۴
شکل ۱۱۲-۱: مبدل حرارتی میکروکانال برای یک FPSO ۱۰۴
شکل ۱۱۳-۱: a) شماتیک فرآیند تبخیر تغذیه اجباری b) اوپراتور ستونی ۱۰۵
شکل ۱۱۴-۱: شماتیک یک کندانسور میکروشیاردار ستونی ۱۰۶
شکل ۱۱۵-۱: توانایی خنک‌کنندگی میکروکانال برحسب نیازمندی‌های دیود لیزری ۱۰۶
شکل ۱۱۶-۱: لوله گرمایی ضربانی میکرو ۱۰۷
شکل ۱۱۷-۱: ساختار a) کلی لوله گرمایی یکنواخت میکرو b) صفحات بالا و پایین به همراه شیارهای بسیار باریک c) صفحه میانی برای مسیر بخار (ابعاد به میلی‌متر) ۱۰۸
شکل ۱۱۸-۱: نمای بالایی از یک لوله گرمایی یکنواخت میکرو ۱۰۸
شکل ۱-۲: شماتیک سیستم تبرید تراکمی ۱۱۰
شکل ۲-۲: بخش کم فشار و فشار بالا در سیستم تبرید تراکمی ۱۱۱
شکل ۳-۲: خطوط سامانه تبرید تراکمی ۱۱۲
شکل ۴-۲: شماتیکی از سامانه تبرید تراکمی هواخنک ۱۱۳
شکل ۵-۲: نمایی از خط مایع در سامانه تبرید تراکمی ۱۱۳
شکل ۶-۲: نمایی از یک کندانسور هوایی ۱۱۴
شکل ۷-۲: ظرفیت کندانسورهای هوایی قابل استفاده در سیستم‌های تبرید تراکمی ۱۱۵
شکل ۸-۲: کندانسور طبیعی ۱۱۶
شکل ۹-۲: کندانسور اجباری ۱۱۶
شکل ۱۰-۲: نمایی از سیکل یک سیستم تبرید تراکمی با کندانسور هوایی ۱۱۷
شکل ۱۱-۲: نمایی از اواپراتور هوایی ۱۱۸
شکل ۱۲-۲: نمایی از فرآیند تقطیر در اواپراتور هوایی ۱۱۹
شکل ۱۳-۲: نمایی از عملکرد پخش‌کن‌ها ۱۱۹
شکل ۱۴-۲: نمایی از عملکرد پخش‌کن‌ها ۱۲۰
شکل ۱۵-۲: نمایی از عبور درست هوا از روی کویل ۱۲۰
شکل ۱۶-۲: نمایی از اواپراتور کویلی پره‌دار در دستگاه ۱۲۱
شکل ۱۷-۲: نمایی از اواپراتور کویلی پرهدار در دستگاه ۱۲۲
شکل ۱۸-۲: شماتیکی از سیستم تبرید تراکمی در پکیج یونیت هوایی ۱۲۳

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

شکل ۱۹-۲: نمایی از یک پکیج یونیت یکپارچه هوایی ۱۲۳
شکل ۲۰-۲: نمایی از دستگاه پکیج یونیت کوچک با ظرفیت ۳ تا ۱۶ تن ۱۲۴
شکل ۲۱-۲: نمایی از دستگاه پکیج یونیت با ظرفیت ۳۰ تن ۱۲۴
شکل ۲۲-۲: نمایی از دستگاه پکیج یونیت با ظرفیت ۲۸ تن ۱۲۵
شکل ۲۳-۲: شماتیکی از لولهکشی بین یونیت داخل و خارج ۱۲۶
شکل ۲۴-۲: نمایی از یونیت خارجی (کندانسور و کمپرسور) ۱۲۶
شکل ۲۵-۲: نمایی از یونیت داخلی (اواپراتور و سایر قسمتها) ۱۲۷
شکل ۲۶-۲: نمایی از یونیت داخلی (اواپراتور و سایر قسمتها) ۱۲۸
شکل ۲۷-۲: نمایی از سیستم حجم مایع مبرد متغیر (VRF) ۱۲۹
شکل ۲۸-۲: نمایی از یونیتهای داخلی سیستم حجم مایع مبرد متغیر (VRF) ۱۳۰
شکل ۲۹-۲: نمایی از رایزرهای گاز در سیستم حجم مایع مبرد متغیر (VRF) ۱۳۰
شکل ۳۰-۲: نمایی از یونیتهای خارجی در سیستم حجم مایع مبرد متغیر (VRF) ۱۳۱
شکل ۳۱-۲: نمایی از کولرهای گازی ۱۳۱
شکل ۳۲-۲: نمایی از کولرهای گازی ایستاده ۱۳۲
شکل ۳۳-۲: شماتیک چیلر هوایی ۱۳۳
شکل ۳۴-۲: نمایی از چیلرهای هوایی با کندانسور یکپارچه ۱۳۴
شکل ۳۵-۲: نمایی از چیلرهای هوایی ۸۵ تن با کندانسور یکپارچه ۱۳۴
شکل ۳۶-۲: نمایی از چیلرهای هوایی ۳۵۰ تن با کندانسور یکپارچه ۱۳۵
شکل ۳۷-۲: نمایی از چیلرهای هوایی با کندانسور یکپارچه ۱۳۵
شکل ۳۸-۲: نمایی از چیلرهای هوایی با کندانسور مجزا ۱۳۶
شکل ۳۹-۲: نمایی از چیلرهای هوایی با کندانسور مجزا ۱۳۷
شکل ۴۰-۲: نمایی از کندانسور چیلرهای هوایی با کندانسور مجزا ۱۳۸
شکل ۴۱-۲: نمایی از کندانسور چیلرهای هوایی با کندانسور مجزا ۱۳۸
شکل ۴۲-۲: نمایی از مینی چیلر هوایی تراکمی ۱۳۹
شکل ۴۳-۲: نمایی از مینی چیلر هوایی جذبی ۱۴۰
شکل ۴۴-۲: سیستم تبرید تراکمی هوا خنک ۱۴۵
شکل ۴۵-۲: سیستم تبرید تراکمی آب خنک ۱۴۵
شکل ۴۶-۲: نمایی از صدا خفه کن یا موفلر ۱۴۷
شکل ۴۷-۲: نمایی از تله روغن یا جدا کن روغن ۱۴۸
شکل ۴۸-۲: نمایی از تله روغن یا جدا کن روغن ۱۴۸
شکل ۴۹-۲: نمایی از جداکن روغن ۱۴۸
شکل ۵۰-۲: نمایی از جداکن روغن در یک سیکل واقعی ۱۴۹
شکل ۵۱-۲: نمایی از مخزن مایع ۱۴۹
شکل ۵۲-۲: نمایی از مخزن مایع ۱۵۰
شکل ۵۳-۲: نمایی از مخزن مایع ۱۵۰
شکل ۵۴-۲: نمایی از مخزن مایع ۱۵۰
شکل ۵۵-۲: نمایی از فیلتر درایر ۱۵۱

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

شکل ۵۶-۲: نمایی از فیلتر درایر ۱۵۱
شکل ۵۷-۲: نمایی از فیلتر درایر ۱۵۲
شکل ۵۸-۲: نمایی از ساید گلاس ۱۵۲
شکل ۵۹-۲: نمایی از ساید گلاس ۱۵۳
شکل ۶۰-۲: نمایی از ساید گلاس ۱۵۳
شکل ۶۱-۲: نمایی از کاربرد مبدل در سیکل تبرید ۱۵۴
شکل ۶۲-۲: نمایی از تله مایع مبرد (اکومولاتور) ۱۵۵
شکل ۶۳-۲: نمایی از تله مایع مبرد (اکومولاتور) ۱۵۵
شکل ۶۴-۲: نمایی از شیر اطمینان کندانسور ۱۵۶
شکل ۶۵-۲: نمایی از شیر سرویس - شیر شارژینگ گاز مبرد ۱۵۶
شکل ۶۶-۲: نمایی از شیرهای سرویس رانش و مکش کمپرسور ۱۵۷
شکل ۶۷-۲: نمایی از درپوش‌های ذوب شونده ۱۵۷
شکل ۶۸-۲: نمایی از هیتر کارتر کمپرسور ۱۵۸
شکل ۶۹-۲: نمایی از لرزه‌گیر ۱۵۸
شکل ۷۰-۲: نمایی از سیستم کنترل فشار روغن ۱۵۹
شکل ۷۱-۲: نمایی از سیستم کنترل ضد یخ یا آنتی فریز ۱۵۹
شکل ۱-۳: نمایی از کندانسور هوایی ۱۶۱
شکل ۲-۳: ضریب اصلاح جنس فین کندانسور ۱۶۳
شکل ۳-۳: ضریب اصلاح تعداد فین کندانسور ۱۶۳
شکل ۴-۳: ضریب اصلاح نوع مبرد ۱۶۳
شکل ۵-۳: ضریب اصلاح ارتفاع از سطح دریا ۱۶۴
شکل ۶-۳: ضریب اصلاح روکش لوله‌های کندانسور ۱۶۴
شکل ۷-۳: ضریب اصلاح تراکم گرما در گاز خنک مکش ۱۶۵
شکل ۸-۳: ضریب گرمای تراکم کمپرسورهای باز ۱۶۵
شکل ۹-۳: مبدل حرارتی میکروکانال و لوله و پره ۱۶۸
شکل ۱۰-۳: انتقال حرارت با توجه به ابعاد کانال ۱۶۸
شکل ۱۱-۳: وزن مواد خام مورد نیاز در فرآیند ساخت مبدل حرارتی میکروکانال و لوله و پره ۱۶۹
شکل ۱۲-۳: مولکول اکسیژن و ازن ۱۶۹
شکل ۱۳-۳: لایه‌های بالای جو ۱۷۰
شکل ۱۴-۳: تخریب لایه ازن توسط ترکیبات کلردار ۱۷۰
شکل ۱۵-۳: راندمان بالای مبدل حرارتی میکروکانال و رفتار پایدار با اختلاف دما ۱۷۱
شکل ۱۶-۳: مقاومت بیشتر مبدل حرارتی میکروکانال در برابر خوردگی ۱۷۲
شکل ۱۷-۳: ساختار جریان اطراف مبدل‌های حرارتی میکروکانال و لوله و پره ۱۷۲
شکل ۱۸-۳: نحوه جمع شدن گردوغبار در مبدل‌های حراتی میکروکانال و لوله و پره ۱۷۳
شکل ۱۹-۳: کاربرد مبدل حرارتی میکروکانال در یخچال‌های حمل و نقل ۱۷۴
شکل ۲۰-۳: کاربرد مبدل حرارتی میکروکانال در سردخانه‌ها ۱۷۵
شکل ۲۱-۳: نمایی از چیلر هوا خنک یکپارچه با کندانسور میکروکانال ۱۷۶

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

شکل ۲۲-۳: نمایی از چیلر هوا خنک یکپارچه با کندانسور فشرده..... ۱۷۷
شکل ۲۳-۳: تعریف پارامترهای هندسی یک مبدل حرارتی میکروکانال..... ۱۷۸
شکل ۲۴-۳: مقطع هندسی یک پره کرکره‌ای..... ۱۷۸
شکل ۲۵-۳: اجزاء اصلی مبدل حرارتی میکروکانال ساخته شده توسط شرکت دانفوس..... ۱۷۹
شکل ۲۶-۳: نمونه‌ای از کندانسورهای میکروکانال ساخته شده توسط شرکت گلدستون..... ۱۸۲
شکل ۲۷-۳: مشخصات لوله به همراه میکروکانال و پره‌های ساخته شده در شرکت گلدستون برای مصارف مختلف مسکونی، تجاری و خودرو..... ۱۸۲
شکل ۲۸-۳: نمونه‌هایی از کندانسورهای میکروکانال شرکت شانگهای..... ۱۸۳
شکل ۲۹-۳: نمونه‌هایی از کندانسورهای میکروکانال شرکت هانگژو..... ۱۸۴
شکل ۳۰-۳: نمونه‌هایی از لوله‌های دارای میکروکانال شرکت هانگژو..... ۱۸۴
شکل ۳۱-۳: نمونه‌هایی از لوله‌های دارای میکروکانال شرکت هانگژو..... ۱۸۵
شکل ۳۲-۳: انواع مبدل‌های حرارتی میکروکانال ساخته شده در شرکت سانهوا..... ۱۸۶
شکل ۳۳-۳: مبدل حرارتی میکروکانال SD10 شرکت سانهوا (استفاده شده به عنوان کندانسور)..... ۱۸۷
شکل ۳۴-۳: مبدل حرارتی میکروکانال SD17 شرکت سانهوا (استفاده شده به عنوان کندانسور)..... ۱۸۷
شکل ۳۵-۳: کندانسور میکروکانال ساخته شده توسط شرکت ژجیانگ سانکو..... ۱۸۸
شکل ۳۶-۳: لوله‌های دارای میکروکانال ساخت شرکت EVAPCO AlCoil..... ۱۸۸
شکل ۳۷-۳: مبدل‌های حرارتی میکروکانال ساخت شرکت EVAPCO AlCoil..... ۱۸۸
شکل ۱-۴: مبدل‌های حرارتی هم مرکز (a جریان موازی (b جریان معکوس..... ۱۸۹
شکل ۲-۴: مبدل‌های حرارتی جریان متقاطع (a فیندار با دو سیال مخلوط نشونده (b بدون فین با یک سیال مخلوط شونده و دیگری مخلوط نشونده..... ۱۹۰
شکل ۳-۴: مبدل حرارتی پوسته و لوله، با پوسته یک مسیری و لوله یک مسیری..... ۱۹۱
شکل ۴-۴: هسته مبدل‌های حرارتی فشرده (c, b, a) پره-لوله (dپره-صفحه (تک عبوره) (eپره-صفحه (چند عبوره)..... ۱۹۱
شکل ۵-۴: چند نمونه از سطوح فشرده مبدل‌های حرارتی..... ۱۹۲
شکل ۶-۴: بالانس انرژی کلی برای دو سیال سرد و گرم در یک مبدل حرارتی دو سیاله..... ۱۹۴
شکل ۷-۴: تغییر دما در کندانسور..... ۱۹۵
شکل ۸-۴: دو نمونه متفاوت ازمبدل‌های حرارتی..... ۱۹۷
شکل ۹-۴: الگوی جریان در لوله‌های عمودی. a، d، f، h، و i الگوی جریان که عموما در لوله‌های بزرگ مشاهده می‌شود ، b، c، e و g الگوی جریان در لوله‌های میکروکانالی..... ۲۰۳
شکل ۱۰-۴: الگوهای جریان در کانال‌های افقی مستطیلی شکل..... ۲۰۴
شکل ۱۱-۴: انواع مبدل‌های حرارتی پره کرکره‌ای..... ۲۱۰
شکل ۱۲-۴: شماتیک سطح مقطع هندسه پره کرکره‌ای..... ۲۱۰
شکل ۱۳-۴: تعریف بازدهی جریان..... ۲۱۱
شکل ۱۴-۴: مشخصات انتقال حرارتی پره لووری با هندسه‌های مختلف نسبت به عدد رینولدز..... ۲۱۲
شکل ۱۵-۴: زاویه جریان متوسط به عنوان ضریبی از زاویه لوور و عدد رینولدز..... ۲۱۲
شکل ۱۶-۴: توسعه و انتشار ناپایداری در باله‌های چند لایه لوور (فقط ظهور اولیه ناپایداری نشان داده شده است)..... ۲۱۶
شکل ۱۷-۴: مقایسه فاکتور j برای باله‌های چند لووره بدست آمده از روابط تجربی..... ۲۲۴
شکل ۱۸-۴: مقایسه فاکتور f برای فین‌های چند لووره..... ۲۲۶

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

شکل ۱۹-۴: *مشخصات هندسی میکروکانال و عملکردی کندانسور* ***SD10*** *شرکت سانهوا* ۲۳۲
شکل ۲۰-۴: سیکل تبرید ۲۴۱
شکل ۱-۵: یک نمونه میکروکانال ساخت شرکت سامسونگ ۲۴۵
شکل ۲-۵: نرخ انتقال حرارت در مبدل حرارتی پره لوله و میکروکانال ۲۴۶
شکل 5-3: محدودیت‌های تقریبی اعمال شده جهت مدل کردن جریان پیوسته گازی میکرو ۲۵۱
شکل ۴-۵: رژیم‌های جریان گاز براساس عدد نادسن ۲۵۲
شکل ۵-۵: محدوده کاری سیستم‌های میکرو ۲۵۳
شکل 5-6: رژیم‌های و مدل‌های مختلف جریان گازی مورد استفاده برحسب عدد نادسن و شرایط مرزی جریان لغزشی ۲۵۴
شکل ۷-۵: مقایسه ضخامت فیلم مایع تشکیل شده در اثر چگالش در کانال ۲۶۷
شکل ۸-۵: کانتورهای کسر حجمی گاز در فرایند چگالش در فاصله مقاطع مختلف از ورودی کانال ۲۶۸
شکل ۹-۵: (a) نمای کلی از میکروکانال و (b) سطح مقطع آن ۲۶۹
شکل ۱۰-۵: پارامترهای مختلف پره کرکره‌ای ۲۷۱
شکل ۱۱-۵: کانتور کسر حجمی گاز در مقاطع مختلف در طول میکروکانال مستطیلی ۲۷۴
شکل ۱۲-۵: (*a*) نمای کلی از میکروکانال و (*b*) سطح مقطع آن (میکروکانال با نسبت منظری ۱) ۲۷۵
شکل ۱۳-۵: نمای بزرگنمایی شده از هندسه و شبکه ایجاد شده در بخش ورودی میکروکانال با نسبت منظری ۱/۲ ..... ۲۷۶
شکل ۱۴-۵: شبکه ایجاد شده در ورودی میکروکانال با نسبت منظری ۱/۲ ..... ۲۷۶
شکل ۱۵-۵: مقدار عدد ناسلت در میکروکانال با نسبت منظری‌های مختلف ۲۷۹
شکل ۱۶-۵: کانتور دما در مقطع عرضی در فاصله صفر میلی‌متری از ورودی میکروکانالِ با نسبت منظری ۱/۲ ..... ۲۸۰
شکل ۱۷-۵: کانتور دما در مقطع عرضی در فاصله ۵۰ میلی‌متری از ورودی میکروکانالِ با نسبت منظری ۱/۲ ..... ۲۸۰
شکل ۱۸-۵: کانتور دما در مقطع عرضی در فاصله ۱۰۰ میلی‌متری از ورودی میکروکانالِ با نسبت منظری ۱/۲ ..... ۲۸۱
شکل ۱۹-۵: کانتور دما در مقطع عرضی در فاصله ۱۵۰ میلی‌متری از ورودی میکروکانالِ با نسبت منظری ۱/۲ ..... ۲۸۱
شکل ۲۰-۵: کانتور دما در مقطع عرضی در فاصله ۲۰۰ میلی‌متری از ورودی میکروکانالِ با نسبت منظری ۱/۲ ..... ۲۸۲
شکل ۲۱-۵: کانتور دما در مقطع عرضی در فاصله ۲۵۰ میلی‌متری از ورودی میکروکانالِ با نسبت منظری ۱/۲ ..... ۲۸۲
شکل ۲۲-۵: کانتور دما در مقطع عرضی در فاصله ۲۷۵ میلی‌متری از ورودی میکروکانالِ با نسبت منظری ۱/۲ ..... ۲۸۳
شکل ۲۳-۵: کانتور دما در مقطع عرضی در فاصله ۲۹۰ میلی‌متری از ورودی میکروکانالِ با نسبت منظری ۱/۲ ..... ۲۸۳
شکل ۲۴-۵: کانتور دما در مقطع عرضی در فاصله ۳۰۰ میلی‌متری از ورودی میکروکانالِ با نسبت منظری ۱/۲ ..... ۲۸۴
شکل ۲۵-۵: کانتور کسرحجمی بخار در مقطع عرضی در فاصله ۱۵۰ میلی‌متری از ورودی میکروکانالِ با نسبت منظری ۱/۲ ..... ۲۸۴
شکل ۲۶-۵: کانتور کسرحجمی بخار در مقطع عرضی در فاصله ۲۰۰ میلی‌متری از ورودی میکروکانالِ با نسبت منظری ۱/۲ ..... ۲۸۵
شکل ۲۷-۵: کانتور کسرحجمی بخار در مقطع عرضی در فاصله ۲۵۰ میلی‌متری از ورودی میکروکانالِ با نسبت منظری ۱/۲ ..... ۲۸۵
شکل ۲۸-۵: کانتور کسرحجمی بخار در مقطع عرضی در فاصله ۲۷۵ میلی‌متری از ورودی میکروکانالِ با نسبت منظری ۱/۲ ..... ۲۸۶
شکل ۲۹-۵: کانتور کسرحجمی بخار در مقطع عرضی در فاصله ۲۹۰ میلی‌متری از ورودی میکروکانالِ با نسبت منظری ۱/۲ ..... ۲۸۶

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

شکل ۳۰-۵: کانتور کسرحجمی بخار در مقطع عرضی در فاصله ۳۰۰ میلی‌متری از ورودی میکروکانالِ با نسبت منظری ۱/۲ ۲۸۷
شکل ۳۱-۵: کانتور سرعت و بردار سرعت در صفحه میانی میکروکانال در بخش ورودی (میکروکانال با نسبت منظری ۱/۲) ۲۸۷
شکل ۳۲-۵: کانتور سرعت و بردار سرعت در صفحه میانی میکروکانال در بخش خروجی (میکروکانال با نسبت منظری ۱/۲) ۲۸۷
شکل ۳۳-۵: نمای کلی از میکروکانال با طول ۱۸۰ سانتی‌متر و بزرگنمایی شبکه در نزدیک ورودی میکروکانال ۲۸۸
شکل ۳۴-۵: تغییرات کسر حجمی بخار در صفحات مختلف در طول میکروکانال در شارهای حرارتی مختلف ۲۹۰
شکل ۳۵-۵: تغییرات دما در صفحات مختلف در طول میکروکانال در شارهای حرارتی مختلف ۲۹۱
شکل ۳۶-۵: تغییرات چگالی در صفحات مختلف در طول میکروکانال در شارهای حرارتی مختلف ۲۹۱
شکل ۳۷-۵: تغییرات فشار در صفحات مختلف در طول میکروکانال در شارهای حرارتی مختلف ۲۹۲
شکل ۳۸-۵: کانتور دما در صفحه میانی میکروکانال در راستای طولی ۲۹۲
شکل ۳۹-۵: کانتور کسر حجمی بخار در صفحه با فاصله ۳۰۰ میلی‌متری از ورودی میکروکانال ۲۹۳
شکل ۴۰-۵: کانتور کسر حجمی بخار در صفحه با فاصله ۶۰۰ میلی‌متری از ورودی میکروکانال ۲۹۳
شکل ۴۱-۵: کانتور کسر حجمی بخار در صفحه با فاصله ۹۰۰ میلی‌متری از ورودی میکروکانال ۲۹۴
شکل ۴۲-۵: کانتور کسر حجمی بخار در صفحه با فاصله ۱۲۰۰ میلی‌متری از ورودی میکروکانال ۲۹۴
شکل ۴۳-۵: کانتور کسر حجمی بخار در صفحه با فاصله ۱۴۰۰ میلی‌متری از ورودی میکروکانال ۲۹۵
شکل ۴۴-۵: روند همگرایی متوسط دمای دیواره ۲۹۵
شکل ۴۵-۵: روند همگرایی متوسط دمای سیال ۲۹۶
شکل ۴۶-۵: روند همگرایی اختلاف دبی جریان ورودی و خروجی ۲۹۶
شکل ۴۷-۵: روند همگرایی کسر حجمی گاز در فاصله ۶۰۰ میلی‌متری از ورودی ۲۹۷
شکل ۴۸-۵: روند همگرایی کسر حجمی بخار در فاصله ۱۲۰۰ میلی‌متری از ورودی ۲۹۷
شکل ۴۹-۵: روند همگرایی کسر حجمی بخار در فاصله ۱۶۰۰ میلی‌متری از ورودی ۲۹۸
شکل ۵۰-۵: نمای کلی از لوله میکروکانال و میکروکانال‌های آن و بزرگنمایی شبکه در نزدیک ورودی میکروکانال ۲۹۹
شکل ۵۱-۵: نمایی از شبکه ایجاد شده در ورودی میکروکانال‌ها و ناحیه جامد اطراف آن در نمای بزرگنمایی شده از آن ۲۹۹
شکل ۵۲-۵: نمایی از ورودی لوله میکروکانال با تعداد میکروکانال‌های مختلف ۳۰۰
شکل ۵۳-۵: تغییرات عدد ناسلت با تعداد میکروکانال مختلف در حالتِ سرعت ثابت در هر میکروکانال ۳۰۱
شکل ۵۴-۵: تغییرات عدد ناسلت با تعداد میکروکانال مختلف در حالتِ دبی جرمی ثابت در کل میکروکانال‌ها ۳۰۲
شکل ۵۵-۵: هندسه ورودی لوله میکروکانال با ۱۶ میکروکانال در عرض‌های مختلف ۱۴، ۱۶ و ۱۸ میلی‌متری ۳۰۳
شکل ۵۶-۵: نمای کلی از مانیفولد و ۱۶ میکروکانال قرار گرفته در آن ۳۰۴
شکل ۵۷-۵: نمایی از میکروکانال‌های قرار گرفته در مانیفولد با قطر ۲۰ میلی‌متر ۳۰۵
شکل ۵۸-۵: نمایی از شبکه برروی مانیفولد با قطر ۲۰ میلی‌متری ۳۰۵
شکل ۵۹-۵: نمایی از شبکه بزرگنمایی شده اطراف ورودی میکروکانال‌ها و روی مانیفولد ۳۰۵
شکل ۶۰-۵: کانتور دما روی دیواره مانیفولد و میکروکانال‌ها (تصویر پایین کانتور دما در انتهای میکروکانال‌ها است) ۳۰۶
شکل ۶۱-۵: کانتور کسر حجمی گاز در خروجی میکروکانال‌ها ۳۰۷
شکل ۶۲-۵: پارامترهای پره کرکره‌ای ۳۰۸
شکل ۶۳-۵: هندسه پره کرکره‌ای مدل شده و لوله میکروکانال ۳۰۹

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

شکل ۶۴-۵: شرایط مرزی انتخاب شده برای میدان جریان ۳۰۹
شکل ۶۵-۵: موقعیت شرط مرزی پریودیک و گام پره ۳۱۰
شکل ۶۶-۵: کانتور دما در صفحه میانی عبوری از پره کرکره‌ای ۳۱۲
شکل ۶۷-۵: کانتور دما در صفحه میانی عرضی پره کرکره‌ای ۳۱۲
شکل ۶۸-۵: خطوط جریان در صفحه میانی عرضی پره کرکره‌ای ۳۱۲
شکل ۶۹-۵: همگرایی فشار ورودی پره‌های کرکره‌ای در گام پره ۱/۲ ۳۱۳
شکل ۷۰-۵: همگرایی دمای خروجی در گام پره ۱/۲ ۳۱۳
شکل ۷۱-۵: همگرایی سرعت خروجی در گام پره ۱/۲ ۳۱۴
شکل ۱-۶: چرخه تبرید ۳۱۹
شکل ۲-۶: نمودار T-s و مولفه‌های اصلی چرخه تبرید کارنو ۳۲۰
شکل ۳-۶: شماتیکی برای چرخه تبرید تراکمی ایده‌آل ۳۲۱
شکل ۴-۶: نمودارهای دما-آنتروپی و فشار-آنتالپی یک چرخه تبرید تراکمی ایده‌آل ۳۲۲
شکل ۵-۶: نمودار دما-آنتروپی چرخه تبرید تراکمی واقعی ۳۲۳
شکل ۶-۶: تخریب لایه ازن توسط ترکیبات کلردار ۳۲۹
شکل ۷-۶: یونیت داخلی ۳۳۴
شکل ۸-۶: یونیت داخلی و تجهیزات اندازه‌گیری ۳۳۴
شکل ۹-۶: اجزاء داخلی یونیت داخلی ۳۳۵
شکل ۱۰-۶: نمایی از فن دمنده ۳۳۵
شکل ۱۱-۶: نمایی از یونیت خارجی برای کندانسور پره-لوله مورد استفاده در آزمایش ۳۳۶
شکل ۱۲-۶: نمایی از یونیت خارجی برای کندانسور میکروکانال مورد استفاده در آزمایش ۳۳۶
شکل ۱۳-۶: مشخصات فنی کمپرسور اسکرال کوپلند مدل ZR28K3-PFJ ۳۳۸
شکل ۱۴-۶: نمونه یک کندانسور میکروکانال ۳۴۰
شکل ۱۵-۶: نمونه یک لوله و مسیرهای میکروکانال ۳۴۰
شکل ۱۶-۶: کندانسور میکروکانال مورد استفاده در آزمایش ۳۴۱
شکل ۱۷-۶: نمونه‌های کندانسور پره-لوله ۳۴۲
شکل ۱۸-۶: شیر انبساط ترموستاتیک برند دانفوس مدل T2 ۳۴۲
شکل ۱۹-۶: مشخصات شیر انبساط ترموستاتیکی دانفوس T2 ۳۴۳
شکل ۲۰-۶: دو شماتیک از چرخه تبرید و نقاط داده‌برداری شده ۳۴۴
شکل ۲۱-۶: گیج دیجیتال برای اندازه‌گیری فشار و دما ۳۴۶
شکل ۲۲-۶: مشخصات فنی گیج دیجیتال ۳۴۷
شکل ۲۳-۶: فشارسنج و دماسنج آنالوگ ۳۴۸
شکل ۲۴-۶: پمپ خلا استفاده شده ۳۴۸
شکل ۲۵-۶: مشخصات بادسنج ۳۴۹
شکل ۲۶-۶: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R22-Highspeed در تکرار اول ۳۵۲
شکل ۲۷-۶: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R22-Highspeed در تکرار دوم ۳۵۳
شکل ۲۸-۶: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R22-Highspeed در تکرار سوم ۳۵۳
شکل ۲۹-۶: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R22-Mediumspeed در تکرار اول ۳۵۵

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

شکل ۳۰-۶: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R22-Mediumspeed در تکرار دوم ۳۵۵
شکل ۳۱-۶: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R22-Mediumspeed در تکرار سوم ۳۵۶
شکل ۳۲-۶: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R22- Lowspeed در تکرار اول ۳۵۷
شکل ۳۳-۶: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R22-Lowspeed در تکرار دوم ۳۵۸
شکل ۳۴-۶: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R22- Lowspeed در تکرار سوم ۳۵۸
شکل ۳۵-۶: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R22- Highspeed در تکرار اول ۳۶۰
شکل ۳۶-۶: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R22- Highspeed در تکرار دوم ۳۶۰
شکل ۳۷-۶: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R22- Highspeed در تکرار سوم ۳۶۱
شکل ۳۸-۶: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R22- Mediumspeed در تکرار اول ۳۶۲
شکل ۳۹-۶: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R22- Mediumspeed در تکرار دوم ۳۶۳
شکل ۴۰-۶: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R22- Mediumspeed در تکرار سوم ۳۶۳
شکل ۴۱-۶: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R22- Lowspeed در تکرار اول ۳۶۵
شکل ۴۲-۶: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R22- Lowspeed در تکرار دوم ۳۶۵
شکل ۴۳-۶: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R22- Lowspeed در تکرار سوم ۳۶۶
شکل ۴۴-۶: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R407c- Highspeed در تکرار اول ۳۶۷
شکل ۴۵-۶: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R407c- Highspeed در تکرار دوم ۳۶۸
شکل ۴۶-۶: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R407c- Highspeed در تکرار سوم ۳۶۸
شکل ۴۷-۶: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R407c- Mediumspeed در تکرار اول ۳۷۰
شکل ۴۸-۶: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R407c- Mediumspeed در تکرار دوم ۳۷۰
شکل ۴۹-۶: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R407c- Mediumspeed در تکرار سوم ۳۷۱
شکل ۵۰-۶: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R407c- Lowspeed در تکرار اول ۳۷۲
شکل ۵۱-۶: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R407c- Lowspeed در تکرار دوم ۳۷۳
شکل ۵۲-۶: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R407c- Lowspeed در تکرار سوم ۳۷۳
شکل ۵۳-۶: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R407c- Highspeed در تکرار اول ۳۷۵
شکل ۵۴-۶: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R407c- Highspeed در تکرار دوم ۳۷۵
شکل ۵۵-۶: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R407c- Highspeed در تکرار سوم ۳۷۶
شکل ۵۶-۶: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R407c- Mediumspeed در تکرار اول ۳۷۷
شکل ۵۷-۶: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R407c- Mediumspeed در تکرار دوم ۳۷۸
شکل ۵۸-۶: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R407c- Mediumspeed در تکرار سوم ۳۷۸
شکل ۵۹-۶: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R407c- Lowspeed در تکرار اول ۳۸۰
شکل ۶۰-۶: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R407c- Lowspeed در تکرار دوم ۳۸۰
شکل ۶۱-۶: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R407c- Lowspeed در تکرار سوم ۳۸۰
شکل ۶۲-۶: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R410a- Highspeed در تکرار اول ۳۸۲
شکل ۶۳-۶: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R410a- Highspeed در تکرار دوم ۳۸۲
شکل ۶۴-۶: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R410a- Highspeed در تکرار سوم ۳۸۳
شکل ۶۵-۶: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R410a- Mediumspeed در تکرار اول ۳۸۵
شکل ۶۶-۶: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R410a- Mediumspeed در تکرار دوم ۳۸۵

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

شکل ۶-۶۷: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R410a- Mediumspeed در تکرار سوم ۳۸۵
شکل ۶-۶۸: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R410a- Lowspeed در تکرار اول ۳۸۷
شکل ۶-۶۹: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R410a- Lowspeed در تکرار دوم ۳۸۷
شکل ۶-۷۰: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R410a- Lowspeed در تکرار سوم ۳۸۸
شکل ۶-۷۱: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R410a- Highspeed در تکرار اول ۳۸۹
شکل ۶-۷۲: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R410a- Highspeed در تکرار دوم ۳۹۰
شکل ۶-۷۳: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R410a- Highspeed در تکرار سوم ۳۹۰
شکل ۶-۷۴: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R410a- Mediumspeed در تکرار اول ۳۹۲
شکل ۶-۷۵: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R410a- Mediumspeed در تکرار دوم ۳۹۲
شکل ۶-۷۶: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R410a- Mediumspeed در تکرار سوم ۳۹۳
شکل ۶-۷۷: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R410a- Lowspeed در تکرار اول ۳۹۴
شکل ۶-۷۸: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R410a- Lowspeed در تکرار دوم ۳۹۵
شکل ۶-۷۹: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R410a- Lowspeed در تکرار سوم ۳۹۵
شکل ۶-۸۰: نمایی از میکروکانال و شبکه در ورودی میکروکانال ۴۰۰
شکل ۶-۸۱: کسر حجمی گاز در موقعیت‌های مختلف طولی میکروکانال ۴۰۳

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

فهرست جدول‌ها

جدول ۱-۱: دسته‌بندی کانال‌ها توسط مهندال و همکارانش ۶
جدول ۲-۱: دسته‌بندی کانال‌ها ۶
جدول ۳-۱: مراجع مربوط به میکروکانال ۳۹
جدول ۴-۱: پتنت‌های موجود در زمینه مبدل‌های حرارتی میکروکانال ۸۵
جدول ۱-۲: ظرفیت پیشنهادی داکت اسپلیتها برای واحدهای مسکونی ۱۲۸
جدول ۲-۲: سیستم‌های پیشنهادی برای ساختمان‌های مسکونی ۱۴۰
جدول ۳-۲: سیستم‌های پیشنهادی برای ساختمان‌های تجاری ۱۴۲
جدول ۴-۲: سیستم‌های پیشنهادی برای ساختمان‌های اداری ۱۴۳
جدول ۵-۲: سیستم‌های پیشنهادی برای ساختمان‌های ورزشی ۱۴۳
جدول ۶-۲: ظرفیت دستگاه‌های دارای کندانسورهوایی و کاربرد آن‌ها ۱۴۴
جدول ۷-۲: ظرفیت دستگاه‌های دارای کندانسورهوایی و ظرفیت آن‌ها ۱۴۶
جدول ۱-۳: مزایا و معایب مبدل‌های حرارتی میکروکانال ۱۶۶
جدول ۲-۳: مقایسه عملکرد دو چیلر با کندانسور فشرده و میکروکانال ۱۷۶
جدول ۳-۳: ابعاد دو نمونه ساخته شده توسط کیم و بالارد ۱۷۸
جدول ۴-۳: مشخصات کلی هندسه مبدل‌های حرارتی میکروکانال شرکت دانفوس در کاربردهای مختلف ۱۸۰
جدول ۵-۳: ابعاد و وزن مدل‌های مختلف کندانسورهای میکروکانال ساخته شده توسط دانفوس ۱۸۱
جدول ۶-۳: داده‌های فنی کندانسور میکروکانال مدل D1100 شرکت دانفوس ۱۸۱
جدول ۷-۳: مشخصات لوله‌های دارای میکروکانال ساخت شرکت شانگهای و نوع پره‌ها ۱۸۳
جدول ۸-۳: مشخصات کلی مدل‌های مختلف کندانسورهای میکروکانال شرکت سانهوا ۱۸۶
جدول ۱-۴ خلاصه‌ای از چند تحقیق مهم در تعیین افت فشار اصطکاکی جریان دو فازی در میکروکانال ۲۰۵
جدول ۲-۴ انتقال حرارت چگالشی در میکروکانال ۲۰۷
جدول ۳-۴: خلاصه روابط تجربی f و j ۲۱۷
جدول ۴-۴ مبدل‌های حرارتی نمونه برای مقایسه روابط تجربی مختلف ۲۲۳
جدول ۵-۴: نتایج شبیه‌سازی برای کندانسور شماره SD10 شرکت سانهوا ۲۳۴
جدول ۶-۴: مقایسه نتایج شبیه‌سازی و پارامترهای کاتالوگ ۲۳۴
جدول ۷-۴: نتایج شبیه‌سازی برای کندانسور شماره SD11 شرکت سانهوا ۲۳۶
جدول ۸-۴: مقایسه نتایج شبیه‌سازی و پارامترهای کاتالوگ SD11 ..... ۲۳۶
جدول ۹-۴: نتایج شبیه‌سازی برای کندانسور شماره SD13 شرکت سانهوا ۲۳۷
جدول ۱۰-۴: مقایسه نتایج شبیه‌سازی و پارامترهای کاتالوگ SD13 ..... ۲۳۷
جدول ۱۱-۴: نتایج شبیه‌سازی برای کندانسور شماره SD15 شرکت سانهوا ۲۳۸
جدول ۱۲-۴: مقایسه نتایج شبیه‌سازی و پارامترهای کاتالوگ SD15 ..... ۲۳۸
جدول ۱۳-۴: نتایج شبیه‌سازی برای کندانسور شماره SD18 شرکت سانهوا ۲۳۹
جدول ۱۴-۴: مقایسه نتایج شبیه‌سازی و پارامترهای کاتالوگ SD18 ..... ۲۴۰
جدول ۱۵-۴: بررسی تاثیر فشار مکش کمپرسور بر عملکرد سیستم برای اختلاف دمای طراحی ۱۰ درجه ۲۴۳
جدول ۱۶-۴: بررسی تاثیر فشار مکش کمپرسور بر عملکرد سیستم برای اختلاف دمای طراحی ۲۰ درجه ۲۴۳

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

جدول ۱-۵: مسیر آزاد میانگین،سرعت برخورد، لزجت دینامیکی در مدل‌های مختلف برخورد IPL ۲۴۹
جدول ۲-۵: جدول خصوصیات ترمودینامیکی گاز مبرد R1234ze با توجه به دمای اشباع ۴۰° در فشار ۷/۶ بار ۲۶۷
جدول ۳-۵: جدول خصوصیات ترمودینامیکی گاز مبرد R134a با توجه به دمای اشباع ۵۰° در فشار ۱۳/۲ بار ۲۷۱
جدول ۴-۵: تنظیمات مرتبط با حلگرِ استفاده شده در نرم‌افزار فلوئنت ۲۷۲
جدول ۵-۵: داده‌ها برای فرآیند استقلال از شبکه برای شبکه‌های مختلف ایجاد شده ۲۷۳
جدول ۶-۵: ابعاد میکروکانال با نسبت منظری مختلف ۲۷۷
جدول ۷-۵: مشخصات شرایط مرزی در تحلیل میکروکانال واقعی ۲۷۷
جدول ۸-۵: مقدار عدد ناسلت محاسبه شده برای میکروکانال‌ها با نسبت منظری‌های مختلف ۲۷۹
جدول ۹-۵: ابعاد میکروکانال استفاده شده ۲۸۸
جدول ۱۰-۵: مقدار عدد ناسلت محاسبه شده برای لوله میکروکانال با تعداد میکروکانال مختلف با سرعت ثابت در ورودی هر میکروکانال ۳۰۱
جدول ۱۱-۵: مقدار عدد ناسلت محاسبه شده برای لوله میکروکانال با تعداد میکروکانال مختلف با سرعت ثابت در دبی کل ورودی ثابت ۳۰۱
جدول ۱۲-۵: مقدار عدد ناسلت محاسبه شده برای لوله میکروکانال با عرض مختلف ۳۰۳
جدول ۱۳-۵: ابعاد میکروکانال استفاده شده ۳۰۳
جدول ۱۴-۵: عدد ناسلت برای مانیفولد با قطرهای مختلف ۳۰۶
جدول ۱۵-۵: تنظیمات حلگر در تحلیل عددی پره‌های کرکره‌ای ۳۰۸
جدول ۱۶-۵: نتایج برای سه گام پره مختلف ۳۱۱
جدول ۱۷-۵: مشخصات پارامترهای مناسب مبدل حرارتی میکروکانال ۳۱۴
جدول ۱۸-۵: تاثیر کیفی پارامترهای مختلف در طراحی کندانسور ۳۱۶
جدول ۱-۶: چند نمونه از هالو کربن‌ها ۳۲۵
جدول ۲-۶: دو نمونه از ازئوتروپ‌ها ۳۲۵
جدول ۳-۶: دو نمونه از زئوتروپ‌ها ۳۲۵
جدول ۴-۶: چند نمونه از مبردهای دسته‌بندی‌شده در مواد معدنی ۳۲۶
جدول ۵-۶: سه نمونه از مبردهای دسته‌بندی‌شده در مواد آلی یا هیدروکربنها ۳۲۶
جدول ۶-۶: برخی از مبردها و ویژگی آن‌ها ۳۲۷
جدول ۷-۶: برخی از مبردها و ویژگی آن‌ها ۳۲۸
جدول ۸-۶: شماره مبرد و رنگ کپسول بعضی از مبردها ۳۲۹
جدول ۹-۶: نوع سیستم تهویه مطبوع و مبردهای استفاده شده در آن‌ها ۳۲۹
جدول ۱۰-۶: مشخصات کویل اوپراتور ۳۳۵
جدول ۱۱-۶: جدول آزمایش‌های انجام شده با کندانسور و کمپرسور مختلف ۳۳۷
جدول ۱۲-۶: معرفی مدل‌های مختلف کمپرسور GMCC و مشخصات آن‌ها ۳۳۹
جدول ۱۳-۶: مشخصات کندانسور میکروکانال ۳۴۱
جدول ۱۴-۶: مشخصات کویل کندانسور پره-لوله ۳۴۲
جدول ۱۵-۶: مشخصات پمپ خلا استفاده شده ۳۴۹
جدول ۱۶-۶: خلاصه‌ای از آزمایش‌های ارایه شده ۳۵۰
جدول ۱۷-۶: خصوصیات دمایی محیط آزمایش و جریان و ولتاژ در F&T-R22-Highspeed ۳۵۱

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

جدول۱۸-۶: دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار برای F&T-R22-Highspeed..... ۳۵۱
جدول۱۹-۶: توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید برای F&T-R22-Highspeed..... ۳۵۲
جدول۲۰-۶: خصوصیات دمایی محیط آزمایش و جریان و ولتاژ در F&T-R22-Mediumspeed..... ۳۵۴
جدول۲۱-۶: دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار برای F&T-R22-Mediumspeed..... ۳۵۴
جدول۲۲-۶: توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید برای F&T-R22-Mediumspeed..... ۳۵۴
جدول۲۳-۶: خصوصیات دمایی محیط آزمایش و جریان و ولتاژ در F&T-R22- Lowspeed..... ۳۵۶
جدول۲۴-۶: دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار برای F&T-R22- Lowspeed..... ۳۵۷
جدول۲۵-۶: توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید برای F&T-R22- Lowspeed..... ۳۵۷
جدول۲۶-۶: خصوصیات دمایی محیط آزمایش و جریان و ولتاژ در Micro-R22- Highspeed..... ۳۵۹
جدول۲۷-۶: دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار برای Micro-R22- Highspeed..... ۳۵۹
جدول۲۸-۶: توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید برای Micro-R22- Highspeed..... ۳۵۹
جدول۲۹-۶: خصوصیات دمایی محیط آزمایش و جریان و ولتاژ در Micro-R22- Mediumspeed..... ۳۶۱
جدول۳۰-۶: دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار برای Micro-R22- Mediumspeed..... ۳۶۲
جدول۳۱-۶: توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید برای Micro-R22- Mediumspeed..... ۳۶۲
جدول۳۲-۶: خصوصیات دمایی محیط آزمایش و جریان و ولتاژ در Micro-R22- Lowspeed..... ۳۶۴
جدول۳۳-۶: دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار برای Micro-R22- Lowspeed..... ۳۶۴
جدول۳۴-۶: توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید برای Micro-R22- Lowspeed..... ۳۶۴
جدول۳۵-۶: خصوصیات دمایی محیط آزمایش و جریان و ولتاژ در F&T-R407c- Highspeed..... ۳۶۶
جدول۳۶-۶: دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار برای F&T-R407c- Highspeed..... ۳۶۷
جدول۳۷-۶: توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید برای F&T-R407c- Highspeed..... ۳۶۷
جدول۳۸-۶: خصوصیات دمایی محیط آزمایش و جریان و ولتاژ در F&T-R407c- Mediumspeed..... ۳۶۹
جدول۳۹-۶: دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار برای F&T-R407c- Mediumspeed..... ۳۶۹
جدول۴۰-۶: توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید برای F&T-R407c- Mediumspeed..... ۳۶۹
جدول۴۱-۶: خصوصیات دمایی محیط آزمایش و جریان و ولتاژ در F&T-R407c- Lowspeed..... ۳۷۱
جدول۴۲-۶: دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار برای F&T-R407c- Lowspeed..... ۳۷۱
جدول۴۳-۶: توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید برای F&T-R407c- Lowspeed..... ۳۷۲
جدول۴۴-۶: خصوصیات دمایی محیط آزمایش و جریان و ولتاژ در Micro-R407c- Highspeed..... ۳۷۴
جدول۴۵-۶: دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار برای Micro-R407c- Highspeed..... ۳۷۴
جدول۴۶-۶: توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید برای Micro-R407c- Highspeed..... ۳۷۴
جدول۴۷-۶: خصوصیات دمایی محیط آزمایش و جریان و ولتاژ در Micro-R407c- Mediumspeed..... ۳۷۶
جدول۴۸-۶: دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار برای Micro-R407c- Mediumspeed.. ۳۷۶
جدول۴۹-۶: توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید برای Micro-R407c- Mediumspeed..... ۳۷۷
جدول۵۰-۶: خصوصیات دمایی محیط آزمایش و جریان و ولتاژ در Micro-R407c- Lowspeed..... ۳۷۹
جدول۵۱-۶: دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار برای Micro-R407c- Lowspeed..... ۳۷۹
جدول۵۲-۶: توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید برای Micro-R407c- Lowspeed..... ۳۷۹
جدول۵۳-۶: خصوصیات دمایی محیط آزمایش و جریان و ولتاژ در F&T-R410a- Highspeed..... ۳۸۱
جدول۵۴-۶: دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار برای F&T-R410a- Highspeed..... ۳۸۱

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

جدول۵۵-۶: توان مصرفی، توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید برای F&T-R410a- Highspeed..... ۳۸۲
جدول۵۶-۶: خصوصیات دمایی محیط آزمایش و جریان و ولتاژ در F&T-R410a- Mediumspeed..... ۳۸۳
جدول۵۷-۶: دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار برای F&T-R410a- Mediumspeed..... ۳۸۴
جدول۵۸-۶: توان مصرفی، توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید برای F&T-R410a- Mediumspeed..... ۳۸۴
جدول۵۹-۶: خصوصیات دمایی محیط آزمایش و جریان و ولتاژ در F&T-R410a- Lowspeed..... ۳۸۶
جدول۶۰-۶: دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار برای F&T-R410a- Lowspeed..... ۳۸۶
جدول۶۱-۶: توان مصرفی، توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید برای F&T-R410a- Lowspeed..... ۳۸۶
جدول۶۲-۶: خصوصیات دمایی محیط آزمایش و جریان و ولتاژ در Micro-R410a- Highspeed..... ۳۸۸
جدول۶۳-۶: دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار برایMicro-R410a- Highspeed ۳۸۹
جدول۶۴-۶: توان مصرفی، توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید برای Micro-R410a- Highspeed..... ۳۸۹
جدول۶۵-۶: خصوصیات دمایی محیط آزمایش و جریان و ولتاژ در Micro-R410a- Mediumspeed..... ۳۹۱
جدول۶۶-۶: دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار برایMicro-R410a- Mediumspeed ... ۳۹۱
جدول۶۷-۶: توان مصرفی، توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید برای Micro-R410a- Mediumspeed..... ۳۹۱
جدول۶۸-۶: خصوصیات دمایی محیط آزمایش و جریان و ولتاژ در Micro-R410a- Lowspeed..... ۳۹۳
جدول۶۹-۶: دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار برایMicro-R410a- Lowspeed ۳۹۴
جدول۷۰-۶: توان مصرفی، توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید برای Micro-R410a- Lowspeed..... ۳۹۴
جدول۷۱-۶: مقایسه ضریب عملکرد کندانسورهای پره-لوله و میکروکانال با مبردهای مختلف..... ۳۹۶
جدول۷۲-۶: خصوصیات مبرد R22 در قبل و بعد کندانسور..... ۳۹۸
جدول۷۳-۶: خصوصیات مبرد R407c در قبل و بعد کندانسور..... ۳۹۸
جدول۷۴-۶: خصوصیات مبرد R410a در قبل و بعد کندانسور..... ۳۹۹
جدول ۷۵-۶: جدول خصوصیات ترمودینامیکی گاز مبرد R407c با توجه به فشار ۲۲۶۶ کیلوپاسکال..... ۴۰۰
جدول۷۶-۶: تغییرات دمایی بر روی کندانسور میکروکانال برای R407c و سرعت فن بالا..... ۴۰۱
جدول۷۷-۶: مقایسه نتایج تحلیل عددی و آزمایش در خروجی کندانسور..... ۴۰۲
جدول ۱-۷: مقایسه برخی ابعاد لوله و پره مورد استفاده در شرکت‌های مختلف..... ۴۰۶

DOI:

مقدمه

یکی از کاربردهای اصلی میکروکانال‌ها استفاده از آن‌ها در سامانه‌های تهویه مطبوع است. عمده دلیل استفاده از مبدل‌های حرارتی میکروکانال کاهش وزن سامانه تهویه مطبوع، افزایش کارایی و کاهش حجم مبرد می‌باشد. شناخت درست روش‌های افزایش انتقال حرارت و طراحی دستگاه‌های انتقال حرارت با سطح زیاد، امکان صرفه‌جویی در مصرف انرژی و کاهش آلودگی محیط‌زیست را فراهم خواهند می‌سازد. دو دسته کلی روش‌های افزایش انتقال حرارت عبارتند از: الف) روش‌های غیرفعال که نیازی به اعمال نیروی خارجی ندارند؛ ب) روش‌های فعال که نیازمند نیرو با توان خارجی می‌باشند. روش‌های غیرفعال شامل استفاده از مبدل‌های حرارتی فشرده، مجاری با مقطع غیر مدور، سطوح گسترده، افزایش انتقال حرارت گردابه‌ای، تغییر خاصیت رئولوژیکی سیال، میکروکانال‌ها، پوشش‌دهی و پرداخت سطح، استفاده از وسایل جابجاشونده داخل مجرای سیال، استفاده از وسایل چرخاننده جریان، ایجاد انقطاع و شکستگی در جریان، لوله‌های مارپیچی، مواد افزودنی به مایعات و گازها هستند. روش‌های فعال شامل تزریق و مکش، هم‌زدن مکانیکی، تراشیدن سطح، سطوح چرخنده، نوسان سطح، نوسان سیال و استفاده از میدان الکتریکی می‌باشند. مبدل‌های حرارتی میکروکانال می‌توانند به طور موثر در صنایعی همچون انرژی، خودروسازی، راهسازی، هوافضا، تهویه مطبوع، تبرید، برق قدرت، الکترونیک و... مورد استفاده قرار گیرند. برای بهبود راندمان و بازده تجهیزات دارای چنین کانال‌هایی، لازم است که شناخت کافی از هیدرودینامیک جریان سیال داخل میکروکانال و جریان هوای روی پره‌ها و همچنین ترمودینامیک کل سیستم، حاصل شود. با توجه به اینکه در سامانه‌های انرژی و تهویه مطبوع کاهش وزن و حجم مبدل‌های حرراتی بسیار مهم می‌باشد لذا در سال‌های اخیر استفاده از مبدل‌های حرارتی میکروکانال به شدت مورد توجه قرار گرفته است. مبدل‌های حرارتی میکروکانال دارای دو گونه جریان داخلی و خارجی می‌باشند. جریان داخلی شامل روابط حاکم بر مبرد عبوری از داخل مبدل حرارتی بوده که در آن تغییر فاز رخ می‌دهد. جریان خارجی نیز شامل جریان هوای عبوری از اطراف مبدل می‌باشد. با توجه به اهمیت جریان خارجی در مبدل‌های حرارتی تمرکز اصلی بر روی آن بوده و سعی خواهد شد که در هر دو حالت آرام و توربولانس معادلات آن استخراج گردد. از سوی دیگر جریان داخل مبدل نیز به دلیل وقوع پدیده تغییر فاز بسیار مهم بوده و رفتار آن باید مورد بررسی قرار گیرد. با توجه به کاربرد این نوع مبدل‌های حرارتی در کندانسورهای هوایی، مبرد اغلب با فشار و دمای بالا و به صورت سوپرهیت وارد مبدل حرارتی می‌شود. با عبور جریان هوا از روی مبدل دمای مبرد به طور مداوم کاهش پیدا کرده و در طول مبدل به ترتیب به حالت بخار اشباع، دو فازی و مایع اشباع در می‌آید. در حالت ایده‌ال اغلب در هنگام تغییر فاز دمای مبرد و فشار آن ثابت فرض می‌شود، این در حالی است که در حالت واقعی فشار داخل مبرد افت پیدا می‌کند. افت فشار مبدل اغلب حداکثر ۴ تا ۵ درصد می‌باشد. نکته مهم در کندانسور تغییر فاز در داخل آن می‌باشد که باید در تحلیل‌های انجام شده این مساله مورد توجه قرار گیرد. استخراج روابط مربوط به فاز مایع و بخار در حالت آرام و توربولانس از دیگر موارد انجام شده در این تحقیق است. بررسی‌ها نشان می‌دهد که روابط مبدل‌های میکروکانال اغلب بر پایه نتایج تجربی بوده و هر کدام از آن‌ها برای یک شرایط و یک مبرد خاص ارائه شده است. نوع مبرد، سرعت جریان، قطر هیدرولیکی و ... از پارامترهای مهم در تحلیل مبدل می‌باشد. هدف عمده در طراحی این نوع مبدل‌های حرارتی دستیابی به یک مبدل حرارتی با راندمان بالا، افت فشار کم و بیشترین تبادل حرارتی می‌باشد. تعیین روابط حاکم بر ضریب افت فشار و عدد ناسلت در شرایط مختلف کاری از موارد انجام شده در این تحقیق می‌باشد. مشکل عمده در استفاده از این نوع مبدل‌ها عدم وجود تست‌های دقیق آزمایشگاهی و عدم آگاهی بیشتر استفاده‌کنندگان از مزایای این مبدل‌ها می‌باشد. این مساله

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

در کشور ما نمود بیشتری داشته و طی بررسی‌های مختلف مشخص شد که اکثر سازندگان و فروشندگان از مزایای این نوع مبدل‌ها آگاهی ندارند. با توجه به این مساله در این پژوهش سعی خواهد شد که با یک روند مناسب، به بحث طراحی و توسعه این مبدل‌های حرارتی ورود کرده و بستری برای آزمایش و بررسی عملکرد مبدل‌های حرارتی میکروکانال در داخل کشور ایجاد شود. برای دستیابی به این هدف در فصل اول به دسته‌بندی کلی کانال‌ها پرداخته می‌شود و دسته‌بندی مختلف که معمولا مبتنی بر قطر هیدرولیکی است معرفی خواهند شد و تحقیقات پیشین در زمینه مبدل‌های حرارتی میکروکانال مورد مطالعه و بررسی قرار خواهد گرفت. همچنین سعی شده است با رسم گراف‌های مختلف سیر تکاملی و اهمیت مبدل‌های حرارتی میکروکانال در طی زمان ارایه شود. برای بهبود تحقیق حاضر سعی شده است که علاوه بر تحقیقات پیشین، پتنت‌هایی که در این زمینه وجود دارد نیز به گزارش افزوده شده است تا دیدگاه بهتری برای توسعه مبدل‌های حرارتی میکروکانال در نظر گرفته شود. در بخش انتهایی فصل اول نیز با توجه به کاربردهای وسیع مبدل‌های حرارتی میکروکانال، کاربردهای مختلف این نوع مبدل‌ها مورد بررسی قرار گرفته است تا حیطه عملکردی مبدل‌های حرارتی میکروکانال مشخص شود. در فصل دوم سامانه‌های تهویه مطبوع و اجزاء آن‌ها به‌طور جامع معرفی خواهند شد. با توجه به این‌که مبدل‌های حرارتی میکروکانال در سامانه‌های تهویه مطبوع بیشتر به عنوان کندانسور استفاده می‌شوند بنابراین برای بررسی دقیق‌تر کندانسورهای میکروکانال، در این فصل سوم به معرفی کندانسور میکروکانال پرداخته می‌شود و مزایا و معایب مبدل‌های حرارتی میکروکانال ارایه خواهد شد و شرکت‌های سازنده کندانسورهای میکروکانال نیز معرفی می‌شوند تا ابعاد دقیقی از انواع میکروکانال‌های مورد استفاده در سیستم‌های تهویه مطبوع به‌دست آید. در فصل چهارم به مفاهیم، تعاریف و معادلات اصلی طراحی مبدل حرارتی که در طراحی مبدل حرارتی فشرده نیز کاربرد دارد، پرداخته می‌شود. در ابتدای فصل چهارم، انواع مبدل‌های حرارتی معمولی و فشرده دسته‌بندی می‌شود سپس معادلات اصلی در طراحی مبدل ارائه می‌شوند. سپس ضرایب افت فشار و انتقال حرارت در هر دو سمت مبرد و هوا بر اساس روابط تجربی ارایه می‌شوند. این روابط تجربی بر اساس نتایج آزمایش محققان مختلف به دست آمده است. لازم به ذکر است که رابطه تجربی مناسب به هندسه و نوع مبرد مورد استفاده وابسته است. در نهایت، معادلات حاکم بر کندانسور فشرده میکروکانال معرفی شود و یک برنامه شبیه‌سازی به منظور طراحی راحت‌تر مبدل و یک شبیه‌سازی بر اساس داده‌های کندانسور برای چرخه تبرید ارایه شده است. تحلیل عددی پارامترهای موثر در طراحی اجزاء کندانسور میکروکانال نیز از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است، برای این منظور در فصل پنجم در ابتدا خصوصیات کلی گاز در میکروکانال‌ها ارایه می‌شود و معادلات حاکم حل عددی بر جریان دوفازی و روش‌های مختلف تحلیل‌های عددیِ دوفازی مورد بررسی قرار گرفته است و مناسب‌ترین روش حلِ عددیِ چگالش در کندانسور میکروکانال انتخاب خواهد شد. سپس روند حل دوفازی با مرجع معتبر مورد اعتبارسنجی قرار می‌گیرد و شرایط حاکم بر حل واقعی مدل خواهد شد و مطالعه شبکه برای تعیین مناسب‌ترین شبکه انجام خواهد شد. در نهایت نتایج حل عددی برای پارامترهای مختلف انجام خواهد شد. اولین پارامتر میکروکانال، نسبت منظری کانال مستطیلی است که مورد تحلیل عددی قرار می‌گیرد تا مناسب‌ترین نسبت منظری برای بیشینه انتقال حرارت تعیین شود. دومین پارامتر، تعداد مسیر موردنیاز برای چگالش کامل مبرد است که با توجه به تحلیل عددی تعیین خواهد شد. از دیگر پارامترهایی که در این فصل مورد بررسی قرار گرفته‌اند می‌توان به تاثیر تعداد میکروکانال مختلف در یک لوله بر روی ضریب انتقال حرارت، عرض لوله میکروکانال، تاثیر قطر مانیفولد بر روی ضریب انتقال حرارت و اثر جریان هوای عبوری بر روی گام پره کرکره‌ای اشاره کرد. در این فصل، جمع‌بندی از پارامترهای مختلف انجام شده است و روند طراحی کندانسور مبدل حرارتی میکروکانال شرح داده شده است و تاثیر پارامترها در طراحی مبدل حرارتی میکروکانال به‌صورت

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

کیفی لیست شده‌اند. برای بررسی داده‌های تجربی نیاز است که آشنایی کامل با چرخه تبرید وجود داشته باشد. به همین دلیل در ابتدای فصل ششم به بررسی چرخه تبرید تراکمی پرداخته خواهد شد. در فصل ششم، با توجه به این‌که آزمایش‌ها با مبردهای مختلف انجام می‌شود، مناسب‌تر است که مبردهای مختلف شده و سپس روابط ترمودینامیکی سامانه تبرید ارایه شوند تا بتوان داده‌های آزمایش را مورد تحلیل قرار داد و از دقت داده‌های آزمایش اطمینان حاصل کرد. برای آزمایش‌ها از دستگاه داکت اسپلیت استفاده شده است، بنابراین این دستگاه معرفی شده و اجزاء آن، تجهیزات اندازه‌گیری و روند آماده‌سازی آزمایش نیز ارایه شده است. در ادامه به بررسی تجربی و مقایسه عملکرد دو نوع کندانسور (پره-لوله و میکروکانال) با مبردهای R22، R407c و R410a در یک چرخه تبرید تراکمی داکت اسپلیت با ظرفیت سرمایشی ۲/۵ تن پرداخته شده است. برای این منظور براساس آزمایش‌های تجربی، اثر مبرد و نوع کندانسور بر ضریب علمکرد مورد بررسی قرار خواهد گرفت. در ادامه با بررسی ضریب عملکرد، توان کمپرسور ($\dot{W}_{comp}$)، توان برودتی اواپراتور($\dot{Q}_{evap}$)، توان گرمایی کندانسور ($\dot{Q}_{cond}$) و نمودار دما-آنتروپی تاثیر نوع کندانسور بر ضریب عملکرد سنجیده می‌شود. نتیجه این آزمایش‌ها برای ما روشن خواهد کرد که کدام مبرد و کدام کندانسور بالاترین راندمان را خواهد داشت. هجده آزمایش مختلف در طی این پژوهش انجام شده است که برای اطمینان از تکرار نتایج، هر آزمایش سه بار تکرار شده است. برای بررسی دقت نتایج، داده‌ها با نمودار دما-آنتروپی هر مبرد چک شده است. در انتهای فصل ششم، حل عددی متناسب با آزمایش انجام شده برای مبرد R407c ارایه شده است و داده‌های دما و اختلاف فشار در خروجی کندانسور برای حل عددی و آزمایش مربوطه مقایسه شده است. در فصل هفتم نیز جمع‌بندی از کل گزارش ارایه شده است. نتایج نشان می‌دهد استفاده از کندانسور میکروکانال در چرخه تبرید تراکمی با ظرفیت سرمایشی ۲/۵ تن، حدود ۵ درصد ضریب عملکرد را نسبت به سیستمی که کندانسور پره و لوله دارد، افزایش می‌دهد.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

فصل ۱ دسته‌بندی، مروری بر تحقیقات پیشین و کاربردهای میکروکانال

۱.۱ مقدمه

امروزه، بهبود انتقال حرارت یکی از پارامترهای اصلی مورد نیاز جهت ارتقا عملکرد سیستم‌های حرارتی در صنایع مختلف می‌باشد. با پیشرفت تکنولوژی، دستگاه‌های مورد استفاده در زمینه‌های مختلف جای خود را به دستگاه‌های کوچک‌تر، سبک‌تر و با قابلیت حمل بهتر داده‌اند و کنترل دما در این وسایل به مساله‌ای جدی تبدیل شده است. برای مثال، افزایش سرعت و قابلیت‌های میکروتراشه‌ها منجر به ایجاد حرارت بالاتر نسبت به گذشته شده است. از آن‌جا که طول عمر و قابلیت اطمینان ادوات میکرونی به شدت تحت تاثیر دما می‌باشد، مسایل مربوط به انتقال حرارت که به واسطه توسعه مدارهای مجتمع پیشرفته و سیستم‌های میکروالکترومکانیکی به وجود آمده‌اند، تبدیل به مساله اساسی در طراحی و کاربرد چنین سیستم‌هایی شده‌اند. اهمیت انتقال حرارت و کنترل دما در دستگاه‌های پیشرفته نیازمند رهیافت‌هایی است که به برداشت حرارتی بالا و ایجاد دمای یکنواخت منجر شوند. از این رو، یافتن سیستم‌های کارآمدتر با توجه به پیشرفت روزافزون تکنولوژی اجتناب‌ناپذیر به نظر می‌رسد [۱]. مفهوم مبدل حرارتی میکروکانال توسط مهندال[1]، به شرطی که قطر هیدرولیکی مبدل کمتر از ۱ میلی‌متر باشد، تعریف شد. انتقال حرارت در ساختارهای میکرو برای اولین بار توسط تاکرمن و پیز [۲] ارایه شده است. داشتن کارایی بالا در مقایسه با هندسه کوچک سبب گردیده است که مبدل‌های حرارتی میکروکانال به عنوان یک راه حل کاربردی مهم در صنایع مختلف از جمله هوافضا، سیستم‌های سرمایشی، سیستم‌های تهویه مطبوع خانگی و خودرو، گرمکن‌های کوچک، مبدل‌های حرارتی در ابعاد کوچک، میکرو و نانوسیستم‌ها، تحقیقات هسته‌ای و ... استفاده شوند [۳]. تکنولوژی مبدل حرارتی میکروکانال در حال راهیابی به کاربردهای جدید در دیگر صنایع می‌باشد و به عنوان راه حلی اساسی برای طراحی و اجرای نسل آینده سیستم‌های حرارتی با عملکرد بالا ارایه شده است [۴].

تحقیقات گسترده‌ای در زمینه مبدل‌های حرارتی میکروکانال انجام شده و در بیشتر مواقع از آن‌ها در خنک‌کاری قطعات الکترونیکی استفاده شده است. همراه با پیشرفت تکنولوژی پردازش، تکنولوژی میکروکانال نیز به تدریج به

[1] Mehendale

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

سیستم‌های تهویه خودرویی و خانگی راه یافته است. برای رویارویی با پیشرفت سریع نیازهای مکانیکی میکروالکترونیکی امروزی انتقال حرارت، از مبدل‌های حرارتی میکروکانال در خنک‌کاری وسایل الکترونیکی با چگالی بالا در دهه ۸۰ میلادی استفاده شد و سپس در دهه ۹۰ میلادی در صنایع سامانه‌های الکترومکانیکی در مقیاس میکرو[1] از آن بهره‌برداری شد. با مطالعه دقیق خواص میکروکانال و کاربردهایش در بهبود خنک‌کاری الکترونیکی، مزایای مبدل حرارتی میکروکانال نسبت به مبدل‌های حرارتی مرسوم نمایان شد و مبدل حرارتی میکروکانال به صنعت خنک‌کاری و تهویه مطبوع راه پیدا کرد. از مبدل‌های حرارتی میکروکانال در سیستم‌های تهویه خودرو نیز استفاده می‌شود. در زمینه تهویه مطبوع خانگی، تکنولوژی مبدل حرارتی میکروکانال به تدریج در کندانسور کولرهای سرمایی به‌کار برده شد، در حالی که این تکنولوژی با موانعی از قبیل ایجاد جریان یکنواخت دوفازی گاز-مایع روبرو می‌باشد. اگرچه مبدل‌های حرارتی میکروکانال بیشتر از ۲۰ سال است که در صنایع مختلف مورد استفاده قرار می‌گیرد، اما تکنولوژی مربوط به آن در زمینه صنایع گرمایش، تهویه مطبوع، خنک کاری و تبرید[2] در دهه اخیر به بلوغ نسبی رسیده است ولی تحقیقات بر روی تئوری جریان و انتقال حرارت نیاز به تکمیل دارد.

با توجه به گستردگی زمینه‌هایی که از مبدل‌های حرارتی میکروکانال استفاده می‌کنند و همچنین دسته‌بندی‌های مختلفی که از کانال‌ها انجام می‌شود، مناسب‌تر است که ابتدا به معرفی دسته‌بندی کانال‌ها پرداخته شود و حیطه‌کاری این پژوهش مشخص شود و سپس تحقیقات پیشین مرتبط با مبدل‌های حرارتی میکروکانال مرور شوند. برای بهبود تحقیق حاضر سعی شده است که علاوه بر تحقیقات پیشین، پتنت‌هایی که در این زمینه وجود دارد نیز به گزارش افزوده شود تا دیدگاه بهتری برای توسعه مبدل‌های حرارتی میکروکانال در نظر گرفته شود. در بخش انتهایی این فصل نیز با توجه به کاربردهای وسیع مبدل‌های حرارتی میکروکانال، کاربردهای مختلف این نوع مبدل‌ها مورد بررسی قرار گرفته است تا حیطه عملکردی مبدل‌های حرارتی میکروکانال مشخص شود.

۲.۱ دسته‌بندی کانال‌های جریان

تعریف کلی میکروکانال موضوع مورد اختلاف در بین محققان است. بنابراین با توجه به اینکه واژه میکرو یک واژه کلی است شاید مناسب است در ابتدا این مطلب مطرح شود که چه اندازه‌ای را معمولا به عنوان میکرو شناخته می‌شود و در این تحقیق چه ابعادی را به عنوان میکرو در نظر می‌گیریم.

مبدل‌های حرارتی سنتی عموما لوله‌های با قطر بالای ۶ میلی‌متر دارند در حالی که میکروکانال‌ها با قطر لوله‌هایی کمتر از یک میلیمتر قدم‌های بعدی را در توسعه مبدل‌های حرارتی بر می‌دارند [۵]. ما می‌توانیم میکروکانال‌ها را به روش‌های متفاوتی طبقه‌بندی کنیم. برخی محققان معیارهای متفاوتی برای مینی و میکرو کانال‌ها در نظر می‌گیرند

کاهش اندازه کانال، اثرات مختلفی در فرآیندهای جریان ایجاد می‌کند. اندازه کوچک کانال‌ها ممکن است بر روی اندازه ذرات جریان و در نتیجه نوع عملکردی جریان تاثیر بگذارد و ممکن است جریان در حالت گذرا قرار گیرد. سو و گریفیث [۶] معیار $D \leq \frac{\lambda}{3.3}$ را برای میکروکانال ارایه دادند که D قطر کانال و λ ثابت لاپلاس برای سیال آن کانال است. پالم [۷] یک تعریف کلی برای میکروکانال‌ها ارایه می‌کند و میکروکانال‌ها را به عنوان المان‌های انتقال حرارتی معرفی می‌کند که تئوری‌های کلاسیک به درستی قادر به پیش‌بینی ضریب اصطکاک و انتقال حرارت نیستند.

[1] Micro Electro Mechanical Systems (MEMS)
[2] Heating, Ventilation, and Air Conditioning & Refrigeration (HVAC&R)

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

استفان [۸] نیز یک سیستم میکروکانال را به عنوان سیستمی معرفی می‌کند که پدیده‌های نوعی سیستم‌های ماکرو در آن‌ها غایب هستند. تعاریف پالم و استفان بسیار کلی هستند. سیزاوا و همکارانش [۹] یک معیار برای دسته‌بندی میکروکانال‌هایی که توسط سو و گریفیث [۶] پیشنهاد شده بود ارایه دادند. بر طبق تعریف آن‌ها، اگر قطر هیدرولیکی (d_h) یک کانال کوچکتر یا مساوی ثابت لاپلاس برای سیال آن کانال (λ) باشد، آن کانال یک میکروکانال است ($d_h \leq \lambda$). مهندال و همکارانش [۱۰] دسته‌بندی کانال‌های مبرد را به چهار گروه دسته‌بندی کردند که این دسته‌بندی در جدول ۱-۱ ارایه شده است. مهندال و همکارانش اندازه‌های کمتر از ۱۰۰ میکرومتر را به‌عنوان میکرو معرفی کردند.

جدول ۱-۱: دسته‌بندی کانال‌ها توسط مهندال و همکارانش [۱۰]

دسته‌بندی کانال	اندازه قطر هیدرولیکی
اندازه میکرو[۱]	$d_h = 1 - 100\ \mu m$
اندازه میانی[۲]	$d_h = 0.1 - 1\ mm$
اندازه فشرده[۳]	$d_h = 1 - 6\ mm$
اندازه مرسوم[۴]	$d_h > 6\ mm$

از سویی در سیستم‌های بیولوژیکی، مانند جریان در مویرگ‌ها با اعداد رینولدز بسیار پایین سرکار داریم. در برخی موارد نیازمند تقریب‌های مدل‌سازی مختلفی هستیم. همچنین اثر نیروهای الکتروجنبشی ممکن است نقش مهمی ایفا کنند. جریان دوفازی در کانال‌های زیر $۱۰\mu m$ هنوز ناشناخته باقی مانده است. با اندکی تغییر کاندلیکار و گراند [۱۱] دسته‌بندی مطابق جدول ۲-۱ ارایه دادند. اگرچه می‌توان کانال‌ها را وابسته به پدیده‌های فیزیکی مناسب از قبیل تک فازی، جوش، میعان، انتقال سلولی دسته بندی کرد اما جدول ارایه شده توسط کاندلیکار و گراند کلی‌تر است. این جدول برای کانال‌های دایروی براساس قطر کانال و برای کانال‌های غیردایروی کوچکترین ضلع کانال را به عنوان قطر لحاظ می‌کند. آن‌ها اندازه ۱۰ تا ۲۰۰ میکرومتر را به عنوان کانال میکرو در نظر گرفتند و ابعاد ۱ تا ۱۰ میکرومتر را به عنوان کانال میکرو گذرشی تعریف کردند.

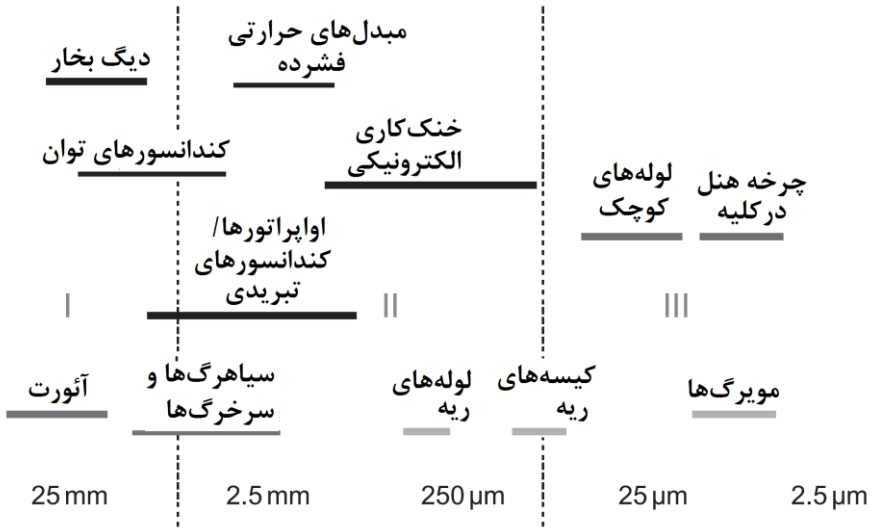
جدول ۲-۱: دسته‌بندی کانال‌ها [۱۱]

دسته‌بندی	اندازه قطر
کانال‌های معمول	$D > 3\ mm$
مینی‌کانال‌ها	$3\ m \geq D > 200\ \mu m$
میکروکانال‌ها	$200\ \mu m \geq D > 10\ \mu m$
میکروکانال‌های گذرشی[۵]	$10\ \mu m \geq D > 1\ \mu m$
نانوکانال‌های گذرشی[۶]	$1\ \mu m \geq D > 0.1\ \mu m$
نانوکانال‌ها	$0.1\ \mu m \geq D$

[1] Micro size
[2] Meso size
[3] Compact size
[4] Conventional Heat Exchanger size
[5] Transitional Microchannels
[6] Transitional Nanochannels

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

کندلیکار و استنیک [۱۲] مطابق شکل ۱-۱ قطر کانال‌های بکار رفته در کاربردهای مختلف را نشان داده‌اند. همان‌طور که از شکل مشخص است، سه بخش کلی داریم که بخش I برای قطر کانال‌های بزرگ و معمول است، بخش II مربوط به جریان در مقیاس میکرو و بخش III مربوط به جریان در مقیاس نانو است. جریان در مویرگ‌ها و برخی قسمت‌های بدن انسان تا حدود قطر چند ده میکرومتر است و برای قطر چند ده تا چند صد میکرومتر به عنوان مقیاس میکرو شناخته می‌شود.



شکل ۱-۱: بازه قطر کانال‌های بکار رفته در کاربردهای مختلف

همان‌طور که از دسته‌بندی‌های مختلف می‌توان نتیجه گرفت این است که در زمینه‌های مختلف مطابق شکل ۱-۱ ابعاد و اندازه‌ها متفاوت است و هر یک از محققان ممکن است دسته‌بندی‌اشان مربوط به زمینه فعالیتی‌اشان باشد. به همین دلیل برخی محققان، براساس دسته‌بندی مهندال و همکارانش معمولا از عبارت میکروکانال برای اندازه میانی (کوچکتر از ۱ میلی‌متر) و حتی گاهی اوقات بزرگتر هم استفاده می‌شود. برخی مراجع [۱۳] اندازه کانال با قطر هیدرولیکی ۰/۱ تا ۵ میلی‌متر را به عنوان میکروکانال در نظر گرفته‌اند. ابوت [۱۴] کانال‌هایی با قطر هیدرولیکی کمتر از ۱ میلی‌متر را به عنوان میکروکانال طبقه‌بندی کرد که مورد توجه دیگر محققان نیز قرار گرفت. همچنین دیگر محققانی از قبیل بهرامی و جوانویچ [۱۵]، بهرامی و همکاران [۱۶] و بایراکتار و پیدوجو [۱۷] نیز کانال‌هایی با قطر کمتر از ۱ میلی‌متر را به عنوان میکروکانال معرفی کردند. از سویی، قطر هیدرولیکی کانال مبرد برای بیشتر مبدل‌های حرارتی میکروکانال به‌صورت نوعی بین ۰/۵ تا ۲ میلی‌متر هستند زیرا عملکرد انتقال حرارت بیشتر هنگامی به‌دست می‌آید که مسیر جریان کوچکتر باشد. در دسته‌بندی کانال، می‌توان از پارامترهای مختلف استفاده کرد ولی معمولا از قطر هیدرولیکی برای سادگی دسته‌بندی استفاده می‌شود. **با توجه به دسته‌بندی‌های انجام شده در این تحقیق نیز کانال‌هایی با قطر کمتر از ۱ میلی‌متر به عنوان میکروکانال معرفی می‌گردد.**

۳.۱ مروری بر تحقیقات پیشین

شاید بتوان گفت اولین پژوهش‌ها در زمینه میکروکانال مربوط به حدود ۹۰ سال پیش است. زمانی که در سال ۱۹۲۸ دیویس و وایت [۱۸] آزمایش‌هایی را روی لوله‌هایی با مقطع مستطیلی و در ابعاد میکرو با قطر هیدرولیکی ۳۰۶-۳۳۴ میکرومتر و با سیال عامل آب انجام دادند. محدوده رینولدز آزمایش‌های آن‌ها در حدود ۶۰ تا ۴۶۰۰ بود.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

تمرکز اصلی این آزمایش‌ها روی هیدرودینامیک جریان آب در لوله مستطیلی بود. گمبیل و باندی [۱۹] در ۱۹۶۱ در کانال‌هایی با قطر هیدرولیکی ۱۰۰۰ تا ۱۴۵۰ میـکرومتر با سیال عامل آب و در محدوده رینولدز ۹۰۰۰ تا ۲۷۰۰۰۰ انجام دادند. هدف از این پژوهش مطالعه انتقال حرارت در سیال آب در رژیم جریان آشفته در میکروکانال‌ها بود. از جمله نخستین کارها در زمینه مدل‌سازی تحلیلی و عددی جریان در میکروکانال‌ها توسط ایبرت و اسپارو [۲۰] انجام شد که تعیین افت فشار و افت سرعت در سیال گازی جاری در میکروکانال مستطیلی و حلقوی بود. آن‌ها دریافتند که تاثیر لغزش روی توزیع سرعت باعث مسطح‌تر شدن آن نسبت به جریان پیوسته می‌شود. همچنین گرادیان فشار محوری تحت شرایط لغزشی کاهش می‌یابد. در اوایل دهه ۱۹۸۰، توکرمن و پیز [۲, ۲۱] مساله انتقال حرارت جابجایی با بازده بالا را برای مدارات مجتمع الکتریکی مورد ارزیابی قرار دادند. آن‌ها موفق شدند با جریان آب درون میکروکانالی که بر روی برد مدار مجتمع مورد نظر تعبیه شده بود، $\frac{w}{cm^2}$ ۷۹۰ گرما را بدون تغییر فاز آب و با اختلاف ۷۱ درجه‌ای دمای آب خروجی نسبت به ورودی، انتقال دهند. آن‌ها همچنین نشان دادند که ضریب انتقال حرارت جابجایی برای جریان آرام درون میکروکانال‌ها بیشتر از مقدار آن در جریان آشفته درون کانال‌هایی با ابعاد ماکرو می‌باشد. این مساله بیانگر تاثیر زیاد قطر هیدرولیکی در میزان انتقال حرارت می‌باشد. پس از این تحقیق و موفقیت‌های حاصل از آن، مطالعات پیرامون میکروکانال‌ها به شدت اوج گرفت. نتایج این تحقیق را می‌توان از جمله تاثیر گذارترین مطالعات در انتقال حرارت میکروکانال‌ها دانست.

کمی بعد از اولین کار که توسط توکرمن و پیزو انجام شد، وو و لایتل [۲۲, ۲۳] آزمایش‌هایی را به منظور اندازه‌گیری ضریب اصطکاک و انتقال حرارت جریان گاز درون یک میکروکانال ذوزنقه‌ای از جنس سیلیکون-شیشه با عرض ۱۳۰-۲۰۰ میکرومتر و عمق ۳۰-۶۰ میکرومتر طراحی کردند. نتایج بیانگر آن بود که میزان انتقال حرارت جابجایی در این حالت کاملا متفاوت از نتایج به دست آمده برای کانال با ابعاد معمولی بود. بررسی‌ها که شامل هر دو ناحیه آرام و مغشوش می‌شد، نشان می‌داد که گذر از ناحیه آرام به مغشوش بسته به آزمایش‌های مختلف در رینولدز ۴۰۰ - ۹۰۰ رخ می‌دهد. در مجموع آن‌ها دریافتند که برخلاف جریان در کانال‌های معمولی، در میکروکانال‌ها زبری سطح بر روی ضریب اصطکاک در ناحیه آرام موثر است و افت فشار نیز نسبت به کانال‌های معمولی بیشتر می‌باشد. در سال ۱۹۸۵ اکوستا [۲۴] درمیکروکانال‌هایی با قطر هیدرولیکی بین ۰/۲ تا ۰/۵ میلی‌متر و با سیال عامل آب و هلیوم آزمایش‌هایی را در محدوده رینولدز ۱۳۰۰ تا ۲۲۰۰۰ انجام داد. هدف از این آزمایش بررسی فرایند گذار از رژیم جریان آرام به آشفته در میکروکانال‌ها بود.

در سال ۱۹۸۹هارلی و بو [۲۵] در میکروکانال‌هایی با قطر هیدرولیکی حدودی ۴۵ تا ۶۷ میکرومتر آزمایش‌هایی را با سیال عامل ایزوپروپانول[1] در محدوده رینولدز ۲ تا ۲۵۰ انجام دادند. هدف از این تحقیق بررسی تاثیر سرعت مایع و ویژگی‌های آن بود. در همان سال میساگیا و همکارانش [۲۶] در میکروکانالی با قطر هیدرولیـکی ۱۶۰ میکرومتر با سیال عامل آب در رینولدز ۲۳۵۰ آزمایش‌هایی را برای به دست آوردن ضریب اصطکاک و انتقال حرارت در چاه‌های حرارتی میکروکانال برای خنک‌کاری ادوات الکترونیکی تدارک دیدند. ناکاگاوا و همکارانش [۲۷] در سال ۱۹۹۰ در میکروکانال‌هایی با ابعاد ۹/۷۵ تا ۹/۹۴ میکرومتر از جنس سیلسکون آزمایش‌هایی را با سیال عامل آب دی‌یونیزه شده انجام دادند. او می‌خواست تحلیلی از عملکرد سیستم‌های میکروالکترومکانیکی[2] داشته باشد.

[1] Isopropanol
[2] MEMS

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

پفلر و همکارانش [۲۸] براساس مطالعات آزمایشگاهی که بر روی جریان سیال پروپانول[1] در سه کانال کوچک با مقاطع عرضی مستطیلی و با مساحت‌های (μm^2) ۸۰ -۷۲۰۰ انجام داده بودند نتایجی را برای ضریب اصطکاک منتشر کردند. هدف اولیه آن‌ها تعیین اندازه کانالی بود که در آن فرض پیوستگی و استفاده از معادلات ناویراستوکس برای پیش‌بینی رفتار سیال نقض می‌شود. آن‌ها دریافتند که در کانال‌های بزرگ‌تر، یک تطابق نسبی بین داده‌های آزمایشگاهی و معادلات ناویراستوکس برقرار می‌باشد اما با کوچک شدن کانال‌ها تفاوت نتایج آزمایشگاهی با معادلات ناویر استوکس کاملا روشن و واضح بود.

پس از آن پفلر و همکارانش [۲۹] یک سری از آزمایش‌ها را برای اندازه‌گیری ضریب اصطکاک، در میکروکانال‌هایی با بستر سیلیکونی و عمق‌هایی بین ۰/۵ تا ۵۰ میکرومتر انجام دادند. نتایج آزمایش‌ها ضریب اصطکاک کمتری از مقدار مورد پیش‌بینی برای یک جریان غیر قابل‌تراکم (برای سیال گازی و سیال مایع) را نشان می‌داد. آن‌ها کاهش ضریب اصطکاک در مایعات را به کاهش ویسکوزیته و در گازها به اثرات رقیق‌شدن ناشی از کاهش اندازه ربط دادند. چوی [۳۰] ضریب اصطکاک و ضریب انتقال حرارت جابجایی را برای گاز نیتروژن درون میکرو لوله‌هایی با قطر داخلی ۳ -۸۱ میکرومتر اندازه‌گیری کردند. نسبت طول به قطر لوله‌های مورد آزمایش بین ۶۴۰ تا ۸۱۰۰ در نظر گرفته شده بود تا شروط توسعه یافتگی هیدرودینامیکی و دمایی در انتها ارضا شود. میکرولوله‌ها دارای زبری نسبی بین ۰/۰۰۰۱۷ تا ۰/۰۱۱۶ و زبری مطلق ۱۰ تا ۸۰ نانومتر بودند (معمولا جنس سطح، روش تولید، طول نمونه، عمق براده‌برداری و ... در زبری سطح تاثیر دارد و این زبری بر اساس روش تولید و جنس و یا با استفاده از زبری‌سنج دیجیتال قابل اندازه‌گیری هستند). نتایج آزمایشگاهی تفاوت‌های آشکاری با نتایج حاصل از روابط مورد استفاده برای لوله‌های با ابعاد معمول نشان دادند. ضریب اصطکاک‌های اندازه‌گیری شده در هر دو ناحیه آرام و آشفته، کمتر از مقادیر به دست آمده از روابط حاکم بر ماکرولوله‌ها در نواحی ذکر شده است. برخلاف آنچه که در جریان‌های با ابعاد معمول اتفاق می‌افتد. ضریب انتقال حرارت اندازه‌گیری شده در ناحیه آرام به عدد رینولدز وابسته است و ضریب انتقال حرارت اندازه‌گیری شده در ناحیه مغشوش در میکرولوله‌ها بزرگ‌تر از مقادیر به دست آمده در لوله‌های صاف با ابعاد ماکرو است. داده‌های مربوط به میکرولوله‌ها در هیچ یک از تشابه‌های کلبورن[2] و پتوکوف[3] که بین مومنتوم و انتقال انرژی در ابعاد ماکرو برقرار است، صدق نمی‌کند. عدد ناسلت اندازه‌گیری شده در جریان مغشوش تقریبا ۷ برابر مقدار پیش‌بینی شده توسط آنالوژی کلبورن است. آن‌ها حدس زدند که این تفاوت به علت جلوگیری از حرکت گردابه‌های مغشوش در راستای عرضی و حرکت بیشتر گردابه‌ها در راستای طولی لوله ناشی از شعاع کوچک میکرولوله باشد.

لین و همکارانش [۳۱] در ۱۹۹۱ در لوله‌های مسی با قطر هیـدرولیکی ۶۶۰ تا ۱۱۷۰ میکرومتر و با سیال عامل R-12 آزمایش‌هایی را در محدوده رینولدز ۴۶۴۰ تا ۳۶۷۰۰ انجام دادند. در این پژوهش ضریب اصطکاک محلی و افت فشار در حین فرآیند تبخیر محاسبه شد. در همان سال ریدل [۳۲] در میکروکانالی با ابعاد ۸۶ تا ۹۶ میکرومتر با سیال عامل آب و محدوده رینولدز ۸۶ تا ۹۸۲ به منظور طراحی و محاسبات یک میکروکانال چاه حرارتی آزمایش‌هایی را انجام داد. در ۱۹۹۱، نایت و همکاران [۳۳] ساختار مبدل حرارتی میکروکانال را با کاهش مقاومت حرارتی بیشینه با شرط ثابت بودن افت فشار داده شده بهینه کردند.

[1] propanol
[2] Colburn Analogy
[3] Petukov Analogy

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

ویسبرگ و بو [۳۴] در سال ۱۹۹۲ چاه‌های حرارتی میکروکانال با قطر هیدرولیکی در حدود ۸۶ تا ۱۰۴ میکرومتر را به منظور بهینه‌سازی عملکرد حرارتی سیستم به صورت عددی تحلیل و شبیه‌سازی کردند. وب و جانگ [۳۵] عملکرد هیدرولیک گرمایی شش مبدل حرارتی آلومینیومی لحیم‌کاری[1] شده را اندازه‌گیری کردند و به این نتیجه رسیدند که پره‌های کرکره‌ای[2] با قابلیت تاشوندگی طراحی شده در مقایسه با فین‌های صفحه‌ای لوله‌های دایروی تا ۹۰ درصد ضریب انتقال حرارت را افزایش داده و تنها ۲۵ درصد باعث افزایش افت فشار می‌شود. راف و همکارانش [۳۶] به بررسی ضریب انتقال حرارت و افت‌های اصطکاکی پرداختند و به این نتیجه رسیدند که پره‌های کرکره‌ای نسبت به پره صفحه‌ای[3] تقریبا ۲۵ درصد انتقال حرارت را افزایش می‌دهد و ۱۱۰ درصد افت فشار را نسبت به فین صفحه‌ای افزایش می‌دهد.

در سال ۱۹۹۳ پنگ و وانگ [۳۷] در کانال‌هایی با قطر هیدرولیکی ۶۴۶ میکرومتر و با سیال عامل آب آزمایش‌هایی انجام دادند. آن‌ها در این آزمایش‌ها به بررسی انتقال حرارت جابجایی اجباری در این کانال‌ها پرداختند. رحمان و گوی [۳۸] به منظور اندازه‌گیری تجربی افت فشار و ضریب انتقال حرارت با استفاده از آب و کانال‌هایی با عمق‌های متفاوت، آزمایش‌هایی انجام دادند که دبی، فشار و دمای سیال در ورودی و خروجی به دقت اندازه‌گیری می‌شد. این اندازه‌گیری‌ها در به دست آوردن اعداد ناسلت محلی و متوسط و ضریب اصطکاک در دبی، اندازه و شکل‌های مختلف کانال مورد استفاده قرار گرفت.

در ۱۹۹۴ ارکیلک و همکارانش [۳۹] در میکروکانال‌هایی با سیال عامل گاز هلیوم به منظور بررسی جریان لغزشی و غیر لغزشی آزمایش‌هایی را انجام دادند. در همان سال بورز و مداوار [۴۰] در میکروکانال‌هایی با قطر هیدرولیکی ۵۱۰ تا ۲۴۵۰ و سیال عامل *R-113* به صورت دوفازی افت فشار جریان دو فاز جوششی را مورد آزمایش قرار دادند. در همان سال پنگ و همکارانش [۴۱] در میکروکانال‌هایی با قطرهیدرولیکی ۱۳۳ تا ۳۶۷ میکرومتر و سیال عامل آب در محدوده رینولدز ۲۰۰ تا ۷۰۰ به بررسی تجربی انتقال حرارت آب در میکروکانال پرداختند. همچنین پُنگ و همکارانش [۴۲] آزمایش‌هایی را با گاز نیتروژن و هلیوم به منظور محاسبه افت فشار جریان گاز در میکروکانال‌ها انجام دادند. وانگ و پنگ [۴۳] به ارایه یک سری بررسی‌های تجربی در زمینه انتقال حرارت جابجایی در میکروکانال‌های مستطیلی با سیال‌های عامل آب و اتانول با هدف بررسی اثر هندسه و ویژگی‌های حرارتی روی جریان سیال داخل میکروکانال‌ها پرداختند. لوله‌های آزمایش از فولاد ضدزنگ و با قطر ۰/۳۱ تا ۰/۷۵ تعبیه شده بودند و یک شار حرارتی یکنواخت به کف صفحه پایینی اعمال می‌شد. تغییرات دمایی زیاد و هندسه کوچک دریچه سبب شروع محدوده رژیم جریان توربولانسی از رینولدز حدود ۱۵۰۰ تا ۲۰۰۰ در لوله‌های میکروکانالی مستطیلی می‌گردد. از نتایج تجربی به‌دست آمده رابطه دیتوس-بولتر برای محاسبه عدد ناسلت در رژیم جریان توربولانس در میکروکانال‌ها اصلاح شد.

بیسکوک و کارنیداکس [۴۴] جریان لغزشی وابسته به زمان در هندسه‌های میکرو را به صورت عددی مدل کردند. شیوه عددی آن‌ها بر اساس روش المان‌های طیفی-موهومی[4] بود. در این تحلیل از شرط لغزش سرعت مرتبه بالا به عنوان شرط مرزی استفاده شد. جهت ارزیابی روش پیشنهادی، داده‌های به دست آمده در حالت ساده‌ای با حل

[1] Brazed
[2] Louver Fin
[3] Plain fin
[4] Spectral Element Method

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

تحلیلی مقایسه شد. آن‌ها بر اهمیت ضریب تطابق تاکید داشتند و سرعت لغزشی بزرگ در دیواره را ناشی از کوچک بودن عدد نادسن و ضریب تطابق هیدرودینامیکی می‌دانستند. اثرات تراکم پذیری برای حالتی که افت فشارهای شدیدی رخ می‌داد مورد توجه قرار گرفت.

پنگ و همکارانش [۴۵] به بررسی اثر سرعت، ویژگی‌های سیال و آرایش هندسی میکروکانال با سیال عامل متانول بر رفتار انتقال حرارت و تغییر رژیم جریان سیال پرداخته است. نتایج نشان داد که با افزایش سرعت سیال و در نظر گرفتن تغییر رژیم جریان، نرخ انتقال حرارت در داخل میکروکانال افزایش می‌یابد. با بررسی اثر تعداد میکروکانال‌ها در هر لوله تاثیر چشمگیر آن بر عملکرد انتقال حرارتی مشاهده شد. گو و اسکرینگ [۴۶] در سال ۱۹۹۵ درمیکروکانال‌های با مقطع ذوزنقه‌ای و با ابعاد حدودی ۳۵۰ میکرمتر با سیال عامل آب و در محدوده رینولدز ۸۵۰ تا ۱۰۰۰۰ آزمایش‌هایی را انجام دادند تا انتقال حرارت آب در ناحیه ورودی میکروکانال‌ها را مورد بررسی قرار دهند. در همان سال هارلی و همکارانش [۴۷] در میکروکانال‌های سیلیکونی با مقطع ذوزنقه‌ای و با ابعـاد ۱ تا ۶۷ میکرومتر آزمایش‌هایی را با گازهای نیتروژن، آرگون و هلیوم در محدوده رینولدز پایین برای بررسی تاثیر تراکم‌پذیری و میزان رقیق‌بودن سیال عامل بر عدد پوازی[1] انجام دادند. در همان سال جیانگ و همکارانش [۴۸] در میکروکانال‌هایی با ابعاد ۸ تا ۴۲ میکرومتر، سیال عامل آب آزمایش‌هایی انجام دادند. آن‌ها در این پژوهش ضریب اصطکاک سیال عامل آب را در میکروکانال‌ها بررسی کردند. در همان سال پنگ و پترسون [۳] در میکروکانال‌هایی از جنس فلز و با ابعاد ۳۱۱ تا ۷۴۷ میکرومتر و با سیال عامل آب و متانول آزمایش‌هایی را در محدوده رینولدز ۲۰۰ تا ۲۸۰۰ انجام دادند. هدف از این پژوهش بررسی خصوصیات جریان و شکل میکروکانال روی عدد ناسلت[2] بود.

چانگ و همکارانش [۴۹] عملکرد یک کندانسـور لوله‌ای دایروی را با یک کندانسور آلومینیومی لحیم‌کاری شده صفحه‌ای مقایسه کردند و از روش‌های مقایسه‌ای پیشنهاد شده توسط کاول [۵۰] استفاده کردند. آن‌ها نتیجه گرفتند که ساختار لوله تخت[3] بهبود چشمگیری در انتقال حرارت را نسبت به لوله دایروی فراهم می‌کند.

پنگ و پترسون [۵۱] تاثیر پارامترهای هندسی بر میکروکانال را برای استخراج روابط تجربی عدد ناسلت در رژیم جریان آرام و توربولانس بررسی کردند. آنان اثر نسبت طول به عرض و فاصله مرکز تا مرکز میکروکانال را بر روی نرخ انتقال حرارت را نیز بررسی کردند و در انتها دو رابطه تجربی که این دو نسبت پارامتری را در خود گنجانده است، را ارایه کردند. پنگ و همکاران [۵۲] مطالعات خود را پیرامون انتقال حرارت جابجایی اجباری تک فازی با استفاده از مخلوطی از سیال آب و متانول گسترش دادند. هدف آن‌ها بررسی گذار در این مخلوط بود که با تغییر قطر هیدرولیکی کانال از ۰/۱۳۳ به ۰/۳۶۷ میلی‌متر و در بازه رینولدز ۴۰۰۰-۷۰ انجام شد. نتایج تجربی نشان داد که انتقال حرارت آرام و انتقال حرارت جابجایی کاملا توربولانس وابسته به قطر هیدرولیکی میکروکانال است و عدد رینولدز بحرانی بین رینولدز ۷۰۰-۲۰۰ اتفاق افتاد و نشان دادند که عدد رینولدز بحرانی با کاهش اندازه میکروکانال تقلیل می‌یابد. کوتا و همکارانش [۵۳] در سال ۱۹۹۶ به بررسی آزمایشگاهی مبدل حرارتی میکروکانال با قطر هیدرولیکی ۴۲۵ میکرومتـر پرداختند. آن‌ها در این پژوهش ازسیال عامل R-124 در محدوده رینولدز ۱۰۱ تا ۵۲۸ استفاده کردند. هدف این پژوهش بررسـی عدد ناسلت در انتقال حرارت جابجایی اجباری در میکرومبدل‌های حرارتی بود. در همان سال

[1] Poiseuille number
[2] Nusselt Number
[3] Flat Tube

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

راویگوروراجان و همکارانش [۵۴] درمحدوده رینولدز ۴۲۵ و با همان سیال عامل R-124 به بررسی آزمایشگاهی انتقال حرارت جابجایی در میکرو مبدل‌های حرارتی مستطیلی پرداختند.

با و هان [۵۵] در سال ۱۹۹۶ به مطالعه تجربی پتانسیل کاربرد کندانسورهای میکروکانال برای تهویه مطبوع مسکونی پرداختند. آن‌ها پیشنهاد دادند که مبدل حرارتی میکروکانال می‌تواند حجم کندانسور را به میزان ۴۰٪ نسبت به کندانسور لوله و پره (در حالتی که نرخ انتقال حرارت یکسان ایجاد کنند) کاهش می‌دهد و شارژ مبرد تا حدود ۲۲٪ کاهش می‌یابد. آن‌ها همچنین اثر تعداد مسیرهای مختلف مبدل حرارتی میکروکانال را روی عملکرد سیستم بررسی کردند. نتایج نشان داد، هنگامی که تعداد مسیرهای کندانسور میکروکانال از ۴ به ۶ رسید، ظرفیت سرمایشی حدود ٪۴ افزایش یافت و توان کمپرسور تا ۰/۹٪ کاهش یافت.

کاوه پور و همکارانش [۵۶] انتقال حرارت و جریان سیال دو بعدی و تراکم‌پذیر گازی بین دو صفحه صاف، تحت شرایط مرزی دما ثابت و شار حرارتی ثابت را بررسی کردند. آن‌ها نتایج خود را با نتایج آزمایشگاهی جریان گاز هلیوم در کانالی با عرض μm ۵۲/۲۵، μm ۱/۳۳ و طول μm ۷۵۰۰ که توسط ارکلیک و همکارانش [۳۹] انجام شده بود، مقایسه کردند. آن‌ها بیان کردند که با افزایش عدد نادسن طول ورودی افزایش یافته و عدد ناسلت کاهش می‌یابد. همچنین اثرات تراکم‌پذیری و رقت تابعی از عدد رینولدز بوده و تراکم‌پذیری در جریان‌های با اعداد رینولدز بالا و رقت در جریان‌های با اعداد رینولدز کوچک اهمیت می‌یابد. در سال ۱۹۹۷ جیانگ و همکارانش [۵۷] در مبدل حرارتی میکروکانال با قطر هیدرولیکی ۸ تا ۴۲ میکرومتر و با سیال عامل آب آزمایش‌هایی را برای محاسبه افت فشار و ضریب اصطکاک در میکروکانال‌هایی که برای سیستم‌های سرمایشی استفاده می‌شوند انجام دادند. در همان سال استنلی و همکارانش [۵۸] در میکروکانال‌هایی با ابعاد ۵۶ تا ۲۵۶ میکرومتر و سیال عامل آب به صورت دو فازی در محدوده رینولدز ۵۰ تا ۱۰۰۰۰ آزمایش‌هایی را انجام دادند. هدف از این پژوهش بررسی جریان دو فاز در میکروکانال‌ها بود.

ادمز و همکارانش [۵۹] در سال ۱۹۹۸ در طی یک سری کارهای آزمایشگاهی بر روی میکرومبدل‌هایی با ابعاد ۷۶۰ تا ۱۰۹۰ میکرومتر و سیال عامل آب در محدوده رینولدز ۲۶۰۰ تا ۲۳۰۰۰ به بررسی انتقال حرارت جابجایی تحت فشار زیاد پمپ در میکروکانال‌ها پرداختند. در همان سال وب و زانگ [۶۰] روی یک میکرومبدل چند کاناله با سیال عامل *R-134a* آزمایش‌هایی را در محدوده رینولدز ۶۰۰۰ تا ۲۵۰۰۰ انجام دادند. هدف از این پژوهش بررسی انتقال حرارت و ضریب اصطکاک در کانال‌های با قطر کوچک بود.

در ۱۹۹۹ ادمز و همکارانش [۶۱] در میکروکانال‌هایی ازجنس مس و ابعاد ۷۶۰ میکرومتر از سیال عامل آب استفاده کرده و در محدوده رینولدز ۵۰۰۰ تا ۲۳۰۰۰ تاثیر گاز حل نشده در انتقال حرارت در میکروکانال‌ها را بررسی کردند. در همان سال پاپوتسکی و همکارانش [۶۲] روی میکروکانال‌های سیلیکونی با قطر هیدرولیکی ۴۴ تا ۴۸ میکرومتر و سیال عامل آب یون زدایی شده آزمایش‌هایی را در محدوده رینولدز پایین به منظور بررسی تاثیر نسبت منظری[1] (نسبت اضلاع کانال) بر ضریب اصطکاک جریان آرام انجام دادند.

تسو و ماهولیکار [۶۳, ۶۴] برای اولین بار استفاده از عدد برینکمن[2] را برای تشریح رفتار غیر معمول میکروکانال‌ها در انتقال حرارت پیشنهاد دادند. استفاده از تئوری پی باکینگهام، بررسی داده‌های تجربی و در نظر گرفتن پارامترهای موثر بر انتقال حرارت مانند ضریب هدایت حرارتی، چگالی، گرمای ویژه، لزجت سیال، ابعاد کانال، سرعت جریان و تفاوت دمای بین سیال و دیواره در نهایت به معرفی عدد برینکمن ختم شد. اتلافات لزجت به عنوان عامل افزایش دما

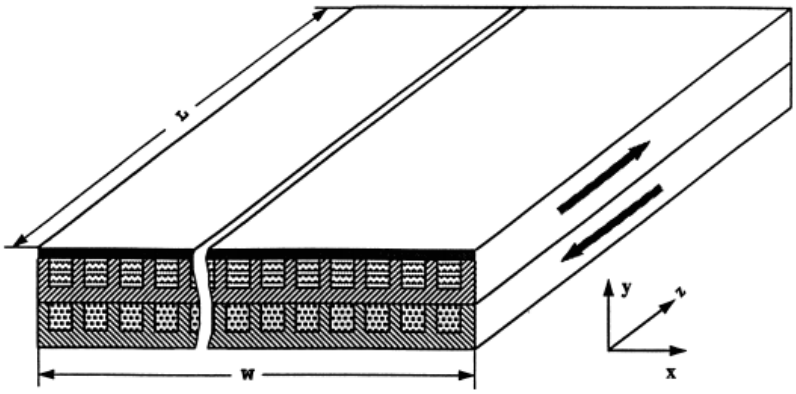
[1] Aspect Ratio
[2] Brinkman Number (Br)

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

در اثر کاهش اندازه ی کانال معرفی شد. آن‌ها همچنین کاهش ناسلت با افزایش عدد رینولدز در ناحیه جریان آرام را با در نظر گرفتن اثرات لزجت بر عدد برینکمن شرح دادند و نتیجه‌گیری کردند که تغییر لزجت با دما باعث افزایش ظرفیت انتقال حرارت می‌شود. در دومین مقاله [۶۴] آن‌ها اثرات عدد برینکمن بر تغییر رژیم جریان در میکروکانال‌ها را بررسی کردند و دریافتند که نقش عدد برینکمن در تبدیل جریان آرام به گذرا نسبت به تبدیل جریان گذرا به مغشوش بسیار پررنگ تر است. ماهولیکار همچنین نقش عدد برینکمن بر جریان درون میکروکانال‌ها را برای به دست آوردن رابطه‌ای جهت بیان انتقال حرارت جابجایی اجباری در ناحیه ی آرام و گذرا و تشریح رفتار غیر معمول انتقال حرارت جابجایی در میکروکانال‌ها مورد ارزیابی قرار داد. تحلیل ابعادی مشخص کرد که عدد ناسلت در ناحیه آرام و گذرا در میکروکانال‌ها با برینکمن، رینولدز، پرانتل و برخی پارامترهای بی بعد هندسی میکروکانال رابطه دارد. وی خاطرنشان کرد که اثرات برینکمن بر انتقال حرارت جابجایی در ناحیه آرام بیشتر از ناحیه گذرا است و در ناحیه مغشوش اثر برینکمن بر انتقال حرارت جابجایی کم اهمیت است.

هارمس و همکاران [۶۵] به مطالعه تئوری و تجربی پیرامون انتقال حرارت اجباری در دو آرایش کانال واحد و کانال متعدد پرداختند. نتایج ایشان نشان داد که افزایش عمق کانال و نیز کاهش عرض کانال عملکرد انتقال حرارت را افزایش می‌دهد. همچنین آنان گذار از جریان آرام به توربولانسی را در رینولدز ۱۵۰۰ مشاهده کردند که مقدار از پیش بینی‌های دیگر کانال‌ها با سایز متداول کمتر است.

وفایی و ژو [۶۶] در یک شبیه‌سازی عددی سه بعدی نشان دادند که میکروکانال دو لایه (شکل ۲-۱) نسبت به میکروکانال یک لایه معمول قابلیت برداشت حرارتی بالاتری دارد. همچنین آنان دریافتند که در حالی که سیستم تامین توان پمپ مورد نیاز در میکروکانال دولایه چندان بیشتر از میکروکانال تک لایه نیست، افزایش دما در راستای جریان بر روی سطح زیرین به شدت کاهش می‌یابد.



شکل ۲-۱: شماتیکی از میکروکانال گرماگیر دولایه ارایه شده توسط وفایی و ژو

چو و همکارانش [۶۷] در سال ۱۹۹۹ عملکرد یک سیستم تهویه مطبوع که دارای کندانسور میکروکانال بود را مورد ارزیابی قرار دادند. آن‌ها گزارش کردند که ظرفیت سرمایی یکسانی حاصل شد در حالی که سطح کندانسور میکروکانال ۸۲٪ سطح کندانسور لوله و پره بود.

کرکود و بالارد [۶۸] یک تحلیل شبیه‌سازی جزئی را برای بررسی مزایای استفاده از مبدل حرارتی میکروکانال در اسپلیت‌های مسکونی انجام دادند. اما فناوری میکروکانال‌ها در این سال نسبتا جدید بود و داده‌های در دسترس برای مقایسه عملکرد سیستم‌های تهویه مطبوع مسکونی برای کندانسورهای میکروکانال در مقایسه با کندانسورهای فین-تیوب وجود نداشت.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

در سال ۲۰۰۰ دینگ و همکارانش [۶۹] به بررسی میکروکانال‌هایی با مقطع مثلثی و سیال عامل *R-134a* و *R12* پرداختند. آزمایش‌های آن‌ها روی میکروکانالی با قطر هیدرولیکی ۴۰۰ تا ۶۰۰ میکرومتر و در محدوده رینولدز ۱۴۰۰ تا ۱۸۰۰ بود. هدف آن‌ها محاسبه افت فشار و ضریب اصطکاک سیال *R-134a* و *R-12* در میکروکانال‌ها بود. در همان سال لی و همکارانش [۷۰] برای محاسبه ضریب اصطکاک نیتروژن در لوله‌های میکرومبدل آزمایش‌هایی روی میکروکانال‌هایی با قطر هیدرولیکی ۸۰ تا ۱۸۰ میکرومتر انجام دادند. ویلین و همکارانش [۷۱] تحقیقاتی بر روی میکروکانال‌هایی با قطر هیدرولیکی ۵۱ تا ۱۶۹ میکرومتر و مقطع ذوزنقه‌ای تدارک دیدند. آن‌ها سیال عامل آزمایش‌های خود را آب یونیزه شده و محدوده رینولدز را ۹۴ تا ۱۴۹۱ انتخاب کرد. هدف آن‌ها به‌دست آوردن ضریب اصطکاک آب در میکروکانال سیلیکونی با مقطع ذوزنقه‌ای بود. در سال ۲۰۰۰، کو و همکارانش [۷۲] همچنین در آزمایش‌های دیگری به بررسی انتقال حرارت سیال عامل آب در میکروکانال‌هایی با مقطع ذوزنقه پرداختند. در همان سال به منظور بررسی تغییر ماهیت جریان از حالت گـذار به آشفته، شارپ و همکارانش [۷۳] در میکروکانال‌هایی به قطر هیدرولیکی ۷۵ تا ۲۴۲ میکرومتر و با سیال عامل آب در محدوده رینولدز ۵۰ تا ۲۵۰۰ آزمایش‌هایی انجام دادند.

فدروف و ویسکانتا [۷۴] انتقال حرارت در میکروکانال‌های گرماگیر را به صورت عددی شبیه‌سازی کردند و نشان دادند که در دیواره‌های کناری داخلی کانال در مقایسه با کف کانال انتقال حرارت بیشتری وجود دارد که به دلیل اثر مقاومت حرارتی کمتر در این دیواره می‌باشد. آمباتیپودی و رحمان [۷۵] در تحقیقی مشابه، نسبت طول به عرض، عدد رینولدز و اثر تعداد میکروکانال در هر لوله بر عملکرد حرارتی را بررسی کردند. آنان نشان دادند که با افزایش عمق کانال و کمتر کردن مواد بکار رفته در بین بخش گرمکن و سردکن می‌توان به پروفیل دمایی یکنواخت‌تر و نیز به تغییرات وسیع‌تری در محاسبه عدد ناسلت دست یافت. همچنین با افزایش عمق کانال، عدد ناسلت به مقدار بیشینه خود رسید، اما با افزایش بیشتر آن کاهش یافت.

تحلیل انتقال حرارت جابجایی گازی توسعه یافته با شار حرارتی ثابت در دیواره برای میکروکانال‌های دو بعدی به منظور محاسبه عدد ناسلت توسط حادجی کنستانتیو و سیمک [۷۶] بررسی شد. عدد نادسن در محدوده ۱/۱-۰/۰۶ و نسبت طول کانال به ارتفاع آن ۲۰ در نظر گرفته شد. آن‌ها با اتخاذ رویکردی مولکولی از تکنیک شبیه‌سازی مونت –کارلو استفاده کردند. آن‌ها بیان کرد که در اعداد نادسن بین ۰/۰۰۱ تا ۰/۱ جریان لغزشی برقرار است و همچنین با افزایش رقت (عدد نادسن)، عدد ناسلت کاهش می‌یابد.

تونک و بایازیت اوغلو [۷۷] انتقال حرارت جابجایی در میکرولوله‌ها را با استفاده از تکنیک تبدیل‌های انتگرالی و با شرایط مرزی دمای ثابت و شار حرارتی ثابت مورد مطالعه قرار دادند. جریان آرام، پایدار و توسعه یافته هیدرودینامیکی همراه با پرش دمایی روی دیواره‌ی لوله و گرمایش ناشی از لزجت سیال در نظر گرفته شده بود. در حالت دما ثابت، با استفاده از یک عدد برینکمن مشخصات اثرات لزجت بر عدد ناسلت در طول لوله ارایه شده و درنهایت در ناحیه توسعه‌یافته عدد ناسلت مشخصی، با مقدار ثابت ارایه گردید. اثر اتلاف لزجت برای حالت‌های گرمایش و سرمایش نیز مطالعه و مقایسه شده است. تحلیل آن‌ها نشان داد که، با افزایش عدد پرانتل، اثر پرش دمایی کاهش می‌یابد، که این کاهش در نهایت منجر به افزایش عدد ناسلت می‌شود. تونک و بایازیت اغلو [۷۸] همچنین انتقال حرارت جابجایی در میکروکانال مستطیلی با شرط مرزی شار حرارتی ثابت را مورد مطالعه قرار دادند. جریان آرام و توسعه‌یافته هیدرودینامیکی و دمایی در نظر گرفته شده و از تکنیک تبدیل انتگرالی برای سرعت و دما استفاده شده است. نتایج استخراج شده مانند نتایج در قسمت قبل (میکرولوله‌های دایروی) بوده، به علاوه این که عدد ناسلت توسعه یافته برای مقادیر مختلف نسبت هندسی ارایه شده است.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

یو و امیل [۷۹] با استفاده از تکنیک تبدیل خطی اصلاح شده انتگرالی، به حل معادله انرژی جابجایی اجباری در جریان لغزشی آرام توسعه یافته در میکروکانال‌های مستطیلی پرداختند. دمای میانگین، ناسلت محلی و توسعه یافته استخراج شده و آن‌ها بیان داشتند که انتقال حرارت نسبت به شرایط جریان غیرلغزشی بسته به دو متغیر بی‌بعد که شامل اثرات رقت و اثرات متقابل دیواره و سیال می‌شود، می‌تواند افزایش یا کاهش یابد و یا ثابت باشد. نقطه گذار که در آن افزایش انتقال حرارت به کاهش تبدیل می‌شود برای نسبت‌های هندسی مختلف مشخص شده است.

دیباری و همکارانش [۸۰] در سال ۲۰۰۱ در میکروکانالی با سیال عامل آب در محدوده رینولدز ۷۰ تا ۵۳۰۰۰ به بررسی ضریب اصطکاک در طی یک سری آزمایش‌ها پرداخت. کاندلیکار و همکارانش [۸۱] به بررسی زبری سطح روی انتقال حرارت و ضریب اصطکاک در میکروکانال‌ها پرداختند. آن‌ها با انتخاب سیال عامل آب آزمایش‌هایی را روی میکروکانال‌هایی با ابعاد مقطع ۶۲۰ تا ۱۰۶۷ میکرومتر و در محدوده رینولدز ۵۰۰ تا ۳۰۰۰ انجام دادند.

ژاو [۸۲] در سال ۲۰۰۱ مطالعاتی در زمینه انحراف و زاویه فین های فشرده داشت و بیان کرد حالت جریان و زاویه شیار مبدل‌های فشرده اثر مهمی بر ضریب انتقال حرارت دارد و در نوع جریان و راندمان مبدل تاثیر گذار است.

در سال ۲۰۰۲ گاوو و همکارانش [۸۳] درمیکروکانال‌هایی با ابعاد مقطع ۱۹۹ تا ۱۹۲۳ میکرومتر و با سیال عامل آب آزمایش‌هایی را برای بررسی تاثیر اندازه میکروکانال بر ضریب اصطکاک و انتقال حرارت انجام دادند. در همان سال جودی و همکارانش [۸۴] در طی آزمایش‌هایی به بررسی افت فشار اصطکاکی مایعات در میکروکانال‌ها پرداختند. آن‌ها آزمایش‌های خود را در میکرومبدل‌هایی با ابعاد مقطع کانال ۱۵ تا ۱۵۰ میکرومتر و سیال عامل آب و متانول انجام دادند. کو و مداوار [۸۵] در میکروکانال‌هایی با ابعاد مقطع ۳۴۹ میکرومتر و با سیال عامل آب یونیزه شده در محدوده رینولدز ۱۳۹ تا ۱۶۷۲ آزمایش‌هایی را برای بررسی افت فشار، ضریب اصطکاک و انتقال حرارت آب در میکروکانال‌ها ترتیب دادند.

پنگ و همکاران در سال ۲۰۰۲ [۸۶] انتقال حرارت جابجایی تک فاز در ساختارهای میکروکانالی غیر دایروی را بررسی کردند. آنان تصحیحات مورد نیاز برای میکروکانال‌ها را بررسی کردند و اختلاف این تصحیحات با تصحیحات مورد نیاز برای کانال‌های معمول را ارایه کردند. در جریان آرام، تصحیحات مختلف مقایسه شدند و اثر هندسه مورد بحث قرار گرفت. آنان دریافتند که نسبت طول به عرض بهینه‌ای که سبب به‌دست آمدن ماکزیمم انتقال حرارت در جریان آرام می‌گردد زمانی رخ می‌دهد که ارتفاع کانال مقداری در حدود ۰/۷۵ عرض کانال را به خود بگیرد. از طرفی دیگر، نسبت طول به عرض بهینه در جریان توربولانس به مقدار عددی ۰/۵ کاهش می‌یابد. در نهایت آنان مشخص کردند که برای شناسایی پارامترهای انتقال حرارت در میکروکانال‌های غیر دایروی ابهام خاصی وجود ندارد. در سال ۲۰۰۲ سلتا و همکارانش [۸۷] از R-114 دریک میکرومبدل با ابعاد ۱۳۰ میکرومتر استفاده کرد. او در محـدوده رینولدز ۱۰۰ تا ۸۰۰۰ آزمایش‌هایی را برای بررسی ضریب اصطکاک و انتقال حرارت در لوله‌های مویرگی انجام داد.

ژو و همکاران [۸۸] در سال ۲۰۰۲ اثر جمله اتلاف لزجت را در جریان مایع درون میکروکانال مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها ادعا کردند که در نظر نگرفتن جمله اتلاف لزجت، عامل انحراف از حالت معمول در بررسی جریان در میکروکانال است زیرا این جمله به دلیل گرادیان سرعت بالا در کانال‌هایی با قطر هیدرولیکی کوچک عدد بزرگی خواهد بود. آن‌ها یک معیار برای محدوده اهمیت اثرات اتلاف لزجت در جریان درون میکروکانال، ارایه کردند.

ارزیابی عملکرد سیستم کولرهای خانگی با کندانسورهای میکروکانال به صورت آزمایشگاهی توسط کیم و بولارد [۸۹] بررسی شد. در این پژوهش، ویژگی‌های سیستم مانند ظرفیت، نرخ بازده انرژی، دما و فشار مکش و تخلیه ارایه

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

و با سیستم معمولی مقایسه شده است. در این تحقیق، نرخ انتقال حرارت بر واحد حجم هسته مرکزی[1] مبدل حرارتی میکروکانال بین ۱۴ تا ۳۳۱ درصد بیشتر از مبدل‌های حرارتی با لوله‌های دایروی فین‌دار بودند. نیاز به شارژ مبرد برای یک کولر پنجره‌ای با کندانسور میکروکانال حدود ۳۵ درصد نسبت به سیستم پایه معمولی کمتر گزارش شد و علاوه بر این، حجم و وزن هسته کندانسور می‌تواند به ترتیب ۵۵ و ۳۵ درصد کاهش یابد.

پارک و رنجاک [۹۰] به مقایسه تجربی یک کندانسور میکروکانال و یک کندانسور لوله و پره مرسوم مورد استفاده در یک سیستم تهویه مطبوع با مبرد R410A پرداختند. آن‌ها نشان دادند که سیستم با کندانسور میکروکانال ضریب عملکرد و ظرفیت کندانسور را نسبت به مدل مرسوم افزایش می‌دهد. آن‌ها افزایش انتقال حرارت و ظرفیت و ضریب عملکرد را گزارش کردند.

یانگ [۹۱] نیز به بررسی آزمایشگاهی ضریب اصطکاک هوا در میکرو مبدل‌های حرارتی با ابعاد ۱۷۳ تا ۴۰۱ میکرومتر در محدوده رینولدز ۱۲۰۰ تا ۳۸۰۰ پرداخت. وو و چنگ [۹۲] در سال ۲۰۰۳، در میکروکانال‌هایی با مقطع ذوزنقه و ابعاد ۲۶ تا ۲۹۱ میکرومتر آب یون زدایی شده را در محدوده رینولدز زیر ۳۲۰۰ مورد آزمایش قرار داد تا در میکروکانال‌های سیلیکونی ضریب اصطکاک آب را مورد ارزیابی قرار دهند. لی و گوو [۹۳] در سال ۲۰۰۳ بر مبنای روابط تحلیلی دست به پژوهشی به منظور بررسی تاثیر میزان اصطکاک سطحی ناشی از زبری بر جریان سیال تک فاز در مقیاس میکرو زدند. نتایج بیان می‌کرد اصطکاک سطحی در میکرو کانال‌ها سبب ایجاد پروفیل سرعت تخت‌تر و ضریب اصطکاک و عدد ناسلت بزرگ‌تر می‌شود.

کیم و گرول [۹۴] عملکرد یک سیستم پمپ حرارتی اسپلیت مسکونی (دارای مبرد R-22) را در حالت مرسوم (فین-تیوب) با زمانی که از مبدل‌های حرارتی میکروکانال استفاده می‌شوند، مقایسه کردند. مبدل‌های حرارتی میکروکانال به‌صورت عمودی با زاویه ۱۵ درجه و با تراکم پره بین *fpi* ۱۵ تا *fpi* ۲۰ نصب شدند. مبدل‌های حرارتی میکروکانال در حدود ۲۳٪ سطح روبروی[2] کوچکتر و ۳۲٪ حجم داخلی کمتر نسبت به کندانسور فین-تیوب داشتند. در حالتی که از مبدل حرارتی میکروکانال به عنوان کندانسور استفاده شد، افزایش ضریب عملکرد بین ۱ تا ۶ درصدی (وابسته به تراکم پره و موقعیت مبدل‌های حرارتی) برای مبدل حراتی میکروکانال ثبت شد. همچنین سیستم هنگامی که تراکم پره *fpi* ۲۰ بود عملکرد بهتری از خود نشان داد. در حالتی که از مبدل حرارتی به عنوان اواپراتور استفاده شد، سیستم پایه عملکرد بهتری از خود نشان داد.

در سال ۲۰۰۴ سیه و همکارانش [۹۵] آب یون زدایی شده را در میکروکانالی با مقطع مربعی و طول ضلع ۱۴۶ میکرومتر در محدوده رینولدز زیر ۱۰۰۰ مورد آزمایش قرار داد تا ضریب اصطکاک جریان آب را در میکروکانال‌های با مقطع مستطیلی بررسی کند. در همان سال اوهایب و پالم [۹۶] به منظور بررسی انتقال حرارت جابجایی سیال *R134a* در میکروکانال‌ها در محدوده رینولدز ۱۰۰۰ تا ۱۷۰۰۰ و در میکروکانال‌هایی با قطر مقطع ۸۰۰ تا ۱۷۰۰ میکرومتر آزمایش‌هایی انجام دادند.

گاریملا [۹۷] در پژوهشی آزمایشگاهی، آشکارسازی جریان در میکرو و مینی‌کانال برای توسعه مدل‌های انتقال حرارت و افت فشار حین چگالش مبردها را ارایه کردند. او مکانیزم‌های جریان چگالش برای لوله‌های مستطیلی، مربعی و دایروی با قطرهای هیدرولیکی ۱ تا ۵ میلی‌متر با تکنیک آشکارسازی آزمایشگاهی ویژه ثبت کرد.

[1] Unit core volume

2 سطح روبرو که هوا به کندانسور برخورد می‌کند

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

لیو و گاریملا [۹۸] جریان سیال و انتقال حرارت در میکروکانال‌ها را به‌صورت عددی بررسی و تایید کردند که رفتار میکروکانال‌ها تقریبا مشابه کانال‌های معمولی است و تحلیلشان نشان داد که روابط رایج، پیش‌بینی‌های قابل اعتمادی از ویژگی‌های جریان آرام در میکروکانال‌های مستطیلی با قطرهای هیدرولیکی بین ۹۷۴-۲۴۴ میکرومتر ارایه می‌دهند.

لی و همکاران [۹۹] در سال ۲۰۰۴ انتقال حرارت جابجایی آب را در یک میکروکانال سه بعدی با فرض جریان آرام توسعه یافته هیدرودینامیکی (معادلات جریان دو بعدی و معادلات انتقال حرارت سه بعدی) حل کردند. مقطع میکروکانال مورد بررسی، μm ۱۸۰×۵۷ و طول آن mm ۱۰ بود. آن‌ها از روش اختلاف محدود برای حل معادلات استفاده کرده و اثر پارامترهای هندسی مختلف را در کنار اثر خواص وابسته به دما مورد بررسی قرار دادند. نتایج نشان داد که تغییر خصوصیات با دما تاثیر بسزایی در جریان و همچنین انتقال حرارت سیال در میکروکانال دارد. بعلاوه اگرچه در دبی‌های جریان بالا یا اعداد رینولدز بالا دمای توده مایع در طول کانال بصورت شبه خطی افزایش می‌یابد اما در دبی‌های جریان پایین شرایط بدین‌گونه نیست.

سابرامانیام [۱۰۰]، به بررسی مشکل توزیع نامناسب جریان هوای رسیده به کندانسور که موجب افت عملکرد می‌شود پرداخت. ابتدا یک کندانسور دارای میکروکانال با پره چند کرکره‌ای جهت دفع بار حرارتی یک سیستم خنک‌کننده تحت شرایط جریان هوای یکنواخت طراحی شد. تنظیمات مسیر سمت لوله، ابعاد لوله و هندسه شبکه و پره جهت دستیابی به عملکرد بهینه تغییر داده شد. سپس، ضرایب انتقال حرارت سمت هوا و مبرد و افت فشار با استفاده از روابط در مراجع محاسبه شدند. نتایج نشان داد که فرآیند طراحی منجر به کاهش ۱۹ درصدی در وزن کندانسور مورد نیاز شد.

کیم [۱۰۱] روش کاهش مقاومت حرارتی را توسعه داد تا مقاومت حرارتی بهینه و مبدل حرارتی میکروکانال کوچک شود. جئونگ و همکارانش [۱۰۲] در سال ۲۰۰۴ عملکرد سه کندانسور میکروکانال را که دارای مساحت‌های انتقال حرارت هوای جانبی مختلف (شامل لوله و پره‌ها) اما مساحت روبرو یکسانی داشتند (با تنظیم لوله‌ها و گام پره‌ها[1]) را مورد بررسی قرار دادند. با افزایش مساحت انتقال حرارت به میزان ۷۳/۹٪، ۸۴/۲٪ و ۸۸/۵٪ مبدل حرارتی لوله و پره، ظرفیت سرمایشی و ضریب عملکردها به سیستم کندانسور لوله و پره نزدیک شد.

مورینی [۱۰۳] در سال ۲۰۰۴ مقالات تجربی زیادی پیرامون جریان تک فاز میکرو کانال را در مورد مطالعه قرار داد و اظهار داشت نتایج میکروکانال با کانال معمولی متفاوت است. او همچنین به این نتیجه رسید که داده‌های به‌دست آمده توسط افراد مختلف برای میکروکانال‌ها با یکدیگر زیاد همخوانی ندارد. وی شناخت سیال در ابعاد میکرو را منوط به انجام آزمایشات دقیق تر دانست و دلایل عدم مطابقت نتایج را به شرح زیر اعلام داشت:

- رقیق شدن
- تراکم پذیری
- اثرات اتلاف لزجت
- اثرات الکترواسموزی
- تغییر ویژگی با دما
- شرایط سطح کانال

[1] Fin pitch

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

- عدم دقت در اندازه‌گیری

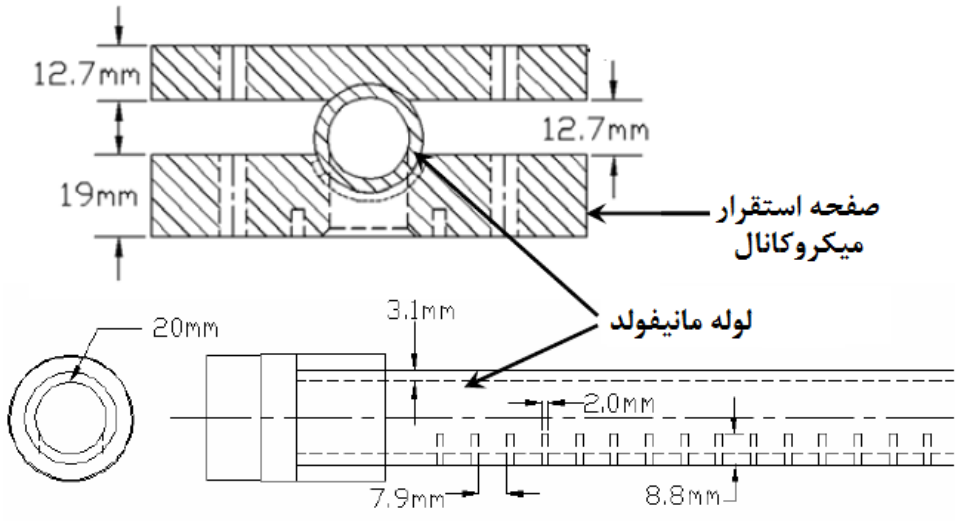
در سال ۲۰۰۵ زو و لیو [۱۰۴] جابجایی آرام اجباری را برای جریان گاز درون میکرو کانال‌ها با مقطع دلخواه با شرط مرزی شار حرارتی محوری ثابت، شرط جریان لغزشی و پرش دمایی به طور تئوری مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها عدد ناسلت میانگین و پروفیل دما را برای سیال غیر قابل‌تراکم، توسعه یافته حرارتی و هیدرودینامیکی، به‌دست آوردند. سپس مطالعه خود را بر روی مقاطع مستطیلی و مثلثی که کاربرد بیشتری دارد متمرکز کردند و سرانجام به این نتیجه رسیدند که عدد ناسلت میانگین در جریان‌های لغزشی معمولا کوچک‌تر از مقدار مشابه در جریان‌های غیر لغزشی است. در سال ۲۰۰۵، گمرات و همکاران [۱۰۵] جریان سه‌بعدی و انتقال حرارت در یک میکروکانال گرماگیر مستطیلی را به صورت عددی بررسی کردند. در این شبیه‌سازی کوپلینگ بین انتقال حرارت جابجایی در میکروکانال و رسانش در دیواره و کل ماده جامد در نظر گرفته شده است. نتایج شبیه‌سازی با استفاده از مدل پیوستگی (معادلات جرم، مومنتم و انرژی) در تطابق خوبی با داده‌های منتشر شده در انتقال حرارت و جریان در کانال‌های سه بعدی می‌باشد.

لی و همکاران [۱۰۶]، در سال ۲۰۰۵ به بررسی عددی انتقال حرارت جابجایی آرام در جریان برای میکروکانال‌های غیردایروی پرداختند. سیال عامل در این پژوهش آب و دو مقطع مثلثی و ذوزنقه‌ای در شبیه‌سازی‌ها اعمال شد. نتایج آن‌ها نشان داد که عدد ناسلت در ناحیه توسعه یافته در میکروکانال‌ها، بر خلاف کانال‌هایی با اندازه متداول که در آن عدد ناسلت در جریان آرام با افزایش رینولدز ثابت می‌ماند، افزایش می‌یابد. در ادامه، با مقایسه دو مقطع عرضی بیان شد که ضریب انتقال حرارت توسعه یافته در سطح مقطع عرضی ذوزنقه‌ای مقدار بزرگتری به خود می‌گیرد.

رولین و همکاران [۱۰۷] از یک روش اندازه‌گیری برای شناسایی الگوی جریان دوفاز در میکرولوله‌ها استفاده کردند تا فرکانس حباب‌های تولید شده در میکرو اواپراتور، نرخ‌های برخورد این حباب‌ها، طول توزیعشان و همچنین میانگین سرعتشان را مشخص کنند. در سال ۲۰۰۶ ستین و همکارانش [۱۰۸] انتقال حرارت در میکرولوله‌ها و میکروکانال‌های دو بعدی را با فرض جریان لغزشی و صرف‌نظر از هدایت حرارتی محوری برای حالات دما ثابت و شارحرارتی ثابت بررسی کردند. جریان آرام، تک فاز، تراکم ناپذیر، توسعه یافته هیدرودینامیکی و دمایی و با خواص ترموفیزیکی ثابت در نظر گرفته شده و با استفاده از حل تحلیلی، پروفیل توسعه یافته سرعت به دست آمده و معادلات انرژی با انتقال مساله‌ی پایدار به یک مساله گذرا و سپس روش اختلاف محدود حل شده است. اثرات رقت که برای جریان در فشارهای پایین و جریان در هندسه‌های میکرو اهمیت می‌یابد، همچنین اثرات اتلاف لزجت که در سیالات با سرعت بالا و جریان در لوله‌های طویل اهمیت دارد، اعمال شده‌اند. در نهایت اثرات رقت و اتلاف لزجت روی عدد ناسلت مورد بررسی قرار گرفته است.

باورز و همکاران [۱۰۹]، به صورت آزمایشگاهی توزیع مبرد R-134a در یک چندراهه ورودی میکروکانال را بررسی کردند. در اینجا، مبرد دو فاز به ردیف خطی ۱۵ میکروکانال توزیع می‌شود (شکل ۳-۱). توزیع مایع در چندراهه ورودی میکروکانال وابسته به شار جرم ورودی، کیفیت ورودی، هندسه سطح مقطع و طول ورود در ورودی می‌باشد. به صورت کلی، وقتی شار جرم و عمق بیرون‌زدگی افزایش می‌یابد توزیع جریان یکنواخت‌تر می‌شود و بهترین توزیع زمانی رخ داد که میکروکانال‌ها تا عمق سه‌چهارم چند راهه بیرون آمده باشند.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۳-۱: مقطع مانیفولد میکروکانال [۱۰۹]

کو و کلینسترر [۱۱۰] و [۱۱۱] در سال ۲۰۰۴ و ۲۰۰۵ با استفاده از آنالیز ابعادی و شبیه‌سازی عددی اثر جمله اتلاف لزجت را بر میدان دما و ضریب اصطکاک بررسی کردند. آن‌ها با مقایسه جملات مختلف در معادله انتقال حرارت، دریافتند که زمانی که ابعاد سیستم کوچک می‌شود (بعنوان مثال برای آب هنگامی که قطر هیدرولیکی کوچکتر از ۵۰ میکرومتر می‌شود)، اثر جمله اتلاف لزجت بر ضریب اصطکاک بیشتر می‌شود. آن‌ها سه عامل قطر هیدرولیکی، عدد رینولدز و عدد برینکمن را پارامترهای تعیین کننده اثر جمله اتلاف لزجت بیان کردند و نتیجه‌گیری کردند که این جمله برای سیالاتی با ظرفیت حرارتی پایین و لزجت بالا اهمیت پیدا می‌کند. نتایج آن‌ها نشان داد که اثر تغییر خواص با دما بر اتلاف لزجت در کانال‌های طویل با قطر هیدرولیکی کوچک و بخصوص برای سیال مایع با اهمیت می‌شود. این اثر، باعث افزایش دمای سیال و در نتیجه کاهش اثر اتلاف لزجت می‌شود. آن‌ها همچنین دریافتند که حذف اثر اتلاف لزجت ممکن است بر اندازه‌گیری ضریب اصطکاک در کانال تاثیر بگذارد.

لی و همکارانش [۱۱۲] در سال ۲۰۰۵ به بررسی تجربی و عددی جریان درون میکروکانال پرداختند تا قابلیت تئوری کلاسیک که برای کانال‌هایی با ابعاد متداول استفاده می‌شد را برای بررسی رفتار حرارتی میکروکانال مورد ارزیابی قرار دهند. آن‌ها چشمه گرمایی از جنس مس استفاده کردند که عمق کانال ۵ برابر عرض آن بود. نتایج آن‌ها نشان داد که در محدوده اعداد رینولدز در نظر گرفته شده (۳۰۰ تا ۳۵۰۰) داده‌های تجربی همخوانی خوبی با نتایج بدست آمده از روش‌های کلاسیک مبتنی بر فرض پیوستگی دارد. آن‌ها برای حل معادلات از نرم‌افزار فلوئنت استفاده کردند. آن‌ها همچنین نتایج مراجع مختلف تحلیلی را با حل عددی مقایسه کردند و جدول مناسبی از دقت هر یک از مراجع تحلیلی و مقایسه نتایج‌آن‌ها با نتایج عددی ارایه کردند.

فولی و همکاران [۱۱۳] در سال ۲۰۰۶ ابعاد هندسی بهینه برای میکروکانال در مبدل حرارتی میکروکانال به‌دست آوردند. در این تحقیق از دو رویکرد به همین منظور استفاده شد که از ترکیب *CFD* به ترتیب با یک روش تحلیلی و روش الگوریتم ژنتیک ایجاد شدند.

با توجه به مطالعات ژیا و همکاران [۱۱۴]، کاهش ضریب انتقال حرارت و افزایش افت فشار به دلیل مقدار برفکی که در توده‌های هوای بین لوله‌های میکروکانالی شکل می‌گیرد پدید می‌آید. همچنین، پادمانابهان و همکاران [۱۱۵]

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

به بررسی عملکرد چرخه برفک زدایی در مبدل‌های حرارتی میکروکانال پرداخته اند و نتایج نشان می‌دهد که رشد برفک در لوله‌های میکروکانالی در مقایسه با لوله‌های متداول ۵۰ درصد بیشتر گذارش شده است.

در ۲۰۰۶، احمد خان و همکاران [۱۱۶] مبدل حرارتی میکروکانال را با بکارگیری روش کاهش تولید انتروپی بهینه کردند. تا قبل از ۲۰۰۶، اکثریت مطالعات بر روی ایزوله کردن تجهیزات مبدل حرارتی متمرکز بود، اما از سال ۲۰۰۶، لینگار و گاریملا [۱۱۷] تحقیقی را در راستای بهینه‌سازی کل سیستم شامل مبدل‌های حرارتی میکروکانال، پمپ‌ها، پره‌های جریان هوا، پنکه‌ها یا دمنده‌ها و غیره انجام دادند. در ۲۰۰۷، اوکنده و همکاران [۱۱۸] هندسه بهینه (نسبت منظری و شکل کانال بهینه) را با استفاده از روش مدل‌سازی المان محدود[1] به‌دست آوردند.

یان و همکارانش [۱۱۹] در سال ۲۰۰۶ به مقایسه عملکرد سیستم‌های تهویه مسکونی که از مبدل‌های حرارتی میکروکانال و فین-تیوب استفاده می‌کنند، پرداختند (متاسفانه آن‌ها توضیح دقیقی در مورد شکل کانال و ابعاد بهینه ارایه نکردند). آن‌ها یک سیستم تهویه مطبوع مسکونی با ظرفیت kW ۷ که دارای کندانسورِ لوله و پره بود را به عنوان سیستم پایه انتخاب کردند و سپس کندانسور لوله و پره با کندانسور میکروکانال جایگزین شد (مساحت وجه[2] هر دو یکسان انتخاب شد). نتایج آزمایش نشان داد که سیستم با مبدل حرارتی میکروکانال شارژ مبرد را حدود ۱۰٪ کاهش داد، ضریب عملکرد[3] به میزان ۶٪ تا ۱۰٪ افزایش یافت و نسبت بازدهی انرژی فصلی[4] را به میزان ۷٪ در مقایسه با سیستم تهویه مطبوع پایه افزایش داد. به علاوه، فشار چگالش سیستم به میزان kPa ۱۰۰ و افت فشار عرضی کندانسور به میزان ۸۴٪ کاهش یافت. آن‌ها نشان دادند که مبدل حرارتی میکروکانال نسبت بازدهی انرژی فصلی سیستم تهویه مطبوع مسکونی را به دلیل انتقال حرارت بهتر و افت فشار کمتر، افزایش داده است.

باویر و همکارانش [۱۲۰] در سال ۲۰۰۶ به بررسی عددی و تجربی جریان و انتقال حرارت دو بعدی سیال در میکروکانال پرداختند. آن‌ها در حقیقت دو کار قبلی این تیم که تحت رهبری فاور مارینت بود را ادامه دادند. آن‌ها رژیم‌های جریان آرام در حال توسعه، ناحیه انتقال و آشفته ($۲۰۰ < Re < ۸۰۰۰$) را مورد مطالعه قرار دادند. همانند کارهای قبل با کاهش ارتفاع کانال، یک کاهش شدید در عدد ناسلت مشاهده شد که با بررسی‌هایی که انجام شد، دلیل این امر مشکل در اندازه‌گیری دمای سطح مشترک جامد و مایع اعلام شد. با در نظر گرفتن این میزان خطا و محاسبه مجدد عدد ناسلت مقدار جدید با قوانین کلاسیک کانال‌های متداول مطابقت داشت.

هروینگ و ماهولیکار [۱۲۱] در سال ۲۰۰۶ با استفاده از نرم افزار CFX به حل معادلات جریان و انتقال حرارت آب در میکرولوله پرداختند. آن‌ها با تقسیم انواع جریان از لحاظ وابستگی خصوصیات لزجت به دما به چهار مدل که از خصوصیات فیزیکی ثابت شروع شده و به خصوصیات کاملا وابسته لزجت به دما ختم می‌شد، بیان کردند که جریان درون میکروکانال باید حتما با در نظر گرفتن وابستگی خصوصیات به دما یعنی مدل چهارم باشد. آن‌ها دلیل اثر زیاد دما در ابعاد میکرو را کاهش محدوده عدد رینولدز و افزایش گرادیان دمای محوری بیان کردند. نتایج آن‌ها نشان داد که با افزایش شار حرارتی اعمالی، عدد ناسلت به جای اینکه در امتداد کانال به یک مقدار ثابت میل کند، در جهت

[1] Finite Element Method
[2] Face area
[3] Coefficient of Performance (COP)
[4] Seasonal Energy Efficiency Ratio (SEER)

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

طولی افزایش می‌یابد. مقایسه نسبت افزایش عدد ناسلت نسبت به مقدار بدست آمده با فرض خصوصیات ثابت بیانگر افزایش تا ۳۰٪ بوده است.

لی و گاریملا [۱۲۲] در سال ۲۰۰۶ جریان سه بعدی آرام جابجایی اجباری سیال آب را در بخش ورودی یک میکروکانال مستطیلی بصورت عددی شبیه‌سازی کردند. آن‌ها ناحیه جامد را در نظر نگرفته و شرط مرزی مناسب را جایگزین کردند. برای حل نیز آن‌ها شرایط جریان را توسعه یافته هیدرودینامیکی فرض کردند و از نرم‌افزار فلوئنت استفاده کردند. آن‌ها بر اساس نتایج خود، روابطی را برای عدد ناسلت در میکروکانال استخراج کردند که همخوانی خوبی با نتایج تجربی داشت.

یون و همکاران [۱۲۳] یک مبدل حرارتی میکروکانـال را با استفاده از روش حجم محدود تحلیل کردند. افت فشار و ضرایب انتقال حرارت سمت هوا و مبرد توسط روابط موجود محاسبه شد. معمولا CO_2 نسبت به دیگر مبردها، افت فشار کمتری از خود نشان می‌دهد. عملکرد اواپراتور میکروکانال برای سیستم‌های CO_2 (به عنوان مبرد) می‌تواند با تغییر نرخ جریان و فضای پره بهبود یابد. همچنین پیشنهاد شد که تنظیمات صفحات و سرعت ورودی هوا در مبدل‌های حرارتی میکروکانال، نیاز است متناسب با حجم مبدل حرارتی، شرایط هوای خروجی و ظرفیت مورد نیاز تنظیم شود.

در سال ۲۰۰۷ رنجاک و توو [۱۲۴] در میکروکانال‌هایی با مقطع دایروی و قطر مقطع ۷۰ تا ۳۰۵ میکرومتر آزمایش‌هایی را با سیال عامل R-134 و در محدوده رینولدز ۱۱۲ تا ۹۱۸۰ به منظور بررسی افت فشار R-134 مایع و بخار در میکروکانال‌ها انجام دادند. در همان سال لی [۱۲۵] یک پژوهش عددی روی میکروکانالی با مقطع دایروی و قطر مقطع ۱۰۰ میکرومتر، با سیال عامل آب و در محدوده رینولدز ۱۰ تا ۲۰۰ به منظور بررسی هیدرودینامیک و انتقال حرارت جریان در میکروکانال‌ها انجام دادند. لی و وانگ نیز [۱۲۶] به مطالعه عددی تاثیر انحنا در انتقال حرارت میکروکانال‌ها پرداخت. مدل مورد مطالعه آن‌ها در محدوده رینولدز ۱۳۰ تا ۵۴۱ شبیه‌سازی شد.

ژی و همکاران [۱۲۷] در پژوهشی عددی، انتقال حرارت و افت فشار را در میکروکانال گرماگیر با سیال عامل آب تک فاز بررسی کردند تا اثر ویژگی‌های هندسی کانال را به صورت پارامتری تحلیل کنند. هدف این تحقیق بهینه سازی هندسه کانال به صورتی که بیشترین شار حرارتی و کمترین افت فشار و مقاومت حرارتی حاصل شود می‌باشد. نتایج ایشان نشان دهنده کاهش افت فشار و مقاومت حرارتی با افزایش ارتفاع کانال بود و مقدار بهینه برای ارتفاع، عرض و ضخامت کف کانال به ترتیب ۵، ۰/۵ و ۰/۲ میلی‌متر به‌دست آمد. در نتیجه، با وجود اینکه با استفاده از کانال باریک، طویل و با پهنای کم افت فشار بیشتری خواهیم داشت، ولی به دلیل عملکرد حرارتی بهتر استفاده از این نوع کانال‌ها پیشنهاد شده است.

در سال ۲۰۰۷، ریج و همکارانش [۱۲۸] انتقال حرارت جابجایی اجباری و ضریب اصطکاک جریان لغزشی گاز در یک میکروکانال مستطیلی با شرط مرزی شار حرارتی ثابت را بررسی کردند. جریان گاز دو بعدی، پایدار، آرام و به لحاظ هیدرودینامیکی و دمایی توسعه‌یافته در نظر گرفته شده است و اثرات عدد نادسن، ضریب تطابق و جریان خزشی بر اعداد پوازی و ناسلت مورد بررسی قرار گرفتند. در نهایت ترم‌های مرتبه دوم سرعت و سرعت خزشی به عنوان پارامترهایی که اثرات قابل ملاحظه‌ای بر اعداد پوازی و ناسلت دارند، معرفی شده‌اند.

کنگ و سنگ [۱۲۹]، به صورت تئوری ویژگی‌های سیالی و حرارتی مبدل حرارتی میکروکانال با جریان مقطعی را با فرض جریان تراکم ناپذیر، آرام و پایا در کانال‌های مستطیلی با ارتفاع و پهنای پره ۳۲ و ۲۰۰ میکرومتر مدل

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

کردند. نتایج آن‌ها با کار آزمایشگاهی اعتبارسنجی شد و اثر تغییر ماده از مس به سیلیکون و همچنین ابعاد روی عملکرد را بررسی کردند. بررسی‌ها نشان داد که به ازای مقدار اثربخشی یکسان، با کمی افزایش دمای سیال کاری، نرخ انتقال حرارت افزایش می‌یابد، اما کاهش افت فشار نیز رخ می‌دهد. سعیدی و خیابانی [۱۳۰] با شبیه‌سازی تحلیلی میکروکانال گرماگیر به صورت یک محیط متخلخل، نشان داده‌اند که میکروکانال گرماگیر چند لایه ظرفیت حرارتی بسیار بالاتری نسبت به میکروکانال یک لایه دارد.

چو و چو [۱۳۱] شش اواپراتور میکروکانال با مبرد R22 را که برای سیستم تهویه مطبوع طراحی شده بودند را مورد آزمایش قرار دادند. داده‌های آزمایش نشان داد که نسبت مساحت جریان و طراحی لوله بازگشتی تاثیر زیادی بر ظرفیت سرمایشی اواپراتور دارند. اواپراتور با ۱۲ لوله بازگشتی و ۳ مدار بهترین ظرفیت سرمایشی را داشتند.

گیودایس و همکارانش [۱۳۲] در سال ۲۰۰۷ بصورت پارمتریک اثرات اتلاف لزجت و لزجت وابسته به دما را در جریان آرام آب مایع در میکروکانالی با سطح مقطع ثابت در هر دو نوع جریان از لحاظ دمایی در حال توسعه و از لحاظ هیدرودینامیکی و دمایی در حال توسعه مورد بررسی قرار داند. آن‌ها تغییرات لزجت با دما را بصورت خطی در نظر گرفتند و دیگر خواص سیال را ثابت فرض کردند. آن‌ها از شرط مرزی دما ثابت استفاده کردند و با استفاده از روش المان محدود برای حل جریان و انتقال حرارت در میکروکانال‌هایی با سطح مقطع‌های مختلف استفاده کردند. با توجه به نتایج بدست آمده، آن‌ها نتیجه گرفتند که اتلاف لزجت و لزجت وابسته به دما در جریان جابجایی اجباری آرام سیال در میکروکانال مستقیم اهمیت زیادی دارند و قابل صرفنظر کردن نیستند.

کومار [۱۳۳] در ۲۰۰۷ به مطالعه مشخصه‌های هیدرودینامیکی و انتقال حرارتی مبدل حرارتی دولوله‌ای مارپیچ در مقیاس ازمایشگاهی پرداخت. او در جهت این پژوهش با کد تجاری فلوئنت شبیه‌سازی عددی انجام داد و نتایج عدد ناسلت و ضریب اصطکاک با داده‌های آزمایشگاهی مشابه مقایسه کرد. این نتایج با یکدیگر هم‌خوانی داشته و یک دیگر را تایید می‌کنند.

کروس و همکارانش [۱۳۴] در سال ۲۰۰۷ معادلات ناویر استوکس را برای جریان تراکم ناپذیر با خواص ثابت با استفاده از روش اجزاء محدود مبتنی بر گام کسری[1] حل کردند. آن‌ها اثر حضور زبری را بصورت مخروط‌های سه بعدی در سطح دیواره دیدند. آرایش‌های مختلف و همچنین ارتفاع‌های مختلف این زبری‌ها مورد بررسی قرار گرفت. نتایج بیانگر اثر قابل توجه زبری بر افت فشار و اثر ناچیز آن بر عدد ناسلت بود. البته واضح است که نتایج به شکل زبری‌ها و چیدمان آن‌ها وابسته است.

مورینی و اسپیگا [۱۳۵] در سال ۲۰۰۷ به بررسی عددی جریان مایع در میکروکانال با شکل مقطع‌های مختلف پرداختند و نقش جمله اتلاف لزجت را بررسی کرده و روابطی را برای ارتباط بین عدد ناسلت و عدد برینکمن در میکروکانال‌های سیلیکونی ارایه دادند. آن‌ها یک معیار برای در نظر گرفتن جمله اتلاف الزجت ارایه کردند و نشان دادند که نوع سیال و نسبت منظری کانال تاثیر بسزایی در میزان اهمیت جمله اتلاف لزجت در میکروکانال دارند. در حالی که برای ایزوپروپانول در قطرهای هیدرولیکی کمتر از μm ۲۰۰ جمله اتلاف لزجت باید در نظر گرفته شود، این مقدار برای آب به μm ۵۰ می‌رسد. درنهایت آن‌ها نشان دادند که بهبود انتقال حرارت تنها با کاهش بی‌قید و شرط ابعاد کانال

[1] fractional step

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

امکان پذیر نیست و هر چه با کاهش ابعاد ضریب انتقال حرارت افزایش می‌یابد، جمله اتلاف لزجت اثر خود را بصورت افزایش دمای سیال و کاهش عدد ناسلت بیشتر نشان می‌دهد.

درسال ۲۰۰۸ ستین و همکارانش [۱۳۶] جریان لغزشی توسعه یافته‌ی هیدرودینامیکی و دمایی گاز را درون میکرولوله‌ای با اعمال شرط مرزی دما ثابت بررسی کردند. اثرات رقت با به کار بردن شرط لغزش سرعت و پرش دمایی در مرز اعمال شده، همچنین اثرات اتلاف لزجت و هدایت محوری در نظر گرفته شده است. پروفیل سرعت به صورت تحلیلی و میدان دما با حل عددی معادله انرژی به دست آمده‌اند. اعداد ناسلت محلی و توسعه‌یافته برحسب پارامترهای بی بعد پکلت (pe)، نادسن (Kn)، برینکمن (Br) و کاپا (κ) مورد بررسی قرار گرفتند. در نهایت بیان شده است که عدد ناسلت توسعه یافته و طول دمایی با حضور هدایت محوری افزایش می‌یابد.

هاتیاراچی و همکارانش [۱۳۷] در سال ۲۰۰۸ جریان لغزشی آرام سه‌بعدی در یک میکروکانال مستطیلی را به روش حجم محدود بررسی کردند. آن‌ها متوجه شدند که یک وابستگی بین ضریب اصطکاک کاملا توسعه یافته به عنوان تابعی از عدد نادسن و ضریب هندسی وجود دارد. آن‌ها همچنین اثرات رقت را روی عدد ناسلت بررسی کردند.
لیو و همکاران [۱۳۸] در سال ۲۰۰۸ به بررسی عددی اثر تغییر خصوصیات با دما بر جریان در حال توسعه در میکروکانال دوبعدی با ابعاد μm ۱۰۰ پرداختند. دو خاصیت ضریب هدایت و لزجت دینامیکی بصورت متغیر با دما در نظر گرفته شدند. آن‌ها با بررسی مقدار عدد ناسلت حداکثر و محل آن پرداختند و متوجه یک رفتار کاملا غیرخطی در معادلات شدند. آن‌ها دلیل این امر را شار حرارتی بالا و افزایش دمای خیلی زیاد سیال و تغییر خصوصیات با دما بیان کردند که باعث حضور جملات غیر خطی در معادلات می‌شود.

در سال ۲۰۰۸ ستین و همکارانش [۱۳۶] جریان لغزشی توسعه یافته هیدرودینامیکی و دمایی گاز را درون میکرولوله‌ها را با اعمال شرط مرزی دما ثابت بررسی کردند. اثرات رقیق‌شدگی با به‌کاربردن شرط لغزش سرعت و پرش دمایی در مرز اعمال شده، هم چنین اثرات اتلاف لزجت و هدایت محوری در نظر گرفته شده است. پروفیل سرعت به صورت تحلیلی و میدان دما با حل عددی معادله انرژی به دست آمده‌اند. اعداد ناسلت محلی و توسعه یافته برحسب پارامترهای بی‌بعد پکله، نادسن، برینکمن و کاپا مورد بررسی قرار گرفته‌اند. درنهایت بیان شده است که عدد ناسلت توسعه یافته و طول دمایی با حضور هدایت محوری افزایش می‌یابند.

پارک و هرنجاک [۱۳۹] در ۲۰۰۸ به مطالعه تاثیر انواع مختلف کندانسور در عملکرد سیستم‌های تهویه مطبوع خانگی با سیال عامل R410A و مقایسه عملکرد دو نوع کندانسور میکروکانال و لوله‌ای مدور[1] در این سیستم‌ها پرداختند. هدف از این پژوهش بررسی میزان بهبود عملکرد کندانسور میکروکانال در مقابل کندانسورهای لوله‌ای مدور معمولی بود. نتایج نشان داد که ضریب عملکرد سیستم میکروکانال ۱۳/۱٪ از حالت معمولی بالاتر است. همچنین افت فشار از ۱۶۶ کیلو پاسکال در سیستم‌های لوله‌ای مدور به حدود ۵۶ کیلوپاسکال در کندانسورهای میکروکانال رسیده است. مقدار شارژ مبرد لازم نیز در سیستم‌های میکروکانال ۹/۲٪ کمتر می‌باشد.

در سال ۲۰۰۹ مکرانی و همکارانش [۱۴۰] در یک میکروکانال با مقطع مستطیلی با ابعاد ۱۰۰×۱۰۰۰ میکرومتر، با سیال عامل آب و در محدوده رینولدز ۱۰۰ تا ۵۰۰۰ با انجام آزمایش‌هایی به بررسی هیدرودینامیک و انتقال حرارت جریان در میکروکانال مستطیلی تخت پرداخت. آن‌ها به تحلیل نرخ انتقال حرارتی که از روابط متداول و میکروکانالی

[1] Round-Tube

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

به‌دست می‌آید پرداخته‌اند و نتایج به‌دست آمده را مورد بحث و بررسی قرار دادند. آنان داده‌های تجربی را با روابط متداول مربوط به محاسبه عدد ناسلت مقایسه کردند و همخوانی نتایج تجربی به‌دست آمده با برخی روابط شاه [۱۴۱] و جنیلینسکی [۱۴۲] را تایید کردند. در نتیجه بیان گردید که اگر خطای اندازه‌گیری کاهش یابد و شرایط حاکم بر ناحیه ورودی به روشنی مشخص گردد می‌توان از روابط حاکم بر کانال‌هایی با ابعاد بزرگ برای تعیین و تحلیل انتقال حرارت در میکروکانال‌ها استفاده نمود. در همان سال نافن وخنسر [۱۴۳] با انجام آزمایش‌هایی در میکروکانالی مستطیلی با ابعاد مقطع ۳۳۳×۵۰۰ میکرومتر و در محدوده رینولدز ۲۰۰ تا ۱۰۰۰ و با استفاده از سیال عامل هوا به بررسی انتقال حرارت جابجایی و افت فشار در چاه‌های حرارتی میکروکانال پرداخت.

در سال ۲۰۰۹، ونگ و همکاران [۱۴۴] با فرض هدایت محوری ناچیز، انتقال حرارت جابجایی در میکروکانال‌ها را بررسی کردند و به تطابق خوبی میان نتایج عددی و آزمایشگاهی دست یافتند. سیال عامل در این کار آب مقطر در نظر گرفته و از نرم افزار فلوئنت جهت انجام شبیه سازی بهره برده شد. آن‌ها اعتبار معادلات ناویر-استوکس و انرژی را برای مدلسازی انتقال حرارت جابجایی در میکروکانال‌های به قطر هیدرولیکی ۱۵۵ میکرومتر تایید کردند.

سوزوکی و همکاران [۱۴۵] در سال ۲۰۰۹ تنظیمات جریان جدیدی با فین‌هایی به شکل S ارایه کردند تا افت فشار را در مبدل حرارتی کاهش دهند. آن‌ها یک مطالعه عددی سه‌بعدی با استفاده از فلوئنت به منظور یافتن روابط عدد ناسلت برای مبدل انجام دادند. مبدل حرارتی مس با ابعاد ۴/۷۵×۶۸×۱۲۴۰ میلی‌متر مکعب شامل کانال‌های آب سرد و $CO2$ داغ بوده است. برای هر دو سمت داغ و سرد، شبیه‌سازی‌ها انجام شد تا روابط تجربی برای دماهای مختلف به درستی به‌دست آید.

حسن و همکارانش [۱۴۶] به بررسی شبیه‌سازی‌های عددی به منظور بررسی اثر اندازه و شکل کانال‌های دایروی، مربعی، مستطیلی، مثلثی و ذوزنقه‌ای در مبدل جریان مخالف[1] پرداختند. نتایج ایشان بیانگر این امر بود که به ازای حجم مبدل حرارتی یکسان، افزایش تعداد کانال‌ها منجر به افزایش اثربخشی و افت فشار می‌شود. همچنین، کانال‌های دایروی بهترین عملکرد کلی (حرارتی و هیدرولیکی) را در میان شکل‌های مختلف کانال دارا می‌باشند. در این بین، حریرچیان و همکاران [۱۴۷] در سال ۲۰۰۹ آزمایشاتی با سیال FC-77 به عنوان محیط‌کاری و انتخاب میکروکانال‌های موازی دارای پهنای بین ۱۰۰ تا ۵۸۵۰ میکرومتر و عمق ثابت ۴۰۰ میکرومتر انجام و نشان دادند که در پهنای بیشتر از ۴۰۰ میکرومتر، ضریب انتقال حرارت تقریبا بدون تغییر با سایز کانال خواهد ماند. با بکارگیری ساختار میکروکانال، عملکرد انتقال حرارتی بهبود یافت. ابعاد و هندسه میکروکانال نقش مهمی‌در تعیین عملکرد مبدل حرارتی دارند. بنابراین، یافتن ساختار بهینه میکروکانال در طی طراحی مبدل حرارتی میکروکانال بسیار حائز اهمیت است. شائو و همکارانش [۱۴۸] کندانسورهای میکروکانال مارپیچی را مورد مطالعه عددی قرار دادند. مبدل‌های حرارتی میکروکانال مارپیچی دارای فشردگی بیشتری هستند زیرا لوله‌های جانبی کوچک می‌شود. آن‌ها یک مدل پارامتری توزیع شده برای اندازه‌گیری ابعاد این نوع مبدل حرارتی توسعه دادند.

در سال ۲۰۰۹، حسین و کیم [۱۴۹] با استفاده از روش تقریب سطح پاسخ[2] (در این روش از ساختار جانشینی و حداقل کردن مقاومت حرارتی برای بهینه‌سازی استفاده می‌شود) مبدل حرارتی میکروکانال را بهبود دادند و نسبت منظری و هندسه بهینه کانال را به‌دست آوردند. در همان سال، بیسوال و همکاران [۱۵۰] یک روش تحلیلی برای طراحی و بهینه‌سازی میکروکانال گرماگیر خنک‌کاری شده با مایع تک فاز ارایه کردند و در ادامه اثر پارامترهایی مانند

[1] Counter-flow
[2] Response surface approximation

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

نسبت منظری کانال، تعداد میکروکانال‌ها یا فین‌ها، نرخ جریان خنک کننده و رسانش حرارتی ماده کانال بر مقاومت حرارتی و افت فشار را بررسی کردند.

متیو و هگاب [۱۵۱]، به صورت تئوری عملکرد حرارتی مبدل حرارتی میکروکانال با جریان موازی تحت انتقال حرارت خارجی ثابت را مورد بررسی قرار دادند. معـادلات این مدل به خوبی توزیع‌های دمایی و اثربخشی مبدل حرارتی را پیش بینی می‌کند. همچنین یک معادله برای تعیین انتقال حرارت بین سیال‌ها فرموله شده است. آن‌ها نشان دادند که در شرایطی که ظرفیت حرارتی دو سیال غیریکسان هستند، اثر بخشی سیال‌ها وابسته به سیالی است که کمترین ظرفیت حرارتی را دارد.

قدوسی و سِتِگن [۱۵۲] در سال ۲۰۰۹ جریان از لحاظ هیدرودینامیکی توسعه یافته و از لحاظ دمایی در حال توسعه را در میکروکانال سیلیکونی ذوزنقه‌ای مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها معادلات پیوستگی، ممنتوم و انرژی را با در نظر گرفتن لغزش سرعت و جهش دما و با انتقال هندسه ذوزنقه‌ای، در یک ناحیه مربعی حل کردند. آن‌ها از روش اختلاف محدود برای حل معادلات استفاده کردند. نتایج نشان داد که با افزایش اثر رقیق شدگی و یا نسبت منظری میکروکانال، ضریب اصطکاک کاهش می‌یابد. در جریان با رقیق شدگی کم، نرخ زیاد انتقال حرارت در ورودی با شروع ناحیه کاملا توسعه یافته خیلی سریع حذف می‌شود اما در جریان با رقیق شدگی زیاد، تغییرات در نرخ انتقال حرارت بسیار کم بوده و تقریبا مستقل از توسعه یافتگی جریان است.

نانینو و همکارانش [۱۵۳] در سال ۲۰۰۹ اثر هدایت محوری در دیواره جامد را برای یک میکروکانال دایروی مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها به بررسی پارامترهای هندسی ناحیه جامد و اثر آن بر جریان پرداختند. آن‌ها عدد هدایت محوری و درستی معیار آن برای در نظر گرفتن اثر هدایت محوری را نیز مورد بررسی قرار دادند. حل عددی آن‌ها شامل جریان آرام در حال توسعه سیال با خواص ثابت در میکروکانال دایروی با طول و قطر دیواره و جنس دیواره‌های مختلف و شار حرارتی ثابت روی دیواره می‌شود. آن‌ها اثر اتلاف حرارتی از دو دیواره کناری کانال را نیز مورد مطالعه قرار دادند. روش حل مورد استفاده آن‌ها نیز روش المان محدود ترکیبی بود که در کنار آن معادله انرژی برای کل دامنه سیال و جامد حل شد. آن‌ها همانند للا و همکاران [۱۵۴] و [۱۵۵] اثر هدایت محوری در ناحیه جامد در توزیع عدد ناسلت در جهت کانال، را بصورت یک افت در انتهای کانال مشاهده کردند.

ستین و همکارانش [۱۵۶] در سال ۲۰۰۹ جریان دوبعدی سیال را در یک میکرولوله با در نظر گرفتن اثر رقیق شدگی، اتلاف لزجت و هدایت محوری با در نظر گرفتن شرایط مرزی شار حرارتی ثابت بررسی کردند. آن‌ها برای حل معادله انرژی از روش تحلیلی و نرم‌افزار Mathematica استفاده کردند. نتایج بیانگر این مطلب بود که عدد ناسلت موضعی با افزایش عدد نادسن و برینکمن افزایش می‌یابد. با افزایش عدد نادسن نیز اثر عدد برینکمن بر عدد ناسلت کمرنگ‌تر می‌شود.

روزا و همکاران [۱۵۷] در سال ۲۰۰۹ با بررسی برخی کارهای تجربی و عددی موجود به بررسی اثرات ابعادی مختلف در جریان و انتقال حرارت درون میکروکانال‌ها پرداختند. آن‌ها درنهایت با بررسی تعداد زیادی از این مقالات به نتایج زیر رسیدند:

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

- در زمینه طول ورودی حرارتی، بررسی‌های بعمل آمده بر روی عدد گراتز[1] در عموم مقالات بیانگر این است که اثر طول ورودی گرمایی مشهود است و باید در نظر گرفته شود.
- در زمینه طول ورودی هیدرودینامیکی برخی مقالات بر اساس نتایج تجربی ادعا می‌کنند که این اثر قابل صرفنظر بوده و می‌توان جریان را توسعه یافته هیدرودینامیکی فرض کرد. گرچه کارهای زیادی نیز وجود دارد که جریان را بطور همزمان در حال توسعه فرض می‌کنند.
- در جریان‌های با دمای دیواره ثابت، با در نظر گرفتن اثر اتلاف لزجت، عدد ناسلت افزایش می‌یابد و مقدار این افزایش مستقل از عدد برینکمن است.
- در جریان‌های با شار حرارتی ثابت، با در نظر گرفتن اثر اتلاف لزجت، عدد ناسلت کاهش می‌یابد که میزان کاهش تابعی از عدد برینکمن است.
- معیارهای مختلفی برای در نظر گرفتن اثر اتلاف لزجت ارایه شده است و با مقایسه معیارها، به نظر می‌آید که معیار مورینی [۱۵۸] معیار مناسبتری است.
- برخی از مقالات بررسی شده ادعا کرده‌اند که اثر اتلاف لزجت بدون در نظر گرفتن وابستگی به دما نمی‌تواند برخی از پدیده‌های متفاوت مشاهده شده در میکروکانال را توجیه کند. لذا تاکید فراوانی بر اعمال این اثر دارند. از طرفی با توجه به شرایط موجود در میکروکانال (اعداد رینولدز نسبتا پایین و طول بلند و شار حرارتی بالا) میزان تغییرات دما در کانال زیاد بوده و در نظر نگرفتن اثر وابستگی به دما منجر به جواب‌های نادرست خواهد شد. خصوصیات وابسته به دما منجر به افزایش ضریب هدایت حرارتی و در نتیجه افزایش عدد ناسلت موضعی (در مقایسه با مقدار ثابت آن در حالت خواص ثابت) و همچنین کاهش تنش برشی روی دیواره با توجه به کاهش لزجت می‌شود.

ژانگ و همکارانش [۱۵۹] در سال ۲۰۱۰ یک حل تحلیلی برای انتقال حرارت جابجایی پایدار در میکروکانال دوبعدی با در نظر گرفتن اتلافات ناشی از لزجت ارایه دادند. حل آن‌ها در ناحیه‌ی رژیم جریان لغزشی که پرش دمایی و لغزش سرعت از مشخصه‌های اصلی آن است، با استفاده از اصل سوپرپوزیشن انجام گرفت. نتایج این مطالعه نشان داد که حرارت ویسکوز مانند یک منبع حرارت داخلی، سیال را گرم می‌کند و پروفیل دمایی را تحت تاثیر قرار می‌دهد.

چی و همکاران [۱۶۰] دو مبدل حرارتی میکروکانال فشرده و با بازده بالای اصلاح شده را ارایه کردند. میکروکانال‌های ارایه شده فشرده‌تر، سبک‌تر و ویژگی‌های انتقال حرارتی بهتری نسبت به نوع در حال استفاده در کولر خودروهای حاضر داشتند. نتایج آزمایشگاهی نشان داد که سیستم بهبود داده شده به دلیل بازده عملکردی بالاتر، ظرفیت خنک‌کاری بیشتر در فضای کابین خودرو در تمامی شرایط آزمایش را دارد. آن‌ها نشان دادند که مبدل حرارتی میکروکانال برای اواپراتور و کندانسور به ترتیب برای فشردگی ۱۷/۲٪ و ۱۵/۱٪ کاهش حجم، از نظر وزنی به ترتیب ۲/۸٪ و ۱۴/۹٪ سبک‌تر بودند. آن‌ها از مبرد *R134a* استفاده کردند و عملکرد سیستم با مبدل حرارتی میکروکانال را با سیستم مرسوم مورد استفاده در خودرو در شرایط مختلف مورد مقایسه قرار دادند. نتایج نشان داد سیستم پیشرفته

[1] Graetz Number

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

(میکروکانال) تحت تمام شرایط ظرفیت سرمایشی بیشتری داشت. ظرفیت عملکردی سیستم پیشرفته در تحت بدترین شرایط کمی کمتر از سیستم مرسوم بود اما در سایر شرایط آزمایش، ظرفیت عملکردی سیستم پیشرفته بالاتر بود. ظرفیت سرمایشی و ضریب عملکرد سیستم پیشرفته در شرایط بالاترین سرعت وسیله نقلیه به ترتیب ۵٪ و ۸٪ نسبت به سیستم مرسوم بالاتر بود.

شاوپینگ و همکارانش [۱۶۱] به مطالعه عددی و تجربی عملکرد بخش هوا در مبدل‌های حرارتی میکروکانال پرداختند. آن‌ها با استفاده از مدل سه‌بعدی دینامیک سیالات محاسباتی جریان و خصوصیات انتقال حرارت در بخش هوا را شبیه‌سازی کردند. آزمایش‌های تجربی نیز توسط آن‌ها انجام شد. مقایسه داده‌های تجربی و عددی نشان داد که مدل دینامیک سیالات محاسباتی با دقت خیلی خوبی خصوصیات را پیش‌بینی کرده است. چندین پارامتر مهم مبدل حرارتی میکروکانال دارای پره کرکره‌ای شامل: گام پره، زاویه کرکره، گام کرکره[1]، طول کرکره و عمق جریان که بر روی عملکرد جریان مبدل حرارتی میکروکانال مورد استفاده در سیستم تهویه مطبوع مسکونی تاثیر دارند، در شبیه‌سازی عددی مورد تحلیل قرار گرفتند. مک‌هال و گاریملا [۱۶۲] به بررسی عددی انتقال حرارت در میکروکانال‌های ذوزنقه‌ای با نسبت منظری مختلف پرداختند.

مازوجی [۱۶۳] به بررسی هیدرودینامیک و انتقال حرارت سیال گازی در میکروکانال پرداخته است. در این تحقیق، هیدرودینامیک و انتقال حرارت جریان هوا درون یک میکروکانال، با دیواره عایق و دمای یکنواخت در مرزها مورد بررسی قرار گرفته است. جریان به صورت یکنواخت وارد میکروکانال می‌شود و لغزش سرعت و پرش دمایی با توجه به رژیم لغزشی جریان در دیواره‌ها حاکم است. اثرات اتلاف لزجت، پرش دمایی، هدایت محوری، رقت و خزش بر جریان و انتقال حرارت به صورت توام بررسی شده است. نتایج در حوزه انتقال حرارت بیانگر وابستگی کامل عدد ناسلت به اتلاف لزجت، رقت، هدایت محوری و پرش دمایی در مرزها بوده و با مقادیر آن در کانال‌های با ابعاد معمول متفاوت است. اتلاف لزجت به‌صورت چشمگیری عدد ناسلت را با پرش مواجه می‌کند.

در سال ۲۰۱۰ دنگ و همکارانش [۱۶۴] با شبیه‌سازی عددی و تست‌های آزمایشگاهی به بررسی و مطالعه ویژگی‌های جریان و انتقال‌حرارت در میکروکانال با مقطع مستطیلی پرداختند. علاوه بر آن تاثیر جاذبه بر انتقال حرارت و تغییرات افت فشار در حالت‌های مختلفِ به‌کارگیری مبدل میکروکانال را بررسی کردند. در این پژوهش مشاهده شد با افزایش دما افت فشار کاهش می‌یابد. نتایج شبیه‌سازی‌های عددی همخوانی خوبی با تست‌های آزمایشگاهی داشتند، به‌طوری که اختلاف مقدار ضریب انتقال حرارت در شبیه‌سازی عددی با تست آزمایشگاهی کمتر از ۹٪ بود.

در سال ۲۰۱۰ نبولانی و تام [۱۶۵] به بررسی تحلیلی و عددی مدلی برای پیش‌بینی انتقال حرارت در فیلم مایع حاصل از میعان در مینی و میکروکانال‌ها در شکل‌های مختلف سطح مقطع کانال پرداختند. این مدل بر مبنای فرمول‌بندی حجم محدود مورد حل و بررسی قرار گرفت. در معادلات ناویر استوکس ترم‌های ناپایا، کشش سطحی، تنش برشی محوری، نیروی گرانش و هدایت حرارتی دیوار در نظر گرفته شده است. شرایط مرزی دیوار دما ثابت، شار حرارتی ثابت و شار حرارتی متغیر مورد بررسی قرار گرفته و نتایج آن‌ها با هم مقایسه شده است. در شرایط پایا سطح مقطع‌های دایروی، بیضوی، مستطیلی و به شکل گل برای گاز R134a و آمونیا، در قطرهای هیدرولیکی بین ۱۰

[1] Louver Pitch

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

میکرومتر تا ۳ میلی‌متر مورد بررسی قرار گرفته است. هنگامی که قطر به ۱۰ میکرومتر کاهش می‌یابد، می تواند تغییرات اساسی در توزیع انتقال حرارت محلی داشته باشد و ضریب انتقال حرارت از ۱۰۰ به ۱۰۰۰ افزایش می‌یابد.

در سال ۲۰۱۱ قاضی زاده و همکارانش [۱۶۶] تاثیر خواص فیزیکی ونسبت ابعاد کانال را در کانال‌های با مقطع مستطیلی بررسی کردند. آن‌ها از روش عددی مبتنی بر حجم محدود برای حل معادلات جرم، مومنتوم و انرژی در حالت عمومی استفاده کردند. آن‌ها در مطالعه کانال با خواص ثابت سیال به این نتیجه رسیدند که ضریب اصطکاک محلی و ضریب انتقال حرارت متناسب با هندسه مساله و نسبت منظری تغییر خواهد کرد. همچنین آن‌ها نشان دادند که حتی تفاضل دمایی بسیار پایین نیز به طور قابل ملاحظه‌ای بر روی ضریب اصطکاک و انتقال حرارت موثر هستند.

در سال ۲۰۱۱ وانگ و همکارانش [۱۶۷] از روش تحلیلی هموتوپی[1] برای حل معادلات دیفرانسیل غیر خطی حاکم برجریان سیال بین دو صفحه موازی استفاده کردند. آن‌ها معادلات ناویر-استوکس کوپل شده با معادله انرژی را برای یک سیال نیوتنی با در نظر گرفتن ترم اتلاف ناشی از لزجت، لغزش سرعت و پرش دمایی به صورت تحلیلی بررسی کردند و نتایج خود را به صورت اثرات عدد برینکمن و نادسن بر روی عدد ناسلت ارایه کردند.

کی و همکاران [۱۶۸] در سال ۲۰۱۱، طراحی و ارزیابی عملکرد یک مبدل حرارتی میکروکانال فشرده با جریان مخالف۲ با جنس سرامیک را انجام دادند. آن‌ها از نرم افزار فلوئنت برای شبیه‌سازی سه‌بعدی و از روش ساختار یکپارچه لایه‌ای فشار۳ برای ساخت استفاده کردند. طبق نتایج آنان، مبدل‌های حرارتی لزوماً نیاز به مواد با رسانش بالا (مس یا آلومینیوم) ندارند. همچنین، مواد سرامیکی در کاربردهای دما بالا و شرایط شیمیایی که برای مبدل‌های حرارتی فلزی سخت است بسیار کاربردی هستند. اگرچه، از آنجایی که ضخامت دیوارهای فلزی و ابعاد کانال‌هایشان می‌تواند بسیار کمتر از نوع سرامیکی آن‌ها باشد، مبدل‌های حرارتی فلزی می‌توانند عملکرد بهتری داشته باشند.

میرزایی [۱۶۹] به بررسی عددی اثر اندرکنش سیال-جامد بر عملکرد حرارتی میکروکانال‌ها پرداخته است. ایشان به منظور افزایش بازدهی و کارآیی در مبدل‌های حرارتی از مولدهای گردابه برای کاهش ناحیه سرد و در هسته میدان و افزایش اختلاط استفاده کرده است. در این تحقیق از مولدهای گردابه دینامیک در مقیاس میکرو که دارای حرکت تحریک شده هستند در داخل میکروکانال استفاده شده است. تاثیر این روش، نوسانی کردن گردابه تولید شده در میدان سیال است که اثرات اختلاطی آن سبب افزایش شار حرارتی خروجی از دیواره میکروکانال در مقایسه با میکروکانال‌های ساده و دارای مولد ایستا خواهد شد. اثرات توام حرکت مولد گردابه و میدان سیال در میکروکانال منجر به تشکیل یک مساله اندرکنش سیال-جامد در مقیاس میکرو خواهد شد که با استفاده از تحلیل عددی بررسی شده و نتایج قابل قبولی برای ضرایب انتقال حرارت و توزیع عدد ناسلت و افت فشار در میکروکانال به دست آمده است.

مهاجری [۱۷۰] به شبیه‌سازی عددی انتقال حرارت جابجایی میکروکانال‌ها در مبدل‌های حرارتی پرداخته است. ایشان از نرم‌افزار فلوئنت برای تحلیل یک میکروکانال استفاده کرده است. در این تحقیق، تغییرات دمای موضعی بی‌بعد شده، شار حرارتی موضعی بی‌بعد شده و عدد ناسلت در امتداد طول لوله محاسبه شده است و همچنین عدد ناسلت میانگین محاسباتی و میزان افت فشار در مبدل‌های حرارتی لوله و پره متداول، میکروکانال مستقیم و میکروکانال مدور

[1] Homotopy Analysis Method (HAM)
[2] Counter flow
[3] Pressure Laminated Integrated Structures (PLIS)

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

(میکروکانال‌ها به‌صورت دایره‌ای قرار می‌گیرند) محاسبه شده است. نتایج نشان داد هندسه میکروکانال حلقوی می‌تواند با توجه به عملکرد حرارتی بهینه، کمترین میزان افت فشار را حاصل کند.

در تحقیقی مروری در سال ۲۰۱۲، هان و همکاران [۱۷۱] پیشرفت مبدل‌های حرارتی میکروکانال را در سیستم‌های تهویه مطبوع گزارش کردند. آن‌ها خصوصیات مبدل حرارتی میکروکانال و دینامیک سیال را خلاصه کردند و مزایا و معایب مبدل‌های حرارتی میکروکانال را ارایه کردند. همچنین در جمع‌بندی به این نکته اشاره کردند که هنوز مبانی تئوری در طراحی مبدل حرارتی میکروکانال جای کار دارد و مطالعات پیرامون این مبدل‌های حرارتی می‌تواند مشکلات موجود را حل کرده و بیش از پیش سبب استفاده کاربردی از این مبدل‌های حرارتی میکروکانال شود. در سال ۲۰۱۲ پولراج و همکارانش [۱۷۲] مشغول کار آزمایشگاهی جهت بازطراحی یک مبدل حرارتی میکروکانال جریان مخالفِ برای تبدیل مایع به بخار با سیال عامل آب و هوای فشرده بودند. آن‌ها از یک روش ساخت کم هزینه با چسب‌کاری استفاده کردند. نتایج تست‌ها نشان می‌داد که مبدل حرارتی ساخته شده راندمان بالاتری نسبت به مبدل‌های حرارتی مشابه دارد. دمای کاری مبدل مذکور پایین می‌باشد و عمل تبخیر در حین استفاده از آن انجام می‌شود. در همان سال دنکنبرگر و همکارانش [۱۷۳] آزمایش‌هایی را به جهت بررسی هندسه مبدل‌های حرارتی نوین و ارایه یک طراحی جدید برای مبدل‌های حرارتی انبساطی به همراه روش ساخت با توجه به کمینه نگه داشتن هزینه‌های ساخت و بیشینه بودن بازدهی مبدل انجام دادند. نتایج نشان داد که استفاده از مبدل‌های حرارتی پلیمری می‌تواند مبدل حرارتی را به راندمان بالاتری برساند. همچنین استفاده از مبدل در حالت جریان مخالف و لوله‌های چندگانه برای مبدل، راندمان را بیشتر می‌کند. فوئنتس و رنجاک [۱۷۴] با استفاده از آزمایش‌های تجربی به بررسی پتانسیل کاهش شارژ چندین مبرد در مبدل‌های حرارتی میکروکانال پرداختند. تئو و رنجاک [۱۷۵] از روش *Flash gas bypass* برای بهبود عملکرد یک سیستم تهویه مطبوع که دارای اواپراتور میکروکانال است، استفاده کردند. آن‌ها نشان دادند که روش *FGB* نسبت به روش *DX*[1] ظرفیت سرمایشی را بین ۱۳ تا ۱۸ درصد و ضریب عملکرد نیز بین ۴ تا ۷ درصد بهبود می‌دهد. هنگامی که سرعت کمپرسور برای ظرفیت گرمایی یکسان برای هر دو نوع تنظیم شد، ضریب عملکرد بین ۳۷ تا ۵۵ درصد بهبود یافت. تئو و رنجاک [۱۷۶] در تحقیقی دیگر به بررسی عددی و تجربی افت فشار در لوله اصلی جانبی[2] یک اواپراتور میکروکانال پرداختند. در این اواپراتور مبرد به صورت غیریکنواخت جریان می‌یابد. تحلیل پارامتری آن‌ها نشان داد که اثر توزیع غیریکنواخت جریان، بزرگ‌تر شدن اندازه خروجی لوله جانبی را به‌طور چشمگیری کاهش می‌دهد و همچنین سبب افزایش نسبت منظری مبدل حرارتی می‌شود. آن‌ها نشان دادند که هنگامی که نسبت افت فشار خروجی لوله جانبی به کل اواپراتور کمتر از ۳۰ درصد است، ظرفیت سرمایشی حدود ۳ درصد کاهش پیدا می‌کند.

شعبانپور [۱۷۷] به مطالعه عددی میکروکانال حرارتی شورون پرداخته است. مبدل حرارتی شورون یک نوع مبدل حرارتی فشرده است که در صنایع غذایی، صنایع شیمیایی، خنک‌کاری روغن و غیره کاربرد دارد. در این تحقیق اثر پله در میکرومبدل شورون به عنوان روش غیرفعال در بهبود انتقال حرارت به‌صورت عددی بررسی شده است. نتایج نشان داد که افزایش تعداد پله در میکرومبدل موجب کاهش دمای دیواره میکرومبدل می‌شود. علاوه بر این اثر پله با زوایای ۳۰، ۴۵ و ۶۰ درجه روی افت فشار و انتقال حرارت در میکروکانال را مطالعه شده است. نتایج نشان داد که

[1] Direct Expansion
[2] Header or Manifold

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

بکارگیری پله در میکروکانال، انتقال حرارت را افزایش خواهد داد و پله‌های ۴۵ درجه در مقایسه با دیگر زوایا، بهترین عملکرد حرارتی را دارد.

کولین [۱۷۸] در سال ۲۰۱۲ انواع روش‌های تحلیلی و عددی را برای مطالعه‌ی جابجایی در میکروکانال‌ها را مورد بررسی قرار داد. وی مطالعات خود را بر روی اثرات رقیق‌شدگی تحت شرایط مرزی شار ثابت و دما ثابت انجام داده و ترم‌های هدایت و اتلاف لزجت را نیز مورد بررسی قرار داد. وی با مرور کارهای صورت گرفته تاکید کرد که برای در نظرگیری همه پارامترهای موثر بر رژیم لغزشی، نیاز به داده‌های آزمایشگاهی در سال‌های آینده بیشتر احساس خواهد شد.

در سال ۲۰۱۳ گاناپاتی و همکارانش [۱۷۹] به مدل‌سازی عددی انتقال حرارت و مشخصه‌های جریان در فرآیند میعان بر مبنای روش حجم محدود در یک تک میکروکانال پرداختند. مشخصه‌های فرآیند میعان از فیزیک پدیده به دست آمده و هیچ عبارت تجربی در فرمول‌بندی‌های آن به کار نرفته است. معادلات مرسوم بقای مومنتم و انرژی با تعریف سورس-ترم‌هایی به منظور ایجاد عبارتی برای بیان میزان انتقال جرم بین فاز مایع و بخار و همین‌طور بیان گرمای نهان منتقل شده در حین فرآیند تغییر فاز از شکل مرسوم خود خارج شده‌اند. میکروکانال با طول مشخصه ۱۰۰ میکرومتر به صورت دو بعدی در دامنه محاسباتی فرض شده است. سیال کاری R134a می‌باشد و شار جرمی ورودی بین $\frac{kg}{m^2s}$ ۲۴۵ تا $\frac{kg}{m^2s}$ ۶۱۵ تغییر می‌کند. دیواره کانال در شار حرارتی ثابت بین $\frac{kw}{m^2}$ ۲۰۰ تا $\frac{kw}{m^2}$ ۸۰۰ نگه‌داری می‌شود. دقت مدل عددی به‌کارگیری شده به وسیله تصحیح‌های موجود در متن ارزیابی شده است. نتایج به دست امده برای افت فشار ۸/۱٪ و برای عدد ناسلت ۱۶/۶٪ اختلاف را با نتایج تحلیلی و تصحیح‌های موجود نشان می‌دهد.

اکبری [۱۸۰] به بررسی هیدرودینامیک سیال و تاثیر سطح بر رفتار حرکتی سیال در میکروکانال‌های پرداخته است. در این تحقیق از پنج میکروکانال با شکل‌های هندسی نامتقارن استفاده شده است تا اثر تلاقی کانال‌ها و نسبت شدت جریان‌ها بر عملکرد اختلاط مطالعه شود. نتایج نشان داد که رفتار اختلاطی سیستم به هندسه کانال، نسبت شدت جریان‌ها و موقعیت در طول کانال بستگی دارد. معلم و همکاران [۱۸۱]، رشد برفک روی پره‌های کره‌کره‌ای در مبدل‌های حرارتی میکروکانال خارج اتاق، زمانی‌که در سیستم‌های پمپ حرارتی با منبع هوا استفاده می‌شوند، را بررسی کردند. پنج پوشش سطح مختلف بررسی شد که نتایج نشان داد پوشش آبگریز عملکرد تولید برفک بدتری نسبت به سطح آبدوست دارد و سطح بدون پوشش، عملکردی بین سطح آبگریز و آبدوست داشت. مارتینز بالستر و همکارانش [۱۸۲] یک مدل عددی برای کندانسورهای میکروکانال ارایه کردند. آن‌ها با ارایه روش‌های یک‌بعدی و دوبعدی برای مدل پره، نشان دادند که مدل یک‌بعدی ارایه شده برای شبیه‌سازی بخش جریان جانبی سبب کاهش حجم محاسبات عددی می‌شود و دقت حل مناسب است. در سال ۲۰۱۴ حسن و عبید [۱۸۳] به مطالعه عددی انتقال حرارت هدایتی محوری در یک مبدل حرارتی میکروکانال با سطح مقطع کانال‌های مثلثی برای جریان آرام، سه‌بعدی، تراکم‌ناپذیر، تک فاز و پایا پرداختند. نتایج نشان داد، پارامترهایی که در انتقال حرارت هدایتی محوری محلی و متوسط تاثیر گذارند عبارتند از: عدد رینولدز، ضریب انتقال حرارت هدایتی، قطر هیدرولیکی، ضخامت جداره لوله و حجم کانال. افزایش عدد رینولدز، ضریب هدایت حرارتی و ضخامت لوله باعث افزایش انتقال حرارت هدایتی می‌شود اما افزایش قطر هیدرولیکی و حجم کانال باعث کاهش انتقال حرارت هدایتی می‌شود.

کو و همکارانش [۱۸۴] به مطالعه تجربی عملکرد رسوب گردوغبار در سیستم‌های تهویه مطبوع دارای مبدل حرارتی میکروکانال پرداختند. آن‌ها اثر گردوغبار در دو سیستم تهویه مطبوع با پره‌های کرکره‌ای و پره موجی را مورد

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

بررسی قرار دادند. نتایج نشان داد که مشکل رسوب گردوغبار باعث کاهش عملکرد سیستم می‌شود تا جایی که برای سیستم با پره کرکره‌ای و سیستم با پره موجی به ترتیب ظرفیت سرمایش ۲۳٪ و ۱۷/۲٪ کاهش، مصرف انرژی ۵۲/۵ ٪ و ۲۸/۴٪ افزایش و ضریب علمکرد ۴۹/۵٪ و ۳۵/۶٪ کاهش پیدا کردند. نتایج این تحقیق ناشی از آزمایش سه ماهه در محیط کارخانه بوده است. آن‌ها برای رفع این مشکل راه حل استفاده کنترلی از فن را پیشنهاد دادند که بعد از اضافه کردن این راه حل کنترلی، به ترتیب برای دو سیستم با پره کرکره‌ای و پره موجی، ظرفیت سرمایش ۵/۵٪ و ۲ ٪ کاهش یافت، مصرف انرژی ۷/۸٪ و ۲/۳٪ افزایش یافت و ضریب عملکردی ۱۲/۳٪ و ۴/۳٪ کاهش پیدا کرد.
در سال ۲۰۱۴ ماقاری و همکارانش [۱۸۵] به مطالعه عددی میعان بخار در میکروکانال‌های غیر دایروی پرداختند. معادلات بقای جرم و مومنتم برای هر دو فاز در قطرهای هیدرولیکی مختلف سطح مقطع میکروکانال حل شدند و چندین تصحیح برای روابط انتقال حرارت دو فاز در میعان ارایه شد. همچنین پی برده شد که تصحیح دابسون و کایاما برای محاسبه متوسط انتقال حرارت میعان بخار دقیق‌تر عمل می‌کند. نتایج برای شکل‌های مختلفی از سطح مقطع میکروکانال، نسبت منظری‌های متفاوت و همچنین شارهای جرمی مختلف در ورودی کانال بررسی شدند. کاهش قطر هیدرولیکی میکروکانال از ۲۵۰ به ۸۰ میکرومتر باعث کاهش ضخامت فیلم مایع (میعان شده) و افزایش ضریب انتقال حرارت متوسط تا ۳۹٪ برای همان شار جرمی می‌شود. همچنین مشاهده شد که پایین‌ترین عدد ناسلت متوسط مربوط به سطح مقطع مربعی می‌باشد.

در سال ۲۰۱۴ حسن و همکارانش [۱۸۳] به مطالعه عددی انتقال حرارت هدایتی محوری در یک مبدل حرارتی میکروکانال با سطح مقطع مثلثی برای جریان آرام، سه‌بعدی، تراکم‌ناپذیر، تک فاز و پایا پرداختند. نتایج نشان داد، پارامترهایی که در انتقال‌حرارت هدایتی محوری، محلی و متوسط تاثیر گذارند عبارتند از: عدد رینولدز، ضریب انتقال حرارت هدایتی، قطر هیدرولیکی، ضخامت جداره لوله و حجم کانال. افزایش رینولدز، ضریب هدایت حرارتی و ضخامت لوله باعث افزایش انتقال حرارت هدایتی می‌شود اما افزایش قطر هیدرولیکی و حجم کانال باعث کاهش انتقال حرارت هدایتی می‌شود.

توا و همکاران [۱۸۶] در سال ۲۰۱۴ به بررسی و اندازه‌گیری جریان برگشتی نوسانی تبخیر یک میکروکانال در یک سیستم تهویه مطبوع پرداختند. این مقاله ثبت و اندازه گیری همزمان بر جریان جریان معکوس و تبخیر را با مبرد *R-134a* برای یک کانال جریان موازی در میکروکانال ارایه می‌دهد. این مطالعه نشان می‌دهد که میکروکانال الگوهای جریان گذرا را با دو مرحله تکرار می‌کند: ۱- مرحله مرطوب کردن مایع ۲- مرحله کاهش رطوبت و خشک کردنِ حلقوی گذرا. به همین ترتیب، پنج جریان جریان گذرا در طول میکروکانال شناسایی می‌شوند: جریان حبابی، حباب کشیده[1]، توده مایع، جریان حلقوی و جریان خشک. جریان بالا دست کانال تا زمانی که به مرحله تبخیر / و جریان حلقوی گذار برسد ادامه می‌یابد. این نتایج نشان می‌دهدکه منطقه خاصی از جریان حلقوی فشار بیشتر از فشار ورودی و خروجی کانال است. همچنین دوره افت نوسان فشار و تغییر الگوی جریان تقریبا با جریان معکوس مشابه است و آن را کاهش می‌دهد. بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که دوره نوسانی عمدتا به دلیل فاصله زمانی کوتاه برای مرحله تبخیر و تخلیه فیلم حلقوی است.

[1] Elongated bubble

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

در سال ۲۰۱۵ لی و رنجاک [۱۸۷] آزمایش‌هایی به جهت بررسی تاثیر روان‌کاری در مبدل حرارتی میکروکانال در انتقال حرارت، افت فشار و خصوصیات انتقالی سیال خنک کار انجام دادند. نتایج نشان می‌داد استفاده از روان کار باعث بهبود عملکرد مبدل حرارتی میکروکانال می‌شود. هوآنگ و همکارانش [۱۸۸] به بررسی اثر پارامترهای هندسی مختلف (عرض پره، تراکم پره و لوله‌های میکروکانال مختلف) روی کندانسورهای میکروکانال خنک‌کننده هوا با استفاده از یک پلتفرم محاسباتی سیستم حرارتی پرداختند. ظرفیت حرارتی توسط آن‌ها به عنوان تابعی از جرم مواد برای هندسه مختلف و هندسه متداول ترسیم شد. اندهار و همکارانش [۱۸۹] پژوهشی در زمینه طراحی، ساخت و تست مبدل حرارتی میکروکانال چندراهه با صفحه تخت و تک فاز که آب به عنوان سیال کاری آن عمل می‌کند انجام دادند. نتایج آزمایشگاهی نشان داد که این مبدل حرارتی می‌تواند ضریب انتقال حرارتی بیشتر از $۲۰۰۰۰ \frac{W}{m^2K}$ داشته باشد و می‌توان نتیجه گرفت استفاده از میکروکانال‌ها به منظور افزایش راندمان مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای تاثیر به‌سزایی دارد. در همان سال ون و همکارانش [۱۹۰] کاری آزمایشگاهی انجام دادند که هدف از آن ارایه ساختار بهینه و جدیدی از بافل‌ها در مبدل‌های حرارتی به منظور بیشینه ساختن انتقال حرارت بود. نتایج عددی و آزمایشگاهی نشان می‌دهد مدل ارایه شده برای ساختار بافل‌ها تاثیر قابل توجهی در افزایش نرخ انتقال حرارت و بهبود راندمان مبدل‌های حرارتی دارد.

نصیری [۱۹۱] به بررسی اثرات تزریق و مکش بر جریان و انتقال حرارت نانوسیال در میکروکانال مستطیلی با انبساط ناگهانی را مورد بررسی قرار داد. در این تحقیق انتقال حرارت برای نانوسیال مس-آب در میکروکانال انبساط ناگهانی مورد بررسی عددی قرار گرفته است. در این مطالعه تاثیر درصد حجمی ذرات جامد، ضریب انبساط کانال، قطر ذرات و همچنین تزریق و مکش از دیواره عمودی بر انتقال حرارت در میکروکانال با دیوارهای ایزوترم بررسی شده است. نتایج نشان داد که استفاده از نانوسیال علاوه بر بهبود انتقال حرارت باعث می‌شود تقارن جریان نسبت به آب خالص در رینولدز بالاتری بهم بخورد. به‌طور مثال افزودن ۳ درصد حجمی از نانوذارت مس به آب سبب افزایش رینولدز بحرانی از ۱۱۰ به ۲۶۵ می‌شود.

شای و همکارانش [۱۹۲] در سال ۲۰۱۶ به بررسی عددی خصوصیات جریان آرام و انتقال حرارت در میکروکانال چاه حرارتی منقطع، با زائده‌هایی در فواصل عرضی پرداختند. یک مدل سه‌بعدی، برمبنای روش حجم محدود و الگوریتم *SIMPLEC* با توجه به اثر مدخل ورودی، انتقال‌حرارت ترکیبی، گرمایش اصطکاکی و وابستگی دما به خواص ترمو فیزیکی مورد بررسی قرار گرفت. پنج زائده با شکل‌های متفاوت در نظر گرفته شدند. این شکل‌ها عبارتند از مستطیلی، مثلث با دو موقعیت قرارگیری رو به پشت و رو به جلو جریان، لوزی و بیضی. این تحقیق ابتدا به بررسی کانتورهای سرعت و فشار و توزیع دما برای هر یک از این موارد می پردازد، سپس افت فشار و ضریب انتقال حرارت محلی را محاسبه می‌کند. نتایج نشان می‌دهد زائده‌ها می‌توانند تاثیر مهمی در جلوگیری از کاهش ضریب انتقال حرارت محلی در طول میکروکانال داشته باشند. در مجموع نیز چاه حرارتی میکروکانال منقطع با زائده بیضی شکل بهترین عملکرد حرارتی را از خود نشان داد.

لی و رنجاک [۱۹۳] به‌صورت تجربی به بررسی اثر هندسه کانال بر روی جریان برگشتی در اواپراتورهای میکروکانال پرداختند. آن‌ها نشان دادند که برای قطر یکسان با افزایش طول لوله میکروکانال جریان برگشتی کمی کمتر بود اما با طول یکسان با کاهش قطر جریان برگشتی بیشتر بود و در کل اثر قطر بر روی جریان برگشتی بسیار مهمتر از طول کانال است. برای کندانسورها، توزیع مبرد اثر کمتری بر روی عملکرد دارد [۱۹۳]. این در حالی است که توزیع غیریکنواخت مسیر مبرد دو فازی در اواپراتورها می‌تواند به‌طور موثری عملکرد اواپراتور را خراب کرده و

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

عملکرد سیستم را کاهش دهد. تاو و رنجاک [۱۹۴] در سال ۲۰۱۳، جریان برگشتی در اواپراتور میکروکانال را بررسی کردند و نتایج نشان داد جریان برگشتی در اواپراتور می‌تواند سبب بدترشدن عملکرد شود.

لی و رنجاک [۱۹۵] به بررسی تجربی روی اواپراتورهای میکروکانال و اواپراتورهای صفحه‌ای با لوله مدور مورد استفاده در سیستم‌های تهویه مطبوع مسکونی با مبرد *R410A* پرداختند. تحت همه شرایط تست، سیستم با اواپراتور میکروکانال دارای عملکرد بهتری نسبت به سیستم پایه (اواپراتور با لوله مدور) بود. تحت شرایط کمپرسور یکسان، افزایش ظرفیت ۱۰/۶ درصدی و افزایش ضریب عملکرد ۲۳/۸ درصدی به دست آمده است. همچنین شارژ مبرد سیستم میکروکانال دارای حدود ۱۳/۴ درصد کمتر از سیستم پایه بود. شن و همکارانش [۱۹۶] از یک مبدل حرارتی میکروکانال در یک سیستم یکپارچه تهویه مطبوع استفاده کردند. آن‌ها مبردهای مختلف را مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها نشان دادند که استفاده از میکروکانال سبب کاهش مبرد می‌شود و قابلیت استفاده از مبردهای اشتعال‌پذیر شبیه پروپان هم وجود دارد و اگر از مبرد *R-1234yf* و *R-1334ze* در یک ردیف اواپراتور میکروکانال استفاده شود به دلیل افت دمای اشباع مبدل حرارتی، عملکرد سیستم بهبود می‌یابد اما از سوی دیگر استفاده از مبردهای *R410A*، *R32*، *R22* و پروپان برای اواپراتور عملکرد سیستم را بدتر می‌کنند. به همین دلیل دو مبرد *R-1234yf* و *R-1334ze* برای سیستم تهویه مطبوع مسکونی مناسب‌تر است.

زو و همکارانش [۱۹۷, ۱۹۸] به‌صورت تحلیلی و تجربی مبدل‌های حرارتی میکروکانال و مبدل‌های حرارتی مرسوم با لوله مدور در شرایط هوای مرطوب و خشک را مورد مطالعه قرار دادند و نتایج مدل تحلیلی را با نتایج تجربی مقایسه کردند. آن‌ها نشان دادند که مدل ارایه شده برای ظرفیت و ضریب عملکرد به ترتیب دارای دقت ۴/۳ و ۷/۹ درصدی برای سیستم‌های انبساط مستقیم هستند. همچنین آن‌ها نشان دادند که هنگامی‌که از اواپرتور و کندانسور میکروکانال استفاده می‌شود در مقایسه با مدل مرسوم لوله مدور، ضریب عملکرد در شرایط مرطوب ۲۱/۱ و در شرایط خشک ۲۷/۸ درصد بهبود می‌یابد.

پادهمانابهان و یانیک [۱۹۹] به تحلیل یک کندانسور میکروکانال ابداعیِ طراحی شده برای چیلرها و سیستم‌های تهویه مطبوع یکپارچه پشت‌بامی پرداختند و نشان دادند که این کندانسور ابداعی می‌تواند تا ۲۶ درصد نرخ گرمای خروجی[1] را افزایش دهد.

سرفراز و باک [۲۰۰] در مقاله‌ای مروری بر گرفتگی سمت هوا در مبدل‌های حرارتی مورد استفاده در سیستم‌های گرمایش، تهویه مطبوع و سرمایش پرداختند. از دیگر مقالات پیرامون گرفتگی میکروکانال‌ها در سمت هوا می‌توان به مراجع [۱۸۴, ۲۰۰, ۲۰۱] اشاره کرد.

زو و رنجاک [۲۰۲] جریان دو فازی دو مبرد *R410A* و *R134A* در لوله جانبی عمودی در مبدل‌های حرارتی میکروکانال را به صورت عددی و تجربی شبیه‌سازی کردند. آن‌ها در این مقاله عدم توزیع یکسان مبرد در لوله جانبی را مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها برای تحلیل عددی از نرم‌افزار فلوئنت استفاده کردند. سپس در تحقیق دیگر به بررسی افت فشارِ بخار و مایع تک فازی R134A در لوله جانبی عمودی برای مبدل‌های حرارتی میکروکانال پرداختند و مدل تحلیلی برای افت فشار R134A مایع ارایه کردند. روابط تحلیلی ارایه شده توسط رن و رنجاک [۲۰۳] برای افت فشار کمِ بخار R134A جواب مناسب می‌داد اما برای مایع R134A این روابط به درستی کار نمی‌کردند به همین دلیل آن‌ها در این کار روابط نیمه‌تجربی جدیدی برپایه داده‌های تجربی برای مبرد مایع R134A ارایه کردند. لی و رنجاک [۲۰۴]

[1] Heat rejection rate

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

انتقال حرارت و افت فشار در طی تبخیر مبرد R134A در لوله‌های میکروکانال را به صورت تجربی مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها نشان دادند که با افزایش بخار، افت فشار افزایش می‌یابد. از سویی شار حرارتی بالاتر به آرامی افت فشار را نیز افزایش می‌دهد زیرا شتاب ذرات بیشتر می‌شود.
در ۲۰۱۷ سالم و کیم [۲۰۵]، به تحقیق در مورد مبدل‌های حرارتی فشرده که به صورت خانگی یا متحرک قابل استفاده هستند، پرداختند. تجزیه و تحلیل انتقال حرارت برای پنج پیکربندی هندسی مختلف مبدل حرارتی بر مبنای فاصله میان کانال‌ها ۰/۸، ۱، ۱/۴، ۱/۷ و ۲ میلی‌متر در محدوده‌ی رینولدز ۵۰ تا ۴۵۰ (جریان آرام) انجام شده است. علاوه بر آن تاثیر ارتفاع پره‌ها بر عملکرد حرارتی و هیدرولیکی مبدل حرارتی با توجه به عدد ناسلت محلی در طول ارتفاع پره‌ها بررسی شده است. نتایج نشان داد که پیکربندی هندسی با فاصله میان کانال ۱ میلی‌متر بیشترین مقدار عدد ناسلت متوسط را در عدد رینولدز ۵۰ داشته است.

ترن و همکارانش [۲۰۶] در سال ۲۰۱۷ طرح یک مبدل حرارتی میکروکانال جدید با چند نازل را مطرح کردند. آن‌ها تاثیر تغییرات عمق و طول میکروکانال‌ها، دمای ورودی سیال گرم و قدرت پمپ را روی ویژگی‌های ترمودینامیکی میکرومبدل‌های حراتی با چند نازل با جزییات بررسی کردند. در این مطالعه با قدرت پمپ ۰/۱ وات بیشترین شاخص بازده ترمودینامیکی برابر مقدار $۹/۵ \frac{w}{kpa}$ بوده است. این میزان ۱۲۴٪ نسبت به مبدل‌های حرارتی میکروکانال معمولی افزایش پیدا کرده است. علاوه بر آن مشخص شد که میکرومبدل حرارتی با چند نازل نه تنها می‌تواند به طور قابل توجهی نرخ انتقال حرارت را بهبود ببخشید بلکه می‌تواند در کاهش چشمگیر افت فشار کل هم تاثیر گذار باشد.

در همان سال گوله و سونی [۲۰۷] به بررسی انتقال حرارت میکروکانال‌ها با سطح مقطع‌های مختلف، در محدوده رینولدزها و دامنه‌های موجی متفاوت پرداختند. چهار سطح مقطع دایروی، مستطیلی، دایروی با شکاف و مستطیلی با شکاف در این مطالعه در نظر گرفته شدند. همچنین عدد رینولدز در محدوده ۱۰۰ تا ۸۰۰ می‌باشد. نتایج نشان می‌داد که ضریب انتقال حرارت با افزایش دامنه موجی میکروکانال‌ها به دلیل بهبود جابه‌جایی سیال، افزایش می‌یابد. دربین گزینه‌های مورد بررسی میکروکانال موجی با سطح مقطع دایروی شکاف‌دار و دامنه‌ی موج ۲۰۰ میکرومتر بزرگ‌ترین ضریب انتقال حرارت را به دست می‌دهد و برای استفاده در سیستم‌های فشرده سرمایشی و خنک‌کاری الکترونیکی موثر واقع می‌شود.

در سال ۲۰۱۸ وون و همکارانش [۲۰۸] به بررسی انتقال حرارت تک فاز در یک مبدل حرارتی میکروکانال جریان متقاطع با سیال خنک‌کننده هوا برای گرفتن حرارت از سیال مبرد R245fa در یک حلقه بسته در طی یک کار آزمایشگاهی پرداختند. مشاهده شد که ماکزیمم راندمان هنگامی که دمای ورودی هوا ۲۷ درجه سانتی‌گراد و دمای ورودی سیال مبرد ۸۰ درجه سانتی‌گراد باشد رخ می‌دهد. نتایج این تحقیق نشان می‌دهد که در مبدل‌های حرارتی مینیاتوری نیز می‌توان به راندمان‌های بالا رسید.
رامتا و همکارانش [۲۰۹] به بررسی تئوری و تجربی کندانسورهای میکروکانال به‌کار رفته در یخچال‌های خانگی پرداختند. آن‌ها یک مدل ریاضی برای پیش‌بینی نرخ انتقال حرارت و افت فشار هوا در مبدل‌های حرارتی میکروکانال توسعه دادند. این مدل با یک پلتفرم شبیه‌سازی یخچال خانگی ترکیب شد. آن‌ها آزمایش‌های تجربی نیز برای این مدل انجام دادند و توانستند نرخ انتقال حرارت و افت فشار هوا در کندانسور را به ترتیب با ۱۰ و ۲۰ درصد خطا تخمین بزنند. حداکثر خطا برای مصرف انرژی حدود ۳/۵± درصد بود.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

لی و رنجاک [۲۱۰] در سال ۲۰۱۸ به‌صورت تجربی ثابت کـردند که جدا کردن بخار و مایع با استفاده از یک روند جداسازی مخصوص برای عملکرد یک کندانسور نوعی بسیار مفید است. این کندانسور نوعی دارای یک ورودی در بخش وسط است و به دو مسیر بالا و پایین جدا می‌شود. مایع که سنگین‌تر از گاز است وارد مسیر پایین شده و بعد از طی مسیر به لوله اصلی جانبی[1] وارد می‌شود. پارامترهای مورد مطالعه آن‌ها، مسیر، تراکم پره‌ها و توزیع سرعت هوا بود. بعد از بهینه‌کردن طراحی آن‌ها اعلام کردند که کندانسور با مسیر مجزا دارای بهبود علمکرد ۱۷/۹ درصدی نسبت به کندانسور پایه با مساحت سطح هوا یکسان بود. از دیگر کارهای لی و رنجاک در زمینه جدا کردن بخار و مایع در لوله اصلی جانبی می‌توان به مراجع اشاره [۲۱۱-۲۱۳] کرد. زانتی و همکارانش [۲۱۴] یک مبدل حرارتی میـکروکانال (به عنوان کندانسور و اواپراتور) طراحی و آزمایش کردند. آن‌ها از مبرد R32 در این مبدل استفاده کردند.
لاورنس و البل [۲۱۵] در سال ۲۰۱۸ به بررسی عددی اثر میکروکانال بر طراحی اواپراتور بر روی کارایی انژکتور دو مرحله‌ای در سیکل خنک کاری پرداختند. در سال‌های اخیر توجه زیادی به استفاده از سیکل‌های دو مرحله برای جداساز بخار مایع توسط انژکتور صورت گرفته است. با این حال، این چرخه ممکن نیست بهترین انتخاب برای برنامه‌های کاربردی خودرو با توجه به ظرفیت سیستم در شرایط تخلیه پایین باشد. تعداد محدودی از تحقیقات اخیر به بررسی سیکل‌های متناوب دو مرحله‌ای پرداخته‌اند. یکی از این سیکل‌ها با استفاده از انژکتور اجازه می‌دهد که تبخیر به دو صورت انجام بگیرد. که این روش دو مزیت دارد ۱- افزایش درجه حرارت و ۲- عدم نیاز به جدا سازی ذرات. هدف این مقاله ارایه یک تحلیل عددی از تاثیر طراحی اواپراتور از نوع میکروکانال بر روی عملکرد چرخه انژکتور است.

در سال ۲۰۱۸ وون و همکارانش [۲۰۸] به بررسی انتقال حرارت تک فاز در یک مبدل حرارتی میکروکانال جریان متقاطع با سیال خنک کننده هوا برای گرفتن حرارت سیال مبرد R245fa در یک حلقه بسته از آن، در طی یک کار آزمایشگاهی پرداختند. مشاهده شد که ماکزیمم راندمان هنگامی که دمای ورودی هوا ۲۷ درجه سانتی‌گراد و دمای ورودی سیال مبرد ۸۰ درجه سانتی‌گراد باشد رخ می‌دهد. نتایج این تحقیق نشان می‌دهد که در مبدل‌های حرارتی مینیاتوری نیز می توان به راندمان‌های بالا رسید.

هسیس و همکارانش [۲۱۶] در سال ۲۰۱۸ به مطالعه عددی هیدرودینامیک و انتقال حرارت میکروکانال‌های موجی شکل درهم پیچیده و میکروکانال موجی سینوسی پرداختند. سیال در این میکروکانال‌ها آرام و توسعه یافته بود. در میکروکانال‌های درهم پیچیده سطع مقطع کانال مستطیلی است که با پیشروی در راستای امتداد جریان می‌چرخد. جریان سه‌بعدی، آرام ناپایا و تراکم‌ناپذیر با شرایط مرزی دما ثابت و شار حرارتی ثابت شبیه‌سازی شده است. داده‌های شبیه‌سازی عددی با نتایج آزمایشگاهی موجود اعتبارسنجی شده است. محاسبات زیادی برای بررسی عملکرد ترموهیدرولیکی میکروکانال موجی شکل در هم پیچیده با دامنه موج‌های مختلف و نسبت درهم پیچیدگی متفاوت در محدوده رینولدز ۳۰۰ تا ۷۰۰ انجام شد. نتایج نشان می‌دهد که میکروکانال‌های موجی درهم پیچیده برای جریان‌های با عدد رینولدز پایین، باکمترین افت فشار نسبت به میکروکانال‌های سینوسی به طور قابل ملاحظه‌ای (تا ۳۰ درصد) عملکرد انتقال حرارتی را بهبود می‌بخشد.

در سال ۲۰۱۸ وو و لی [۲۱۷] بر مبنای روش حجم محدود، یک مدل ناپایا برای بررسی انتقال حرارات در فرآیند میعان و ویژگی‌های جریان در میکروکانال را فرض کرده و میعان جریانی از R32 را در میکرولوله دایروی با قطر ۰/۱

[1] Header or Manifold

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

میلی‌متر بررسی کردند. چهار الگوی رایج جریان در فرآیند میعان یعنی جریان حلقوی[1]، جریان تزریقی[2]، جریان اسلاگ[3] و جریان حبابی[4] در طول دامنه محاسباتی با موفقیت شبیه‌سازی شد. شبی‌سازی عددی با داده‌های آزمایشگاهی یک مقاله اعتبارسنجی شد. نتایج عددی نشان می‌داد که افزایش دبی جرمی، دمای دیواره و دمای اشباع روی نقطه جدایش توده‌های جریان، بیشتر نزدیک به مرز خروجی با فرکانس وقوع بالاتر تاثیر می‌گذارد که این می‌تواند منجر به عدد وبر و عدد کاپیلاری بالاتر در هسته‌های بخار دنباله‌دار شود. به طور کلی شار حرارتی و تنش برشی دیواره محلی در طول کانال کاهش می‌یابد و در ناحیه جریان تک فاز به سمت صفر شدن پیش می‌رود. ارتعاشات گذرای تنش برشی دیواره، می‌تواند نوسانات و حتی موج‌هایی را در جریان حلقوی بالادست القا کند و می‌توان آن را به عنوان نیروی کشش سطحی موثر بر بالادست نام برد.

در سال ۲۰۱۹ ژائو و همکارانش [۲۱۸] به بررسی عددی میعان جریان و انتقال حرارت سرمایشی در مینی کانال‌های مخصوص پرداختند. آن‌ها برای شبیه‌سازی انتقال حرارت دو فاز از مدل VOF از نرم‌افزار فلوئنت استفاده کردند. مینی‌کانال مذکور سطح مقطع نیم دایره داشتند. قطر هیدولیکی آن نیز ۱/۵ و طول کانال ۵۰ میلی‌متر در نظر گرفته شده است. در معادلات پیوستگی و انرژی هر دو فاز گاز و مایع از سورس ترم مخصوص برای مدل‌سازی شرایط میعان به وسیله اعمال توابع تعریف شده توسط کاربر استفاده شده است. در طی این پژوهش تاثیر کیفیت گاز ورودی بر ضریب انتقال حرارت محلی، افت فشار در طول کانال، تغییرات ضریب انتقال حرارت در طول کانال در دبی‌های مختلف جریان ورودی و افت فشار در طول کانال در دبی‌های مختلف جریان ورودی بررسی شده است.

در سال ۲۰۱۹ گو و همکارانش [۲۱۹] به مطالعه عددی تاثیر شکل لوله بر الگوی میعان در مینی لوله‌های افقی پرداختند. در یک قطر هیدرولیکی مشخص، کسر حجمی در لوله‌های مربعی و مثلثی نسبت به لوله‌های دایروی در کیفیت بخار یکسان، کمتر است. لوله مربعی ضریب انتقال حرارت بالاتری را نسبت به لوله دایروی نشان می‌دهد. در حالی‌که لوله مثلثی تقریبا ضریب انتقال حرارت یکسانی با لوله دایروی دارد. شکل لوله تاثیر چندانی بر تغییرات فشار ندارد. جاذبه تاثیر مهمی در توزیع ضخامت لایه مایع حاصل از میعان در لوله دایروی دارد درحالی که در لوله مربعی قابل صرف نظر کردن است. درحالی که کشش سطحی و چگالی نقش مهمی در توزیع ضخامت لایه مایع نازک حاصل از میعان در مینی لوله‌های مثلثی دارند. تعداد و ساختار گردابه‌ها در لوله‌های مربعی و مثلثی تفاوت زیادی با لوله‌های دایروی دارند. ضریب انتقال حرارت و افت فشار در لوله‌های مربعی و مثلثی بالاتر از لوله‌های دایروی است. مقادیر به‌دست آمده برای ضریب انتقال حرارت و افت فشار با تصحیح‌های شناخته شده مورد ارزیابی قرار گرفتند.

ردو و همکارانش [۲۲۰] در سال ۲۰۱۹ به بررسی توزیع جریان دو فاز در یک مبدل حرارتی از نوع میکروکانال برای سیستم تهویه مطبوع هوا پرداختند. در این مقاله توزیع رفتار جریان برای یک میکروکانال دو مرحله‌ای و یک میکروکانال چند گانه با مبرد R410A مورد بررسی قرار گرفت. بر خلاف بسیاری از مطالعات قبلی که توزیع را در جریان‌های کوچکتر که عمدتا برای برنامه‌های کاربردی خودرو مورد استفاده قرار می گیرد بررسی شده است، این کار جریان‌های بزرگتر را در رابطه با برنامه‌های اواپراتور تهویه مطبوع واقعی با هدهای بزرگتر اندازه‌گیری کرد. پروفایل‌های توزیع

[1] Annular Flow
[2] Injection Flow
[3] Slug Flow
[4] Bubbly Flow

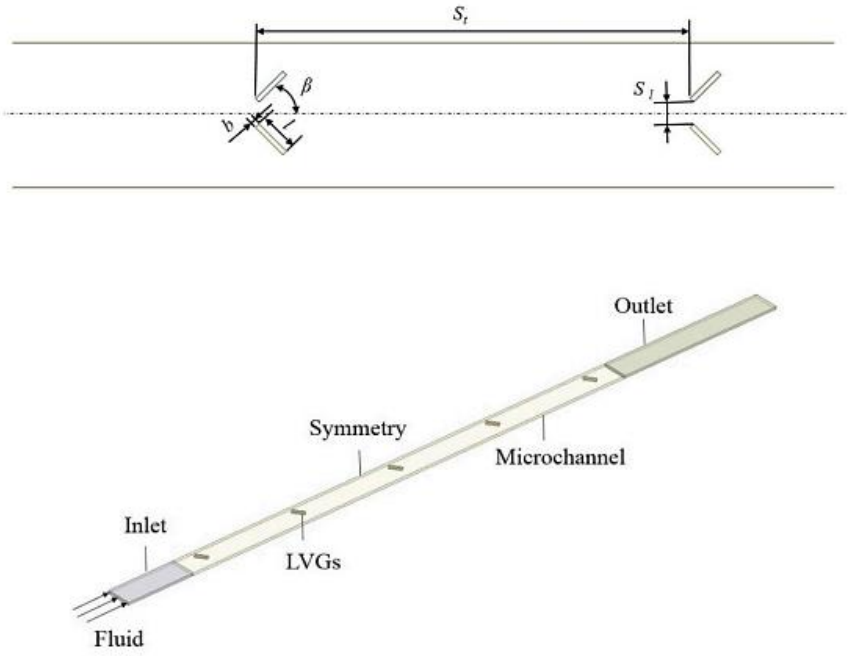
DOI: 10.30503/nripress.2020.283

جریان حاصل از اندازه‌گیری‌های آزمایشی، تصویری روشن با استفاده از دوربین‌های با سرعت بالا نشان داد که توزیع جریان برای افزایش جریان جرم ورودی در کیفیت بخار کم، ۵۰٪ باعث افزایش نیروهای مکشی می‌شود که سطح مایع را به سمت بخش بالایی هدایت می‌کند. این در حالی است که تغییرات ۵ درجه سانتیگراد برای دمای تبخیر، می‌تواند باعث تغییر توزیع قابل توجهی در خروجی گردد.

ژانگ و همکاران [۲۲۱] در سال ۲۰۱۹ به بررسی و تجزیه و تحلیل عددی و بهینه سازی پارامتری در جریان و انتقال حرارت یک میکروکانال با تولیدکننده گردابه طولی[1] پرداختند. در این مقاله، یک مدل عددی سه بعدی از یک میکروکانال مستطیلی با تولیدکننده گردابه طولی توسعه یافته است. اثرات طول، عرض، فاصله طولی و تعداد جفت تولیدکننده گردابه طولی مورد بحث قرار گرفته است. برای بهبود جریان و انتقال حرارت انتقال، روش تاگوچی برای بهینه سازی استفاده می‌شود. سه شاخص ارزیابی – عدد ناسلت ، اصطکاک (f) و بازده کلی (η) انتخاب شده است. تجزیه و تحلیل درجه نفوذ پارامترهای هندسی تولیدکننده‌های گردابه طولی با تحلیل بصری نتایج حاصل از یک روش بهینه‌سازی انجام می‌شود و ترکیبات بهینه از پارامترهای هندسی نیز تعیین می‌شود. همچنین از طریق تجزیه و تحلیل سطح پاسخ، همبستگی‌های غیرضروری مرتبه دوم که دربرگیرنده چند عامل موثر است حذف نمی‌گردد. نتایج نشان می‌دهد که تعداد و فاصله طولی جفت تولیدکننده گردابه طولی عوامل تاثیرگذار اصلی برای ناسلت هستند. با توجه به مقاومت در برابر جریان، تعداد و طول تولیدکننده‌های گردابه طولی تاثیر بسیار بیشتری نسبت به سایر پارامترها دارند. دو ترکیب بهینه برای بهره‌وری کل به دست آمده است که به ترتیب ۲۳/۶ درصد و ۷/۲ درصد برای بهره‌وری کل در مقایسه با مدل اصلی است. حداکثر تفاوت بین همبستگی و مدل‌های آزمون کمتر از ۱۵ درصد برای تمام شاخص‌های ارزیابی است. تحقیق حاضر می‌تواند برای طراحی و بهینه‌سازی افزایش انتقال حرارت میکروکانال با تولیدکننده گردابه طولی مفید باشد.

[1] Longitudinal Vortex Generator (LVG)

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۴-۱: نمایی از نحوه قرارگیری تولیدکننده‌های گردابه طولی در میکروکانال

کااو و همکارانش [۲۲۲] در سال ۲۰۱۹ به بررسی عددی خصوصیات جریان و انتقال حرارت در میکروکانالی‌هایی که با میکروساختارهایی به شکل ستون‌های مخروطی کوتاه شده ساخته شده‌اند، در دمایی کمتر از دمای محیط پرداختند. آن‌ها برای اعتبارسنجی کار خود از میکرو کولر جوتامسون استفاده کردند که شامل مبدل حرارتی جریان محوری بود. سیال عامل آزمایش گاز نیتروژن بود. نتایج تجربی با اصلاحیه جدیدی که به دست آمده بود تطابق خوبی داشت. با استفاده از این تصحیح جدید عملکرد مبدل حرارتی تا ۳۰ درصد بهینه شد.

در سال ۲۰۱۹ لیو و همکارانش [۲۲۳] به مطالعه عددی یک مدل سه‌بعدی از میکروکانال مارپیچی شکل حفره‌دار در محدوده رینولدز ۱۵۰ تا ۹۸۰ که جریان آرام و خصوصیات انتقال حرارت آن برای گروه محقق مهم بود، پرداختند. میکروکانال سطح مقطع مستطیلی با عرض ۰/۱ و طول ۰/۲ میلی‌متر داشت. در مقایسه با میکرومبدل‌های حرارتی مرسوم، میکروکانال‌های مارپیچ به طور موثری در کاهش مقاومت جریان و بهبود توزیع یکسان دما نتایج بهتری به دست می‌دهند. همچنین تاثیر متغیرهای بی‌بعد توسعه‌یافته روی افت فشار اصطکاکی، عدد ناسلت متوسط و رابطه بین مقاومت گرمایی و توان پمپ در این تحقیق مورد بررسی قرار گرفته شد. در مقایسه با میکروکانال‌های مارپیچ با مقطع مستطیلی ولی بدون حفره، انتقال حرارت بهبود یافته و در حدود رینولدز ۹۸۰ نیز مقاومت جریان کمتر می شود.

کومار [۲۲۴] در سال ۲۰۱۹ به مطالعه عددی خصوصیات جریان سیال و انتقال حرارت در میکروکانال‌های ذوزنقه‌ای شکل به روش حجم محدود در محدوده رینولدز ۹۶ تا ۷۲۰ پرداخت. شبیه‌سازی سه‌بعدی در شرایط شار ثابت حرارتی و افت فشارهای مختلف انجام شد تا بهینه‌ترین توزیع افت فشار حرارتی به‌دست آید. برای اعتبارسنجی نتایج شبیه‌سازی عددی میکروکانال‌های مستطیلی و ذوزنقه‌ای، افت فشار در محدوده‌ی وسیعی از اعداد رینولدز به صورت آزمایشگاهی اندازه‌گیری شد. در مقایسه، نتایج با تقریب خوبی یکدیگر را تصدیق می‌کردند. میزان انتقال حرارت، عدد ناست و ضریب

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

عملکرد برای هر دو میکروکانال از شبیه‌سازی محاسبه شدند. مشاهده شد که انتقال حرارت در میکروکانال با مقطع ذوزنقه حدود ۱۲٪ نسبت به میکروکانال مستطیلی بیشتر است.

تحقیقات انجام شده در داخل کشور قبلا آورده شده است، بیشتر کارهای انجام شده در کشور در حوزه نانوسیال و مبدل‌های حرارتی گرماگیر (چشمه گرمایی) مورد استفاده در قطعات الکترونیکی است که از این کارها می‌توان به مراجع [۲۲۵-۲۳۲] اشاره کرد.

۱.۳.۱ جمع‌بندی مروری بر تحقیقات پیشین

برای این‌که برداشت بهتری از تحقیقات پیشین انجام شده در زمینه مبدل‌های حرارتی میکروکانال حاصل شود، مناسب است که مراجع مربوطه را به‌صورت یک جدول کامل لیست کرده و با استفاده از داده‌های این جدول آمار کارهای انجام شده را مورد تحلیل قرار گیرد. برای این منظور مراجع مورد استفاده در زمینه میکروکانال در جدول ۳-۱ فهرست شده‌اند و در ادامه این فصل با استفاده از داده‌های این جدول، نتایج آماری استخراج شده از این جدول ارایه می‌شود. در این جدول، شماره مرجع، نویسنده/نویسندگان، سال انتشار، ماژول تست شده، سطح مقطع، قطر هیدرولیکی، سیال و روش تحقیق آورده شده است. در این جدول برای راحتی، از اختصاراتی استفاده شده است که این اختصارات عبارتند از:

R: Rectangular (مستطیلی); Trp: Trapezoidal (ای‌ذوزنقه); C: Circular (دایروی); S: Square (مربعی); Non-C: Non Circular (غیردایروی); Tri: Triangle (مثلثی); MT: Micro Tube (میکرولوله); MC: MicroChannel (میکروکانال); MCHS: MicroChannel Heat Sink (چشمه گرمایی میکروکانال یا گرماگیر); MCHX: MicroChannel Heat Exchanger (مبدل حرارتی میکروکانال); SS: Stainless Steel

جدول ۳-۱: مراجع مربوط به میکروکانال

Ref.	Author (s)	Year	Test module	Section Type	D_h (μ m)	Test fluids	Study method
[18]	Davies and White	1928	MC	R	306-334	H_2O	Experimental
[19]	Gambilland Bundy	1961	MC	R	1000-1450	h_2o	Experimental
[2]	Tuckerman and Pease	1981	MCHS	R	85.8-95.3	H2O	Experimental
[22]	Wu and Little	1983	MC	R	48-92	N_2, H_2, Ar	Experimental
[23]	Wu and Little	1984	MC	Trp	134-164	N_2 Gas	Experimental
[24]	Acosta et al.	1985	MC	R	0.2-0.5mm gap	H2O, He	Experimental
[25]	Harley and Bau	1989	MC	Trp,R	45, 67	Isopropanol	Experimental
[26]	Missaggia et al.	1989	MC	R	160	H2O	Experimental
[27]	Nakagawa et al.	1990	MC	R	9.75-9.94	DI H_2O	Experimental
[28]	Pfahler et al.	1990	MC	R	1.6-76	N-Propanol	Experimental
[30]	Choi et al.	1991	MT	C	3-81	N2 gas	Experimental
[31]	Lin et al.	1991	MT	C	660-1170	R-12/2-ph	Experimental
[29]	Pfahler et al.	1991	MC	Trp	0.96-39.7	Si-oil, N_2, He	Experimental
[32]	Riddle et al.	1991	MCHS	R	86-96	H2O	Experimental
[34]	Weisberg and Bau	1992	MCHS	R	86-104	NC	Numerical
[37]	Peng and Wang	1993	MC	R	646	H2O	Experimental
[233]	Rahman and Gui	1993	MCHS	Trp	338-388	H2O	Experimental
[38]	Rahman and Gui	1993	MCHS	Trp	176-325	H2O	Experimental
[234]	Urbanek et al.	1993	MC	Trp	5-25	1-3 Propanol	Experimental
[39]	Arkilic et al.	1994	MC	R	2.6	He Gas	Experimental
[40]	Bowers and Muda-	1994	MCHS	C	510-2450	R-113, 2-ph	Experimental

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

[41]	war Peng et al.	1994	MC	R	133-367	H2O	Experimental
[42]	Pong et al.	1994	MC	R	1.94-2.33	N2, He 1-ph	Experimental
[43]	Wang and Peng	1994	MC	R	311-747	H_2O/Methanol	Experimental
[235]	Wilding et al.	1994	MC	Trp	27-63	H2O, Blood	Experimental
[236]	Peng et al.	1994	MC	R	133-367	H2O	Experimental
[46]	Gui and Scaringe	1995	MC	Trp	338-388	H2O	Experimental
[47]	Harley et al.	1995	MC	Trp	1-67	N2, Ar, He	Exp/Analy
[48]	Jiang et al.	1995	MC	C	8-42	H2O	Experimental
[237]	Liu et al.	1995	MC	R	2.33	N2, He gas	Experimental
[3]	Peng and Peterson	1995	MC	R	311-747	H2O/Methanol	Experimental
[45]	Peng et al.	1995	Grooves SS	R	310-646	Methanol	Experimental
[238]	Yu et al.	1995	MT	C	19.6-102	N2 and H2O	Exp/Analy
[53]	Cuta et al.	1996	MCHX	R	425	R-124	Experimental
[239]	Nguyen et al.	1996	MC	Trp	690	H2O	Experimental
[51]	Peng and Peterson	1996	MC	R	133-367	H2O	Experimental
[52]	Peng and Peterson	1996	MCHX	R	133-367	H2O/Methanol	Experimental
[54]	Ravigururajan et al.	1996	MCHX	R	425	R-124	Experimental
[240]	Shih et al.	1996	MC	R	2.33	N2, He gas	Experimental
[241]	Arkilic et al.	1997	MC	R	2.59	He gas	Exp/Analy
[242]	Harms et al.	1997	MC	R	404-1923	DI H_2O	Experimental
[57]	Jiang et al.	1997	MC	C	8-42	H2O	Experimental
[243]	Mala et al.	1997	MC	R	Arbitrary	Liq.	Numerical
[244]	Richter et al.	1997	MC	Tri	23-147	H2O	Experimental
[58]	Stanley et al.	1997	MC	R	56-256	H2O and 2ph	Experimental
[59]	Adams et al.	1998	MC	C	760-1090	H2O	Experimental
[245]	Vidmar et al.	1998	Capillary SS	C	131	H_2O, C7H16	Experimental
[60]	Zhang and Webb	1998	MC	R	960 - 2130	R-134a	Experimental
[61]	Adams et al.	1999	MC	C	760	H2O	Experimental
[246]	Adams et al.	1999	MC	Non-C	1130	H2O	Experimental
[65]	Harms et al.	1999	MC	R	1000x251	DI H2O	Experimental
[247]	Mala and Li	1999	MT	C	50-254	DI H2O	Experimental
[62]	Papautsky et al.	1999	MC	R	44-48	H2O	Experimental
[248]	Papautsky et al.	1999	MC	R	28-58	H2O	Exp/Num
[249]	Pfund et al.	2000	MC	R	200-900	H2O	Experimental
[250]	Xu et al.	2000	MC	R	50-300	H_2O	Experimental
[251]	Araki et al.	2000	MC	Trp	3-10	N_2, He gas	Experimental
[69]	Ding et al.	2000	MC	R,Tri	400-600	R-134a, R- 12	Experimental
[252]	Judy et al.	2000	MT	C	20-150	H2O,Hexane	Experimental
[70]	Li et al.	2000	MT	C	80-180	N2 gas	Experimental
[71]	Qu et al.	2000	MC	Trp	51-169	DIUF H_2O	Experimental
[72]	Qu et al.	2000	MC	Trp	62-169	DIUF H_2O	Exp/Numl
[253]	Rahman	2000	MCHS	R	176 - 491	H2O	Experimental
[73]	Sharp et al.	2000	MT	C	75-242	H2O	Experimental
[254]	Tso and Mahulikar	2000	MC	C	717-741	H2O	Experimental
[250]	Xu et al.	2000	MC	R	30-344	H2O	Experimental
[91]	Yang et al.	2000	MC	C	173-4010	H_2O, R134a, Air	Experimental
[80]	Debray et al.	2001	Mini/MC	R	590-2220	H2O	Experimental
[255]	Ghiaasiaan and Laker	2001	MT	C	760-1090	H2O	Review/ model
[256]	Jiang et al.	2001	MCHX	R	300	H2O	Exp/Analy
[81]	Kandlikar et al.	2001	MC	C	620-1067	H2O	Experimental
[257]	Ren et al.	2001	MC	R	28 - 80	H_2O, KCl	Exp/The
[87]	Celata et al.	2002	Capillary	C	130	R-114	Experimental
[258]	Chung et al.	2002	capillary	C	100	DI H2O, N2 gas	Experimental
[259]	Gao et al.	2002	MC	R	199-1923	H2O	Experimental
[83]	Gao et al.	2002	MC	R	199-1923	H2O	Experimental
[260]	Hegab et al.	2002	MC	R	112-210	R-134a	Experimental

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

[84]	Judy et al.	2002	MC	C, S	1 5-150	H2O/ Methanol	Experimental
[261]	Kandlikar	2002	Mini/MC	Various	Various	Various	Review
[262]	Kang et al.	2002	MCHX	R	66.67	DI H_2O	Experimental
[263]	Maynes and Webb	2002	MT	C	705	H2O	Experimental
[85]	Qu and Mudawar	2002	MCHS	R	349	DI H2O	Exp/Num
[264]	Toh et al.	2002	MCHS	R	86-104	H2O	Numerical
[265]	Turner et al.	2002	MC	R	4.7-95.8	N2, He, Air	Experimental
[266]	Han et al.	2002	MT	-	-	R134A	Experimental
[90]	Park and Hrnjak	2002	MCHX	R	1100	R410A	Experimental
[89]	Kim and Bullard	2002	MCHX	Triangle	0.97/0.89	refrigerant	Experimental
[267]	Li et al.	2003	MT	C	80-206	H2O	Experimental
[268]	Guo and Li	2003	Various	Various	Various	Various	Review
[269]	Bucci et al.	2003	Capillary	C	290-520	H2O	Experimental
[270]	Kandlikar et al.	2003	MC	C	620-1067	H2O	Experimental
[13]	Kim et al.	2003	MC	C	5-100	N_2, Ar, He	Experimental
[271]	Lee and Garimella	2003	MC	R	318-903	H2O	Experimental
[267]	Li et al.	2003	MT	C	80 - 206	DI H2O	Experimental
[272]	Tu and Hrnjak	2003	MC	R	69-305	R-134a	Experimental
[92]	Wu and Cheng	2003	MC	Trp	26-291	DI H2O	Experimental
[273]	Wu and Cheng	2003	MC	Trp	26-291	DI H2O	Experimental
[274]	Baviere et al.	2004	MC	R	9-40	H2O	Experimental
[275]	Cui et al.	2004	MT	C	3-10	DI H2O, Isopro, CCI4	Experimental
[95]	Hsieh et al.	2004	MC	R	146	DI H2O	Experimental
[154]	Lelea et al.	2004	MT	C	100-500	DIS H2O	Exp/Num
[96]	Owhaib and Palm	2004	MC	C	800-1700	R-134a	Experimental
[276]	Sharp and Adrian	2004	MT	C	50-247	H2O, Propanol	Experimental
[277]	Fei and Hrnjak	2004	HE			R134A	Numerical
[97]	GARIMELLA	2004	MCHX-Condenser		1000-5000	refrigerant	Experimental
[278]	Jokar et al.	2005	MCHX	R	2600-4100	R134a, Gly-	Experimental
[279]	Hestsroni et al.	2005	Various	Various	1.01-4010	Gas and Liq	Exp/Review
[280]	Kohlet al.	2005	MC	R	25-100	H2O, Air	Experimental
[112]	Lee et al.	2005	MC	R	318-903	DI H2O	Exp/Num
[281]	Yang et al.	2005	MC	C	167-182	H2O	Exp/Num
[105]	Gamrat et al.	2005	MC	R	-	water	Numerical
[106]	LI et al.	2005	-	Non-C	10-100	water	Numerical
[120]	Baviere et al.	2006	MC	R	285-583	DI H_2O	Exp/Num
[282]	Rands et al.	2006	MT	C	16.6-32.2	DDI H_2O	Experimental
[283]	Steinke and Kandlikar	2006	MC	Trp	8-990	H2O, Others	Review/Exp
[114]	Xia et al.	2006	MCHX-evaporator		-	refrigerant	Experimental
[107]	Revellin et al.	2006	MCHX-evaporator		500	R134a	Experimental
[116]	Khan et al.	2006	MC		-	water	Analytical
[117]	Iyengar and Garimella	2006	-		-	water	Analytical
[109]	Bowers et al.	2006	MCHX-evaporator	R	1540	R134a	Experimental
[284]	Yun et al.	2006	MCHX				Experimental
[117]	Iyengar and Garimella	2006	MCHS				Analytical
[285]	Caney et al.	2007	MC	S	1000	NC/Liq.	Experimental
[286]	Xiong and Chung	2007	MC	R	209-549	DI H2O	Experimental
[287]	Celata et al.	2007	MT	C	30-254	He Gas	Experimental
[124]	Hrnjak and Tu	2007	MC	R	70-305	R134 liq, vap	Experimental
[129]	Kang and Tseng	2007	MCHX	R	66.67	H2O	Numerical
[125]	Liu et al.	2007	MC	C	100	H2O	Numerical
[288]	Qi et a/.	2007	MT	C	531-1931	Liq. N2	Experimental
[289]	Tang et al.	2007	MT	C	119-300	N2, He gas	Experimental

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

[126]	Wang and Liu	2007	Arbitrary	S	Arbitrary	Arbitrary	Numerical
[130]	Saidi and Khiabani	2007	MC		-	water	Num/Analy
[123]	Yun et al.	2007	MCHX-A/C		1530	R134a	Numerical
[127]	Xie et al.	2007	MCHS		-	water	Numerical
[118]	Bello-Ochende et al.	2007	MXHS		10	water	Numerical
[118]	Ochende et al.	2007	MCHS	R	70-128		Num/Analy
[128]	Rij et al.	2007	MC				Num/Analy
[131]	Cho and Cho	2007	MCHX-evaporator	R	1300	R22	Experimental
[290]	Jung and Kwak	2008	MC	R	100-133	H2O, FC-72	Experimental
[291]	Park and Punch	2008	MC	R	106-307	DI H2O	Experimental
[292]	Jiang et al.	2008	MC	R	504	DI H2O	Experimental
[136]	Cetin et al.	2008	MT				Numerical
[137]	Hettiarachchi et al.	2008	MC	R			Numerical
[140]	Mokrani et al.	2009	MC	R	100-1000	H2O	Experimental
[143]	Naphon and Khon- seur	2009	MCHS	R	333-500	Air	Experimental
[148]	Shao et al.	2009	MCHX		800		Numerical
[146]	Hasan et al.	2009	MCHX	R/C/Trp /Tri/S	92	water	Numerical
[145]	Tsuzuki et al.	2009	hot water supplier	R	590-3360	cold water/ hot CO2	Numerical
[144]	Wang et al.	2009	MC	Trp	155	water	Exp/Num
[147]	Harirchian et al.	2009	MCHS		-	FC-77	Experimental
[149]	Husain and Kim	2009	MC		-	water	Numerical
[150]	Biswal et al.	2009	MCHS		-	water	Analytical
[201]	Bell and Groll	2010	MCHX	R	-	-	Experimental
[161]	Xiaoping et al.	2010	MCHX	-	-	-	Exp/Num
[162]	McHale and Garimella	2010	MC/MCHS	Trp			Numerical
[160]	Qi et al.	2010	MCHX-Mobile Air Conditioning	R	-	R134a	Experimental
[151]	Mathew and Hegab	2010	-		-	-	Analytical
[163]	Mazoji	2010	MC				Numerical
[169]	Hoshyar	2010	MC				Numerical
[293]	Bell and Groll	2011	MCHX	R			Experimental
[115]	PADHMANABHAN et al.	2011	Heat Pump		-	refrigerant	Experimental
[166]	Zade et al.	2011	MC	R	10		Numerical
[167]	Wang et al.	2011	MC				Numerical
[174]	Fuentes and Hrnjak	2012	MCHX				Experimental
[175]	Tuo and Hrnjak	2012	MCHX-evaporator			R134A	Experimental
[172]	Paulraj et al.	2012	MCHX				Experimental
[173]	Denkenberger et al.	2012	MCHX				
[182]	Martı´nez Ballester et al	2013	MCHX-Condenser	R	790	CO2	Numerical
[194]	Tuo and Hrnjak	2013	MCHX-evaporator	R	1000	R134A	Experimental
[176]	Tuo and Hrnjak	2013	MCHX-evaporator	R	800	R134A	Exp/Num
[181]	Moallem et al.	2013	MCHX-air source heat pump			ethylene glycol water	Experimental
[180]	Akbari	2013	MCHX	C	850		Exp/Num
[177]	Shabanpour	2013	MC				Numerical
[184]	Xu et al.	2014	MCHX	R			Experimental
[294]	Huang et al.	2014	MCHX				Numerical
[295]	Bacellar et al.	2014	HE		2000-5000		Numerical
[296]	Zou and Hrnjak	2014	MCHX		500	R134A	Exp/Analy
[203]	Ren and Hrnjak	2014	MCHX			R134A	Exp/Analy

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

[297]	Bigi et al.	2014	MCHX-Condenser	R	1700	R410A	Numerical
[183]	Hasan et al.	2014	MCHX		58-234		Numerical
[188]	Huang et al.	2015	MCHX-Condenser	R	300-2000	R134a/R290/CO2	Numerical
[298]	Zou and Hrnjak	2015	MCHX	R	500	R410A/R134A	Experimental
[298]	Zou et al.	2015	MCHX	R	1100	R410A	Exp/Analy
[187]	Li and Hrnjak	2015	MCHX	C	1200	R134A	Experimental
[299]	Li and Hrnjak	2016	MCHX-evaporator	R	500/1400	R134A	Exp/Num
[193]	Li and Hrnjak	2016	MCHX-evaporator	R	2700		Experimental
[195]	Li and Hrnjak	2016	MCHX-evaporator	R	845	R410A	Experimental
[196]	Shen et al.	2016	MCHX (Cond/Evap)		800	R410A/R22/R32/R-1234ze/R-1234ye/propane	Experimental
[198]	Zou et al.	2016	MCHX	R	820		Exp/Analy
[213]	Li and Hrnjak	2016	MCHX		650	R134A	Experimental
[199]	PADHMANABHAN and YANIK	2016	MCHX	R			Experimental
[200]	Sarfraz and bach	2016	MCHX				review
[202]	Zou and Hrnjak	2016	MCHX			R134A/R140A	Exp/Num
[204]	Li and Hrnjak	2016	MC	R	650	R134A	Experimental
[211]	Li and Hrnjak	2017	MCHX-Condenser	R	650	R134A	Numerical
[212]	Li and Hrnjak	2017	MCHX-Condenser	R	630	R134A	Experimental
[300]	Mudiki	2017	MT	R	500-600	Water/Air	Numerical
[301]	Erbay et al.	2017	MCHX				Numerical
[302]	Rahimi and hashemi	2017	MC				Numerical
[210]	Li and Hrnjak	2018	MCHX-Condenser	R	660	Refrigerant	Experimental
[303]	Gaku Hayase	2018	MCHX	R			Experimental
[209]	Rametta et al.	2018	MCHX	R	1200		Exp/Analy
[304]	Li and Hrnjak	2018	MC	R	643	R1234ze/R1234yf	Experimental
[208]	Kwon et al.	2018	MCHX	C/R	520/800	Air/R245fa	Experimental
[170]	Mohajeri	2018	MCHX	R	340	Water	Numerical
[226]	Bagheri and Kohansal	2018	MCHS				Numerical

۱.۱.۳.۱ آمار تعداد تحقیقات در طی سال‌های مختلف

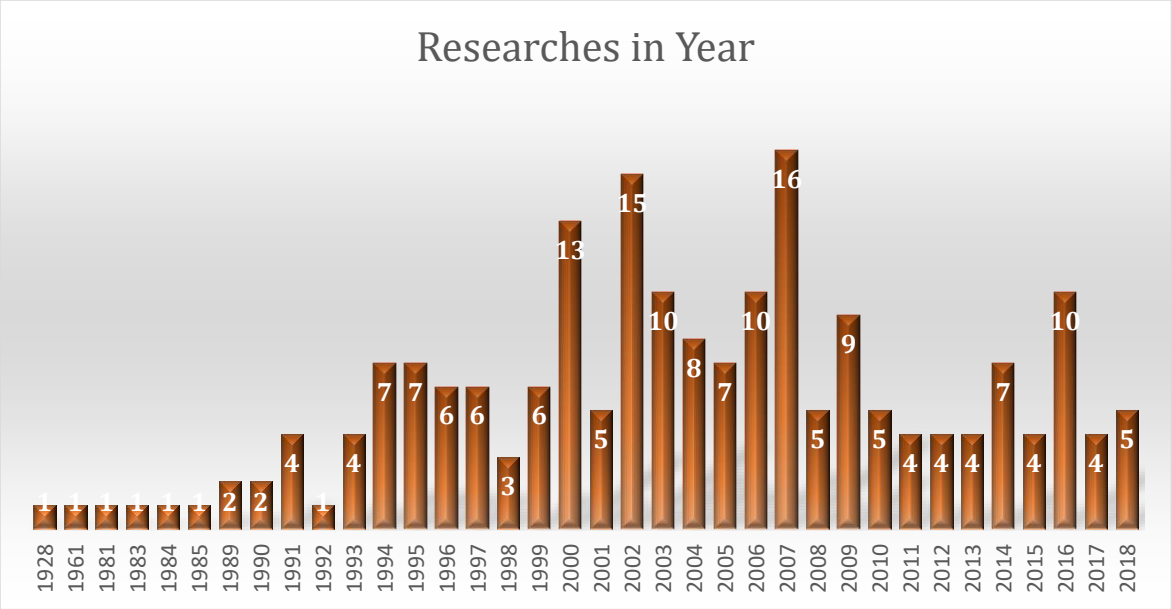
با توجه به داده‌های جدول ۳-۱، حال می‌توان آمار تحقیقات انجام شده در طی سال‌های مختلف را ارایه کرد تا روند تحقیقات در این زمینه در سال‌های مختلف به خوبی مشخص شود. این آمار در شکل ۵-۱ نشان داده شده است. این شکل تعداد تحقیقات در هر سال را نشان می‌دهد. همان‌طور که از این شکل مشخص است، تحقیقات در زمینه میکروکانال‌ها به‌طور موثرتر از سال ۱۹۹۴ به بعد آغاز شده است و می‌توان گفت که بیشترین تحقیقات در این زمینه بین سال‌های ۲۰۰۰ تا ۲۰۰۷ میلادی انجام شده است. اگرچه این تحقیقات در طی سال‌های ۲۰۰۷ تا ۲۰۱۸ نیز ادامه داشته است.

تحقیقات صرف در زمینه میکروکانال و میکرولوله از اهمیت خاصی برخوردار است، بنابراین مناسب‌تر است که آمار تحقیقات انجام شده در زمینه میکروکانال و میکرولوله که سرآغاز تحقیقات برروی مبدل‌های حرارتی میکروکانال است نیز ارایه شود. برای این منظور آمار تعداد تحقیقات انجام شده در هر سال در زمینه میکروکانال و میکرولوله در شکل ۶-۱ نشان داده شده است. همان‌طور که از این شکل مشخص است سال ۲۰۰۰ میلادی اوج تحقیقات انجام شده

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

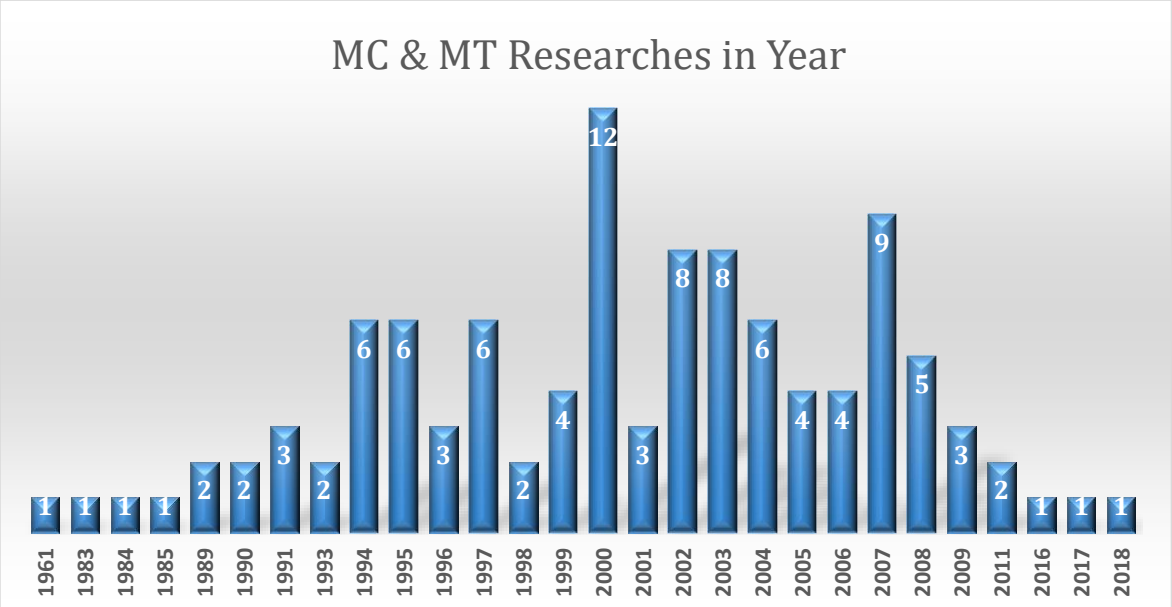
در زمینه میکروکانال و میکرولوله‌ها است. این تحقیقات بین سال ۲۰۰۰ تا ۲۰۰۹ ادامه داشته است و به نظر می‌رسد به بلوغ نسبی رسیده است و از سال ۲۰۰۹ به بعد تحقیقات فقط در زمینه میکروکانال کاهش یافته است و احتمالا در این سال‌ها بیشتر توجه بر روی کاربردهای میکروکانال قرار گرفته است. پس مناسب است که آمار تحقیقات در زمینه‌های کاربردی میکروکانال نیز ارایه شود. با توجه به این‌که تحقیق حاضر بر روی استفاده از مبدل‌های حرارتی میکروکانال تمرکز دارد بنابراین تحقیقات در این زمینه نیز ارایه می‌شود که شکل ۷-۱ آمار تعداد تحقیقات انجام شده بر روی مبدل‌های حرارتی میکروکانال را در سال‌های مختلف نشان می‌دهد. همان‌طور که از این شکل مشخص است بیشترین تحقیقات بین سال‌های ۲۰۰۶ تا ۲۰۱۶ در زمینه مبدل‌های حرارتی میکروکانال انجام شده است که اوج آن در سال ۲۰۱۶ میلادی بوده است و تحقیقات در طی سال‌های گذشته نیز در این زمینه ادامه داشته است. این آمار نشان می‌دهد که کاربردهای میکروکانال‌ها در طی سال‌های اخیر بسیار مورد توجه بوده است.

لازم به ذکر است، با توجه به کاربردهای وسیع میکروکانال‌ها، تحقیقات در این زمینه بسیار زیاد است و در این تحقیق سعی شده است تحقیقاتی لحاظ شود که در زمینه مبدل‌های حرارتی میکروکانال هستند و تحقیقات در زمینه میکروکانال (نه مبدل حرارتی میکروکانال) نیز معطوف تحقیقاتی شده است قابلیت کاربرد در زمینه مبدل‌های حرارتی میکروکانال مورد استفاده در سیستم‌های تهویه مطبوع داشته باشند.

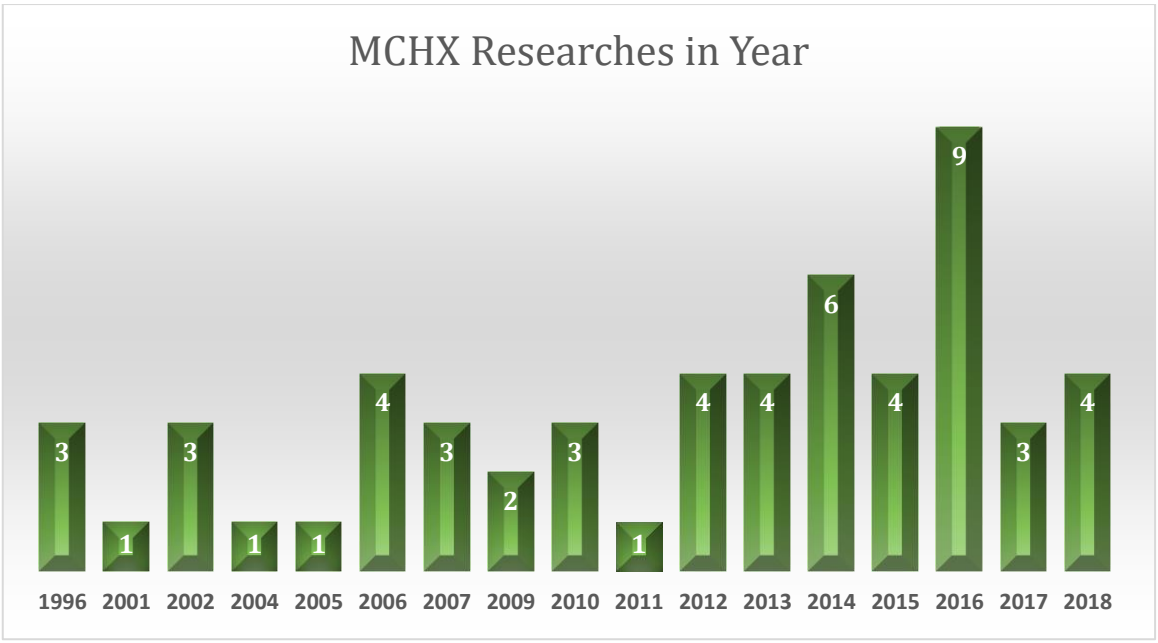


شکل ۵-۱: آمار کل تحقیقات در زمینه میکروکانال در سال‌های مختلف (۱۹۲۸-۲۰۱۸)

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۶-۱: آمار تحقیقات صرف بر روی میکروکانال و میکرولوله در سال‌های مختلف



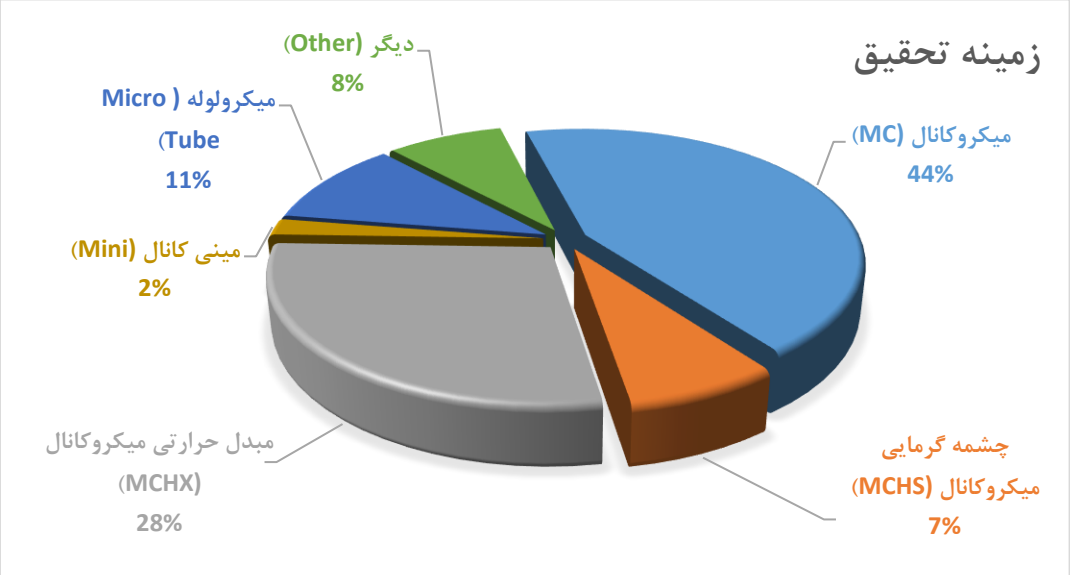
شکل ۷-۱: آمار تحقیقات صرف بر روی مبدل‌های حرارتی میکروکانال در سال‌های مختلف

۱. ۳. ۱. ۲ آمار زمینه تحقیقات انجام شده

یکی از مواردی که در جدول ۳-۱ ارایه شده است، زمینه هر یک از تحقیقاتی است که در این زمینه انجام شده است. تحقیقات انجام شده در مراجع لیست شده به صورت میکروکانال، میکرولوله، مینی‌کانال، مبدل‌های حرارتی میکروکانال، چشمه گرمایی میکروکانال و دیگر تحقیقات دسته‌بندی شده است. آمار درصد هر یک از این تحقیقات در

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

شکل ۸-۱ نشان داده شده است. همان‌طور که مشخص است آمار تحقیقات لیست شده در جدول ۳-۱ بدین صورت است که ۴۴ درصد این تحقیقات در زمینه میکروکانال، ۱۱ درصد در زمینه میکرولوله، ۷ درصد در زمینه چشمه گرمایی میکروکانال، ۲ درصد در زمینه مینی‌کانال‌ها، ۲۸ درصد در زمینه مبدل‌های حرارتی میکروکانال و ۸ درصد تحقیقات در زمینه‌های دیگری بوده است.

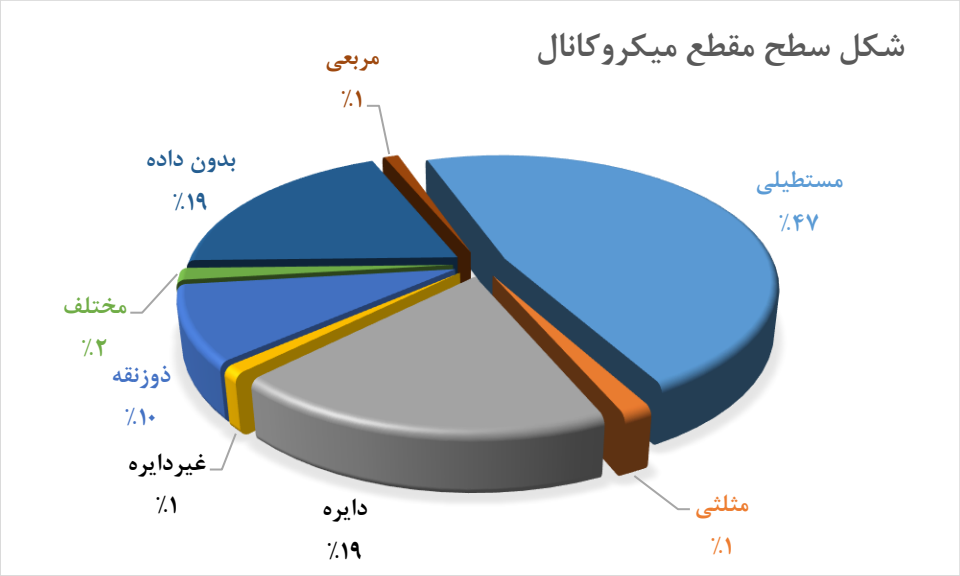


شکل ۸-۱: درصد تحقیقات انجام شده در زمینه‌های مختلف

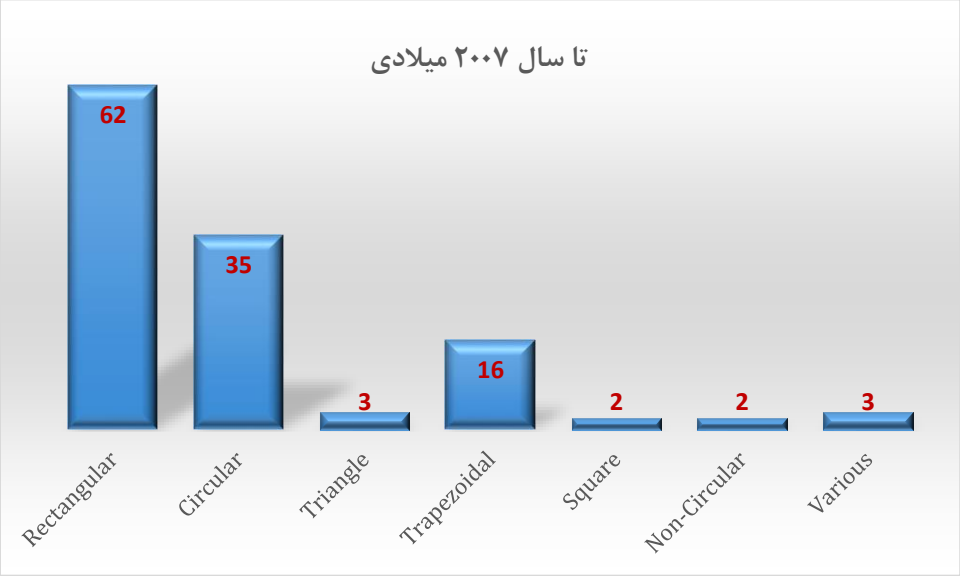
۱. ۳. ۱. ۳ آمار سطح مقطع میکروکانال در تحقیقات لیست شده

یکی دیگر از مواردی که در جدول ۳-۱ ارایه شده است، نوع سطح مقطع میکروکانال در هر یک از تحقیقاتی است که در این جدول لیست شده است. نوع سطح مقطع میکروکانال در مراجع لیست شده به صورت مستطیلی، مربعی، مثلثی، دایروی، غیردایروی، ذوزنقه‌ای و مختلف در نظر گرفته شده است. آمار درصد هر یک از سطح مقطع‌ها در شکل ۹-۱ نشان داده شده است. همان‌طور که مشخص است، سطح مقطع مستطیلی ۴۷ درصد، مربعی ۱ درصد، دایروی ۱۹ درصد، ذوزنقه‌ای ۱۰ درصدریال غیردایروی ۱ درصد، مثلثی ۱ درصد و سطح مقطع‌های مختلف ۲ درصد این تحقیقات را تشکیل می‌دهد. البته ۱۹ درصد تحقیقات شکل دقیق سطح مقطع میکروکانال را ارایه نکرده بودند. همان‌طور که مشخص است سطح مقطع میکروکانال‌ها در بیشتر تحقیقات به صورت مستطیلی بوده است. شکل ۱۰-۱ نوع سطح مقطع‌های میکروکانال استفاده شده در تا سال ۲۰۰۷ میلادی را نشان می‌دهد. همان‌طور که از این شکل مشخص است تا قبل از سال ۲۰۰۷ میلادی، تمامی شکل مقطع‌ها در مقالات دیده می‌شود ولی تعداد مقالاتی که از مقطع مستطیلی استفاده کرده‌اند بیشتر از سایر مقاطع است. شکل ۱۱-۱ نوع سطح مقطع‌های میکروکانال استفاده شده بعد از سال ۲۰۰۷ میلادی را نشان می‌دهد. همان‌طور که از این شکل مشخص است بعد از سال ۲۰۰۷ میلادی تنها از سه نوع مقطع مستطیلی، دایروی و ذوزنقه‌ای استفاده شده است که تعداد مقالاتی که از مقطع دایروی و ذوزنقه‌ای بهره برده‌اند بسیار اندک بوده و بیشتر مقالات از مقطع مستطیلی استفاده کرده‌اند.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۹-۱: درصد شکل سطح مقطع میکروکانال مورد استفاده در تحقیقات



شکل ۱۰-۱: نوع سطح مقطع‌های استفاده شده تا سال ۲۰۰۷ میلادی

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

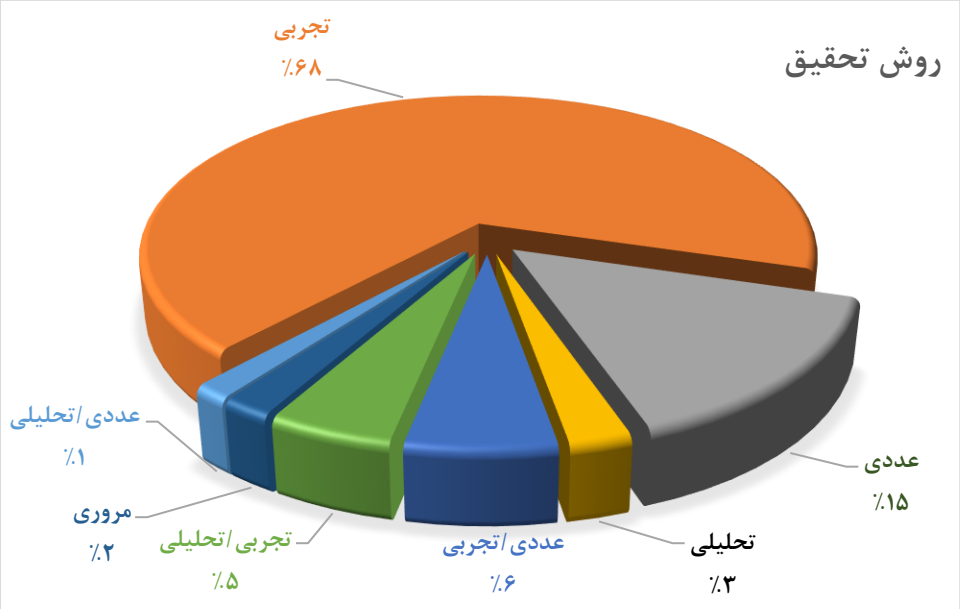


شکل ۱۱-۱: شکل سطح مقطع‌های استفاده شده بعد از سال ۲۰۰۷ میلادی

۱. ۳. ۱. ۴ آمار روش تحقیق انجام شده

یکی دیگر از مواردی که در جدول ۳-۱ ارایه شده است، روش تحقیق صورت گرفته در هر یک از مراجعی است که در این جدول لیست شده است. روش تحقیق به عددی، تجربی، تحلیلی، مروری و یا ترکیبی از این روش‌های دسته‌بندی شده است. آمار درصد هریک از روش‌های تحقیق در شکل ۱۲-۱ نشان داده شده است. همان‌طور که مشخص است از میان تحقیقات لیست شده در جدول ۳-۱، ۶۸ درصد مربوط به کارهای تجربی، ۱۵ درصد مربوط به کارهای عددی، ۶ درصد مربوط به کارهای عددی/تجربی، ۵ درصد مربوط به کارهای تجربی/تحلیلی، ۳ درصد مربوط به کارهای تحلیلی، ۲ درصد مربوط به کارهای مروری و ۱ درصد مربوط به کارهای عددی و تحلیل است. همان‌طور که مشخص است بیشترین سهم را کارهای تجربی در تحقیقات دارند.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

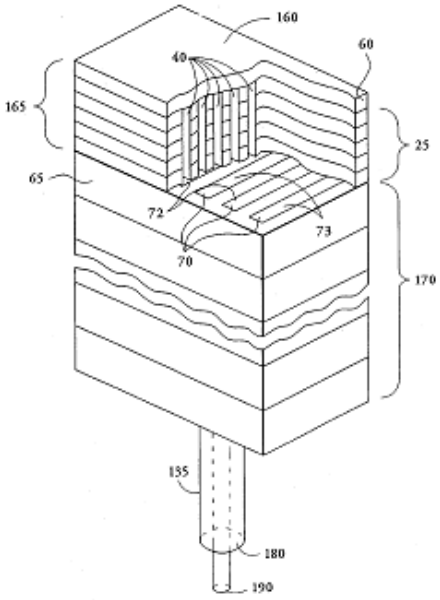


شکل ۱۲-۱: آمار درصد روش‌های تحقیق انجام شده در زمینه میکروکانال

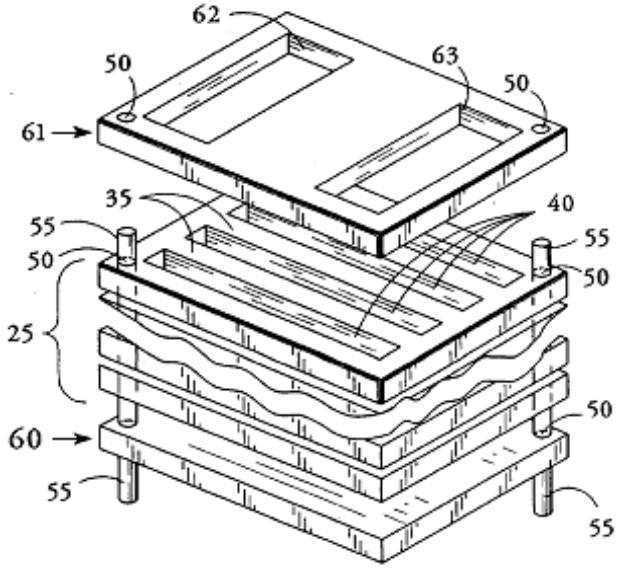
۴.۱ مروری بر پتنت‌ها

در این بخش به بررسی پتنت‌هایی که با موضوع مبدل‌های حرارتی میکروکانال ثبت شده‌اند پرداخته می‌شود تا تاریخچه ارتقا این مبدل‌ها مورد بررسی قرار گیرد. در سال ۱۹۹۸ موندینگر و همکارانش [۳۰۵] یک طرح ماژولار برای مبدل حرارتی میکروکانال ارایه دادند. مبدل حرارتی ماژولار وسیله‌ای برای خنک ساختن محیط گرم اطراف می باشد. بخش اول این وسیله متشکل از آرایه‌ای از صفحات مسی نازک می‌باشد که دارای ردیف‌های سوراخ طولی فرو رفته در صفحات مسی است. صفحات مذکور دارای روکشی از نقره بوده و طوری بر روی هم قرار گرفته‌اند که سوراخ‌ها در امتداد یکدیگر باشند. سوراخ‌ها یک میکروکانال با ضریب منظری دلخواه را شکل می دهند. بخش دوم وسیله دارای یک‌سری صفحات مسی نازک است که به صورت دیافراگم بریده شده‌اند، روکشی از نقره داشته و به ترتیب بر روی صفحات بخش اول چیده شده‌اند به طوری‌که نزدیکترین صفحه به صفحات بخش اول دارای بریدگی‌های دیافراگمی طولی هستند که در جهت عرضی میکروکانال‌های صفحات بخش اول قرار گرفته‌اند. در ادامه روزنه‌های دیافراگمی در داخل روزنه‌های دایروی به هم متصل می‌شوند تا کانال‌های ورودی و خروجی هم محور را تشکیل دهند. کانال ورودی دارای ارتباط با سوراخ‌های طولی فاصله‌دار متناوب مجاور صفحات میکروکانال است و کانال خروجی دارای ارتباط با سوراخ‌های طولی فاصله‌دار متناوب دیگری است. شکل ۱۳-۱ و شکل ۱۴-۱ نمایی از مبدل حرارتی ارایه شده توسط موندینگر و همکارانش را نشان می‌دهد.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



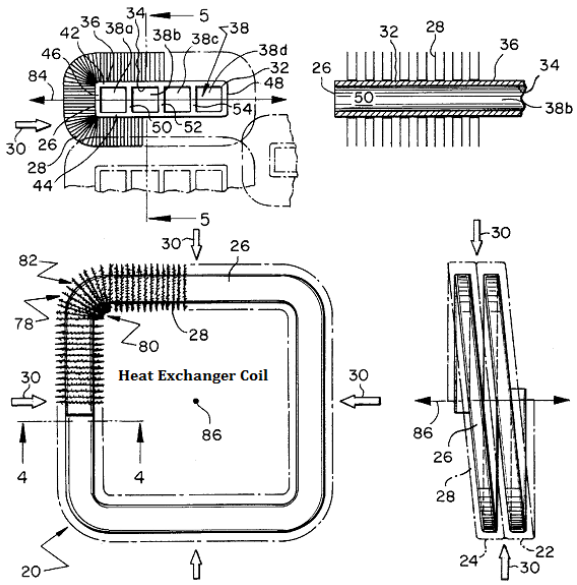
شکل ۱۳-۱: نمایی از مبدل حرارتی ارایه شده توسط موندینگر و همکارانش



شکل ۱۴-۱: نمای انفجاری از مبدل حرارتی میکروکانال ارایه شده توسط موندینگر و همکارانش

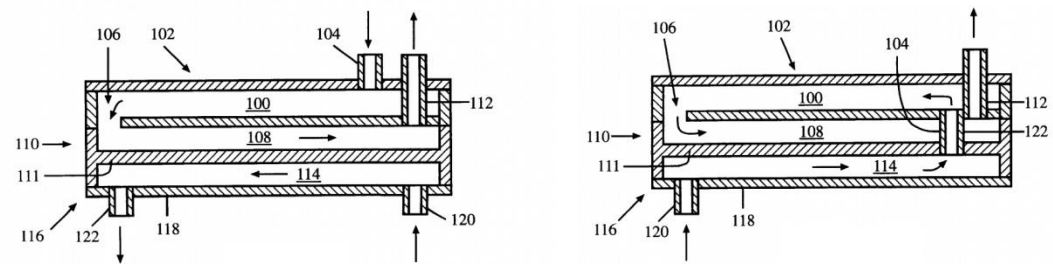
برگمن و همکارانش [۳۰۶] در سال ۱۹۹۹ طرحی برای یک کندانسور میکروکانال برای سیستم تهویه مطبوع مطرح کردند. در این طرح سطح لوله‌های میکروکانال با پره‌های تیغ‌داری پوشانده شده است. چنین مبدل‌هایی کاهش حجم شارژ مبرد در سیستم‌های تهویه مطبوع را به‌همراه دارند. طرح آن‌ها به همراه اجزاء در شکل ۱۵-۱ نشان داده شده است.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۱۵-۱: طرح ارایه شده از کویل مبدل حرارتی، لوله‌های دارای میکروکانال و پره‌های آن توسط برگمن و همکارانش در سال ۱۹۹۹

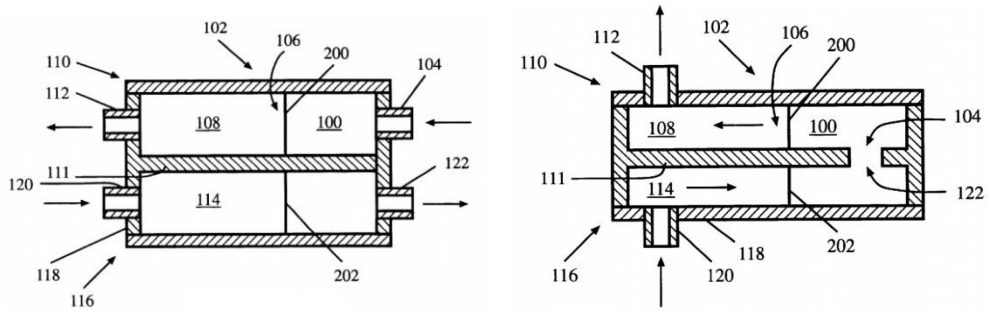
در سال ۲۰۰۱ تانکویچ و همکارانش [۳۰۷] یک طرح در خصوص مبدل حرارتی میکروکانال فعال[1] ارایه کردند. در این نوآوری یک سیستم مبدل حرارتی میکروکانال فعال با یک منبع حرارتی فعال و ساختار جدید میکروکانال معرفی شده است. این سیستم شامل: ۱) یک محفظه واکنش گرمازا ۲) یک محفظه خروجی ۳) یک محفظه مبدل حرارتی در ارتباط با محفظه خروجی ۴) حرارت حاصل از محفظه واکنش گرمازا بوسیله گازهای واکنشی از طریق محفظه خروجی گاز و نیز به وسیله دیواره‌های محبوس کننده سیال کاری موجود در محفظه خروجی گازهای گرم (که در آنجا دمای سیال بالا می رود) به بیرون هدایت می‌شود. طرح ارائه شده به عنوان تبخیرکننده سوخت مایع و/یا به عنوان یک تولیدکننده بخار برای سیستم‌های توان پیل سوختی و نیز به عنوان یک منبع حرارتی برای پایدار نگهداشتن واکنش‌های شیمیایی گرماگیر و شروع واکنش‌های گرمازا بسیار مفید می‌باشد. شکل ۱۶-۱ و شکل ۱۷-۱ سطح مقطع مبدل‌های حرارتی میکروکانال فعال را نشان می‌دهد. شکل ۱۸-۱ و شکل ۱۹-۱ نیز نمای بزرگنمایی شده از صفحه مبدل حرارتی را نشان می‌دهد.



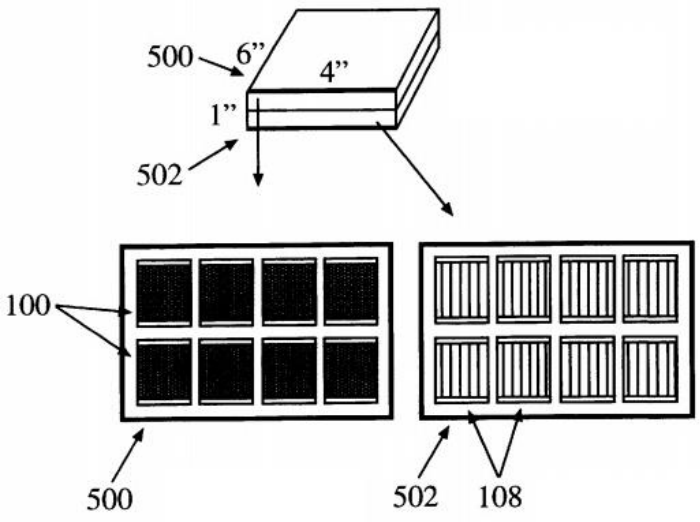
شکل ۱۶-۱: سطح مقطع مبدل‌های حرارتی میکروکانال فعال تک راهه و دو راهه به همراه محفظه خروجی گاز مابین محفظه واکنش و محفظه سیال

[1] Active Microchannel Heat Exchanger

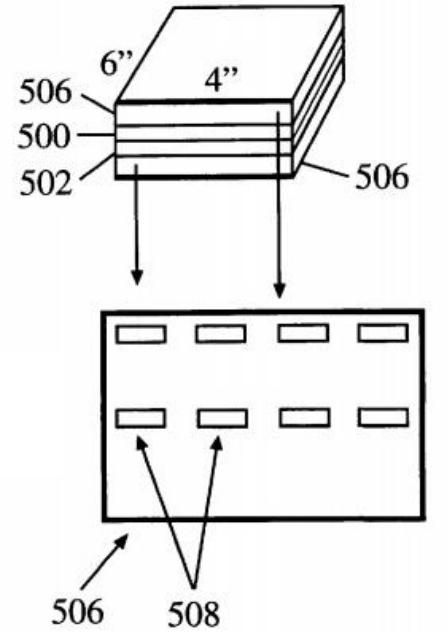
DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۱۷-۱: سطح مقطع مبدل‌های حرارتی میکروکانال فعال تک راهه و دو راهه به همراه محفظه خروجی گازِ در تماس حرارتی با محفظه مبدل حرارتی



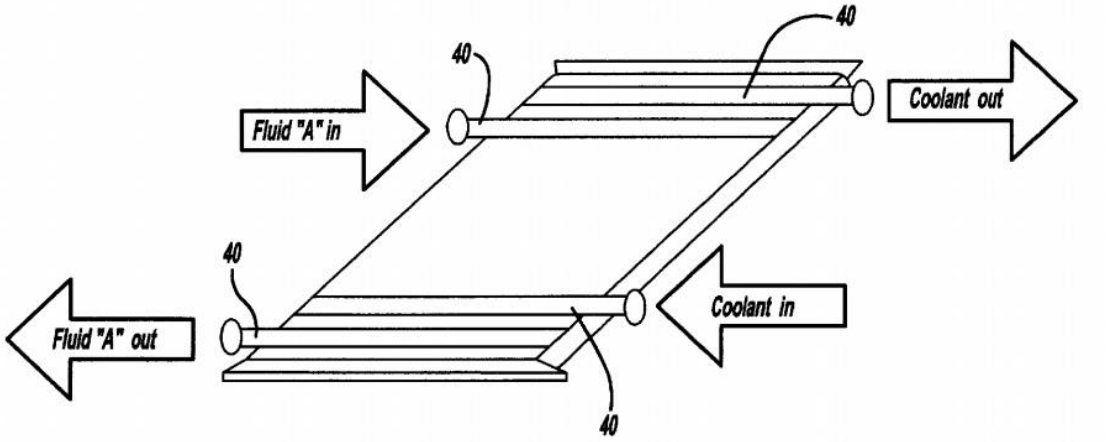
شکل ۱۸-۱: مبدل حرارتی میکروکانال فعال با نماهای بزرگنمایی شده از یک صفحه واکنش گرمازا و یک صفحه مبدل حرارتی



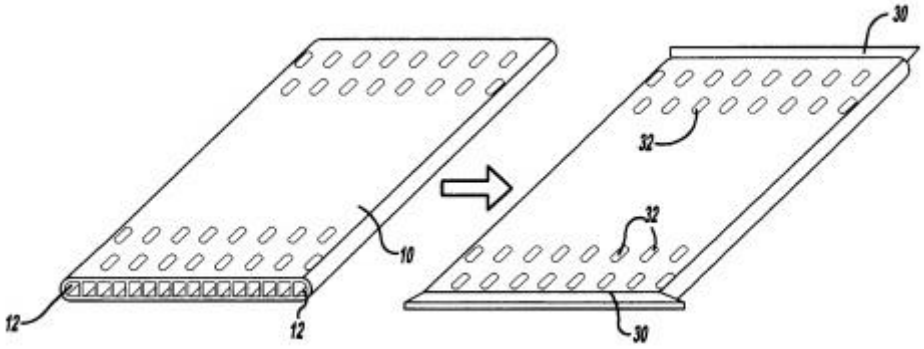
شکل ۱۹-۱: نمای بزرگنمایی شده از یک صفحه مبدل حرارتی

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

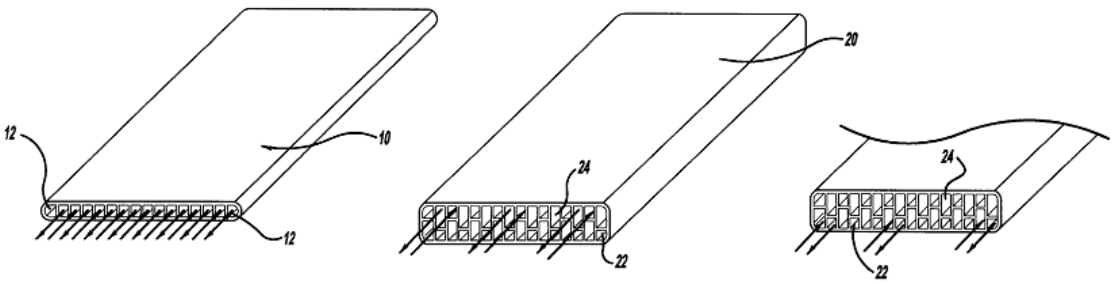
در سال ۲۰۰۲ شمبکار و گاثروپ [۳۰۸] طرحی در خصوص یک مبدل حرارتی میکروکانال اکسترود شده جهت کاهش هزینه‌ها و تسهیل فرآیند تولید ارایه کردند. مبدل حرارتی معرفی شده دارای یک بدنه با کانال‌های جانبی سرتاسری است که توانایی هدایت سیال در جهات متناوب و نیز جهات مخالف در بدنه را دارا است. بدنه در هر انتها دارای مانع می‌باشد تا سیال به طور کامل در آن محصور گردد. ورودی سیال و سوراخ‌های خروجی در بدنه تعبیه شده‌اند تا کانال‌های متناوب موجود در بدنه بتوانند نتایج مورد انتظار از مبدل حرارتی را ایجاد کند و مانیفولدها به نحوی در مبدل حرارتی قرار داده شده‌اند تا ارتباط با کانال‌های متناوب داخل مبدل برقرار شود همچنین سطح مقطع برخی کانال‌ها با هم برابر نیستند لذا بعضی از آنها قادر به انتقال سیال بیشتری در یک زمان معین هستند. شکل ۲۰-۱ تا شکل ۲۲-۱ طرح‌های پیشنهاد شده توسط شمبکار و گاثروپ را نشان می‌دهد.



شکل ۲۰-۱: مسیرهای متناوب جریان در مبدل حرارتی



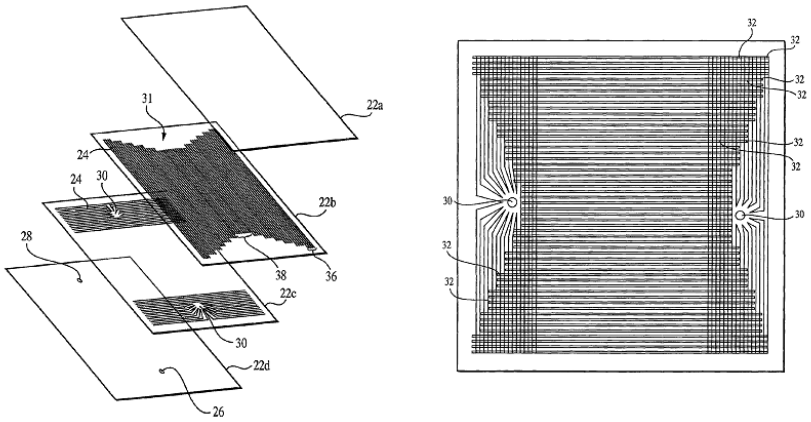
شکل ۲۱-۱: انتهای مسدود شده کانال‌ها



شکل ۲۲-۱: کانال‌های پیشنهاد شده توسط شمبکار و گاثروپ

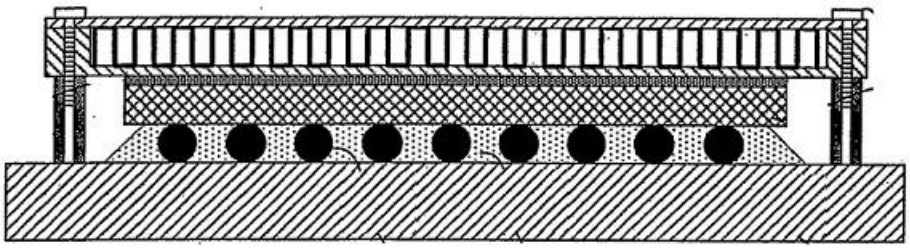
DOI: 10.30503/nripress.2020.283

در سال ۲۰۰۴ طرحی توسط فیلپات[1] [۳۰۹] و همکارانش ارایه شده است که در آن یک مبدل حرارتی میانی[2] (بین میکرو و ماکرو) انعطاف‌پذیر معرفی شده است. استفاده از وسایل با اندازه میانیِ توان پایین و با خاصیت شبکه‌ای در وسایل سرمایش و گرمایش دارای برتری‌هایی نسبت به وسایل سرمایش و گرمایش سنتی دارد. در این طرح ارایه شده، مبدل حرارتی از یکسری ساختارهای لایه‌ای با کانال‌هایی که در چند جهت قرار می‌گیرند و قابلیت انعطاف‌پذیری دارند تشکیل می‌شود. این مبدل حرارتی دارای کانال‌های یکنواختی برای جریال سیال است. کانال‌های ذکر شده متشکل از لوله‌های اصلی و لایه‌های متفاوت به منظور جریان یافتن مبرد یا سیال دیگر و تبادل حرارتی می‌باشد. در ساختار لایه‌ای یک جریان یکنواخت در سیال ایجاد شده است.. در این طرح لایه‌ها با استفاده از یک فرایند ساختی خاص لایه لایه سازی روی یکدیگر قرار می‌گیرند. شکل ۲۳-۱ نمایی از چند لایه دارای کانال و قرارگیری آن‌ها روی یکدیگر را نشان می‌دهد.



شکل ۲۳-۱: نمایی از چند لایه دارای کانال (سمت چپ) و قرارگیری آن‌ها روی هم (سمت راست)

پاکارنا و پراشر [۳۱۰] در سال ۲۰۰۵ نوآوری پیرامون طرح یک مبدل حرارتی برای خنک‌کاری مدارهای یکپارچه مطرح کردند. نمایی از طرح ارایه شده در شکل ۲۴-۱ نشان داده شده است.

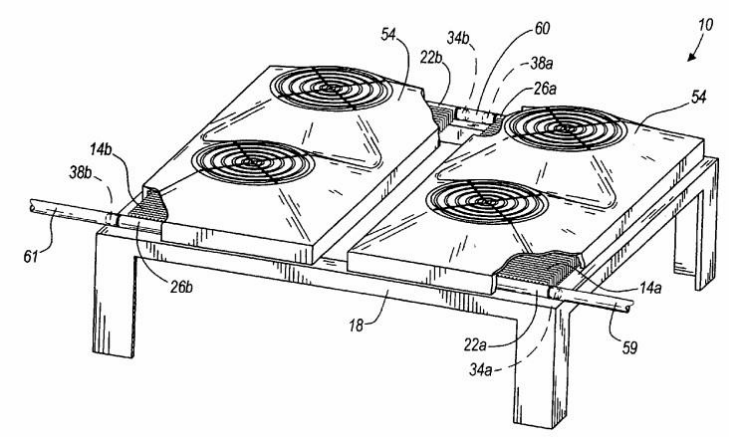


شکل ۲۴-۱: نمایی از طرح ارایه شده توسط پاکارنا و پراشر برای خنک‌کاری مداری [۳۱۰]

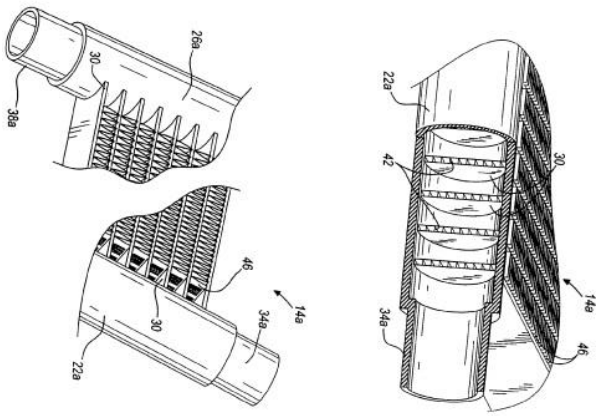
[1] PhilPott
[2] Meso

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

در سال ۲۰۰۶ مرکیس و همکارانش [۳۱۱] یک نوآوری در مورد مونتاژ کندانسور میکروکانال ارایه کردند. در این پتنت، یک مجموعه کندانسور به منظور چگالش یک مبرد بخار شده جهت استفاده در یک سیستم خنک‌کاری فروشگاه معرفی شده است. این مجموعه شامل حداقل یک کویل کندانسور میکروکانال است که خود از یک مانیفولد ورودی و یک مانیفولد خروجی تشکیل شده است. مانیفولد ورودی شامل یک پورت برای دریافت ماده مبرد و مانیفولد خروجی نیز شامل یک پورت خروجی برای تخلیه مبرد است. همچنین مجموعه ذکر شده شامل یک فریم برای نگهداشتن حداقل یک کویل کندانسور میکروکانال است. شکل ۲۵-۱ و شکل ۲۶-۱ نمای کلی از مجموعه کندانسور میکروکانال پیشنهاد شده توسط مرکیس و همکارانش و نمای برش‌خورده از کویل کندانسور را نشان می‌دهد.



شکل ۲۵-۱: نمای کلی از مجموعه کندانسور میکروکانال

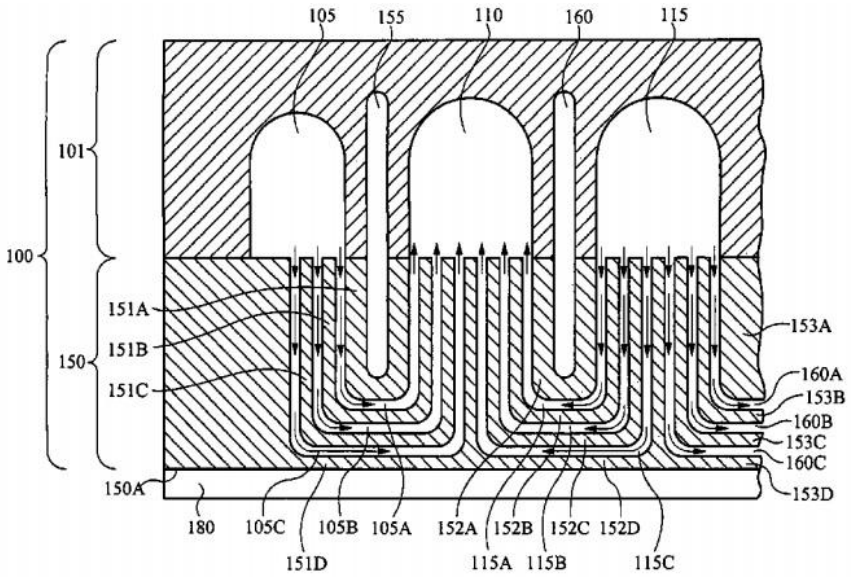


شکل ۲۶-۱: نمای برش خورده از کویل کندانسور میکروکانال

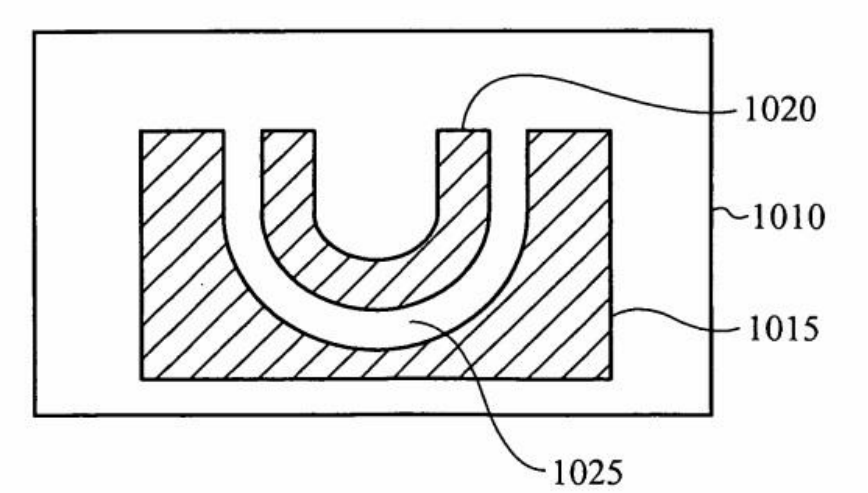
در سال ۲۰۰۷ لووت و همکارانش [۳۱۲] نوآوری در خصوص مبدل‌های حرارتی میکروکانال چند سطحه ارایه کردند. نوآوری مربوط به معرفی تجهیزات لازم و روش به جریان انداختن یک ماده جاذب حرارت در داخل یک مبدل

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

حرارت است. تجهیزات از یک لایه مانیفولد متصل شده با یک لایه واسط تشکیل شده است. لایه مانیفولد خود متشکل از یک مانیفولد ورودی و یک مانیفولد خروجی است. لایه واسط نیز از یک مجموعه کانال‌هایی تشکیل شده است که از مانیفولد ورودی تا یک صفحه تبادل‌کننده حرارت امتداد داشته و سپس از آن خارج شده و در مانیفولد خروجی خاتمه می‌یابد. مجموعه کانال‌ها در یک صفحه که غیرموازی با صفحه تبادل‌کننده حرارت است چیده شده‌اند. هر دسته کانال در مجاورت دسته دیگر قرار دارد بنابراین میزان حرارت مجاز تشعشع شده از یک وسیله تولیدکننده حرارت در داخل کانال به یک ماده خنک‌کننده دارای جریان منتقل شده و لذا از آن وسیله تولیدکننده حرارت دفع می‌شود. بنابراین بهتر است شکل کانال‌ها به صورت U شکل یا U شکل دراز باشد. شکل ۲۷-۱ و شکل ۲۸-۱ نمایی از سطح مقطع مبدل حرارتی ارایه شده توسط لووت و همکارانش و فرم کانال‌ها را نشان می‌دهد.



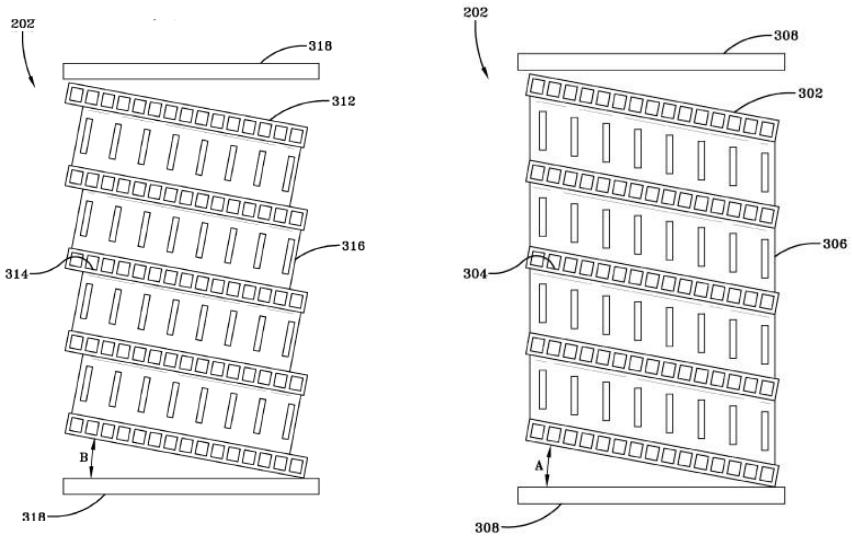
شکل ۲۷-۱: نمای جانبی از سطح مقطع مبدل حرارتی لووت و همکارانش



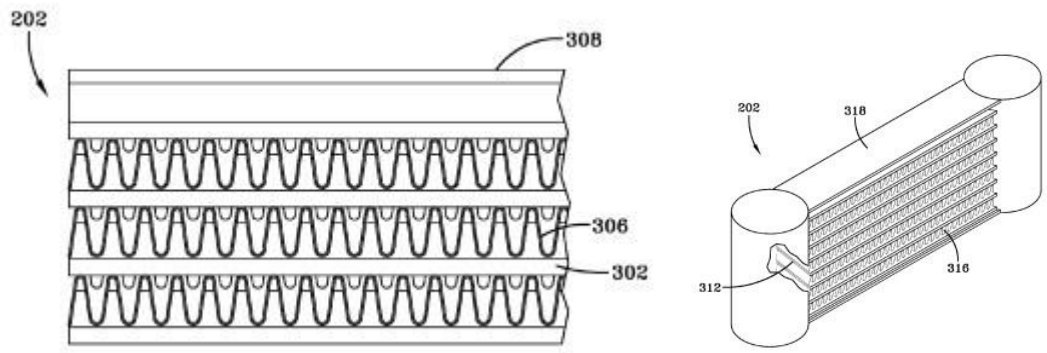
شکل ۲۸-۱: نمایی از فرم U شکل کانال‌ها ارایه شده توسط لووت و همکارانش

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

در سال ۲۰۰۸ بریدینگ و کارونا [۳۱۳] یک نوآوری در مورد مبدل حرارتی میکروکانال ارایه کردند. در این نوآوری برای مبدل حرارتی میکروکانال یک مسیر تخلیه کندانسور به منظور افزایش جریان سیال در مبدل توسعه داده شده است. مبدل حرارتی میکروکانال زمانی‌که در حالت عمودی قرار دارد، لوله‌های دارای میکروکانال با زاویه‌ای نسبت به افق قرار می‌گیرند. پره‌های بین لوله‌ها به صورت عمود بر زاویه قرارگیری لوله‌ها یا عمود بر صفحه افقی قرار می‌گیرند. شکل ۲۹-۱ نمایی از قرارگیری لوله‌ها وپره‌ها و شکل ۳۰-۱ نمای مقطعی وایزومتریک از مبدل حرارتی میکروکانال ارایه شده توسط بریدینگ و کارونا را نشان می‌دهد.



شکل ۲۹-۱: نمایی از قرارگیری لوله‌ها و پره برای مبدل حرارتی میکروکانال

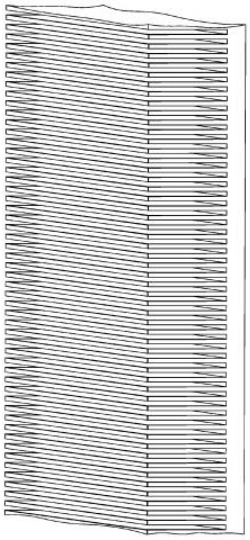


شکل ۳۰-۱: نماهای مقطعی و ایزومتریک از مبدل حرارتی میکروکانال

در سال ۲۰۰۹ گلکی [۳۱۴] یک نوآوری در مورد ساخت مبدل‌های حرارتی میکروکانال با استفاده از وایرکات ارایه کرد. در این نوآوری پنل‌هایی برای کویل مبدل حرارتی میکروکانال که ممکن است بیشتر از ۳۶ پره در هر اینچ داشته باشد توسعه داده شده است. نسبت منظری پنل‌های میکروکانال‌ها در حدود ۱۰ می‌باشد. پنل‌ها همچنین دارای میکروکانال‌ها و پره‌هایی در یک طرف خود (یا کناره‌های مخالف) هستند. همچنین در این نوآوری روش‌هایی برای

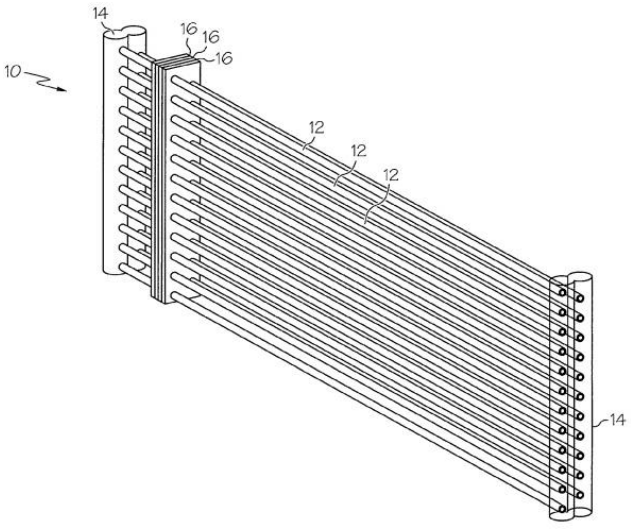
DOI: 10.30503/nripress.2020.283

ماشین‌کاری پانل‌ها ارایه شده است. شکل ۳۱-۱ نمای ایزومتریک از یک پنل مبدل حرارتی میکروکانال دارای ۳۶ پره در هر اینچ را نشان می‌دهد.



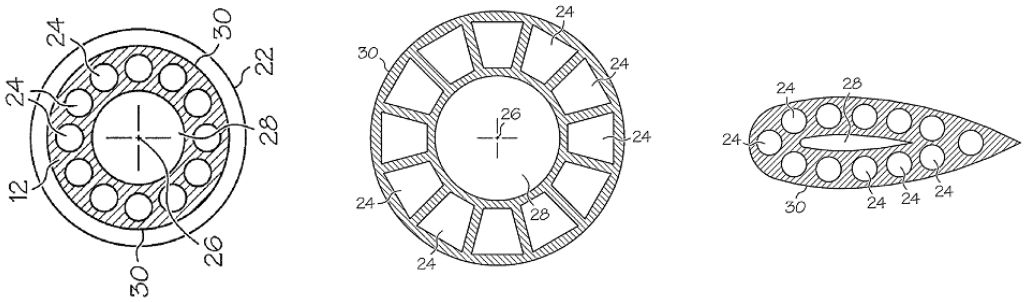
شکل ۳۱-۱: نمای ایزومتریک از یک پنل مبدل حرارتی میکروکانال دارای ۳۶ پره در اینچ

در سال ۲۰۰۹ الهیاری و فرزاد [۳۱۵] یک نوآوری در مورد مبدل حرارتی میکروکانال ارایه کردند که ممکن است دارای سطح مقطع انحنادار باشند. مبدل حرارتی میکروکانال شامل حداقل یک مانیفولد برای توزیع سیال و نیز یک مجموعه لوله است. یک لوله از مجموعه لوله‌ها دارای سطح مقطع خمیده بوده و دارای میکروکانال‌هایی با قابلیت حمل سیال است که از سر انتهایی لوله تا سر انتهایی دیگر آن امتداد دارند. مجموعه‌ای از پره ها نیز وجود دارد که در راستای طول مجموعه لوله‌ها قرار داده شده‌اند. همچنین روشی برای گرفتن انرژی حرارتی سیال از طریق مبدل حرارتی مبتنی بر میکروکانال ارایه شده است. شکل ۳۲-۱ نمایی ایزومتریک و شکل ۳۳-۱ سطح مقطع‌های انحنادار ارایه شده توسط الهیاری و فرزاد را نشان می‌دهد.



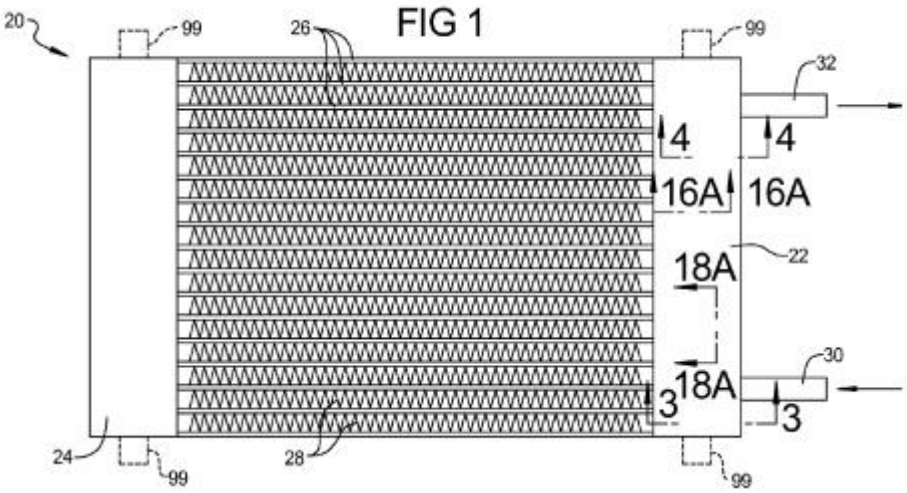
شکل ۳۲-۱: نمای ایزومتریک مبدل حرارتی میکروکانال توسط الهیاری و فرزاد

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۳۳-۱: سطح مقطع‌های انحنادار مطرح شده توسط الهیاری و فرزاد

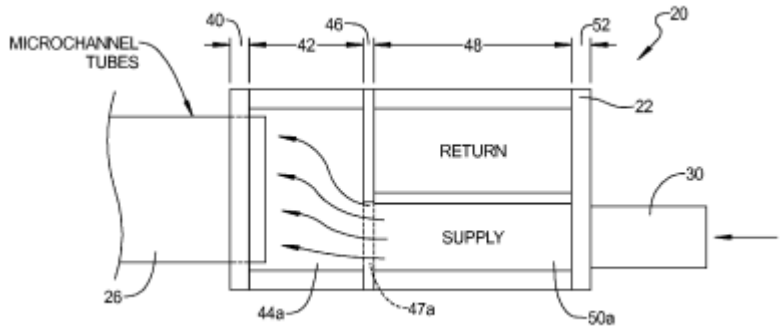
تانکوویچ[1] و همکارانش [۳۱۶] در سال ۲۰۰۹ نوآوری مربوط به تجهیزات و فرآیند استفاده شده در تکنولوژی ساخت میکروکانال را به ثبت رساندند. در این نوآوری فرآیندی به منظور هیدروکرکینگ[2] یک واکنش دهنده در یک راکتور مبتنی بر میکروکانال معرفی شده است. همچنین روشی برای هیدروژن کاری در راکتور مبتنی بر میکروکانال نیز معرفی شده است. در نهایت تجهیزات و فرایند جدیدی به منظور تزریق و جریان بخار یا سیال در داخل مجموعه‌ای از میکروکانال‌ها در بخش عملکرد میکروکانال ارایه شده است. چریدر و اسپیرینگ [۳۱۷] در سال ۲۰۰۹ نوآوری پیرامون مانیفولدهای لایه‌ای برای مبدل‌های حرارتی میکروکانال ارایه کردند. مبدل حرارتی می‌تواند کاربردهای چندگانه‌ای داشته باشند به طوری که وجود لایه‌های مجزا می‌تواند باعث سفارشی شدن مبدل حرارتی شود. این طراحی می‌تواند باعث جریان بهینه مبرد در مناطق با نیروی بیشتر شود و درنتیجه توزیع یکنواخت‌تری از دما در مبدل فراهم آید. علاوه بر این، مانیفولد لایه‌ای اجازه می‌دهد که بتوان از چندین مدار در مبدل حرارتی استفاده کرد و از مبردهای مختلف استفاده شود. نمایی از مبرد و مقطع مانیفولد در بخش ورودی و خروجی به مبدل حرارتی میکروکانال در شکل ۳۴-۱ تا شکل ۳۶-۱ نشان داده شده است.



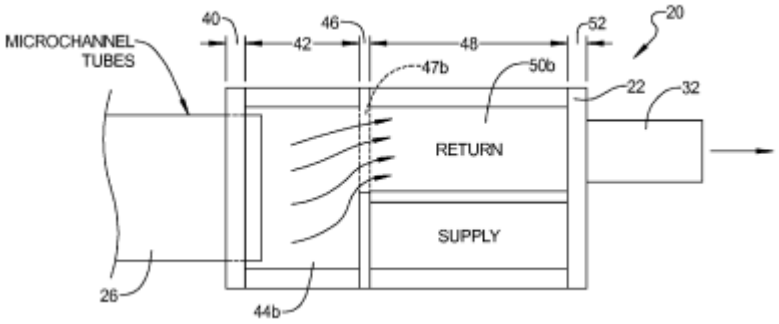
شکل ۳۴-۱: نمایی از مبدل حرارتی میکروکانال دارای مانیفولد لایه‌ای

[1] Tonkovich
[2] Hydrocracking

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

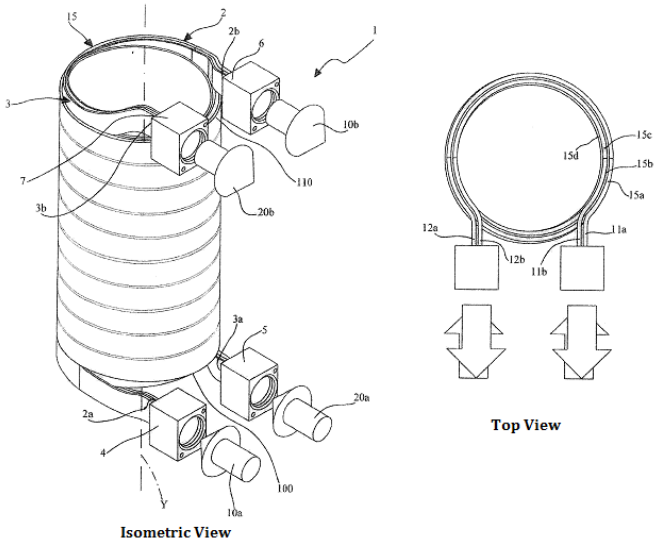


شکل ۳۵-۱: برش مقطع 3-3 در شکل ۳۴-۱ (مقطع مانیفولد در هنگام ورود مبرد)



شکل ۳۶-۱: برش مقطع 4-4 در شکل ۳۴-۱ (مقطع مانیفولد در هنگام خروج مبرد)

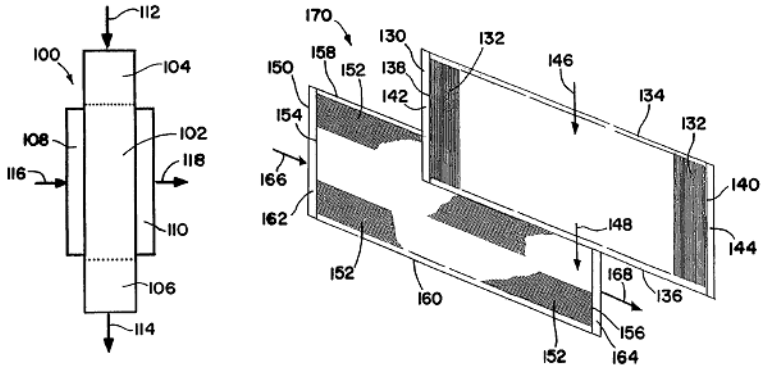
برناردینلو و بوتازو [۳۱۸] در سال ۲۰۱۰ یک نوآوری در مورد مبدل‌های حرارتی میکروکانال مارپیچی مطرح کردند. این مبدل حرارتی میکروکانال دارای دو میکروکانال اولیه و ثانویه است که هریک از آن‌ها یک مانیفولد ورودی و خروجی مجزا دارند. میکروکانال‌ها به‌صورت مارپیچی روی یکدیگر قرار می‌گیرند. میکروکانال اولیه از مانیفولد ورودی تا مانیفولد خروجی دارای پیچشی در جهت عقربه‌های ساعت حول محور چرخش مارپیچ است و میکروکانال ثانویه دارای چرخشی خلاف جهت عقربه‌های ساعت است. شکل ۳۷-۱ دو نما از این مبدل حرارتی مارپیچی مطرح شده توسط برناردینلو و بوتازو را نشان می‌دهد.



شکل ۳۷-۱: دو نما از مبدل حرارتی میکروکانال مارپیچی دارای دو مجموعه میکروکانال مجزا و مستقل

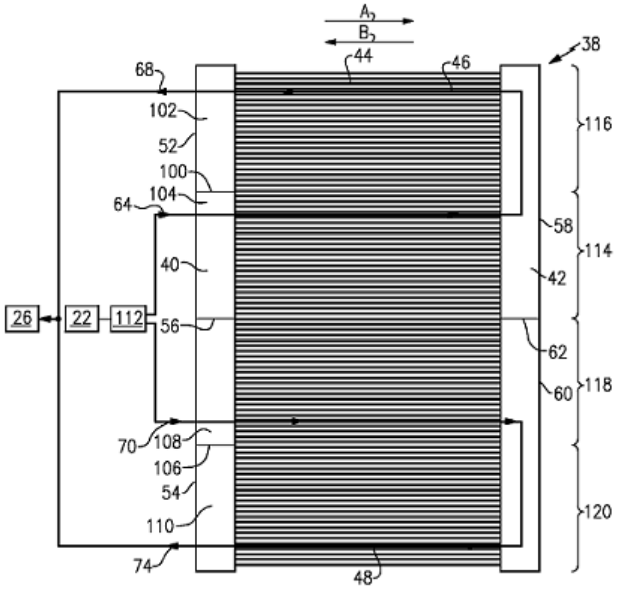
DOI: 10.30503/nripress.2020.283

در سال ۲۰۱۰ وانگ و همکارانش [۳۱۹] نوآوری در مورد راکتور میکروکانال ارایه کردند. یک راکتور میکروکانال متشکل از حداقل یک میکروکانال فرآیندی و یک ناحیه تبادل حرارت است. راکتور میکروکانال ممکن است برای انجام واکنش سنتز *Fischer-Tropsch* مورد استفاده قرار بگیرد. شکل ۳۸-۱ شماتیکی از راکتور میکروکانال و یک لایه از میکروکانال فرآیندی و ناحیه تبادل حرارت مورد استفاده در هسته را نشان می‌دهد.



شکل ۳۸-۱: شماتیک راکتور میکروکانال و یک لایه از میکروکانال‌های فرآیندی و ناحیه تبادل حرارت مورداستفاده در هسته آن

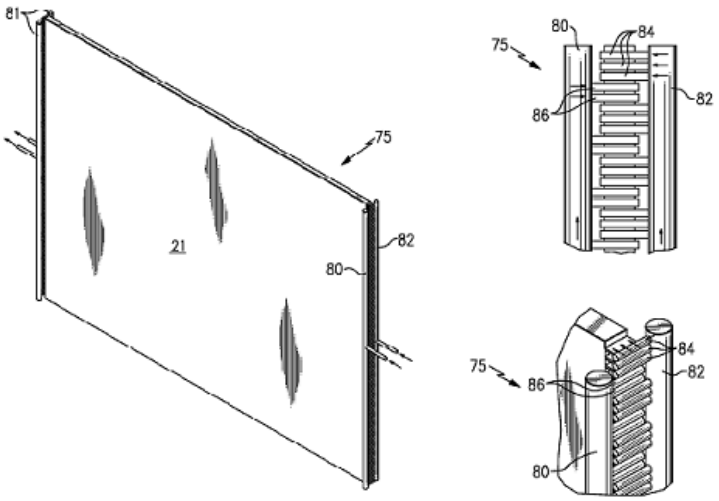
کرکوود [۳۲۰] در سال ۲۰۱۱ یک مبدل حراتی میکروکانال دارای چند مدار سیال ارایه کردند. این مبدل حرارتی دارای دوسری لوله میکروکانال است. مدار اول مبدل حرارتی میکروکانال شامل مجموعه‌ای از لوله‌های میکروکانال و مبرد است که با مجموعه دوم لوله‌های میکروکانال تبادل حرارتی انجام می‌دهد. مدار دوم مبدل حرارتی میکروکانال شامل مجموعه دوم لوله‌های میکروکانال است که بخشی از سیال از طریق این مجموعه لوله‌ها عبور کرده و تبادل حرارت انجام می‌شود. دو مایع گذرنده از مجموعه‌ی اول و دوم در نهایت به صورت یک جریان مشترک از مبدل خارج می‌گردند. شکل ۳۹-۱ نمایی از مبدل حرارتی دارای دو مدار سیال ارایه شده توسط کرکوود را نشان می‌دهد.



شکل ۳۹-۱: نمایی از مبدل حرارتی دارای دو مدار سیال ارایه شده توسط کرکوود

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

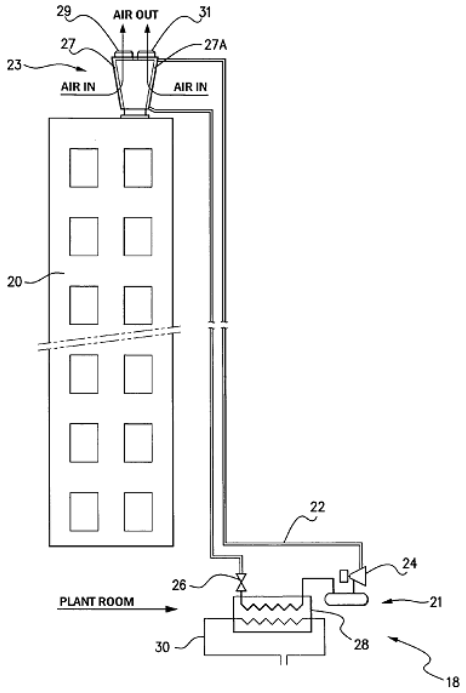
در سال ۲۰۱۱ تاراس و همکارانش [۳۲۱] یک مبدل حرارتی میکروکانال دارای چند مدار یکپارچه ارایه کردند. مبدل حرارتی ارایه شده دارای حداقل دو مانیفولد مرتبط با لوله‌های میکروکانال جهت تبادل حرارت است. مجموعه‌های اول و دوم لوله‌های مبدل حرارتی میکروکانال درون هسته مبدل حرارتی میکروکانال یکپارچه شده‌اند. شکل ۴۰-۱ مبدل حرارتی میکروکانال ارایه شده توسط تاراس و همکارانش که دارای چند مدار یکپارچه است و ساختار مانیفولدهای آن برای جریان چند مدار را نشان می‌دهد.



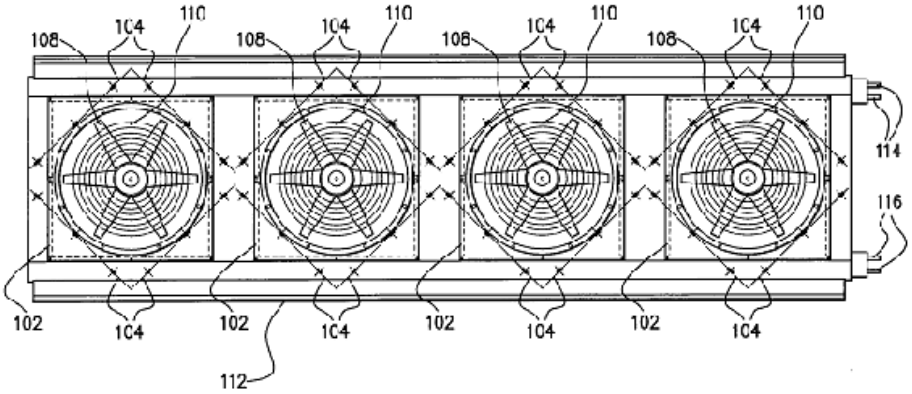
شکل ۴۰-۱: نمونه‌ای از مبدل حرارتی میکروکانال دارای چند مدار یکپارچه و ساختار مانیفولدهای آن

هال و دجانگ [۳۲۲] در سال ۲۰۱۱ یک نوآوری در سیستم‌های سرمایشی در ابعاد بزرگ برای ساختمان‌ها و مراکز تجاری بزرگ ارایه کردند. سیستم مبدل حرارتی آن‌ها شامل حداقل یک مبدل حرارتی اولیه، یک مدار بسته برای مبرد و حداقل یک فن برای ایجاد جریان هوا برای عبور از اولین مبدل حرارتی و حداقل یک خنک‌کننده‌ی هوا در بالادست جریان هوای مبدل حرارتی اول است. در این مدل مبدل حرارتی اولیه از میکروکانال تشکیل شده است.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۴۱-۱: شماتیک از سیستم سرمایشی مدار بسته دارای مبدل‌های حرارتی قرار گرفته در پشت‌بام

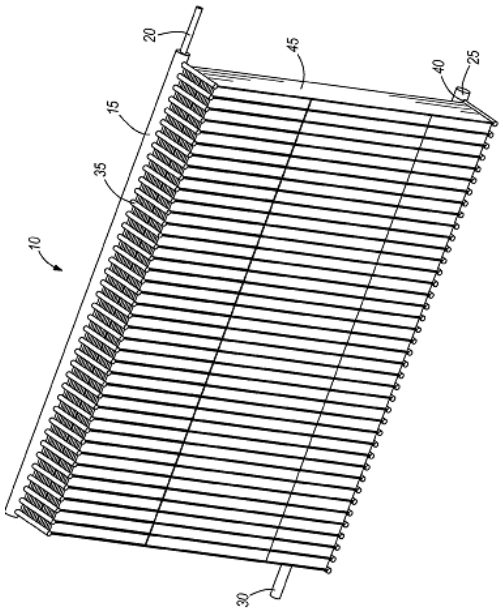


شکل ۴۲-۱: نمایی از سیستم تبادل حرارت شامل مبدل‌های حرارتی میکروکانال V شکل مدار بسته

کلی و ساها [۳۲۳] در سال ۲۰۱۲ یک روش ساخت یک هسته یا یک مبدل حرارتی شامل میکروکانال استفاده از سیم و ورقکاری ارایه کردند. در این مبدل حرارتی، سازه‌ها با توجه به جهت‌گیری دلخواه کانال‌های هسته به هم متصل می‌شوند. سپس ساختارهای تشکیل شده به هم متصل گردیده تا هسته را تشکیل دهند. اندرسون [۳۲۴] در سال ۲۰۱۲ یک مبدل میکروکانال برای اواپراتور ارایه کرد. مبدل حرارتی ارایه شده شامل یک مانیفولد ورودی اصلی است که دارای یک پورت ورودی برای دریافت مبرد از یک منبع است، یک مانیفولد خروجی نیز دارای یک پورت خروجی برای تخلیه مبرد از مبدل حرارتی است. بین مانیفولد ورودی و خروجی مجموعه‌ای از لوله‌های میکروکانال متناوب قرار دارد که مبرد از مانیفولد ورودی وارد لوله‌های میکروکانال شده و از مانیفولد خروجی از مبدل خارج می‌شود. مبدل حرارتی همچنین شامل تعدادی پره است که بین لوله‌های میکروکانال قرار گرفته تا مسیر جریان هوا

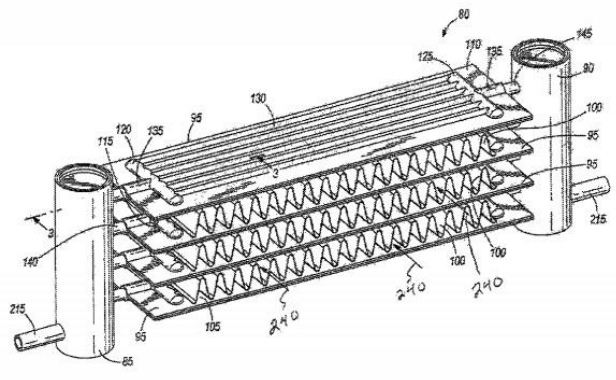
DOI: 10.30503/nripress.2020.283

در امتداد جهت طولی لوله‌های میکروکانال جریان یابد. شکل ۴۳-۱ نمایی از مبدل حرارتی اواپراتور ارایه شده توسط اندرسون را نشان می‌دهد. در این شکل مانیفولدهای (لوله‌های جانبی) ورودی و خروجی و لوله‌ها و پره مشخص هستند.



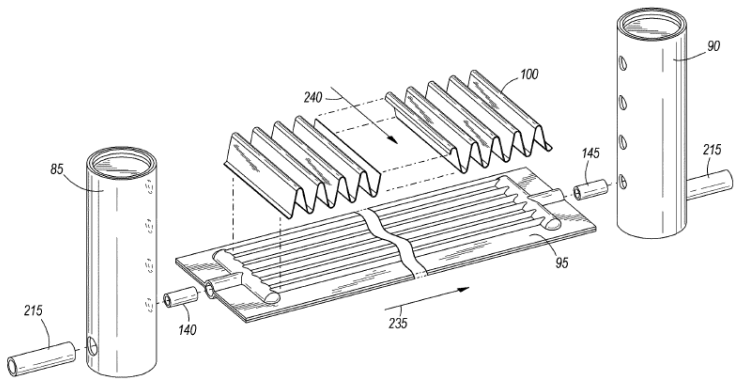
شکل ۴۳-۱: مبدل حرارتی اواپراتور ارایه شده توسط اندرسون

در سال ۲۰۱۲ برگ [۳۲۵] یک نوآوری در مورد مبدل‌های حرارتی میکروکانال شکل داده شده توسط لایه های چندگانه ارایه کرد. یک مبدل حرارتی مشتکل از مجموعه‌ای از لایه‌های تبادل کننده حرارت می‌باشد. هر لایه شامل یک صفحه ابتدایی و یک صفحه ثانویه است که هر کدام از این صفحه‌ها دارای دو لوله جانبی و یک کانال جریان بین دو لوله جانبی است. صفحات ابتدایی و ثانویه به طور دقیق به‌یکدیگر متصل شده‌اند. ورودی و خروجی مبرد در لوله‌های جانبی قرار دارد که مبرد از یک لوله جانبی وارد و از دیگری خارج می‌شود. یک لوله اصلی ورودی از طریق اولین لوله اصلی محصور شده هر مجموعه از لایه های تبادل کننده حرارت، با سیال در ارتباط می باشد تا جریان سیال را به داخل لایه های تبادل کننده حرارت هدایت کند. همچنین مبدل حرارتی دارای یک مجموعه پره واقع شده مابین لوله‌های مبدل حرارتی است. شکل ۴۴-۱ نمایی از مبدل حرارتی ارایه شده توسط برگ را نشان می‌دهد و نمایی از اجزاء این مبدل حرارتی در شکل ۴۵-۱ نشان داده شده است.



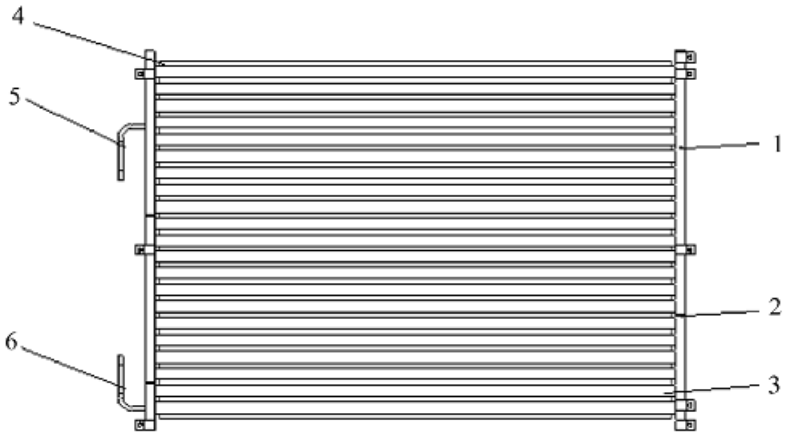
شکل ۴۴-۱: نمایی از مبدل حرارتی

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۴۵-۱: نمایی از اجزاء مبدل حرارتی ارایه شده توسط برگ

ون و لی [۳۲۶] در سال ۲۰۱۳ یک نوع مبدل حرارتی میکروکانال پیشنهاد دارند. این مبدل حرارتی شامل دو لوله مانیفولد موازی در دو طرف و یک گروه از لوله‌های مسطح میکروکانال بین آن‌ها است. هر دو انتهای لوله صاف میکروکانال به لوله‌های جمع‌آوری کننده متصل هستند. دیوارهای لوله مسطح میکروکانال به پره‌هایی که به شکل ورق هستند و برای هدایت حرارتی به‌کار گرفته می‌شوند متصل می‌باشند. مبدل حرارتی میکروکانال ساخته شده بر اساس این اختراع به لوله‌های مسطح میکروکانال استحکام می‌بخشد تا از خم‌شدن آن‌ها جلوگیری شود. علاوه‌براین، ضخامت میکروکانال مسطح را افزایش می‌دهد، که می‌تواند به‌طور قابل توجهی از فرسایش جلوگیری کند. علاوه بر این، شکاف ناشی از خطای طول می‌تواند حذف شود. در نهایت، قابلیت هدایت حرارتی بهبود یافته است، که باعث کاهش استفاده از گریس سیلیکون می‌شود و به‌کارگیری آن‌را راحت‌تر می‌کند. شکل ۴۶-۱ مبدل حرارتی میکروکانال پیشنهاد شده توسط ون و لی را نشان می‌دهد.

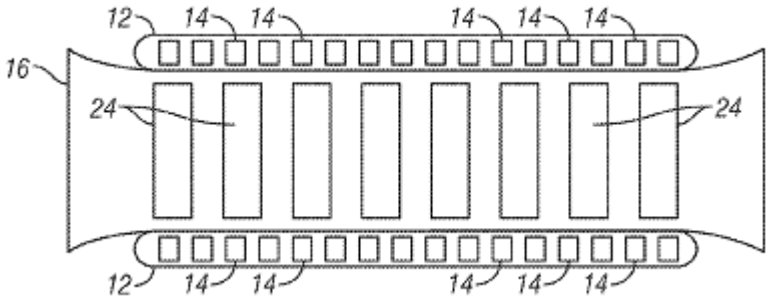


شکل ۴۶-۱: مبدل حرارتی میکروکانال پیشنهاد شده توسط ون و لی

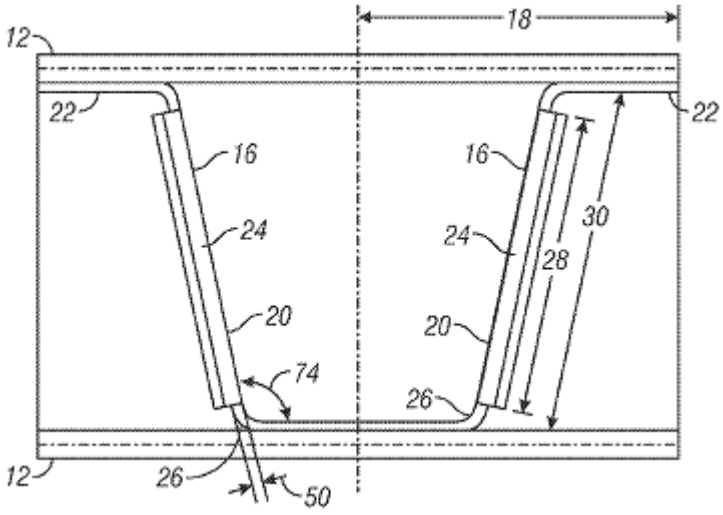
تاراس و همکارانش [۳۲۷] در سال ۲۰۱۳ استفاده از پره کرکره‌دار را در مبدل حرارتی میکروکانال ارایه کردند. یک یا چند پره که با یک زاویه در این فضا قرار داده شده‌اند، برای بهبود انتقال انرژی حرارتی بین تعدادی از لوله‌ها و هوای محیط پیکربندی شده‌اند. هر پره شامل یک سطح گسترده شده میان لوله‌های مجاور است که به وسیله‌ی سطح

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

مسطحی به دیواره‌های یک یا چند لوله متصل شده‌اند. این دو سطح به وسیله یک سطح منحنی با شعاع مشخص به یکدیگر متصل می‌گردند. این سطح منحنی اثرات تغییر شکل مبدل حرارتی را کاهش می‌دهد و انتقال حرارت را افزایش می‌دهد. شکل ۴۷-۱ نمایی از مقطع مبدل حرارتی را شامل لوله‌های دارای میکروکانال و پره کرکره‌ای بین آن‌ها را نشان می‌دهد. شکل ۴۸-۱ نیز برشی از پره کرکره‌ای را نشان می‌دهد.



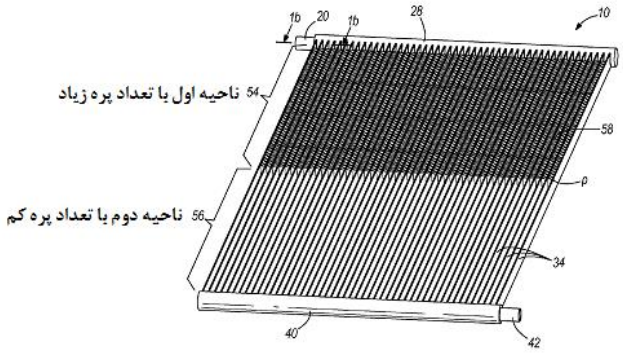
شکل ۴۷-۱: نمای مقطعی از مبدل حرارتی شامل لوله‌های دارای میکروکانال و پره بین آن‌ها



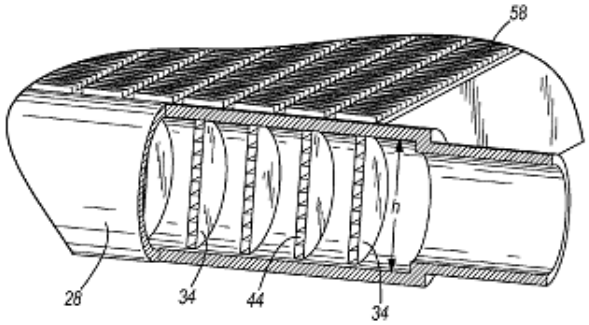
شکل ۴۸-۱: نمای مقطعی از پره کرکره‌ای

فریتز و دکام [۳۲۸] در سال ۲۰۱۳ یک نوآوری در مبدل‌های حرارتی میکروکانال ارایه کردند. مبدل حرارتی آن‌ها شامل یک مانیفولد ورودی برای ورود مبرد و یک مانیفولد خروجی برای خارج کردن مبرد داشت. لوله‌های میکروکانال بین مانیفولد ورودی و خروجی قرار می‌گیرند. تفاوت طرح آن‌ها این بود که لوله‌های میکروکانال به دو منطقه‌ی مجزا تقسیم می‌شدند. در اولین منطقه، تعداد پره‌های موجود در قسمت اول بیشتر از قسمت دوم بود. شکل ۴۹-۱ مبدل حرارتی ارایه شده توسط این مخترعان را نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل مشخص است دو ناحیه با تعداد پره زیاد وکم در مبدل حرارتی میکروکانال وجود دارد. شکل ۵۰-۱ نیز نمایی برش خورده از مانیفولد و نحوه قرارگیری لوله‌های حاوی میکروکانال در آن را نشان می‌دهد.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

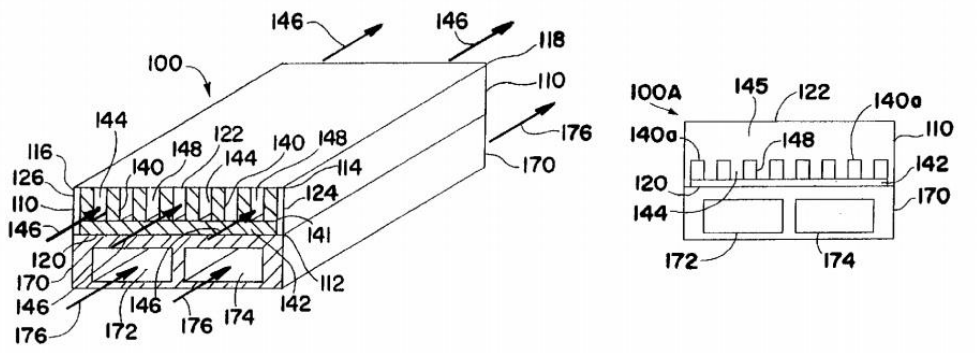


شکل ۴۹-۱: مبدل حرارتی میکروکانال ارایه شده توسط فریتز و دکام



شکل ۵۰-۱: نمایی برش خورده از مانیفولد و لوله‌های حاوی میکروکانال

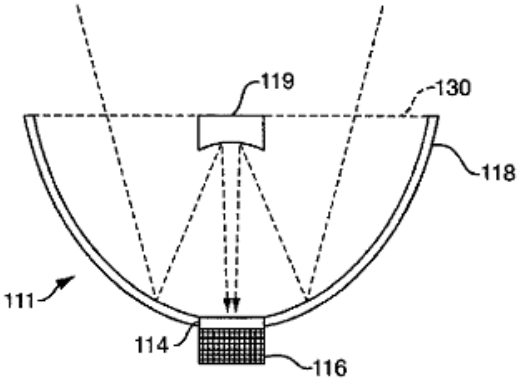
در سال ۲۰۱۳ تانکوویچ و همکارانش [۳۲۹] نوآوری در مورد میکروکانال‌هایی با پره‌های نگهدارنده داخلی برای محیط کاتالیزور یا جذب سطحی ارایه کردند. نوآوری ارایه شده شامل حداقل یک میکروکانال فرآیندی با طول، عرض و ارتفاع مشخص است. ارتفاع آن تا حدود ۱۰ میلیمتر و دارای یک دیواره اصلی است که در یک جهت در راستای عرض آن امتداد داشته و در جهت دیگر در راستای طول آن ادامه دارد. حداقل یک پره در داخل میکروکانال فرآیندی تعبیه شده که از دیواره اصلی تا حداقل بخشی از طول آن ادامه دارد و محیط کاتالیزور یا جذب سطحی به وسیله آن نگهداشته شده است. شکل ۵۱-۱ نمایی از نوآوری ارایه شده متشکل از یک میکروکانال فرآیندی، مجموعه پره‌های واقع در طول میکروکانال و یک مبدل حرارتی در مجاورت میکروکانال فرآیندی را نشان می‌دهد



شکل ۵۱-۱: نمایی از نوآوری ارایه شده متشکل از یک میکروکانال فرآیندی، مجموعه پره‌های واقع در طول میکروکانال و یک مبدل حرارتی در مجاورت میکروکانال فرآیندی

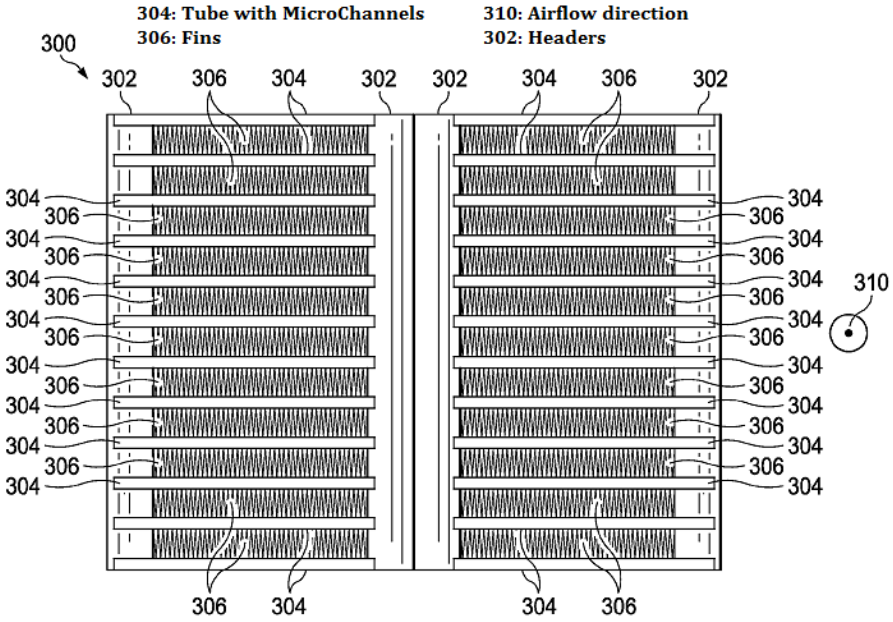
DOI: 10.30503/nripress.2020.283

در سال ۲۰۱۴ شان و همکارش [۳۳۰] یک نوآوری در خصوص لوله‌های حرارتی شاملِ مبدل‌های حرارتی مبتنی بر میکروکانال ارایه نمودند. لوله حرارتی می‌تواند شامل یک مبدل حرارتی میکروکانال باشد برای جذب حرارت انتهایی لوله باشد. لوله‌های حرارتی ممکن است به منظور خنک کردن تجهیزات الکترونیکی با دفع حرارت به محیط بیرون مورد استفاده قرار گیرند. ازاین لوله‌ها همچنین ممکن است جهت خنک‌سازی تجهیزات فتوولتائیک یا ذخیره‌ساز انرژی خورشیدی با دفع حرارت به هوای محیط اطراف در یک فاصله‌ای دورتر، مورد استفاده قرار گیرند. نمونه‌ای از طراحی اسچون و همکارانش در صفحات متمرکزکننده تابش خورشیدی در شکل ۵۲-۱ نشان داده شده است (قطعه با شماره ۱۱۶ جذب‌کننده گرمایی میکروکانال است).



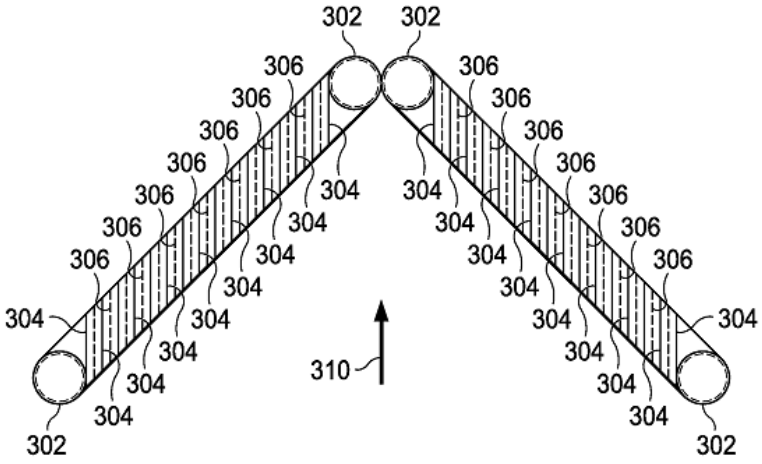
شکل ۵۲-۱: جذب کننده گرمایی میکروکانال در صفحات متمرکزکننده تابش خورشید

مینز [۳۳۱] در سال ۲۰۱۴ مبدل حرارتی ارایه کردند که از لوله‌های میکروکانال در جهت جریان هوا باشند. برای اینکه این شرایط مهیا شود، آن‌ها ساختار V شکل را برای مبدل حرارتی میکروکانال پیشنهاد دادند که برای این‌کار تعداد مانیفولدهای این نوع مبدل حرارتی بیشتر از نمونه‌های مرسوم می‌شود.



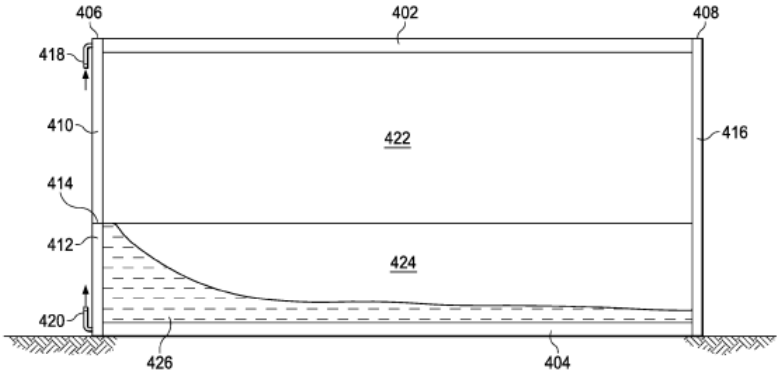
شکل ۵۳-۱: دید از روبرو مبدل حرارتی میکروکانال پیشنهاد شده توسط مینز

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



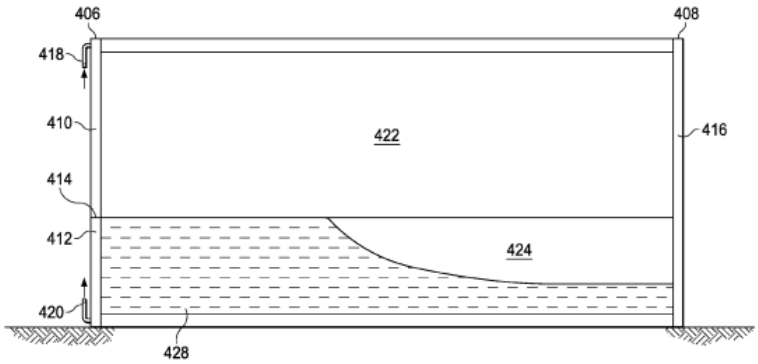
شکل ۵۴-۱: دید از بالا مبدل حرارتی میکروکانال پیشنهاد شده توسط مینز

هنکوک [۳۳۲] در سال ۲۰۱۵ ایده حالت مناسب و نامناسب تقطیر مبرد در کندانسور میکروکانال را ارایه داد. تحت شرایط عملکردی مناسب، مبدل حرارتی مبرد را به فاز مایع تقطیر می‌کند. مبرد مایع‌شده در بخش پایینی کندانسور جمع می‌شود و تمامی مبرد در قسمت‌های بالایی کندانسور تبدیل به مایع شده و هیچ مبردی در بخش پایینی به فاز مایع تبدیل نمی‌شود. در حالی که تحت شرایط عملکردی نامناسب، کندانسور میکروکانال نمی‌تواند تمامی مبرد را در بخش بالایی کندانسور به فاز مایع تبدیل کند و مقداری از مبرد در بخش پایینی به فاز مایع تبدیل می‌کند که در نهایت مبرد به صورت مایع، کندانسور میکروکانال را ترک کند. بنابراین هنکوک پیشنهاد دارد که بخش پایین کندانسور میکروکانال که مبرد در فاز مایع خارج می‌شود کوچکتر باشد و بخش بالایی بزرگ‌تر باشد تا کندانسور در شرایط عملکردی مناسب کار کند. شکل ۵۵-۱ و شکل ۵۶-۱ شرایط نامناسب عملکردی کندانسور میکروکانال و شکل ۵۷-۱ و شکل ۵۸-۱ شرایط مناسب عملکردی کندانسور میکروکانال را نشان می‌دهد. قسمت هاشور زده شده در شکل‌ها بیان‌کننده فاز مایع تشکیل شده در کندانسور است.

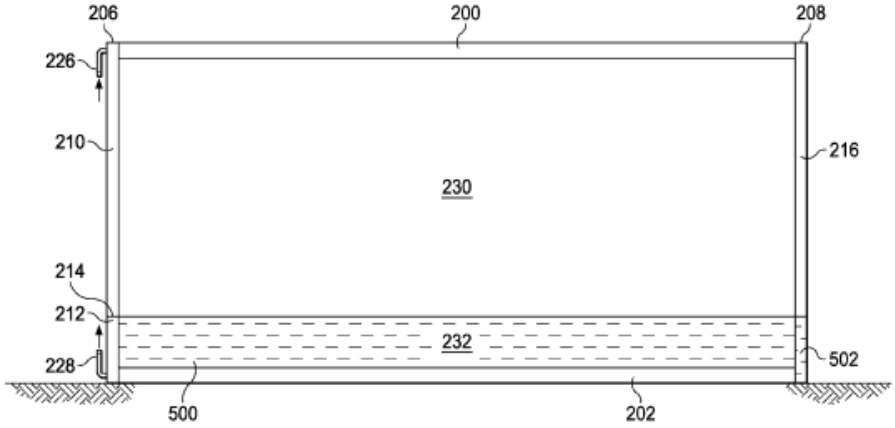


شکل ۵۵-۱: شرایط عملکردی نامناسب تقطیر مبرد در کندانسور میکروکانال

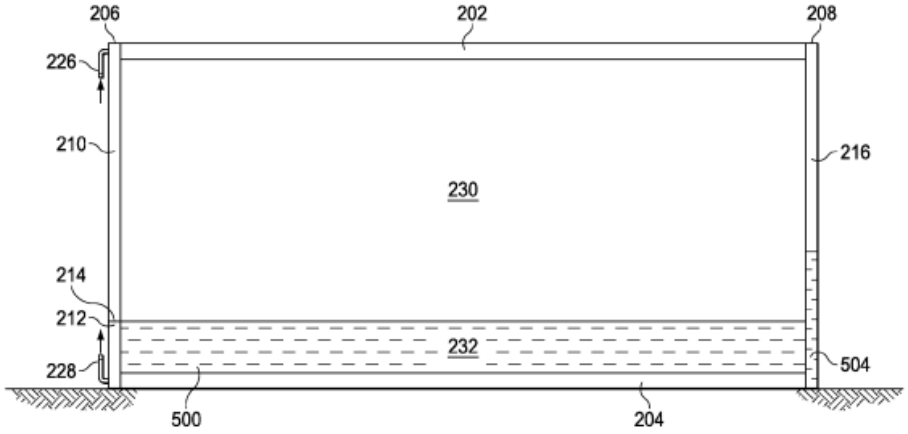
DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۵۶-۱: شرایط عملکردی نامناسب تقطیر مبرد در کندانسور میکروکانال



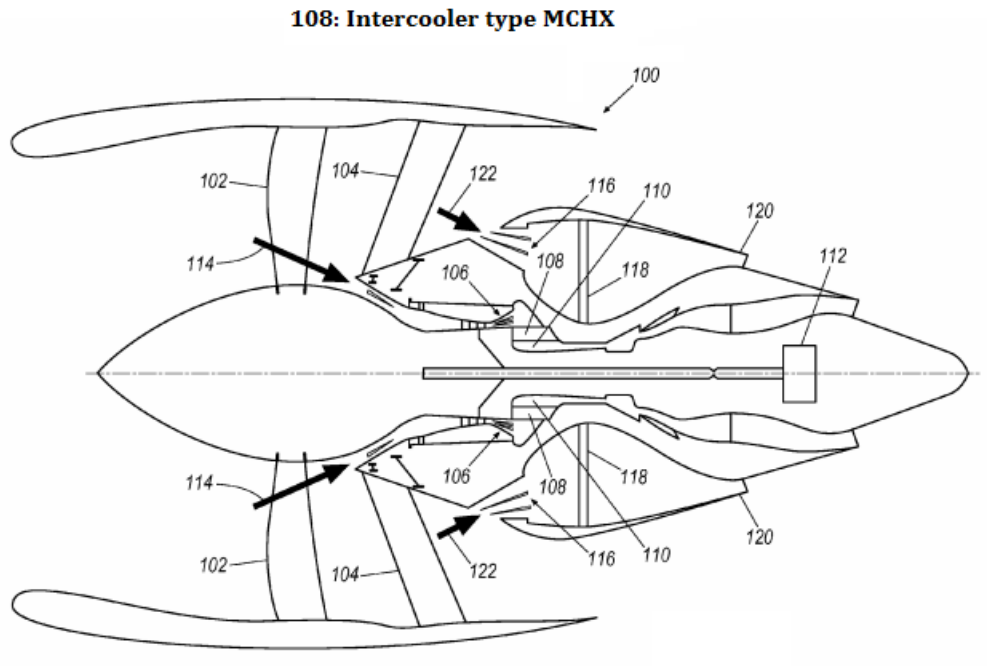
شکل ۵۷-۱: شرایط عملکردی مناسب تقطیر مبرد در کندانسور میکروکانال



شکل ۵۸-۱: شرایط عملکردی مناسب تقطیر مبرد در کندانسور میکروکانال

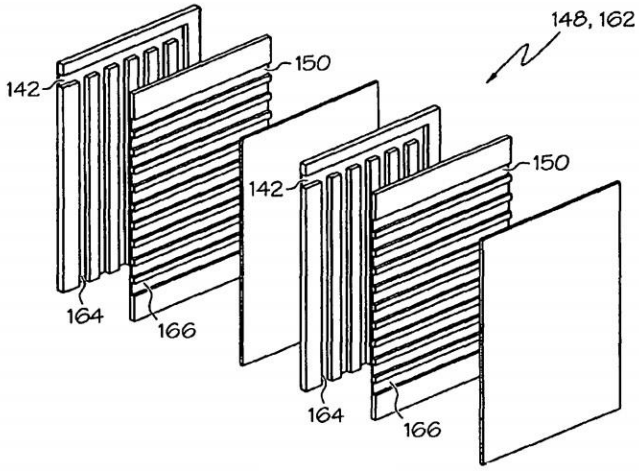
لوئبیگ و دجولیو [۳۳۳] در سال ۲۰۱۶ یک مبدل حرارتی میکروکانال برای خنک‌کاری موتور توربین گاز ارایه کردند. سیستم مبدل حرارتی موتور توربین گاز برای انتقال حرارت بین جریان هوا و سیال استفاده می‌شود. این مبدل حرارتی میکروکانال شامل تعدادی از لایه‌های عبور هوا است. هر یک از لایه‌های عبور هوا شامل تعدادی از میکروکانال‌های اختراع شده است که به گونه‌ای پیکربندی شده تا اجازه عبور جریان هوا را از طریق آن فراهم کنند.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۵۹-۱: موتور توربین گاز و موقعیت مبدل حرارتی میکروکانال استفاده شده در آن

در سال ۲۰۱۶ تانکوویچ و همکارانش [۳۳۴] یک نوآوری در مورد ترکیب و جدایش میکروکانال یکپارچه ارایه کردند. یک راکتور میکروکانال و مبدل حرارتی یکپارچه شامل: ۱) یک جفت صفحه نازک با بخش میانی ساندویچی موجی شکل و نصب شده بر روی‌هم در دو جهت مختلف، جهتِ تشکیل تعدادی میکروکانال (هر میکروکانال متشکل از یک جفت دیواره با لبه‌های مستقیم و یک دیواره بالایی شکل داده شده با استفاده از حداقل یک جفت صفحه با میانه ساندویچی موجی شکل قرار داده شده در دوجهت مخالف، می‌باشد) ۲) اولین مجموعه میکروکانال‌ها دارای ارتباط حرارتی با هسته ساندویچی موجی شکل که نسبت منظری آن بزرگتر از ۲ است. شکل ۶۰-۱ نمایی انفجاری از مبدل ارایه شده را نشان می‌دهد.



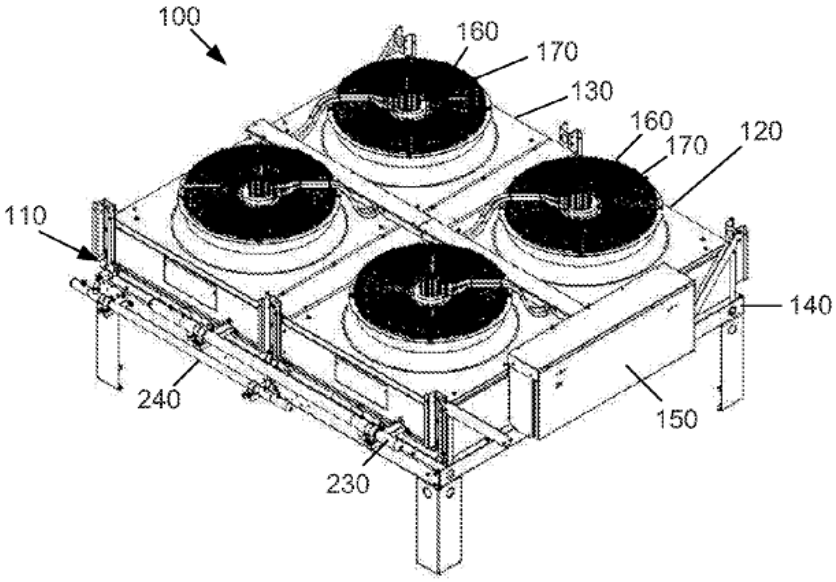
شکل ۶۰-۱: نمای انفجاری از مبدل حرارتی ارایه شده توسط تانکوویچ و همکارانش

در سال ۲۰۱۶ منگ و می [۳۳۵] یک نوآوری در مورد مبدل‌های حرارتی فلزی میکروکانال ساخته شده با استفاده از قالب‌های ریخته‌گری ارایه کردند. قالب‌های فلزی فشاری جهت ساخت مبدل‌های حرارتی میکروکانال مورد

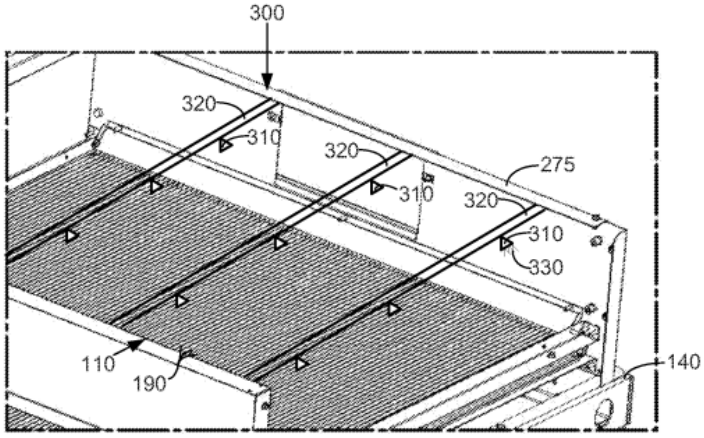
DOI: 10.30503/nripress.2020.283

استفاده قرار می‌گیرند. انتقال حرارت را می‌توان با بکارگیری میکروکانال‌هایی با زبری سطح کنترل شده بهبود داد. آب‌بندی در این مبدل‌ها به‌طور کامل انجام می‌شود، استحکام مکانیکی بالا بوده و سطوح اتصال یکنواخت هستند. مبدل‌های حرارتی از منظر وزن معقول بوده و برای کاربردهایی مانند خنک‌کاری چیپ‌های کامپیوتر و دیگر تجهیزات الکترونیکی توان بالا، تهویه مطبوع، فریزرها، صفحات کندانسور، رادیاتورها، مدیریت گرمایی پیل‌های سوختی و افزایش لحظه‌ای دمای آب مفید هستند.

تروتمن و همکارانش [۳۳۶] در سال ۲۰۱۷ یک سیستم شستشوی مبدل حرارتی میکروکانال برای مجموعه‌ای از کندانسورهای پشت‌بامی ارایه کردند. برای طرح پیشنهاد داده شده، یک قاب تعدادی از کویل‌های میکروکانال را در خود جا داده است (شکل ۶۱-۱). آن‌ها یک سیستم شستشوی کویل‌ها بر بالای قاب نگهدارنده پیشنهاد دادند (شکل ۶۲-۱).



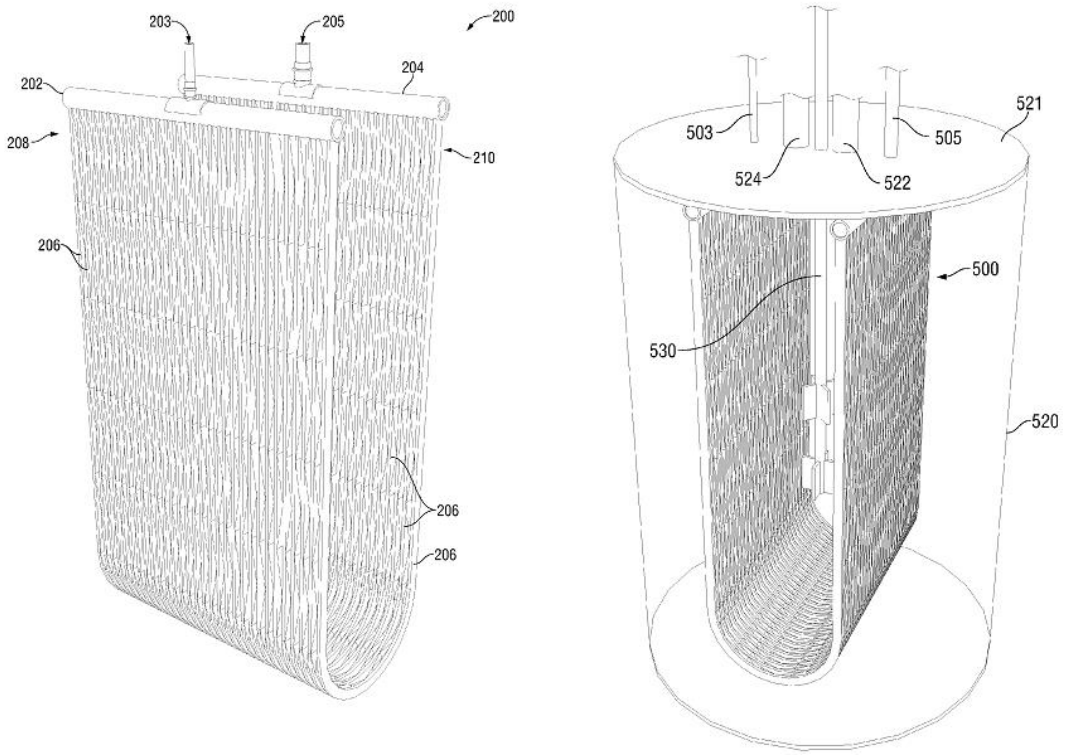
شکل ۶۱-۱: ساختار کلی مجموعه‌ای از کویل‌های میکروکانال



شکل ۶۲-۱: سیستم شستشوی کویل‌ها

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

ادومات [۳۳۷] در سال ۲۰۱۷ یک نوآوری برای اواپراتور میکروکانال ارایه کرد. اواپراتور پیشنهاد شده توسط او دارای ساختار U شکل است و می‌تواند یک همزن[1] جریان در بین ساختار U شکل نیز استفاده کرد. اواپراتور پیشنهاد شده دارای دو مانیفولد در دو طرف اواپراتور است و لوله‌های دارای میکروکانال که ساختار U شکل دارند بین این دو مانیفولد قرار می‌گیرند. استفاده از همزن باعث توربولانس شدن جریان عبوری از روی اواپراتور میکروکانال می‌گردد. شکل ۶۳-۱ اواپراتور میکروکانال پیشنهاد شده توسط ادومات را در دو ساختار با همزن و بدون همزن را نشان می‌دهد.



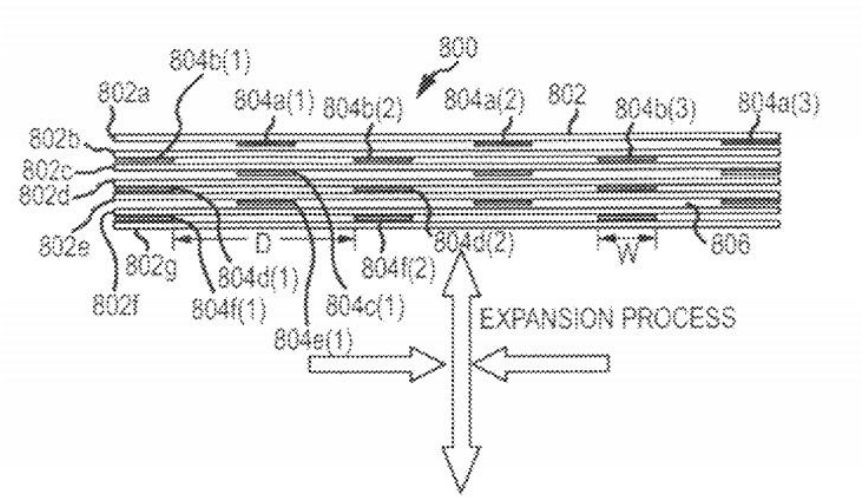
شکل ۶۳-۱: اواپراتور میکروکانال دارای ساختار U شکل بدون همزن و با همزن

در سال ۲۰۱۷ دنکنبرگ [۳۳۸] یک مبدل حرارتی میکروکانال مشبک میکروکانال ارایه کرد. این مبدل حرارتی از اتصال یک صفحه از ماده‌ای با صفحه دیگر و بر اساس الگوی اول ارایه شده برای اتصال به منظور تشکیل یکپارچه بخش هسته و بخش مانیفولد برای صفحات اول و دوم مذکور ساخته شده است. الگوی دوم ارای شده دارای صفحه سومی است که بر روی صفحه دوم قرار داده شده و بخش‌های هسته و مانیفولد برای صفحات دوم و سوم، به آن متصل شده‌اند. صفحات دوم و سوم بدون اتصال صفحات دوم و اول، به یکدیگر متصل شده‌اند. لذا بخش‌های هسته و مانیفولد مبدل حرارتی به صورت یکپارچه ایجاد می‌شوند. سپس شکاف‌های بین صفحات اول، دوم و سوم جهت ایجاد کانال‌های جریان سیال بسط داده می‌شوند. این روش همچنین جهت ایجاد یک چشمه گرمایی مورد استفاده قرار می‌گیرد. روش

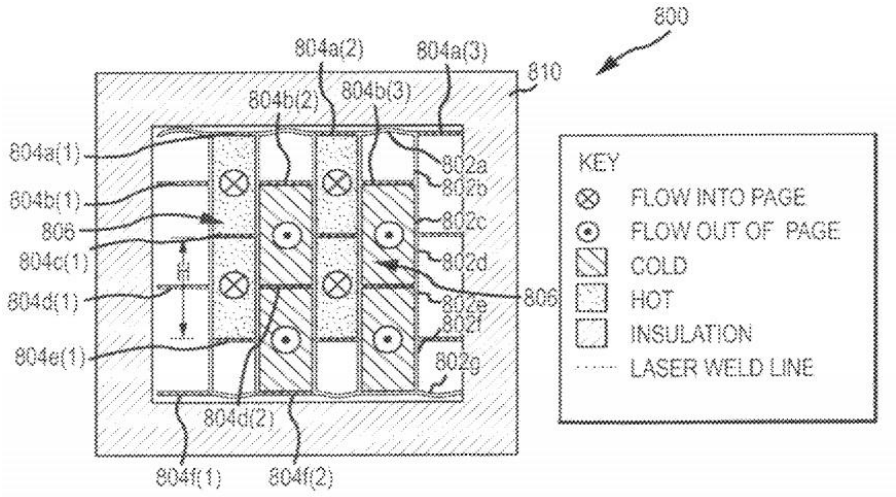
[1] Agitator

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

اتصال می‌تواند یک شیوه از جوش لیزری باشد که در این شیوه صفحه تیره، انرژی لیزر را جذب کرده و حرارت حاصله از صفحه بالایی به صفحه میانی بدون ایجاد اتصال در صفحات میانی و پایینی منتقل می‌شود.



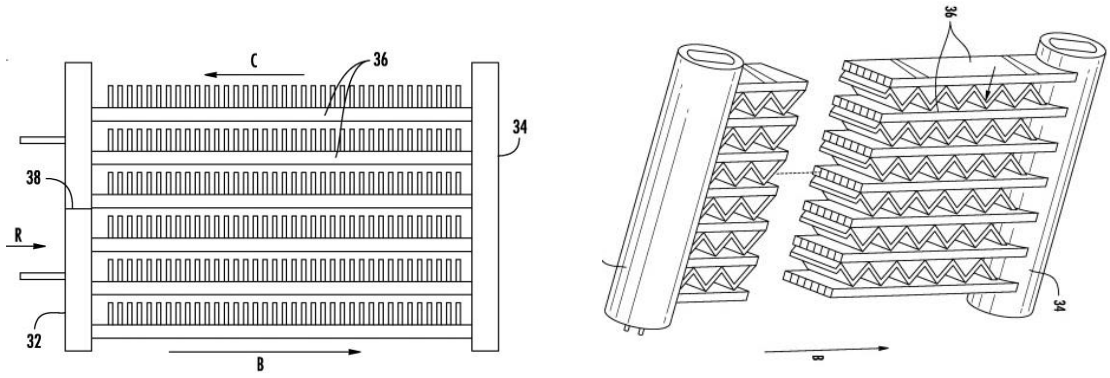
شکل ۶۴-۱: شماتیک سطح مقطع مبدل حرارتی قبل از بسط‌دادن شکاف‌ها



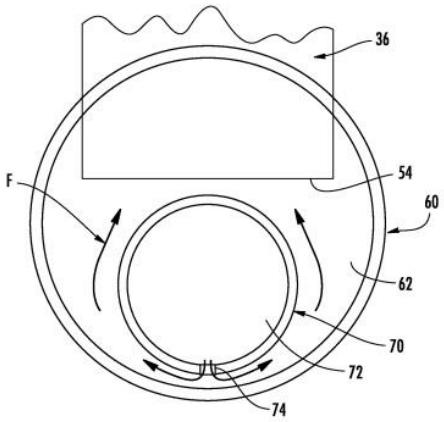
شکل ۶۵-۱: شماتیک سطح مقطع مبدل حرارتی بعد از بسط‌دادن شکاف‌ها

در سال ۲۰۱۷ تاراس و همکارانش [۳۳۹] یک نوآوری در مورد مبدل حرارتی میکروکانال با شارژ کم مبرد ارایه دادند. در این نوآوری یک مبدل حرارتی از یک مانیفولد (لوله‌اصلی جانبی) اولیه، یک مانیفولد ثانویه که از مانیفولد اولیه جدا شده است و تعدادی لوله مبدل حرارت که در فضایی به موازات جفت شدگی سیال دو مانیفولد قرار داده شده‌اند، تشکیل شده است. یک سر هر لوله به مقدار کمی در داخل مانیفولد ابتدایی قرار داده شده و دارای یک ورودی در آنجا می باشد. یک تقسیم‌کننده در فضای داخلی مانیفولد اول قرار داده شده است. نوآوری آن‌ها ارایه شکل جدید مانیفولد است.شکل ۶۶-۱ نمای کلی و نمای برش خورده از یک مبدل حرارتی میکروکانال را نشان می‌دهد. شکل ۶۷-۱ شماتیکی از یک مانیفولد مرسوم را در یک مبدل حرارتی میکروکانال نشان می‌دهد. شماتیکی از مانیفولدهای جدید ارایه شده توسط تاراس و همکارانش در شکل ۶۸-۱ و شکل ۶۹-۱ نشان داده شده است.

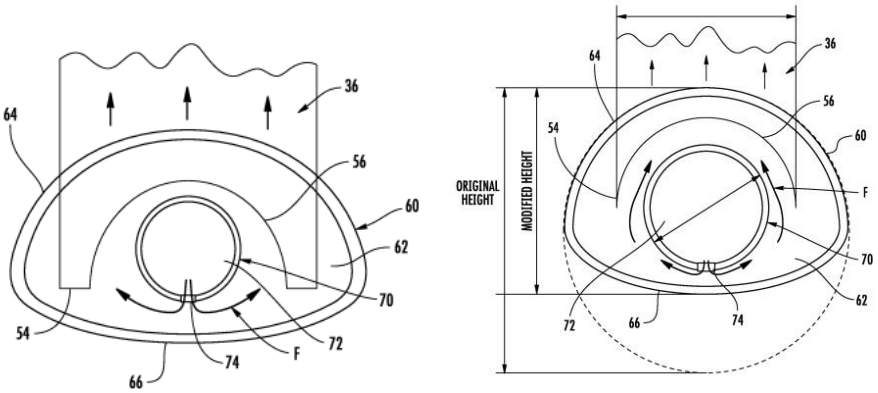
DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۶۶-۱: نماهای مختلف از مبدل حرارتی میکروکانال

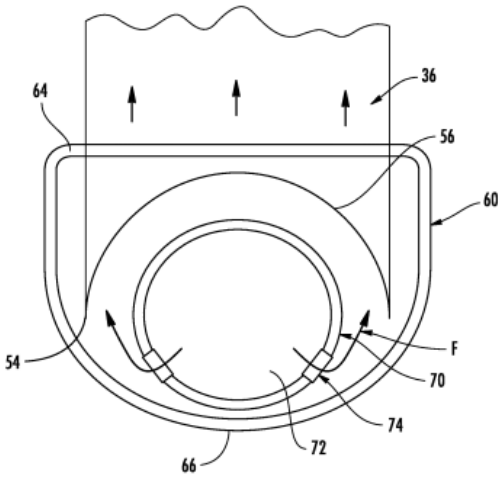


شکل ۶۷-۱: شماتیک سطح مقطع یک مانیفولد مرسوم در مبدل حرارتی میکروکانال



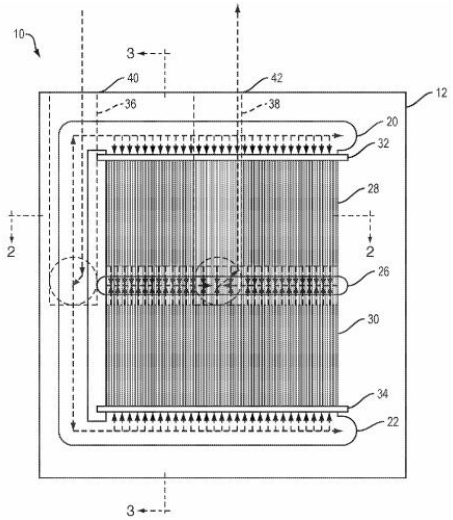
شکل ۶۸-۱: شماتیک سطح مقطع دو مانیفولد مبدل حرارتی میکروکانال با سطح مقطع داخلی تغییریافته، ارائه شده در نوآوری حاضر

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۶۹-۱: شماتیک سطح مقطع یک مانیفولد دیگر مبدل حرارتی میکروکانال با سطح مقطع داخلی تغییریافته ارائه شده در نوآوری حاضر

در سال ۲۰۱۷ یک نوآوری توسط شان[1] [۳۴۰] ارایه شده است که این طرح از یک سطح تماسی با قابلیت هدایت حرارتی جفت شده با یک سطح خنک شونده، همچنین از یک هسته نصب شده بر روی اتصال حرارتی دارای سطح هادی حرارتی تشکیل شده است که مجموعه یک لایه از لایه‌های میکروکانال‌ها را تشکیل می‌دهد. در داخل هسته مانع اعمالی بر روی یکی از ورودی‌ها، ازورود جریان به داخل میکروکانال‌های گروه اول جلوگیری می‌کند و مانع دیگری ازورود جریان به داخل هر میکروکانال از دومین گروه میکروکانال‌ها جلوگیری می‌کند. در نهایت سیال خروجی از دو انتهای متضاد میکروکانال‌ها واقع در دو گروه وارد لوله خروجی که در مرکز سیستم جانمایی شده است، وارد شده است. سیستم دارای یک شیر یکطرفه می باشد تا از برگشت سیال به هنگام شروع کار سیستم جلوگیری کند. این طرح در شکل ۷۰-۱ نشان داده شده است.

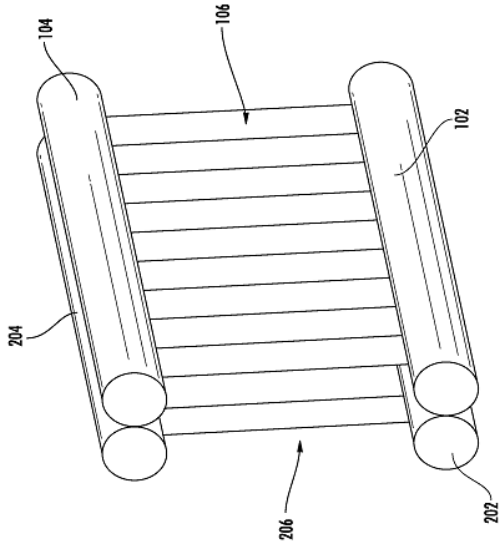


شکل ۷۰-۱: نمایی از طرح ارایه شده توسط استیون

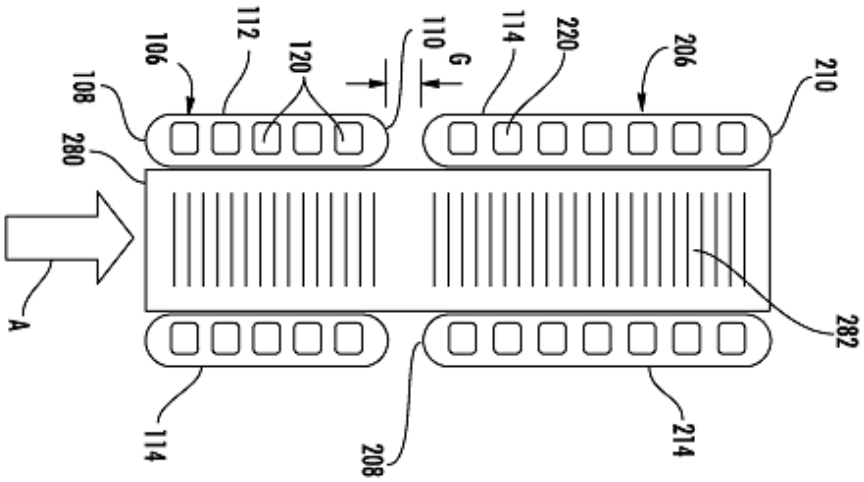
[1] Schon

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

تاراس [۳۴۱] در سال ۲۰۱۷ یک نوآوری برای اواپراتور میکروکانال مطرح کرد. در این طرح دو کویل اواپراتور وجود دارد و مانیفولدها به‌صورت دوقلو هستند. بین مانیفولدهای دوطرف لوله‌های میکروکانال وجود دارد که هر کویل می‌تواند دارای لوله‌هایی با عرض متفاوت باشند. شکل ۷۱-۱ نمای کلی از طراح اوپراتور میکروکانال مطرح شده توسط تاراس را نشان می‌دهد. شکل ۷۲-۱ نیز نمایی برش خورده از اواپراتور و لوله‌های میکروکانال دو کویل موازی هم را نشان می‌دهد.



شکل ۷۱-۱: نمایی از اواپراتور میکروکانال با دو کویل موازی هم

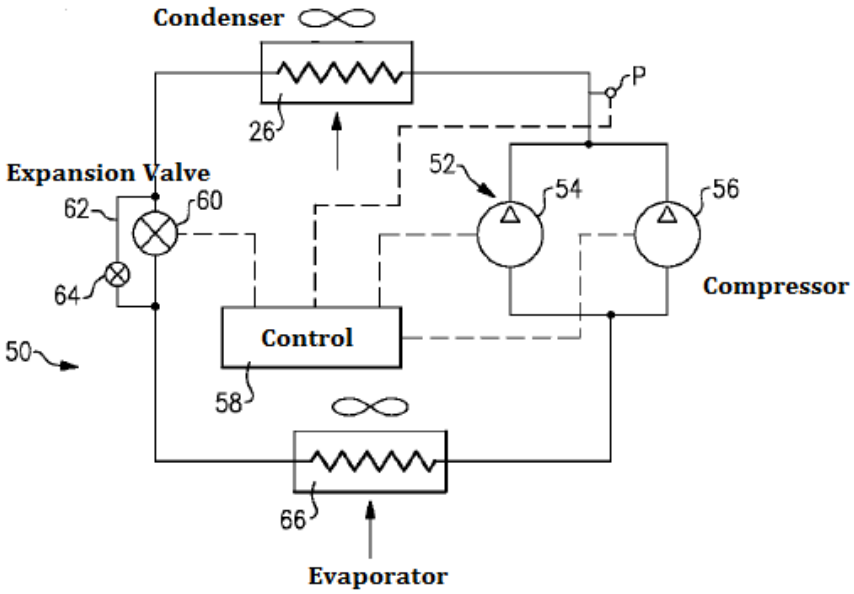


شکل ۷۲-۱: نمایی از مقطع برش خورده کویل اواپراتور شامل لوله‌های میکروکانال دو کویل و پره‌های بین آن‌ها

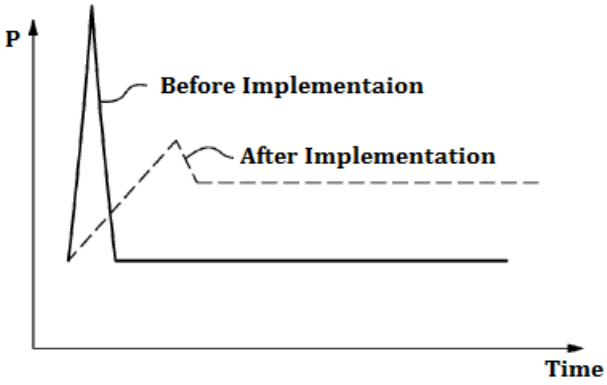
در سال ۲۰۱۸ تاراس و لیفسون [۳۴۲] یک نوآوری در مورد کاهش ضربه فشار برای سیستم‌های سردکننده دارای مبدل حرارتی میکروکانال ارایه کردند. یک سیستم سردکننده شامل حداقل یک کمپرسور است که ماده مبرد را فشرده کرده و آنرا تحویل مبدل حرارتی واقع در پایین دست جریان می‌دهد تا حرارت را دفع کند. مبدل حرارتی دفع کننده حرارت یک مبدل حرارتی میکروکانال است. مبرد پس از مبدل حرارتی وارد یک شیر انبساط می‌شود. تا فشار

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

و دمای آن کاهش یابد. پس از شیر انبساط جریان وارد اواپراتور می‌شود و این سیکل تکرار می‌شود. یک سیستم کنترلی بر روی کمپرسور و شیرانبساط اعمال شده است تا ضربه فشاری ایجاد شده در شرایط کاری گذرا را کاهش دهد. شکل ۱-۷۳ شماتیکی از مدار پیشنهادی و بخش کنترلی افزده شده به سیستم توسط تاراس و لیفسون را نشان می‌دهد. نمودار کاهش ضربه فشار با روش پیشنهاد شده نیز در شکل ۱-۷۴ نشان داده شده است.



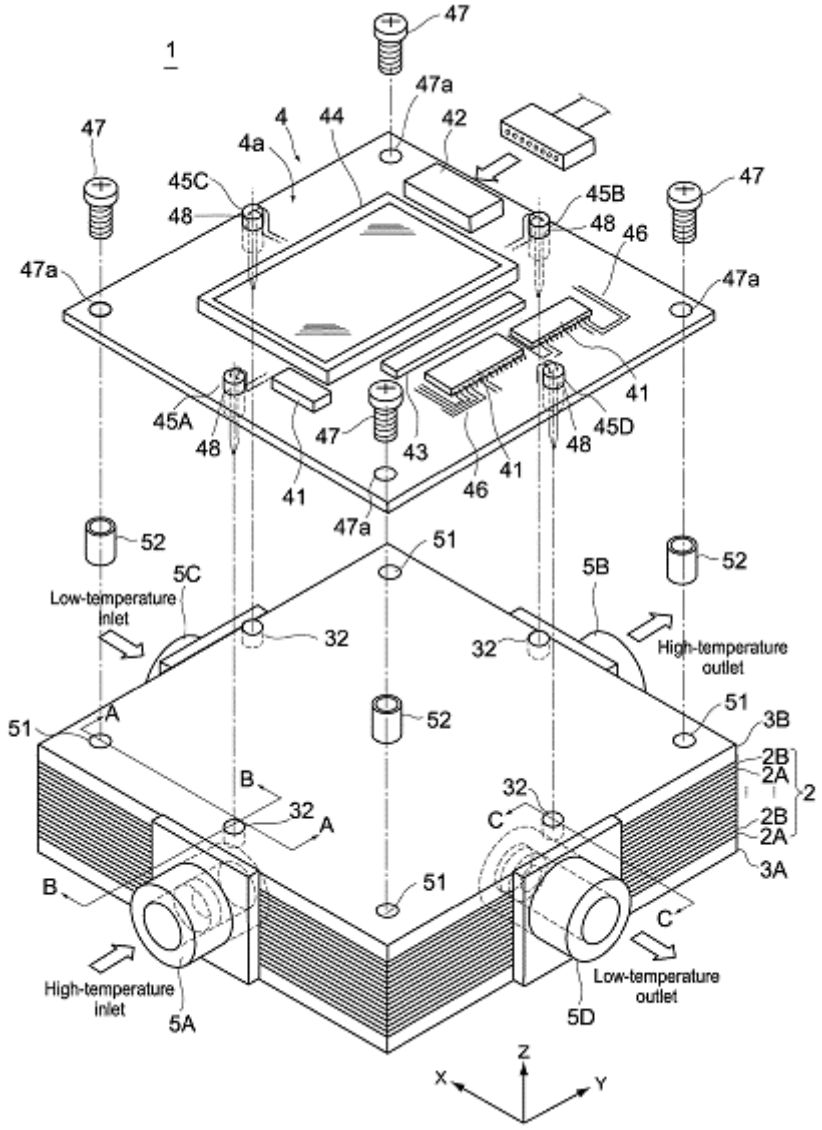
شکل ۱-۷۳: شماتیک مدار پیشنهادی در نوآوری حاضر برای مبدل حرارتی و بخش کنترلی افزوده شده به سیستم



شکل ۱-۷۴: نمودار کاهش ضربه فشار با پیاده‌سازی نوآوری تاراس و همکارانش

کایجیان [۳۴۳] در سال ۲۰۱۸ یک مبدل حرارتی پیشنهاد داد که می‌توان حسگر دما نیز روی آن نصب کرد. این مبدل حرارتی میکروکانال دارای لایه‌هایی است که تعدادی از این لایه‌های برای عبور یک سیال با دمای بالا و تعدادی برای یک سیال کم دما است. هر سیال دارای یک ورودی و یک خروجی است و مبدل حرارتی دارای تعدادی حسگر دما و یک کنترل‌کننده نیز می‌باشد. شکل ۱-۷۵ نمایی انفجاری از این مبدل حرارتی میکروکانال را نشان می‌دهد.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۷۵-۱: نمای انفجاری از مبدل حرارتی ارایه شده توسط کایجیان

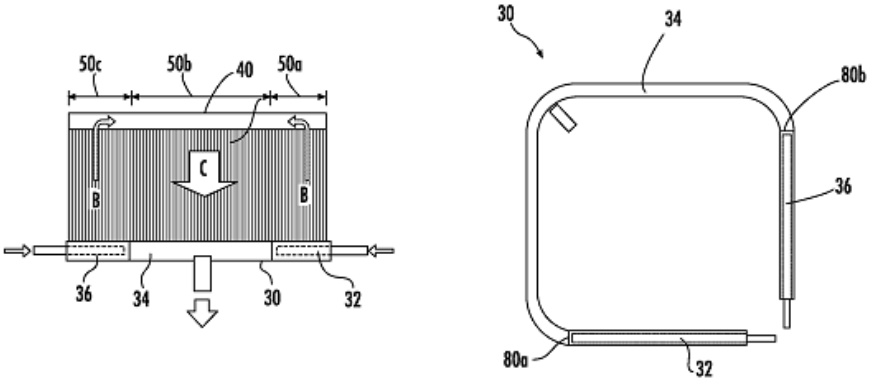
میلر و شان [۳۴۴] در سال ۲۰۱۹ یک نوآوری برای مبدل حرارتی میکروکانال لایه‌ای ارایه کردند. این مبدل حرارتی دارای مسیرهای همراستا برای عبور جریان است. مسیرهای دارای شیارهایی هستند که میکروکانال‌ها را تعریف می‌کند و به‌وسیله تیغه‌های جانبی جدا می‌شوند.

سایتو و تاراس [۳۴۵] در سال ۲۰۱۹ مبدل حرارتی با چندین مسیر[1] را پیشنهاد دادند. در اینگونه مبدل‌های حرارتی، مبرد به مانیفولد اولیه وارد می‌شود و مانیفولد اولیه دارای حداقل یک جداکننده یا بافل است که سبب می‌شود مبرد از تعدادی لوله‌های دارای میکروکانال عبور کند و وارد مانیفولد ثانویه شده و از طریق مانیفولد ثانویه وارد بخش دیگری از لوله‌های دارای میکروکانال شود و بدین ترتیب دو مسیر عبور جریان ایجاد می‌شود. این روند می‌تواند برای

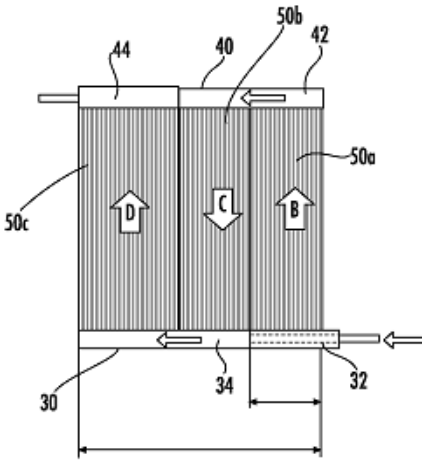
[1] Multipass

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

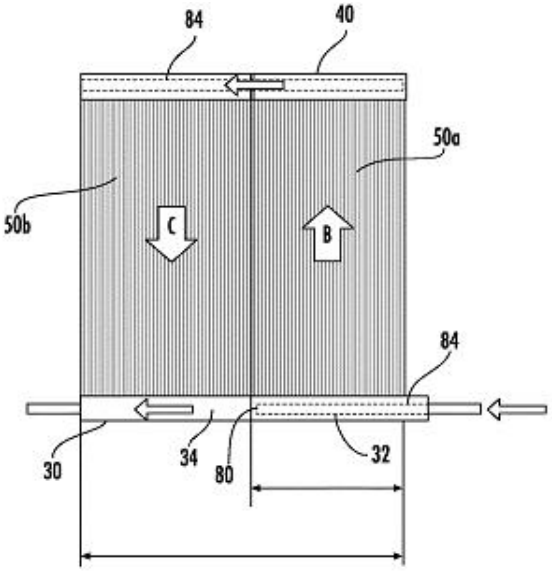
ایجاد چندین مسیر تعمیم داده شود. شکل ۷۶-۱ تا شکل ۷۹-۱ نمایی از مبدل‌های حرارتی چند مسیره را نشان می‌دهد.



شکل ۷۶-۱: مبدل حرارتی با چندین مسیر

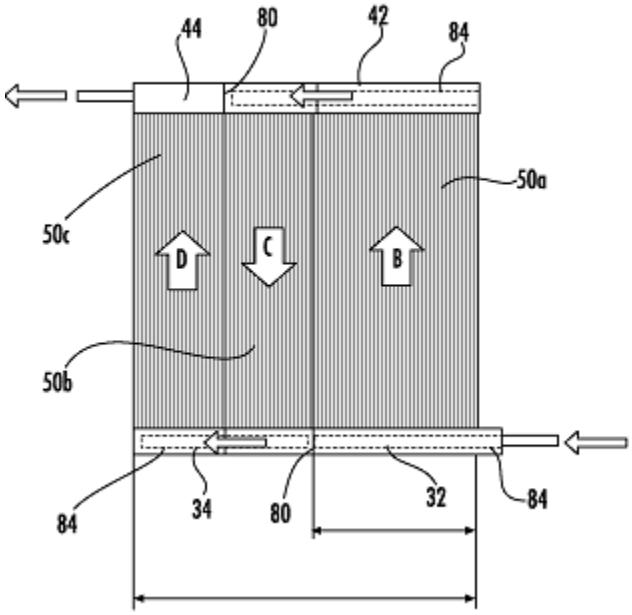


شکل ۷۷-۱: مبدل حرارتی با سه مسیر



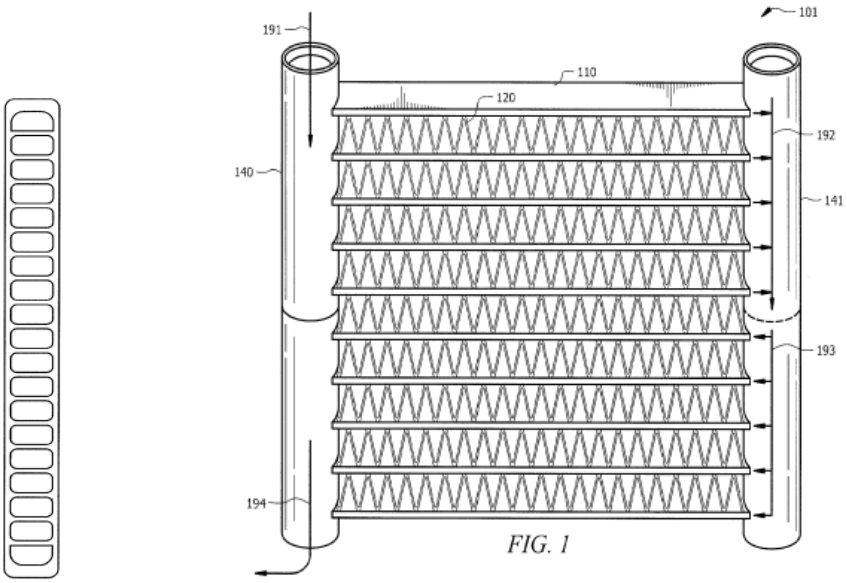
شکل ۷۸-۱: مبدل حرارتی با دو مسیر

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۷۹-۱: مبدل حرارتی با سه مسیر

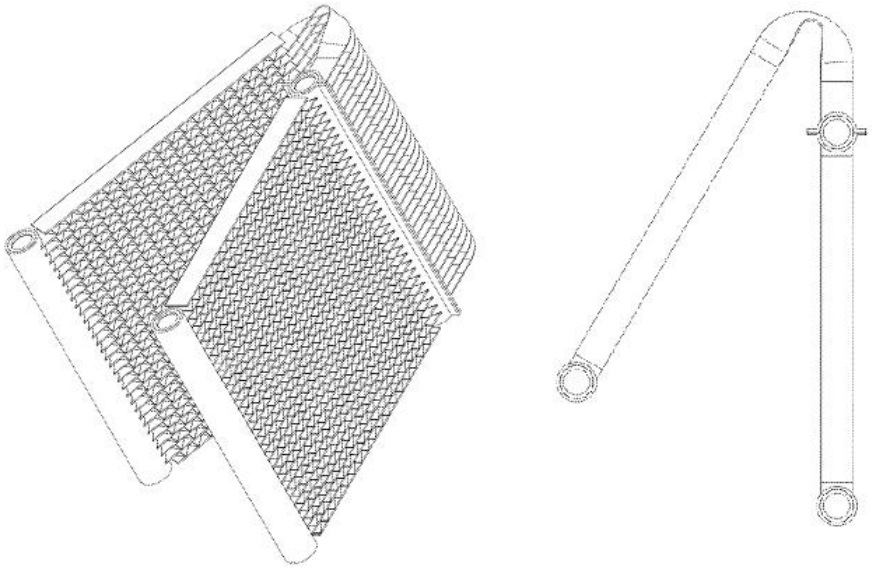
در سال ۲۰۱۹ ساتهیامورتی [۳۴۶] سعی کرد اصلاحاتی روی مبدل حرارتی میکروکانال انجام دهد و از مبردهای سازگار با محیط زیست و دوستدار لایه ازن استفاده کند. معمولا چنین مبردهایی دارای خصوصیات ضعیفی در انتقال حرارت هستند. لذا برای افزایش کارایی در مبدل‌های حرارتی که از این مبردها استفاده می‌کنند راهکارهایی مانند افزایش تعداد میکروکانال‌ها در لوله، کاهش قطر هیدرودینامیکی میکروکانال‌ها، کاهش سطح مقطع و افزایش نسبت منظری را به واسطه کاهش عرض آنها ارایه داد. اصلاحات انجام شده می‌تواند باعث افزایش ضریب انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی میکروکانالی شود که از مبردهای دوستدار لایه ازن استفاده می‌کنند. شکل ۸۰-۱ نمایی از میکروکانال و لوله‌های دارای میکروکانال با نسبت منظری بالا پیشنهاد شده توسط ساتهیامورتی را نشان می‌دهد.



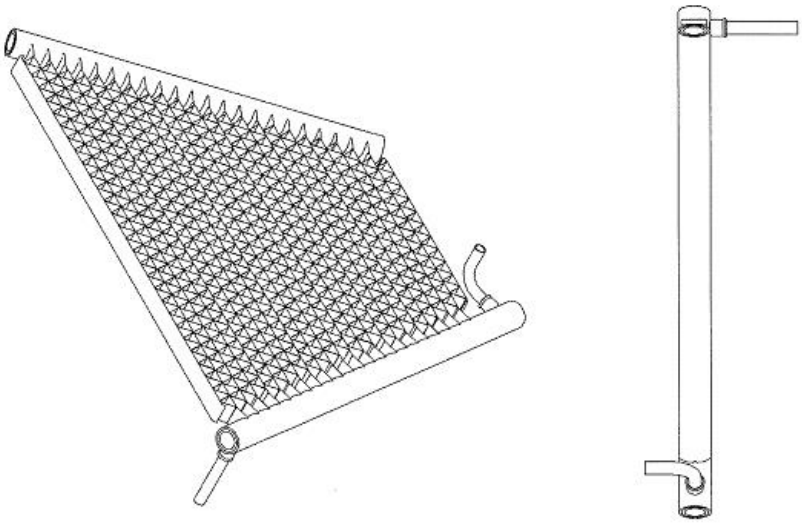
شکل ۸۰-۱: نمایی از مبدل حرارتی و میکروکانال‌های با نسبت منظری بالا ارایه شده توسط ساتهیامورتی

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

برخی طرح‌های ثبت شده برای شرکت دانفوس نیز در شکل ۸۱-۱ تا شکل ۸۷-۱ نشان داده شده است.

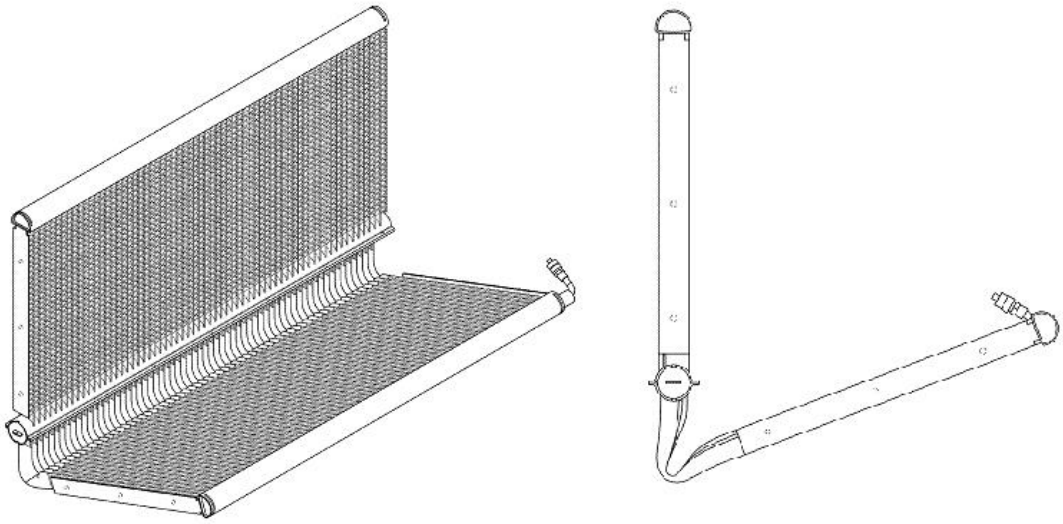


شکل ۸۱-۱: طرح ثبت شده برای شرکت دانفوس [۳۴۷]

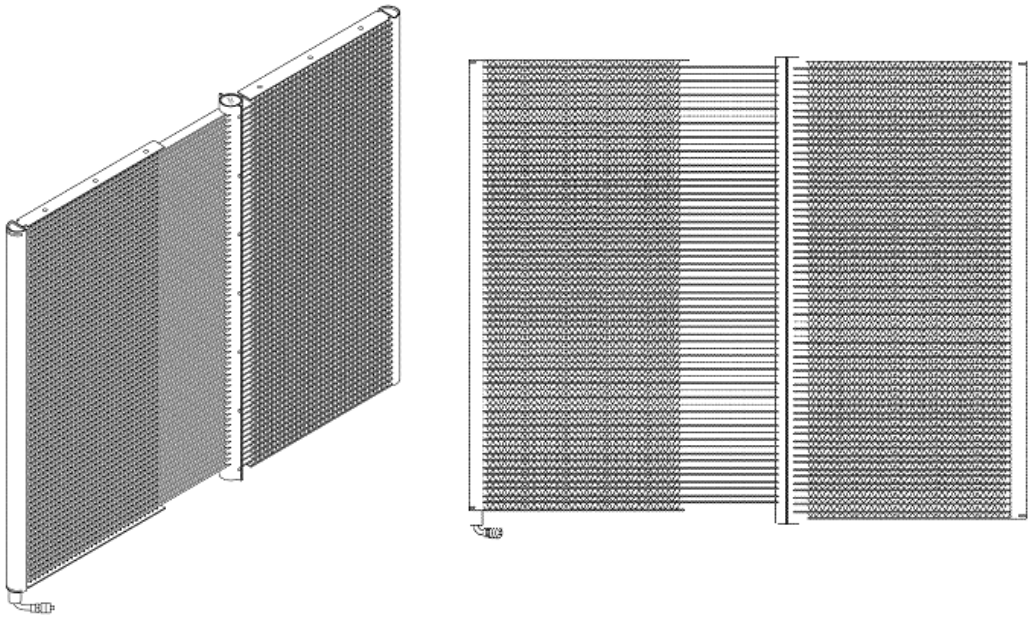


شکل ۸۲-۱: طرح ثبت شده برای شرکت دانفوس [۳۴۸]

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

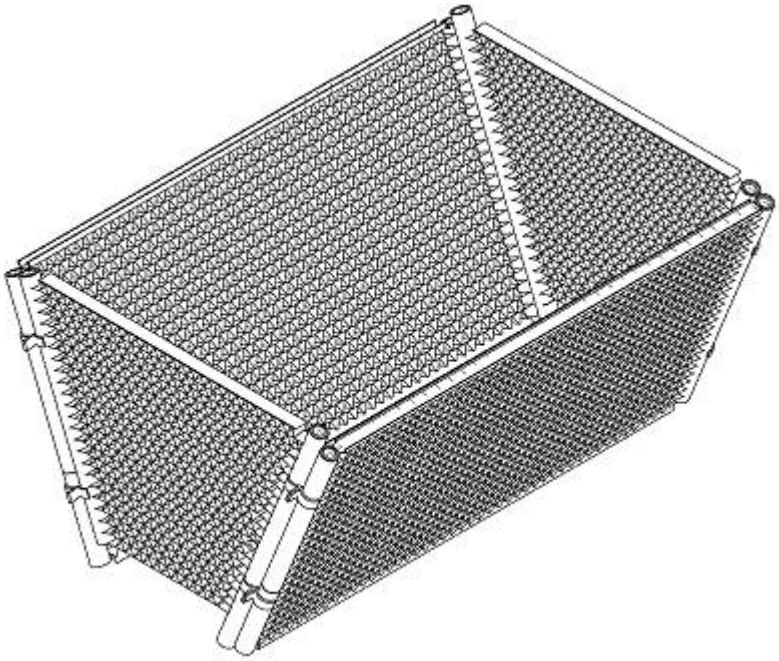


شکل ۸۳-۱: طرح ثبت شده برای شرکت دانفوس [۳۴۹]

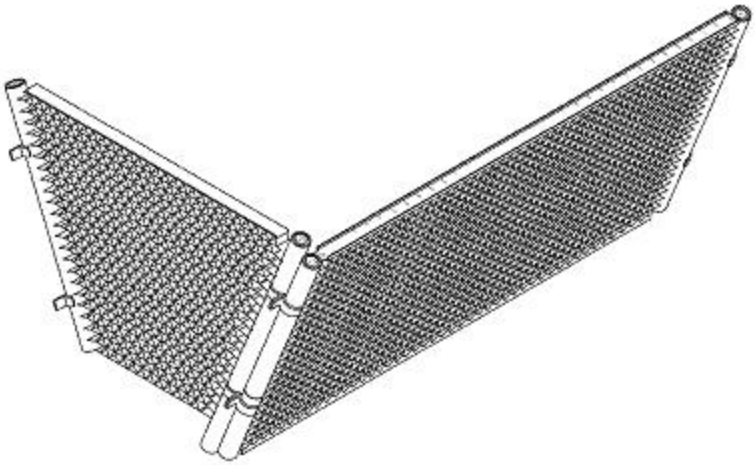


شکل ۸۴-۱: طرح ثبت شده برای شرکت دانفوس [۳۵۰]

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

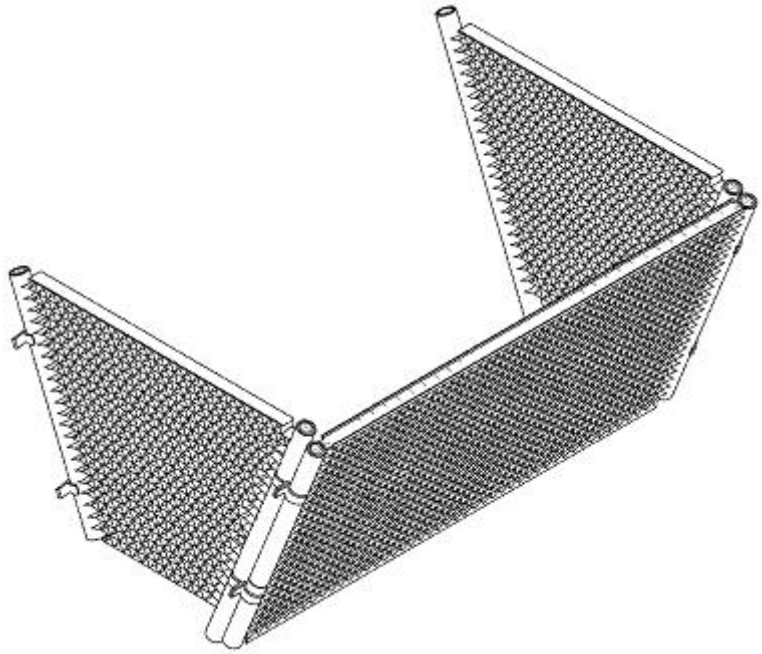


شکل ۸۵-۱: طرح ثبت شده برای شرکت دانفوس [۳۵۱]



شکل ۸۶-۱: طرح ثبت شده برای شرکت دانفوس [۳۵۲]

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۸۷-۱: طرح ثبت شده برای شرکت دانفوس [۳۵۳]

۱.۴.۱ جمع‌بندی پتنت‌ها

پتنت‌های معرفی شده در بخش قبلی به‌طور خلاصه در جدول ۴-۱ ارایه شده‌اند. در این جدول پتنت‌ها به‌ترتیب بر اساس سال انتشار ارایه شده‌اند. تعداد پتنت‌هایی که در هر سال منتشر شده است در شکل ۸۸-۱ نشان داده شده است. همان‌طور که از این شکل مشخص است در سال‌های اخیر نیز زمینه مبدل‌های حرارتی میکروکانال مورد توجه محققان و مخترعان در سراسر جهان واقع شده است.

جدول ۴-۱: پتنت‌های موجود در زمینه مبدل‌های حرارتی میکروکانال

Ref.	Title	Author	Patent No.	Pub. Year
[305]	Modular microchannel heat exchanger	Mundinger, David C. Worland, Philip D.	US5727618	1998
[306]	HEAT EXCHANGER HAVING MICROCHANNEL TUBING	Bergman et al	WO1998055813A1	1998
[307]	Active microchannel heat exchanger	Tonkovich et al.	US 6200536	2001
[308]	Extruded microchannel heat exchanger	Shembekar, Ajit R. Gawthrop, Peter R.	US6467535	2002
[309]	FLEXIBLE MICROCHANNEL HEAT EXCHANGER	Philpott et al.	US6827128	2004

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

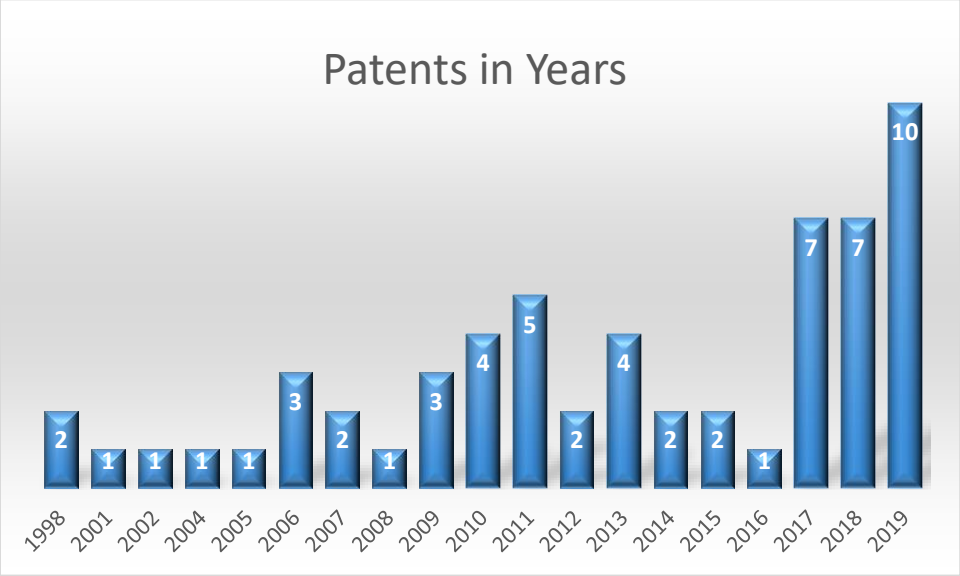
[310]	FOLDED FIN MICROCHANNEL HEAT EXCHANGER	Pokharna, Himanshu Prasher, Ravi	WO2005067038A1	2005
[354]	MICROCHANNEL	Kawamura et al.	JP2006272231A	2006
[311]	Microchannel condenser assembly	Merkys et al.	US6988538B2	2006
[355]	Microchanneled heat exchanger	인슬리토마스 아이.존스톤 레이몬드피.	KR20010052935A	2006
[356]	Microchannel heat exchanger	Patentanwälte Bressel und Partner	DE202007013574U1	2007
[312]	Multi-level microchannel heat exchangers	Lovette et al.	US7156159	2007
[313]	MICROCHANNEL HEAT EXCHANGER	Breiding, Peter James Caronna, Cosimo	US20080078198	2008
[314]	MICROCHANNEL HEAT EXCHANGER FABRICATED BY WIRE ELECTRO-DISCHARGE MACHINING	Golecki, Ilan	US20090313829	2009
[316]	Process and apparatus employing microchannel process technology	Tankovich et al.	AU2009302276B2	2009
[317]	Laminated sheet manifold for microchannel heat exchanger	Timothy J. Schrader Ian G. Spearing	WO2009105454A2	2009
[357]	Microchannel heat exchanger	Jan Vetrovec Tri H. Tran	US7766075B2	2010
[319]	Microchannel reactor	Wang et al.	US7722833	2010
[318]	MICROCHANNEL EXCHANGER	BERNARDINELLO, Stefano BOTTAZZO, Andrea	WO2010125017A1	2010
[315]	MICROCHANNEL HEAT EXCHANGER	Alahyari, Abbas A. Farzad, Mohse	US20100263847	2010
[358]	Fluidization and Solids Processing In Microchannel Devices	Jarosch et al.	US20110039955A1	2011
[320]	MICROCHANNEL HEAT EXCHANGER INCLUDING MULTIPLE FLUID CIRCUITS	Kirkwood, Allen C.	US20110030420	2011
[321]	INTEGRATED MULTI-CIRCUIT MICROCHANNEL HEAT EXCHANGER	Taras et al.	US20110056667	2011
[359]	MICROCHANNEL FIN HEAT EXCHANGER	URIELI, Israel ALAM, Khairu	WO/2011/056860A1	2011
[322]	COOLING SYSTEM WITH MICROCHANNEL HEAT EXCHANGER	Hall, Grant David De Jong, Robert S.	US20110168362	2011
[323]	Microchannel Heat Exchangers and Reactors	Kelly, John T. Saha, Chinmoy	US20120261104	2012
[324]	MICROCHANNEL HYBRID EVAPORATOR	Anderson, Timothy D.	US20120291998	2012

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

[326]	KIND OF MICROCHANNEL HEAT EXCHANGER	Wan Huaxin and LI Juan	US20130056189	2013
[328]	MICROCHANNEL HEAT EXCHANGER	Fritz, Steve L. Dekam, Matthew J.	US20130213073	2013
[327]	MICROCHANNEL HEAT EXCHANGER FIN	Taras et al.	US20130153174	2013
[329]	Microchannel with internal fin support for catalyst or sorption medium	Tonkovich et al.	US8580211B2	2013
[331]	Microchannel Heat Exchanger	Means, Stuart Allen	US20140224460A1	2014
[360]	MICROCHANNEL HEAT EXCHANGERS	WU et al.	WO2014205799A1	2014
[332]	Charge Tolerant Microchannel Heat Exchanger	Hancock, Stephen Stewart	US20150192371	2015
[361]	FROST TOLERANT MICROCHANNEL HEAT EXCHANGER	Joardar, Arindom	WO/2016/085817A2	2015
[333]	MICROCHANNEL HEAT EXCHANGERS FOR GAS TURBINE INTERCOOLING AND CONDENSING	Loebig, James C. Dejulio, Emil R.	US20160177829	2016
[341]	MICROCHANNEL HEAT EXCHANGER EVAP ORATOR	TARAS, Michael F.	EP3120097A1	2017
[337]	SYSTEM FOR COOLING A FLUID WITH A MICROCHANNEL EVAPORATOR	Adomat, Berthold	US20170115066	2017
[340]	Microchannel evaporators with reduced pressure drop	Schon; Steven	US2017029939	2017
[334]	Integrated microchannel synthesis and separation	Tonkovich et al.	US9643151B2	2017
[338]	Microchannel expanded heat exchanger	David C. Denkenberger	US9618278B2	2017
[336]	Microchannel coil spray system	Troutman et al.	US20170082331A1	2017
[347]	Heat exchanger	Huan J., Yubao L.	D787033	2017
[343]	MICROCHANNEL HEAT EXCHANGER	Wang, Kaijian	US20180259273	2018
[325]	FORMED MICROCHANNEL HEAT EXCHANGER	Bergh, Charles	US20180231322	2018
[342]	Pressure spike reduction for refrigerant systems incorporating a microchannel heat exchanger	Taras, Michael F. Lifson; Alexander Manlius	US10107535B2	2018
[362]	Two-phase fluid flow distributor and method for parallel microchannel evaporators and condensers	Sole et al.	US10048024B1	2018
[335]	Metal-based microchannel heat exchangers made by molding replication and assembly	Wen Jin Meng Fanghua Mei	US9891006B2	2018
[348]	Heat exchanger	Junfeng J.	D827795	2018
[349]	Heat exchanger	Huan J. and Junfeng J.	D828910	2018
[346]	MICROCHANNEL HEAT EXCHANGER	Sathyamurthi, Vijaykumar	US20190162455	2019
[344]	LAMINATED MICROCHANNEL HEAT EXCHANGERS	Miller, Richard Todd Schon, Steven	US20190063848	2019
[363]	MICROCHANNEL HEAT EXCHANGER	大村 峰正	JP2019007657A	2019

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

[345]	MULTIPASS MICROCHANNEL HEAT EXCHANGER	Saito, Kazuo Taras, Michael F.	US20190107313	2019
[339]	Low refrigerant charge microchannel heat exchanger	Taras et al.	US20170276411A1	2019
[364]	Micro-channel heat exchanger	胡文举胡鹏程徐荣吉高岩	CN109764697A	2019
[350]	Heat exchanger	Junfeng J.	D839404	2019
[351]	Heat exchanger	Huan J. and Junfeng J.	D844763	2019
[352]	Heat exchanger	Huan J. and Junfeng J.	D849215	2019
[353]	Heat exchanger	Huan J. and Junfeng J.	D849216	2019



شکل ۸۸-۱: تعداد پتنت‌های پیرامون مبدل‌های حرارتی میکروکانال در سال‌های مختلف

۵.۱ کاربردهای مبدل حرارتی میکروکانال

سیستم‌های خنک‌کننده یکی از مهمترین دغدغه‌های کارخانه‌ها، صنایعی مانند میکروالکترونیک، راکتورهای هسته‌ای و میکروپروسسورهای در اندازه کوچک و با سرعت پردازش بالا و هر جای دیگری است با توسعه تکنولوژی ساخت کانال‌هایی با ابعاد میکرو، استفاده از میکروکانال به عنوان مبدل حرارتی روند رو به رشدی داشته است. مبدل حرارتی میکروکانال وسیله‌ای است که دارای کاربردهای گسترده‌ای می‌باشد. از سویی، در زمینه سیستم‌های انرژی پیشرفته، فناوری‌های میکرو و نانو پتانسیل گسترده‌ای در بهبود ذخیره‌سازی انرژی، افزایش منابع انرژی تجدیدپذیر، حفظ انرژی تحصیل شده از طریق مواد پیشرفته و کاهش آلاینده‌های اشتعالی از طریق فیلترهای نانومتخلخل و همچنین کاتالیست‌های پیل سوختی و ذخیره‌سازی هیدروژن دارند [۵]. با توجه به تحقیقات انجام شده، مبدل‌های

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

حرارتی میکروکانال به‌طور کارآمد و موثری در صنایعی از قبیل انرژی، اتومبیل، وسایل بین‌شهری، هوافضا، تهویه مطبوع، تبرید، الکترونیک و ... قابل استفاده هستند که در زیر بخشی از کاربردهای این نوع مبدل‌های حرارتی ارایه شده است.

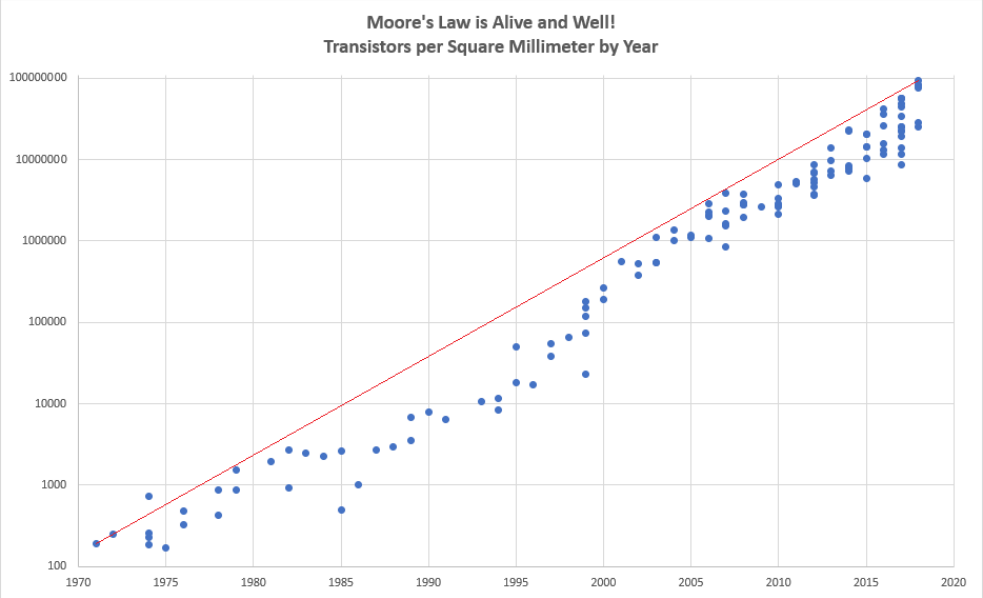
۱.۵.۱ کاربرد در الکترونیک

تحقیقات گسترده‌ای در زمینه مبدل‌های حرارتی میکروکانال انجام شده و در موارد بسیاری از آن‌ها در خنک‌کاری قطعات الکترونیکی استفاده شده است. برای رویارویی با پیشرفت سریع نیازهای الکترونیکی و میکروالکترونیکی مرتبط با انتقال حرارت، از مبدل‌های حرارتی میکروکانال در خنک‌کاری وسایل الکترونیکی با تراکم ترانزیستور بالا در دهه ۸۰ میلادی استفاده شد و سپس در دهه ۹۰ میلادی در صنایع سامانه‌های میکروالکترومکانیکی[1] از آن بهره‌برداری شد. اگرچه در طراحی بسیاری از مدارهای قدرت از تقویت‌کننده‌های خاصی استفاده می‌شود که از بازده حرارتی نسبتا خوبی برخوردارند، مقدار توان تلف‌شده در ترانزیستورهای خروجی می‌تواند باعث گرم شدن بیش از حد و رسیدن دما به حد غیرمجاز شود. حتی در مدارهایی که ظاهرا به‌عنوان مدار قدرت تلقی نمی‌شوند مانند مدارهای مجتمع مقیاس بزرگ و متوسط، تراکم بسیار زیاد ترانزیستورهایی که هر یک به‌تنهایی توان زیادی تلف نمی‌کند، باعث انباشته شدن بیش از حد گرما در تراشه می‌شود. انقلاب سیلیکون‌ها و نیمه هادی‌ها از چند دهه قبل و با معرفی نخستین مدار مجتمع آغاز شد و توانست زندگی انسان را به طور کلی دگرگون سازد. در طی چند دهه، این انقلاب به‌گونه‌ای پیشرفت کرده که توانایی قرار دادن چندین میلیون ترانزیستور در داخل یک مدار مجتمع را برای دانشمندان فراهم ساخت. انقلاب سیلیکون‌ها از همین‌جا پایه‌ریزی شد و توانست تحول چشمگیری در تکنولوژی بوجود آورد و باعث افزایش مداوم و روزافزون توانایی و کارایی مدارات مجتمع گردید. به طوری که بر اساس پیشبینی مور[2]، تعداد ترانزیستور در هر تراشه هر ۱۸ماه، دو برابر می‌شود. شکل ۸۹-۱ روند تغییرات تعداد ترانزیستور استفاده شده در هر میلی‌متر مربع را برحسب سال نشان می‌دهد. افزایش سرعت و قابلیت‌های میکرو تراشه‌ها منجر به ایجاد حرارت بالاتر نسبت به گذشته شده است. از آن جا که طول عمر و قابلیت اطمینان ادوات میکرونی به شدت تحت تاثیر دما می‌باشد، مسایل مربوط به انتقال حرارت که به واسطه توسعه مدارهای مجتمع پیشرفته و سامانه‌های الکترومکانیکی در مقیاس میکرو به وجود آمده‌اند، تبدیل به مساله اساسی در طراحی و کاربرد چنین سیستم‌هایی شده‌اند. اهمیت انتقال حرارت و کنترل دما در دستگاه‌های پیشرفته نیازمند رهیافت‌هایی است که به برداشت حرارتی بالا و ایجاد دمای یکنواخت منجر شوند. به عنوان مثال، در حالی که متوسط گرمای خروجی میکرو تراشه‌ها در کامپیوترهای قدیمی $\frac{w}{cm^2}$ ۱۰ بوده است، امروزه این گرما در ابر کامپیوترهای مورد استفاده به $\frac{w}{cm^2}$ ۱۰۰ و بیشتر از آن رسیده است. از این رو، یافتن سیستم‌های کارآمدتر با توجه به پیشرفت روزافزون تکنولوژی اجتناب ناپذیر به نظر می‌رسد [۱]. در چنین حالتی لازم است برای سهولت تبادل حرارتی قطعه مورد نظر با محیط، تمهیداتی اندیشیده شود. در قطعات الکترونیکی مجزا از قبیل ترانزیستورهای قدرت، این امر از طریق نصب قطعه بر روی یک گرماگیر فلزی صورت می‌پذیرد که معمولاً از جنس آلومینیوم است و سطح زیادی برای تبادل حرارتی با محیط اطراف ایجاد می‌کند. در مدارهای مجتمع مانند تراشه‌های پردازنده‌ها، از یک فن کوچک که بر روی مبدل حرارتی گرماگیر قرار دارد بر روی تراشه استفاده می‌شود تا به خنک کردن تراشه کمک کند. معمولا بین سطح مورد نظر و گرماگیر از یک ترکیب مخصوص استفاده می‌شود که

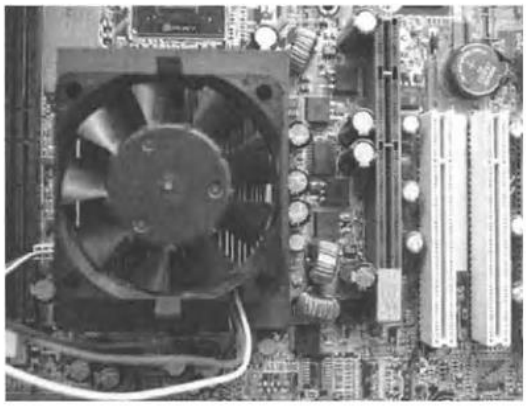
[1] Micro Electro Mechanical Systems (MEMS)
[2] Moore

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

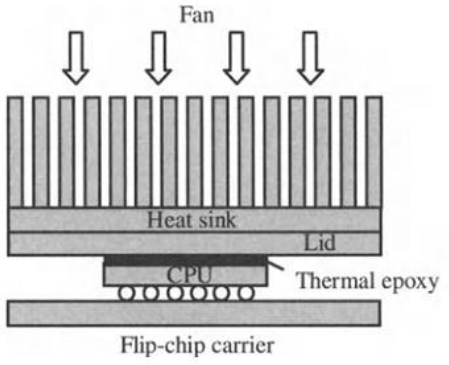
از ضریب انتقال حرارت زیادی برخوردار است. شکل ۹۰-۱ شماتیک یک مبدل حرارتی گرماگیر[1] و فن متصل شده به یک مبدل حرارتی میکروکانال گرماگیر برای پردازنده رایانه را نشان می‌دهد.



شکل ۸۹-۱: رشد استفاده تعداد ترانزیستورها در هر میلی‌متر مربع برحسب سال



فن و مبدل گرماگیر متصل به پردازنده پنتیوم ۴



شماتیک ماژول مبدل حرارتی گرماگیر

شکل ۹۰-۱: شماتیک مبدل حرارتی گرماگیر و فن استفاده شده بر روی CPU

۱. ۵. ۲ کاربرد در تهویه مطبوع

با مطالعه دقیق خواص میکروکانال و کاربردهایش در بهبود خنک‌کاری الکترونیکی، مزایای مبدل حرارتی میکروکانال نسبت به مبدل‌های حرارتی مرسوم نمایان شد و مبدل حرارتی میکروکانال به صنعت خنک‌کاری و تهویه مطبوع راه پیدا کرد. هنگامی که افزایش همزمان بازدهی و عملکرد محیطی مطرح می‌شود، مبدل‌های حرارتی

[1] MicroChannel Heat Sink (MCHS)

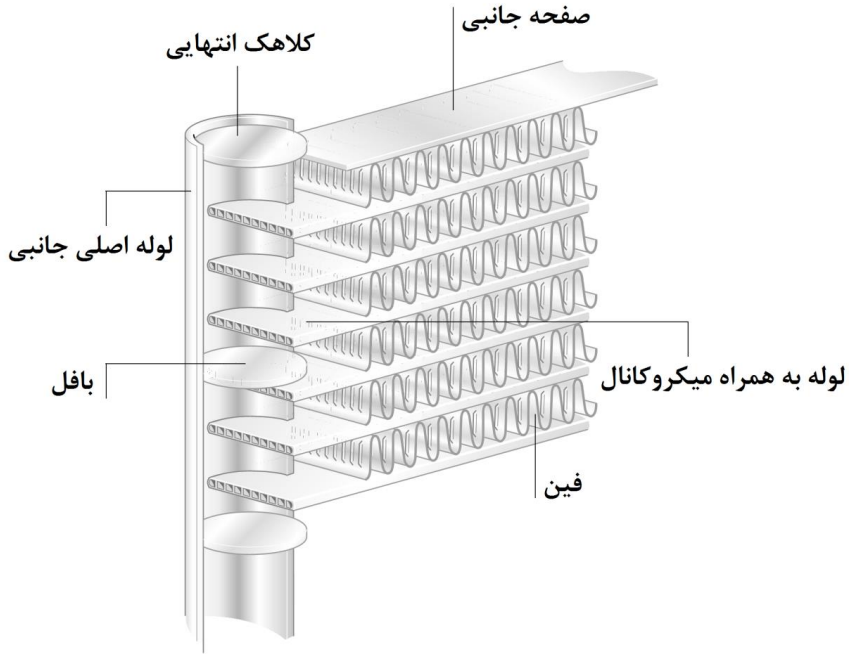
DOI: 10.30503/nripress.2020.283

میکروکانال[1] به‌طور کامل دیدگاه شما به این موضوع‌ها تغییر می‌دهد زیرا قابلیت عملکردی بسیار مناسبی در این زمینه دارند. به همین دلیل این مبدل‌ها در کاربردهای مختلف تبرید و تهویه مطبوع مورد استفاده قرار گرفته‌اند که از:

- **تهویه مطبوع مسکونی**
- **چیلرها**
- **دستگاه‌های چگالنده**
- **خشک‌کن‌ها هوا**
- **سردخانه**
- **اسپلیت‌های تجاری**
- **سردکن‌های داخلی قابل مشاهده**[2]

مزایای این مبدل‌ها به‌طور کامل در فصل قبل بیان شده است.

شکل ۹۱-۱ اجزاء اصلی مبدل حرارتی میکروکانال که به عنوان کندانسور در سامانه‌های تهویه مطبوع مورد استفاده قرار می‌گیرد را نشان می‌دهد. همان‌طور که از شکل مشخص است، این مبدل دارای دو لوله اصلی جانبی است که این لوله‌ها دارای کلاهک انتهایی هستند. این لوله‌های اصلی جانبی معمولا دارای بافل‌هایی نیز هستند که تعداد مسیر رفت و برگشت مبرد در داخل مبدل حرارتی را کنترل می‌کند. یک جزء اصلی مبدل حرارتی میکروکانال، لوله اصلی است که میکروکانال‌ها روی آن تعبیه شده است. در نهایت فین‌های کرکره‌ای با ساختار قابل طراحی نیز بین صفحات لوله به همراه میکروکانال قرار دارند تا باعث افزایش بازدهی عملکردی شوند.



شکل ۹۱-۱: اجزاء مبدل حرارتی میکروکانال مورد استفاده در سامانه‌های تهویه مطبوع

[1] Micro Channel Heat Exchanger (MCHE or MCHX)
[2] INDOOR DISPLAYS/ICE MACHINES

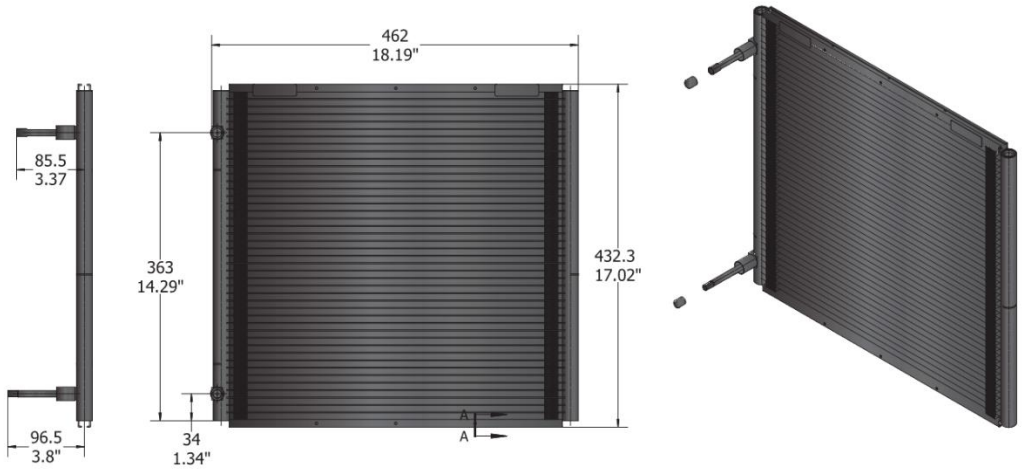
DOI: 10.30503/nripress.2020.283

لازم به ذکر است که طراحی هوشمندانه لوله به همراه میکروکانال‌ها سبب انتقال حرارت عالی در سامانه می‌شود که باعث فشرده شدن دستگاه و در عین حال کارایی بالا می‌شود. از سوی دیگر طراحی درست پره‌ها، اتصال سطح را به حداقل می‌رساند و سبب کاهش افت فشار هوای جانبی و بهبود عملکرد می‌شود. این پره‌ها همچنین سبب کاهش سروصدا نیز می‌شوند. در این مبدل حرارتی میکروکانال ترکیب لوله‌های جانبی با بافل‌ها، جریان مبرد را کنترل کرده و بهینه‌سازی سرعت در کل مبدل را قادر می‌سازد. کلاهک انتهایی و بدنه اصلی در مبدل‌های حرارتی میکروکانال با لحیم‌کاری به هم متصل می‌شوند. با توجه به این‌که مبدل کاملا از آلومینیوم ساخته می‌شود بنابراین مبدل حرارتی در مقابل خوردگی گالوانیکی مقاوم هستند. در این مبدل حرارتی صفحات جانبی به روش‌های مختلف قابل شکل‌دهی هستند و بنابراین مبدل حرارتی میکروکانال می‌تواند به‌صورت تخت، U شکل یا L شکل باشد. شکل ۹۲-۱ نمونه‌ای از یک مبدل حرارتی ساخته شده توسط شرکت دانفوس به عنوان کندانسور یک سامانه تهویه مطبوع را نشان می‌دهد. ابعاد نوعی یک مبدل حرارتی میکروکانال مورد استفاده در سامانه تهویه مطبوع در شکل ۹۳-۱ نشان داده شده است. شکل ۹۴-۱ برش مقطعی یک مبدل حرارتی میکروکانال را نشان می‌دهد. نمایی از لوله به همراه میکروکانال‌ها و پره‌های کرکره‌ای در این شکل مشخص هستند. سه نوع مبدل حرارتی میکروکانال تخت، U شکل و L شکل در شکل ۹۵-۱ نشان داده شده است.



شکل ۹۲-۱: نمونه‌ای از یک مبدل حرارتی ساخته شده برای کندانسور تهویه مطبوع

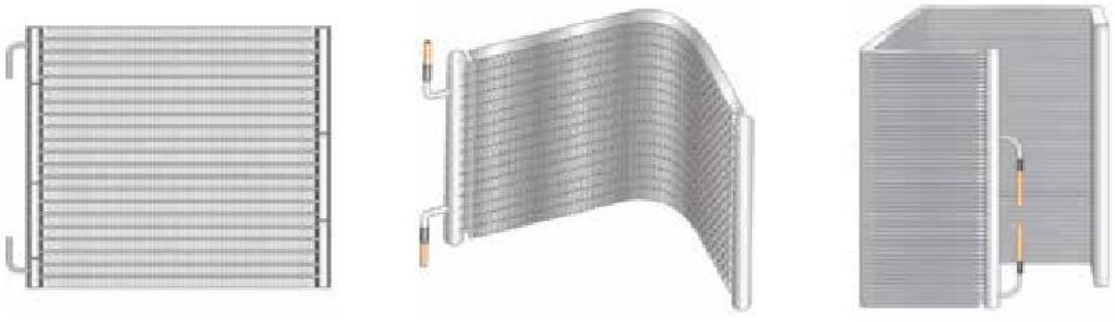
DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۹۳-۱: نمونه‌ای از ابعاد یک مبدل حرارتی میکروکانال ساخته شده به عنوان کندانسور یک سیستم تهویه مطبوع



شکل ۹۴-۱: نمایی از برش مقطعی یک مبدل حرارتی میکروکانال مورد استفاده به عنوان کندانسور تهویه مطبوع



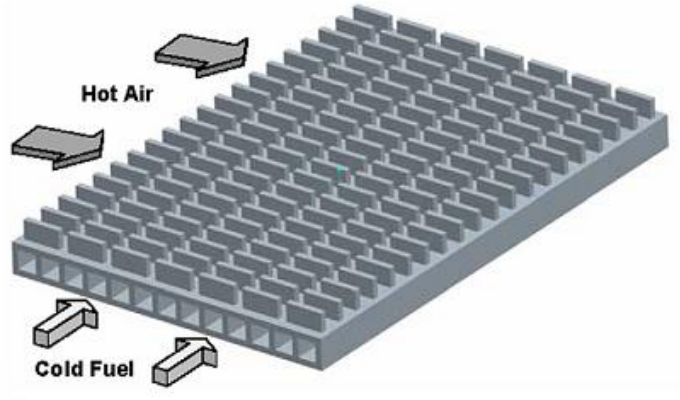
شکل ۹۵-۱: مبدل حرارتی میکروکانال به‌صورت‌های تخت، L و U شکل

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

۱. ۵. ۳ کاربرد در خودرو و هوافضا

مبدل‌های حرارتی میکروکانال حداقل دارای یک مسیر عبور جریان با ابعاد نوعی بین ۱ میکرومتر تا ۱ میلی‌متر هستند و پتانسیل عظیمی در تقویت فرآیند زمینه‌های صنایع مختلف دارند. در صنعت هوافضا از مبدل‌های حرارتی میکروکانال در موتورهای توربین هواپیما با توان بالا استفاده می‌شود. ناک و همکارانش [۳۶۵] یک مبدل حرارتی هوا-سوخت مختلف برای موتور توربینی با نسبت فشار بالا را پیشنهاد دادند. برخلاف دیگر مبدل‌های حرارتی، مبدل حرارتی آن‌ها بسیار فشرده و دارای ماژول میکروکانال با جریان جانبی بود (شکل ۹۶-۱). نورتکات و موداوار [۳۶۶] آزمایش‌هایی روی مبدل حرارتی میکروکانال با جریان جانبی برای موتور توربین گاز هواپیما با عملکرد بالا انجام دادند که نمونه‌های تست شده آن‌ها در شکل ۹۷-۱ نشان داده شده است.

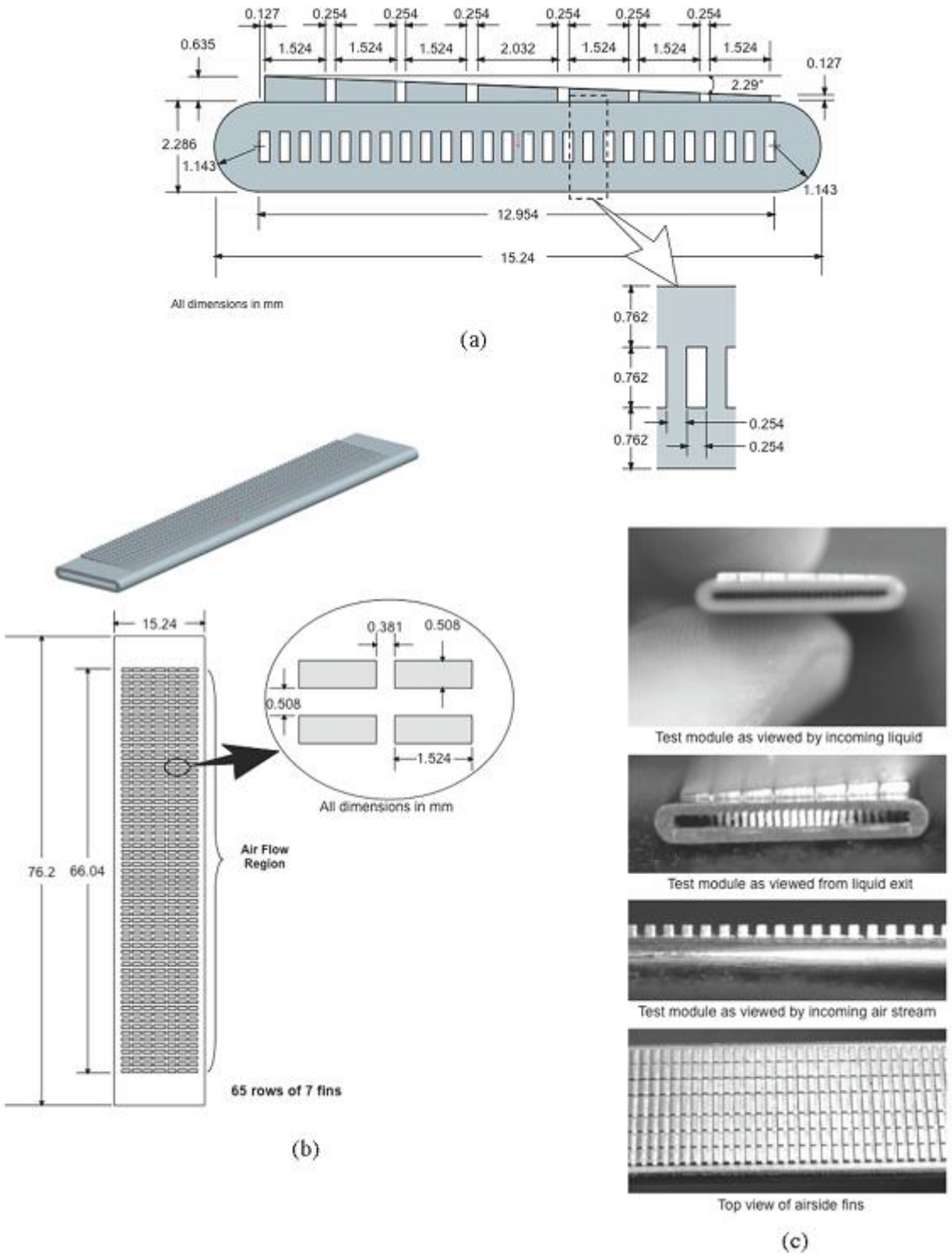
هندسه‌های مختلفی برای مبدل‌های حرارتی میکروکانال استفاده می‌شود، نمونه‌ای از هندسه لوله‌های مبدل‌های حرارتی طراحی شده که در صنایع خودرو و هوافضا استفاده می‌شود در شکل ۹۸-۱ و شکل ۹۹-۱ نشان داده شده است. مبدل‌های حرارتی دما بالا نیز را می‌توان با استفاده از تکنولوژی نوار سرامیکی[1] ساخت [۳۶۷]. در این تکنولوژی از لایه‌های سرامیکی گداخته شده برای ساخت کانال‌های با ابعاد کمتر از ۱ میلی‌متر استفاده می‌شود [۳۶۸]. مبدل‌های حرارتی میکروکانال فلزی نیز در حال حاضر به خاطر ترکیب عملکرد انتقال حرارت بالا و یکپارچه‌سازی مکانیکی بهبود یافته مورد توجه قرار گرفتند [۳۶۹]. با هدف کاهش اندازه و هزینه، مبدل‌های حرارتی میکروکانال قادر هستند عملکردی برای نسبت سطح به حجم حدود $۱۵۰۰\ m^2/m^3$ به دست آورند. هندسه پره‌های مورد استفاده در این مبدل‌های حرارتی نیز پیچیده است که برای افزایش انتقال حرارت بین سیال و هوای جانبی طراحی شده است. نمونه‌ای از یک مبدل حرارتی با پره‌های آن در شکل ۱۰۰-۱ نشان داده شده است.



شکل ۹۶-۱: ماژول مبدل حرارتی هوا-سوخت میکروکانال با جریان جانبی مورد استفاده در صنایع هوافضا [۳۶۵]

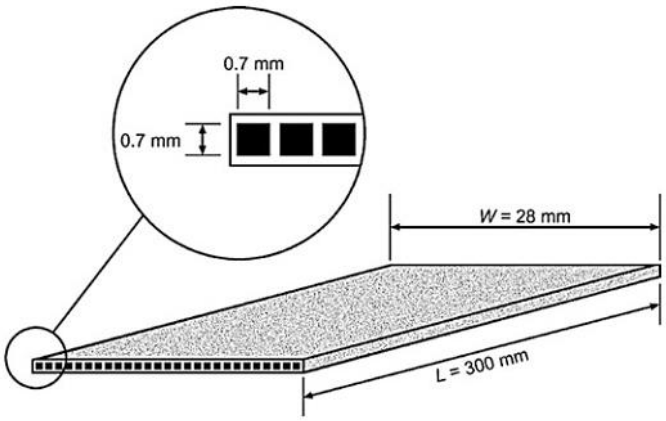
[1] Ceramic tape technology

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

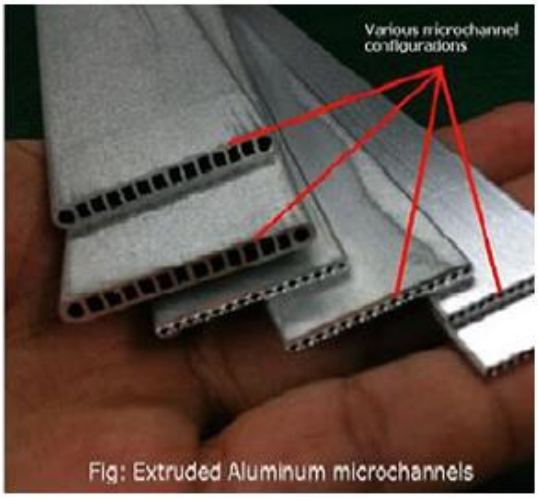


شکل ۹۷-۱: ماژول تست شده برای موتور توربین گاز هواپیما a) دید جانبی مبدل حرارتی میکروکانال، ابعاد و پروفیل پره‌ها b) دید از بالای ردیف پره‌ها c) تصاویر مختلف از ماژول آزمایش [۳۶۶]

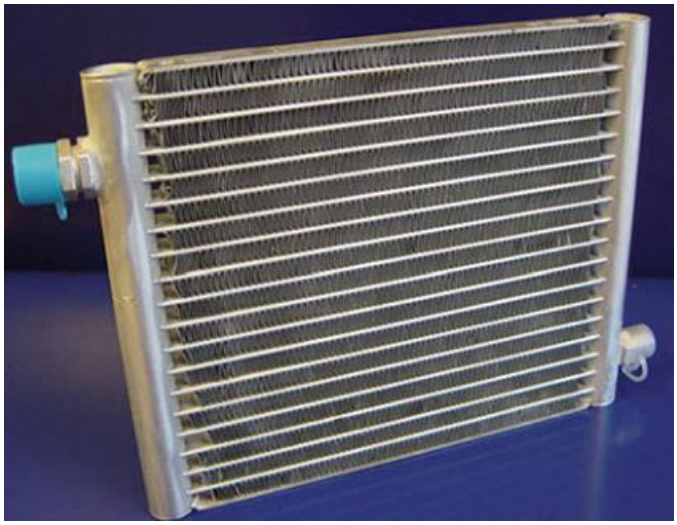
DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۹۸-۱: ابعاد نوعی میکروکانال مستطیلی برای کاربردهای مبدل‌های حرارتی میکروکانال



شکل ۹۹-۱: نمونه‌هایی از میکروکانال‌های ساخته شده



شکل ۱۰۰-۱: نمونه‌هایی از مبدل حرارتی و پره‌های بین لوله‌ها

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

در سال‌های اخیر، پیشرفت اصلی در مبدل‌های حرارتی میکروکانال در صنایع خودرو، هوافضا، راکتورهای شیمیایی و صنایع تبریدی بوده است زیرا وظیفه گرمایی و نیازمندی بازدهی انرژی در این صنایع بیشتر و قیدهای اندازه، محدودکننده‌تر هستند و تمایل به نرخ انتقال حرارت بیشتر بر واحد حجم رشد کرده است. بخش گرمِ اواپراتورها در این کاربردها معمولا هوا یا گاز است. با پیشرفت در هندسه پره‌های جانبی، ضریب انتقال حرارت افزایش یافته است. برای این کاربردها و افزایش انتقال حرارت، از میکروکانال‌ها برای بخش مایع (بخار، میعان یا رژیم‌های تک فاز) استفاده می‌شود. تغییرات اصلی در طراحی‌های اخیر اواپراتورها و کندانسورها برای صنایع خودرو و مبدل‌های حرارتی فشرده شامل استفاده‌های منحصر به فرد مسیرهای جریان با قطر هیدرولیکی کم در ساختارهای چندکاناله روی بخش مایع است.

توانایی برای انتقال حرارت موثر بین سیال‌ها با استفاده از مبدل‌های حرارتی فشرده و سبک در کابردهای گوناگونی از قبیل رادیاتورهای اتومبیل، تهویه مطبوع و هوافضا مهم هستند. مبدل‌های حرارتی میکروکانال به دلیل فشردگی، سبکی و عملکرد انتقال حرارت بالا برای این کاربردها بسیار مناسب هستند.

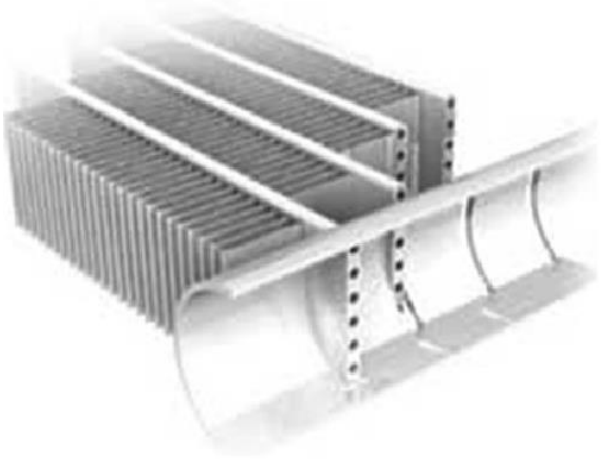
رادیاتورهای خودرو از طراحی جریان جانبی که باعث می‌شود نرخ جریان جرمی کافیِ هوا به رادیاتور برخورد کند، بهره می‌برند. در این کاربردها از فشار سکون مرتبط با حرکت اتومبیل استفاده می‌شود. اندازه‌گیری عملکرد رایج برای رادیاتورهای اتومبیل با نسبت انتقال حرارت به مساحت جلویی[1] محاسبه می‌شود و گاها با اختلاف حرارت‌های ورودی ماده خنک کننده (آب-گلیکول) و هوا بی‌بعد می‌شود. برای رادیاتورهای خودروهای رایج، $۰/۳۱\ W/Kcm^2$ انتقال حرارت به مساحت جلویی بین هوا و ماده خنک کننده به‌دست می‌آید [۳۷۰, ۳۷۱]. اما ضخامت کانال‌های این رادیاتورها (که حدود ۱ تا ۲ سانتی‌متر است) در مقایسه با مبدل‌های حرارتی میکروکانال که دارای کانال‌های ۱ تا ۲ میلی‌متر است بسیار بالا است. هریس و همکارانش [۳۷۲] مبدل‌های حرارتی میکرو با جریان جانبی را طراحی کرده و ساختند که در آن‌ها حرارت از مایع خنک کننده به هوا منتقل می‌کرد. آن‌ها در فرآیند ساخت از ترکیب میکروماشین‌کاری LIGA، میکروماشین دقیق سنتی و چسب‌کاری استفاده کردند. آن‌ها عملکرد حرارتی مبدل‌های حرارتی پلاستیک، سرامیک و آلومینیومی را با رادیاتورهای رایج مقایسه کردند و نشان دادند که مبدل‌های حرارتی میکروکانال عملکرد بهتری نسبت به رادیاتورهای مرسوم دارند. شکل ۱۰۱-۱ نمونه‌ای از یک مبدل حرارتی میکروکانال مورد استفاده در صنایع خودرو و پره‌های آن را نشان می‌دهد. شکل ۱۰۲-۱ نیز برشی از یک مبدل حرارتی میکروکانال آلومینیومی را نشان می‌دهد. شکل ۱۰۳-۱ یک نمونه اولیه از میکروکانال ساخته شده برای کولر گازی خودرو را نشان می‌دهد. این میکروکانال از گاز CO_2 استفاده می‌کند.

[1] Heat transfer/frontal area

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

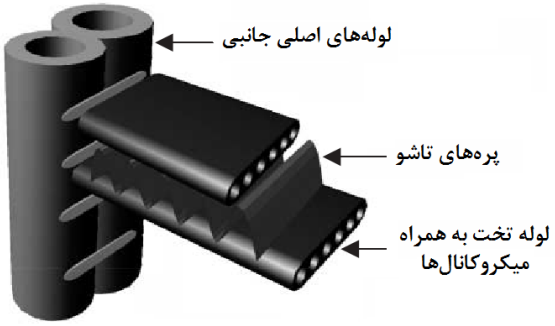


شکل ۱۰۱-۱: یک مبدل حرارتی میکروکانال در صنعت خودرو و پره‌های آن

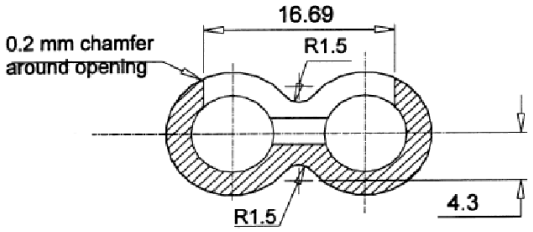


شکل ۱۰۲-۱: برشی از یک مبدل حرارتی میکروکانال آلومینیومی

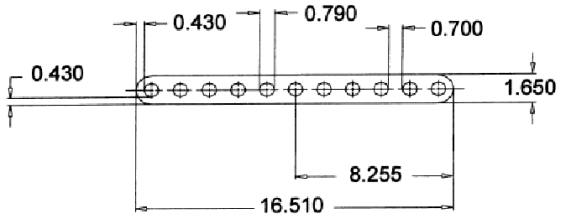
DOI: 10.30503/nripress.2020.283



هندسه مبدل حرارتی



مقطعی از لوله‌اصلی جانبی



لوله تخت به همراه میکروکانال‌ها

شکل ۱۰۳-۱: یک نمونه اولیه میکروکانال برای کولر سیستم تهویه خودرو که از گاز CO_2 استفاده می‌کند [۳۷۳]

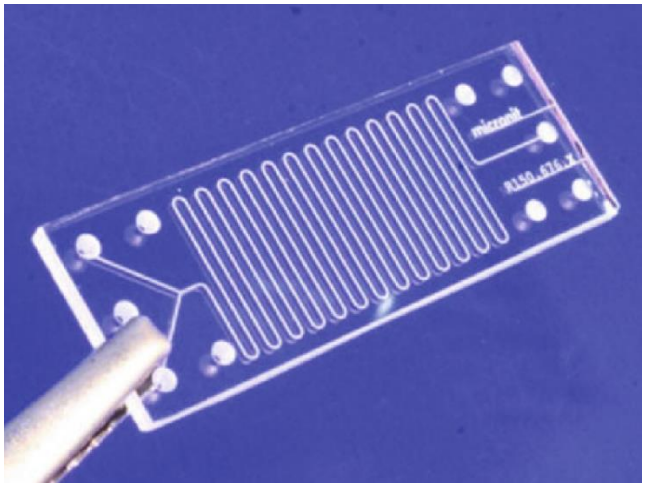
۱. ۵. ۴ راکتورهای (واکنشگاه‌های) شیمیایی[1]

اگر در مبدل حرارتی میکروکانال واکنش شیمیایی رخ دهد با نام میکروراکتور شناخته می‌شود. فناوری فرآیندی شیمیایی میکروکانال یک زمینه در حال ظهور با کاربردهای فراوان در بیشتر فرآیندهای صنعتی است که به دلیل توانایی عالی در مخلوط کردن، واکنش‌های محیطی کنترل‌شده و بازدهی انرژی مورد توجه قرار گرفته است. این فناوری بهبود در فرآیندهای موجود را پیشنهاد می‌دهد و فرآیندهای جدید را که کم هزینه نیز هستند، مقدور می‌سازد. طراحی واکنشگاه‌های میکروکانالِ پایه براساس جریان بین دو صفحه موازی (که دارای کانال‌های دقیقی است) و با یک کاتالیست پوشانده شده است، می‌باشد. در این سیستم‌ها، کانال‌ها دارای نسبت منظری بالایی است که مساحت سطح گسترده‌ای را در یک حجم کوچک فراهم می‌آورد. واکنشگاه‌های میکروکانال مبتنی بر لایه‌های سرامیکی و همچنین لایه‌های فلزی ساخته شده‌اند. در هر دو نوع این واکنشگاه‌ها، با چندین لایه روکش شده با کاتالیست به هم متصل شده‌اند و شکل

[1] Chemical Reactors

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

یک ساختار یکپارچه را ایجاد می‌کنند. یک مزیت این ساختار لایه‌ای این است که به آسانی با تغییر تعداد لایه‌ها ابعاد واکنشگاه میکروکانال قابل تغییر است. بنابراین انعطاف‌پذیری در طراحی این سیستم‌ها بسیار بالا است. شکل ۱۰۴-۱ یک میکرو واکنشگاه[1] ساخته شده را نشان می‌دهد. کانال‌های چیپ که در تصویر دیده می‌شوند دارای عرض و عمق ۱۵۰ میکرومتر هستند.

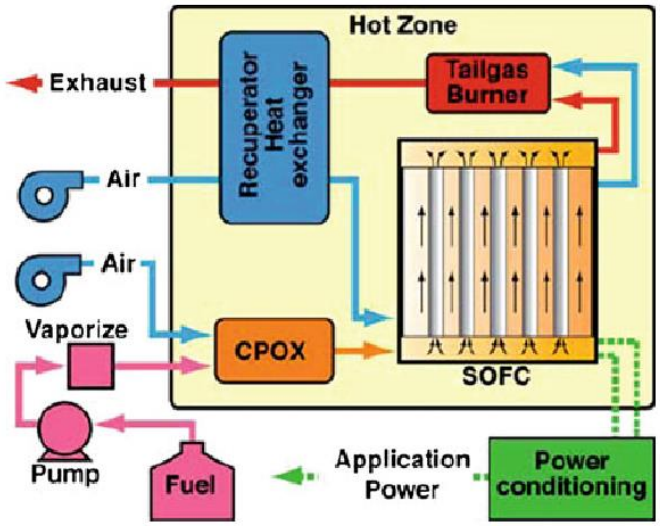


شکل ۱۰۴-۱: میکروراکتور شیشه‌ای [۴]

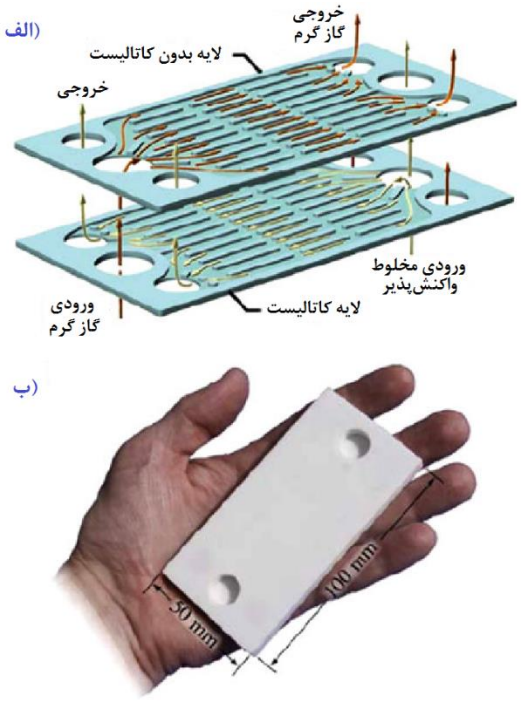
اخیرا، مبدل‌های حرارتی میکروکانال به‌طور وسیعی در سیستم‌های پیل سوختی استفاده شده‌اند که در بخش‌های سیستم انرژی بسیار مورد بهره‌برداری قرار می‌گیرند. یکپارچگی گرمایی مبدل‌های حرارتی و واکنشگاه‌های شیمیایی برای عملکرد موثر سیستم‌های پیل سوختی اکسید جامد[2] ضروری است. شکل ۱۰۵-۱ دیاگرام جریان فرآیند پیل سوختی اکسید جامد قابل حمل را نشان می‌دهد. بازدهی سیستم را می‌توان با ترکیب فرآیندها بهبود داد و هزینه‌ها را از طریق تشدید فرآیند کاهش داد. شکل ۱۰۶-۱ الف یک نمای انفجاری از هندسه داخلی یک میکروکانال دو لایه را نشان می‌دهد و نمایی از واکنشگاه میکروکانال در شکل ۱۰۶-۱ ب نشان داده شده است. واکنشگاه‌های حال حاضر از چهار لایه استفاده می‌کنند، دو لایه واکنش‌پذیر و دو لایه غیرواکنشی که می‌تواند ساختار و نیازمندی‌های کاربردهای مختلف را پشتیبانی کنند.

[1] Micro Reactor
[2] Solid Oxide Fuel Cell (SOFC)

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۱۰۵-۱: دیاگرام جریان فرآیند پیل سوختی اکسید جامد قابل حمل [۴]



شکل ۱۰۶-۱: الف) نمای انفجاری از یک میکروکانال سرامیکی دولایه ب) واکنشگاه میکروکانال [374]

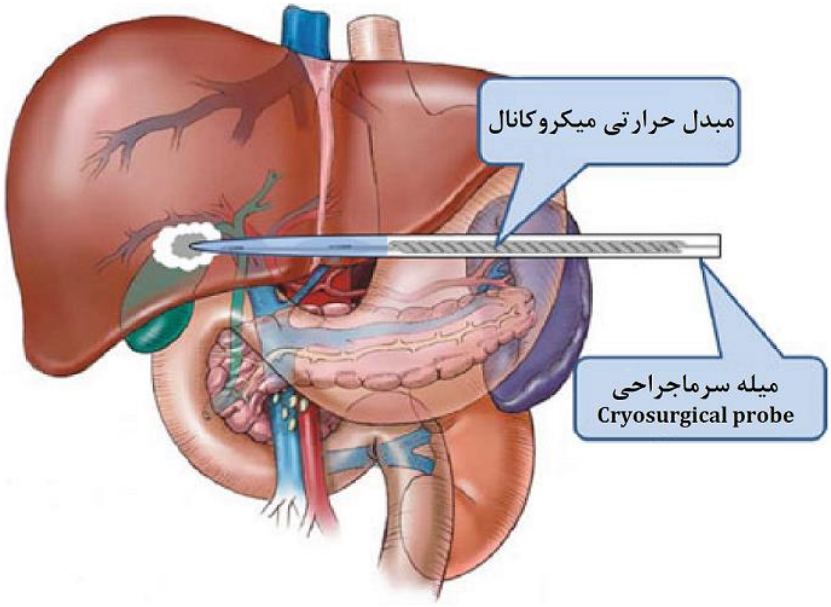
۱. ۵. ۵ سیستم‌های سرماجراحی[1]

مبدل‌های حرارتی میکروکانال در میله‌های سرماجراحی برای خارج کردن تومورها یا درمان بی‌نظمی‌های قلبی مورد استفاده قرار می‌گیرند [۳۷۵]. شکل ۱۰۷-۱ کاربرد مبدل حرارتی میکروکانال مورد استفاده در میله‌های سرما جراحی جهت درمان سرطان را نشان می‌دهد. خنک‌کننده‌های ژول-تامسون[2] معمولا به‌طور وسیعی در میله‌های

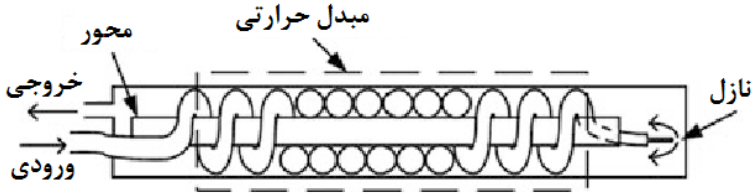
[1] cryosurgical
[2] Joule-Thomson Cryocooler

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

سرماجراحی استفاده می‌شود. مزایای خنک‌کننده ژول-تامسون شامل ساختار ساده آن، فشردگی و نداشتن تداخلات الکتریکی است. مبدل حرارتی بسیار کوچک در خنک‌کننده ژول-تامسون مورد استفاده در میله سرماجراحی دارای کانال‌هایی در حد ده‌ها تا صدها میکرون است. شکل ۱۰۸-۱ و شکل ۱۰۹-۱ به ترتیب دیاگرام شماتیک میله سرماجراحی و خنک‌کننده ژول-تامسون را نشان می‌دهند. همان‌طور که در شکل ۱۰۹-۱ مشخص است، خنک کننده ژول-تامسون دارای یک مبدل حرارتی جریان معکوس است، یک شیر ژول-تامسون برای کاهش دمای مبرد از طریق یک فرآیند انبساط آیزنتالپیک[1] و یک اواپراتور برای جذب گرمای خارجی استفاده می‌شود. شکل ۱۱۰-۱ یک سیستم سرماجراحی مورد استفاده در جراحی سرطان را نشان می‌دهد. تا این اواخر، خنک‌کننده بسیار کوچک ژول-تامسون در بیشتر میله‌های سرماجراحی تجاری از گاز آرگون فشار بالا به عنوان مبرد در یک سیستم باز استفاده می‌کردند. اما یک سیستم بسته با مبرد مخلوط مطلوب است، زیرا بازدهی خنک‌کننده ژول-تامسون با یک مبرد خالص بسیار کمتر از مبرد مخلوط است.



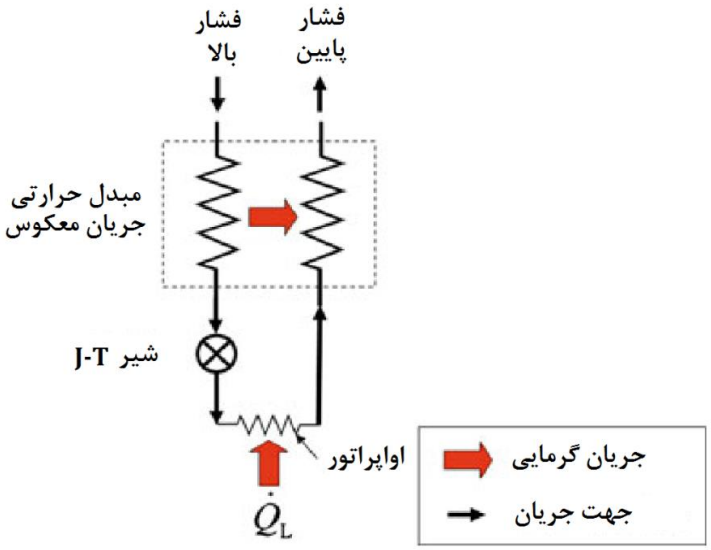
شکل ۱۰۷-۱: درمان سرطان با استفاده از سرماجراحی [۴]



شکل ۱۰۸-۱: دیاگرام شماتیک میله سرماجراحی

[1] Isenthalpic

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۱۰۹-۱: دیاگرام شماتیک خنک‌کننده ژول-تامسون



شکل ۱۱۰-۱: سیستم سرماجراحی برای جراحی سرطان

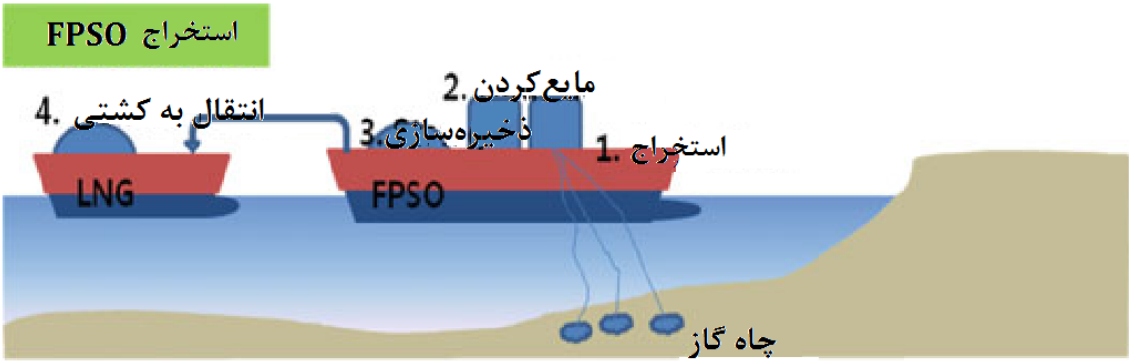
۱. ۵. ۶ مایع کردن گاز طبیعی در استخراج شناور، ذخیره‌سازی و تخلیه آن[1]

مایع کردن گاز طبیعی از دیگر کاربردهای مبدل‌های حرارتی میکروکانال است. گاز طبیعی در دمای $-161\ ^{\circ}C$ ($112\ K$) مایع می‌شود. نسبت اجزاء تشکیل دهنده گاز طبیعی وابسته به چاه‌های گازی[2] است که از آن استخراج شده

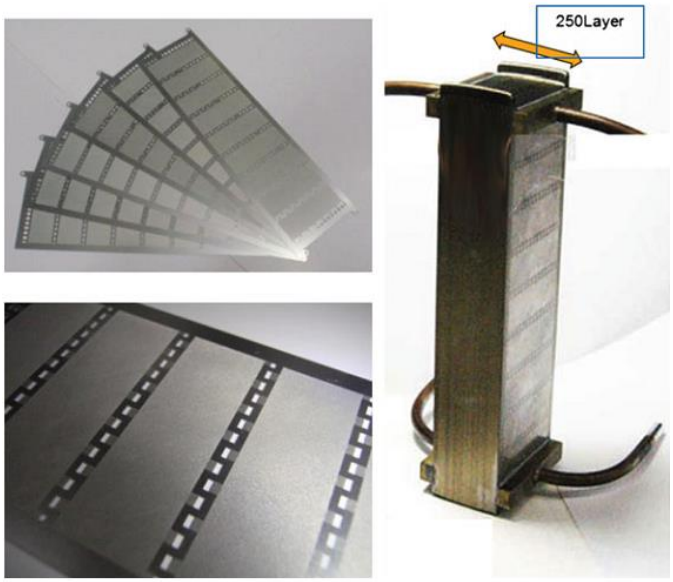
[1] Floating Production Storage and Offloading (FPSO)
[2] Gas well

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

است اما بیشتر گاز طبیعی شامل متان (CH_4) است. از طرفی درخواست غالب و سراسری گاز به صورت گاز طبیعی مایع‌شده[1] است. زیرا گاز طبیعی مایع شده دارای مزایای انتقال راحت‌تر و چگالی انرژی (انرژی بر واحد حجم) بیشتر است. گاز طبیعی مایع شده منبع مصرف انرژی ۲۵٪ جهان در سال ۲۰۰۵ بوده است اما این درخواست به حدود ۵۰٪ رسیده است. تاسیسات استخراج شناور، ذخیره‌سازی و تخلیه آن، کار پالایش، مایع‌کردن و ذخیره‌سازی گاز طبیعی را در دریا انجام می‌دهد. مزیت این‌کار این است که در دریا، کار مایع‌کردن گاز طبیعی انجام می‌شود و نیازی به انتقال آن به ساحل و سپس مایع‌کردن آن نیست. تاسیسات FPSO همچنین این قابلیت را دارد که گاز طبیعی مایع‌شده را به کشتی دیگری منتقل کند که بسیار مقرون به صرفه است. شکل ۱۱۱-۱ روش FPSO را که شامل استخراج گاز از چاه‌گاز و سپس مایع‌کردن آن و ذخیره‌سازی و در نهایت انتقال آن به کشتی دیگر است را نشان می‌دهد. نمونه‌ای از یک مبدل حرارتی میکروکانال ساخته شده برای FPSO در شکل ۱۱۲-۱ نشان داده شده است.



شکل ۱۱۱-۱: روش FPSO



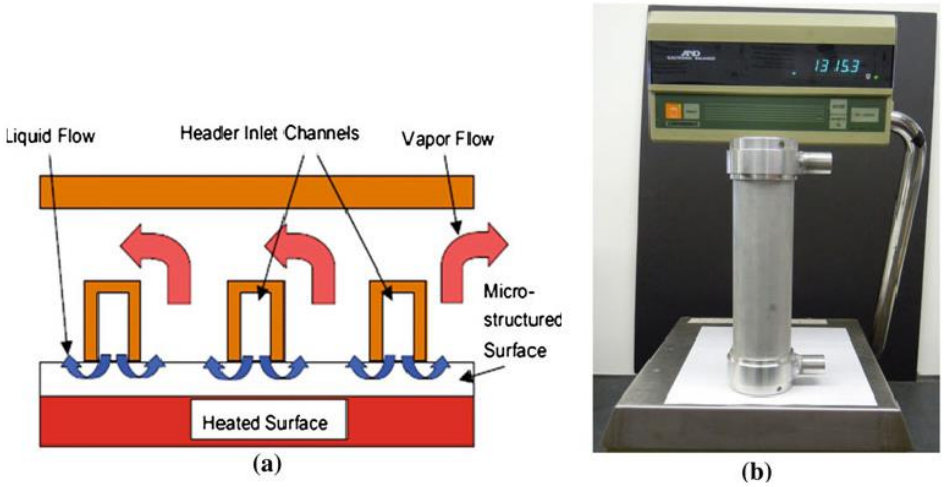
شکل ۱۱۲-۱: مبدل حرارتی میکروکانال برای یک FPSO [۳۷۶]

[1] Liquefied Natural Gas (LNG)

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

۱. ۵. ۷ کاربرد اواپراتورهای ستونی میکرو شیاردار پیشرفته[1] برای بازیابی حرارت هدررفته

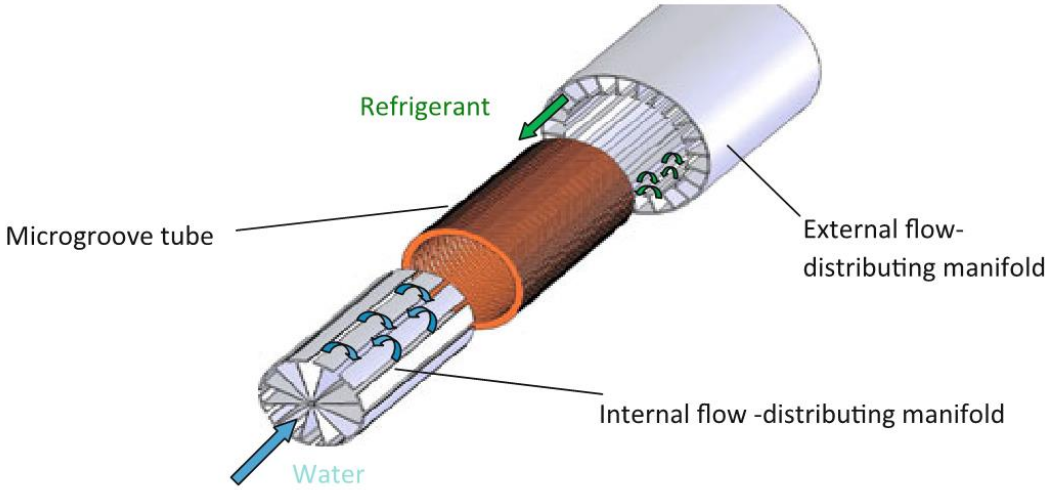
حدود ۵۰٪ انرژی صنعتی به عنوان حرارت هدررفته و به شکل انرژی در مسیر گاز خروجی، آب خنک‌کاری و اتلافات حرارتی ناشی از سطوح داغ و اجزاء گرم‌شده از بین می‌رود [۴]. برای بهبود بازدهی انرژی (کاهش هزینه‌های مرتبط با انرژی)، بهره‌برداری مقرون به صرفه از اتلافات حرارتی در بخش‌های مختلف صنعتی بسیار مورد توجه قرار گرفته است. فناوری‌های زیادی برای سامانه‌های با مقیاس بزرگ برای کاهش اتلافات حرارتی و بهبود بازدهی انرژی به صورت تجاری در دسترس هستند. در بعضی موارد، فناوری بازیابی اتلافات حرارتی تا حدود ۵۰٪ بازدهی انرژی را افزایش داده است. اما بازیابی حرارتی برای کاربردهای با مقیاس کوچک به دلیل هزینه سرمایه‌ای بالا، مقرون به صرفه نیست. هزینه سامانه‌ای بالا و نسبت وزن به حجم سنگین تجهیزات مرتبط با این کار باعث شده است که از این فناوری‌ها در کاربردهای مقیاس کوچک استفاده نشده باشد. اما با پیشرفت‌های فناوری‌های میکروکانال، توسعه اواپراتورها و کندانسورهای فشرده و با عملکرد بالا امکان‌پذیر شده است و پتانسیل کاهش وزن، حجم و هزینه برای بازیابی انرژی گرمایی در سیستم‌های تبدیل انرژی فراهم شده است. برای این کاربرد، فناوری میکروکانال با یک سامانه مانیفولد که سیال به صورت اجباری تغذیه می‌شود ترکیب می‌شود. جزئیات فناوری میکروکانال تغذیه اجباری جدید توسط بامر و همکارانش [۳۷۷] ارایه شده است. سطوح شار حرارتی بالای ۱۱۰۰ W/cm^2 با مقدار ضریب انتقال حرارت بالا ۲۰۰۰۰۰ W/m^2K با استفاده از نمونه HFE7100 به عنوان سیال کاری برای کاربردهای خنک‌کاری الکترونیکی گزارش شده است. در مقایسه با میکروکانال‌های طراحی شده قبلی، به دلیل جریان ثانویه و ایجاد بخار در غشاء سیال نازک، ضریب انتقال حرارت بسیار بالا به دست آمد. همچنین استفاده از سامانه مانیفولد سبب می‌شود که طول مسیر جریان به‌طور چشمگیری کاهش یابد و بنابراین افت فشار به حداقل برسد. اخیرا، اواپراتورها و کندانسورهای صفحه‌ای با ساختار میکرو به صورت ساختار ستونی[2] در آمده‌اند که ساخت آن‌ها ساده است و فشار عملکردی آن‌ها افزایش یافته است. اولین ساختار ستونی توسط جها و همکارانش [۳۷۸] در سال ۲۰۱۱ ارایه شد (شکل ۱۱۳-۱). شماتیکی از یک کندانسور میکروشیاردار ستونی نیز در شکل ۱۱۴-۱ نشان داده شده است.



شکل ۱۱۳-۱: a) شماتیک فرآیند تبخیر تغذیه اجباری b) اوپراتور ستونی

[1] Enhanced Micro-Grooved Tabular Evaporators for Waste Heat Recovery
[2] Tabular configuration

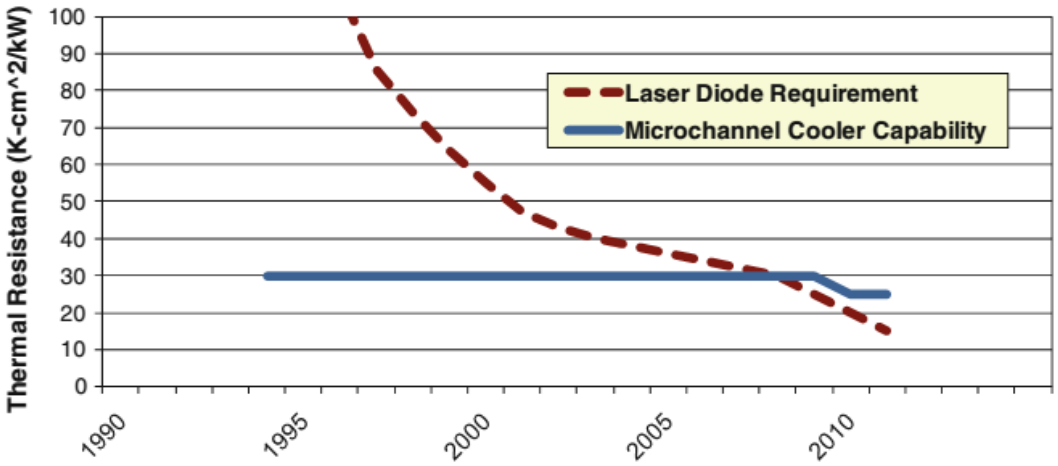
DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۱۱۴-۱: شماتیک یک کندانسور میکروشیاردار ستونی [۴]

۱. ۵. ۸ کاربرد دیود لیزری

خنک‌کاری میکروکانال در حال حاضر به بلوغ رسیده است و به‌صورت تجاری در صنایع دیود لیزری توان بالا استفاده می‌شود. خنک‌کننده‌های میکروکانال همچنین در سیستم‌های تجاری برای خنک‌کردن *LED*های مورد استفاده در سیستم‌های درمانی ماوراء بنفش و سلول‌های فئوولتائیک در سیستم‌های توان خورشیدی استفاده می‌شود. شکل ۱۱۵-۱ توانایی خنک‌کنندگی میکروکانال را برحسب نیازمندی‌های دیود لیزری نشان می‌دهد. با پیشرفت تکنولوژی دیود لیزری هم اکنون می‌توان از مبدل‌های حرارتی میکروکانال در این سیستم‌های استفاده کرد.

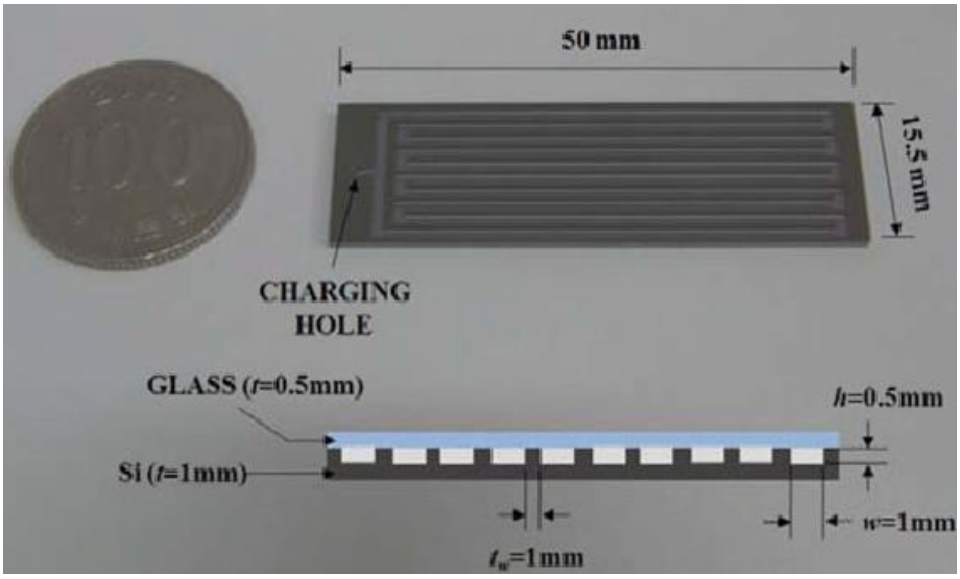


شکل ۱۱۵-۱: توانایی خنک‌کنندگی میکروکانال برحسب نیازمندی‌های دیود لیزری

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

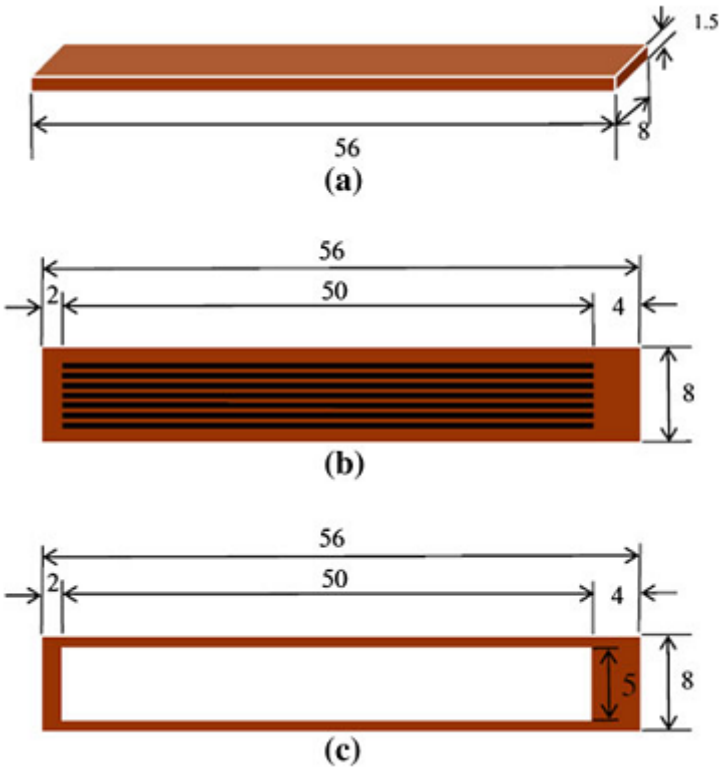
۱. ۵. ۹ لوله‌های حرارتی میکروکانال

یکی از کاربردهای اصلی میکرو لوله‌های حرارتی، دفع گرمای ایجاد شده به وسیله قطعات الکترونیکی و کامپیوتری می‌باشد. قابلیت بالای میکرو لوله‌های حرارتی در دفع گرمای ایجاد شده در تجهیزات الکترونیکی و کامپیوتری که در یک حجم کوچک جاسازی شده‌اند، و همچنین قابلیت ایجاد توزیع یکنواخت دما در این تجهیزات، موجب استفاده روزافزون آن‌ها در صنعت شده‌است. قطعات الکترونیکی که در هواپیماها و موشک‌ها و ... جاسازی می‌گردند، و نیز سیستم میکرو لوله‌هایی که برای خنک‌کاری آن‌ها تعبیه می‌شوند، تحت تاثیر شتاب‌های مختلفی قرار می‌گیرند. این شتاب‌ها بر عملکرد این‌گونه لوله‌های حرارتی تاثیر بسزایی دارند. در لوله‌های حرارتی، فرایند برگشت مایع از کندانسور به اواپراتور اهمیت خاصی دارد و لازم است که هر عامل تاثیرگذار بر این فرآیند مورد بررسی قرار گیرد. شتاب‌های خطی از عواملی هستند که بر روی برگشت مایع از تبخیرکننده به کندانسور تاثیر می‌گذارند و می‌توانند لوله حرارتی را دچار خشکی نمایند. میکرو لوله‌های حرارتی به جای مواد متخلخلی به نام فتیله، شیارهای موئینگی دارند. بنابراین فناوری میکروکانال برای ساخت لوله‌های حرارتی میکرو قابل بکارگیری هستند. شکل ۱۱۶-۱ یک لوله گرمایی ضربانی میکرو را نشان می‌دهد و شکل ۱۱۷-۱ ساختار کلی یک لوله گرمایی یکنواخت میکرو را نشان می‌دهد و شکل ۱۱۸-۱ یک نمونه ساخته شده از لوله گرمایی یکنواخت میکرو را نمایش می‌دهد.



شکل ۱۱۶-۱: لوله گرمایی ضربانی میکرو [۳۷۹]

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۱۱۷-۱: ساختار a) کلی لوله گرمایی یکنواخت میکرو b) صفحات بالا و پایین به همراه شیارهای بسیار باریک c) صفحه میانی برای مسیر بخار (ابعاد به میلی‌متر)



شکل ۱۱۸-۱: نمای بالایی از یک لوله گرمایی یکنواخت میکرو [۳۸۰]

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

فصل ۲ معرفی سامانه‌های تهویه مطبوع و اجزاء آن

۱.۲ مقدمه

تجهیزات و سیستم‌های مولد سرما تولید کننده سیال‌هایی مانند آب سرد و هوای سرد هستند. این تجهیزات به روش‌های مختلف موجب کاهش دمای محیط زندگی انسان در فصول گرم سال شده و به عنوان بخشی از یک سیستم تهویه مطبوع مورد استفاده قرار می‌گیرند. در اینگونه تجهیزات، انرژی سوخت‌های فسیلی یا الکتریکی (یا انرژی‌های تجدیدپذیر) موجب تولید سیال سرد می‌شود. به طور کلی تجهیزات مولد سرما (مرکزی و مستقل) در قالب سه گروه عمده طبقه‌بندی می‌شوند:

- خنک‌کن‌های تراکمی: نوع مرکزی (چیلر تراکمی آب خنک، چیلر تراکمی هوا خنک یکپارچه، چیلر تراکمی هوا خنک دو پارچه)، نوع محلی (پکیج یونیت یکپارچه، پکیج یونیت دو پارچه، داکت اسپلیت، کولرهای گازی، *VRF*)
- خنک‌کن‌های جذبی: چیلر جذبی (تک اثره، دو اثره، شعله مستقیم و هوای گرم)، چیلر جذبی یکپارچه محلی
- خنک‌کن‌های تبخیری: کولر آبی، زنت، ایرواشر (هواشوی)، برج خنک کن (مستقل یا ترکیبی)

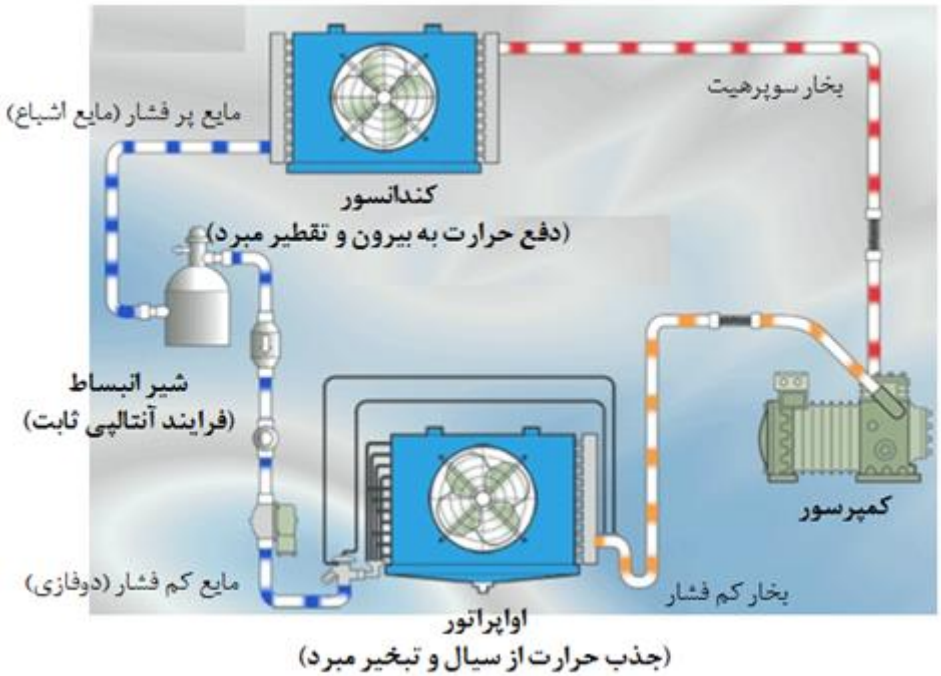
در این میان سامانه‌های تبرید تراکمی در سال‌های اخیر به شدت مورد توجه پژوهشگران مختلف قرار گرفته و تحقیقات زیادی در راستای بهبود عملکرد این سیستم‌ها ارایه شده است. در این فصل سامانه‌های تهویه مطبوع و اجزاء آن‌ها معرفی می‌شوند.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

۲.۲ معرفی سامانه‌های تهویه مطبوع

۱.۲.۲ معرفی اجزاء خنک‌کننده‌های تراکمی

همه خنک‌کننده‌های تراکمی از واحدهای کوچک و کم ظرفیت محلی (کولر گازی) تا خنک‌کننده‌های تراکمی پرظرفیت مرکزی (چیلر تراکمی)، دارای چهار بخش اصلی کمپرسور (متراکم کننده)، کندانسور (تقطیرکننده)، اواپراتور (تبخیرکننده) و کنترل کننده مبرد (شیر انبساط) هستند. شماتیک این سیستم‌ها در شکل ۱-۲ ارایه شده است.



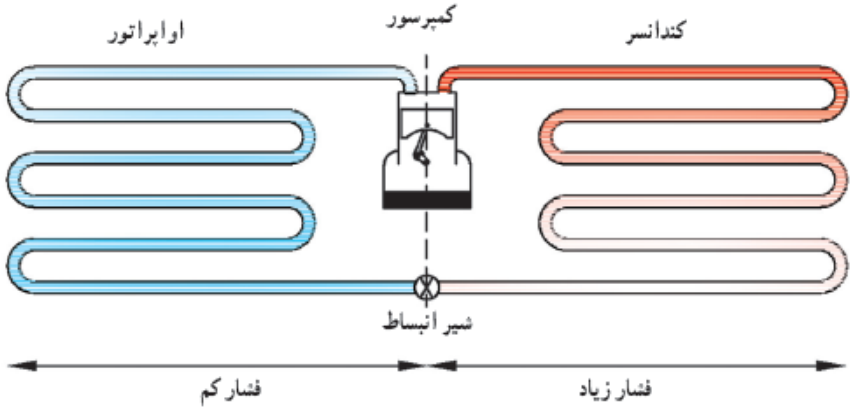
شکل ۱-۲: شماتیک سیستم تبرید تراکمی

در تجهیزات یک تکه، هر چهار جزء اصلی در کنار یکدیگر و بر روی یک شاسی و قاب قرار می‌گیرند (مانند کولر گازی پنجره‌ای، پکیج پشت‌بامی، چیلر تراکمی آبی یا هوایی). در تجهیزات دو تکه کم ظرفیت، کمپرسور و کندانسور (کندانسینگ یونیت) بر روی یک شاسی قرار گرفته و در فضای آزاد نصب می‌شوند (مانند کولر گازی اسپلیت، پکیج دو تکه، داکت اسپلیت). در این سیستم‌ها اواپراتور به عنوان تکه‌ای در داخل فضای مورد نظر نصب می‌شود. در ظرفیت‌های بالا (بیش از ۳ تن تبرید) از اواپراتور به عنوان کویل یک هواساز استفاده می‌شود (انبساط مستقیم). گروه پرظرفیتی از تجهیزات دو تکه تراکمی که با نام چیلر تراکمی با کندانسور هوایی معروف هستند به صورت مرکزی مورد استفاده قرار می‌گیرند. در این گروه اواپراتور و کمپرسور بر روی یک شاسی و در داخل موتورخانه نصب شده و کندانسور هوایی در فضای باز قرار می‌گیرد. در تمامی سامانه‌های دو تکه ارتباط بین واحدهای داخلی و خارجی برای جریان مبرد به وسیله لوله‌کشی برقرار می‌شود که می‌باید معابر مناسب این لوله‌ها با توجه به موقعیت استقرار هر یک از واحدهای داخلی یا خارجی در محل مناسب پیش بینی شود. سامانه‌های تبرید تراکمی شامل اجزاء زیر می‌باشند:

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

- کمپرسور
- کندانسور
- اواپراتور
- شیرانبساط
- مایع مبرد
- لوله‌ها و اتصالات
- اجزاء کنترلی و سایر لوازم جانبی

سیکل مکانیکی چیلر از دو مدار کم فشار و فشار بالا تشکیل شده است. مدار کم فشار به اصطلاح فشار مکش یا ساکشن نامیده می‌شود و مدار فشار بالا به اصطلاح فشار رانش یا تخلیه نامیده می‌شود (شکل ۲-۲).



شکل ۲-۲: بخش کم فشار و فشار بالا در سیستم تبرید تراکمی

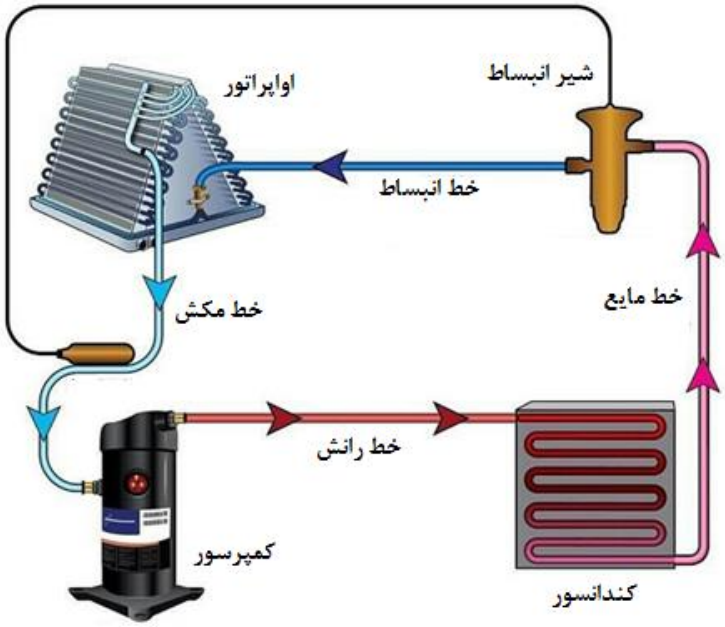
همان‌طور که در شکل ۳-۲ مشاهده می‌شود سیکل تبرید چیلر دارای چهار مسیر لوله می‌باشد:

۱. خط رانش[1]: از خروجی کمپرسور شروع و تا ورودی کندانسور ادامه می‌یابد. در این مسیر مبرد به صورت سوپرهیت و با دما و فشار بالا وجود دارد و این مسیر به نام مدار گاز داغ نامیده می‌شود. معمولاً قطر آن از لوله مکش کوچکتر است.
۲. خط مایع[2]: از خروجی کندانسور تا ورودی شیر انبساط حرارتی می‌باشد. مبرد در این لوله به‌صورت مایع مادون‌سرد (ساب کول) و با فشار بالا وجود دارد. در مسیر این لوله شیر سرویس، شیر شارژ، فیلتر درایر، سولونوئید والو، سایت گلاس و شیر انبساط قرار دارد.
۳. خط مکش[3]: از خروجی اواپراتور تا ورودی کمپرسور ادامه می‌یابد. مبرد در این لوله به صورت بخار سوپرهیت اما با فشار پایین وجود دارد. در تمامی دستگاههای تهویه و تبرید مانند چیلر این لوله قطر بیشتری نسبت به سایر لوله‌ها دارد. این خط به خاطر جلوگیری از تلفات حرارتی و سرد بودن (ایجاد رطوبت) عایق بندی می‌شود.

[1] Discharge line
[2] Liquid line
[3] Suction line

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

۴. خط انبساط[1]: این خط از خروجی شیر انبساط تا ورودی اواپراتور می‌باشد. مبرد در این لوله به صورت دو فاز و با فشار پایین وجود دارد. این مسیر کوتاه بوده و تجهیزی روی آن وجود ندارد.



شکل ۳-۲: خطوط سامانه تبرید تراکمی [۳۸۱]

در شکل ۴-۲ شماتیکی از سامانه تبرید تراکمی هواخنک نشان داده شده است. همانطور که در این شکل مشاهده می‌شود بیشترین تجهیزات در خط مایع قرار دارند. شکل ۵-۲ نمایی از خط مایع در سامانه تبرید تراکمی را نشان می‌دهد.



[1] Expansion line

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

شکل ۴-۲: شماتیکی از سامانه تبرید تراکمی هواخنک



شکل ۵-۲: نمایی از خط مایع در سامانه تبرید تراکمی

۲.۲.۲ اهمیت مبدل‌های حرارتی در سیستم تبرید تراکمی

همان‌طور که در بخش قبل توضیح داده شد در سیکل‌های تبرید دو مبدل حرارتی وجود دارد که انرژی حرارتی را بین سیال و گاز مبادله می‌کنند. کندانسور و اواپراتور دو مبدل حرارتی می‌باشند که وظیفه دفع حرارت و جذب آن را بر عهده دارند. وظیفه اواپراتور سرد کردن هوا یا آب سیستم‌های تهویه مطبوع می‌باشد. از طرف دیگر وظیفه کندانسور نیز دفع حرارت جذب شده توسط مبرد سیکل می‌باشد. دفع حرارت می‌تواند از طریق آب یا هوا انجام شود.

یکی از اهداف مهم پژوهشگران تحقیق روی مبدل حرارتی و افزایش کارآیی آن‌ها است. استفاده از میکروکانال‌ها و ساخت مبدل‌های حرارتی بر اساس این تکنولوژی می‌تواند در بهبود عملکرد سیستم‌های تبرید مهم باشد. در این میان استفاده از مبدل‌های حرارتی بر اساس میکروکانال در کندانسورهای هوایی و اواپراتورهای هوایی موثر می‌باشد. دلیل عمده این مساله وجود رسوب شدید در آب سرد در گردش و امکان گرفتگی کندانسورهای آبی و اواپراتورهای آبی بر پایه میکروکانال می‌باشد. با توجه به این مشکلات استفاده از میکروکانال‌ها بیشتر در ساختار سیستم‌های هوایی مناسب می‌باشد. استفاده از این ساختار در کندانسورهای هوایی و اواپراتورهای هوایی سبب افزایش راندمان سیکل، کاهش ابعاد دستگاه، کاهش میزان گاز عبوری و ... خواهد شد. در ادامه این تحقیق انواع کندانسورها و اواپراتورهای هوایی استفاده شده در سیستم‌های تبرید مورد تحلیل و بررسی قرار خواهد گرفت.

۱.۲.۲.۲ تقسیم‌بندی کندانسور

کندانسور در یک واحد تبرید تراکمی گاز مبرد را بعد از تراکم به مایع تبدیل می‌کند. کندانسورها برای مایع نمودن ماده مبرد باید به نحوی خنک شوند و عامل خنک شدن می تواند جریان هوا یا آب باشد. کندانسورها یا دستگاه‌های تقطیرکننده ماده مبرد بعد از کمپرسور قرار گرفته و گاز مبرد پس از ورود به این دستگاه، تبادل حرارت کرده و تقطیر می‌گردد. کندانسور، گرمای جذب شده توسط اواپراتور و همچنین گرمایی که در اثر کار مکانیکی کمپرسور

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

در مرحله تراکم به گاز مبرد منتقل شده است را دفع می‌کند تا گاز مبرد مایع شود. گاز داغ ابتدا در کویل‌های اولیه تا دمای اشباع خنک می‌شود و سپس در دمای ثابت به حالت مایع در می‌آید. در شکل ۶-۲ نمایی از یک کندانسور هوایی نشان داده شده است.

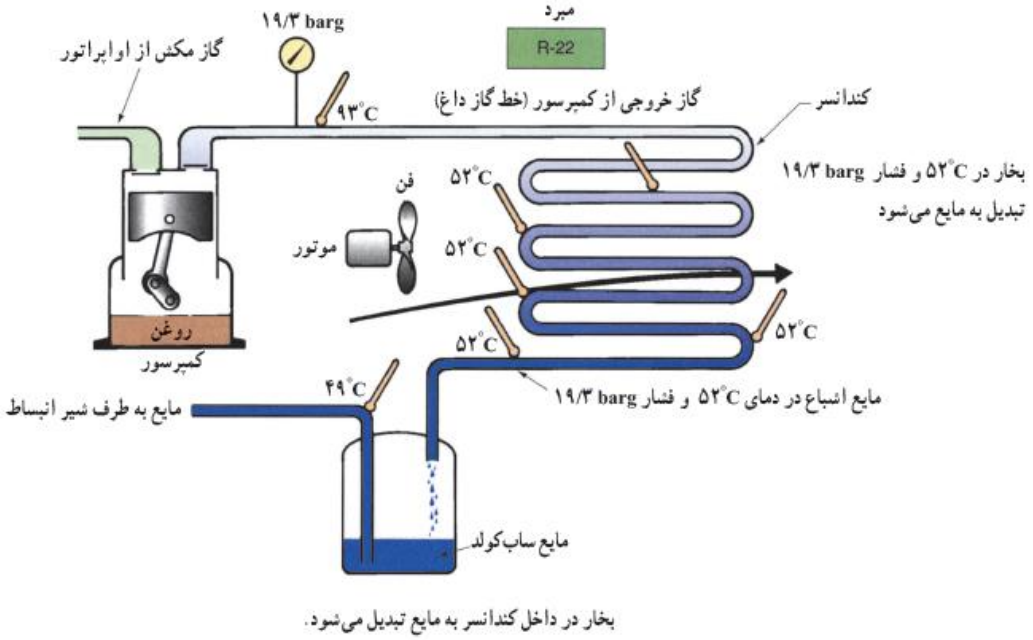
کندانسورها بر اساس نحوه خنک شدن و تقطیر گاز داغ در سه گروه زیر دسته‌بندی می‌شوند:

۱- کندانسورهای آبی

۲- کندانسورهای هوایی

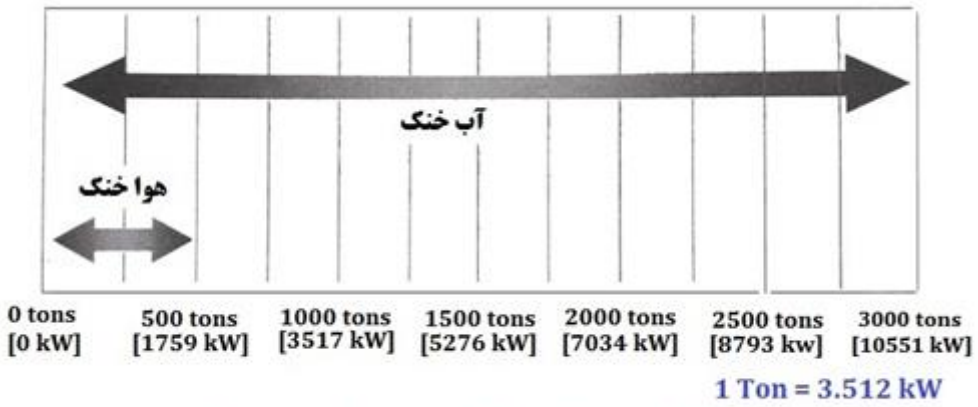
۳- کندانسورهای تبخیری

همانطور که در بخش قبل به آن اشاره شد مبدل‌های حرارتی با ساختار میکروکانال بیشتر در کندانسورهای هوایی مورد استفاده قرار می‌گیرند. گاز مبرد در کانال‌های کوچک این مبدل جریان پیدا کرده و هوا اطراف آن جریان دارد. همانطور که در شکل ۷-۲ نشان داده شده در سیستم‌های تبرید تراکمی کندانسورهای هوایی تا تناژ حداکثر ۵۰۰ تن کاربرد داشته و در تناژهای بالاتر از آب برای خنک‌کردن گاز استفاده می‌شود.



شکل ۶-۲: نمایی از یک کندانسور هوایی

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۷-۲: ظرفیت کندانسورهای هوایی قابل استفاده در سیستم‌های تبرید تراکمی

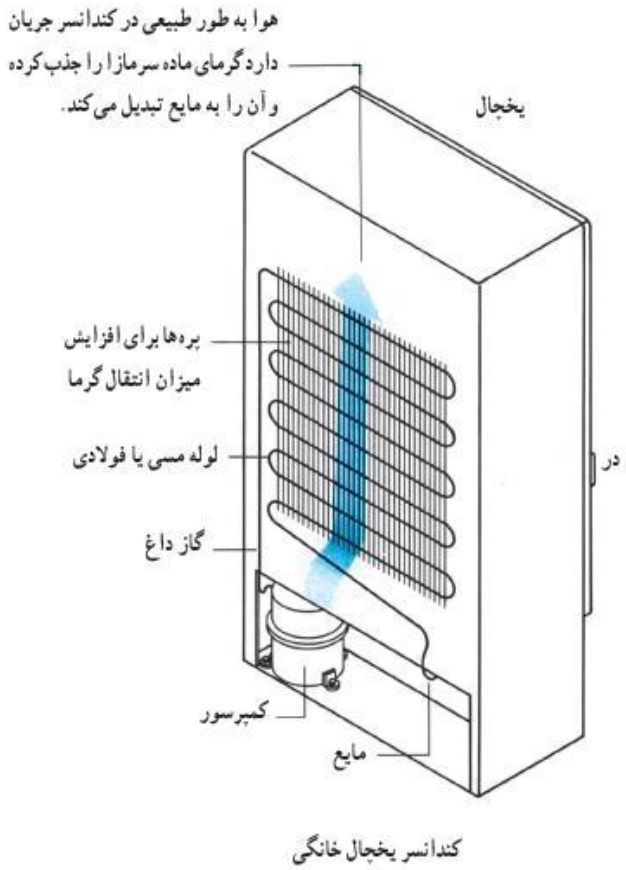
کندانسور هوایی

در کندانسورهای هوایی برای تقطیر گاز مبرد از هوا استفاده می‌کنند. دو نوع کندانسور هوایی وجود دارد که عبارت است از:

الف- کندانسور هوایی با جریان طبیعی، ب- کندانسور هوایی با جریان اجباری

در کندانسور با جریان طبیعی هوا، دفع گرما از مبرد به نحوه جابجایی و جریان طبیعی هوا بستگی دارد. این کندانسورها به علت داشتن ساختمان ساده و نداشتن قطعه متحرک، کم‌هزینه بوده و بسیار مطمئن عمل می‌کنند. ولی به لحاظ محدود بودن سرعت جریان هوا نیاز به یک سطح بزرگ‌تری دارند. لذا به طور معمول از کندانسورهای نوع طبیعی در یخچال و فریزرهای خانگی استفاده می‌شود. کندانسور طبیعی نصب شده پشت یخچال از نوع میله و لوله بوده و گاهی این کندانسورها به شکل صفحه و لوله نیز ساخته می‌شوند. در شکل ۸-۲ نمایی از یک کندانسور هوایی با جریان طبیعی نشان داده شده است.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۸-۲: کندانسور طبیعی

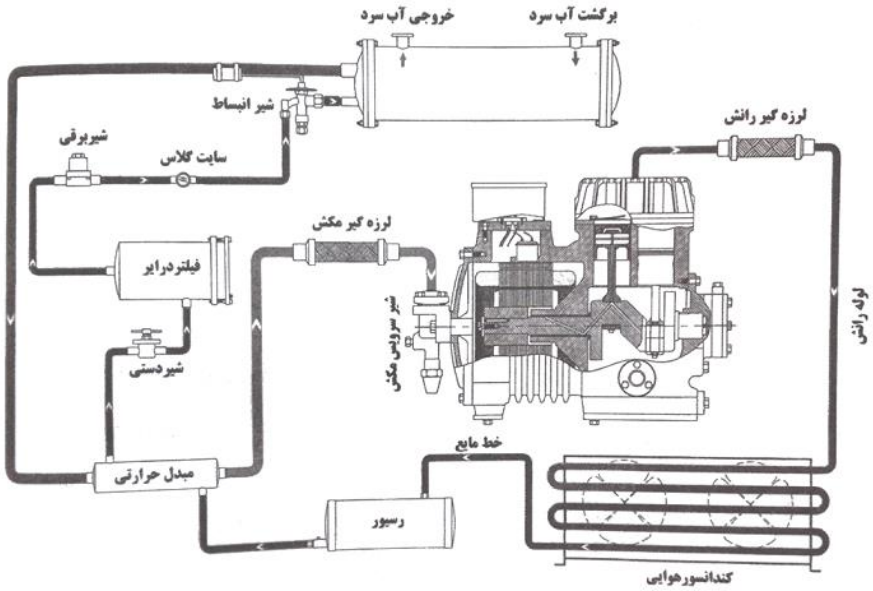
در کندانسورهای نوع اجباری، هوا را توسط فن از میان کویل کندانسور عبور می‌دهند. دمای تقطیر در کندانسور هوایی ۱۵ تا ۲۰ درجه سلسیوس بیشتر از دمای هوای ورودی به کندانسور است. در شکل ۹-۲ نمایی از یک کندانسور با جریان اجباری نشان داده شده است. کندانسور هوایی با دارا بودن یک یا چند فن (محوری) و عبور دادن هوا از روی کویل های حاوی گاز داغ، موجب تقطیر مبرد می‌شود. کندانسورهای هوایی برای مناطقی که رطوبت نسبی هوا بالاست، کاربرد بیشتری دارند.



شکل ۹-۲: کندانسور اجباری

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

در مواردی که تجهیزات تراکمی نسبتاً کم ظرفیت بوده و همچنین در اقلیم‌های مرطوب از کندانسور هوایی استفاده می‌شود. در ظرفیت‌های خیلی پایین (زیر ۳ تن) اغلب از کندانسورهای طبیعی استفاده شده و در ظرفیت‌های بالا (۳ تا ۵۰۰ تن) از کندانسورهای اجباری استفاده می‌شود. همان‌طور که بخش قبل به آن اشاره شد تا حداکثر تناژ ۵۰۰ تن می‌توان از انواع کندانسورهای هوایی استفاده کرد. در این میان در ظرفیت بالای ۱۲۰ تن نیز می‌توان از کندانسور هوایی مستقل استفاده شود. در شکل ۱۰-۲ نمایی از سیکل یک سیستم تبرید تراکمی با کندانسور هوایی ارایه شده است.



شکل ۱۰-۲: نمایی از سیکل یک سیستم تبرید تراکمی با کندانسور هوایی

استفاده از مکانیزم میکروکانال‌ها در کندانسورهای هوایی در سال‌های اخیر به شدت مورد توجه قرار گرفته است. با توجه به اینکه کندانسورهای هوایی اغلب در فضای بیرونی ساختمان نصب می‌شوند استفاده از میکروکانال‌ها در ساختار آن‌ها مناسب بوده و بیشتر مورد توجه قرار گرفته است.

۲.۲.۲.۲ تقسیم‌بندی اواپراتور

اواپراتور یا تبخیرکننده بخش دیگری از یک سیستم تولید سرما است که با توجه به نوع سیستم خنک‌کننده در ابعاد و اشکال گوناگونی ساخته می‌شود. آب یا هوا به عنوان سیال ثانویه‌ای که برای تجهیزات تبادل حرارتی همانند فن کویل یا هواساز ارسال می‌شود در اواپراتور خنک می‌شود و این فرایند با تبخیر ماده مبرد به عنوان سیال اولیه و اخذ گرما از آب یا هوا به عنوان سیال ثانویه عملی می‌شود. در اواپراتور ماده مبرد در دمایی پایین‌تر از دمای محیط اواپراتور می‌جوشد و گرمای مواد و محیط اطراف اواپراتور را جذب نموده و آن‌ها را سرد می‌کند. اواپراتور می‌تواند برای سرد کردن هوا، آب یا هر نوع مایع و گازی به کار برده شود. همان‌گونه که کندانسورها ممکن است با آب یا هوا خنک شوند، اواپراتورها هم ممکن است از نوع آبی یا هوایی باشند. اواپراتور تجهیزات کم ظرفیت محلی به طور معمول هوا را خنک می‌کنند و اواپراتور چیلرهای تراکمی مرکزی آب را خنک می‌کنند.

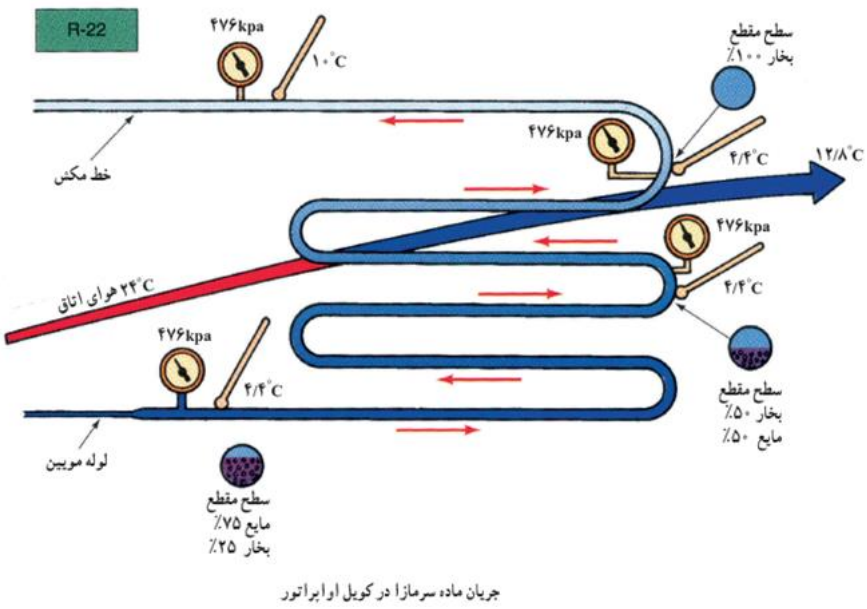
DOI: 10.30503/nripress.2020.283

در نوع اول هوای خنک بدون واسطه در اختیار فضای مورد نظر قرار می‌گیرد. بنابراین خنک‌کن‌های تراکمی محلی با اواپراتور هوا خنک، گونه‌ای وسیله تبادل حرارت مستقیم نیز قلمداد می‌شوند. گروه دوم آب را خنک کرده و آن را در اختیار تجهیزات متعدد تبادل حرارت مانند فن کویل و هواساز قرار می‌دهند.

اواپراتورهای هوایی

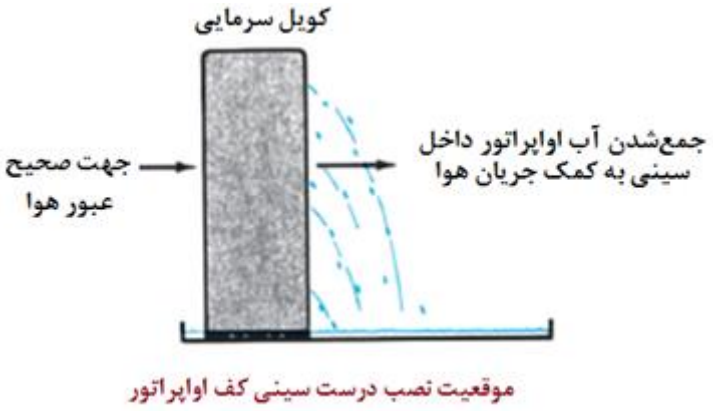
دمای جوش ماده مبرد (با مبرد نوعی R-22) در اواپراتور ۴/۴ درجه سلسیوس است. ماده مبرد پس از عبور از شیر انبساط (یا لوله مویین) به صورت مخلوطی از ۷۵ درصد مایع و ۲۵ درصد بخار می باشد. در طول اواپراتور هر چه ماده مبرد جلوتر می‌رود گرمای بیشتری جذب کرده و از مقدار مایع آن کاسته شده و به مقدار بخار آن افزوده می‌شود. در ده درصد طول انتهای کویل، ماده مبرد دارای ۱۰۰ درصد بخار است. تا قبل از آن دما ثابت بوده و در ادامه با جذب گرمای بیشتر دمای آن بالاتر رفته و در انتهای کویل دمای آن ۱۰ درجه سلسیوس خواهد شد. در این حالت ماده مبرد سوپرهیت می‌باشد. در شکل ۱۱-۲ نمایی از یک اواپراتور هوایی با گاز R22 ارایه شده است.

در اواپراتورهایی که در دمایی بین ۰ تا ۱۰ درجه سلسیوس کار می‌کنند آب حاصل از تقطیر بخار از میان پره ها پایین ریخته و در سینی کف اواپراتور جمع شده و به بیرون منتقل می‌شود. از کویل یک اواپراتور به ظرفیت ۳ تن تبرید بیش از ۷/۵ لیتر در ساعت آب تقطیر می‌شود (شکل ۱۲-۲). در اواپراتورها برای کاهش فشار و افزایش راندمان از پخش‌کن‌ها استفاده می‌شود (شکل ۱۳-۲ و شکل ۱۴-۲). جهت جریان هوا از روی کویل اواپراتور موضوع مهمی می‌باشد که در نصب اواپراتور باید مورد توجه قرار گیرد. هوای سرد در خروج از کویل اواپراتور باید با مبرد سرد در تماس باشد تا ظرفیت اواپراتور کاهش پیدا نکند (شکل ۱۵-۲).

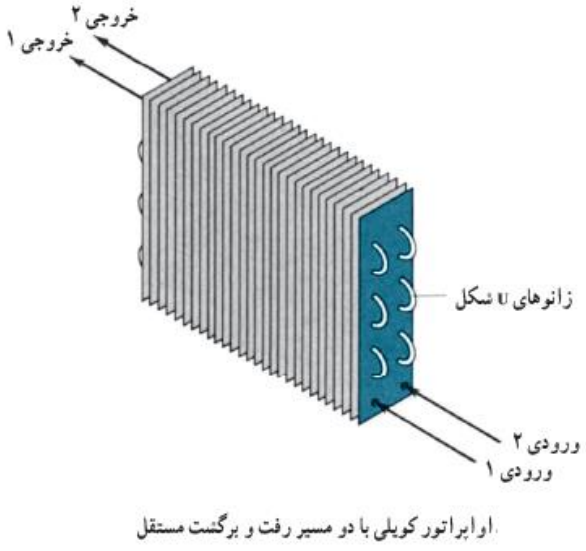


شکل ۱۱-۲: نمایی از اواپراتور هوایی

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

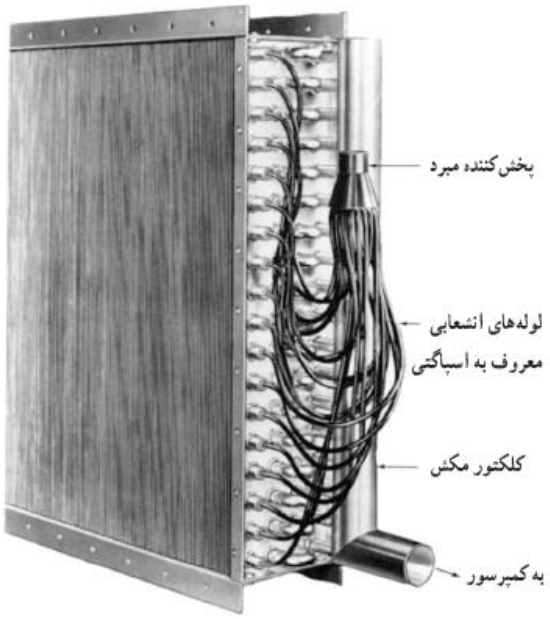


شکل ۱۲-۲: نمایی از فرآیند تقطیر در اواپراتور هوایی

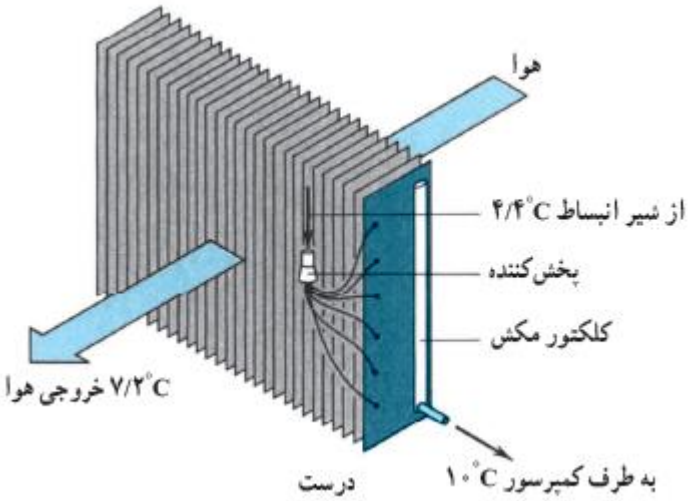


شکل ۱۳-۲: نمایی از عملکرد پخش‌کن‌ها

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۱۴-۲: نمایی از عملکرد پخش‌کن‌ها



شکل ۱۵-۲: نمایی از عبور درست هوا از روی کویل

اواپراتورهای هوایی از نظر چگونگی جریان هوا به دو دسته با جریان اجباری هوا و با جریان طبیعی هوا تقسیم می‌شوند. در نوع دیگر دسته بندی اواپراتورها را می‌توان به دو دسته اواپراتورهای کویلی پره‌دار و کویلی بدون پره تقسیم کرد.

- اواپراتور با جریان اجباری

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

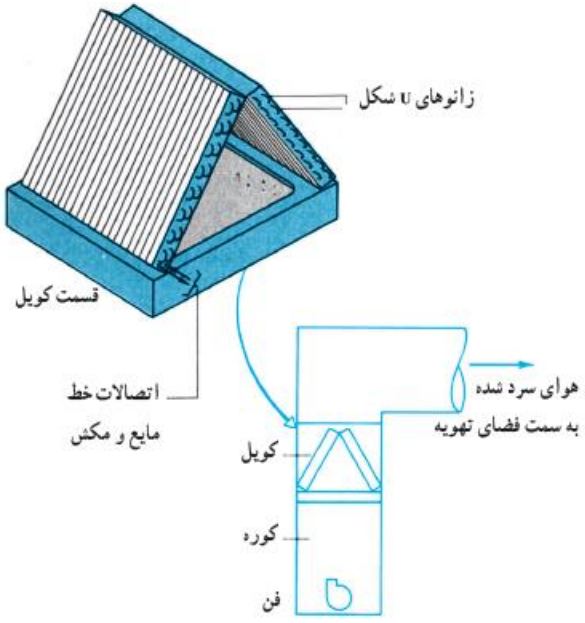
در بیشتر سیستم‌های تهویه مطبوع از اواپراتورهای با جریان اجباری استفاده می‌شود. در این سیستم هوا با فشار زیاد از روی اواپراتور عبور کرده و پس از خنک شدن به سمت فضای مورد نظر هدایت می‌شود.

- اواپراتور با جریان طبیعی

اواپراتورهای با جریان طبیعی بیشتر در یخچال‌های خانگی استفاده می‌شوند.

- اواپراتورهای کویلی پره دار

در این اواپراتورها ماده مبرد در داخل لوله‌های مسی که به صورت کویل درآمده‌اند، حرکت می‌کند. برای افزایش میزان تبادل گرما بین محیط پیرامون اواپراتور و ماده مبرد آن‌ها را پره‌دار می‌نمایند. تعداد پره‌های اواپراتورهای پره دار از ۷ تا ۱۴ پره در هر اینچ است. این اواپراتورها معمولا از نوع جریان اجباری هستند. هوا با عبور از روی آن سرد شده و از طریق کانال به فضاهای ساختمان ارسال می‌گردد. در دستگاه تهویه مطبوع اواپراتور در داخل کابین دستگاه قرار می‌گیرد. در شکل ۱۶-۲ نمایی از اواپراتورهای هوایی ارائه شده است.



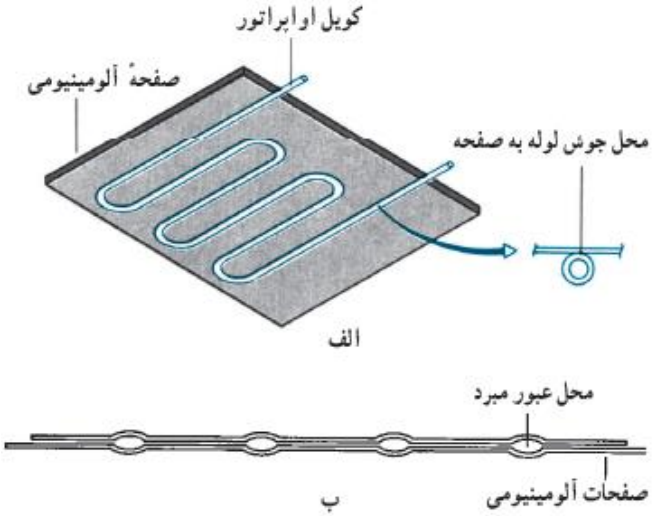
اواپراتور کویلی فین‌دار(پره‌دار) با جریان اجباری هوا (فن‌دار)

شکل ۱۶-۲: نمایی از اواپراتور کویلی پره‌دار در دستگاه

- اواپراتورهای کویلی بدون پره

اواپراتور کویلی بدون پره یا اواپراتورهای صفحه‌ای در شکل‌های گوناگون ساخته می‌شود. در این اواپراتورها انتقال گرما با جریان طبیعی هوا صورت می‌گیرد. از این اواپراتورها معمولا در دستگاه‌های سرد کننده خانگی مانند یخچال و فریزر استفاده می‌شود شکل (۱۴).

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



الف) اواپراتور کویلی بدون فین با جریان طبیعی هوا
ب) اواپراتور صفحه‌ای (پرس دو صفحهٔ آلومینیومی با شکل خاص)

شکل ۱۷-۲: نمایی از اواپراتور کویلی پره‌دار در دستگاه

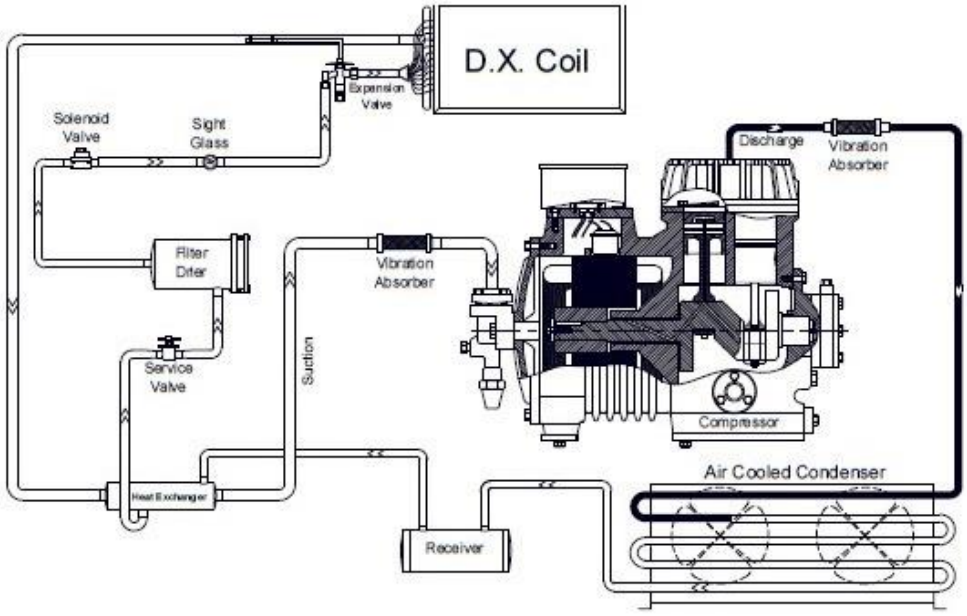
بررسی‌ها نشان می‌دهد که استفاده از میکروکانال‌ها در ساختار اواپراتورها تاثیر مناسبی در کارایی سیستم ندارد. دلیل عمده این مساله انتقال حرارت سریع در اواپراتور و جوشش مبرد می‌باشد. از آنجایی‌که باید اواپراتورطوری طراحی شود که گاز داخل آن در طول جذب حرارت هوا در حالت دو فازی بماند و دمای آن ثابت باشد، در میکروکانال‌ها با تغییر فاز سریع مبرد امکان جذب حرارت بیشتر برای گاز فراهم نشده و سرمایش هوا به مقدار لازم صورت نمی‌گیرد. از سوی دیگر ایجاد تقطیر در مبدل سبب کاهش کارایی آن می‌گردد.

۲. ۲. ۳ معرفی سیستم‌های تهویه مطبوع با کندانسور هوایی

۲. ۲. ۳. ۱ پکیج یونیت یکپارچه هوایی

این دستگاه یک واحد یکپارچه تراکمی با کویل آب گرم و نوعی نیمه مولد مرکب دو فصلی محسوب می شود. سرمایش توسط یک سیستم کامل تبرید تراکمی و بی نیاز از سیستم مرکزی (موتورخانه) انجام می‌گیرد. کندانسور آن با آب یا هوا خنک می‌شود. برای تامین گرما از یک کویل آب گرم یا بخار استفاده می شود که متکی به سیستم مرکزی است. سیال ناقل در اینگونه تجهیزات هواست. اینگونه واحدها را واحد انبساط مستقیم با کویل آبگرم نیز می‌خوانند. این دستگاه مانند یک موتورخانه کوچک عمل کرده و نیازی به استفاده از موتورخانه مرکزی جهت سرمایش نمی‌باشد. این دستگاه به خاطر کوچک بودن حجم آن و قابلیت قرار گیری روی بام و هوای آزاد، فضای مفید ساختمان را اشغال نمی‌کند که این مساله از مهمترین مزایای پکیج‌ها می باشد. محدودیت استفاده از این سیستم، نیاز آن به هوای آزاد می باشد. شماتیکی از این سیستم در شکل ۱۸-۲ و نمایی ازیک سیستم واقعی در شکل ۱۹-۲ نشان داده شده است.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۱۸-۲: شماتیکی از سیستم تبرید تراکمی در پکیج یونیت هوایی



شکل ۱۹-۲: نمایی از یک پکیج یونیت یکپارچه هوایی

به دلیل اینکه عمل خنک کاری اغلب توسط کندانسور هوایی انجام می‌پذیرد. عبور مبرد سرد از کویل دستگاه و دمیده شدن هوای محیط به روی آن باعث سرد شدن هوا گردیده و این هوای خنک توسط کانال کشی به ساختمان و محل مورد نیاز تهویه مطبوع منتقل می شود. جهت گرمایش سیستم می بایستی از پکیج گرمایی یا موتورخانه گرمایشی استفاده شود. نحوه انتقال هوای گرم تولیدی توسط کویل گرمایی و فن، مشابه سیستم سرمایشی توسط کانال صورت می گیرد. می توان برای استقلال این دستگاه نسبت به موتورخانه، از کویل گرمایشی برقی استفاده نمود.

اجزای تشکیل دهنده دستگاه پکیج یونیت شامل کمپرسور، کندانسور، اواپراتور، کویل گرمایی، فن و فیلتر می‌باشد. کویل کندانسور این دستگاه‌ها اغلب از لوله مسی و پره‌های آلومینیومی ساخته شده و اتصال خوب پره و لوله در کندانسور باعث افزایش راندمان جهت دفع حرارتی کندانسور می شود. اواپراتور (کویل DX) دستگاه از لوله مسی و

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

پره آلومینیومی ساخته می‌شود. هر کویل DX دارای یک شیر برقی و شیر انبساط جداگانه می باشد. این عمل امکان تغییر ظرفیت دستگاه در موارد مورد نیاز را فراهم می سازد. در زیر این کویل تشت گالوانیزه قیراندود شده‌ای برای جمع آوری آب تقطیر شده در سطح کویل قرار گرفته است.

کاربرد و ظرفیت دستگاه

این دستگاه‌ها نیاز به چیلر نداشته و سیستم تبرید بر روی دستگاه قرار دارد. این دستگاه‌ها قابل استفاده در فروشگاه‌ها، رستوران‌ها، سالن‌های همایش، رستوران‌ها، تالارها، کتابخانه، ادارات، مدارس، اتاق‌های کنترل و کامپیوتر، فرودگاه‌ها و ... می‌باشند. مزیت مهم این دستگاه‌ها استقلال آن‌ها می‌باشد. ظرفیت این نوع سیستم‌های تبرید اغلب در حدود ۵ تا ۱۲۰ تن می‌باشد (شکل ۲۰-۲ تا شکل ۲۲-۲).



شکل ۲۰-۲: نمایی از دستگاه پکیج یونیت کوچک با ظرفیت ۳ تا ۱۶ تن



شکل ۲۱-۲: نمایی از دستگاه پکیج یونیت با ظرفیت ۳۰ تن

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۲۲-۲: نمایی از دستگاه پکیج یونیت با ظرفیت ۲۸ تن

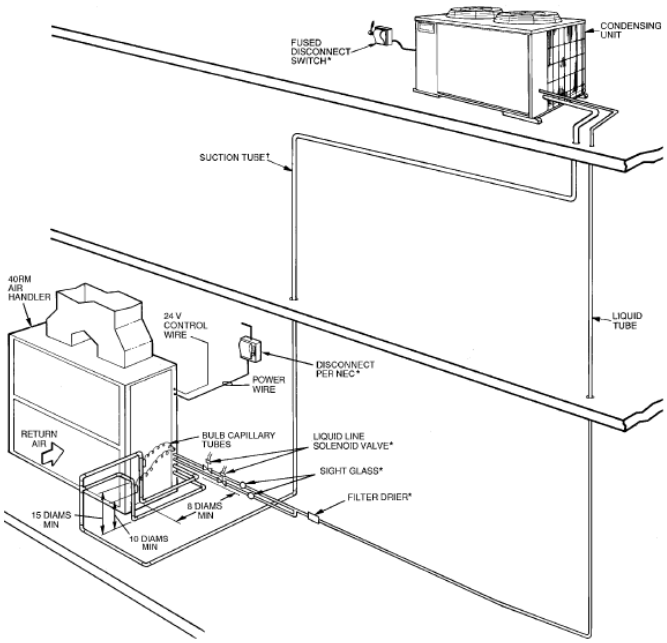
کاربرد میکروکانال

در این دستگاه معمولا از مبدل‌های حرارتی با ساختار میکروکانال در کندانسور آن‌ها استفاده می‌شود. کاهش ابعاد، پایین آمدن وزن، کم‌شدن میزان گاز مبرد و همچنین بالا رفتن کارایی دستگاه از جمله ویژگی‌های این نوع مبدل‌ها می‌باشد. از طرف دیگر به دلیل مصرف برق بالا در کندانسورهای معمولی استفاده از این نوع مبدل‌ها سبب کاهش ظرفیت فن‌های کندانسور و کاهش مصرف برق و کاهش سروصدا نیز می‌گردد. ظرفیت این نوع سیستم‌های تبرید اغلب در حدود ۷ تا ۱۴۰ تن می‌باشد (۲۰۰۰ تا ۴۰۰۰۰ فوت مکعب بر دقیقه). مدل‌های ال تایپ نیز در محدوده ۷ تا ۷۰ تن می‌باشد (۲۰۰۰ تا ۲۰۰۰۰ فوت مکعب بر دقیقه). مبرد استفاده شده در این سیستم‌ها از نوع R22، R407C و R134a می‌باشد.

۲. ۲. ۳. ۲ پکیج یونیت دوپارچه هوایی (کندانسینگ یونیت)

این دستگاه دارای دو بخش می‌باشد. کندانسور و کمپرسور دستگاه در فضای آزاد و اواپراتور و سایر قسمت‌های دستگاه در داخل ساختمان قرار دارد. ارتباط دو بخش دستگاه از طریق لوله‌های گاز می‌باشد. مشکل عمده این دستگاه‌ها محدودیت فاصله بین یونیت داخلی و خارجی می‌باشد. این دستگاه‌ها در تناژ حدود ۳ تا ۱۰۰ تن وجود دارند. در شکل ۲-۲۳ تا شکل ۲-۲۵ نمایی از این نوع سیستم‌ها ارایه شده است. در تناژهای پایین از کمپرسورهای اسکرال و در تناژهای بالا از کمپرسورهای رفت و برگشتی استفاده می‌شود. مبرد استفاده شده در این سیستم‌ها از نوع R22، R407C و R134a می‌باشد.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۲۳-۲: شماتیکی از لوله‌کشی بین یونیت داخل و خارج



شکل ۲۴-۲: نمایی از یونیت خارجی (کندانسور و کمپرسور)

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۲۵-۲: نمایی از یونیت داخلی (اواپراتور و سایر قسمت‌ها)

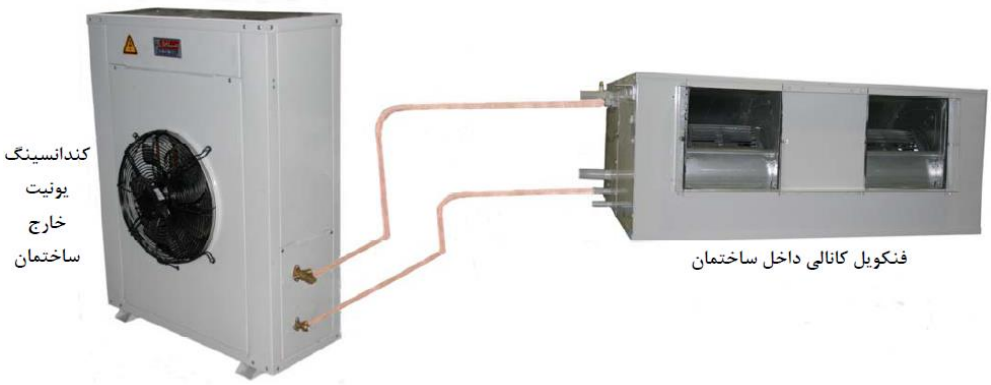
۲. ۲. ۳. ۳ داکت اسپلیت

دستگاه داکت اسپلیت از متداول‌ترین سیستم‌های سرمایش و گرمایش در جهان محسوب می‌شود. یکی از بارزترین ویژگی‌های این سیستم، تهویه کلیه فضاها به طور همزمان و همچنین گرمایش فوق العاده ارزان آن می‌باشد. در این دستگاه سرمایش توسط یک سیستم کامل تبرید تراکمی و بی نیاز از سیستم مرکزی انجام می‌گیرد. کندانسور آن با هوا خنک می‌شود. برای تامین گرما از یک کویل آب گرم یا بخار استفاده می‌شود که متکی به سیستم مرکزی یا پکیج است. دستگاه داکت اسپلیت از دو قسمت مجزا به نام هواساز[1] و کندانسینگ یونیت[2] تشکیل گردیده که توسط دو لوله مسی که وظیفه انتقال مایع مبرد را برعهده دارند به یکدیگر متصل می‌باشند. گرمایش نیز از طریق کویل آبگرم طراحی شده داخل دستگاه تامین می‌گردد. این سیستم برای آپارتمان‌های مسکونی، اداری، برج، ویلا و ... کاملا مناسب است. یونیت داخلی می‌تواند زیرسقفی یا داخلی ایستاده (با کانال و بدون کانال) باشد (شکل ۲۶-۲).

وزن این دستگاه ۴۵ تا ۶۰ کیلوگرم بوده و ارتفاع دستگاه ۳۵ سانتی‌متر است. قابلیت لوله‌کشی به طول ۵۰ متر رفت و برگشت می‌باشد که ۱۸ متر آن می‌تواند لوله‌کشی عمودی باشد. داکت اسپلیت اغلب با ظرفیت سرمایشی ۱/۵ تا ۶ تن در بازار موجود می‌باشند. در جدول ۱-۲ ظرفیت پیشنهادی این دستگاه برای واحدهای مختلف ارائه شده است.

[1] Indoor Unit
[2] Outdoor Unit

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۲۶-۲: نمایی از یونیت داخلی (اواپراتور و سایر قسمت‌ها)

جدول ۱-۲: ظرفیت پیشنهادی داکت اسپلیت‌ها برای واحدهای مسکونی

۶۰ تا ۹۰ مترمربع	داکت اسپلیت ۲ و ۲/۵ تنی (۸۰۰-۱۰۰۰ *cfm*)
۹۰ تا ۱۲۰ مترمربع	داکت اسپلیت ۳ تنی (۱۲۰۰ *cfm*)
۱۲۰ تا ۱۴۰ مترمربع	داکت اسپلیت ۳/۵ تنی (۱۴۰۰ *cfm*)
۱۴۰ تا ۱۶۰ مترمربع	داکت اسپلیت ۴ تنی (۱۶۰۰ *cfm*)
۱۶۰ تا ۲۰۰ مترمربع	داکت اسپلیت ۵ تنی (۲۲۰۰ *cfm*)
۲۰۰ تا ۲۴۰ مترمربع	داکت اسپلیت ۶ تنی (۳۰۰۰ *cfm*)

استفاده از کندانسورهای با ساختار میکروکانال در این دستگاه‌ها، در سال‌های اخیر به شدت مورد توجه قرار گرفته است.

۲. ۲. ۳. ۴ سیستم حجم مایع مبرد متغیر[1]

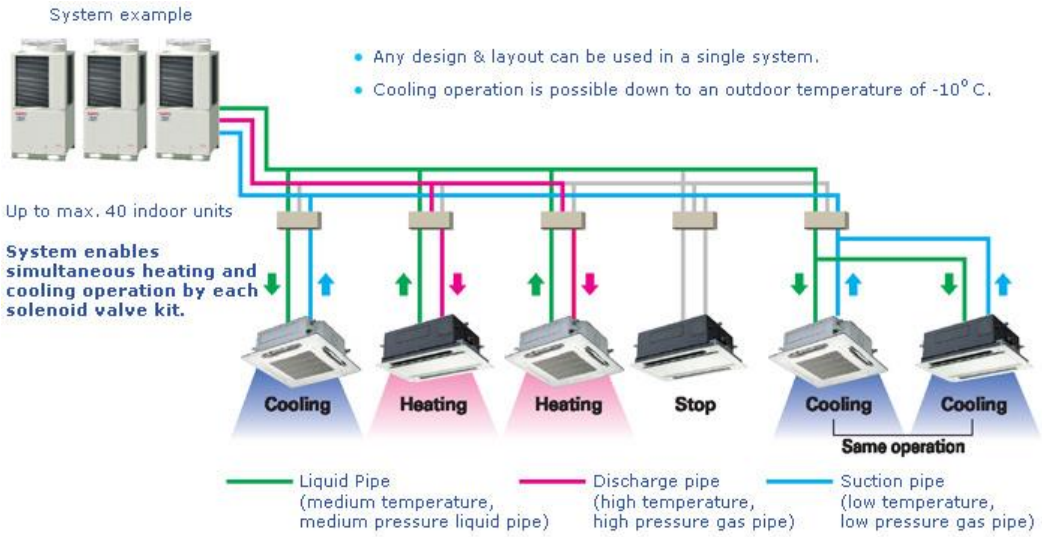
این سیستم‌ها با عنوان تجاری VRV و یا VRF[2] شناخته می‌شوند که به معنای کنترل تغییرات حجم مایع مبرد بر اساس بار برودتی مورد نیاز می باشد. بدین مفهوم که مقدار مایع مبرد با توجه به نیاز سرمایش و گرمایش فضاها به صورت اتوماتیک و مجزا تغییر می کند. به دلیل نوع کمپرسورهای بکار گرفته شده در این سیستم (کنترل دور سیستم) و همچنین نوع شیر انبساط‌های نصب شده بر روی یونیت‌های داخلی تا ۴۰٪ نسبت به سیستم‌های دیگر کاهش مصرف انرژی وجود دارد. این سیستم قابلیت حفظ و تنظیم اتوماتیک دمای هر فضا در حد میزان خواسته شده را دارد. در این سیستم توسط شیر انبساطی الکترونیکی[3] که در یونیت‌های داخلی تعبیه شده است، امکان تغییر و تنظیم حجم مایع مبرد را به سیستم می‌دهد.

[1] Variable Refrigerant Volume (VRV)
[2] Variable Refrigerant Flow (VRF)
[3] Electronic Expansion Valve

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

سامانه‌های VRV با کمپرسورهای اسکرال دور متغیر (کنترل سرعت دور) با عمر طولانی و همچنین کنترل دقیق مایع مبرد توسط شیرهای انبساط الکترونیک تا ۴۰٪ در مصرف برق صرفه جویی دارند که تقریبا نصف سیستم‌های متداول در مقایسه با اسپلیت یونیت‌ها می‌باشد. سامانه‌های VRV بصورت هواخنک می‌باشند. لذا عملا هزینه مصرف آب و جریمه های تصاعدی آن خصوصا در تابستان حذف می‌گردد. سامانه‌های VRV به نحوی طراحی شده است که به عنوان جایگزین سامانه‌هایی از قبیل چیلر به‌کار می‌روند. سامانه‌های VRV تمام نیازهای تهویه مطبوع شامل ایجاد سرمایش و گرمایش بهمراه کنترل دقیق دما، رطوبت و سرعت جریان هوا و فیلتراسیون هوا و عاری نمودن فضا از بوی نامطبوع را فراهم می‌سازد. در این سامانه تامین ظرفیت به دلیل خاصیت ماژولار هیچ محدودیتی ندارد و میتوان جهت دستیابی به ظرفیت دلخواه یونیت‌های خارجی را با ظرفیت‌های مختلف ترکیب کرد. محدوده عملکرد یونیت های خارجی وسیع می‌باشد (امکان استفاده تا ۲۵ تن تبرید).

تنوع در یونیت‌های داخلی (دیواری، سقفی، کاستی، داکتی و...) محدودیت‌های طراحی مهندسی را بطور کامل از بین برده است. این سیستم با دارا بودن سیستم مونیتورینگ کیلووات مصرف هر کدام از یونیت‌های خارجی را به‌طور دقیق محاسبه می‌کند و مشکلات ناشی از مشاع بودن سیستم را به حداقل می‌رساند. در شکل ۲۷-۲ تا شکل ۳۰-۲ نمایی از این دستگاه‌ها ارایه شده است.



شکل ۲۷-۲: نمایی از سیستم حجم مایع مبرد متغیر (VRF)

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۲۸-۲: نمایی از یونیت‌های داخلی سیستم حجم مایع مبرد متغیر (VRF)



شکل ۲۹-۲: نمایی از رایزرهای گاز در سیستم حجم مایع مبرد متغیر (VRF)

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۳۰-۲: نمایی از یونیت‌های خارجی در سیستم حجم مایع مبرد متغیر (VRF)

۲. ۲. ۳. ۵ کولر گازی

کولرهای گازی پنجره‌ای و اسپلیت دو تکه از دیگر تجهیزات به‌کاررفته در سیستم‌های برودتی می‌باشند. کولرهای گازی پنجره‌ای دارای ظرفیتی در حدود ۰/۵ الی ۲ تن بوده و کولرهای گازی اسپلیت نیز دارای ظرفیتی برابر ۰/۵ تا ۸ تن می‌باشند (شکل ۳۱-۲ و شکل ۳۲-۲). کمپرسور کولرهای گازی اسپلیت از نوع روتاری کم مصرف یا پیستونی می‌باشد. مبرد استفاده شده در این کولرها از نوع R410A می‌باشد. اسپلیت‌های دیواری در ظرفیت ۱/۵ تا ۳ تن و نوع ایستاده نیز معادل ۳ تن ۵ تن دارد.



شکل ۳۱-۲: نمایی از کولرهای گازی

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۳۲-۲: نمایی از کولرهای گازی ایستاده

۲. ۲. ۳. ۶ چیلرهای هوایی

در این نمونه چیلرها کندانسورها به طور مستقیم با فن خنک می‌شوند. در مواردی که هوا مرطوب بوده و امکان استفاده از برج خنک کن تبخیری وجود ندارد از کندانسور هوایی استفاده می‌شود. علاوه بر این در مواردی که تجهیزات تراکمی نسبتا کم ظرفیت بوده و به صورت محلی به کار گرفته می‌شود، از کندانسور هوایی استفاده می‌گردد. دو سیکل بسته در یک چیلر هوایی تراکمی وجود دارد (شکل ۳۳-۲):

۱- سیکل مبرد

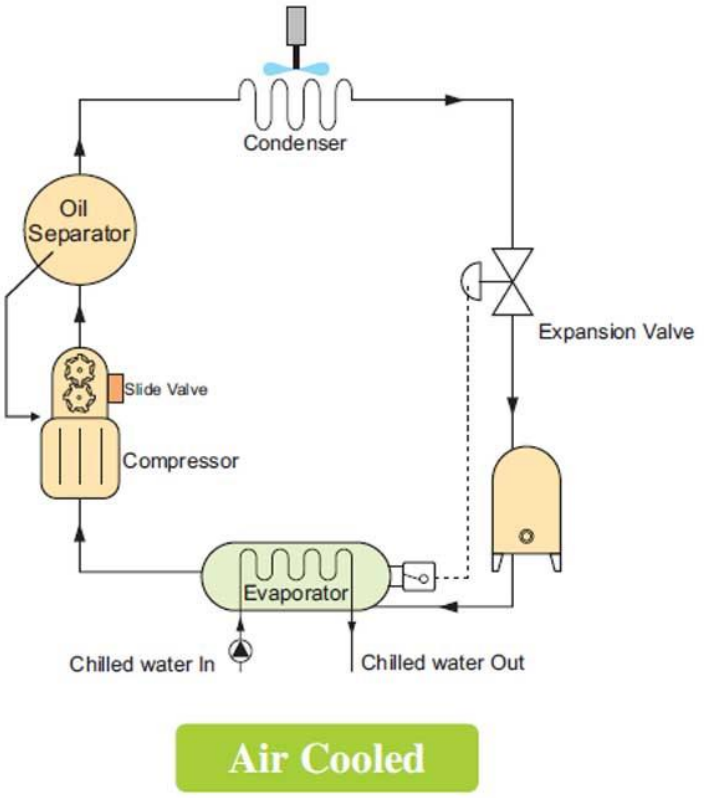
۲- سیکل آب سرمایش ساختمان

چیلرهای هوایی از نوع تراکمی بوده به دو دسته کلی زیر تقسیم‌بندی می‌شوند:

۱- چیلرهای هوایی با کندانسور یکپارچه (محل نصب چیلر در فضای باز)

۲- چیلرهای هوایی با کندانسور مجزا (محل نصب چیلر در موتورخانه)

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۳۳-۲: شماتیک چیلر هوایی

چیلرهای هوایی با کندانسور یکپارچه

در این نوع چیلرها کندانسور و چیلر یکپارچه می‌باشند و باید در یک فضای باز (مانند پشت بام) نصب شوند. اواپراتور این نوع چیلرها از نوع آبی بوده و آب سرد تولید شده را به سمت فن کویل‌ها و هواسازها ارسال می‌کند. این نوع چیلرها به دو دسته اصلی تقسیم‌بندی می‌شوند:

- چیلر هوایی یکپارچه با کمپرسور اسکرو
- چیلر هوایی یکپارچه با کمپرسور اسکرال
- چیلر هوایی یکپارچه با کمپرسور رفت و برگشتی (کمپرسور نیمه بسته)

ظرفیت چیلر هوایی یکپارچه با کمپرسور اسکرو اغلب بین ۵۰ تا ۵۵۰ تن می باشد. نمایی از این چیلرها در شکل ۳۴-۲ تا شکل ۳۶-۲ ارایه شده است. تعداد کمپرسورها می‌تواند ۲ الی ۴ عدد بوده و به صورت تک مداره و دو مداره باشد. مبرد استفاده شده در این سیستم‌ها از نوع R22، R407C و R134a می‌باشد.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۳۴-۲: نمایی از چیلرهای هوایی با کندانسور یکپارچه



شکل ۳۵-۲: نمایی از چیلرهای هوایی ۸۵ تن با کندانسور یکپارچه

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۳۶-۲: نمایی از چیلرهای هوایی ۳۵۰ تن با کندانسور یکپارچه

ظرفیت چیلر هوایی یکپارچه با کمپرسور اسکرال اغلب بین ۱۰ تا ۱۰۰ تن می باشد. نمایی از این چیلرها در شکل ۳۷-۲ ارائه شده است. تعداد کمپرسورها می‌تواند ۲ الی ۱۰ عدد باشد.



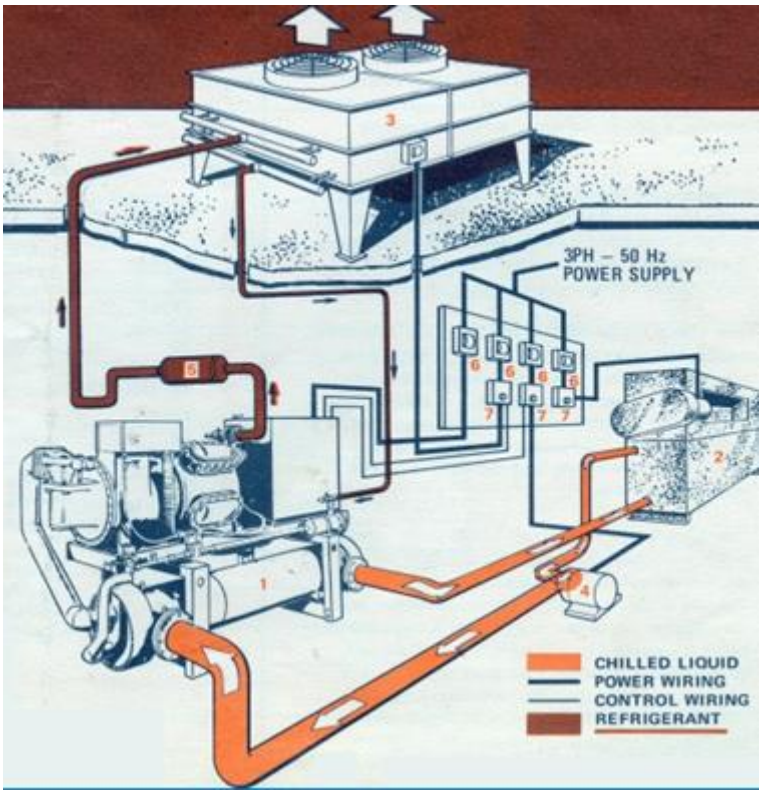
شکل ۳۷-۲: نمایی از چیلرهای هوایی با کندانسور یکپارچه

ظرفیت چیلر هوایی یکپارچه با کمپرسور رفت و برگشتی اغلب بین ۱۰ تا ۱۰۰ تن می باشد.

چیلرهای هوایی با کندانسور مجزا

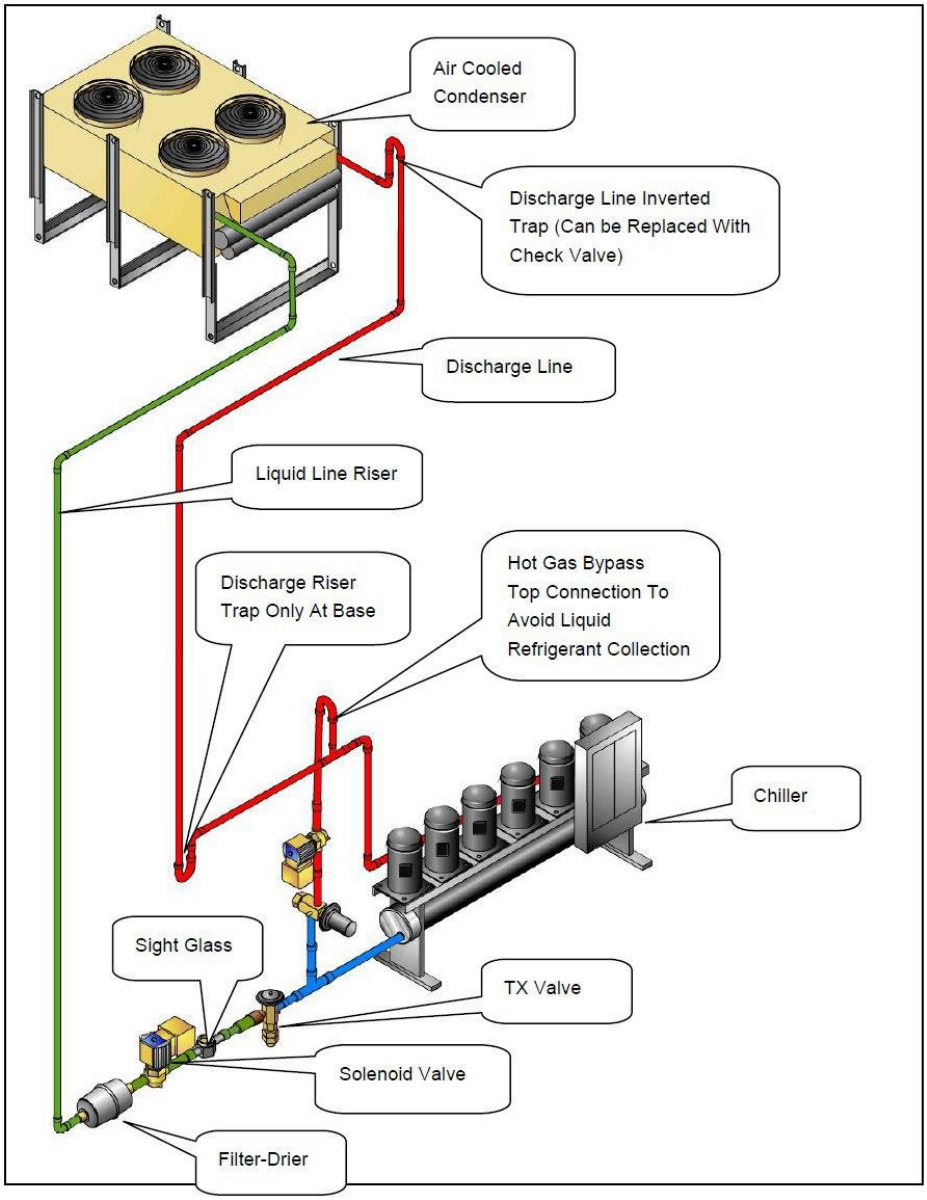
DOI: 10.30503/nripress.2020.283

در این نوع چیلرها کندانسور و چیلر از هم مجزا می‌باشند. ظرفیت اسمی این نوع چیلرها اغلب بین ۲۰ تا ۳۲۰ تن می‌باشد. چیلر و کندانسور هوایی می‌بایست در یک سطح افقی نصب شوند. در غیر اینصورت فقط کندانسور هوایی می‌تواند بالاتر از چیلر قرار گیرد (شکل ۳۸-۲ و شکل ۳۹-۲). کندانسور این چیلرها به طور مجزا بوده و در فضای ازاد نصب می‌شود (شکل ۴۰-۲ و شکل ۴۱-۲). مشکل عمده این چیلرها حداقل فاصله بین کندانسور و چیلر می‌باشد. مصرف برق بالا و سروصدای زیاد از دیگر ایرادات این نوع چیلرها می‌باشد.



شکل ۳۸-۲: نمایی از چیلرهای هوایی با کندانسور مجزا

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۳۹-۲: نمایی از چیلرهای هوایی با کندانسور مجزا

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۴۰-۲: نمایی از کندانسور چیلرهای هوایی با کندانسور مجزا



شکل ۴۱-۲: نمایی از کندانسور چیلرهای هوایی با کندانسور مجزا

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

۲. ۲. ۳. ۷ مینی چیلر آپارتمانی تراکمی

هر واحد آپارتمانی (تا ۵۰۰ مترمربع) می‌تواند یک مینی چیلر مستقل (۳ تا ۱۵ تن برودتی) داشته باشد. مینی چیلرها می‌توانند در دو نوع یکپارچه و جدا از هم باشند. مینی چیلر آپارتمانی می‌تواند جایگزین مناسبی برای چیلرهای مرکزی بزرگ و پکیج ها شده و باعث صرفه جویی مصرف برق شود. این دستگاه‌ها مجهز به پمپ آب، منبع انبساط و لوازم ایمنی بوده و کم صدا و کم حجم و دارای عملکرد بالاست. قابلیت نصب بر روی پشت بام یا بالکن را در کمترین فضا دارند. قابلیت استفاده به عنوان پمپ حرارتی جهت تامین آب گرم مصرفی در زمستان را دارند. قابلیت نصب به سیستم گرمایش مرکزی و مستقل را دارد.

کمپرسور این چیلرها از نوع اسکرال و اواپراتور آن‌ها از نوع مبدل‌های صفحه‌ای است. سیستم‌های مینی چیلر کاملا مستقل هستند و با هزینه مناسب جهت اجرا در پروژه‌های مسکونی، تجاری و ویلایی می‌توانند مورد استفاده قرار گیرند. مینی چیلر یکی از سیستم‌های لوکس و مناسب جهت تهویه مطبوع هر واحد (۵۰ الی ۵۰۰ مترمربعی) به حساب می‌آید. در شکل ۴۲-۲ نمایی از یک مینی چیلر هوایی ارایه شده است.



شکل ۴۲-۲: نمایی از مینی چیلر هوایی تراکمی

۲. ۲. ۳. ۸ مینی چیلر آپارتمانی جذبی

این نوع چیلرهای جذبی از نوع شعله مستقیم بوده و با مشعل اتمسفریک کار می‌کنند. این نوع چیلرها در ظرفیت‌های پایین برای اماکن کوچک و آپارتمان‌ها کاربرد دارند (حدود ۵ تن). آب سرد چیلرهای جذبی گازسوز، پس از لوله‌کشی تا محل فن کویل‌ها (سقفی، زمینی یا کانالی) سرمایش آپارتمان را تامین می‌کند. انواع چیلرهای جذبی فوق در شرایط کارکرد نرمال دارای آب سرد خروجی ۷/۲ درجه سانتی‌گراد می باشد. دمای آب سرد برگشتی از فن کویل‌ها به دستگاه ۱۲/۷ سانتی‌گراد می‌باشد که تحت شرایط کارکرد مختلف قابل تنظیم می باشد (شکل ۴۳-۲).

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۴۳-۲: نمایی از مینی چیلر هوایی جذبی

۲. ۲. ۴ مروری بر کاربرد سیستم‌های تهویه مطبوع

سیستم‌های تبرید تراکمی دارای تنوع زیادی بوده و در تمام مناطق آب و هوایی کشور قابل استفاده می‌باشند. سیستم‌های هواخنک نیز که دارای کندانسور هوایی می‌باشند (مانند چیلرهای هوایی، پکیج یونیت‌ها، داکت اسپلیت‌ها، کولرهای گازی و ...) از این مزیت برخوردار بوده و در تمام مناطق آب و هوایی قابل استفاده می‌باشند. اکثر شرکت‌های بزرگ کشور مانند مهراصل، تهویه، هواساز، دماوند و ... خطوط تولید سیستم‌های تبرید تراکمی با تناژ پایین مانند داکت اسپلیت را ایجاد کرده‌اند. برخی شرکت‌های دیگر نیز مانند سبلان تهویه و ... در حال راه‌اندازی خطوط این نوع سیستم‌های خنک‌کننده می‌باشند.

هزینه بالای مربوط به سیستم‌های سرمایش مرکزی مانند چیلر و پکیج یونیت‌ها سبب شده است که این سیستم‌ها کمتر در اولویت ساختمان‌های مسکونی قرار گیرند. البته این مساله در مورد ساختمان‌های اداری و ورزشی نیز وجود دارد. فقط ساختمان‌های تجاری هستند که اکثراً از سیستم‌های سرمایش مرکزی استفاده می‌کنند. در جدول ۲-۲ تا جدول ۲-۵ انواع سیستم‌های تهویه مطبوع کاربری‌های مختلف ذکر شده است.

جدول ۲-۲: سیستم‌های پیشنهادی برای ساختمان‌های مسکونی

ردیف	کاربری	سیستم تهویه مطبوع	توضیحات
۱	مسکونی بلند مرتبه	سیستم گرمایش مرکزی (دیگ و توزیع با فن کویل) سیستم سرمایش مرکزی (چیلر و توزیع با فن کویل)	هزینه این سیستم بالا بوده و تمایل به این سیستم در ساختمان‌های مسکونی به شدت کاهش یافته است. با توجه به اینکه چیلرهای هوایی در پشت بام نصب شده و فضای کمتری از ساختمان اشغال می‌کنند، استفاده از آن‌ها رواج بیشتری دارد. از میکروکانال‌ها می‌توان در کندانسور این چیلرها استفاده کرد.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

۲	مسکونی بلند مرتبه	سیستم گرمایش مرکزی (دیگ و توزیع با داکت اسپلیت) سیستم سرمایش مستقل (توزیع با داکت اسپلیت)	در بیشتر ساختمان‌های مسکونی بلند مرتبه این سیستم اجرا می‌گردد. مزیت عمده کاهش هزینه-ها می‌باشد. توزیع گرمایش و سرمایش با داکت اسپلیت است. در این حالت کندانسور در بالکن قرار خواهد گرفت. از میکروکانال‌ها می‌توان در کندانسور این تجهیزات استفاده کرد.
۳	مسکونی بلند مرتبه	سیستم گرمایش مرکزی (دیگ و توزیع با رادیاتور یا گرمایش از کف) سیستم سرمایش مستقل (توزیع با کولر گازی)	مشابه حالت دوم می‌باشد. با توجه به محدودیت پنل‌های داخلی این طرح برای ساختمان‌های با متراژ بالا مناسب نیست. در این حالت کندانسور در بالکن قرار خواهد گرفت. از میکروکانال‌ها می-توان در کندانسور این تجهیزات استفاده کرد.
۴	مسکونی بلند مرتبه	سیستم گرمایش مرکزی (توزیع با رادیاتور یا گرمایش از کف) سیستم سرمایش مستقل (توزیع با کولر آبی)	سیستم سرمایش در این ساختمان‌ها از نوع تبخیری می‌باشد. با توجه به قرارگیری کولرهای آبی در بالکن این سیستم مناسب نیست. اطراف کولر طبق مبحث ۱۴ باید ۶۰ سانتی‌متر فضای سرویس وجود داشته باشد. برای مناطق مرطوب مناسب نیست.
۵	مسکونی بلند مرتبه	سیستم گرمایش مستقل (پکیج و توزیع با داکت اسپلیت) سیستم سرمایش مستقل (توزیع با داکت اسپلیت)	این سیستم برای ساختمان‌های بلند مرتبه مناسب نیست. تلفات انرژی در این روش بالا بوده و هنگام استفاده از آب گرم مصرفی سیستم گرمایش قطع می‌شود. از میکروکانال‌ها می‌توان در کندانسور این تجهیزات استفاده کرد.
۶	مسکونی بلند مرتبه	سیستم گرمایش مستقل (پکیج و توزیع با رادیاتور یا گرمایش از کف) سیستم سرمایش مستقل (توزیع با کولر گازی)	این سیستم برای ساختمان‌های بلند مرتبه مناسب نیست. تلفات انرژی در این روش بالا است. از میکروکانال‌ها می‌توان در کندانسور این تجهیزات استفاده کرد.
۷	مسکونی بلند مرتبه	سیستم گرمایش مستقل (پکیج و توزیع با رادیاتور یا گرمایش از کف) سیستم سرمایش مستقل (توزیع با کولر آبی)	این سیستم برای ساختمان‌های بلند مرتبه مناسب نیست. قرارگیری پکیج کنار کولر در تراس مجاز نیست. برای مناطق مرطوب مناسب نیست.
۸	مسکونی معمولی (زیر ۶ طبقه)	سیستم گرمایش مستقل (پکیج و توزیع با رادیاتور یا گرمایش از کف) سیستم سرمایش مستقل (توزیع با کولر آبی)	برای مناطق مرطوب مناسب نیست.
۹	مسکونی معمولی (زیر ۶ طبقه)	سیستم گرمایش مستقل (پکیج و توزیع با رادیاتور یا گرمایش از کف) سیستم سرمایش مستقل (توزیع با کولر گازی)	قابل استفاده است. از میکروکانال‌ها می‌توان در کندانسور این چیلرها استفاده کرد.
۱۰	مسکونی معمولی (زیر ۶ طبقه)	سیستم گرمایش مستقل (پکیج و توزیع با رادیاتور یا گرمایش از کف) سیستم سرمایش مستقل (توزیع با داکت اسپلیت)	قابل استفاده است. هنگام استفاده از آب گرم مصرفی سیستم گرمایش قطع می‌شود. از میکروکانال‌ها می‌توان در کندانسور این تجهیزات استفاده کرد.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

۱۱	مسکونی معمولی (زیر ۶ طبقه)	سیستم گرمایش مرکزی (دیگ و توزیع با فن کویل) سیستم سرمایش مرکزی (می نی چیلر و توزیع با فن کویل)	می نی چیلر آپارتمانی (تراکمی یا جذبی) استفاده می‌شود. از میکروکانال‌ها می‌توان در کندانسور این چیلرها استفاده کرد.
۱۲	مسکونی معمولی (زیر ۶ طبقه)	سیستم گرمایش و سرمایش مرکزی (می نی چیلر و توزیع با فن کویل)	سیستم پمپ حرارتی بوده و هم گرمایشی و هم سرمایشی است. از میکروکانال‌ها می‌توان در کندانسور این چیلرها استفاده کرد.

جدول ۳-۲: سیستم‌های پیشنهادی برای ساختمان‌های تجاری

ردیف	کاربری	سیستم تهویه مطبوع	توضیحات
۱	تجاری	سیستم گرمایش مرکزی (دیگ و توزیع با فن کویل و هواساز) سیستم سرمایش مرکزی (چیلر و توزیع با فن کویل و هواساز)	برای مغازه‌ها سیستم فن‌کوئل و برای لابی سیستم هواساز لحاظ می‌شود. در بیشتر ساختمان‌های تجاری از چیلرهای هوایی استفاده می‌شود. از میکروکانال‌ها می‌توان در کندانسور این چیلرها استفاده کرد.
۲	تجاری	سیستم گرمایش مرکزی (دیگ و توزیع با هواساز) سیستم سرمایش مرکزی (دیگ و توزیع با هواساز)	برای ساختمان‌های تجاری یکپارچه با سقف بلند استفاده می‌شود. در بیشتر ساختمان‌های تجاری از چیلرهای هوایی استفاده می‌شود. از میکروکانال‌ها می‌توان در کندانسور این چیلرها استفاده کرد.
۳	تجاری	سیستم گرمایش مرکزی (دیگ و توزیع با پکیج یونیت) سیستم سرمایش مستقل (توزیع با پکیج یونیت)	برای ساختمان‌های تجاری یکپارچه با سقف بلند و کارکرد متناوب استفاده می‌شود. از میکروکانال‌ها می‌توان در کندانسور این تجهیزات استفاده کرد.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

جدول ۴-۲: سیستم‌های پیشنهادی برای ساختمان‌های اداری

ردیف	کاربری	سیستم تهویه مطبوع	توضیحات
۱	اداری	سیستم گرمایش مرکزی (دیگ و توزیع با فن کویل و هواساز) سیستم سرمایش مرکزی (چیلر و توزیع با فن کویل و هواساز)	برای اتاق‌ها سیستم فن‌کویل و برای لابی سیستم هواساز لحاظ می‌شود. از میکروکانال‌ها می‌توان در کندانسور چیلرهای هوایی استفاده کرد.
۲	اداری	سیستم گرمایش مرکزی (دیگ و توزیع با هواساز) سیستم سرمایش مرکزی (چیلر و توزیع با هواساز)	برای ساختمان‌های اداری یکپارچه استفاده می‌شود. از میکروکانال‌ها می‌توان در کندانسور چیلرهای هوایی استفاده کرد.
۳	اداری	سیستم گرمایش مرکزی (دیگ و توزیع با پکیج یونیت) سیستم سرمایش مستقل (توزیع با پکیج یونیت)	برای ساختمان‌های اداری یکپارچه با کارکرد متناوب استفاده می‌شود (مانند آمفی تاتر). از میکروکانال‌ها می‌توان در کندانسور این تجهیزات استفاده کرد.

جدول ۵-۲: سیستم‌های پیشنهادی برای ساختمان‌های ورزشی

ردیف	کاربری	سیستم تهویه مطبوع	توضیحات
۱	ورزشی	سیستم گرمایش مرکزی (دیگ و توزیع با هواساز) سیستم سرمایش مرکزی (چیلر و توزیع با هواساز)	برای سالن‌های ورزشی استفاده می‌شود. از میکروکانال‌ها می‌توان در کندانسور چیلرهای هوایی استفاده کرد.
۲	ورزشی	سیستم گرمایش مرکزی (دیگ و توزیع با پکیج یونیت) سیستم سرمایش مستقل (توزیع با پکیج یونیت)	برای سالن‌های ورزشی استفاده می‌شود. از میکروکانال‌ها می‌توان در کندانسور این تجهیزات استفاده کرد.
۳	ورزشی	سیستم گرمایش مرکزی (دیگ و توزیع با ایرواشر) سیستم سرمایش مرکزی (توزیع با ایرواشر)	برای سالن‌های ورزشی استفاده می‌شود. برای مناطق مرطوب مناسب نیست.

با توجه به وجود ساختمان‌های مسکونی زیاد در کشور و تمایل مردم به خرید تجهیزات مستقل و کم هزینه، استفاده از سیستم‌های تبرید تراکمی با تناژ پایین مانند داکت اسپلیت و کولرگازی رشد زیادی پیاده کرده است. در بیشتر ساختمان‌های بلند مرتبه نیز اکثراً سیستم گرمایش مرکزی بوده و سعی شده برای کاهش هزینه‌ها سیستم سرمایش مستقل باشد.

تناژ مورد نیاز برای ساختمان‌های مسکونی در محدوده ۱ تن تا ۶ تن می‌باشد. با توجه به مصرف برق بالای دستگاه‌های با تناژ بالا، بهتر است برای آپارتمآن‌های بالای ۱۲۰ مترمربع از دو دستگاه سرمایشی با تناژ کمتر استفاده شود. برای آپارتمآن‌های تا حداکثر ۱۲۰ مترمربع ظرفیت دستگاه‌های برودتی (کولر گازی و داکت اسپلیت) بین ۱ الی ۳ تن می‌باشد. بیشترین مصرف برق این دستگاه‌ها تک فاز و ۳۲ آمپر است. با پیگیری‌های انجام شده از شرکت‌ها و پیمانکاران داخلی مشخص گردید استفاده از کولرهای گازی و داکت اسپلیت در تمام نقاط کشور معمول بوده و محدودیت نصب برای این دستگاه‌ها وجود ندارد. پیشنهاد می‌گردد برای این پروژه سیستم تبرید با تناژ در محدوده ۱ الی ۲ تن مد نظر باشد که هم کولرهای گازی و همچنین داکت اسپلیت‌ها را شامل گردد.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

۵.۲.۲ معرفی سیستم پیشنهادی این پروژه

یکی از اهداف مهم پژوهشگران تحقیق روی مبدل حرارتی و افزایش کارایی آن‌ها می‌باشد. استفاده از میکروکانال‌ها و ساخت مبدل‌های حرارتی بر اساس این تکنولوژی می‌تواند در بهبود عملکرد س تبرید مهم باشد. در این میان استفاده از مبدل‌های حرارتی بر اساس میکروکانال در کندانسورهای هوایی و اواپراتورهای هوایی موثر می‌باشد. دلیل عمده این مساله وجود رسوب شدید در آب سرد در گردش و امکان گرفتگی کندانسورهای آبی و اواپراتورهای آبی بر پایه میکروکانال می‌باشد. با توجه به این مشکلات استفاده از میکروکانال‌ها بیشتر در ساختار سیستم‌های هوایی مناسب می‌باشد. استفاده از این ساختار در کندانسورهای هوایی و اواپراتورهای هوایی سبب افزایش راندمان سیکل، کاهش ابعاد دستگاه، کاهش میزان گاز عبوری و ... خواهد شد. استفاده از مکانیزم میکروکانال‌ها در کندانسورهای هوایی در سال‌های اخیر به شدت مورد توجه قرار گرفته است. با توجه به اینکه کندانسورهای هوایی اغلب در فضای آزاد نصب می‌شوند استفاده از میکروکانال‌ها در ساختار آن‌ها مناسب بوده و بیشتر مورد توجه قرار گرفته است. بررسی‌ها نشان می‌دهد که استفاده از میکروکانال‌ها در ساختار اواپراتورها تاثیر مناسبی در کارایی سیستم ندارد. دلیل عمده این مساله انتقال حرارت سریع در اواپراتور و جوشش مبرد می‌باشد. از آنجایی‌که باید اواپراتور طوری طراحی شود که گاز داخل آن در طول جذب حرارت هوا در حالت دو فازی بماند و دمای آن ثابت باشد، در میکروکانال‌ها با تغییر فاز سریع مبرد امکان جذب حرارت بیشتر برای گاز فراهم نشده و سرمایش هوا به مقدار لازم صورت نمی‌گیرد. از سوی دیگر ایجاد تقطیر در مبدل سبب کاهش کارایی آن می‌گردد. با توجه به تحقیقات انجام شده، با کوچک‌شدن قطر هیدرولیکی میکروکانال، جریان دوفازی در اواپراتور پیچیده‌تر شده و باعث جریان بازگشتی در اواپراتور می‌شود که سبب از بین رفتن کارآیی اواپراتور می‌شود.

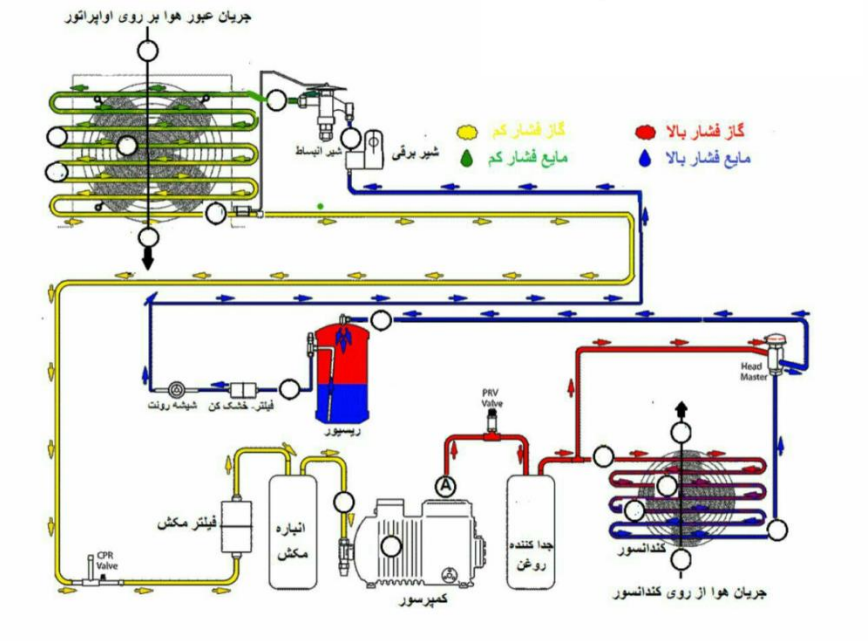
در جدول ۶-۲ دستگاه‌های دارای کندانسور هوایی و ظرفیت آن‌ها نشان داده شده است. با توجه به فراگیر بودن کولرهای گازی و داکت اسپلیت‌ها پیشنهاد می‌گردد که در طراحی مبدل‌های حرارتی با میکروکانال‌ها تناژ تا حداکثر ۶ تن مد نظر باشد.

جدول ۶-۲: ظرفیت دستگاه‌های دارای کندانسورهوایی و کاربرد آن‌ها

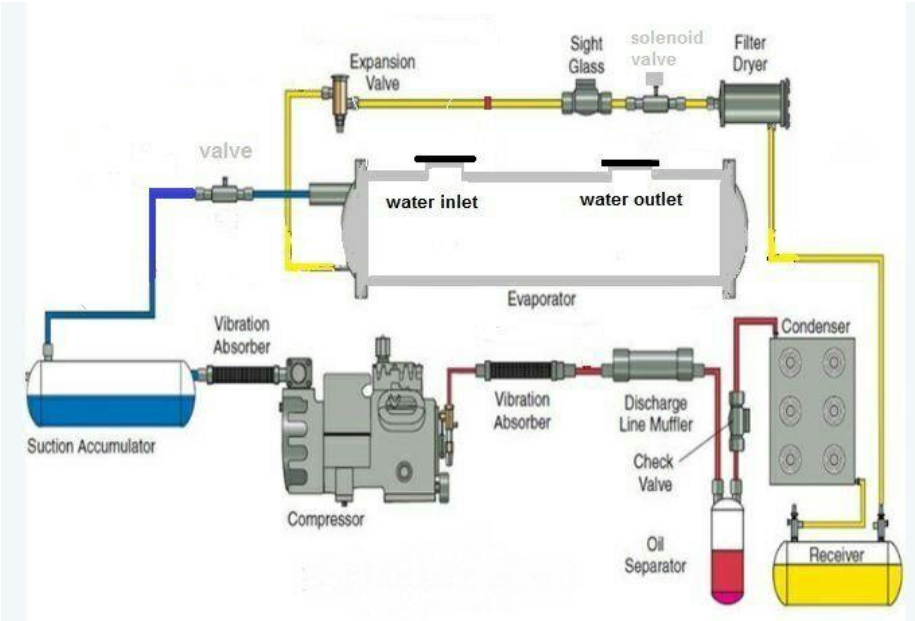
ردیف	دستگاه	ظرفیت (تن)	کاربرد
۱	پکیج یونیت یکپارچه	۷ تا ۱۴۰	تجاری - اداری - عمومی
۲	پکیج یونیت دو پارچه	۳ تا ۱۰۰	تجاری - اداری - عمومی
۳	داکت اسپلیت	۱/۵تا ۶	اداری - مسکونی
۴	سیستم VRF	تا ۲۵	اداری - مسکونی - تجاری - عمومی
۵	کولر گازی پنجره‌ای	۰/۵ تا ۲	اداری - مسکونی
۶	کولر گازی اسپلیت	۰/۵ تا ۸	اداری - مسکونی
۷	چیلر هوا خنک یکپارچه	۵۰ تا ۵۵۰	اداری - مسکونی - تجاری - عمومی
۸	چیلر هوا خنک دو پارچه	۲۰ تا ۳۲۰	اداری - مسکونی - تجاری - عمومی
۹	مینی چیلر تراکمی	۳ تا ۱۵	اداری - مسکونی
۱۰	مینی چیلر جذبی	تا ۵	اداری - مسکونی

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

در این بخش سیستم پیشنهادی تحلیل و تست شده در این پروژه پیشنهاد شده است. همانطور که در بخش‌های قبلی به آن اشاره شد سیستم پیشنهادی می‌تواند به دو صورت تبرید تراکمی آب خنک و هوا خنک ارائه گردد (شکل ۲-۴۴ و شکل ۲-۴۵).



شکل ۲-۴۴: سیستم تبرید تراکمی هوا خنک



شکل ۲-۴۵: سیستم تبرید تراکمی آب خنک

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

۶.۲.۲ جمع‌بندی معرفی سامانه‌های تهویه مطبوع

یکی از اهداف مهم پژوهشگران تحقیق روی مبدل حرارتی و افزایش کارایی آن‌ها می‌باشد. استفاده از میکروکانال‌ها و ساخت مبدل‌های حرارتی بر اساس این تکنولوژی می‌تواند در بهبود عملکرد سیستم‌های تبرید مهم باشد. در این میان استفاده از مبدل‌های حرارتی بر اساس میکروکانال در کندانسورهای هوایی و اواپراتورهای هوایی موثر می‌باشد. دلیل عمده این مساله وجود رسوب شدید در آب سرد در گردش و امکان گرفتگی کندانسورهای آبی مبتنی بر میکروکانال می‌باشد. با توجه به این مشکلات استفاده از میکروکانال‌ها بیشتر در ساختار سیستم‌های هوایی مناسب می‌باشد. استفاده از این ساختار در کندانسورهای هوایی و اواپراتورهای هوایی سبب افزایش راندمان سیکل، کاهش ابعاد دستگاه، کاهش میزان گاز عبوری و ... خواهد شد.

استفاده از مکانیزم میکروکانال‌ها در کندانسورهای هوایی در سال‌های اخیر به شدت مورد توجه قرار گرفته است. با توجه به اینکه کندانسورهای هوایی اغلب در فضای بیرونی ساختمان نصب می‌شوند استفاده از میکروکانال‌ها در ساختار آن‌ها مناسب بوده و بیشتر مورد توجه قرار گرفته است. بررسی‌ها نشان می‌دهد که استفاده از میکروکانال‌ها در ساختار اواپراتورها تاثیر مناسبی در کارایی سیستم ندارد. دلیل عمده این مساله انتقال حرارت سریع در اواپراتور و جوشش مبرد می‌باشد. از آنجایی‌که باید اواپراتورطوری طراحی شود که گاز داخل آن در طول جذب حرارت هوا در حالت دو فازی بماند و دمای آن ثابت باشد، در میکروکانال‌ها با تغییر فاز سریع مبرد امکان جذب حرارت بیشتر برای گاز فراهم نشده و سرمایش هوا به مقدار لازم صورت نمی‌گیرد. از سوی دیگر ایجاد تقطیر در مبدل سبب کاهش کارایی آن می‌گردد. با توجه به تحقیقات انجام شده، با کوچک‌شدن قطر هیدرولیکی میکروکانال، جریان دوفازی در اواپراتور پیچیده‌تر شده و باعث جریان بازگشتی در اواپراتور می‌شود که سبب از بین رفتن کارآیی اواپراتور می‌شود. در جدول ذیل دستگاه‌های دارای کندانسور هوایی و ظرفیت آن‌ها نشان داده شده است. با توجه به فراگیر بودن کولرهای گازی و داکت اسپلیت‌ها پیشنهاد می‌گردد که در طراحی مبدل‌های حرارتی با میکروکانال‌ها تناژ تا حداکثر ۶ تن مدنظر باشد.

جدول ۷-۲: ظرفیت دستگاه‌های دارای کندانسورهوایی و ظرفیت آن‌ها

ردیف	دستگاه	ظرفیت (تن)	کاربرد
۱	پکیج یونیت یکپارچه	۵ تا ۱۲۰	تجاری – اداری - عمومی
۲	پکیج یونیت دو پارچه	۳ تا ۱۰۰	تجاری – اداری - عمومی
۳	داکت اسپلیت	۱/۵تا ۶	اداری – مسکونی
۴	سیستم *VRF*	تا ۲۵	اداری – مسکونی – تجاری - عمومی
۵	کولر گازی پنجره‌ای	۰/۵ تا ۲	اداری – مسکونی
۶	کولر گازی اسپلیت	۰/۵ تا ۸	اداری – مسکونی
۷	چیلر هوا خنک یکپارچه	۵۰ تا ۵۵۰	اداری – مسکونی – تجاری - عمومی
۸	چیلر هوا خنک دو پارچه	۲۰ تا ۳۲۰	اداری – مسکونی – تجاری - عمومی
۹	مینی چیلر تراکمی	۳ تا ۱۵	اداری - مسکونی
۱۰	مینی چیلر جذبی	تا ۵	اداری - مسکونی

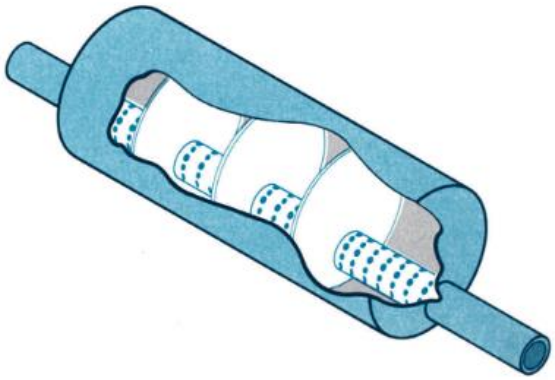
DOI: 10.30503/nripress.2020.283

۲. ۳ معرفی اجزاء اصلی سامانه‌های تهویه مطبوع

تعدادی از وسایل جانبی هستند که در سیستم های تبرید برای تنظیم کارکرد، حفاظت قطعات اصلی، آسان نمودن سرویس وتعمیر برای تکنسین‌ها استفاده می‌شوند. این اجزاء فرعی شامل موارد زیر می‌باشند:

۲. ۳. ۱. ۱ صدا خفه کن (موفلر)

در بعضی مواقع در سیستم‌های تبرید از صدا خفه کن یا موفلر استفاده می‌شود. صدا خفه کن‌ها می‌توانند در داخل یا خارج پوسته کمپرسور نصب گردند (روی خط رانش کمپرسور در داخل یا خارج). صداخفه کن در خط رانش نصب می‌شود. وقتی که گاز داغ از صداخفه کن عبور می‌کند در اثر گذر از یک سری فضاهای انبساط، سطح صدا پایین می‌آید. علاوه بر کاهش صدا این قطعه از ایجاد ارتعاش در سیستم نیز می‌کاهد. صدا خفه کن ها در خط رانش کمپرسور باید به صورت صحیح نصب شوند تا از به تله افتادن مقدار زیادی روغن در اثر کاهش سرعت گاز داغ جلوگیری شود. برای جلوگیری از جمع شدن روغن در داخل صدا خفه کن اتصالات ورود و خروج، خارج از مرکز در نظر گرفته شده است. زمانی که قرار باشد موفلر در خط افق نصب شود باید اتصالات ورود و خروج آن در قسمت پایین قرار بگیرد. برای نصب در خط های قائم، جهت جریان مبرد در داخل موفلر حتما به سمت پایین باشد (شکل ۴۶-۲).

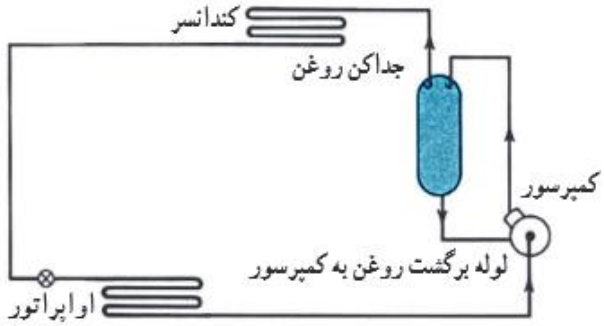


شکل ۴۶-۲: نمایی از صدا خفه کن یا موفلر [۳۸۲]

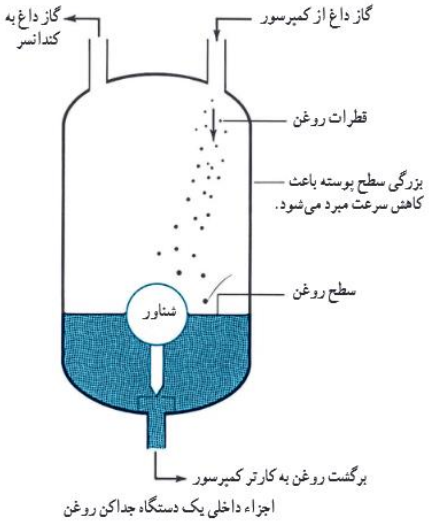
۲. ۳. ۱. ۲ تله روغن یا جداکن روغن

برای جلوگیری از خارج شدن بیش از حد روغن از کمپرسور از جداکن روغن بین کمپرسور و کندانسور (روی خط گاز داغ) استفاده می‌شود. دستگاه فوق بیشتر روغن خارج شده از کمپرسور را از گاز داغ جدا کرده و مستقیماً به داخل کارتر کمپرسور برمی‌گرداند و مانع از سیرکولاسیون روغن در سیستم می‌شود. سیرکوله روغن در داخل سیکل تبرید دو عیب دارد اول اینکه روغن در سطوح داخلی مانند عایق عمل می‌کند و دوم اینکه موم جدا شده از روغن در دماهای پایین (۴۰- درجه سلسیوس) سبب مسدود شدن شیر انبساط می‌شود (شکل ۴۷-۲). وقتی که سطح روغن در داخل محفظه بیشتر از سطح مجاز می‌شود، شناور بالا آمده طوری که مسیر برگشت روغن به طرف کمپرسور باز می‌شود. روغن با فشار زیادی که بر سطح آن از قسمت بالای مخزن اعمال می‌شود، از مسیر باز شده به سمت کارتر کمپرسور که تحت فشار کم می‌باشد جریان می‌یابد. این وسیله حتماً باید در حالت قائم نصب شود زیرا در غیر این صورت شیر شناوری ته مخزن صحیح عمل نمی‌کند. برای پیشگیری از تقطیر ماده سرمازا در جداکن روغن دور آن را عایق بندی می‌کنند (شکل ۴۸-۲).

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

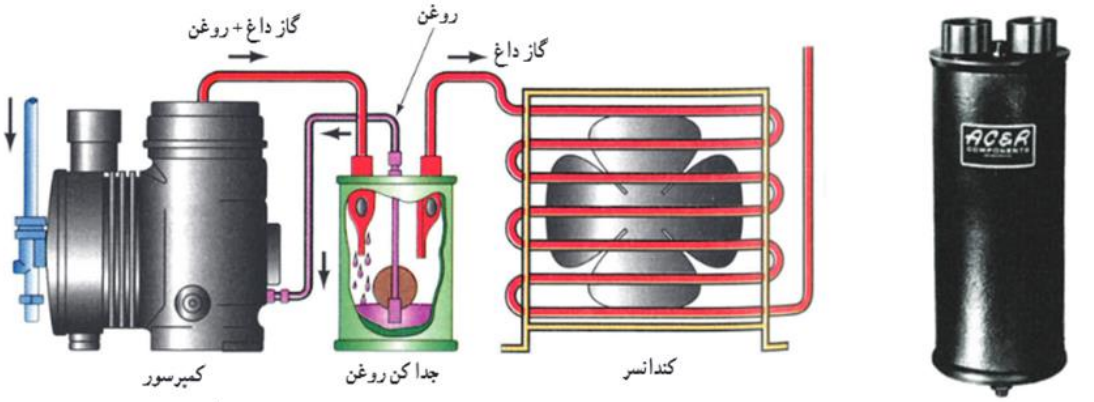


شکل ۴۷-۲: نمایی از تله روغن یا جدا کن روغن



شکل ۴۸-۲: نمایی از تله روغن یا جدا کن روغن

در شکل ۴۹-۲ و شکل ۵۰-۲ نمایی از جانمایی جداکن روغن در سیکل تبرید نشان داده شده است.

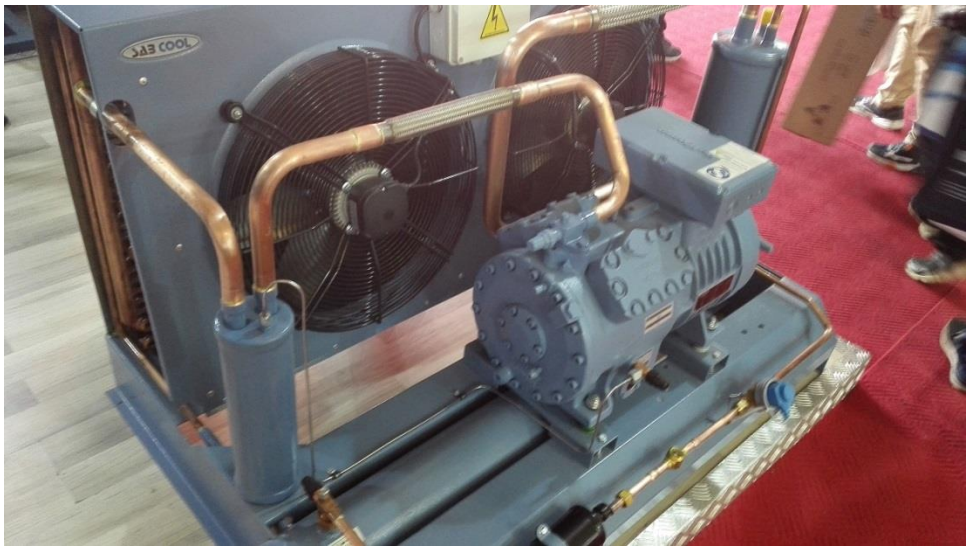


الف ــ جداکن روغن روی خط رانش نصب می شود.

ب ــ این شیر شناوری مبرد مایع را مانند روغن به کمپرسور برمی‌گرداند. بنابراین باید گرم نگه داشته شود تا از تقطیر گاز مبرد جلوگیری شود.

شکل ۴۹-۲: نمایی از جداکن روغن

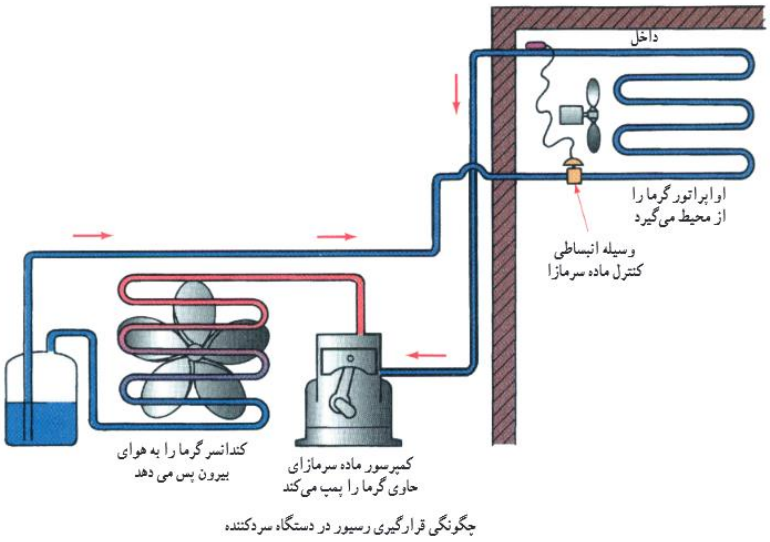
DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۵۰-۲: نمایی از جداکن روغن در یک سیکل واقعی

۲. ۳. ۱. ۳ مخزن مایع (رسیور)

رسیورها مخزن های مایع استوآن‌های شکل بوده و در دو نوع افقی و عمودی ساخته و نصب می‌شوند. نوع افقی معمولاً زیر قاب موتور کمپرسور و نوع عمودی در کنار کندانسور و کمپرسور روی شاسی واحد تقطیر نصب می‌شود. رسیور بین کندانسور و شیر انبساط نصب می‌شود (شکل ۵۱-۲ و شکل ۵۲-۲). در تمام سیستم‌های تبرید با کندانسور هوایی مخزن مایع (رسیور) وجود دارد. در سیستم های برودتی با کندانسور آبی، قسمت پایین پوسته به عنوان رسیور عمل می‌کند. مخزن رسیور در هنگام تغییر بار برودتی اهمیت خود را نشان می‌دهد. در زمان کاهش بار، سطح مایع در مخزن بالا رفته و در زمان افزایش بار از مایع مبرد ذخیره شده استفاده می‌شود و سطح مایع پایین تر می‌رود. در هنگام تعمیر و نگهداری نیز از مخزن مایع به عنوان جمع کننده تمام مبرد استفاده می‌شود. در هر دو نوع افقی و عمودی خروج مایع مبرد از قسمت پایین انجام می‌شود تا بتواند مایع مبرد خالص را به طرف شیر انبساط بفرستد (شکل ۵۲-۲ تا شکل ۵۴-۲).

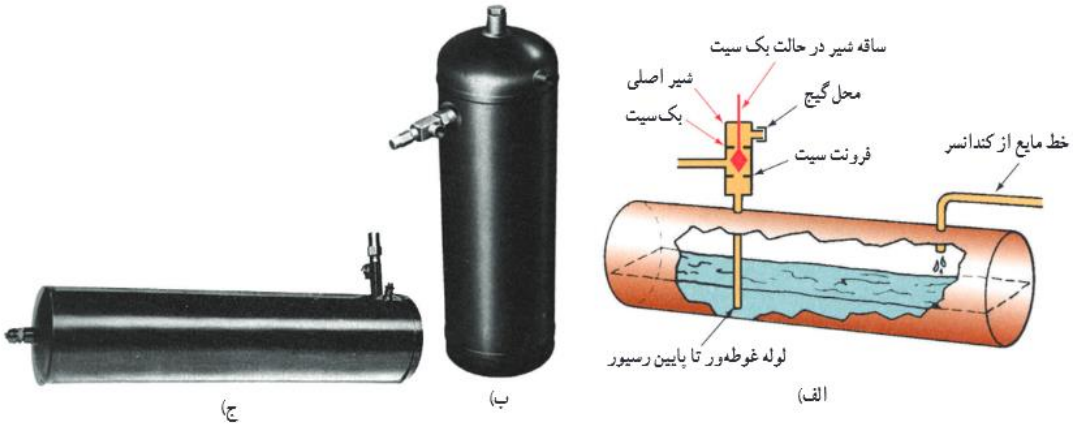


شکل ۵۱-۲: نمایی از مخزن مایع

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۵۲-۲: نمایی از مخزن مایع



شکل ۵۳-۲: نمایی از مخزن مایع



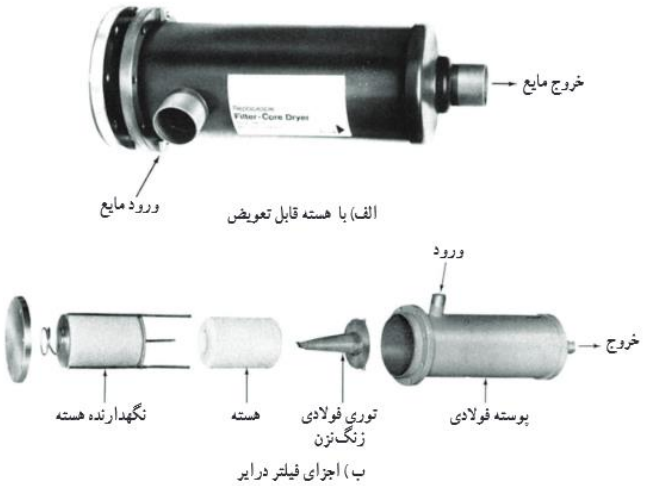
شکل ۵۴-۲: نمایی از مخزن مایع

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

۲. ۳. ۱. ۴ فیلتر درایر

راندمان یک دستگاه سرد کننده تا حد زیادی به تمیزی داخلی آن بستگی دارد. برای تمیز نگه داشتن مدار گردش مبرد سیستم چیلر از رطوبت و جرم نصب فیلتر درایر الزامی می‌باشد. در سیکل دستگاه سرد کننده باید روغن و ماده سرمازای تمییز و عاری از رطوبت جریان داشته باشد. فیلتر درایر از دو قسمت فیلتر و درایر (خشک کن) تشکیل شده است (شکل ۵۵-۲ و شکل ۵۶-۲).

این فیلتر در هر نقطه‌ای بعد از شیر خروجی رسیور ممکن است قرار گیرد. این فیلتر وسیله ای است که مواد خارجی (مانند خاک، پلیسه، براده، روان ساز لحیم کاری، رطوبت و اسید تولید شده و ...) را از مبرد می‌گیرد. این فیلترها در خط مایع بعد از کندانسور و رسیور و قبل از لوله مویین یا شیر انبساط نصب می شوند (شکل ۵۷-۲).



شکل ۵۵-۲: نمایی از فیلتر درایر



شکل ۵۶-۲: نمایی از فیلتر درایر

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۵۷-۲: نمایی از فیلتر درایر

۲. ۳. ۱. ۵ سایت گلاس

جهت تشخیص مقدار ماده مبرد از یک شیشه گاز نما (سایت گلاس) استفاده می‌شود. سایت گلاس در خط مایع درست قبل از شیر انبساط و بعد از هر وسیله جنبی دیگر خط مایع (شیر برقی)، نصب می‌شود. اگر مبرد داخل سایت گلاس به صورت حباب‌دار وکف آلود سفید باشد، نشانه آن است که مقدار مایعی که عبور می‌کند کم است. با اضافه کردن گاز به سیستم این حباب ها را از بین می‌برند. بیشتر سایت گلاس‌ها رطوبت داخل سیستم را نیز نشان می‌دهند (در صورت وجود رطوبت در سیستم رنگ آن زرد، صورتی، بنفش یا نارنجی می‌شود و در صورت عدم رطوبت به رنگ آبی یا سبز در می‌آید). جنس سایت گلاس‌ها غالباً از برنج است و توسط ساقه رزوه‌ای یا جوشی به لوله مربوطه متصل می‌شود (شکل ۵۸-۲ و شکل ۵۹-۲).



شکل ۵۸-۲: نمایی از ساید گلاس

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۵۹-۲: نمایی از ساید گلاس [۳۳۷]

۲. ۳. ۱. ۶ شیربرقی

شیر برقی وسیله‌ای است که برای باز و بسته کردن مسیر مایع مبرد در اثر فرمان ترموستات به کار می‌رود. عموما در یک سیستم تبرید این شیرها بین رسیور و شیر انبساط نصب می‌شود. نصب شیر برقی در خط مایع امکان خاموش شدن اتوماتیک در بار کم را برای کمپرسور مهیا می‌کند. کاربرد دیگر شیر برقی استفاده از آن در خط بای پاس گاز داغ خروجی از کمپرسور است که می‌تواند بخشی از گازداغ را به ورودی کمپرسور یا اواپراتور منتقل نماید. در مدار چیلر این شیر می‌تواند قبل از اواپراتور و سر راه مایع مبرد قرار گیرد. زمانی که برق چیلر قطع شود، شیر بسته خواهد شد. در موقع خاموش کردن چیلر نیز در مرحله اول این شیر قطع می‌شود (شکل ۶۰-۲).

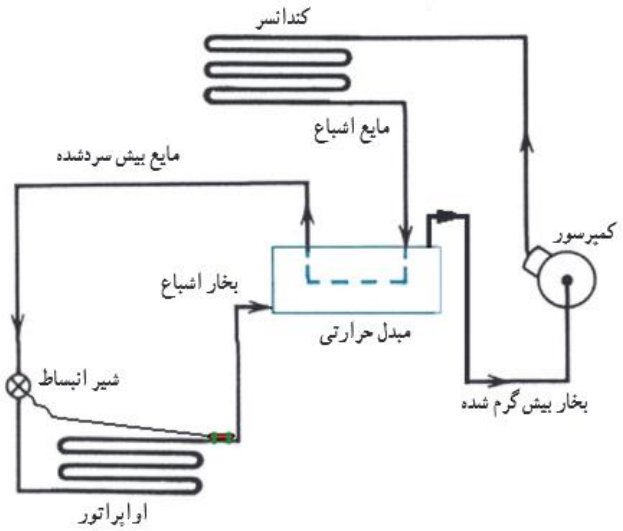


شکل ۶۰-۲: نمایی از ساید گلاس

۲. ۳. ۱. ۷ مبدل گرمایی

در سیستم‌های برودتی ساب کولد شدن مایع در ورود به شیر انبساط موجب افزایش راندمان اواپراتور می‌شود. از سوی دیگر سوپرهیت شدن بخار مبرد در خروجی اواپراتور از ورود مایع مبرد به کمپرسور جلوگیری می‌کند. برای این کار از یک مبدل حرارتی استفاده شده و گازهای خروجی از کندانسور با انتقال انرژی خود به گازهای خروجی از اواپراتور ساب کولد شده و گازهای خروجی از اواپراتور نیز سوپرهیت خواهند شد (شکل ۶۱-۲).

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



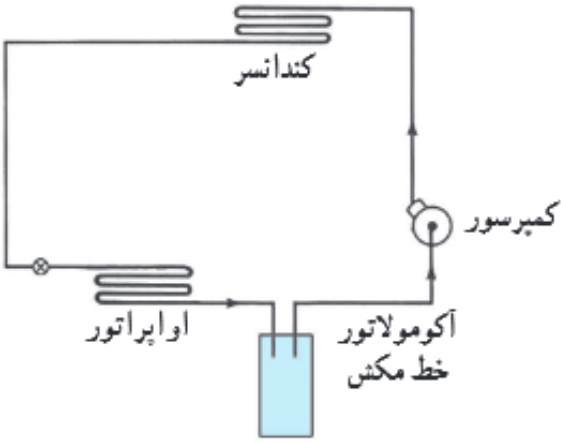
شکل ۶۱-۲: نمایی از کاربرد مبدل در سیکل تبرید

۲. ۳. ۱. ۸ تله مایع مبرد (اکومولاتور)

این دستگاه بین اواپراتور وکمپرسور نصب می‌شود. هدف از نصب آن، جلوگیری از ورود مایع به کمپرسور است. ورود مایع از لوله مکش به داخل کمپرسور به لحاظ غیر قابل تراکم بودن آن، موجب وارد آمدن ضربات شدید از طرف پیستون به سرسیلندر می‌شود که این مساله باعث شکستن سوپاپ ها و سرسیلندر و ترکیدگی خود پیستون و خرابی های دیگر خواهد شد.

وجود مایع در خروجی اواپراتور زمانی می‌تواند رخ دهد که بار اواپراتور به صورت ناگهانی افت نماید و شیر انبساط فرصت نداشته باشد برای این تغییر بار عکس العمل نشان دهد و جریان مبرد را کم کند. در این شرایط مایع مبرد خارج شده از اواپراتور در اکومولاتور به تله خواهد افتاد. مبرد در اکومولاتور با جذب حرارت از محیط به تدریج تبخیر خواهد شد. در بعضی از سیستم‌های تبرید یک لوله سایز کم از خروجی کندانسور را به اطراف اکومولاتور می‌پیچند تا عمل تبخیر مبرد به خوبی انجام شود. در کمپرسورهای سیلندر پیستونی کمتر استفاده می‌شود چون اگر مبرد مایع وارد شود، در پوسته کمپرسور فرصت تبخیر پیدا می‌کند. اکومولاتور با مبدل حرارتی دارای ۴ لوله می باشد. دو لوله آن ورود مایع از طرف کندانسور و خروجی به سمت شیر انبساط می‌باشد. تا مایع ساب کول شود. در این حالت گرمای کندانسور باعث تبخیر سریع مایع درون اکومولاتور می‌شود (شکل ۶۲-۲ و شکل ۶۳-۲).

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۶۲-۲: نمایی از تله مایع مبرد (اکومولاتور)

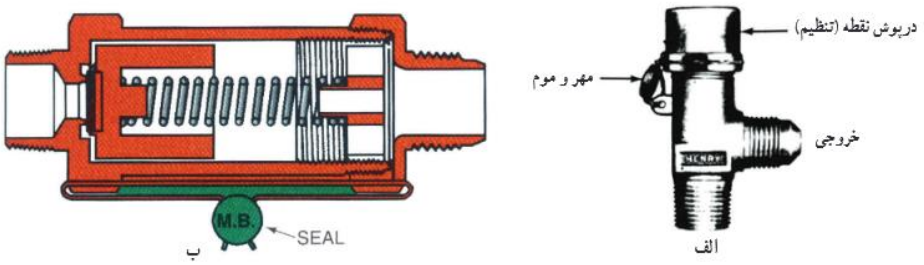


شکل ۶۳-۲: نمایی از تله مایع مبرد (اکومولاتور)

۲. ۳. ۱. ۹ شیر اطمینان کندانسور

شیرهای اطمینان ظروف و مخازن را در فشار بالاتر از فشار طراحی محافظت می‌کنند. پوسته کندانسوری که برای فشار معینی (۲۰ اتمسفر) طراحی شده است، در صورت اعمال فشار بیش از حد از هم گسیخته شده و منفجر می‌شود. محل نصب روی پوسته کندانسور است و هیچ شیری بین آن‌ها نباشد. در ساختمان برخی کمپرسورها نیز از این وسیله استفاده می‌گردد تا از خطرات ناشی از فشار زیاد در کمپرسور نظیر انفجار و یا آسیب دیدگی قطعات داخلی آن جلوگیری شود (شکل ۶۴-۲).

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



الف) شیر اطمینان ب) برش خورده شیر اطمینان

شکل ۶۴-۲: نمایی از شیر اطمینان کندانسور

۲. ۳. ۱. ۱۰ شیر سرویس - شیر شارژینگ گاز مبرد

شیر سرویس پس از کندانسور و در ابتدای لوله مایع قرار دارد و هنگامی که نیاز به بستن مدار مایع برای اهداف مختلف نظیر تعمیر فیلتر درایر یا شیر مغناطیسی و یا جمع کردن مایع مبرد در کندانسور باشد، می‌توان با بستن این شیر حرکت مایع مبرد را متوقف کرده و قطعه مورد نظر را تعمیر و یا تعویض کرد. این شیر را با توجه به سایز لوله مربوطه‌اش انتخاب می‌کنند. بدنه این شیر معمولاً از جنس برنج چکش کاری شده است (شکل ۶۵-۲).

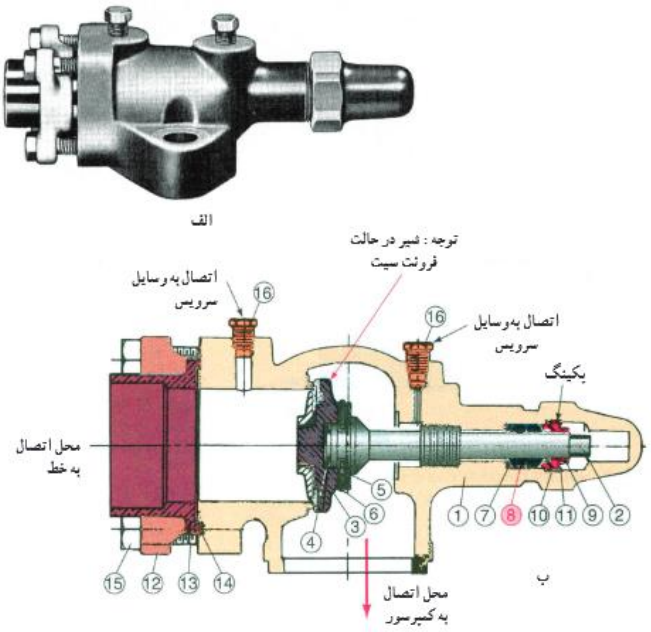


شکل ۶۵-۲: نمایی از شیر سرویس - شیر شارژینگ گاز مبرد

۲. ۳. ۱. ۱۱ شیرهای سرویس رانش و مکش کمپرسور

این شیرها در قسمت ورود و خروج گاز مبرد به کمپرسور نصب می‌شوند. شیر سرویس مکش به علت عبور گاز مبرد با فشار کم (حجم گاز بیشتر)، بزرگتر می‌باشد. با وجود این شیرها، انجام سرویس و تعمیر در سیستم های سرد کننده به سهولت انجام می گیرد. ساختمان شیرهای سرویس به تعمیرکار آن کمک می‌کند تا انجام عملیاتی مانند وکیوم، شارژ گاز، شارژ روغن، جدا کردن کمپرسور برای تعمیر راحت تر انجام دهند (شکل ۶۶-۲).

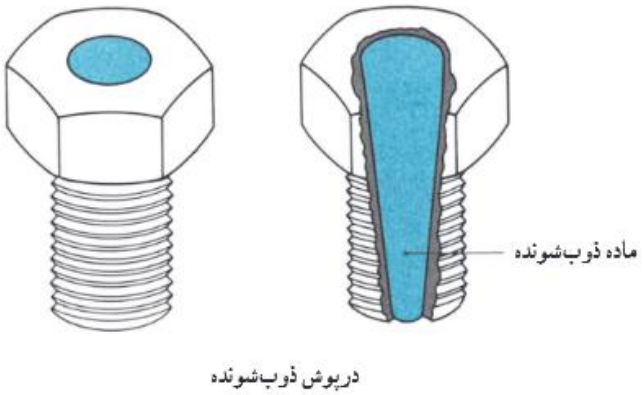
DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۶۶-۲: نمایی از شیرهای سرویس رانش و مکش کمپرسور

۲. ۳. ۱. ۱۲ درپوش‌های ذوب شونده

این درپوش ها از وسایل ایمنی بوده و عموماً روی کندانسور یا رسیور نصب می‌شوند. وسط درپوش در طول سوراخ شده و موادی را داخل آن‌ها ذوب کرده‌اند. دمای استاندارد آن‌ها ۷۲، ۱۰۰ و ۱۳۵ درجه سلسیوس است. اعمال دماهای بیش‌تر از مقادیر فوق باعث ذوب شدن مواد داخل درپوش شده و مسیر مبرد به هوای بیرون باز می‌شود تا صدمات جدی بر سیستم وارد نیاید. هیچ وقت نباید درپوش های ذوب شونده با درپوش های معمولی تعویض گردند (شکل ۶۷-۲).



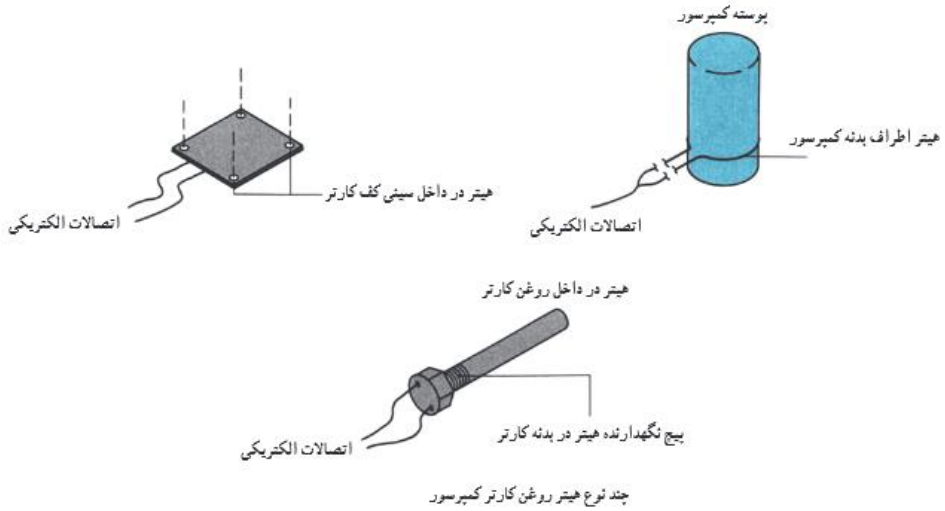
شکل ۶۷-۲: نمایی از درپوش‌های ذوب شونده

۲. ۳. ۱. ۱۳ هیتر کارتر کمپرسور

هدف از کاربرد این هیتر این است که دمای کارتر به اندازه کافی گرم نگه داشته شود تا از حل شدن مقدار قابل ملاحظه ماده مبرد در روغن جلوگیری شود. از سوی دیگر با کاهش دمای روغن ویسکوزیته آن بالا می رود و به راحتی نمی‌تواند تمام قسمت های کمپرسور را خنک و روغنکاری کند. در صورت عدم استفاده وقتی کمپرسور راه اندازی می‌شود، مایع مبرد که در روغن حل شده است به صورت کف درآمده و مقدار زیادی روغن به همراه مبرد کمپرسور را

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

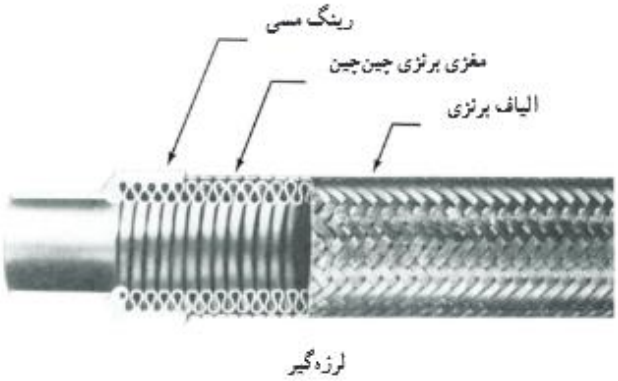
ترک می‌کند. بهتر است هیتر در زمان خاموشی کمپرسور کار کند و در زمان استارت کمپرسور از مدار خارج شود (۲۴ ساعت قبل از استارت روشن شود).



شکل ۶۸-۲: نمایی از هیتر کارتر کمپرسور

۲. ۳. ۱. ۱۴ لرزه‌گیر

لرزه‌گیرها وسایلی هستند که مانع از انتقال لرزش کمپرسورها به لوله‌های سیستم تبرید می‌شوند. مزیت دیگر لرزه گیرها کاهش صدا و جلوگیری از بزرگ شدن نشت های ریز احتمالی در اتصالات می‌باشد. لرزه‌گیرها در اولین قسمت ممکن روی لوله‌های رانش و مکش کمپرسور نصب می‌شوند (شکل ۶۹-۲).



شکل ۶۹-۲: نمایی از لرزه‌گیر

۲. ۳. ۱. ۱۵ کنترل فشار روغن

این کنترل برای ایمنی موتور از لحاظ روغن کاری مورد استفاده قرار می‌گیرد. در صورتیکه فشار روغن در حد خطرناکی پایین بیاید، به طور اتوماتیک مدار برق کمپرسور قطع می‌شود.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



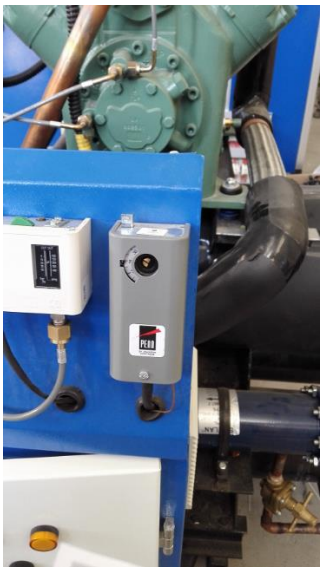
شکل ۷۰-۲: نمایی از سیستم کنترل فشار روغن

۲. ۳. ۱. ۱۶ ترموستات

جهت کنترل درجه حرارت آب ورودی اواپراتور از کنترل کننده‌ای به نام ترموستات استفاده می‌شود. مدار برق چیلر از ترموستات می‌گذرد و زمانی که درجه حرارت آب به حد تنظیم شده برسد، ترموستات از طریق کنتاکتور فرمان داده و برق چیلر و در نتیجه کمپرسور خاموش می‌شود.

۲. ۳. ۱. ۱۷ کنترل ضد یخ یا آنتی فریز

جهت جلوگیری از یخ زدن آب اواپراتور در دمای پایین از آنتی فریز استفاده می‌شود. در چیلرهای معمولی آنتی فریز را روی ۲ تا ۴ درجه سانتیگراد تنظیم می‌کنند و هنگامی که دمای آب اواپراتور به ۲ درجه سانتی گراد برسد، آنتی فریز مدار کمپرسور را قطع کرده و از کاهش بیشتر دما و یخ زدگی در اواپراتور جلوگیری می‌کند (شکل ۷۱-۲).



شکل ۷۱-۲: نمایی از سیستم کنترل ضد یخ یا آنتی فریز

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

فصل ۳ معرفی کندانسور میکروکانال

۱.۳ مقدمه

با توجه به مطالب فصل قبل مشخص شد که میکروکانال‌ها، بیشتر در کندانسورهای سامانه‌های تهویه مطبوع مورد استفاده قرار می‌گیرد. بنابراین برای بررسی دقیق‌تر کندانسورهای میکروکانال، در این فصل به معرفی کندانسور میکروکانال پرداخته می‌شود و مزایا و معایب مبدل‌های حرارتی میکروکانال ارایه خواهد شد (این مبدل‌ها در سامانه‌های تهویه مطبوع بیشتر در کندانسورها استفاده می‌شوند) و شرکت‌های سازنده کندانسورهای میکروکانال نیز معرفی می‌شوند.

۲.۳ کندانسور هوایی

در این نوع کندانسور گاز داغ مبرد توسط هوا خنک شده و تبدیل به مایع می‌گردد. گاز خارج شده از کمپرسور وارد کویل‌های کندانسور هوایی شده و جریان هوای محیط توسط تعدادی فن بصورت اجباری و با سرعت مناسب از روی کویلها عبور داده شده و بدین ترتیب حرارت گاز داغ توسط هوا جذب و گاز تبدیل به مایع می‌گردد. برای بالا بردن ضریب انتقال حرارت روی لوله‌های مسی کندانسور هوایی، پره یا فین تعبیه می‌گردد. در کندانسورهای هوایی بر اساس ظرفیت مورد نیاز سطح کویل کندانسور و تعداد فن‌ها محاسبه و طراحی می‌گردد. در شکل ۱-۳ نمایی از یک کندانسور هوایی ارایه شده است. ظرفیت کندانسورهای هوایی در محدوده ۳ تا ۲۰۵ تن می‌باشد.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۱-۳: نمایی از کندانسور هوایی

کویل‌های کندانسور از پره‌های موجدار آلومینیومی (یا مسی) و لوله‌های مسی ساخته می‌شوند. کویل‌ها پس از چربی زدایی و ساخت در فشار *psi* ۴۲۰ مورد تست فشار قرار گرفته و در فشار *psi* ۱۵۰ مورد تست نشتی قرار می‌گیرند. تعداد فن و موتور کندانسورها ۱ تا ۸ عدد (بسته به ظرفیت مورد نیاز) می‌باشد. فن ها از نوع ملخی بوده و جهت مقاوم بودن در برابر خوردگی با گارد مناسب حفاظت می‌شوند. اتصال فن و موتور الکتریکی از نوع مستقیم[1] است. میزان رطوبت هوا در ظرفیت کندانسور هوایی چیلر بی‌تاثیر است ولی پارامترهای دیگری وجود دارند که در ظرفیت کندانسور هوایی موثرند که عبارتند از:

۱- دمای خشک محیط

هر چه دمای محیط پایین‌تر باشد عمل خنک‌کردن گاز داغ مبرد درون کویل‌ها با سرعت بیشتری انجام می‌شود و بهتر است برای کنترل ظرفیت و عملکرد کندانسور از اینورتر جهت فرمان تغییر دور به موتور فن‌های دستگاه استفاده شود. هنگامی که دمای هوای محیط پایین است دور فن‌های کندانسور توسط اینورتر کم می‌شود و هنگامی که دمای هوای محیط بالاست (مانند ظهر روزهای تابستان) دور موتور و فن‌ها توسط اینورتر در حداکثر قرار خواهد گرفت.

۲- ارتفاع از سطح دریا

هر چه ارتفاع از سطح دریا بیشتر باشد راندمان عمل کندانسور هوایی چیلر (به دلیل کاهش چگالی هوا) کاهش می‌یابد و هر چه ارتفاع از سطح دریا کمتر باشد ظرفیت و راندمان عملکرد کندانسور هوایی چیلر بیشتر می‌شود.

۳- اختلاف دمای طراحی

دمای تقطیر مبرد داخل کندانسور بین ۳۰ تا ۵۵ درجه سلسیوس (معادل ۸۶ تا ۱۳۰ درجه فارنهایت) در نظر گرفته می‌شود. اختلاف بین دمای تقطیر و دمای خشک محیط بیرون را اختلاف دمای طراحی می‌نامند. اختلاف دمای طراحی بین ۵ تا ۲۰ درجه سلسیوس در نظر گرفته می شود. سازندگان کشورمان عدد ثابت ۱۵ درجه را در نظر می گیرند.

[1] Direct-Drive

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

اصولا از کندانسورهای هوایی می توان هم در جاهایی که رطوبت نسبی هوا بالاست و هم در جاهایی که رطوبت نسبی هوا پایین است استفاده نمود اما چنانچه رطوبت نسبی هوا بالا باشد، استفاده از برج خنک کننده تر منتفی و تنها می‌توان از کندانسور هوایی استفاده نمود.

فاصله بین چیلر و کندانسور هوایی نباید از ۳۰ متر تجاوز نماید. (بغیر از شرایط خاص) در صورت افزایش فاصله باید مقدار مبرد بیشتر به سیستم اضافه کرد که این مساله سبب کاهش ظرفیت کمپرسور می شود (۱۵ متر مناسب تر است).

برای انتخاب کندانسور هوایی باید اطلاعات زیر در دسترس باشد:

۱- میزان حرارتی که کندانسور دفع می‌کند.

۲- اختلاف دمای طراحی

۳- اعمال ضرایب تصحیحات (جنس فین کندانسور، تعداد فین در هر اینچ، نوع مبرد، ارتفاع جغرافیایی، روکش لوله‌های کندانسور)

توان فن کندانسور بین ۲۰ تا ۴۰ وات به ازای هر تن تبرید در نظر گرفته می‌شود.

۳. ۲. ۱ پارامترهای اساسی در انتخاب کندانسور هوایی

انتخاب کندانسور هوایی به پارامترهای زیادی وابسته است. برای انتخاب کندانسور هوایی باید اطلاعات زیر در دسترس باشد:

۱- میزان حرارتی که کندانسور دفع می‌کند.

۲- اختلاف دمای طراحی

۳- اعمال ضرایب تصحیحات (جنس فین کندانسور، تعداد فین در هر اینچ، نوع مبرد، ارتفاع جغرافیایی، روکش لوله‌های کندانسور)

در این بخش نحوه انتخاب یک کندانسور هوایی و پارامترهای مهم در این انتخاب مورد بررسی قرار می‌گیرد. به صورت تئوریک میزان حرارت دفع شده توسط یک کندانسور در سیکل تبرید (T.H.R) باید معادل مجموع حرارت جذب شده (ظرفیت سرمایشی) اواپراتور و کار انجام شده توسط کمپرسور (جهت متراکم کردن گاز مبرد) باشد. مقدار حرارت دفع شده در این کندانسورها طبق رابطه (۱-۳) محاسبه می‌گردد. این رابطه برای سیستم‌های تبرید با کمپرسورهای بسته مورد استفاده قرار می‌گیرد.

$$T.H.R = T.C + 3413 \times kW \qquad (۳-۱)$$

در رابطه فوق T.H.R کل حرارت دفع شده بر حسب بی تی یو بر ساعت، T.C کل ظرفیت سرمایشی بر حسب بی تی یو بر ساعت و kW قدرت مصرفی کمپرسور بر حسب کیلووات می‌باشد.

در کمپرسورهای باز جهت محاسبه حرارت دفع شده در کندانسور از رابطه زیر استفاده می‌شود.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

$$T.H.R = T.C + 2545 \times BHP \qquad (۳-۲)$$

پس از محاسبه مقدار حرارت دفع شده در کمپرسور باید ضرایب مربوط به تصحیحات را روی آن اعمال کرده و در ادامه مقدار حرارت دفع شده را به طور واقعی محاسبه کرد.

۳. ۲. ۲ اعمال ضریب تصحیحات در انتخاب کندانسور هوایی

جهت انتخاب دقیق کندانسورهای هوایی ضریب تصحیحات لازم اعمال خواهد شد (رابطه (۳-۳)):

$$T.H.R = (T.C + 3413 \times kW) \times C_1 \times C_2 \times C_3 \times C_4 \times C_5 \qquad (۳-۳)$$

در رابطه فوق C_1 ضریب اصلاح جنس فین کندانسور می‌باشد و مطابق شکل ۲-۳ بدست می‌آید. همانطور که مشاهده می‌شود استفاده از فین‌های مسی سبب کاهش میزان حرارت دفع شده توسط یک کندانسور خواهد شد.

FIN MATERIAL CORRECTION FACTOR (C1)

FIN MATERIAL	ALUMINIUM	COPPER
C1	1	0.97

شکل ۲-۳: ضریب اصلاح جنس فین کندانسور

C_2 ضریب اصلاح تعداد فین در هر اینچ بوده و مطابق شکل ۳-۳ بدست می‌آید. همانطور که مشاهده می‌شود با افزایش تعداد فین‌ها این ضریب کاهش پیدا کرده و در نتیجه میزان حرارت دفع شده توسط یک کندانسور پایین خواهد آمد.

FIN PER INCH CORRECTION FACTOR (C2)

FIN PER INCH	8	10	12	14	16
C2	1.12	1	0.93	0.88	0.84

شکل ۳-۳: ضریب اصلاح تعداد فین کندانسور

C_3 ضریب اصلاح مبرد بوده و مطابق شکل ۴-۳ بدست می‌آید. همانطور که مشاهده می‌شود برخی مبردها مانند R404A سبب بهبود عملکرد کندانسور شده و میزان حرارت دفع شده توسط آن را پایین می‌آورند. این در حالیست که مبردهایی مانند R134A عمکرد کندانسور را کاهش داده و میزان حرارت دفع شده توسط آن را بالا می‌برند.

Refrigerant Correction Factor (C3)

REFRIGERANT	R404A	R22	R407	R502	R134A
C3	0.99	1	1	1.04	1.01

شکل ۴-۳: ضریب اصلاح نوع مبرد

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

C_4 ضریب اصلاح ارتفاع از سطح دریا بوده و مطابق شکل ۵-۳ بدست می‌آید. همانطور که مشاهده می‌شود با افزایش ارتفاع از سطح دریا این ضریب بیشتر شده و در نتیجه میزان حرارت دفع شده توسط کندانسور بالا خواهد رفت.

ALTITUDE CORRECTION FACTOR (C4)

ALTITUDE		C4	ALTITUDE		C4
feet	meters		feet	meters	
0	0	1.000	5500	1720	1.224
500	156	1.018	6000	1875	1.248
1000	315	1.042	6500	2031	1.272
1500	469	1.056	7000	2190	1.295
2000	625	1.075	7500	2344	1.321
2500	781	1.095	8000	2500	1.346
3000	940	1.116	8500	2656	1.372
3500	1094	1.136	9000	2813	1.399
4000	1250	1.157	9500	2970	1.427
4500	1400	1.179	10000	3125	1.472
5000	1560	1.202	10500	3282	1.507

شکل ۵-۳: ضریب اصلاح ارتفاع از سطح دریا

C_5 ضریب اصلاح ضریب اصلاح روکش لوله‌های کندانسور بوده و مطابق شکل ۶-۳ بدست می‌آید. در صورت استفاده از روکش در کویل‌های کندانسور باید این ضریب اعمال گردد. استفاده از روکش روی لوله‌های کندانسور عملکرد آن را کاهش داده و در نتیجه میزان حرارت دفع شده توسط کندانسور بالا خواهد رفت.

Coating Correction Factor from BLYGOLD (C5)

C5	1.05

شکل ۶-۳: ضریب اصلاح روکش لوله‌های کندانسور

از ضرایب دیگر می‌توان به ضریب تصحیح دمای اواپراتور، دمای محیط نیز اشاره شد.

در صورت استفاده از کمپرسور بسته و نیمه بسته و زمانی که توان کمپرسور مشخص نباشد از ضریب جدیدی به نام فاکتور تراکم گرما در گاز خنک مکش استفاده می‌شود (شکل ۷-۳). این ضریب C_6 بوده و توسط رابطه (۴-۳) محاسبه می‌گردد.

$$T.H.R = T.C \times C_1 \times C_2 \times C_3 \times C_4 \times C_5 \times C_6 \qquad (۴-۳)$$

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

SUCTION GAS COOLED COMPRESSORS-HEAT OF COMPRESSION FACTOR (C6)

EVAPORATING TEMP °F(°C)	CONDENSING TEMP °F(°C)					
	90(32)	100(38)	110(43)	120(49)	130(55)	140(60)
+ 50(10)	1.14	1.17	1.20	1.23	1.26	1.29
+ 45(7)	1.16	1.19	1.22	1.25	1.28	1.32
+ 40(4)	1.18	1.21	1.24	1.27	1.31	1.35
+ 30(-1)	1.22	1.25	1.28	1.32	1.37	1.42
+ 20(-6)	1.26	1.29	1.33	1.37	1.43	1.49
+ 10(-12)	1.31	1.34	1.38	1.43	1.49	1.55
+ 0(-18)	1.36	1.40	1.44	1.50	1.56	1.62
- 10(-23)	1.42	1.46	1.50	1.57	1.64	-

شکل ۷-۳: ضریب اصلاح تراکم گرما در گاز خنک مکش

در کمپرسورهای باز و زمانی که توان ترمزی کمپرسور داده نشده بود، می‌توان از ضریب دیگری که ضریب گرمای تراکم کمپرسورهای باز می‌باشد، استفاده کرد. این ضریب بر اساس دمای اواپراتور و دمای تقطیر در کندانسور بدست می‌آید (شکل ۸-۳). این ضریب C_7 بوده و توسط رابطه (۵-۳) محاسبه می‌گردد.

$$T.H.R = T.C \times C_1 \times C_2 \times C_3 \times C_4 \times C_5 \times C_7 \qquad (۵-۳)$$

OPEN TYPE COMPRESSORS-HEAT OF COMPRESSION FACTOR (C7)

EVAPORATING TEMP °F(°C)	CONDENSING TEMP(°F)					
	90(32)	100(38)	110(43)	120(49)	130(55)	140(60)
+ 50(10)	1.09	1.12	1.14	1.17	1.20	1.24
+ 45(7)	1.11	1.14	1.16	1.19	1.22	1.26
+ 40(4)	1.12	1.15	1.17	1.20	1.23	1.28
+ 30(-1)	1.14	1.17	1.20	1.24	1.27	1.32
+ 20(-6)	1.17	1.30	1.24	1.28	1.32	1.37
+ 10(-12)	1.21	1.24	1.28	1.32	1.36	1.42
+ 0(-18)	1.24	1.28	1.32	1.37	1.41	1.47
- 10(-23)	1.28	1.32	1.37	1.42	1.47	-

شکل ۸-۳: ضریب گرمای تراکم کمپرسورهای باز

۳.۳ مزایا و معایب مبدل‌های حرارتی میکروکانال

یک انقلاب کامل در جهان در زمینه کندانسورهای خنک‌کننده هوا برای سیستم‌های سرمایشی در حال شکل‌گیری است. مبدل‌های حرارتی میکروکانال باعث شده‌اند نگاه ما به این انقلاب کاملا تغییر کند. مبدل‌های حرارتی میکروکانال، توسعه گونه‌های کاملا جدید محصولات خیلی فشرده و با بازدهی بالا را در زمینه دستگاه‌های تهویه مطبوع، سیستم‌های سرمایشی، سیستم‌های سرمایشی در حمل و نقل و دیگر کاربردهای سرمایش هوا را مقدور ساخته‌اند. مبدل‌های حرارتی میکروکانال و فشرده به طور گسترده‌ای در سیستم‌های تهویه مطبوع پیشرفته، پمپ‌های حرارتی، و

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

سیستم‌های تبرید برای کاربردهای متنوع مسکونی، صنعتی، حمل و نقل و .... استفاده می‌شوند. یکی از مزایای مهم مبدل‌های حرارتی میکروکانال و فشرده، پتانسیل آن‌ها برای افزایش ضریب انتقال حرارت است. پره‌های کرکره‌ای اغلب بین لوله‌های میکروکانال استفاده می‌شود تا سطح تبادل حرارتی را افزایش دهد. استفاده از مبدل‌های حرارتی چندین کاناله سبب انتقال بیشتر حرارت به دلیل افزایش سطح انتقال حرارت می‌شود.

معمولا موانع و مشکلات اصلی معرفی شده در دیگر تحقیقات برای میکروکانال‌ها به مشکلات ساخت و فیلترینگ شدید سیال کاری به منظور عبور جریان از کانال‌ها اشاره شده است. افت فشار بیشتر سمت مبرد و توان پمپ مورد نیاز بیشتر نیز از مشکلات دیگر آن شمرده شده است. افت فشار بالا از جریان یکنواخت مبرد در طول کانال ممانعت می‌کند بنابراین برای میکروکانال‌هایی با طول زیاد که به عنوان اواپراتور استفاده می‌شوند ممکن است بیشتر گرما در بخش اول کانال جذب شود و جذب گرما در بخش‌های بعدی کمتر صورت پذیرد. به همین دلیل برای دستیابی به حداکثر عملکردِ یک مبدل حرارتی میکروکانال نیاز است که تعادلی بین ضریب انتقال حرارت بالا و افت فشار غیرمطلوب حاصل شود. در حال حاضر با پیشرفت تکنیک‌های ماشین‌کاری میکرو (جهت ساخت قالب) و تکنیک‌های کوچک‌سازی، ساخت کانال‌های با ابعاد میکرو چندان مشکل نیست. در مقابل، برای مزایای مبدل‌های حرارتی میکروکانال در مقایسه با مبدل‌های حرارتی مرسوم به موارد زیر اشاره شده است:

۱. ضریب انتقال حرارتی بالاتر و بهبود انتقال حرارت
۲. چگالی سطحی انتقال حرارت تا ۱۰۰۰۰ m^2m^{-3} یا بیشتر، این مقدار برای مبدل‌های فشرده حدود m^2m^{-3} ۷۰۰ است
۳. افزایش کارایی حرارتی به واسطه آرایش لوله‌های موازی در این نوع مبدل‌ها
۴. کمتر شدن مقدار ماده مبرد به خاطر کاهش حجم داخلی لوله‌های میکروکانالی در این مبدل‌ها و کاهش پیچیدگی کنترل مبرد و کاهش خطر نشت آن
۵. کوچکتر شدن ابعاد مدل که سبب فشردگی و قابلیت حمل آسان‌تر شده است
۶. کاهش مقدار ماده به کار رفته در ساخت که سبب کاهش هزینه می‌شود
۷. افت فشار کمتر در سمت هوا و کاهش توان دمنده
۸. قابلیت اطمینان بالاتر به دلیل مقاومت خوردگی بهتر توسط مواد با سختی ساختاری بهبود یافته

با توجه به کلیات گفته شده تا کنون، مزایا و معایب کلی مبدل‌های حرارتی میکروکانال در جدول ۱-۳ ارایه شده است. البته در بخش بعدی به‌طور جامع‌تر مزایای مبدل‌های حرارتی میکروکانال در مقایسه با مبدل‌های مرسوم لوله و پره مورد ارزیابی قرار گرفته است.

جدول ۱-۳: مزایا و معایب مبدل‌های حرارتی میکروکانال

ویژگی	مزایا	معایب
هزینه	با توجه به کارایی بالاتر صرفه اقتصادی دارد	قیمت بالاتر آن نسبت به نمونه‌های مرسوم سبب کاهش استفاده می‌شود
بازدهی	بازدهی بالاتر نسبت به مبدل‌های مرسوم رفتار پایدارتر انتقال حرارت	
فشردگی	کاهش ابعاد	

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

	فضای اشغالی کمتر حمل و نقل آسان‌تر استفاده از ماده خام کمتر	
ماده خام	استفاده از یک ماده خام (استفاده از آلومینیوم به تنهایی در مبدل‌های مورد استفاده در سیستم‌های تهویه مطبوع) خوردگی کمتر	
افت فشار	افت فشار کمتر در سمت هوا، کاهش سروصدا	افت فشار بیشتر در سمت مبرد، نیاز به استفاده از فشار بالاتر در سمت مبرد
حجم مبرد	استفاده از حجم مبرد کمتر پیچیدگی کنترل مبرد کاهش خطر نشت مبرد	
دوام	طول عمر بالاتر خوردگی کمتر بیرونی	
گردوغبار	حذف ساده گردوغبار بازیابی عملکردی فوری	
پایداری قیمت	پایداری قیمت بیشتر با افزایش جهانی فلزات اساسی به دلیل کاهش ماده خام مصرفی	
انعطاف‌پذیری طراحی	پس از بهینه‌سازی پارامترها، با تغییر تعداد لوله‌های و تغییر طول، ابعاد مختلف و برای کاربردهای مختلف به‌دست می‌آید	
قطر هیدرولیکی	لوله‌های با قطر ۰/۰۱ تا ۱ میلی‌متر ضریب انتقال حرارت بالا	افت فشار بالاتر به دلیل ابعاد کم در بخش مبرد که نیاز به فشار بالاتر است
طراحی	کاهش ماده و انرژی	دانش محدود در زمینه روش‌های مهندسی نیاز به توسعه روش‌های جدید محاسبه
سرعت جریان در اواپراتورها		سرعت بسیار پایین و در حد ۰/۵ تا ۱/۵ متر بر ثانیه می‌باشد که نیاز به سطح انتقال حرارت بزرگ دارد
ساختار کانال در اواپراتورها		مشکل ناشی از دوفازی شدن جریان
ساخت		به‌دلیل ابعادکوچک، مشکل ساخت نسبت به مبدل‌های مرسوم بیشتر و فیلترینگ سیال کاری شدیدتر نیاز است

۱.۳.۳ مزایای مبدل‌های حرارتی میکروکانال در مقایسه با مبدل‌های حرارتی پره-لوله

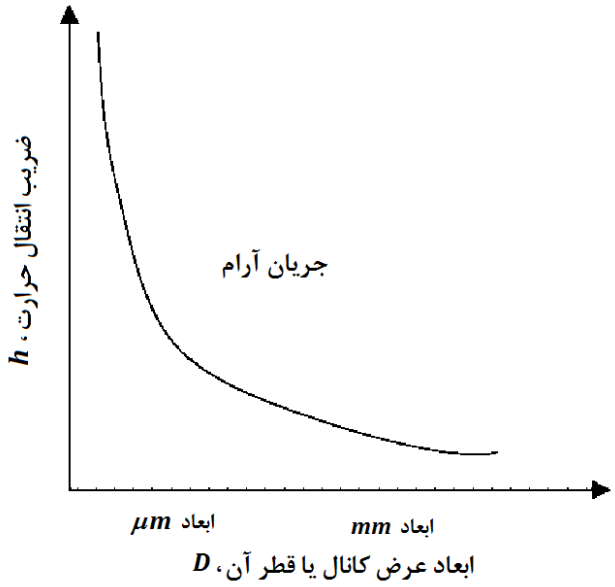
تفاوت ساختاری مبدل‌های حرارتی میکروکانال نسبت به مبدل‌های حرارتی لوله و پره در شکل ۹-۳ نشان داده شده است. در رژیم جریان آرام برای یک میکروکانال ضریب انتقال حرارت محلی (h) به طور معکوس با قطر کانال

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

متناسب است. بنابراین اگر قطر کانال کاهش یابد ضریب انتقال حرارت افزوده می‌شود. پس به عنوان یک نتیجه می‌توان بیان کرد کاهش قطر کانال‌ها باعث کاهش حجم کلی مبدل حرارتی و افزایش نرخ انتقال حرارت می‌شود. شکل ۱۰-۳ ضریب انتقال حرارت را نسبت به ابعاد کانال نشان می‌دهد. با توجه به روابط انتقال حرارت، با کاهش قطر کانال ضریب انتقال حرارت افزایش می‌یابد. بنابراین مبدل‌های حرارتی میکروکانال در مقایسه با مبدل‌های حرارتی لوله و پره ضریب انتقال حرارت بالاتری دارند که پارامتر مهمی در انتخاب مبدل حرارتی است. فرآیند انتقال حرارت در میکروکانال‌ها وابسته به مساحت سطح انتقال حرارت است که به طور خطی با قطر کانال یا قطر هیدرولیکی تغییر می‌کند. از سوی دیگر نرخ جریان کانال به مساحت سطح مقطع کانال وابسته است که به طور خطی با آن تغییر می‌کند. بنابراین نسبت سطح انتقال حرارت به حجم کانال با عکس قطر تغییر می‌کند. هنگامی که قطر کاهش پیدا کند نسبت سطح به حجم افزایش می‌یابد. در ادامه مزایای مبدل‌های حرارتی میکروکانال در مقایسه با مبدل‌های پره-لوله ارایه شده است.



شکل ۹-۳: مبدل حرارتی میکروکانال و لوله و پره

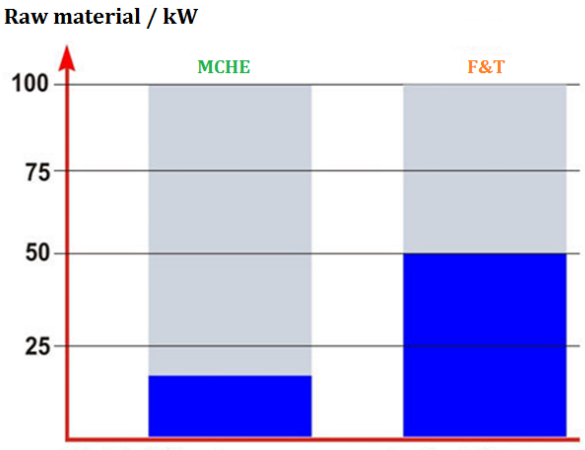


شکل ۱۰-۳: انتقال حرارت با توجه به ابعاد کانال [۵]

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

۳. ۳. ۱. ۱ ساختار آلومینیومی کامل و کاهش مواد خام اولیه بکار رفته در فرآیند تولید و طول عمر بیشتر

مبدل‌های حرارتی میکروکانال به‌طور کامل از آلومینیوم ساخته می‌شوند و بسیار فشرده هستند، بنابراین مواد خام اولیه بکار رفته در این نوع مبدل‌های حرارتی نسبت به مبدل‌های پره-لوله که دارای فین‌های آلومینیومی و لوله‌های مسی هستند به میزان ۶۰٪ کمتر و در نتیجه هزینه مواد خام اولیه کمتر می‌باشد. شکل ۱۱-۳ وزن مواد خام مورد نیاز در فرآیند ساخت مبدل حرارتی میکروکانال و لوله و پره را نشان می‌دهد. یکپارچه بودن جنس این مبدل‌های حرارتی سبب طول عمر بیشتر و عدم خوردگی آن خواهد شد. با توجه به اینکه مبدل‌های حرارتی میکروکانال از جنس آلومینیوم می‌باشند این مساله سبب افزایش طول عمر آن و حفاظت آن در برابر عوامل جوی خواهد شد.



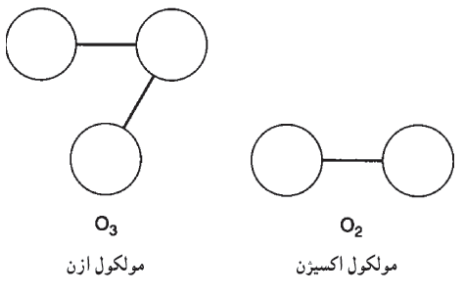
شکل ۱۱-۳: وزن مواد خام مورد نیاز در فرآیند ساخت مبدل حرارتی میکروکانال و لوله و پره

۳. ۳. ۱. ۲ استفاده از شارژ مبرد کمتر

در مبدل‌های حرارتی میکروکانال میزان شارژ مبرد تا ۷۰٪ الی ۷۷٪ نسبت به مبدل‌های حرارتی مرسوم کاهش می‌یابد. در صنعت تهویه مطبوع معمولا از مبردهای R22، R134A، R407C، *R404A*، R410A استفاده می‌شود که بیشترین استفاده از مبردهای R410A، R407C و R134A است. کاهش میزان شارژ مبرد در مبدل‌های میکروکانال ریسک ناشی از بروز نشتی در سیستم و آثار مخرب زیست محیطی آن را کاهش می‌دهد.

تخریب لایه ازن

ازن شکل خاصی از اکسیژن است که مولکول‌های آن شامل ۳ اتم اکسیژن (O_3) است و مولکول اکسیژن که ما تنفس می‌کنیم دو اتم اکسیژن دارد.



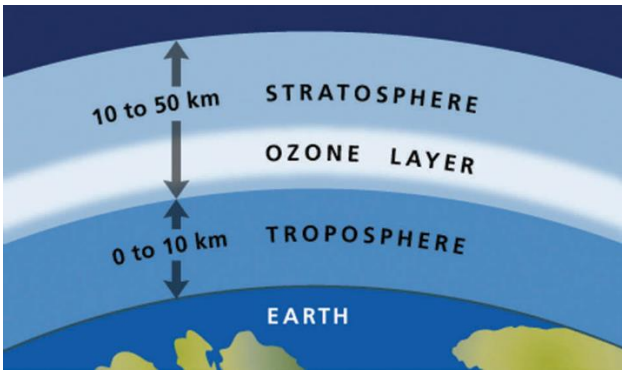
شکل ۱۲-۳: مولکول اکسیژن و ازن

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

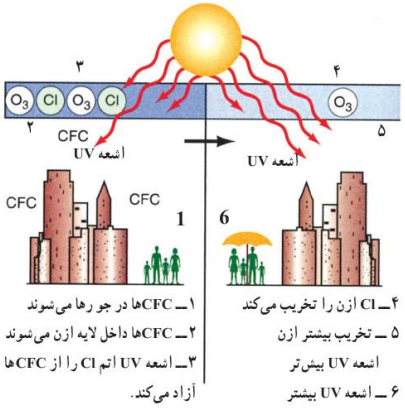
گاز ازن در لایه‌های بالای جو زمین و در ۱۳ تا ۴۸ کیلومتری بالای سطح زمین قرار دارد که این لایه از رسیدن پرتوهای ماوراء بنفش خورشید به سطح زمین جلوگیری می‌کند. نور خورشید مولکول ازن را شکسته و آن را به مولکول اکسیژن و یک اکسیژن آزاد تبدیل می‌کند. در همان زمان ازطریق فتوسنتز و ترکیب مولکول اکسیژن با یک اکسیژن آزاد دیگر ازن بیشتر تولید می‌شود. به این ترتیب ازن به طور دائمی ساخته شده و در لایه فوقانی جو تخریب می‌شود و این موازنه میلیون ها سال است که ادامه دارد.

ترکیبات شیمیایی کلردار ساخت بشر این روند دقیق را از موازنه خارج کرده است. یک مولکول کلردار می‌تواند تعداد زیادی مولکول ازن را از بین برده و باعث شود اشعه ماوراء بنفش بیشتری به زمین برسد و این اشعه برای انسان ها، حیوانات و گیاهان خطرناک است و سبب افزایش سرطان های پوست، افزایش آب مروارید در انسان، ضعف سیستم ایمنی انسان و کاهش زندگی گیاهی و دریایی می‌شود. بر اساس توافقنامه مونترال کانادا مواد شیمیایی دارای کلر، برم و حلال ها طبق برنامه زمان بندی خاص باید از رده مصرف خارج شوند. زیان‌های تشعشعات ماورا بنفش به شرح ذیل می‌باشند:

۱- برای چشم انسان‌ها زیان آور بوده
۲- سرطان پوستی در بدن تولید نموده
۳- جلوگیری از رشد و نمو گیاهان
۴- قدرت دفاع طبیعی بدن انسان را در مقابل میکروب کم می‌کند



شکل ۱۳-۳: لایه‌های بالای جو

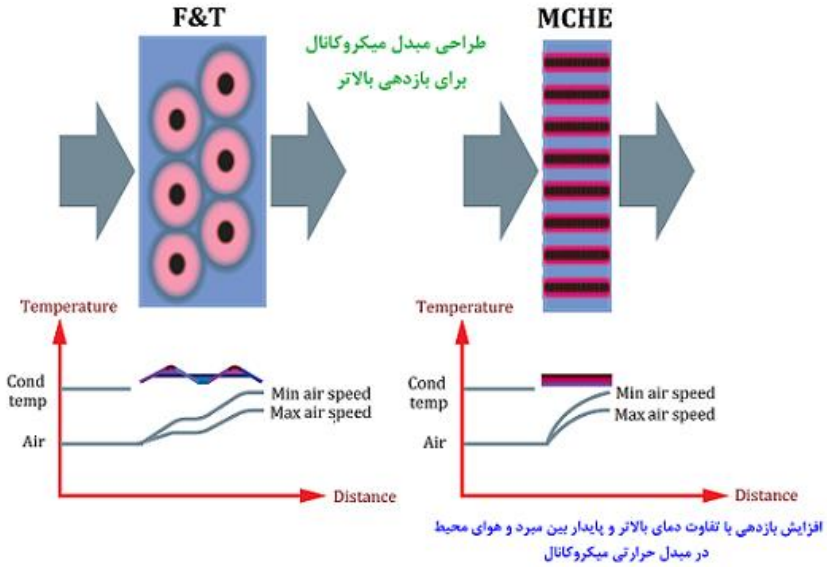


شکل ۱۴-۳: تخریب لایه ازن توسط ترکیبات کلردار

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

۳. ۳. ۱. ۳ راندمان بالا

با توجه به افزایش سطح تماس حرارتی و ساختار مبدل‌های حرارتی میکروکانال راندمان آن نسبت به نوع لوله و پره بالاتر می‌باشد. این سطح تماسی بیشتر سبب انتقال حرارت مناسب‌تر بین هوا محیط و سطح فلز می‌شود و راندمان مبدل را افزایش می‌دهد. مبدل‌های حرارتی میکروکانال در سرعت‌های هوای جانبی مختلف رفتار پایدارتری در تبادل حرارتی نشان می‌دهند. شکل ۱۵-۳ رفتار پایدار (رفتار یکسان با سرعت مختلف هوا) و بازدهی بالاتر مبدل‌های حرارتی میکروکانال را در مقایسه با مبدل‌های حرارتی لوله و پره نشان می‌دهد.



شکل ۱۵-۳: راندمان بالای مبدل حرارتی میکروکانال و رفتار پایدار با اختلاف دما

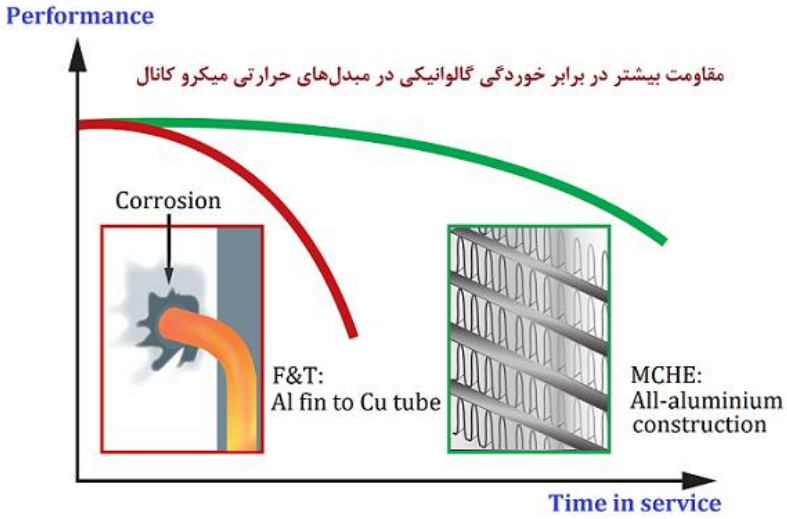
۳. ۳. ۱. ۴ فضای اشغالی کمتر، وزن کمتر

با توجه به راندمان بالا، مبدل‌های حرارتی میکروکانال از نظر ابعادی بسیار فشرده هستند. بنابراین سازندگان قادرند مبدل‌های کوچک‌تر و سبک‌تر عرضه کنند و در نتیجه هزینه‌های مربوط به حمل و نقل کالا کاهش پیدا کرده و از طرفی فرآیند طراحی آسان‌تر می‌شود. طراحی هوشمندانه مبدل‌های حرارتی میکروکانال، کویل‌های کوچکتری را در مقایسه با کویل‌های لوله و پره ایجاد کرده است. مبدل‌های حرارتی میکروکانال حدود ۶۸٪ وزن کمتری نسبت به کویل‌های لوله و پره معادل دارند [۳۸۳].

۳. ۳. ۱. ۵ دوام بالاتر

مهمتر از همه موارد فوق، مزیت اصلی مبدل‌های میکروکانال نسبت به نوع لوله و پره، دوام بالاتر و عمر بیشتر آن‌ها است. ساختار تمام آلومینیوم آن مقاومت در برابر خوردگی را افزایش داده که باعث عمر بیشتر آن‌ها می‌شود و در نتیجه هزینه‌های مربوط به تعویض و جایگزینی را به تاخیر می‌اندازد. در مبدل‌های لوله و پره به دلیل استفاده از دو آلیاژ غیر همجنس (فین آلومینیومی و لوله مسی) در محل تماس لوله و پره پیل الکتریکی تشکیل شده که باعث خوردگی می‌گردد در حالی که این مشکل در مبدل میکروکانال وجود ندارد. شکل ۱۶-۳ دوام بالاتر مبدل‌های حرارتی میکروکانال را در مقایسه با نوع لوله و پره در سرویس‌دهی و کاهش خوردگی آن‌ها را نشان می‌دهد.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

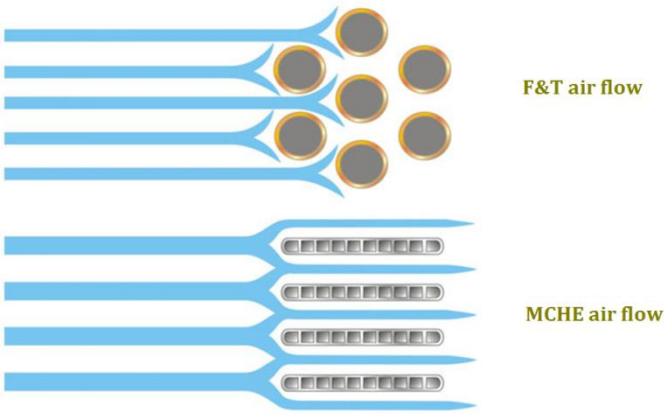


شکل ۱۶-۳: مقاومت بیشتر مبدل حرارتی میکروکانال در برابر خوردگی

۳. ۳. ۱. ۶ افت فشار کمتر هوا و در نتیجه سر وصدای کمتر

با توجه به ساختار آیرودینامیکی خاص و مقاومت کمتر در برابر عبور هوا، افت فشار هوا هنگام عبور از روی صفحات مبدل بسیار کمتر بوده و لذا سرعت مجاز عبور هوا بیـشتر است که باعث انتخاب فن کوچک‌تر و مصرف انرژی کمتر و دسی بل صدای پائین‌تری (ناشی از فن و هوای عبوری از روی مبدل) می‌گردد. همچنین می‌توان از فن بزرگتر برای افزایش ظرفیت استفاده کرد. سروصدای کمتر این مبدل‌ها سبب می‌شود در کاربردهای تهویه مطبوع مسکونی بسیار مورد توجه قرار بگیرد. شکل ۱۷-۳ ساختار جریان اطراف لوله‌های میکروکانال و لوله‌های دایروی مبدل‌های مرسوم را نشان می‌دهد. به دلیل ساختار جریان ایجاد شده سروصدا ایجاد شده در مبدل‌های مرسوم بیشتر است.

مبدل‌های میکروکانال در کاربردهای تهویه مطبوع و چیلرها تولید صدای کمتری دارند



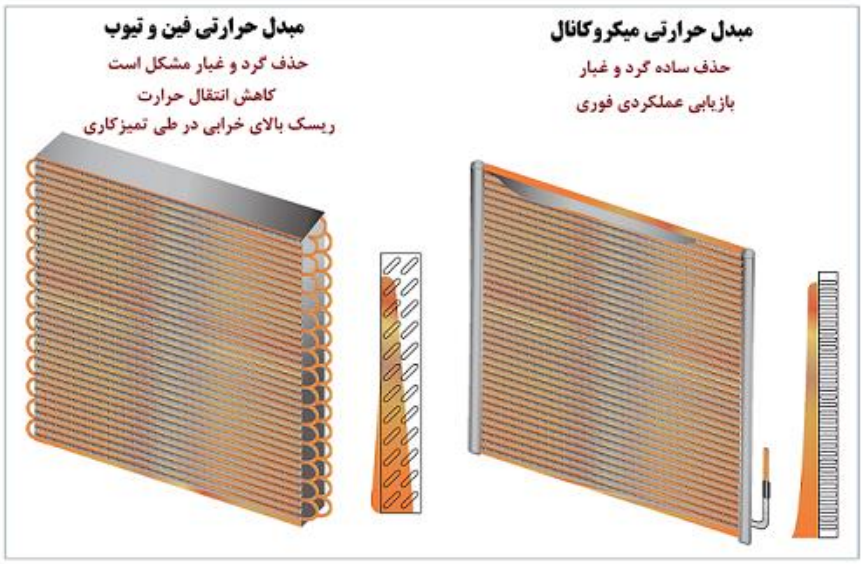
شکل ۱۷-۳: ساختار جریان اطراف مبدل‌های حرارتی میکروکانال و لوله و پره

۳. ۳. ۱. ۷ گرفتگی کمتر مبدل‌های میکروکانال نسبت به نوع لوله و پره و تمیزکاری راحت‌تر

در مبدل‌های حرارتی میکروکانال حذف گردوغبار از روی کویل بسیار ساده‌تر است و بازیابی عملکردی سریع است در حالی که حذف گردوغبار از مبدل‌های مرسوم مشکل بوده و سبب کاهش انتقال حرارت شده و ریسک خرابی در طی تمیزکاریِ مبدل‌های مرسوم را نیز بالا می‌برد. شکل ۱۸-۳ نحوه جمع‌شدن گردوغبار در مبدل‌های میکروکانال

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

و مرسوم را نشان می‌دهد. ساختار مبدل‌های مرسوم به گونه‌ای است که گردوغبار بیشتر در آن‌ها جمع شده و حتی در طی تمیزی آن‌ها ریسک خرابی نیز وجود دارد.



شکل ۱۸-۳: نحوه جمع شدن گردوغبار در مبدل‌های حراتی میکروکانال و لوله و پره

۳. ۳. ۱. ۸ پایداری قیمت

از آنجایی که مبدل‌های حرارتی میکروکانال بسیار فشرده هستند و فلز کمتری در ساخت آن‌ها استفاده شده است بنابراین افزایش قیمت فلزات اساسی تاثیر اندکی در قیمت تمام‌شده این‌گونه مبدل‌ها در مقایسه با مبدل‌های حرارتی پره-لوله دارد.

۳. ۳. ۱. ۹ محل اتصال لوله‌ها و فین‌ها لحیم‌کاری شده

با لحیم‌کاری سخت مناسبی که محل اتصال لوله‌ها با پره‌ها دارد سبب می‌شود شکاف هوایی کاهش یابد. شکاف هوا سبب کاهش انتقال حرارت می‌شود. در مبدل‌های حرارتی میکروکانال، همه اجزاء به یکدیگر لحیم می‌شوند بنابراین شکاف هوا در محل اتصالات وجود ندارد و سبب افزایش مناسب‌تر انتقال حرارت می‌شود.

۳. ۳. ۱. ۱۰ انعطاف‌پذیری در طراحی

با توجه به این‌که در طراحی مبدل‌های حرارتی میکروکانال با اندازه‌گیری فاصله لوله‌ها و تعداد میکروکانال هر لوله و همچنین نوع فین و ابعاد اندازه بهینه فین، می‌توان با افزایش تعداد لوله‌ها و طول هر لوله مبدل‌های حرارتی میکروکانال در ابعاد مختلف ایجاد کرد که برای وسایل مختلف و کاربردهای مختلف قابل استفاده است. این انعطاف‌پذیری در طراحی سبب می‌شود تعمیم نمونه طراحی شده به کاربردهای و ابعاد مختلف بسیار ساده‌تر باشد.

۳. ۳. ۱. ۱۱ مزایای کلی مبدل حرارتی میکروکانال در کاربردهای مختلف تهیه مطبوع

با توجه به این‌که در این تحقیق هدف، استفاده از مبدل حرارتی میکروکانال در تهیه مطبوع است، بنابراین مناسب‌تر است که به مزایای این نوع مبدل‌های حرارتی در کاربردهای مختلف تهویه مطبوع به صورت کلی اشاره شود. در زیر به مزایای کلی مبدل‌های حرارتی میکروکانال در هریک از سیستم‌های تهویه مطبوع اشاره شده است.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

مزایا در تهویه مطبوع مسکونی

- بازدهی سیستمی بالاتر
- عملکرد محیطی بهتر
- کاهش نویز

مزایا در تهویه مطبوع تجاری

- بالابردن بازدهی تولید و کاهش فضای اشغالی
- صرفه‌جویی مالی بخاطر کاهش مواد خام مصرفی و حمل و نقل و انبارداری
- بهبود عملکرد محیطی و مناسب با دستورالعمل‌ها و مقررات مقتضی
- پشت‌گرمی به جذب بیشتر مشتری بخاطر تولیدات مبتنی بر مبدل‌های حرارتی میکروکانال [۳۸۳]

مزایا در یخچال‌های حمل و نقل

- ایجاد تولیدات با ظرفیت بالا برای حمل و نقل
- کاهش هزینه سوخت و فضای بیشتر بار
- بهبود عملکرد محیطی و متناسب با دستورالعمل‌ها و مقررات مقتضی محیط زیستی



شکل ۱۹-۳: کاربرد مبدل حرارتی میکروکانال در یخچال‌های حمل و نقل

سیستم‌های خنک‌کاری دقیق

- کنترل دقیق دما برای تجهیزات حساس نگهداری
- فشردگی و کاهش فضا اشغالی
- مصرف انرژی کم
- بهبود عملکرد محیطی و مناسب با دستورالعمل‌ها و مقررات مقتضی

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

لازم به ذکر است این تجهیزات قابل استفاده در مراکز داده، اتاق‌های سرور، اتاق‌های تبادل شبکه‌های تلفن همراه و ... نیز می‌باشد.

مزایا در سردخانه‌ها

- بهداشت بیشتر بخاطر تمیزکاری راحت‌تر
- ایجاد واحدهای با فضای فشرده کم
- کنترل دما قابل اعتماد
- انرژی مصرفی پایین
- بهبود عملکرد محیطی و مناسب با دستورالعمل‌ها و مقررات مقتضی

لازم به ذکر است مبدل‌های حرارت میکروکانال قابل استفاده در رستوران‌ها، واحدهای صنعتی فرآوری غذایی و سوپرمارکت‌ها هستند.



شکل ۲۰-۳: کاربرد مبدل حرارتی میکروکانال در سردخانه‌ها

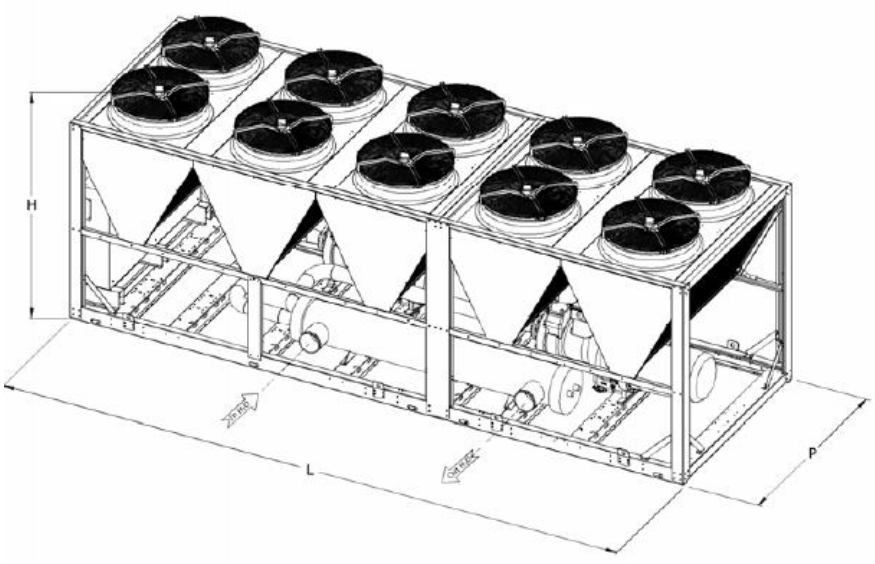
۲.۳.۳ مقایسه موردی دو چیلر با کندانسورهای معمولی و میکروکانال

در این بخش دو چیلر با کندانسور فشرده و میکروکانال با هم مقایسه شده است (جدول ۲-۳). بررسی‌ها نشان می‌دهد که چیلر با مبدل حرارتی میکروکانال دارای وزن مبرد کمتر، شدت صدای پایین و وزن کل کمتری نسبت به چیلر با مبدل حرارتی فشرده می‌باشد. البته در این مقایسه میزان ظرفیت سرمایشی دو چیلر یکسان نبوده و چیلر با مبدل فشره دارای ظرفیت سرمایشی بیشتری است. در شکل ۲۱-۳ و شکل ۲۲-۳ شماتیک این دو چیلر ارایه شده است.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

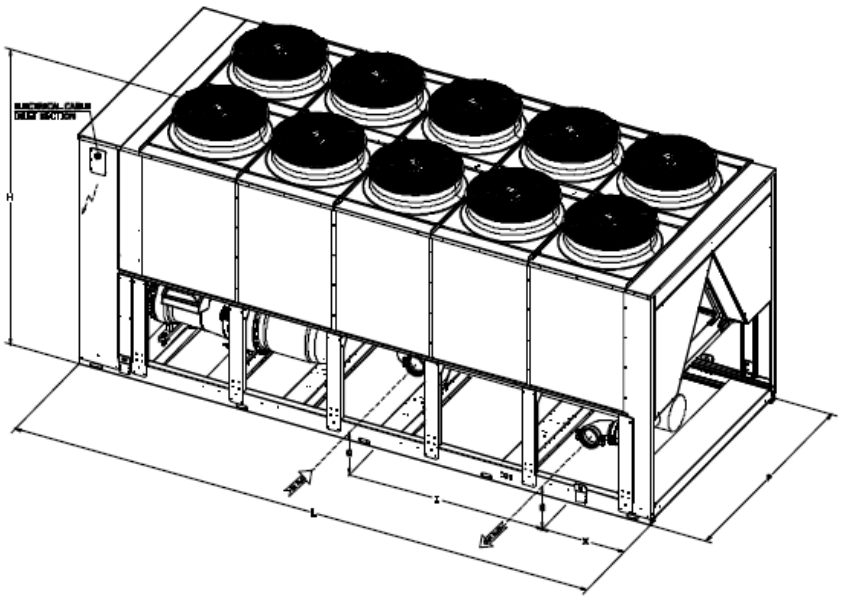
جدول ۲-۳: مقایسه عملکرد دو چیلر با کندانسور فشرده و میکروکانال

	میکروکانال	فشرده
ظرفیت سرمایشی	۷۳۲/۲ کیلووات	۷۶۸/۲ کیلووات
برق مصرفی	۲۸۹/۴ کیلووات	۲۶۷/۲ کیلووات
EER خالص	۲/۵۳	۲/۸۸
SEER	۳/۴۹	۴/۰۱
مبرد	*R134a*	*R134a*
وزن مبرد	۱۰۲ کیلوگرم	۲۳۴ کیلوگرم
دبی آب سرد خروجی	۱۲۶/۲ متر مکعب بر ساعت	۱۳۲/۳ متر مکعب بر ساعت
افت فشار اواپراتور	۴۲ کیلو پاسکال	۲۸ کیلو پاسکال
تعداد فن کندانسور	۱۰ عدد	۱۰ عدد
دبی هوای کندانسور	۲۱۲۵۰۰ مترمکعب بر ساعت	۱۸۶۹۰۰ مترمکعب بر ساعت
دور فن کندانسور	۸۸۵ دور بر دقیقه	۸۹۵ دور بر دقیقه
برق مصرفی فن‌های کندانسور	۱۹/۴ کیلووات	۲۰ کیلووات
جریان کشیده شده در فن‌های کندانسور	۳۹ آمپر	۴۳ آمپر
شدت صدا در ۱ متری	۷۶/۱ دسی بل	۸۷/۳ دسی بل
ابعاد	طول: ۶/۷۰ متر عرض: ۲/۲۶ متر ارتفاع: ۲/۴۷ متر	طول: ۵/۷۲ متر عرض: ۲/۳۰ متر ارتفاع: ۲/۵۶ متر
وزن حمل و نقل	۵۹۸۶ کیلوگرم	۷۸۴۷ کیلوگرم
وزن در حال کار	۶۲۳۲ کیلوگرم	۸۲۲۵ کیلوگرم



شکل ۲۱-۳: نمایی از چیلر هوا خنک یکپارچه با کندانسور میکروکانال

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۲۲-۳: نمایی از چیلر هوا خنک یکپارچه با کندانسور فشرده

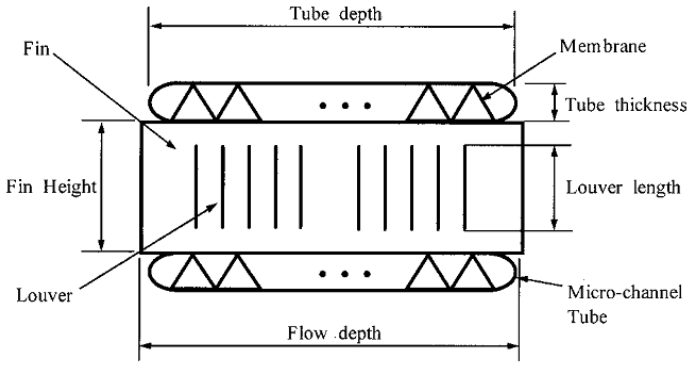
۳. ۴ شرکت‌های سازنده کندانسور میکروکانال

در این بخش به بررسی نمونه‌های ساخته شده از مبدل‌های حرارتی میکروکانال مورد استفاده در صنایع تهویه مطبوع پرداخته می‌شود و برخی شرکت‌های مهم در زمینه ساخت مبدل‌های حرارتی میکروکانال معرفی می‌شوند. لازم به‌ذکر است که با توجه به این‌که میکروکانال در سامانه‌های تهویه مطبوع بیشتر در کندانسور استفاده می‌شود بنابراین در این بخش عبارت مبدل‌های حرارتی میکروکانال بیشتر به کندانسورهای میکروکانال اشاره دارد.

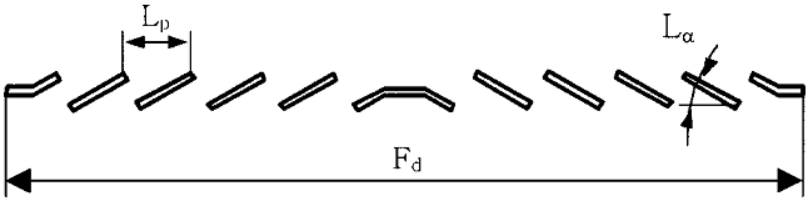
۳. ۴. ۱ مبدل حرارتی میکروکانال ساخته شده توسط کیم و بالارد

شاید بتوان اولین نمونه میکروکانال ساخته شده برای سیستم تهویه مطبوع را نمونه‌های ساخته شده توسط کیم و بالارد [۸۹] دانست. آن‌ها دو نمونه میکروکانال ساختند که مشخصات آن‌ها در جدول ۳-۳ ارایه شده است. عمق این دو مبدل به ترتیب ۱۵/۹ و ۲۱/۱ میلی‌متر و طول و ارتفاع هر دو مبدل به ترتیب ۵۶۰ و ۴۰۰ میلی‌متر است. ضخامت لوله‌های دارای میکروکانال برای هر دو میکروکانال ۱/۹۳ میلی‌متر است و قطر هیدرولیکی دو میکروکانال به ترتیب ۰/۹۸ و ۰/۸۹ میلی‌متر است. ارتفاع پره‌ها که عملا فاصله بین دو لوله دارای میکروکانال است برای هر دو میکروکانال ۷/۹۳ میلی‌متر است. دیگر پارامترهای این مبدل‌های حرارتی را در جدول ۳-۳ ارایه شده است. مشخصات هندسی مبدل و پره کرکره‌ای در شکل ۲۳-۳ و شکل ۲۴-۳ نشان داده شده است.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۲۳-۳: تعریف پارامترهای هندسی یک مبدل حرارتی میکروکانال



شکل ۲۴-۳: مقطع هندسی یک پره کرکره‌ای

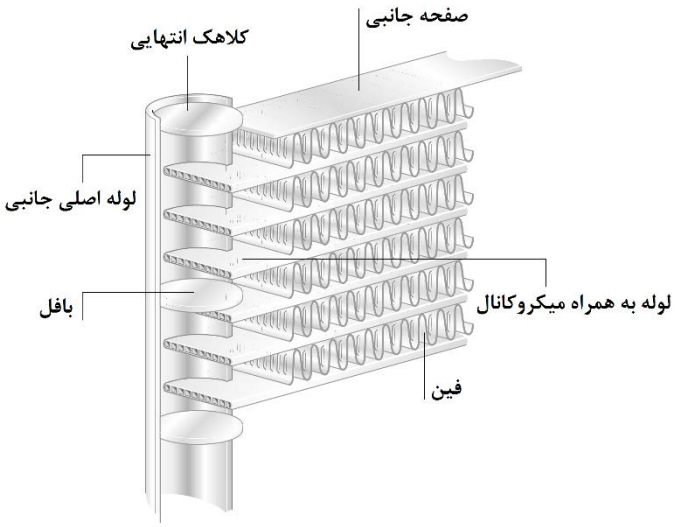
جدول ۳-۳: ابعاد دو نمونه ساخته شده توسط کیم و بالارد

	Items	MicroChannel 1	Microchannel 2
مبدل حرارتی	Heat exchanger size: LxHxD (mm)	560x400x15.9	560x400x21.1
	Core size: LxHxD (mm)	560x350x15.9	560x345x21.1
	Core volume (liter)	3.12	4.08
	Weight (g)	1800	2500
	Face area (m^2)	0.196	0.193
	Air/refrigerant -side area (m^2) (Area ratio)	4.22/0.84 (5.0)	5.54/1.05 (5.3)
های لوله دارای میکروکانال	Tube pitch, $T_{,,}$ (mm)	9.83	9.83
	Tube depth, T_d (mm)	13.5	18.8
	Tube thickness, 8_t (mm)	1.93	1.93
	Wall thickness (mm)	0.4	0.45
	Web thickness (mm)	0.3	0.35
	Refrigerant free flow area (mm^2)	10.34	12.16
	Inside perimeter (mm)	42.76	54.56
	Hydraulic diameter (mm)	0.97	0.89
	Port geometry	Triangles	Triangles
	Number of webs	10	15
	Number of tubes	56	56
پره	Fin pitch, F_D (mm)	1.4	1.4
	Fin height, H (mm)	7.93	7.93
	Flow depth, F_d (mm)	15.9	21.1
	Fin thickness, 5_f (mm)	0.115	0.115
	Louver pitch, L_D (mm)	1.4	1.4
	Louver length, Li (mm)	6.3	6.3
	Louver angle, L_a (°)	27	27
	Number of louvers	8	12

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

۳. ۴. ۲ شرکت دانفوس[1]

اجزاء اصلی کندانسور میکروکانال شرکت دانفوس در شکل ۲۵-۳ نشان داده شده است. ابعاد کندانسورهای میکروکانال دانفوس برای کاربردهای مختلف در جدول ۴-۳ ارایه شده است. همان‌طور که از این جدول مشخص است کندانسورهای ساخته شده توسط شرکت دانفوس از حدود ابعاد ۳۰×۳۳ سانتی‌متر تا ۱۳۶×۱۲۷ سانتی‌متر هستند اما بیشترین کاربرد از حدود ابعاد ۳۰×۳۰ تا حدود ۴۳×۴۶ و ۵۱×۵۵ سانتی‌متر هستند. جدول ۵-۳ ابعاد کلی هر یک از مدل‌های شرکت دانفوس را ارایه کرده است. همان‌طور که از این جدول مشخص عرض لوله‌های دارای میکروکانال ۱۶ میلی‌متر و ۲۵/۴ میلی‌متر هستند. جدول ۶-۳ برخی داده‌های فنی کندانسور میکروکانال مدل D1100 شرکت دانفوس را ارایه می‌کند. همان‌طور که از این جدول مشخص است ضخامت لوله‌های دارای میکروکانال ۱/۳ میلی‌متر است. ارتفاع پره‌های و عملا فاصله بین دو لوله دارای میکروکانال ۸/۱ میلی‌متر هستند و قطر لوله اصلی جانبی ۲۰ میلی‌متر است. همان‌طور که مشخص است داده‌ها تقریبا به داده‌های کندانسور ساخته شده توسط کیم و بالارد نزدیک است [۳۸۳].



شکل ۲۵-۳: اجزاء اصلی مبدل حرارتی میکروکانال ساخته شده توسط شرکت دانفوس

[1] Danfoss

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

جدول ۴-۳: مشخصات کلی هندسه مبدل‌های حرارتی میکروکانال شرکت دانفوس در کاربردهای مختلف

Aplications Refrigrant Delta T Air Velocity (m/s)	Size H/L (mm)	Size H/L (inch)	kW	Model name	Prod. code	Quantity per box	Weight (kg/lbs)
CHILLERS R410A/R134A Delta T= 12 K Air Velocity = 2.5 m/s	771/800	30.3/31.5	14.8/12.9	D1400-C	021U0091	15	4.4/9.7
	517/1074	20.4/42.3	15.4/13.3	D1500-C	021U0098	24	6.4/14.1
	639/1300	25.2/51.2	20.3/15.9	D1600-C	021U0099	15	5.9/12.9
	639/1324	25.2/52.1	24.3/20.8	D1700-C	021U0092	12	9.6/12.1
	1213/1074	47.7/40.3	37.2/32.5	D1800-C	021U0097	12	14.7/32.5
	1363/1274	53.7/50.2	50.7/43.2	D1900-C	021U0093	12	19.5/42.9
Condensing Unit R404A Delta T= 12 K Air Velocity = 3 m/s	301/330	11.8/13.0	2.3	D1000-C	021U0087	48	0.8/1.7
	348/385	13.7/15.2	3.1	D1100-C	021U0088	48	1.0/2.2
	432/460	17.0/18.1	4.9	D1200-C	021U0089	32	1.5/3.3
	517/550	20.4/21.7	6.8	D1300-C	021U0090	32	2.1/4.6
Indoor Display R404A Delta T= 12 K Air Velocity = 3 m/s	301/330	11.8/13.0	2.3	D1000-C	021U0087	48	0.8/1.7
	348/385	13.7/15.2	3.1	D1100-C	021U0088	48	1.0/2.2
	432/460	17.0/18.1	4.9	D1200-C	021U0089	32	1.5/3.3
Residental AC R134A Delta T= 12 K Air Velocity = 3 m/s	301/330	11.8/13.0	2.0	D1000-C	021U0087	48	0.8/1.7
	348/385	13.7/15.2	2.8	D1100-C	021U0088	48	1.0/2.2
	432/460	17.0/18.1	4.4	D1200-C	021U0089	32	1.5/3.3
	517/550	20.4/21.7	6.4	D1300-C	021U0090	32	2.1/4.6
	771/800	30.3/31.5	14.6	D1400-C	021U0091	15	4.4/9.7
Air Dryers R404A Delta T= 15 K Air Velocity = 3 m/s	301/330	11.8/13.0	2.6	D1000-C	021U0087	48	0.8/1.7
	348/385	13.7/15.2	3.6	D1100-C	021U0088	48	1.0/2.2
	432/460	17.0/18.1	5.5	D1200-C	021U0089	32	1.5/3.3
	517/550	20.4/21.7	8.2	D1300-C	021U0090	32	2.1/4.6
Cabinet Cooling R404A Delta T= 12 K Air Velocity = 2.7 m/s	301/330	11.8/13.0	2.1	D1000-C	021U0087	48	0.8/1.7
	348/385	13.7/15.2	2.9	D1100-C	021U0088	48	1.0/2.2
	432/460	17.0/18.1	4.6	D1200-C	021U0089	32	1.5/3.3
	517/550	20.4/21.7	6.3	D1300-C	021U0090	32	2.1/4.6
Commercial Split/Roof Tops R410A/R134A Delta T= 12 K Air Velocity = 2.5 m/s	771/800	30.3/31.5	14.8	D1400-C	021U0091	15	4.4/9.7
	517/1074	20.4/42.3	15.4/13.3	D1500-C	021U0098	24	6.4/14.1
	639/1324	25.2/52.1	24.3/20.8	D1700-C	021U0092	12	9.6/12.1
	1213/1074	47.7/40.3	37.2/32.5	D1800-C	021U0097	12	14.7/32.5
	1363/1274	53.7/50.2	50.7/43.2	D1900-C	021U0093	12	19.5/42.9

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

جدول ۵-۳: ابعاد و وزن مدل‌های مختلف کندانسورهای میکروکانال ساخته شده توسط دانفوس

Standard Type	Total Length	Total Height	Tube Width	Inlet ID	Outlet ID	Coil Weight
	[L]	[H]	[D]	[ϕi]	[ϕo]	
	[mm/in]	[mm/in]	[mm/in]	[mm/in]	[mm/in]	kg/lb
D1000-C	332/13.07	300.7/11.84	16/0.63	6.15/0.24	6.15/0.24	0.823/1.81
D1100-C	387/15.24	347.7/13.69	16/0.63	6.15/0.24	6.15/0.24	1.071/2.36
D1200-C	462/18.19	432.3/17.02	16/0.63	8.2/0.32	6.15/0.24	1.534/3.37
D1300-C	552/21.73	516.9/20.35	16/0.63	9.7/0.38	8.2/0.32	2.22/4.88
D1400-C	800/31.5	770.7/30.34	16/0.63	9.7/0.38	9.7/0.38	4.51/9.92
D1500-C	1074/42.28	516.9/20.35	25.4/1	12.9/0.51	12.9/0.51	6.515/14.33
D1600-C	1300/51.18	639.1/25.16	16/0.63	12.9/0.51	12.9/0.51	6.012/13.23
D1700-C	1324/52.13	639.1/25.16	25.4/1	16.1/0.63	12.9/0.51	9.777/21.51
D1800-C	1074/42.28	1212.5/47.74	25.4/1	22.4/0.88	22.4/0.88	15.139/33.31
D1900-C	1274/50.16	1362.9/53.66	25.4/1	22.4/0.88	22.4/0.88	19.88/43.74
D2000-C	2000/78.74	1058.3/41.67	25.4/1	25.4/1(OD)	22.4/0.88	26.273/57.8

جدول ۶-۳: داده‌های فنی کندانسور میکروکانال مدل **D1100** شرکت دانفوس

Model	Coil length	Coil height	Coil depth	Fin pitch	Fin height	Manifold diameter
D1100-C	387 [mm]	347.7 [mm]	16 [mm]	1.1 [mm]	8.1 [mm]	20 [mm]
	15.24 [in]	13.69 [in]	0.63 [in]	23 [FPI]	0.32 [in]	0.79 [in]
Model	**Tubes height**	**Number of tubes**	**Internal volume**	**Coil weight**	**Inlet ID diameter**	**Outlet ID diameter**
D1100-C	1.3 [mm]	29	0.22 [L]	1.071 [KG]	6.15 [mm]	6.15 [mm]
	0.05 [in]		13.42 [in^3]	2.36 [LB]	0.24 [in]	0.24 [in]

۳.۴.۳ شرکت تهویه مطبوع گلدستون[1]

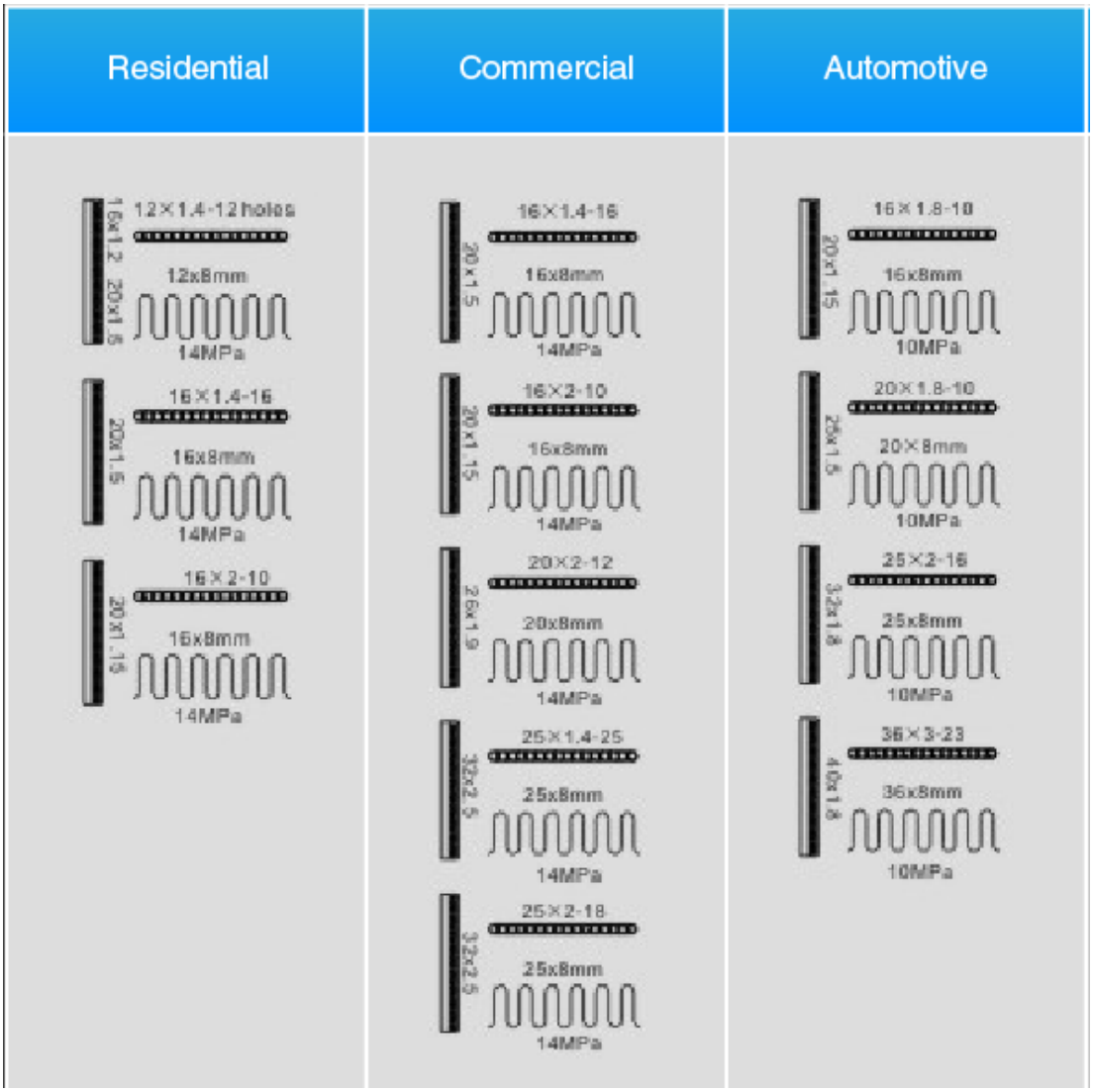
این شرکت یک شرکت کانادایی است که در کانادا و چین فعال می‌باشد. این شرکت مبدل‌های حرارتی میکروکانال برای کندانسور و اواپراتور می‌سازد. میکروکانال‌های این شرکت برای کندانسور معمولا از مبرد R410A، R134A، R22، R407C و R404A استفاده می‌کند. از مزایای گفته شده برای مبدل‌های این شرکت می‌توان به ۵۰٪ شارژ مبرد کمتر، ۳۰٪ افزایش بازدهی، ۳۰٪ کاهش افت فشار سمت هوا، کاهش وزن و حجم تا ۵۰٪، از جنس آلومینیوم کامل و قابل بازیابی بیان شده است. نمونه‌ای از کندانسورهای میکروکانال ساخته شده توسط این شرکت در شکل ۳-۲۶ نشان داده شده است. شکل ۳-۲۷ مشخصات لوله به همراه میکروکانال‌ها و پره‌های مورد استفاده توسط شرکت گلدستون را نشان می‌دهد. همان‌طور که مشخص است برای کاربری مسکونی، عرض لوله ۱۲ (دارای ۱۲ میکروکانال) و ۱۶ (دارای ۱۰ تا ۱۶ میکروکانال) میلی‌متر و ضخامت لوله حداقل ۱/۴ و حداکثر ۲ میلی‌متر است. ارتفاع پره‌ها نیز ۸ میلی‌متر لحاظ شده است. ابعاد مبدل‌های ساخته شده در این شرکت تقریبا مشابه ابعاد ساخته شده توسط شرکت دانفوس است [۳۸۴].

[1] Goldstone HVACR Inc. (GSI)

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۲۶-۳: نمونه‌ای از کندانسورهای میکروکانال ساخته شده توسط شرکت گلدستون



شکل ۲۷-۳: مشخصات لوله به همراه میکروکانال و پره‌های ساخته شده در شرکت گلدستون برای مصارف مختلف مسکونی، تجاری و خودرو

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

۳. ۴. ۴ شرکت شانگهای شنگلین[1]

این شرکت، یک شرکت چینی در زمینه تهویه مطبوع است که مبدل‌های حرارتی میکروکانال نیز به عنوان کندانسور سیستم‌های تهویه مطبوع تولید می‌کند. این شرکت تولیدات خود را به اروپا، ژاپن، آمریکا و خاورمیانه صادر می‌کند. شکل ۲۸-۳ نمونه‌هایی از کندانسورهای میکروکانال ساخته شده توسط شرکت شانگهای را نشان می‌دهد. مشخصات لوله‌های دارای میکروکانال و پره‌های مورد استفاده در مبدل‌های حرارتی میکروکانال در جدول ۷-۳ ارایه شده است. عرض لوله‌های از ۱۲ تا ۳۶ میلی‌متر، ضخامت لوله‌ها از ۱/۲ تا ۳ میلی‌متر و تعداد سوراخ‌های میکروکانال هر لوله از ۱۲ تا ۲۶ سوراخ هستند. تاکید می‌شود که مبدل‌های حرارتی میکروکانال این شرکت بیشتر به عنوان کندانسور معرفی شده‌اند [۳۸۵].



شکل ۲۸-۳: نمونه‌هایی از کندانسورهای میکروکانال شرکت شانگهای

جدول ۷-۳: مشخصات لوله‌های دارای میکروکانال ساخت شرکت شانگهای و نوع پره‌ها

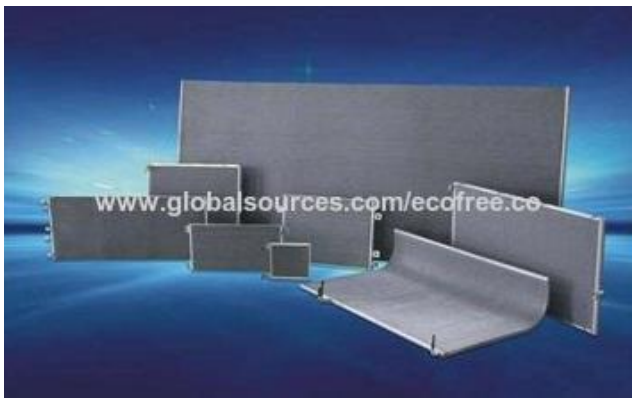
	عرض (میلی‌متر)	ضخامت (میلی‌متر)	تعداد سوراخ
مشخصات لوله‌های دارای میکروکانال	۱۲	۱/۲	۱۷
	۱۶	۱/۳	۱۶
	۲۰	۲	۱۲
	۲۵/۴	۲	۱۳
	۲۵/۴	۲	۲۰
	۳۲	۲	۲۵
	۳۶	۲	۲۶
	۳۶	۳	۲۳
پره	مسطح		
	صفحات موج‌دار		
	صفحات پنجره‌ای		

[1] Shanghai Shenglin

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

۳. ۴. ۵ شرکت تجاری هانگژو اکوفری[1]

شرکت تجاری هانگژو اکوفری یک شرکت چینی است که تجهیزات مرتبط سرمایشی تولید می‌کند و ادعا می‌کند که تجهیزات این شرکت توسط شرکت‌های معتبری همچون دانفوس و بیتزر[2] مورد استفاده قرار می‌گیرد. این شرکت محصولات خود را به خاورمیانه، آمریکای جنوبی و مرکزی، غرب اروپا و استرالیا صادر می‌کند. نمونه‌ای از کندانسورهای میکروکانال ساخته شده توسط این شرکت در شکل ۲۹-۳ و نمونه‌های لوله‌های دارای میکروکانال این شرکت در شکل ۳۰-۳ و شکل ۳۱-۳ نشان داده شده است [۳۸۶].



شکل ۲۹-۳: نمونه‌هایی از کندانسورهای میکروکانال شرکت هانگژو

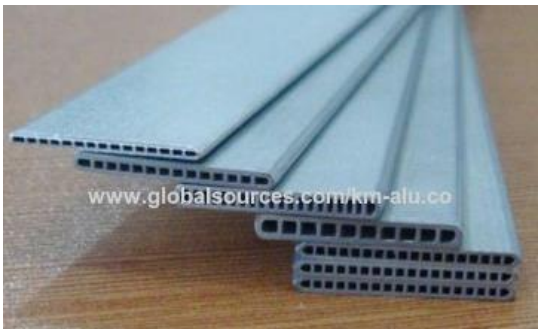


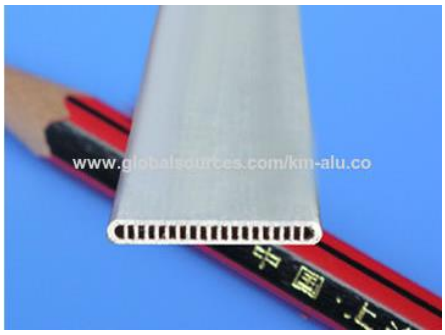


شکل ۳۰-۳: نمونه‌هایی از لوله‌های دارای میکروکانال شرکت هانگژو

[1] Hangzhou ECOFREE Trading Co., Ltd
[2] bitzer

DOI: 10.30503/nripress.2020.283





شکل ۳۱-۳: نمونه‌هایی از لوله‌های دارای میکروکانال شرکت هانگژو

۳. ۴. ۶ شرکت سانهوا[1]

این شرکت یکی از پیشتازان ساخت سیستم‌های سرمایشی، گرمایشی و تهویه مطبوع است که حدود ۳۰ سال تجربه در این زمینه دارد. این شرکت با شرکت‌های بزرگ خودروسازی و صنایع سرمایشی، گرمایشی و تهویه مطبوع از قبیل پاناسونیک، دایکین[2]، میتسوبیشی، توشیبا، هیتاچی، فوجیتسو، ال‌جی، سامسونگ و غیره همکاری دارد. مقر اصلی این شرکت در مادرید اسپانیا است ولی نمایندگی‌هایی در بیشتر کشورهای اروپایی دارد. این شرکت مبدل‌های حرارتی میکروکانال نیز تولید می‌کند که از مزایای این مبدل‌ها به موارد زیر اشاره می‌کند [۳۸۷]:

- بدون خوردگی گالوانیکی
- شارژ مبرد کمتر تا حدود ۷۰٪
- طول عمر بیشتر
- بازدهی انتقال حرارت بیشتر تا حدود ۳۰٪
- افت فشار کمتر سمت هوا تا ۳۰٪
- کمک به نیازمندی‌های نسبت بازدهی فصلی[3] و فاکتور عملکرد فصلی گرمایشی[4] بالاتر

شکل ۳۲-۳ انواع کندانسورهای میکروکانال شرکت سانهوا را نشان می‌دهد. مشخصات کلی مدل‌های مختلف مبدل‌های حرارتی میکروکانال که به عنوان کندانسور در شرکت سانهوا ساخته می‌شود در جدول ۸-۳ ارایه شده است. همان‌طور که از داده‌های این جدول و مقایسه آن با داده‌های مبدل‌های شرکت دانفوس به این نتیجه می‌رسیم که عرض لوله و ارتفاع پره‌های این شرکت دقیقا مشابه شرکت دانفوس است. شکل ۳۳-۳ و شکل ۳۴-۳ به ترتیب مشخصات کندانسورهای میکروکانال دو مدل SD10 و SD17 را نشان می‌دهد.

[1] Sanhua
[2] Daikin
[3] Seasonal Efficiency Ratio (SER)
[4] Heating Seasonal Performance Factor (HSPF)

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

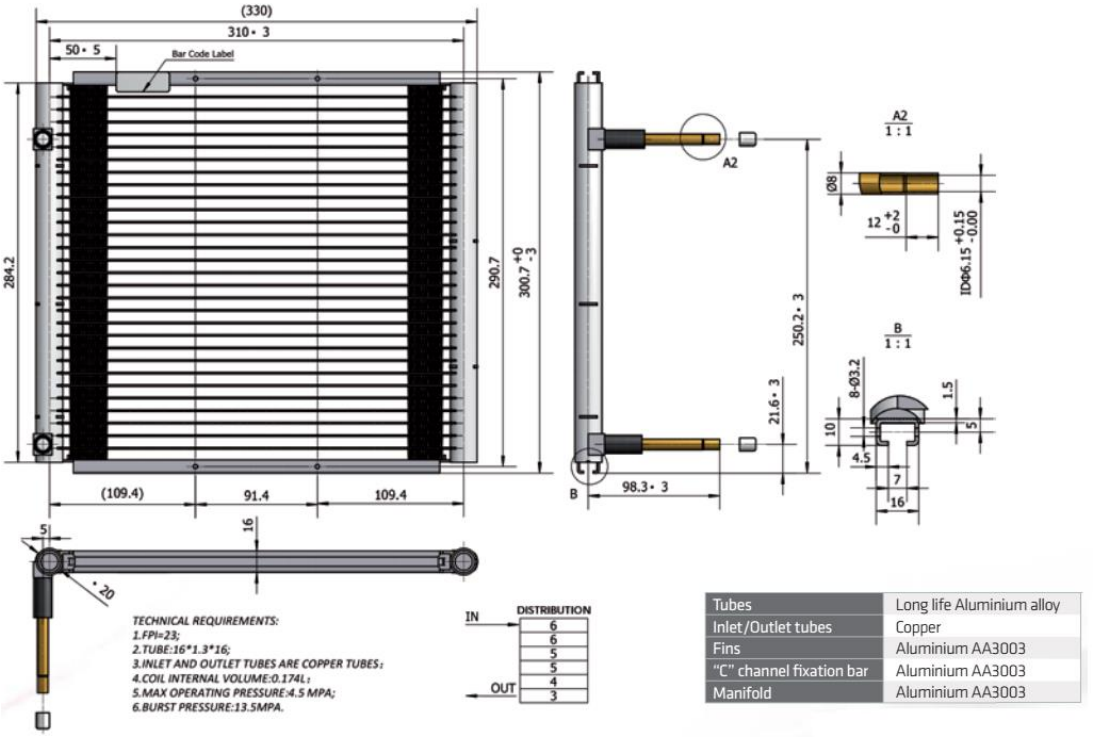


شکل ۳۲-۳: انواع مبدل‌های حرارتی میکروکانال ساخته شده در شرکت سانهوا

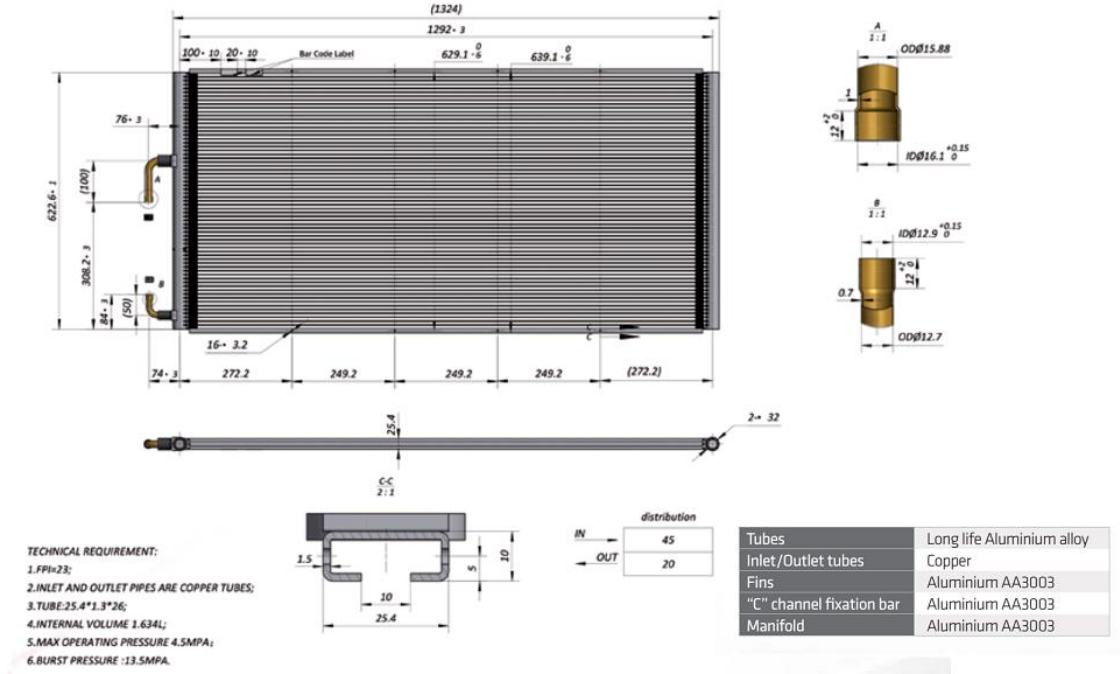
جدول ۸-۳: مشخصات کلی مدل‌های مختلف کندانسورهای میکروکانال شرکت سانهوا

Model Condenser	Total Length mm	Total Height mm	Manifold diameter mm	Fin width mm	Fin height mm	No. of tubes	No. of passes	Fins Per Inch
SD10	330	274.9	20	16	8.1	28	6	23
SD11	385	331.2	20	16	8.1	34	4	23
SD12	460	415.8	20	16	8.1	43	4	23
SD13	550	500.4	20	16	8.1	52	2	23
SD14	780	754.2	20	16	8.1	79	2	23
SD15	1074	500.4	32	25.4	8.1	52	2	23
SD16	1280	608.3	20	16	8.1	63	2	23
SD17	1324	622.6	32	25.4	8.1	65	2	23
SD18	1074	1196	32	25.4	8.1	126	2	23
SD19	1274	1346.4	32	25.4	8.1	142	2	23
SD20	2000	1041.1	32	25.4	8.1	102	2	23

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۳۳-۳: مبدل حرارتی میکروکانال SD10 شرکت سانهوا (استفاده شده به عنوان کندانسور)

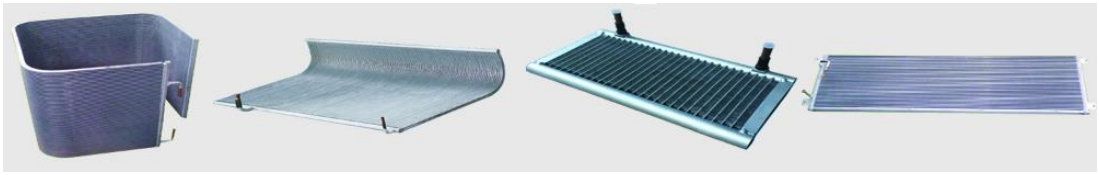


شکل ۳۴-۳: مبدل حرارتی میکروکانال SD17 شرکت سانهوا (استفاده شده به عنوان کندانسور)

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

۳. ۴. ۷ شرکت ژجیانگ سانکو[1]

این شرکت چینی در سال ۲۰۱۰ با هدف تولید و فروش مبدل‌های حرارتی میکروکانال تاسیس شده است. شکل ۳-۳۵ چند کندانسور میکروکانال ساخت این شرکت را نشان می‌دهد [۳۸۸].



شکل ۳-۳۵: کندانسور میکروکانال ساخته شده توسط شرکت ژجیانگ سانکو

۳. ۴. ۸ شرکت EVAPCO AlCoil

این شرکت آمریکایی سازنده مبدل‌های حرارتی میکروکانال مورد استفاده در تهویه مطبوع است. شکل ۳-۳۶ نمونه‌ای از لوله‌های دارای میکروکانال ساخت این شرکت را نشان می‌دهد. برخی مبدل‌های حرارتی میکروکانال ساخته شده توسط این شرکت نیز در شکل ۳-۳۷ نشان داده شده است [۳۸۹].



شکل ۳-۳۶: لوله‌های دارای میکروکانال ساخت شرکت EVAPCO AlCoil



شکل ۳-۳۷: مبدل‌های حرارتی میکروکانال ساخت شرکت EVAPCO AlCoil

[1] Zhejiang SunCo

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

فصل ۴ طراحی و شبیه‌سازی کندانسور میکروکانال

۱.۴ مقدمه

در فصل حاضر، به مفاهیم، تعاریف و معادلات اصلی طراحی مبدل حرارتی که در طراحی مبدل حرارتی فشرده نیز کاربرد دارد، پرداخته می‌شود. در ابتدای فصل، انواع مبدل‌های حرارتی معمولی و فشرده دسته‌بندی می‌شود سپس معادلات اصلی در طراحی مبدل ارائه می‌شود. سپس ضرایب افت فشار و انتقال حرارت در هر دو سمت مبرد و هوا بر اساس روابط تجربی ارایه می‌شود. این روابط تجربی بر اساس نتایج آزمایش محققان مختلف به‌دست آمده است و برخی از این روابط ارایه می‌شوند. لازم به ذکر است که رابطه تجربی مناسب به هندسه و نوع مبرد مورد استفاده وابسته است. در نهایت، معادلات حاکم بر کندانسور فشرده میکروکانال معرفی شود و یک برنامه شبیه‌سازی به منظور طراحی راحت‌تر مبدل و یک شبیه‌سازی بر اساس داده‌های کندانسور برای چرخه تبرید ارایه شده است.

۲.۴ روابط حاکم از نگاه هیدرودینامیک، انتقال حرارت و ترمودینامیک مبدل‌های میکروکانال

۱.۲.۴ مفاهیم اولیه و دسته‌بندی مبدل حرارتی

فرآیند تبادل حرارتی بین دو سیال که در دماهای مختلف هستند و به وسیله یک دیواره صلب در اغلب مسائل مهندسی از یکدیگر جدا می‌شوند، توسط وسیله‌ای انجام می‌شود که این ابزار این تبادل حرارتی، مبدل حرارتی نام دارد و شامل مواردی از جمله گرمایش محیط، تولید توان، بازیابی حرارت اتلافی و فرایندهای شیمیایی می‌شود.

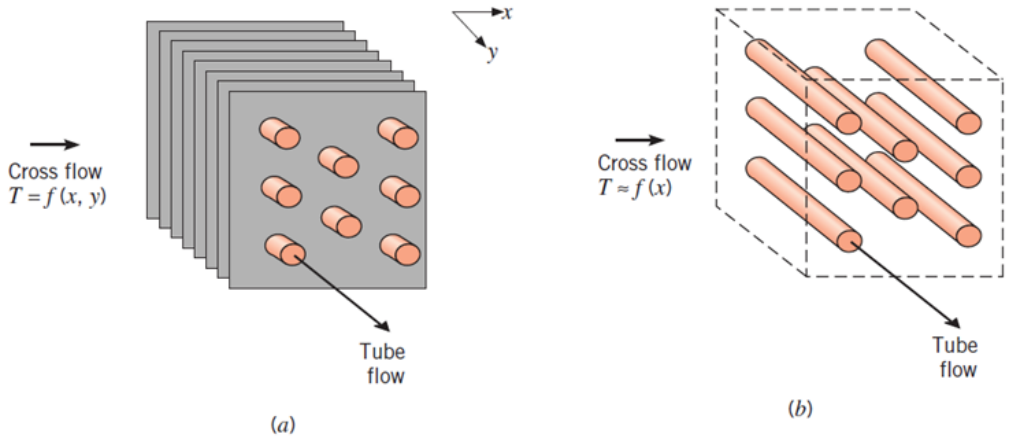


شکل ۱-۴: مبدل‌های حرارتی هم مرکز (a جریان موازی (b جریان معکوس [۳۹۰]

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

مبدل‌های حرارتی بر اساس نوع ساختار به انواع مختلفی دسته بندی می‌شوند. در نوعی از مبدل‌های حرارتی، مطابق شکل زیر، جریان گرما یا سرما در یک یا دو لوله هم مرکز در یک جهت یا مخالف جهت یکدیگر انتقال می‌یابد.

همچنین ممکن است، همان‌طور که در شکل ۲-۴ نشان داده شده است، دو سیال نسبت به یکدیگر حالت متقاطع (عمود بر یکدیگر) جریان داشته باشند. در حالت (a)، جریان سیال مخلوط نشونده نامیده می‌شود زیرا آرایش فین‌ها از حرکت جریان در جهت y که عمود بر جهت جریان اصلی (x) است، جلوگیری می‌کنند. در این نوع آرایش، دمای جریان در جهت x و y تغییر می‌کند. در مقابل، برای دسته لوله‌های بدون فین (b)، امکان حرکت و مخلوط شدن در جهت عرضی امکان‌پذیر است و اختلاف دمایی به‌طور اساسی در جهت جریان اصلی است.

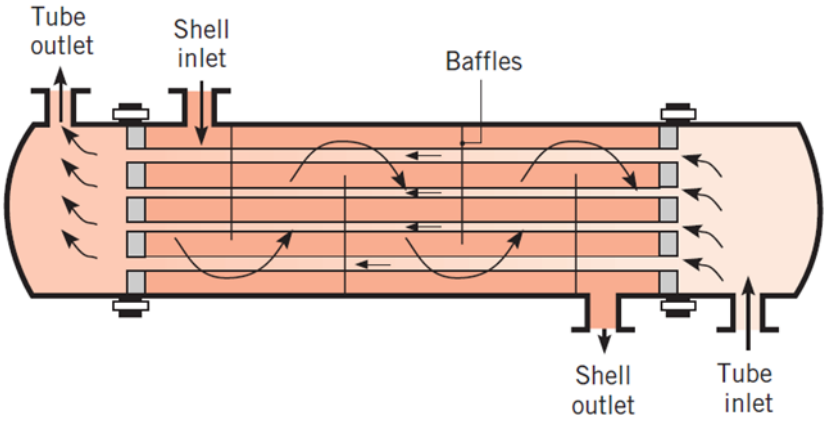


شکل ۲-۴: مبدل‌های حرارتی جریان متقاطع (a) فین‌دار با دو سیال مخلوط نشونده (b) بدون فین با یک سیال مخلوط شونده و دیگری مخلوط نشونده [۳۹۰]

گروهی دیگر از مبدل‌ها، مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله[1] هستند. هر هندسه و شکل مختلف از این مبدل‌ها بر اساس تعداد مسیرهای لوله‌ها و پوسته‌ها بوده و ساده‌ترین شکل آن که شامل پوسته و لوله تک مسیره است، در شکل زیر نمایش داده شده است. معمولا صفحه‌های منحرف کننده جریان[2] برای افزایش ضریب انتقال حرارت جابجایی سیال سمت پوسته‌ها با ایجاد اغتشاش و جریان عمود بر لوله‌ها، استفاده می‌شوند. به علاوه، دسته‌ها به‌صورت فیزیکی از لوله‌ها حمایت می‌کنند و موجب کاهش لرزش لوله‌های تحت جریان می‌شوند.

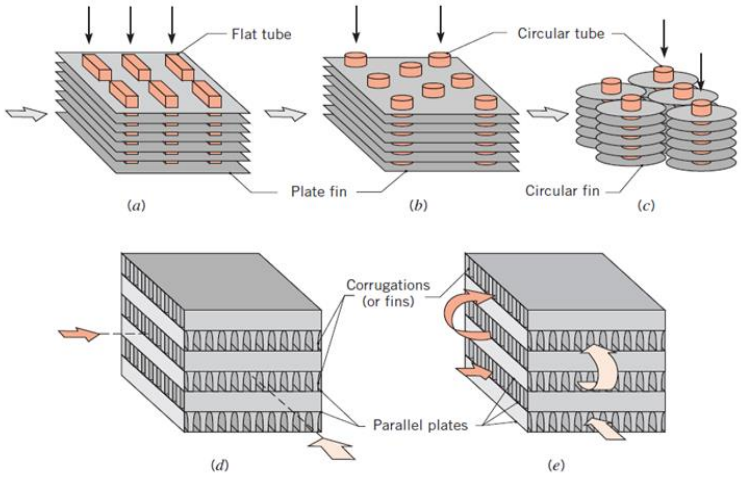
[1] Shell and tube
[2] Baffles

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۳-۴: مبدل حرارتی پوسته و لوله، با پوسته یک مسیری و لوله یک مسیری [۳۹۰]

یک نوع خاص و مهم از مبدل‌های حرارتی استفاده می‌شود تا به یک مقدار بسیار زیاد از نسبت سطح انتقال حرارت بر واحد حجم (برای مایعات $\geq ۷۰۰\ m^2/m^3$ گازها برای و $\geq ۴۰۰\ m^2/m^3$) دست یابند (شکل ۴-۴). مبدل‌های حرارتی فشرده[1] دارای اجزاء متراکم از لوله‌ها و یا صفحه‌های پره‌دار (فین) هستند و معمولا زمانی که حداقل یکی از دو سیال، گاز باشد، استفاده می‌شوند. لازم به ذکر است که ضریب انتقال حرارت جابجایی سمت گاز کوچک می‌باشد. مسیرهای عبوری جریان در مبدل‌های حرارتی فشرده معمولا کوچک هستند ($D_h \leq 5mm$) و معمولا جریان آن‌ها آرام می‌باشد.



شکل ۴-۴: هسته مبدل‌های حرارتی فشرده (c, b, a) پره-لوله[2] (d) پره-صفحه[3] (تک عبوره) (e) پره-صفحه (چند عبوره) [۳۹۰]

در اغلب سامانه‌های توان حرارتی، ارزش انرژی مکانیکی ۴ تا ۱۰ برابر ارزش انرژی حرارتی است. آهنگ انتقال گرما در واحد سطح با افزایش سرعت شارش سیال افزایش می‌یابد و این آهنگ به صورت تابعی از سرعت با توانی کمتر از یک

[1] Compact
[2] Fin-tube
[3] Plate-fin

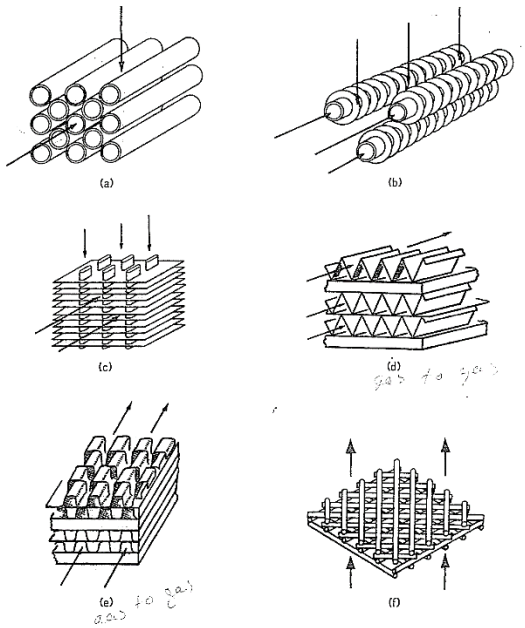
DOI: 10.30503/nripress.2020.283

تغییر می‌کند. همچنین توان اصطکاکی مصرفی با افزایش سرعت شارش افزایش می‌یابد و متناسب با توان سوم سرعت است (یعنی با افزایش سرعت، فشار سریعا افت می‌کند). به عبارت دیگر:

$$Q \sim V^x \qquad x < 1 \tag{۴-۱}$$

$$W_{\Delta p} \sim V^3 \tag{۴-۲}$$

چنانچه مصرف توان اصطکاکی در یک کاربرد معین زیاد باشد، طراح می‌تواند با افزایش تعداد مجاری مبدل، سرعت را کاهش دهد. این عمل، آهنگ انتقال گرما در واحد سطح را کاهش می‌دهد ولی کاهش انتقال گرما به میزان قابل توجهی کمتر از کاهش توان اصطکاکی خواهد بود. زیرا افت آهنگ انتقال گرما با افزایش سطح جبران می‌شود که این نیز به نوبه خود مصرف توان اصطکاکی را افزایش می‌دهد ولی فقط به همان نسبتی که سطح انتقال گرما افزایش یافته است. در سیالات پر چگال (مایعات) به دلیل بالا بودن میزان انتقال حرارت (نسبت به گازها)، توان اصطکاکی مصرفی نسبت به انتقال گرما کم است. اما در سیالات کم چگال، به همان اندازه انرژی مکانیکی صرف شده برای غلبه بر توان اصطکاک، انرژی به صورت گرما منتقل می‌شود. در مبدل‌های حرارتی گازی، محدودیت توان اصطکاکی طراح را وادار به استفاده از سرعت‌های جرمی کم می‌کند. سرعت جرمی کم و رسانندگی کم گازها (نسبت به مایعات) باعث کم بودن آهنگ انتقال حرارت در سطح واحد می‌شود. لذا سطح بزرگ مشخصه نمونه مبدل‌های گرمایی گازی است. سطح مورد نیاز مبدل‌های گاز به گاز معمولا ۱۰ برابر سطح مورد نیاز مبدل‌های مایع به مایع در آهنگ کلی انتقال حرارت و توان پمپ کردن ثابت است. سطوح فشرده انتقال گرما در شکل ۵-۴ نمایش داده شده است که از آن ها برای کاربردهای گازی که در آن‌ها چگالی سطحی زیاد است، استفاده می‌شود.



شکل ۵-۴: چند نمونه از سطوح فشرده مبدل‌های حرارتی [۳۹۱]

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

۴. ۲. ۲ ضریب انتقال حرارت کلی

یک جزء اساسی از هر تحلیل مبدل حرارتی، تعیین ضریب انتقال حرارت کلی[1] می‌باشد. با شامل کردن تاثیر رسوب سطحی و تاثیر پره (فین)، ضریب انتقال حرارت کلی را می‌توان به‌صورت زیر بیان کرد:

$$\frac{1}{UA}=\frac{1}{U_cA_c}=\frac{1}{U_hA_h}=\frac{1}{(\eta_o hA)_c}+\frac{R_{f,c}^{"}}{(\eta_o A)_c}+R_w+\frac{R_{f,h}^{"}}{(\eta_o A)_h}+\frac{1}{(\eta_o hA)_h} \quad (۴-۳)$$

در جایی که c و h به ترتیب، معرف سیال سرد و گرم می‌باشند. R_w معرف مقاومت هدایتی دیواره فلزی است. $R_{f,h}^{"}$ و $R_{f,c}^{"}$ معرف مقاومت ناشی از رسوب بر سطوح مبدل می‌باشند. η_0 بازدهی سطح کلی و یا کارایی دمای یک سطح فین‌دار می‌باشد. این کمیت به این صورت تعریف می‌شود که برای سطح سرد و یا گرم بدون رسوب، انتقال حرارت از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$q=\eta_0 h\,A(T_b-T_\infty) \quad (۴-۴)$$

T_b دمای پایه سطح می‌باشد و A مساحت کل سطح (فین + سطح بدون پوشش پایه) می‌باشد. این کمیت از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$\eta_o=1-\frac{A_f}{A}(1-\eta_f) \quad (۴-۵)$$

A_f مساحت کل سطح فین می‌باشد. η_f بازدهی یک فین تنها می‌باشد.

η_f برای پره های تخت که دارای سطح مقطع رسانش ثابت هستند، به صورت زیر تعریف می‌شود.

$$\eta_f=\frac{tanh(ml)}{ml} \quad (۴-۶)$$

که برای پره‌های ورقی نازک $m=\sqrt{\frac{2h}{k\delta}}$ است.

معکوس U برابر با مقاومت گرمایی کلی است که می‌توان مولفه‌های زیر را برای آن در نظر گرفت:

۱. مولفه همرفتی طرف گرم، شامل عدم کارایی دمایی سطح گسترش یافته یعنی سطح پره
۲. مولفه رسانشی دیواره
۳. مولفه همرفتی طرف سرد شامل عدم کارایی سطح گسترش یافته
۴. ضریب آلودگی برای منظور کردن تشکیل رسوب های حاصل از کارکرد در دو طرف گرم و سرد

معادله‌های کاربردی مقاومت گرمایی شامل موارد زیر می‌شود.

[1] Overall heat transfer coefficient

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

$$\frac{1}{U_h} = \frac{1}{(\eta_o hA)_c/A_h} + \frac{R''_{f,c}}{(\eta_o A)_c/A_h} + R_w/A_h + \frac{R''_{f,h}}{(\eta_o)_h} + \frac{1}{(\eta_o h)_h} \quad (۴-۷)$$

$$\frac{1}{U_c} = \frac{1}{(\eta_o h)_c} + \frac{R''_{f,c}}{(\eta_o)_c} + R_w/A_c + \frac{R''_{f,h}}{(\eta_o A)_h/A_c} + \frac{1}{(\eta_o Ah)_h/A_c} \quad (۴-۸)$$

$$U_h A_h = U_c A_c \quad (۴-۹)$$

در مبدل‌های گرمایی گاز به گاز یا گاز به مایع متداول می‌توان از مولفه مقاومت دیواره در معادلات پایه صرف نظر کرد (به دلیل اندک بودن نسبت به مقاومت‌های طرف سیال). در مبدل‌های گاز به مایع، نظیر خنک کن میانی که با آب خنک می‌شود، مقاومت طرف هوا بسیار بزرگ تر از مقاومت طرف آب است.

۴. ۲. ۳ تحلیل مبدل حرارتی، استفاده از اختلاف دمایی متوسط لگاریتمی

برای طراحی و یا پیش‌بینی کارایی یک مبدل حرارتی، لازم است که نرخ انتقال حرارت کل به کمیت‌های دماهای ورودی و خروجی سیالات، ضریب انتقال حرارت کلی و مساحت سطح کل انتقال حرارت، مرتبط شود. دو رابطه برای این منظور را می‌توان با استفاده اعمال بالانس انرژی به سیالات سرد و گرم بدست آورد (شکل ۶-۴). اگر q معرف نرخ انتقال حرارت بین دو سیال گرم و سرد باشد، داریم:

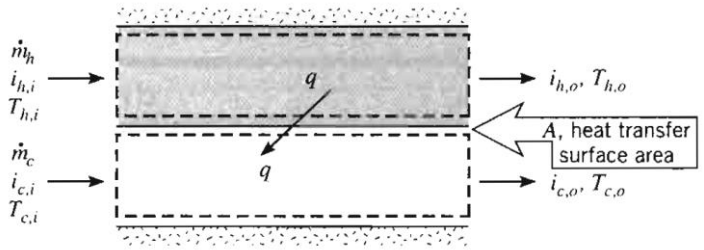
$$q = \dot{m}_h\,(i_{h,i} - i_{h,o}) \quad (۴-۱۰)$$

$$q = \dot{m}_c\,(i_{c,o} - i_{c,i}) \quad (۴-۱۱)$$

جایی که i معرف انتالپی سیال، زیرنویس c و h معرف به ترتیب، سیال سرد و گرم و زیر نویس i و o به ترتیب، معرف شرایط ورودی و خروجی سیال می‌باشند. اگر سیال در مبدل تغییر فاز ندهد، معادلات بالا به شکل زیر در می‌آیند:

$$q = \dot{m}_h\,C_{p,h}(T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (۴-۱۲)$$

$$q = \dot{m}_c\,C_{p,c}(T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (۴-۱۳)$$



شکل ۶-۴: بالانس انرژی کلی برای دو سیال سرد و گرم در یک مبدل حرارتی دو سیاله [۳۹۱]

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

رابطه دیگری را می‌توان با استفاده از بسط قانون سرمایش نیوتن[1] بدست آورد.

$$q = U\,A\,\Delta T_m \qquad (۴-۱۴)$$

جایی که ΔT_m معرف اختلاف دمایی متوسط مناسب است. معادله (۴-۱۴) همراه با معادلات (۴-۱۰) تا (۴-۱۳) را می‌توان برای تحلیل مبدل حرارتی استفاده کرد. قبل از انجام این کار می‌بایستی شکل مناسب پارامتر ΔT_m استخراج شود.

شکل مناسب پارامتر ΔT_m:

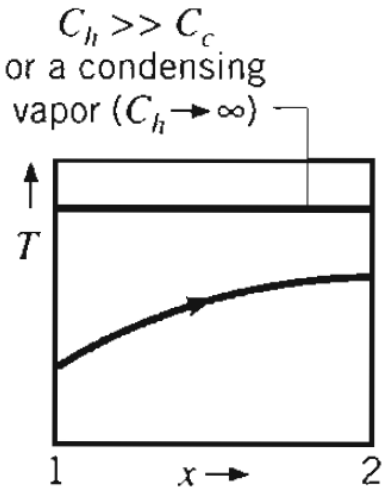
در جریان موازی:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{ln(\Delta T_2/\Delta T_1)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \qquad (۴-۱۵)$$

که:

$$\Delta T_1 = T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,i}$$
$$\Delta T_2 = T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,o} - T_{c,o} \qquad (۴-۱۶)$$

در جریان با تغییر فاز (کندانسور):



شکل ۷-۴: تغییر دما در کندانسور [۳۹۱]

همانطور که در شکل ۷-۴ دیده می‌شود، در کندانسور، دمای سیال گرم ثابت می‌باشد و انرژی گرفته شده از سیال گرم، منجر به تغییر فاز این جریان از حالت گازی به مایع می‌شود.

[1] Newton's law of cooling

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

۴.۲.۴ تحلیل مبدل حرارتی، روش ان‌تی‌یو-موثر

در مسایل تحلیل مبدل حرارتی که فقط دمای ورودی سیال مشخص است و دمای خروجی آن معلوم نیست، روش اختلاف دمایی متوسط لگاریتمی جواب صریح نمی‌دهد و رسیدن به جواب به روش سعی و خطا امکان پذیر است. بنابراین استفاده از یک روش دیگر به نام ان‌تی‌یو-موثر[1] به صلاح است.

اثربخشی یک مبدل گرمایی[2] ، ε، برابر با نسبت نرخ انتقال گرمای واقعی به بیشینه نرخ انتقال گرمای ممکنه می‌باشد:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} = \frac{C_h(T_{h,in} - T_{h,out})}{C_{min}(T_{h,in} - T_{c,in})} = \frac{C_c(T_{c,out} - T_{c,in})}{C_{min}(T_{h,in} - T_{c,in})} \qquad (۴-۱۷)$$

که C_{min} کوچکترین مقدار $C_h = \dot{m}_h C_{p,h}$ و $C_c = \dot{m}_c C_{p,c}$ است. ε یک پارامتر بی‌بعد است که بین عدد صفر تا یک تغییر می‌کند. این پارامتر مفید می‌باشد زیرا اگر ε ، $T_{h,in}$ و $T_{c,in}$ معلوم باشند، نرخ انتقال حرارت واقعی از معادله زیر بدست می‌آید:

$$q = \varepsilon\, C_{min}(T_{h,in} - T_{c,in}) \qquad (۴-۱۸)$$

برای هر مبدل حرارتی، می‌توان نشان داد که:

$$\varepsilon = f(\frac{C_{min}}{C_{max}}, NTU) \qquad (۴-۱۹)$$

تعداد واحدهای انتقال[3] (NTU) یک پارامتر بی بعد است که به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$NTU = \frac{AU}{C_{min}} \qquad (۴-۲۰)$$

نسبت ظرفیت گرمایی[4] به صورت زیر تعرف می‌شود:

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \qquad (۴-۲۱)$$

که C_{min} و C_{max} به ترتیب برابر با مقدار کوچک‌تر و بزرگ‌تر C_h و C_c می‌باشند.

برای کندانسور مقدار $\frac{C_{min}}{C_{max}}$ برابر صفر می‌شود و در این حالت، برای هر الگوی از مبدل، اثر بخشی یک مبدل گرمایی عبارت است از:

[1] Effectiveness-NTU method
[2] effectiveness
[3] Number of transfer units
[4] Heat capacity ratio

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

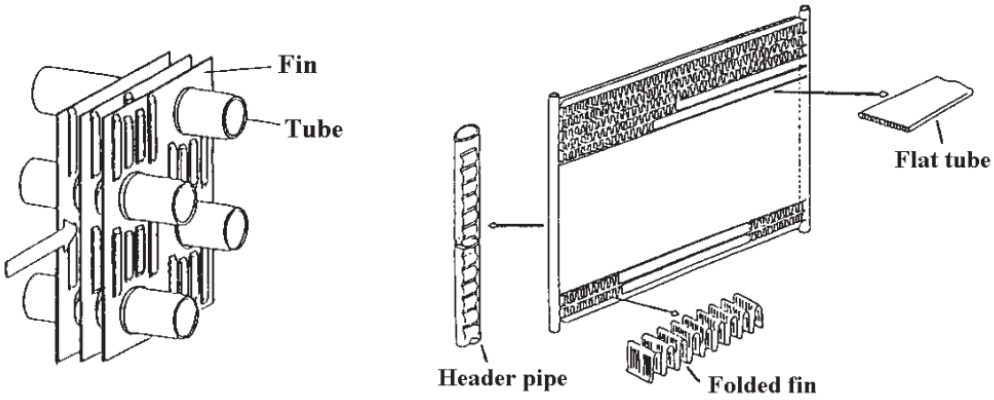
$$\varepsilon = ۱ - e^{-NTU} \quad (۴-۲۲)$$

و یا

$$NTU = -ln\,(1-\varepsilon) \quad (۴-۲۳)$$

۴.۳ استخراج روابط، معادلات و ضرایب تئوری و تجربیِ مبدل‌های حرارتی

یکی از مزایای اصلی استفاده مبدل‌های حرارتی متراکم و مقیاس میکرو، افزایش ضریب انتقال حرارت آن‌ها می‌باشد. سطوح چند لایه از پره‌های کرکره‌ای، متداول هستند که در قسمت هوایی مبدل حرارتی آلومینیومی لحیم‌کاری‌شده استفاده شوند و به همراه لوله‌های میکروکانالی تخت اکسترود شده به کارگیری شوند، همان‌طور که در شکل ۸-۴ نشان داده شده است. استفاده از چنین مبدل‌های حرارتی چندگانه، به وسیله افزایش سطح سطوح انتقال حرارت، حجم انتقال حرارت را افزایش می‌دهند و همزمان با آن، ضرایب انتقال حرارت نیز از مقدار بیشتری برخوردار هستند.



شکل ۸-۴: دو نمونه متفاوت ازمبدل‌های حرارتی [۳۹۲]

موضوع مورد بحث بخش حاضر، تعیین افت فشار و انتقال حرارت در دو سمت داخلی (لوله‌های میکروکانال) و سمت خارجی (سمت هوا) مبدل حرارتی میکروکانال می‌باشد. این مبدل فشرده میکروکانالی از نوع صفحه-پره[1] است و پره‌ها مورد استفاده در سمت هوا از نوع لوور (کرکره‌ای) هستند.

ضرایب افت فشار و انتقال حرارت در هر دو سمت مبرد و هوا بر اساس روابط تجربی ارایه می‌شود. این روابط تجربی بر اساس نتایج آزمایش محققان مختلف به دست آمده است و ما برخی از این روابط را ارایه می‌دهیم و رابطه تجربی مناسب و با جواب دقیق به هندسه و نوع گاز مبدل حرارتی مورد نظر وابسته است.

[1] Palte-fin

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

از روابط ارایه شده در این بخش به همراه روابط اصلی مبدل حرارتی که در بخش ۳. ۲. ۲ آمده است، برای طراحی مبدل حرارتی استفاده خواهد شد.

۴. ۳. ۱ جریان‌های تک فاز و دو فاز در میکرو کانال‌ها

کندانسورها و تبخیرکننده‌ها از اجزاهای اصلی تهویه مطبوع و تجهیزات خنک کننده هستند. قطر هیدرولیکی کانال‌های خنک‌کننده مورد استفاده در بیشتر مبدل‌های حرارتی فشرده در حدود mm ۰/۵ تا mm ۲ هستند زیرا بالاترین کارایی انتقال حرارت را می‌توان با چنین مسیرهای جریان کوچک، دست یافت. به‌علاوه، نه تنها به مقدار کمتری مایع کاری (گاز خنک کننده) مورد نیاز است بلکه در ساخت چنین مبدل‌های حرارتی، مواد اولیه کمتری مصرف می‌شود.(کرنول و کیو [۳۹۳]).

مطالعات جریان و انتقال حرارت در جریان‌های تک فاز در داخل کانال‌ها با قطر هیدرولیکی اغلب کوچک‌تر از ۱ میلی‌متر، به خوبی در کار پژوهشی مهندال [۳۹۴] جمع‌آوری و خلاصه شده است. با این وجود، مطالعات کمی بر روی جریان‌های دو فازی گزارش شده است.

در جریان‌های تک فاز درون کانال، مشخصات انتقال حرارت و هیدرودینامیک جریان وابسته به عدد رینولدز می‌باشد و این عدد با معلوم بودن مشخصات سیال قابل تعیین است. عدد رینولدز نسبت بین نیروهای اینرسی و ویسکوز است. اغلب، در یک گذرگاه خیلی کوچک، ممکن است عدد نادسون دارای اهمیت شود که این عدد به فرم زیر تعریف می‌شود:

$$Kn = \frac{\bar{\lambda}}{D} \qquad (۴-۲۴)$$

به صورتی که $\bar{\lambda}$ و D به ترتیب متوسط فاصله آزاد مولکولی و ابعاد (قطر) کانال تعریف می‌شوند. در اغلب موارد، $\bar{\lambda}$ خیلی کوچک است (برای هوا $\bar{\lambda} = 6 \times 10^{-8} m$ در شرایط یک اتمسفر و برای جریان‌های مایع از این مقدار نیز کوچک‌تر می‌باشد) و بر این اساس، مقدار عدد نادسون خیلی کوچک می‌باشد. به عبارت دیگر، برای گذرگاه جریان کوچک‌تر از μm۱، مفهوم پایستگی (پیوستگی) جریان ممکن است نقض شود که آن محدوده از اندازه کانال مورد علاقه ما نیست.

برای جریان‌های دوفازی، علاوه بر اعداد رینولدز برای جریان مایعات (Re_l) و گازها (Re_g)، ممکن است اعداد بی‌بعد دیگری می‌بایستی در نظر گرفته شوند.

اعداد اوتوس[1]:

$$Eo = \frac{(\rho_L - \rho_G) g D^2}{\sigma} \qquad (۴-۲۵)$$

عدد وبر[2] برای مایعات گازها:

[1] Eotvos number
[2] Weber number

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

$$We_L = \frac{j_L^2 \, D \, \rho_L}{\sigma} \qquad (۴-۲۶)$$

$$We_G = \frac{j_G^2 \, D \, \rho_G}{\sigma} \qquad (۴-۲۷)$$

در میکروکانال‌ها مقادیر Eo کوچک هستند $(E_O < 1)$. به عبارت دیگر، نیروی کشش سطحی بر نیروی گرانش غالب می‌باشد. این بدان معنی است که جهت جریان نسبت به جهت جاذبه تنها نقش جزئی در جریان میکروکانال بازی می‌کند و رژیم جریان تحت تاثیر خیس‌پذیری قرار می‌گیرد. از طرف دیگر، We_L یا We_G در بازه ۱-۱۰۰ هستند و تاثیر نیروی اینرسی همانند نیروی کشش سطحی مهم می‌باشد.

۴. ۳. ۱. ۲ جریان‌های تک فاز

بر اساس مطالعه مروری پنگ [۳۹۵]، برای میکروکانال‌های با قطر دینامیکی μm ۱ تا چند هزارم میکرون، جریان مغشوش کاملا توسعه یافته در محدوده عدد رینولدز ۱۰۰۰ تا ۱۵۰۰ رخ می‌دهد. همچنین رفتار انتقال حرارت در نواحی آرام و گذرا نه فقط متاثر از سرعت جریان (و دما) بوده بلکه با سایز میکروکانال نیز ارتباط دارد.

پژوهشگران دیگر [۲۳۶] با میکروکانال‌هایی با سطح مقطع مربعی چندگانه با قطر هیدرولیکی ۰/۱۳۳ تا ۰/۳۴۳ میلی‌متر مشاهده کردند که انتقال جریان از حالت آرام به مغشوش در عدد رینولدز کمتر از ۲۰۰ اتفاق می‌افتد که خیلی کمتر از لوله‌های مرسوم است.

افت فشار تک فاز

جریان آرام

لوله‌های دایره‌ای: پژوهشگران [۳۹۶] افت فشار ناشی از اصطکاک هوا را برای جریان توسعه یافته در لوله‌ها در محدوده سایز قطر ۲ الی ۲۰ میلی‌متر اندازه‌گیری نمودند. بیشترین خطا در اندازه‌گیری ضریب اصطکاک در محدوده ٪۸± برای جریان آرام گزارش شده است. برای جریان آرام درون کانال دایره‌ای، ضریب اصطکاک از معادله زیر تبعیت می‌کند:

$$fRe_D = 16 \qquad (۴-۲۸)$$

آن‌ها همچنین یادآور شدند که انتقال به جریان مغشوش برای لوله‌های بزرگتر از قطر ۳ میلی‌متر، در $Re = 2300$ شروع می‌شود. در نهایت، رابطه (۴-۲۸) که برای جریان آرام در لوله‌های با اندازه عمومی $(D_h > 5mm)$ می‌باشد، می‌تواند در میکروکانال‌های نیز استفاده شود.

کانال‌های غیر دایره‌ای: برای کانال‌های با سطح مقطع جریان مستطیل شکل با نسبت ابعاد ۹ و قطر هیدرولیکی در محدوده mm ۱-۵/۶، اولسون و ساندن [۳۹۶] نتایج اندازه‌گیری‌های‌شان را برای جریان هوا با معادله مقابل اعتبارسنجی نمودند.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

$$fRe_{D_h} = 20.9 \qquad (۴-۲۹)$$

ثابت نشان داده شده در سمت راست معادله بالا، وابسته به نسبت ابعاد کانال مستطیلی می‌باشد. انتقال از آرام به مغشوش در عدد رینولدز ۲۱۰۰ شروع می‌شود.

بر اساس مرجع [۳۹۷] برای نسبت‌های ابعاد متفاوت کانال‌های مستطیلی، ضرایب اصطکاکی از طریق تابع چند جمله‌ای مقابل تعریف می‌شود.

$$fRe_{D_h} = 24(1 - 1.355\,AR + 1.946\,AR^2 - 1.7\,AR^3 + 0.956\,AR^4 - 0.253\,AR^5) \qquad (۴-۳۰)$$

که AR نسبت منظری ابعاد کانال است. این رابطه، طبق نتایج پژوهش‌های [۳۹۸]، [۳۹۹] و [۴۰۰] برای ابعاد کانال‌هایی به مقدار mm ۴۰ $mm\times$ (۱/۰۷، ۲/۴۵، ۵) و mm ۱۹/۰۸ $mm\times$ ۳/۱۸ و mm ۲۰ $mm\times$ (۰/۴، ۱، ۲، ۴) صدق نموده است. این نتایج تاییدکننده آن است که رابطه (۴-۳۰) می‌تواند ضریب اصطکاک را برای کانال‌هایی میکرو به طور رضایت بخشی پیش‌بینی کند.

جریان مغشوش

لوله‌های دایره‌ای: جریان کاملا مغشوش در حدود عدد رینولدز بین ۳۰۰۰ تا ۴۰۰۰ قرار دارد. مطابق نتایج تجربی برای جریان هوا در لوله‌های دایره‌ای در قطر داخلی محدوده mm ۲-۲۰، پژوهشگران [۳۹۶] گزارش دادند بجز برای مورد $2mm$، برای دیگر قطرها، معادله بلازیوس به خوبی ضریب اصطکاک را می‌تواند پیش‌بینی کند:

$$f = 0.079Re_D^{-0.25} \qquad (۴-۳۱)$$

البته در مورد قطر $2mm$، ضریب اصطکاک به مقدار ۸٪ کمتر از پیش‌بینی معادله بالا بدست آمده است.

لین[1] و همکاران [۴۰۱] رابطه تجربی زیر را برای ضریب افت فشار اصطکاکی با در نظر گرفتن زبری سطح لوله ارائه دادند:

$$f = 8\left[\left(\frac{8}{Re}\right)^{\frac{1}{2}} - \frac{1}{(A+B)^{\frac{3}{2}}}\right]^{\frac{1}{12}} \qquad (۴-۳۲)$$

$$A = \left[2.457ln\left(\frac{1}{\left(\frac{7}{Re}\right)^{0.9} + 0..27\left(\frac{\varepsilon}{D}\right)}\right)\right]^{16} \quad , \quad B = \left(\frac{37530}{Re}\right)^{16} \qquad (۴-۳۳)$$

در کل، روابط تجربی مربوط لوله‌های سایز متداول (بیشتر از ۵ میلی‌متر) می‌تواند برای جریان تک فاز در میکروکانال‌ها (بیشتر در محدوده بین ۰/۴ تا ۵ میلی‌متر)، با خطای ناچیزی استفاده شود.

[1] lin

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

انتقال حرارت تک فاز

جریان آرام

لوله‌های دوار: برای جریان آرام کاملا توسعه یافته در لوله‌های دوار در مبدل‌های حرارتی رایج (قطرهای بیشتر از ۵ میلی‌متر) ضریب انتقال حرارت ثابت در نظر گرفته می‌شود. به عبارت دیگر، اعداد ناسلت برای شرایط "شار حرارتی ثابت" و "دمای دیواره ثابت" به فرم زیر قابل استفاده است:

برای شار حرارتی ثابت:

$$Nu_D = 4.36 \qquad (۴-۳۴)$$

برای دمای دیواره ثابت:

$$Nu_D = 3.66 \qquad (۴-۳۵)$$

برای شرط گرمایش دیواره، عدد ناسلت بین ۳/۶۶-۴/۳۶ بوده و می‌تواند از طریق حل‌های دمای دیواره ثابت به دست آید.

کانال‌های غیر دوار: برای کانال‌های مستطیل شکل، اعداد ناسلت برای جریان‌های کاملا توسعه یافته، در شرایط "شار حرارتی ثابت" طبق معادله پژوهشگر [۴۰۲] تعریف می‌شود.

$$Nu_D = 8.235(1 - 2.0421\,AR + 3.0853\,AR^2 - 2.4765\,AR^3 + 1.0578\,AR^4 - 0.1865\,AR^5) \qquad (۴-۳۶)$$

برای دیگر اشکال سطح مقطع، مقدار اعداد ناسلت در اغلب مطالعات انتقال حرارت جابجایی دیگر محققان از جمله [۴۰۳] وجود دارند.

جریان مغشوش

لوله‌های دوار: منبع [۴۰۴] گزارش داده است که مقادیر اندازه‌گیری شده آن‌ها با رابطه پتخو-پپو[1] [۴۰۳] با حدود خطای ۵٪ با افزایش عدد رینولدز صدق می‌کند.

$$Nu_D = \frac{(\frac{f}{8})Re_D Pr}{1.07 + 12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}}(Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \qquad (۴-۳۷)$$

$0.5 < Pr < 2000$ ، $10^4 < Re_D < 5 \times 10^6$ و در کار آن‌ها، لوله‌ای با قطر ۲/۹۲ میلی‌متر و گاز R-113 مورد استفاده قرار گرفته است.

[1] Petukhov-Popov

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

بر اساس کار مرجع [۴۰۵] برای جریان گاز R-12 در یک لوله با قطر ۲/۴۶ میلی‌متر رابطه دیتوس-بولتر[1] صدق می‌کند.

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{0.8} Pr^{0.4}$$
$$0.7 < Pr < 160 \qquad Re_D \geq 10000 \qquad \frac{L}{D} > 10 \tag{۴-۳۸}$$

یان و لین[2] [۴۰۱, ۴۰۶] ضریب انتقال حرارت را برای جریان گاز R134a درون یک لوله با قطر ۲ میلی‌متر را اندازه گرفتند و تایید کردند برای جریان‌های جرمی بزرگ‌تر از $\frac{kg}{m^2 s}$ ۲۰۰ (جریان مغشوش) هر دو رابطه (۴-۳۸) و رابطه گنیلیسکی[3] مطابقت خوبی با اطلاعات اندازه‌گیری شده دارد.

$$Nu_D = \frac{\left(\frac{f}{2}\right)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12.7\sqrt{\frac{f}{2}}(Pr^{\frac{2}{3}} - 1)}\left[1 + \left(\frac{D}{L}\right)^{\frac{2}{3}}\right]\left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{0.11} \tag{۴-۳۹}$$

$$3000 < Re_D < 5 \times 10^6 0.5 < Pr < 2000 \tag{۴-۴۰}$$

۴. ۳. ۱. ۳ جریان‌های دو فازی

در جریان‌های دو فازی، افت فشار و کارایی انتقال حرارت به الگوی جریان بستگی دارد. الگوهای جریان به نوبه خود توسط خواص سیال (دانسیته و ویسکوزیته مایع و گاز، کشش سطحی و خیس شوندگی سطح)، هندسه کانال (قطر هیدرولیکی و زاویه جهت گیری)، سرعت گاز و مایع و همچنین گرمایش یا سرمایش سطوح لوله تعیین می‌شود. اضافه بر آن، یک پارامتر دیگری که در جریان دو فازی مورد توجه قرار می‌گیرد، سهم تهی می‌باشد. با این حال، پدیده جریان دو فازی در میکروکانال که ابعاد مشخص آن از اندازه حباب معمولی (قطر) کوچک‌تر است، پیچیده است و می‌بایستی به طور جداگانه (نسبت به کانال‌های با قطر معمولی) مورد توجه قرار گیرد [۴۰۷]. محققان جمع‌بندی کرده‌اند که معیارهای تعیین الگوی جریان در کانال‌های معمولی برای کانال‌های میکرو اعتبار ندارند.

در روابط انتقال حرارت در جریان‌های دوفازی میکروکانال‌ها، عدد کانفاینمنت[4] که در برابر معکوس ریشه مربع عدد اوتوس[5] است، به صورت رابطه مقابل تعریف می‌شود.

$$N_{CONF} = \left(\frac{\sigma}{g(\rho_L - \rho_G)}\right)^{0.5} \Big/ D_h \tag{۴-۴۱}$$

به طوری که ρ_L، ρ_G، D_h، σ و g به ترتیب دانسیته مایع و گاز، قطر هیدرولیکی، کشش سطحی و ثابت گرانش می‌باشند. همان‌طور که در بخش‌های قبل گفتیم، برای جریان دو فازی در میکروکانال‌ها معیار زیر حاکم است:

[1] Dittus-Boelter
[2] Yan & Lin
[3] Gnielieski
[4] Confinement
[5] Otvos

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

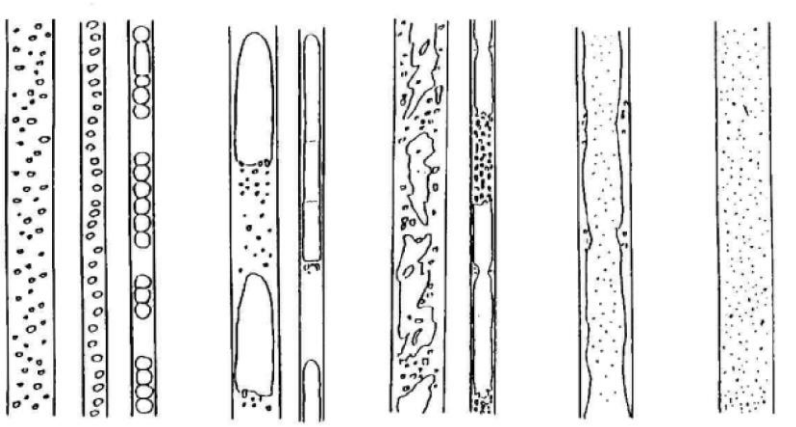
$$Eo = N_{CONF}^{-2} < 1 \qquad (۴-۴۲)$$

در ادامه، الگوی جریان دو فازی توضیح داده می‌شود و در ادامه آن، روابط تجربی افت فشار و انتقال حرارت ارائه خواهد شد.

الگوهای جریان

آقایان سو و گریفیت [۴۰۸] اولین بار جریان‌های دو فاز در کانال‌های افقی کوچک (در محدوده ۱ میلی متر و سرعت حداکثر ۳ متر بر ثانیه) را مورد بررسی قرار دادند. در ادامه چندین تحقیق در مورد شناسایی الگوی جریان گزارش شده است که در مقاله مروری توسط غیاثیان و عبدالخلیک [۴۰۹] خلاصه شده است.

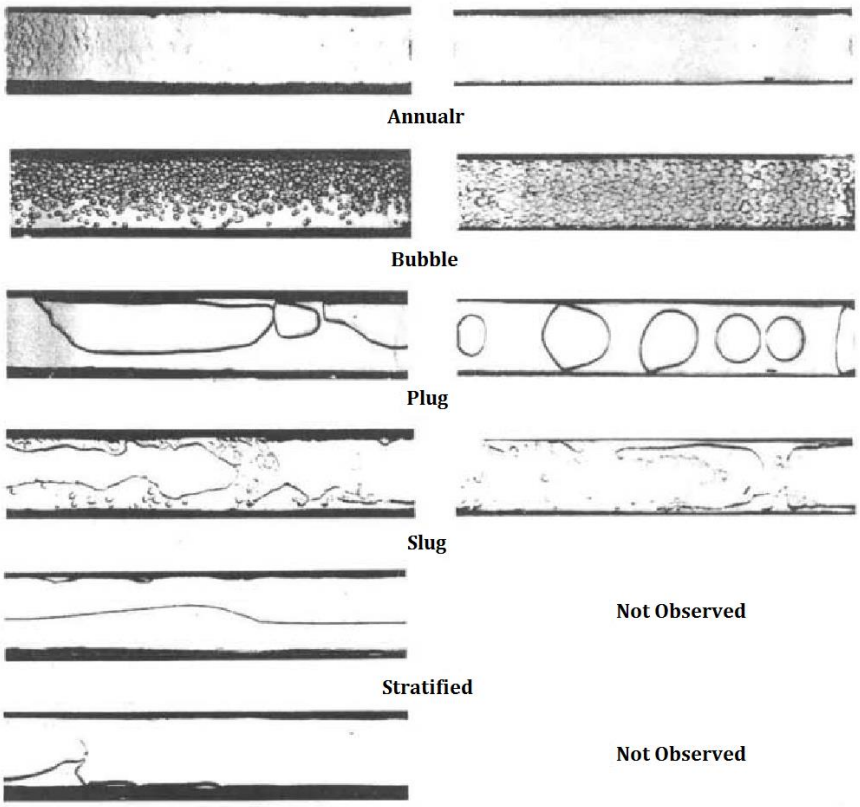
شکل ۹-۴ و شکل ۱۰-۴ به ترتیب الگوهای جریان را در لوله‌های عمودی و کانال‌های مستطیل شکل باریک افقی نشان می‌دهد. انواع الگوهای جریان مشاهده شده در کانال‌های کوچک اساسا مشابه مواردی است که در لوله‌های بزرگ مشاهده می‌شود. یعنی در لوله‌های بزرگ عمودی، جریان‌های حبابی[۱]، حلقوی[۲]، حلزونی[۳] و آشفتگی متلاطم[۴] مشاهده می‌شود (شکل ۹-۴) در حالی که در جریان‌های افقی، جریان‌های حبابی، حلقوی، حلزونی، بریده بریده[۵]، مواج[۶] و طبقه طبقه[۷] پدیدار می‌شود (شکل ۱۰-۴). دو الگوی آخر (جریان‌های طبقه طبقه و مواج) در جریان‌های عمودی ظاهر نمی‌شوند.



شکل ۹-۴: الگوی جریان در لوله‌های عمودی. a، d، f، h، و i الگوی جریان که عموما در لوله‌های بزرگ مشاهده می‌شود ، b، c، e و g الگوی جریان در لوله‌های میکروکانالی [۴۱۰]

[1] Bubbly
[2] Annular
[3] Slug
[4] Churn-turbulent
[5] plug
[6] wavy
[7] stratified

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۱۰-۴: الگوهای جریان در کانال‌های افقی مستطیلی شکل [۴۰۷]

تایتل و داکلر [۴۱۱] مفهوم بی ثباتی کلوین-هلمهولتز[1] را به عنوان مکانیزم انتقال[2] برای یک جریان طبقه طبقه وضع نمودند. اگرچه بارینا [۴۱۲] از طریق یک سری آزمایشات با لوله‌هایی با قطر ۴-۱۲/۵ میلی‌متر، استدلال کرد که کشش سطحی بر نیروی گرانشی در لوله‌های کوچک تسلط دارد و ناپایداری نوع کلوین-هلمهولتز دلیل انتقال طبقه طبقه-گسیخته نیست. مدل بارینا و همکاران [۴۱۲] از مقایسه نیروی گرانشی با نیروی کشش سطحی، نیروی کشش سطحی را در دبی‌های پایین جریان گاز و مایع در نظر می‌گیرد. معادله زیر بیانگر شروع جریان متناوب یا جریان حلزونی-بریده بریده است.

$$h_G \leq \frac{\pi}{4}\sqrt{\frac{\sigma}{\rho_L g\left[1-\left(\frac{\pi}{4}\right)\right]}} \qquad (۴-۴۳)$$

h_G ارتفاع فاز گازی است.

ویلمارت و آشی [۴۱۳] آزمایشاتی را در مورد جریان‌های دو فازی آدیاباتیک عمودی و افقی سیالات هوا و آب در کانال‌هایی با فاصله ۱-۲ میلی‌متر انجام دادند. با جریان‌های عمودی، تمام رژیم‌های جریان که در لوله‌های گرد با اندازه معمولی مشاهده می‌شوند، دیده شدند. برای موارد انتقال "حبابی به حلزونی" و "حلزونی به متلاطم"، مدل‌های جدید برای پارامتر توزیع C_0 برای پیشبینی بهتر مورد نیاز هستند. با این حال برای حالت انتقال حلقوی-متلاطم رابطه

[1] Kelvin–Helmholtz
[2] transition

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

سرعت توده حلقوی با سرعت سطحی مایع صفر، ارتباط خوبی با داده‌های تجربی نشان داد. برای جریان در کانال‌های افقی که طرف طولانی‌تر آن‌ها به صورت عمودی قرار گرفته است $(AR > 1)$ توده مواج طبقه طبقه ظاهر نمی‌شود. در این نمونه، مدل موجود برای جریان یکنواخت و صاف در حالت انتقال به جریان بریده بریده رضایت بخش نبود و باید مدل بهتری تهیه شود. با این حال، آن‌ها هیچ گزارشی در مورد جریان‌های افقی با کانال مستطیل که طرف طولانی‌تر آن به صورت افقی باشد $(AR < 1)$، ارائه نکرده‌اند.

وامسگانی و همکاران [۴۰۷] گزارش دادند که نقشه الگوهای جریان برای لوله‌های معمولی معمولا برای کانال‌های کوچک کاربرد ندارد (پارامترهای کمی آن‌ها با همدیگر همخوانی ندارند). نقشه الگوهای انتقال و رژیم جریان برای میکروکانال‌ها به خوبی در کار مروری آقایان غیاثیان و عبدالخلیک [۴۰۹] خلاصه شده است.

افت فشار دوفازی

افت فشار دو فازی شامل مولفه‌های اصطکاکی، شتاب و گرانشی است. در میان آن‌ها ، افت‌های فشار ناشی از شتاب و گرانش می‌تواند به آسانی برآورد شود، به محض آنکه سهم تهی[1] به طور صحیح به دست آورده شود. بنابراین، در بخش حاضر، تنها افت فشار اصطکاکی با جزئیات توضیح داده خواهد شد. چند کار نمونه درباره‌ی افت فشار اصطکاکی دو فازی در جدول ۱-۴ فهرست شده‌اند.

جدول ۱-۴ خلاصه‌ای از چند تحقیق مهم در تعیین افت فشار اصطکاکی جریان دو فازی در میکروکانال [۳۹۲]

Authors	GeometryΨ – orientation* and size (mm)	Fluid	Suggested correlations
Yang and Webb	R, 2.64 RF, 1.56	R-12	$\frac{f}{f_L} = 0.435Re_{eq}^{0.12}$ (rectangular channel, micro-fin tubes)
Yan and Lin	C–H, 2	R-134a	$f_{TP} = 498.3Re_{eq}^{-1.074}$
Webb and Ermis	RF, 0.44–1.56 R, 1.33	R-134a	$\left(\frac{dp}{dz}F\right) = aG^m x^n$ (a, m, n: determined from experiments

R, rectangular channel; C, circular tube; S, semi-triangular channel; F, finned channel. *H, horizontal flow; Ψ V, vertical flow.

در جریان‌های کانالی دوفازی، مفهوم ضریب اصطکاک دو فازی به طور گسترده‌ای استفاده شده است. ضریب اصطکاک دو فازی بر پایه دبی جریان مایع تعریف می‌شود، همانند زیر:

$$\emptyset_L^2 = \frac{(dp/dz\,F)_{TP}}{(dp/dz\,F)_L} \qquad (۴-۴۴)$$

[1] Void Fraction

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

$$\emptyset_{Lo}^2 = \frac{(dp/dz\,F)_{TP}}{(dp/dz\,F)_{Lo}} \qquad (۴-۴۵)$$

در اینجا، صورت رابطه (۴-۴۵) مرتبط به افت فشار اصطکاکی دوفازی است در حالی که مخرج کسر، افت فشار تک فازی فقط برای جریان مایع است. مخرج کسر در رابطه (۴-۲۲) معرف افت فشار برای تمام جریانی که به عنوان فاز مایع در نظر گرفته شده است، اشاره می‌کند. راه دیگری به بیان افت فشار اصطکاکی دوفازی استفاده از مدل جریان همگن می‌باشد که در این مدل، ضریب اصطکاک دو فازی بر اساس اعداد رینولدز دو فازی تعریف می‌شود. به دلیل سادگی استفاده از مدل همگن، اغلب پذیرفته شده است. بنابراین در این بخش، تحقیقاتی که از این دو رهیافت برای تعیین افت فشار اصطکاکی استفاده کرده‌اند، معرفی می‌شوند و نتایج افت فشار برای جریان تغییرات فاز (چگالش) ارایه خواهد شد.

جریان با تغییر فاز (چگالش)

به عنوان یک قسمتی از آزمایش انتقال حرارت چگالشی، افت فشار جریان دوفازی برای جریان گاز R-12 در هردو لوله‌های مستطیلی و پره‌های میکرو با قطر هیدرولیکی ۲/۶۴ و ۱/۵۶ میلی‌متر توسط یانگ و وب [۴۱۴] اندازه‌گیری شده است. مفهوم و یا ایده سرعت جرمی معادل که توسط آکرز و همکارانش [۴۱۵] ارایه شد، توانست یک رابطه تجربی برای هر دو لوله ساده و میکرو با دقت ٪۲۰± پیشنهاد شود. رابطه تجربی به صورت زیر ارایه شده است:

$$\frac{f}{f_L} = 0.435 Re_{eq}^{0.12} \qquad (۴-۴۶)$$

که Re_{eq} در رابطه زیر تعریف شده است.

$$Re_{eq} = \frac{GD}{\mu_L}\left[(1-x_m) + x_m\left(\frac{\rho_L}{\rho_G}\right)^{0.5}\right] \qquad (۴-۴۷)$$

رابطه (۴-۴۶) ویژگی‌های سیال را به حساب می‌آورد و برای سیالات دیگر قابل کاربرد می‌باشد. محدوده سرعت جرمی و کیفیت به ترتیب $kg/(m^2s)$ ۴۰۰-۱۴۰۰ و ۰/۱-۰/۹ می‌باشند و دمای اشباع $65^{\circ}C$ نگه داشته شده بود. تاثیر شکل هندسی در f_L مستتر است. آن‌ها هم چنین ذکر کردن که غالب افت فشار ناشی از تنش برشی بخاری در هر دو لوله ساده و میکرو است.

یان و لین [۴۱۶] افت فشار اصطکاکی برای یک جریان چگالشی با لوله دایره‌ای ۲ میلی‌متر و سیال R134A اندازه‌گیری کردند. سرعت جرمی، دمای اشباع و شار حرارتی به ترتیب در حدود $kg/(m^2s)$ ۱۰۰-۲۰۰، $^{\circ}C$ ۲۵-۵۰ و kw/m^2 ۱۰-۲۰ بودند. آن‌ها بر اساس نتایج آزمایش‌شان، رابطه زیر را برای ضریب اصطکاک بیان کردند:

$$f_{TP} = 498.3 Re_{eq}^{-1.074} \qquad (۴-۴۸)$$

عدد رینولدز مطابق رابطه (۴-۴۷) تعریف شده است.

اخیرا وب و ارمیس [۴۱۷] نتایج تجربی درباره گرادیان فشار برای یک جریان R-134a در لوله‌های آلومینیوم اکسترود شده چند پورت صاف گزارش دادند. قطر هیدرولیکی آن‌ها از مقدار ۰/۴۴ به ۱/۵۶ میلی‌متر متغیر بود که معتقد هستند که کوچک‌ترین قطرهای هیدرولیک گزارش شده در منابع برای افت فشار چگالشی می‌باشند. دامنه

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

تغییرات سرعت جرمی و کیفیت بخار به ترتیب $kg/(m^2s)$ ۱۰۰۰-۳۰۰ و ۸۷-۱۶٪ می‌باشد. دمای اشباع $^{\circ}C$ ۶۵ نگه داشته شده بود و شار حرارتی در مقدار kw/m^2 ۸ حفظ شده بود. گرادیان فشار با کاهش قطر هیدرولیکی برای تمام لوله‌ها افزایش پیدا می‌کند و به‌صورت زیر بیان شده است:

$$\left(\frac{dp}{dz}F\right) = aG^m x^n \qquad (۴-۴۹)$$

مقادیر مناسب a , m , n برای هر کانال در جدولی در مقاله فوق الذکر آمده است.

توصیه:

برای جریان‌های چگالشی، فقط سه رابطه تجربی (۴-۴۶)، (۴-۴۸) و (۴-۴۹) قابل دسترس می‌باشند که اندازه و شکل‌های مختلف را مورد پوشش قرار می‌دهند و همه این معادلات برای استفاده توصیه می‌شوند.

انتقال حرارت تغییر فازی

در این بخش، رابطه انتقال حرارت برای جریان‌های کندانسور معرفی می‌شود و به ترتیب کارهای مربوطه در جدول زیر آورده شده است:

جدول ۲-۴ انتقال حرارت چگالشی در میکروکانال [۳۹۲]

Authors	GeometryΨ – orientation* and size (mm)	Fluid	Heat transfer mechanism	Suggested correlations
Yan and Lin	C–H, 2	R, 1.33	–	$\frac{h_{TP}D}{k_L}Pr_L^{-0.33}Bo^{0.3}Re = 6.48Re_{eq}^{1.04}$
Yang and Webb	RF, 1.56 R, 2.64	R-12	Shear-controlled flow	$\frac{hD}{k_L} = 0.265RE_{eq}^{0.8}Pr_L^{1/3}$
Yang and Webb	RF, 1.41, 1.56 R, 1.33, 2.64	R-134a R-12	Shear-controlled andsurface tension regimes	$h = h_u\left[\frac{A_u}{A}\right] + h_f\left[\frac{A_f}{A}\right]$ (model validation)
Webb and Ermis	RF, 0.44–1.56 R, 1.33	R-134a	-	$h = bG^P x^q$ (b, p, q: experimentally determined parameters)

Ψ R, rectangular channel; C, circular tube; F, finned channel. *H, horizontal flow; V, vertical flow.

جریان‌های چگالشی

تعداد زیادی از مطالعات تجربی بر روی چگالش گاز مبرد در لوله‌ها با پره‌های میکرو و با اندازه قطر معمولی (مثلا بزرگتر با قطر هیدرولیکی بزرگتر از ۵ میلی‌متر) وجود دارد و به‌روزترین این معادلات در مقالات مروری توسط نیول[1] و شاه [۴۱۸] خلاصه شده است. از طرفی دیگر، کارهای کمتری در چگالش گازها در میکروکانال‌ها گزارش شده است. در ادامه، این کارهای قابل دسترس آورده می‌شود.

1. Newell

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

مشابه جریان جوشش (یان و لین [۴۰۶])، یان و لین [۴۱۶] یک آزمایش انتقال حرارت چگالش گازها برای یک جریان گاز *R-134a* از درون یک لوله افقی با قطر داخلی ۲ میلی‌متر انجام دادند. ضریب انتقال حرارت چگالش گازها در تقریبا ۱۰٪ بیشتر از مقدار مربوط به لوله بزرگ ($D = 8\,mm$) بدست آمد. همچنین، در شار حرارتی و دمای اشباع پایین و در دبی جرمی زیاد، ضریب انتقال حرارت بیشتر حاصل شد. بر مبنای داده های اندازه‌گیری شده، یک رابطه تجربی انتقال حرارت به صورت زیر پیشنهاد شده است:

$$\frac{h_{TP}D}{k_L}Pr_L^{-0.33}Bo^{0.3}Re = 6.48Re_{eq}^{1.04} \qquad (۴-۵۰)$$

$$Bo = q"/Gi_{fg} \qquad (۴-۵۱)$$

در اینجا، Bo و Re_{eq} به ترتیب در فرمول‌های (۴-۵۱) و (۴-۴۷) نشان داده شده‌اند. عملکرد شرایط برای فرمول (۴-۵۰) مشابه با شرایط فرمول (۴-۴۸) هستند.

از طریق یک سری از آزمایشات بر روی یک جریان گاز R-134a عبور کننده از صفحه آلومینیومی چند سوراخی[۱] صاف ساخته شده از آلومینیوم به روش اکسترود و با قطر هیدرولیکی آن‌ها در محدوده ۰/۴۴ تا ۱/۵۶ میلی‌متر، وب و ارمیس [۴۱۷] گزارش دادند که ضریب انتقال حرارت چگالشی با کاهش قطر هیدرولیکی برای همه لوله‌های تست شده افزایش یافته است. آن‌ها همچنین یک رابطه تجربی برای ضریب انتقال حرارت چگالشی ایجاد کرده‌اند:

$$h = bG^P x^q \qquad (۴-۵۲)$$

جایی که $b،p،q$ از داده‌های آزمایشگاهی تعیین شده‌اند. سرعت جرمی و محدوده کیفیت به ترتیب $300\text{-}\ kg/m^2s$ *1000* و٪۸۷-۱۶ بودند. شار حرارتی kW/m^2 ۸ بود و اشباع دما ^oC ۶۵ بود. مطابق آن‌ها، همان‌طور که در کار یانگ و وب [۴۱۴, ۴۱۹] برای چگالش جریان گاز R-12 بحث شده است، رابطه تجربی ارایه شده توسط آکرز:

$$\frac{hD}{k_L} = 0.265RE_{eq}^{0.8}Pr_L^{1/3} \qquad (۴-۵۳)$$

فقط برای جریان کنترل شده توسط نیروی برشی معتبر است و تاثیر تخلیه کشش سطحی[۲] را به حساب نمی‌آورد. اگر یک رژیم جریان تحت تاثیر تخلیه کشش سطحی باشد، می‌بایستی مدل کشش سطحی یانگ و وب [۴۲۰] برای اعمال این اثر اضافه مورد استفاده قرار گیرد. مدل پیش‌بینی آن‌ها با داده‌های همان محققان برای جریان‌های R-12 و R-134a تایید شده است. مدل ۹۵٪ از داده های چگالش گازها را در داخل محدوده ۱۶±٪ پیش بینی می‌کند.

۴.۱.۳.۴ جمع‌بندی

در بخش حاضر، خصوصیات افت فشار و انتقال حرارت برای جریان‌های تک‌فازی و دو فازی در میکروکانال‌ها مرور شده است. برای جریان‌های تک فازی در داخل میکروکانال‌هایی که در اینجا مورد توجه قرار گرفت ($D_h = 0.1 - 5mm$) ، روابط تجربی افت فشار اصطکاکی و انتقال حرارت برای کانال‌های بزرگ بدون تفاوت زیاد مورد

2. multi-port
2 Surface tension drainage

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

تایید است. از طرف دیگر، برای جریان‌های دو فازی میکروکانالی، روابط تجربی معمولی (برای لوله‌های بزرگ) غیر قابل قبول هستند. به عبارت دیگر، الگوی جریان شدیدا به اندازه کانال و پیکربندی آن و هم چنین پارامترهای دیگر بستگی دارد و بر این اساس، مکانیزم اندازه حرکت و انتقال حرارت تغییر می‌کند. برای افت فشار اصطکاکی دو فازی، روابط تجربی ضریب اصطکاک دوفازی یا ضریب مجازی اصطکاکی دوفازی که معرفی شده‌اند، اثرات اندازه لوله و پیکربندی را در نظر گرفته‌اند و توصیه می‌شود که در محدوده داده های آزمایش و شرایط آزمایش به کار روند. به همین ترتیب، برای انتقال حرارت چگالشی گازها در میکروکانال‌ها، روابط تجربی ضریب انتقال حرارت مربوط به مکانیزم انتقال حرارت معرفی شده در آن تحقیق می‌باشد.

۴. ۳. ۲ روابط قسمت بیرونی مبدل حرارتی

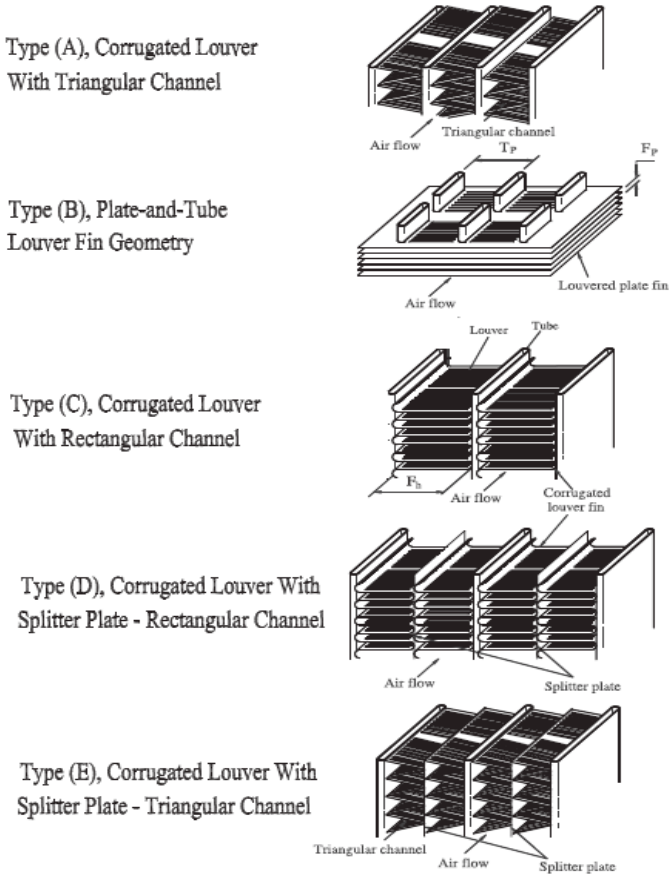
سطوح لایه لایه پره‌ای در قسمت تماس با هوای مبدل حرارتی میکروکانال همراه با لوله‌های تخت اکسترود شده میکروکانال، برای تقویت عملکرد آیرودینامیکی حرارتی استفاده می‌شود. برای این هندسه، نسبت سطح هوای به سطح مبردی معمولا در مقایسه با مبدل‌های حرارتی لوله پره‌ای با لوله‌های گرد، خیلی کوچک‌تر است [۴۲۱]. اگر سرعت جریان یکسان باشد، کانالی با قطر هیدرولیکی (D_h) کوچک‌تر ضریب انتقال حرارت بهتری خواهد داشت. بنابراین در هر دو سمت هوا و مبرد میکروکانال‌ها، ضریب انتقال حرارت بهتری نسبت به انواع رایج مبدل‌های حرارتی لوله‌ای فین‌دار دارند. این نشان می‌دهد که مقاومت حرارتی سمت هوای مبدل‌های حرارتی میکروکانال تاثیر قابل توجهی در عملکرد مبدل حرارتی دارد و این موضوع در مبدل حرارتی پره-لوله رایج به این شدت نیست. عملکرد گرمایی آیرودینامیکی سمت هوای مبدل‌های حرارتی میکروکانال، وابسته به عدد رینولدز و هندسه باله (مانند: گام و زاویه و عمق جریان) است. ژاکوپی و شاه [۴۲۲] ارزیابی جامع و منظمی از مکانیزم‌های افزایش انتقال حرارت در سمت هوا ارایه نمودند.

در ادامه، ساختار جریان در پره‌های کرکره‌ای شرح داده می‌شود. این مطالب به درک صحیحی از جریان و تاثیر آن بر روی کارایی گرمایی پره‌های کرکره‌ای کمک می‌کند.

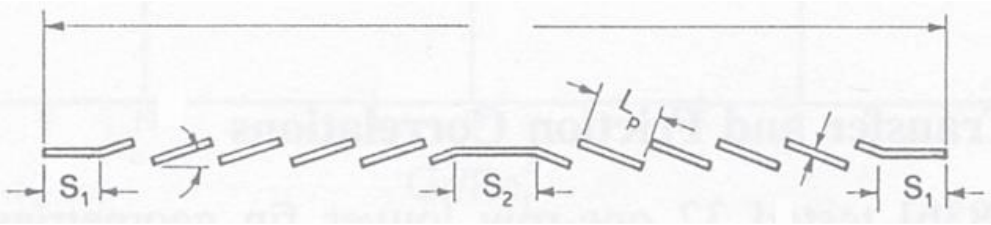
۴. ۳. ۲. ۱ ساختار جریان در پره کرکره‌دار

قبل از آنکه روابط مربوط به افت فشار و انتقال حرارت در پره کرکره‌ای ارایه شود، مناسب است که ساختار جریان شرح داده شود زیرا کارایی گرمایی سمت هوا بسیار به ساختار جریان وابسته است. برای بهبود کارایی گرمایی مبدل‌های با پره کرکره‌ای، درک مکانیزم‌های تقویت انتقال حرارت مهم می‌باشد. چندین پارامتر مهم بر روی کارایی سمت هوای پره کرکره‌ای نقش بازی می‌کنند. که شامل انقطاع لایه مرزی، به وجود آمدن گردابه، بازدهی جریان و ساختار هندسی می‌باشند. مطابق شکل ۱۱-۴ و شکل ۱۲-۴ سطح پره کرکره‌ای شامل چندین نوار کرکره‌ای (لوور) است که شامل کرکره انحراف ورودی و خروجی، لوورهای میانی و لوورهای تغییر مسیر است.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



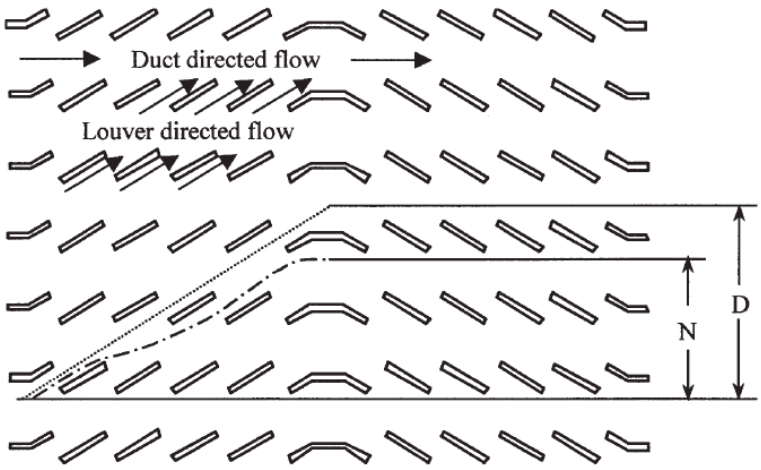
شکل ۱۱-۴: انواع مبدل‌های حرارتی پره کرکره‌ای [۴۲۳]



شکل ۱۲-۴: شماتیک سطح مقطع هندسه پره کرکره‌ای [۴۲۴]

مطابق شکل ۱۳-۴ یکی دیگر از جنبه‌های مهم تاثیر گذار بر کارایی پره، راندمان جریان است. راندمان جریان، الگوی جریان را توصیف می‌کند و عبارت است درجه‌ای که جریان از جهت کرکره تبعیت می‌کند و به هندسه کرکره و عدد رینولدز وابسته است. بازده‌ای جریان با زاویه کرکره افزایش و با نسبت پیچ فین به کرکره کاهش می‌یابد. جریان از مسیری با حداقل افت فشار پیروی می‌کند. برای مثال، وقتی بازدهی جریان صفر است که ۱۰۰٪ کل جریان ورودی بدون تغییر جهت اولیه ورودی در راستای کانال (نه در راستای کرکره‌ها) حرکت کنند. به‌طور واضحی، لازم است که برای افزایش کارایی پره‌های لوور، بازدهی جریان افزایش یابد و تحقیقات زیادی در این زمینه انجام شده است.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



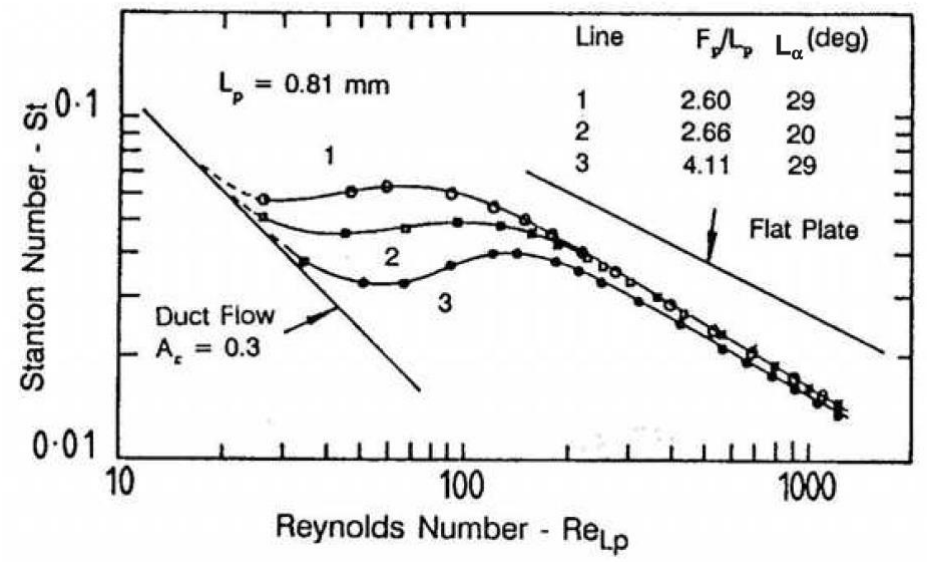
شکل ۱۳-۴: تعریف بازدهی جریان [۳۹۲]

باوایس [۴۲۵] اولین بار تست آشکارساز جریان را در آرایه‌های پره کرکره‌ای انجام داده است او از تکنیک آشکارساز جریان دودی استفاده کرده است و یک الگوی جریان دود را از طریق پره‌های کرکره‌ای در مقیاس ۱:۱۰ ارایه کرده است. الگوی جریان به وضوح نشان داد که جریان اصلی در جهت نزدیک با جهت موازی کرکره‌ها می‌گذرد. قبل از کار ایشان، تصور بر این بود که غالب جریان از داخل پره‌ها می‌گذرد و به اصطلاح، جریان کانالی است (از داخل کرکره‌ها نمی‌گذرد) و کرکره‌های فقط نقش زبری را برای جریان بازی می‌کنند و با ایجاد اغتشاش، انتقال حرارت را در پره زیاد می‌کنند.

داونپورت با استفاده از آشکارسازی جریان، نشان داد که ساختار جریان در داخل کرکره‌ها تابع عدد رینولدز است و در عدد رینولدز کم، تشکیل لایه مرزی ضخیم بر روی صفحات کرکره‌ای منجر به جلوگیری از عبور جریان از مسیر موازی با این صفحات می‌شود و نتیجه آن، عبور قسمت اعظم جریان موازی با پره اصلی مبدل می‌شود. همان‌طور که عدد رینولدز زیاد می‌شود، به آرامی، جهت جریان به سمت جهت کرکره میل می‌کند و اختلاف بین جهت اصلی جریان با جهت کرکره بین ۴ تا ۷ درجه می‌شود. تورا با آزمایشات آشکارسازی نشان داد که زاویه کرکره تاثیر اساسی بر کارایی مبدل دارد.

اچیچی و کول کارایی سمت هوای مبدل با پره کرکره‌ای را اندازه‌گیری کردند. شکل ۱۴-۴ نتایج انتقال حرارت را برای سه هندسه مختلف نشان می‌دهد. دو نوع ساختار جریان وجود دارد: جریان در سمت کانالی و جریان در سمت کرکره. در اعداد رینولدز بالا، هر سه نمودار مربوط به سه هندسه، نتایج یکسانی دارند و مقادیر مربوط به آن‌ها از مقدار مربوط به جریان آرام بر روی صفحه تخت (در جهت کرکره) کمتر است. منحنی‌ها در عدد رینولدز پایین به نتیجه معادله مربوط به جریان کانالی آرام کاملا توسع یافته میل می‌کنند.

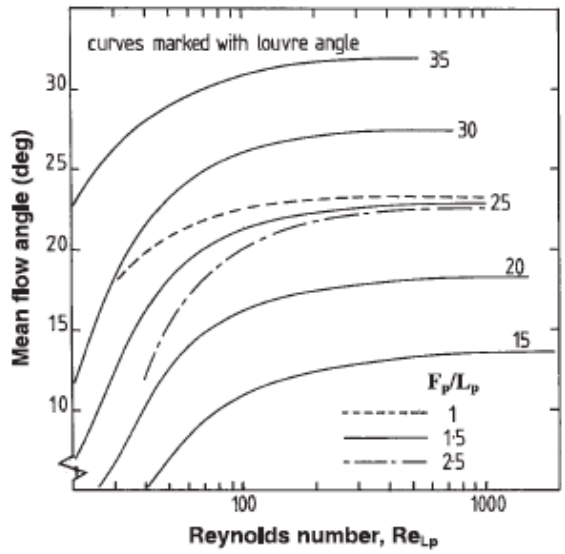
DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۱۴-۴: مشخصات انتقال حرارتی پره لووری با هندسه‌های مختلف نسبت به عدد رینولدز [۳۹۲]

اچیچی و کول یک مطالعه بر روی پره کرکره‌ای با استفاده از شبیه‌سازی عددی جریان آرام توسعه یافته انجام دادند. شکل ۱۵-۴ نشان می‌دهد چگونه زاویه جریان متوسط (F_α) به عدد رینولدز و پارامترهای هندسی کرکره بستگی دارد. زاویه جریان متوسط در اعداد رینولدز بالا افزایش می‌یابد و به مقدار زاویه کرکره با چند درجه کمتر میل می‌کند. یک معادله ساده چند جمله‌ای را برای توصیف میانگین زاویه جریان (F_α) در یک تابعی از عدد رینولدز (Re_{L_P}) با نسبت پره به گام کرکره $(\frac{F_P}{L_p})$ و زاویه کرکره (L_α) ایجاد کردند که عبارت است از:

$$F_\alpha = 0.936 - \frac{243}{Re_{L_P}} - 1.76\frac{F_P}{L_P} + 0.995L_\alpha \qquad (۴-۵۴)$$



شکل ۱۵-۴: زاویه جریان متوسط به عنوان ضریبی از زاویه لوور و عدد رینولدز [۳۹۲]

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

آقایان وب و تراگر [۴۲۶] آزمایش آشکارساز جریان را برای پارامترهای هندسی مانند گام کرکره، زاویه کرکره و گام پره در استفاده از مدل‌های مقیاس بزرگ در یک کانال آب انجام دادند. آن‌ها پارامتر بازدهی جریان (F_e) را که میزان هم ترازی هندسه و الگوی جریان خاص است به عنوان نسبت فاصله عرضی واقعی به فاصله عرضی ایده‌آل مطابق شکل ۱۳-۴ تعریف نمودند.

$$F_e = \frac{N}{D} \qquad (۴-۵۵)$$

آچاچیکا و کول [۴۲۷] از نسبت زاویه جریان متوسط به زاویه کرکره (F_α/L_α) به جای تعریف بازدهی جریان وب [۴۲۶] استفاده نمودند که به‌صورت رابطه مقابل تعریف می‌شود.

$$F_e = \frac{N}{D} = \frac{tan\,(F_\alpha)}{tan\,(L_\alpha)} \cong \frac{F_\alpha}{L_\alpha} \qquad (۴-۵۶)$$

این رابطه برای $0.2 < F_e < 0.9$ با $L_\alpha = 20°$ با خطای ۳٪ صادق است. بنابراین می‌توان از هر دو تعریف برای توصیف ویژگی‌های میانگین جریان استفاده نمود. آن‌ها گزارش دادند که با افزایش عدد رینولدز تا مقدار رینولدز بحرانی $(Re^*_{L_p})$، بازده جریان افزایش می‌یابد. بالاتر از عدد رینولدز بحرانی، بازده جریان به عدد رینولدز، برای یک مقدار ثابتی از نسبت گام کرکره به پیچ پره $\left(\frac{L_p}{F_p}\right)$، غیر وابسته می‌شود.

بازده جریان با معادله توسعه یافته توسط وب و سانون [۴۲۸] به‌صورت رابطه مقابل داده می‌شود.

برای $Re_{L_p} < Re^*_{L_p}$:

$$F_e = F^*_e - 37.17 \times 10^{-6}(Re^*_{L_p} - Re_{L_p})^{1.1}(\frac{L_p}{F_p})^{-1.35}(\frac{L_\alpha}{90})^{-0.61} \qquad (۴-۵۷)$$

برای $Re_{L_p} > Re^*_{L_p}$:

$$F_e = F^*_e \qquad (۴-۵۸)$$

جایی که $F^*_e = 0.95(\frac{L_p}{F_p})^{0.23}$ و $Re^*_{L_p} = 828(\frac{L_\alpha}{90})^{-0.34}$ است.

کول [۴۲۹] نشان داد انتقال حرارت برای هندسه پره کرکره‌ای چندگانه زمانی بهبود می‌یابد که الگوی جریان هم جهت با کرکره باشد و نرخ افت زاویه جریان متوسط تابعی از $\frac{F_p}{L_p}$ است. آن‌ها معادله زیر را برای حداکثر زاویه جریان زمانی که عدد رینولدز بی نهایت است، ارایه می‌دهند.

$$(F_\alpha)_{max} = 0.936 - 1.76\frac{F_p}{L_p} + 0.995L_\alpha \qquad (۴-۵۹)$$

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

آن‌ها حدس می زنند که سقوط عدد استنتون[1] با نسبت زاویه جریان بحرانی $\frac{F_\alpha}{(F_\alpha)_{max}} = 0.95$ شروع می‌شود. آن‌ها عدد رینولدز بحرانی که در آن عدد سقوط آغاز می‌شود، به صورت زیر پیشنهاد نمودند.

$$Re^*_{L_p} = \frac{4860}{(0.936 - 1.76\left(\frac{F_p}{L_p}\right) + 0.995L_\alpha)} \qquad (۴-۶۰)$$

بلوز [۴۳۰] تست نمایان سازی جریان با جوهر درآب در اعداد رینولدز $50 < Re_{L_p} < 600$ را انجام و چند راهنما برای اندازه مدل مقیاس شده پیشنهاد کرد و تعداد باله‌ها را برای جلوگیری تاثیر آن‌ها بر جریان در مرکز آرایه کرکره، به صورت زیر ارایه نمود.

$$N_c > \frac{3d_t}{F_p} \qquad (۴-۶۱)$$

d_t فاصله عرضی است که جریان در مدل طی می‌کند. او بازده جریان را برای مدل شش و دوازده ستونی مقایسه و تفاوت‌های ۱۰۰٪ آن‌ها را کشف نمود. باید این نکته را در نظر داشت که اکثر مطالعات تجربی گذشته درباره هندسه پره کرکره‌ای با استفاده از بخش‌های آزمایشگاهی که فقط ۳ الی ۱۰ ستون پره در جهت عرضی درج نموده‌اند، انجام گرفته است. زمانی که تعداد کمی از ستون پره‌ها استفاده شود، به جای جریان هم جهت با کرکره، جریان از هم جدا می‌شود و از روی کرکره‌ها عبور می‌کند که باعث افزایش زیاد افت فشار می‌شود و نتایج آن‌ها قابل استفاده در مبدل حرارتی در مقیاس کامل نیست. نتایج اندازه‌گیری راندمان جریان وی نشان داد که انحراف مطلق ۵۷٪ نسبت به شبیه‌سازی عددی آشاشیا و کاول [۴۲۷] برقرار است. وی حدس زد که این اختلاف بزرگ به این واقعیت نسبت داده می‌شود که مدل شبیه‌سازی عددی از جریان در حال توسعه غفلت می‌کند. او رابطه‌ای را برای بازده جریان به عنوان یک تابعی از Re_{L_p} ، $\frac{F_p}{L_p}$ و L_α ایجاد نمود.

$$F_e = (-5 - \frac{300}{Re_{L_p}} - 10\frac{F_p}{L_p} + 1.34L_\alpha)\big/L_\alpha \qquad (۴-۶۲)$$

دجانگ و جوکابی [۴۳۱] اثر دیواره‌های آرایه بر جریان، افت فشار، رفتار انتقال حرارت و میزان نفوذ این اثرات به یک آرایه را گزارش دادند. آن‌ها حداقل تعداد ستون‌هایی را ارایه کردند به گونه‌ای که جریان در مرکز آرایه‌ها می‌تواند نماینده جریان در مبدل حرارتی با تعداد ستون‌های بیشتر باشد.

$$N_c = N_{wall} + \frac{L_p N_1 \, tan(L_\alpha)}{F_p} \qquad (۴-۶۳)$$

جایی که:

$N_{wall} = 6L_\alpha < 30°$ و $\frac{F_p}{L_p} > 0.9$

[1] Stanton number

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

$N_{wall} = 8L_\alpha \geq 30°$ یا $\frac{F_p}{L_p} \leq 0.9$

$N_{wall} = 9L_\alpha \geq 30°$ و $\frac{F_p}{L_p} \leq 0.9$

جایی که N_1 تعداد کرکره‌های ورودی تا کرکره تغییر مسیر است. این معادله برای بیشتر موارد کافی است به جز موارد غیر معمول با N_1 بسیار بزرگ‌تر از حالت عادی همراه با یک زاویه لوور بزرگ یا نسبت گام پره به گام کرکره بسیار کوچک که باید حداقل یک مرز اضافی روی N_{wall} قرار گیرد.

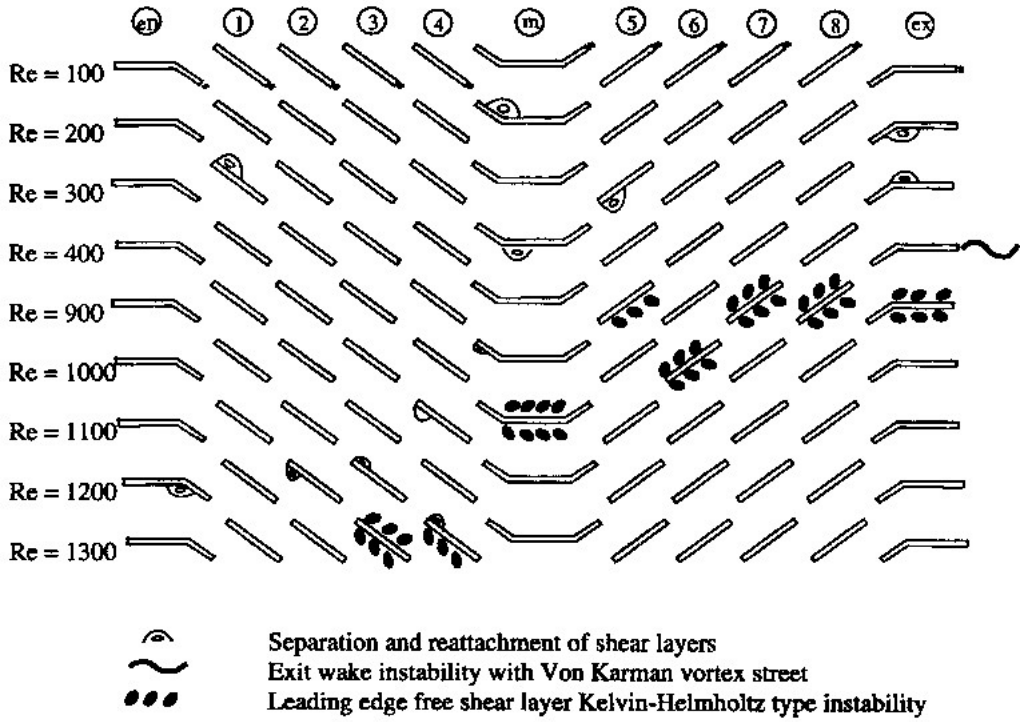
$$N_{wall} \geq \frac{L_p N_1 \, tan(L_\alpha)}{F_p} \qquad (۴-۶۴)$$

این فرمول نشان می‌دهد که استفاده از ۸ الی ۱۰ ستون ضروری است اما آن‌ها توصیه می‌کنند که حداقل ۱۲ ستون برای هندسه‌های معمولی استفاده شوند. برای مبدل‌های حرارتی معمولی، دیواره‌ها تاثیر بسیار کمی در انتقال حرارت و افت فشار دارند و برای طراحی آن‌ها، تاثیر دیواره می‌تواند نادیده گرفته شود مگر این که تعداد کل ستون‌های پره‌ها کمتر از ۱۰ برابر تعداد ستون‌های تحت تاثیر دیواره‌ها هستند، باشد.

شکل ۱۶-۴ شماتیک ساختار جریان و انتشار ناپایداری‌ها به عنوان تابعی از عدد رینولدز را نشان می‌دهد. این شکل تنها برای شفاف سازی ظهور اولیه ویژگی‌ها نمایش داده می‌شود. در کمترین عدد رینولدز $(Re_{L_{p1}} = 10)$ جریان آرام بوده و هیچ جدایشی در آرایه‌ها به وجود نمی‌آید. در $Re_{L_{p1}} = 100$ مناطق چرخشی کوچکی در مناطق دنباله[1] همه کرکره‌ها پیدا شده و حباب‌های چرخشی با افزایش عدد رینولدز، بزرگ‌تر و قوی‌تر می‌شوند. در رینولدز $Re_{L_{p1}} = 200$ دو حباب جداشده پایدار روی کرکره تغییر جهت دهنده و کرکره خروجی پدیدار می‌شوند. در $Re_{L_{p1}} = 300$ سه منطقه چرخشی ظاهر شدند که در کرکره (۱ و ۵) به ترتیب ورودی، تغییر جهت دهنده و خروجی قرار دارند. اولین ناپایداری با خیابان گردابه‌ای ون کارمن[2] در ناحیه دنباله کرکره خروجی در $Re_{L_{p1}} = 400$ با یک فرکانس مشخص $St = 0.084$ ظاهر می‌شود. این ناپایداری ناشی از اثر متقابل لایه برشی جدا شده در بالای کرکره خروجی با لایه برشی لبه پایینی جدا شده از کرکره خروجی است. با افزایش عدد رینولدز، این ناپایداری به بالادست جریان گسترش می‌یابد.

[1] wake
[2] Von Karman

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۱۶-۴: توسعه و انتشار ناپایداری در باله‌های چند لایه لوور (فقط ظهور اولیه ناپایداری نشان داده شده است) [۳۹۲]

در $Re_{L_{p1}} = 900$ ناپایداری لایه برشی آزاد اضافی (نوع کلوین-هلهولمز) با فرکانس مشخصه $St = 0.17$ در سه کرکره آخر در نزدیک خروجی آرایه ایجاد شده است.

تفتی و ژانگ [۴۳۲] جهت تخمین شروع ناپایداری در کرکره‌های داخلی، عدد رینولدز Re_s را تعریف نمودند:

$$Re_s = Re_{L_{p1}} \frac{2n}{cosF_\alpha} \frac{F_p}{F_p cosF_\alpha} - F_{th} \qquad (۴-۶۵)$$

n تعداد لوورهای مربوط به انتهای کرکره ورودی تا مرکز کرکره تغییر مسیر است. نشان داده شد که این مدل ساده می‌تواند پیش‌بینی ناپایداری در کرکره‌های داخلی را نشان دهد.

۴. ۳. ۲. ۲ شرایط خشک

بسیاری از داده‌ها و روابط تجربی انتقال حرارت سمت هوا در مبدل‌های حرارتی با لوله تخت آلومینیومی بریزشده با سطوح پره صفحه‌ای و یا کرکره‌ای در منابع آزاد گزارش شده‌اند. جدول ۳-۴ روابط j و f را که شامل طیف وسیعی از پارامترهای هندسی است، را خلاصه می‌کند. به جزء مواقعی که ذکر می‌شود، تمام داده‌ها به صورت ضریب کولبرن[1] j و ضریب اصطکاک فنینگ[2] f به صورت زیر تعریف می‌شوند.

[1] Colburn
[2] Fanning

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

$$j = St.Pr_o^{2/3} = \frac{h_o}{\rho_m V_c c_{po}} \quad (۴-۶۶)$$

$$f = \frac{A_c}{A_o}.\frac{\rho_m}{\rho_1}\left[\frac{2\rho_1 \Delta P_o}{(\rho_m V_c)^2} - (K_c + 1 - \sigma^2) - 2\left(\frac{\rho_1}{\rho_2} - 1\right) + (1 - \sigma^2 - K_e)\frac{\rho_1}{\rho_2}\right. \quad (۴-۶۷)$$

داده انتقال حرارت

دانپرت [۴۳۳, ۴۳۴] رابطه تجربی انتقال حرارت را با استفاده از ۳۲ هندسه باله لوور تک ردیفه با عمق جریان ۴۰ میلی‌متر و نسبت گام پره به کرکره $\frac{F_p}{F_L} = 1.03 - 2.13$ استخراج کرد. نسبت طول کرکره به ارتفاع پره در بازه ۰.۶۲-۰.۹۳ قرار دارد. پره کرکره‌ای مسی $(F_{th} = 0.75mm)$ با تاج مسطح لحیم شده به لوله‌های برنجی با ضخامت ۰/۲ میلی‌متر برای تعریف محل گذرگاه مثلثی شکل هوا (شکل ۱۱-۴ نوع A) نمایش داده شده است. با انتخاب گام کرکره به جای قطر هیدرولیکی، تعداد متغیرهای رابطه تجربی j به چهار عدد کاهش می‌یابد. شامل ترم‌های مقیاس طولی با بعد که به‌صورت میلی‌متر عنوان می‌شوند و همچنین ارتفاع کرکره L_h به جای زاویه کرکره L_α برخوردار است. این رابطه شامل عمق جریان نیست زیرا تمام نمونه‌ها دارای عمق جریان یکسان $F_d = 40mm$ هستند. رابطه برای مبدل‌های حرارتی با عمق زیاد مناسب‌تر است و تاثیر عمق جریان را در نظر نمی گیرد. اعتبار رابطه در حدود اعداد رینولدز $Re_{D_h} = 300 - 4000$ می‌باشد و در روابط بر پایه قطر هیدرولیکی (D_h) نه گام کرکره (L_P) بیان می‌شود. به دلیل تغییر الگوی جریان و یا خطای آزمایشگاهی، محدوده پایین عدد رینولدز در $Re_{D_h} = 300$ برای رابطه در نظر گرفته شد. هرچه عدد رینولدز کاهش یابد، لایه مرزی روی کرکره‌ها ضخیم‌تر می‌شود و عبور جریان از بین کرکره‌ها مسدود می‌شود و رفتار جریان در جهت کرکره‌ها را به جریان در جهت مجرا تغییر داده می‌شود. این رفتار جریان در اعداد رینولدز پایین، منجر به ویژگی‌های انتقال حرارت متناقض در مقایسه با اعداد رینولدز بالا می‌شود. یک احتمال دیگر، خطای آزمایشگاهی خواهد بود زیرا در اعداد رینولدز پایین، عدم اطمینان به دلیل اختلاف دمای کمتر و اثر انتقال حرارت جابجایی طبیعی [۴۳۵] احتمال خطای اندازه‌گیری افزایش می‌یابد. داونپرت گزارش داد حدود ۹۵٪ از داده‌های انتقال حرارت (پارامتر j) در بازه ۶±٪ با رابطه تجربی اختلاف دارند.

جدول ۳-۴: خلاصه روابط تجربی f و j

مرجع	روابط	هندسه
Davenport [433]	برای $۳۰۰ < Re_{D_h} < 4000$: $j = 0.249Re_{L_p}^{-0.42} L_h^{0.33}\left(\frac{L_1}{F_h}\right)^{1.1} F_h^{0.26}$ برای $۷۰ < Re_{D_h} < 900$: $f = 5.47Re_{L_p}^{-0.72} L_h^{0.37}\left(\frac{L_1}{F_h}\right)^{0.89} F_h^{0.23} L_p^{0.2}$	$Ns = 32\ geometries$ $F_P/L_P = 1:03-2:13$ $F_P = 2.01 - 3.35mm$ $L_P = 1.5 - 3.0mm$ $L_\alpha = 8.34 - 30.4^0$ $L_h = 0.186 - 0.46mm$ $L_1 = 5.0 - 11.7mm$

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

	برای $1000 < Re_{D_h} < 4000$: $f = 0.494 Re_{L_p}^{-0.39} \left(\frac{L_h}{F_h}\right)^{0.33} \left(\frac{L_1}{F_h}\right)^{1.1} H^{0.46}$ که $L_h = \left({}^{L_p}/_{2}\right) sin(L_\alpha)$	$\boldsymbol{F_d = 40mm}$ $\boldsymbol{F_h = 7.8 - 12.7mm}$ $\boldsymbol{D_h = 1.8 - 2.99mm}$ $\boldsymbol{F_{th} = 0.075mm}$
Achaichia and Cowell [436]	برای $75 < Re_{D_h} < 3000$: $j = 1.544 \frac{F_\alpha}{L_\alpha} Re_{D_p}^{-0.59} \left(\frac{T_p}{L_p}\right)^{-0.09} \left(\frac{F_p}{L_p}\right)^{-0.04} Pr^{2/3}$ برای $F_\alpha = 0.936 - \frac{243}{Re_{L_p}} - 1.76 \frac{F_p}{L_p} + 0.995 L_\alpha$ برای $150 < Re_{D_h} < 3000$: $f = 0.895 f_A^{1.07} F_P^{-0.22} L_P^{0.25} T_P^{0.26} (2L_h)^{0.33}$ که $f_A = 596 Re_{L_p}^{0.318 log\left(Re_{L_p} - 2.25\right)}$ برای $Re_{D_h} < 150$: $f = 10.4 Re_{L_p}^{-1.17} F_p^{0.05} L_p^{1.24} T_p^{0.83} (2L_n)^{0.25}$ که $L_h = \left({}^{L_p}/_{2}\right) sin(L_\alpha)$	$\boldsymbol{N_s = 15\ geometries}$ $\boldsymbol{{}^{F_P}/_{L_P} = 1.18 - 4.11}$ $\boldsymbol{F_P = 1.65 - 3.33mm}$ $\boldsymbol{L_P = 0.81 - 1.4mm}$ $\boldsymbol{L_\alpha = 20 - 30^0}$ $\boldsymbol{L_h = 0.139 - 0.334mm}$ $\boldsymbol{L_1 = 5.0 - 11.0mm}$ $\boldsymbol{F_d = 20.8, 41.6}$ $\boldsymbol{F_h = 6.0 - 12.0mm}$ $\boldsymbol{T_d = 16.0mm}$ $\boldsymbol{D_h = 2.69 - 5.02mm}$ $\boldsymbol{F_{th} = 0.05mm}$
Sunden and Svantesson [437]	برای $65 < Re_{L_p} < 750$: $j = 3.67 Re_{L_p}{}_{L_p}^{-0.591} \left(\frac{F_p}{L_p}\right)^{0.0206} \left(\frac{F_h}{L_p}\right)^{-0.285} \left(\frac{L_h}{L_p}\right)^{0.0671} \left(\frac{F_d}{L_p}\right)^{-0.243}$ $j = 9.2 Re_{L_p}{}_{L_p}^{-0.54} \left(\frac{F_p}{L_p}\right)^{-0.022} \left(\frac{F_h}{L_p}\right)^{-1.085} \left(\frac{L_h}{L_p}\right)^{0.067} \left(\frac{F_d}{L_p}\right)^{0.31}$ که $L_h = \left({}^{L_p}/_{2}\right) sin(L_\alpha)$	$\boldsymbol{N_s = 6\ geometries}$ $\boldsymbol{{}^{F_P}/_{L_P} = 1.1 - 3.8}$ $\boldsymbol{F_P = 1.5 - 2.0mm}$ $\boldsymbol{L_P = 0.5 - 1.4mm}$ $\boldsymbol{F_h = 8.0 - 12.5mm}$ $\boldsymbol{L_h = 0.16 - 0.39mm}$ $\boldsymbol{L_1 = 5.0 - 10.3mm}$ $\boldsymbol{F_d = 37.0 - 57.4}$ $\boldsymbol{F_{th} = 0.04 - 0.06mm}$
Chang et al [438]	برای $100 < Re_{L_p} < 700$ $j = 0.291 Re_{L_p}^{-0.589} \varepsilon^{0.438}$ $f = 0.805 Re_{L_p}{}^{-0.514} \left(\frac{F_p}{L_p}\right)^{-0.72} \left(\frac{F_h}{L_p}\right)^{-1.22} \left(\frac{L_1}{L_p}\right)^{1.97}$	$\boldsymbol{N_s = 18\ geometries}$ $\boldsymbol{{}^{F_P}/_{L_P} = 1.06 - 1.67}$ $\boldsymbol{F_P = 1.8 - 2.2mm}$ $\boldsymbol{L_P = 1.318 - 1.693mm}$ $\boldsymbol{L_\alpha = 28^0}$ $\boldsymbol{F_h = 16.0, 19.0mm}$ $\boldsymbol{L_1 = 12.15 - 17.18mm}$ $\boldsymbol{F_d = 22 - 44mm}$ $\boldsymbol{F_{th} = 0.16mm}$ $\boldsymbol{D_h = 3.007 - 11.172mm}$ $\boldsymbol{\varepsilon = 7.88 - 11.172}$
Dillen and Webb [439]	برای $400 < Re_{D_h} < 4000$: $j = \frac{Pr^{2/3}}{\rho_m V_c \eta_o A_o} \left(h_e A_e + 0.874 \eta_f k L_1 \beta Re_{L_p}^{0.555} \left(\frac{L_\alpha}{90}\right)^{0.201} \left(\frac{F_p}{F_h}\right)^{-0.139}\right)$ که $\frac{h_e D_{he}}{k} = 10.81 + 12.63 A_r - 1.61 A_r^2 - 18.86 A_r^{0.5}$ $A_r = A_\pi$ اگر $A_{rr} = \frac{T_P - D_o - L_1}{F_P - F_{th}} \leq 1$ $A_r = \frac{1}{A_\pi}$ اگر $A_\pi = \frac{T_P - D_o - L_1}{F_P - F_{th}} > 1$ $D_{he} = \frac{4(T_P - D_o - L_1)(F_P - F_{th})}{2(T_P - D_o - L_1 + F_P - F_{th})}$ $A_e = 2F_d(T_P - D_o - L_1 + F_P - F_{th})$ $\beta = 2\left(\frac{S_1}{L_P}\right)^{0.5} + N_1 + \left(\frac{S_2}{L_P}\right)^{0.5}$	$\boldsymbol{N_s = 32\ geometries}$ $\boldsymbol{{}^{F_P}/_{L_P} = 1.03 - 2.13}$ $\boldsymbol{F_P = 2.01 - 3.35mm}$ $\boldsymbol{L_P = 1.5 - 3.0mm}$ $\boldsymbol{L_\alpha = 8.34 - 30.4^0}$ $\boldsymbol{F_h = 7.8, 12.7mm}$ $\boldsymbol{L_h = 0.186 - 0.46mm}$ $\boldsymbol{L_1 = 5.0 - 11.7mm}$ $\boldsymbol{F_d = 40mm}$ $\boldsymbol{F_{th} = 0.075mm}$ $\boldsymbol{D_h = 1.8 - 2.99mm}$ $\boldsymbol{D_O = 1.5mm}$

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

Dillen and Webb [439]	برای $400 < Re_{D_h} < 1000$: $f = f_e \frac{A_e}{A_o} + C_{D_1} \frac{A_{D_1}}{A_o} + 4.5 \frac{L_1 L_P}{A_o} \beta Re_{L_P}^{-0.6} \left(\frac{L_\alpha}{90}\right)^{0.31} \left(\frac{F_P}{F_h}\right)^{-0.4}$ برای $1000 < Re_{D_h} < 4000$: $f = f_e \frac{A_e}{A_o} + C_{D_1} \frac{A_{D_1}}{A_o} + 1.14 \frac{L_1 L_P}{A_o} \beta Re_{L_P}^{-0.43} \left(\frac{L_\alpha}{90}\right)^{0.41} \left(\frac{F_P}{F_h}\right)^{-0.53}$ که $\frac{f_e D_{he} V_c}{\nu} = 32.72 + 18.73 A_r - 37.04 A_r^{0.5} - \frac{0.164}{A_r}$ $A_{D_1} = N_1 L_1 F_{th}$ $C_{D_1} = 2\pi \sin(L_\alpha)$ برای $L_\alpha < 8^O$ $C_{D_1} = 0.8$ برای $8 \le L_\alpha \le 12^O$ $C_{D_1} = \frac{\cos(L_\alpha)}{0.222 + 0.283/\sin(L_\alpha)}$ برای $L_\alpha > 12^O$	$\boldsymbol{N_s = 32\ geometries}$ $\boldsymbol{F_P/L_P = 1.03 - 2.13}$ $\boldsymbol{F_P = 2.01 - 3.35mm}$ $\boldsymbol{L_P = 1.5 - 3.0mm}$ $\boldsymbol{L_\alpha = 8.34 - 30.4^0}$ $\boldsymbol{F_h = 7.8, 12.7mm}$ $\boldsymbol{L_h = 0.186 - 0.46mm}$ $\boldsymbol{L_1 = 5.0 - 11.7mm}$ $\boldsymbol{F_d = 40mm}$ $\boldsymbol{F_{th} = 0.075mm}$ $\boldsymbol{D_h = 1.8 - 2.99mm}$ $\boldsymbol{D_O = 1.5mm}$
Webb et al [440]	برای $400 < Re_{D_h} < 4000$: $j = \frac{Pr^{2/3}}{\rho_m V_c \eta_o A_o} \left(h_e A_e + 0.744 \eta_f k L_1 \beta Re_{L_p}^{0.581} \left(\frac{L_\alpha}{90}\right)^{0.195} \left(\frac{F_p}{F_h}\right)^{-0.0522} \right)$ که $\frac{h_e D_{h_e}}{k} = 10.81 + 12.63 A_r - 1.61 A_r^2 - 18.86 A_r^{0.5}$ اگر $A_{rr} = \frac{T_P - D_o - L_1}{F_P - F_{th}} \le 1$ آنگاه $A_r = A_\pi$ اگر $A_\pi = \frac{T_P - D_o - L_1}{F_P - F_{th}} > 1$ آنگاه $A_r = \frac{1}{A_\pi}$ $D_{he} = \frac{4(T_P - D_o - L_1)(F_P - F_{th})}{2(T_P - D_o - L_1 + F_P - F_{th})}$ $A_e = 2F_d(T_P - D_o - L_1 + F_P - F_{th})$ $\beta = 2\left(\frac{S_1}{L_P}\right)^{0.5} + N_1 + \left(\frac{S_2}{L_P}\right)^{0.5}$	$\boldsymbol{N_s = 57\ geometries}$ $\boldsymbol{F_P/L_P = 0.97 - 2.13}$ $\boldsymbol{F_P = 1.80 - 3.35mm}$ $\boldsymbol{L_P = 1.318 - 3.0mm}$ $\boldsymbol{L_\alpha = 8.34 - 30.4^0}$ $\boldsymbol{F_h = 7.8, 19.0mm}$ $\boldsymbol{L_h = 0.186 - 0.663mm}$ $\boldsymbol{L_1 = 5.0 - 17.18mm}$ $\boldsymbol{F_d = 22 - 44mm}$ $\boldsymbol{F_{th} = 0.075, 0.16mm}$ $\boldsymbol{D_h = 1.8 - 3.74mm}$ $\boldsymbol{D_O = 1.5, 5.0mm}$
Webb et al [440]	برای $400 < Re_{D_h} < 1000$: $f = f_e \frac{A_e}{A_o} + C_{D_1} \frac{A_{D_1}}{A_o} + 6.242 \frac{L_1 L_P}{A_o} \beta Re_{L_P}^{-0.759} \left(\frac{L_\alpha}{90}\right)^{0.233} \left(\frac{F_P}{F_h}\right)^{-0.628}$ برای $1000 < Re_{D_h} < 4000$: $f = f_e \frac{A_e}{A_o} + C_{D_1} \frac{A_{D_1}}{A_o} + 0.876 \frac{L_1 L_P}{A_o} \beta Re_{L_P}^{-0.555} \left(\frac{L_\alpha}{90}\right)^{0.521} \left(\frac{F_P}{F_h}\right)^{-0.0772}$ که $\frac{f_e D_{he} V_c}{\nu} = 32.72 + 18.73 A_r - 37.04 A_r^{0.5} - \frac{0.164}{A_r}$ $A_{D_1} = N_1 L_1 F_{th}$ $C_{D_1} = 2\pi \sin(L_\alpha)$ برای $L_\alpha < 8^O$ $C_{D_1} = 0.8$ برای $8 \le L_\alpha \le 12^O$ $C_{D_1} = \frac{\cos(L_\alpha)}{0.222 + 0.283/\sin(L_\alpha)}$ برای $L_\alpha > 12^O$	$\boldsymbol{N_s = 57\ geometries}$ $\boldsymbol{F_P/L_P = 0.97 - 2.13}$ $\boldsymbol{F_P = 1.80 - 3.35mm}$ $\boldsymbol{L_P = 1.318 - 3.0mm}$ $\boldsymbol{L_\alpha = 8.34 - 30.4^0}$ $\boldsymbol{F_h = 7.8, 19.0mm}$ $\boldsymbol{L_h = 0.186 - 0.663mm}$ $\boldsymbol{L_1 = 5.0 - 17.18mm}$ $\boldsymbol{F_d = 22 - 44mm}$ $\boldsymbol{F_{th} = 0.075, 0.16mm}$ $\boldsymbol{D_h = 1.8 - 3.74mm}$ $\boldsymbol{D_O = 1.5, 5.0mm}$

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

Chang and Wang [441]	برای $۱۰۰ < Re_{L_P} < 1000$: $j = 0.436 Re_{L_P}^{-0.559} \varepsilon^{0.192} \varepsilon_1^{0.0956}$ $f = 0.862 Re_{L_P}^{-0.488} \varepsilon^{0.706} \varepsilon_1^{1.04}$	$\boldsymbol{N_s = 27\ geometries}$ $\boldsymbol{F_P/L_P = 0.97 - 1.67}$ $\boldsymbol{F_P = 1.8 - 2.2mm}$ $\boldsymbol{L_P = 1.318 - 1.860mm}$ $\boldsymbol{L_\alpha = 28^0}$ $\boldsymbol{F_h = 16.0, 19.0mm}$ $\boldsymbol{L_1 = 12.15 - 17.18mm}$ $\boldsymbol{F_d = 22 - 44mm}$ $\boldsymbol{F_{th} = 0.16mm}$ $\boldsymbol{D_h = 3.007 - 3.740mm}$ $\boldsymbol{\varepsilon = 7.778 - 11.704}$ $\boldsymbol{\varepsilon_1 = 0.432 - 0.628}$
Chang and Wang [423]	برای $۱۰۰ < Re_{L_P} < 3000$: $j = 1.18 Re_{L_P}^{-0.505} \left(\frac{L_\alpha}{90}\right)^{0.26} \left(\frac{F_1}{L_P}\right)^{-0.51} \left(\frac{T_d}{L_P}\right)^{-0.26} \left(\frac{L_1}{L_P}\right)^{0.82} \times \left(\frac{T_P}{L_P}\right)^{-0.25} \left(\frac{F_{th}}{L_P}\right)^{-0.097}$ برای $۱۰۰ < Re_{L_P} < 3000\ (fold\ fin\ geometry)$: $j = Re_{L_P}^{-0.49} \left(\frac{L_\alpha}{90}\right)^{0.27} \left(\frac{F_p}{L_P}\right)^{-0.14} \left(\frac{F_1}{L_p}\right)^{-0.29} \left(\frac{T_d}{L_P}\right)^{-0.23} \left(\frac{L_1}{L_P}\right)^{0.68} \times \left(\frac{T_P}{L_P}\right)^{-0.28} \left(\frac{F_{th}}{L_P}\right)^{-0.05}$	$\boldsymbol{N_s = 91 geometries}$ $\boldsymbol{F_P/L_P = 0.45 - 4.11}$ $\boldsymbol{F_P = 0.51 - 3.33mm}$ $\boldsymbol{L_P = 0.5 - 3.0mm}$ $\boldsymbol{L_\alpha = 8.34 - 35^0}$ $\boldsymbol{F_h = 6.0 - 20.0mm}$ $\boldsymbol{L_1 = 2.13 - 18.5mm}$ $\boldsymbol{F_d(T_d) = 15.6 - 57.4mm}$ $\boldsymbol{T_P = 7.51 - 25.0mm}$ $\boldsymbol{F_{th} = 0.0254, 0.16mm}$ $\boldsymbol{D_h = 0.824 - 5.02mm}$
Chang et al [442]	$f = f_1^* f_2^* f_3^*$ $Re_{Lp} < 150$: $f_1 = 14.39 Re_{Lp}^{(-0.805(F_p/F_h))} \left(In\left(1.0 + \left(\frac{F_p}{L_p}\right)\right)\right)^{3.04}$ $f_2 = \left(In\left(\left(\frac{F_{th}}{F_p}\right)^{0.48} + 0.9\right)\right)^{-1.435} \left(\frac{D_h}{L_p}\right)^{-3.01} \left(In\left(0.5 Re_{Lp}\right)\right)^{-3.01}$ $f_3 = \left(\frac{F_p}{L_1}\right)^{0.308} \left(\frac{F_d}{L_1}\right)^{-0.308} \left(e^{-0.1167(T_p/D_o)}\right) L_\alpha^{0.35}$ $۱۵۰ < Re_{Lp} < 5000$: $f_1 = 4.97 Re_{Lp}^{(0.6049 - (1.064/L_\alpha^{0.2}))} \left(In\left(\left(\frac{F_{th}}{F_p}\right)^{0.5} + 0.9\right)\right)^{-0.527}$ $f_2 = \left(\left(\frac{D_h}{L_p}\right) In\left(0.3 Re_{Lp}\right)\right)^{-2.966} \left(\frac{F_p}{L_1}\right)^{-0.7931(T_p/(T_p - D_o))}$ $f_3 = \left(\frac{T_p}{D_m}\right)^{-0.0446} In\left(1.2 + \left(\frac{L_p}{F_p}\right)^{1.4}\right)^{-3.553} L_\alpha^{-0.447}$	$\boldsymbol{N_s = 91 geometries}$ *data collected from eight*) *different (sources* $\boldsymbol{F_P/L_P = 0.45 - 4.11}$ $\boldsymbol{F_P = 0.51 - 3.33mm}$ $\boldsymbol{L_P = 0.5 - 3.0mm}$ $\boldsymbol{L_\alpha = 8.34 - 35^0}$ $\boldsymbol{F_h = 6.0 - 20.0mm}$ $\boldsymbol{L_1 = 2.13 - 18.5mm}$ $\boldsymbol{F_d(T_d) = 15.6 - 57.4mm}$ $\boldsymbol{T_P = 7.51 - 25.0mm}$ $\boldsymbol{F_{th} = 0.0254, 0.16mm}$ $\boldsymbol{D_h = 0.824 - 5.02mm}$

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

Kim and Bullard [443]	$For\ 100 < Re_{Lp} < 600:$ $j = Re_{Lp}^{-0.487}\left(\frac{L_\alpha}{90}\right)^{0.257}\left(\frac{F_p}{L_p}\right)^{-0.13}\left(\frac{F_h}{L_p}\right)^{-0.29}\left(\frac{F_d}{L_p}\right)^{-0.235}\left(\frac{L_1}{L_p}\right)^{0.68}$ $\times\left(\frac{T_p}{L_p}\right)^{-0.279}\left(\frac{F_{th}}{L_p}\right)^{-0.05}$ $f = Re_{Lp}^{-0.781}\left(\frac{L_\alpha}{90}\right)^{0.444}\left(\frac{F_p}{L_p}\right)^{-1.682}\left(\frac{F_h}{L_p}\right)^{-1.22}\left(\frac{F_d}{L_p}\right)^{0.818}\left(\frac{L_1}{L_p}\right)^{1.97}$	$\boldsymbol{N_s = 45 geometries}$ $\boldsymbol{F_P/_{L_P} = 0.59 - 0.82}$ $\boldsymbol{F_P = 1.0 - 1.4mm}$ $\boldsymbol{L_P = 1.7mm}$ $\boldsymbol{L_\alpha = 15 - 29^0}$ $\boldsymbol{F_h = 8.15mm}$ $\boldsymbol{L_1 = 6.4mm}$ $\boldsymbol{F_d = 16.0 - 24.0mm}$ $\boldsymbol{T_P = 10.15, 11.15mm}$ $\boldsymbol{F_{th} = 0.1mm}$
Kim and Bullard [444]	$For\ \ 80 < Re_{Lp} < 300:$ $f = Re_{Lp}^{-0.512}\left(\frac{L_\alpha}{90}\right)^{0.25}\left(\frac{F_p}{L_p}\right)^{-0.171}\left(\frac{F_h}{L_p}\right)^{-0.29}\left(\frac{F_d}{L_p}\right)^{-0.248}$ $\times\left(\frac{L_1}{L_p}\right)^{0.68}\left(\frac{T_p}{L_p}\right)^{-0.275}\left(\frac{F_{th}}{L_p}\right)^{-0.05}$ $f = Re_{Lp}^{-0.798}\left(\frac{L_\alpha}{90}\right)^{0.395}\left(\frac{F_p}{L_p}\right)^{-2.635}\left(\frac{F_h}{L_p}\right)^{-1.22}\left(\frac{F_d}{L_p}\right)^{0.823}\left(\frac{L_1}{L_p}\right)^{1.97}$	$\boldsymbol{N_s = 30 geometries}$ $\boldsymbol{F_P/_{L_P} = 0.59 - 0.82}$ $\boldsymbol{F_P = 1.0 - 1.4mm}$ $\boldsymbol{L_P = 1.7mm}$ $\boldsymbol{L_\alpha = 15 - 29^0}$ $\boldsymbol{F_h = 8.15mm}$ $\boldsymbol{F_d = 16.0 - 24.0mm}$ $\boldsymbol{T_d = 16.0 - 25.4mm}$ $\boldsymbol{T_P = 10.15, 11.15mm}$ $\boldsymbol{F_{th} = 0.1mm}$

آچاچیا و کوول [۴۳۶] کارایی سمت هوا طیف گسترده‌ای از سطوح پره لوور در لوله خطی را اندازه‌گیری کردند. تمام نمونه‌ها شامل یک یا دو ردیف لوله برنجی مسطح و پره کرکره‌ای مسی صفحه‌ای با ضخامت ۰/۰۵ میلی‌متر همانند نمونه نشان داده شده در شکل ۱۱-۴ نوع B می‌باشند. آن‌ها همچنین افت قابل توجهی در ضرایب انتقال حرارت برای اعداد رینولدز پایین مشاهده کردند و اظهار داشتند که این افت به دلیل تغییر الگوی جریان از جهت کرکره به جهت پره بوده و به نوبه خود باعث تغییر رفتار ویژگی‌های انتقال حرارت در مسیر صفحه تخت به جریان مجرای معمولی می‌شود. آن‌ها یک معادله چند جمله‌ای ساده را برای توصیف میانگین زاویه جریان (F_α) به عنوان تابعی از زاویه کرکره (L_α)، نسبت گام پره به کرکره $(\frac{F_p}{L_p})$ و و عدد رینولدز (Re_{L_p}) مطابق رابطه زیر ارایه کردند.

$$F_\alpha = 0.936 - \frac{243}{Re_{L_p}} - 1.76\frac{F_p}{L_p} + 0.995L_\alpha \qquad (۴-۶۸)$$

این رابطه تعداد کرکره‌ها را شامل نمی‌شود. این رابطه در جدول ۳-۴ گنجانده شده است. به علاوه، آن‌ها دریافتند که اثرات نسبت گام‌های لوله به کرکره و گام پره به کرکره روی انتقال حرارت بسیار اندک است و با صرفه نظر کردن پارامترهای هندسی، بیان ساده زیر را به دست آوردند.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

$$j = 1.18Re_{L_p}^{-0.58}\frac{F_\alpha}{L_\alpha}Pr^{\frac{2}{3}} \quad (۴-۶۹)$$

به طور واضح، این معادله حاکی از آن است که الگوی جریان در آرایه کرکره، عملکرد انتقال حرارت سمت هوا را به میزان قابل توجهی تحت تاثیر قرار می‌دهد. با کاهش میانگین زاویه جریان و یا $\frac{F_\alpha}{L_\alpha}$ و به دلیل کاهش عدد رینولدز، فاکتور j کاهش می‌یابد. آن‌ها گزارش کردند که این معادله ساده، تمام داده های انتقال حرارت را در $Re_{L_p} > 75$ با اختلاف ۱۰±٪ پیش‌بینی کرده است. با این وجود، آن‌ها رابطه تجربی را با داده‌های انتقال حرارت با استفاده از نمونه‌های مبدل حرارتی با طول بسیار کوچک بدون کرکره (۰.۵mm) مورد اعتبارسنجی قرار دادند و مشاهده کردند که این رابطه تجربی ممکن است، برای مبدل‌های حرارتی که دارای هندسه طولی غیر کرکره‌ای خیلی کوچک هستند، مقدار انتقال حرارت را بیشتر پیش‌بینی کند.

آوکی و همکاران [۴۴۵] ویژگی‌های انتقال حرارت آرایه‌های مختلف پره کرکره‌ای (مانند زاویه کرکره، گام‌های کرکره و پره) را اندازه‌گیری نموده و گزارش دادند که ضرایب انتقال حرارت در سرعت مواجه پایین با افزایش گام باله کاهش می‌یابد.

سوگا و آوکی [۴۴۶] رابطه هندسی بهینه زیر را بین نسبت گام پره به کرکره و زاویه کرکره در ناحیه $Re_{L_{p1}} = 64 - 450$ ، $L_\alpha = 20 - 30°$ و $\frac{F_p}{L_p} \leq 1.125$ مطابق رابطه مقابل پیشنهاد دادند.

$$\frac{F_p}{L_p} = 1.5tan\left(L_\alpha\right) \quad (۴-۷۰)$$

چانگ و وانگ [۴۲۳] داده‌های انتقال حرارت را برای ۹۱ نمونه مبدل حرارتی (۷۶ عدد پره کرکره‌ای و ۱۵ نمونه پره صفحه‌ای) از ۹ منبع مختلف جمع‌آوری کرده و با فرایند سعی و خطا یک رابطه تجربی برای j پیشنهاد نمودند. آن‌ها ادعا کردند که رابطه تجربی آن‌ها قابلیت پیش‌بینی ۸۷٪ همه داده‌های انتقال حرارت با خطای ۱۵±٪ را دارد و همچنین، یک رابطه ساده برای ارزیابی سریع مهندسی ضریب انتقال حرارت ایجاد کردند.

$$j = 0.42Re_{L_p}^{-0.496} \quad (۴-۷۱)$$

آن‌ها ادعا کردند که این معادله ساده قابلیت پیش‌بینی ۷۱ تا ۸۸ درصد همه داده‌های جمع‌آوری شده در محدوده خطای ۱۵±٪ و ۲۵±٪ را دارد.

جئون و لی [۴۴۷] ویژگی های انتقال حرارت محلی را با استفاده از ۲۷ نمونه مبدل حرارتی پره چند کرکره‌ای با مقیاس ۱۵:۱ اندازه‌گیری نمودند. آن‌ها دریافتند در عدد رینولدز پایین (Re_{L_p}) ضریب انتقال حرارت محلی میانگین در کرکره‌های پایین دست جریان کمتر از مقادیر کرکره بالادست جریان است و دلیل آن تاثیرات دنباله گرمایی بر کرکره‌های پایین دست است. آن‌ها رابطه انتقال حرارت را برای طیف گسترده‌ای از متغیرها با شروط مقابل توسعه دادند:

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

$$j = 0.991\left(\frac{K_o}{C_{po}\mu_o}\right)Re_{L_p}^{-0.596}\left(\frac{\pi L_\alpha}{180}\right)^{0.112}\left(\frac{F_p}{L_p}\right)^{-0.456}Pr_o^{2/3} \quad (۴-۷۲)$$

$$\frac{F_p}{L_p} = 1.1 - 3.3 \quad Re_{L_p} = 100 - 1800 L_\alpha = 20 - 40°$$

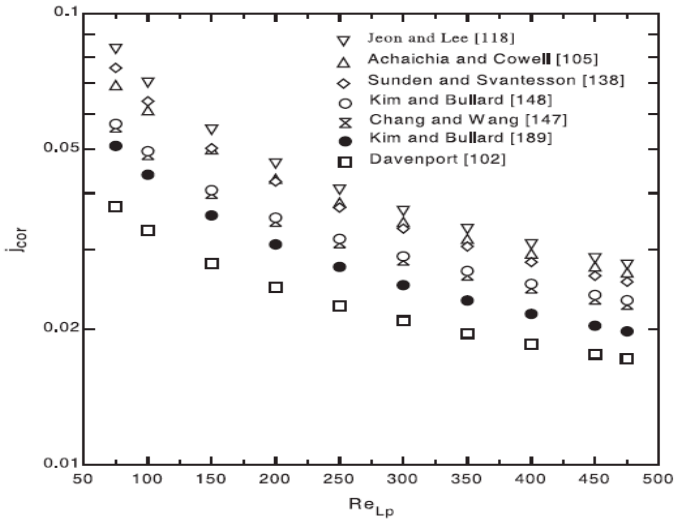
در جدول ۴-۴ مشخصات هندسی مربوط به دو مبدل حرارتی مختلف کندانسور و اواپراتور برای سیستم تهویه مطبوع موبایل ارایه شده است. در ادامه، رابطه‌های تجربی انتقال حرارت مختلف با استفاده از داده‌های این دو نمونه، مقایسه می‌شوند. دو مبدل حرارتی به جز در موارد زاویه کرکره و عمق جریان با یکدیگر مشابه هستند. در روابط تجربی ارایه شده در مراجع [۴۲۳, ۴۳۷, ۴۴۴] تاثیر عمق جریان وجود دارد. در حالی که روابط تجربی مربوط به مراجع [۴۲۷, ۴۳۳, ۴۴۳, ۴۴۷] مقدار مشابه برای j برای دو مبدل حرارتی ارایه می‌دهند زیرا در این روابط تاثیر عمق جریان لحاظ نشده است. رابطه دانپورت [۴۳۳] با استفاده از نمونه مبدل حرارتی با عمق جریان $۴۰\ mm$ به دست آمد. مقدار فاکتور j در این رابطه تجربی برای مبدل حرارتی نوع I از بقیه کمتر بوده و مشابه داده‌های روابط کیم و بولارد [۴۴۳] و چانگ و وانگ [۴۲۳] برای مبدل حرارتی نوع II است. این مطلب نشان می‌دهد که رابطه دانپورت [۴۳۳] برای مبدل‌های حرارتی با عمق جریان بیشتر مناسب‌تر بوده و تاثیر عمق جریان را نشان نمی‌دهد. مقدار مربوط به رابطه j آقایان آچاچیا و کوول [۴۳۶] نسبت به سایرین بیشتر است و نشان‌دهنده این است که مبدل‌های حرارتی که نواحی پایانی بدون کرکره کمتری دارند، از ضرایب انتقال حرارت نسبتا بالاتری برخوردار هستند. در کل، علت‌های اختلاف بین نتایج به‌دست آمده برای j فاکتور (شکل ۴-۱۷) از روابط مختلف تجربی به‌شرح زیر است:

۱- برخی از روابط تاثیر عمق جریان در انتقال حرارت را در نظر نگرفته‌اند (به دلیل عدم آزمایش در عمق‌های مختلف از جریان)
۲- متفاوت بودن در طول قسمت انتهای بدون کرکره در پره
۳- ناکافی بودن تعداد ستون‌های پره (در مدل آزمایش می‌بایستی تعداد ستون‌ها از یک حداقلی بیشتر باشند)
۴- کم بودن تعداد نمونه‌های مبدل‌های آزمایش شده

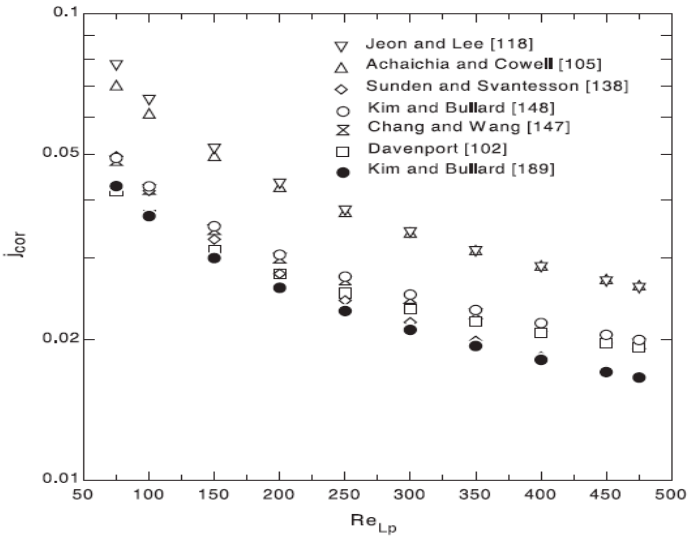
جدول ۴-۴ مبدل‌های حرارتی نمونه برای مقایسه روابط تجربی مختلف

Heat exchanger type	$L_\alpha(°)$	$F_P(mm)$	$L_P(mm)$	$L_1(mm)$	$F_h(mm)$	$T_P(mm)$	$T_d(mm)$	$F_{th}(mm)$
I	23	1.4	1.7	6.4	8.15	10.15	16	0.1
II	30	1.6	1.55	7.16	8.8	10.24	41.76	0.1

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



(a) Heat exchanger type-I



(b) Heat exchanger type-II

شکل ۱۷-۴: مقایسه فاکتور j برای باله‌های چند لووره به‌دست آمده از روابط تجربی [۳۹۲]

داده افت فشار

دانپورت [۴۳۳] ویژگی‌های افت فشار را برای شرایط تست ایزوترمال (بدون انتقال حرارت) اندازه‌گیری نمود و معادله فاکتور f رابه صورت رابطه مقابل نتیجه‌گیری کرد.

$$f = \frac{A_c}{A_o}\frac{\rho_m}{\rho_1}\left[\frac{2\rho_1 \Delta P_o}{(\rho_m V_c)^2} - (K_c + K_e)\right] \qquad (۴-۷۳)$$

آن‌ها دریافتند که عدد رینولدز بر پایه گام کرکره در رابطه تجربی‌شان موثر است. آن‌ها با استفاده از عدد رینولدز (Re_{L_p})، یک رابطه تجربی برای f توسعه دادند به‌طوری که به ترتیب شامل چهار و پنج متغیر در اعداد رینولدز بالا و

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

پایین (Re_{D_h}) مطابق جدول ۳-۴ می‌باشد. نکته این که این متغیرها دارای بعد هستند و برای تمام طول‌ها با واحد میلی‌متر در رابطه قرار دارند.

ساندن [۴۳۷] فاکتور f همانند اصطکاک هسته و بدون در نظر گرفتن شتاب جریان و تاثیرات ورودی و خروجی تعریف نمود.

$$f = \frac{A_c}{A_o}\frac{2\Delta P_o}{\rho_m V_c^2} \qquad (۴-۷۴)$$

آن‌ها رابطه فاکتور f را در حالت بی‌بعد با استفاده از شش چیدمان مختلف کرکره پره توسعه دادند. رابطه آن‌ها شامل عمق جریان می‌شود اما نمونه‌های مبدل‌های حرارتی مورد بحث شده در این تحقیق، دارای عمق جریان بزرگ در حدود ۳۵-۵۷/۴ میلی‌متر می‌باشند. بنابراین، رابطه پیشنهادی آن‌ها برای مبدل‌های حرارتی دارای عمق جریان زیاد، بیشتر مناسب خواهد بود.

چانگ و همکاران [۴۳۸] تلاش کردند با استفاده از ضریب فنینگ (ε) به عنوان یک پارامتر هندسی، یک رابطه تجربی به‌دست آورند. اما به دقت قابل قبولی دست نیامد. بنابراین آن‌ها یک رابطه تجربی برای f در حالت بی بعد با استفاده از روش چند رگرسیون برای ۱۸ نمونه آزمایش استخراج کردند و ادعا نمودند که ۹۵٪ از داده‌ها با رابطه تجربی f در حدود ۵٪ اختلاف دارند. با این حال، شانگ و وانگ [۴۴۱] نشان دادند که این رابطه می‌تواند ۸۵٪ از داده‌ها مربوط به ۲۷ نمونه را در بازه تغییرات ۲۰±٪ پیش‌بینی کند. شانگ و وانگ این رابطه تجربی ساده برای f با استفاده از ضریب فنینگ (ε) و نسبت سطح (ε_1) به عنوان متغیرهای هندسی ارایه دادند و نشان داده شد که این رابطه می‌تواند ۸۵٪ از داده‌ها را برای ۲۷ نمونه‌شان بین ۱۰±٪ اختلاف پیش‌بینی کند.

شانگ و همکاران [۴۴۲] روابط تجربی ضریب f را با استفاده از یک فرایند آزمایش و خطا بر اساس بانک اطلاعاتی شانگ و وانگ [۴۲۳] توسعه دادند. شانگ و وانگ پیش‌تر گزارش دادند که تغییرات ضرایب اصطکاک در مقابل عدد رینولدز بسیار زیاد بوده و یافتن یک رابطه تجربی برای ضرایب اصطکاک آسان نیست. رابطه پیشنهادی دارای میانگین انحراف ۹/۲۱٪ بوده و ۸۳٪ از داده‌ها به خطای ۱۵±٪ پیش‌بینی می‌کند.

کیم و بالارد [۴۴۳] یک رابطه تجربی برای f با استفاده از ۲۲۵ نقاط داده برای ۴۵ هندسه پره مختلف با $\frac{F_p}{L_p} < 1$ توسعه دادند. نشان داده شد که معادله آن‌ها می‌تواند داده‌ها را با خطای ۷±٪ پیش‌بینی کند. شکل ۱۸-۴ مقایسه چندین رابطه مختلف تجربی f برای دو مبدل حرارتی آلومینیومی متفاوت را نشان می‌دهد. تعریف ضرایب f در شکل ۱۸-۴ با تعریف معادله (۶۷-۴) یکی است و در معادلات مراجع داونپورت [۴۳۳] و ساندن و سوانتسون [۴۳۷] از تعریف دیگری استفاده کرده‌اند. داونپورت [۴۳۳] فاکتورهای f را از شرایط ایزوترمال به دست آورده است (معادله (۷۳-۴)) و این ممکن است خطای بسیار کوچکی ایجاد کند زیرا تغییر چگالی به دلیل تغییر دما در مبدل حرارتی، بسیار اندک خواهد بود.

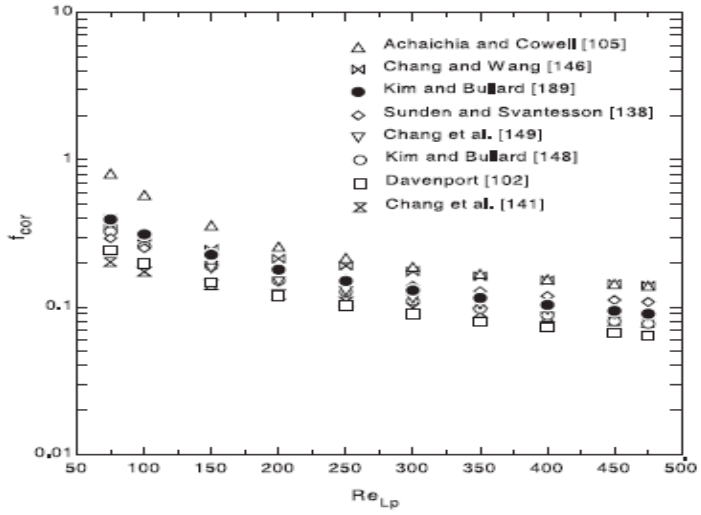
مقدار فاکتور f مربوط به رابطه تجربی آشاشیا و کاول [۴۳۶] نسبت به سایرین بزرگ‌تر است (شکل ۱۸-۴) و علت این موضوع، از آن جایی است که قسمت انتهایی بدون کرکره پره بسیار کوچک است. روابط تجربی ساندن و سوانسون [۴۳۷] و کیم و بالارد [۴۴۳] نشان‌دهنده تاثیر عمق جریان بر افت فشار است در حالی که سایر روابط تجربی این

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

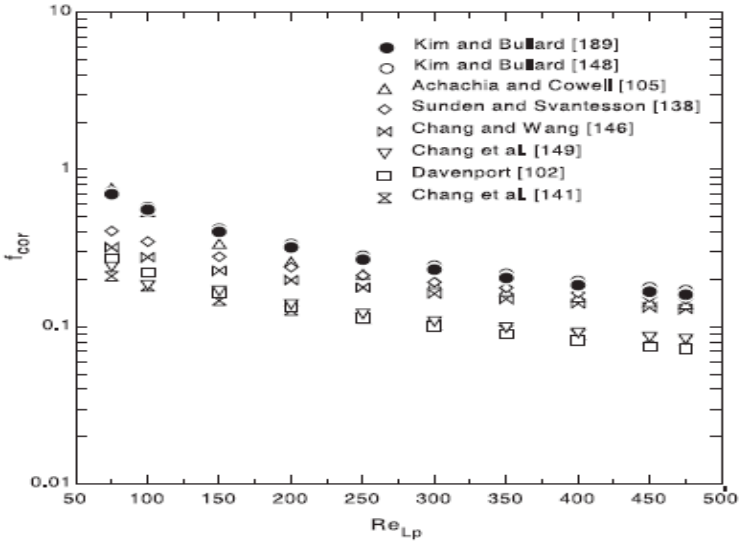
موضوع را نشان نمی‌دهند این نتیجه نشانگر آن است که عمق جریان یکی از پارامترهای مهمی است که به طور قابل توجهی بر ضریب اصطکاک (f) تاثیر می‌گذارد.

کیم و بالارد [۴۴۳] گزارش کردند که روابط آن‌ها، افت فشار در مبدل حرارتی با عمق جریان زیاد برای یک تهویه هوای موبایل با گاز CO_2 به خوبی پیش‌بینی می‌کند. شکل ۱۸-۴ چندین رابطه مختلف فاکتور f را مقایسه می‌کند.

ضرایب اصطکاک کیم و بالارد [۴۴۳] و چانگ و همکاران [۴۴۲] برای مبدل‌های حرارتی نوع I کاملا مشابه هستند. با این حال برای مبدل‌های حرارتی نوع II با عمق جریان زیاد، فاکتور کیم و بالارد [۴۴۳] به طور قابل توجهی بیشتر از موارد به دست آمده از رابطه چانگ و همکاران [۴۴۲] هستند. این ممکن است به دلیل عدم وجود پارامترهای عمق جریان در روابط آن‌ها [۴۴۲] بوده و نشان می‌دهد که عمق جریان یکی از پارامترهای مهم برای رابطه افت فشار است. رابطه اخیر اصطکاک چانگ و همکاران [۴۴۲] شامل پارامترهای عمق جریان فقط برای جریان با عدد رینولدز کم $(Re_{L_p} < 150)$ است.



(a) Heat exchanger type-I



(b) Heat exchanger type-II

شکل ۱۸-۴: مقایسه فاکتور f برای فین‌های چند لووره [۳۹۲]

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

۴.۴ روابط ترمودینامیکی و شبیه‌سازی کندانسور

برای آنکه تاثیر استفاده از مبدل فشرده میکروکانال به جای مبدل فشرده معمولی در سیکل تراکم بخار مشخص شود، می‌بایستی بر اساس معادلات حاکم کندانسور فشرده که حالت جامعی از کندانسورهای مبتنی بر میکروکانال است مدل‌سازی شود. معادلات و معلومات لازم برای انجام فعالیت‌های بالا، عموما در بخش‌های قبل آورده شده است و در این بخش، چند برنامه شبیه‌سازی برای مدل‌سازی کندانسور میکروکانال استخراج می‌شود و در راستای این کار، فلوچارت برنامه شبیه، معادلات خاص به کار رفته، معرفی ورودهای و خروجی‌ها و اعتبارسنجی برنامه ارایه می‌شود.

۱.۴.۴ برنامه شبیه‌ساز کندانسور فشرده میکروکانال

در این بخش، سعی می‌شود، معادلات حاکم بر کندانسور فشرده میکروکانال معرفی شود و یک برنامه شبیه‌سازی به منظور طراحی راحت‌تر این مبدل ارایه شود. همچنین نتایج این برنامه صحت‌سنجی نیز خواهد شد.
برنامه شبیه‌ساز در محیط متلب نوشته خواهد شد و کلیه ورودی‌های برنامه در اول آن معرفی خواهد شد. مدل‌سازی کندانسور فشرده میکروکانال بر اساس معادلات حاکم برای کل مبدل نوشته شده است. این روش مدل‌سازی به دلیل سادگی معادلات حاکم، در فرآیند طراحی بسیار ساده و مفید خواهد بود. برنامه شبیه‌ساز کندانسور قادر به تحلیل کندانسوری است که ابعاد داخلی و خارجی آن مشخص است و برنامه قادر است با دریافت ورودی‌های زیر توان انتقال حرارتی مبدل را تخمین بزند.

- دبی، دما، فشار و نوع مبرد در ورود به کندانسور
- دبی، دما و فشار هوای ورودی به کندانسور

در صورتی که میزان توان انتقال حرارت مبدل مشخص باشد با سعی و خطا می‌توان ابعاد مورد نیاز برای تامین انتقال حرارت مورد نیاز را به‌دست آورد. معادلات به کار رفته برای شبیه‌سازی به دو بخش سمت مبرد و سمت هوا تقسیم‌بندی می‌شوند که در زیر روابط اصلی مورد استفاده برای این دوبخش ارایه شده است.

۱.۱.۴.۴ معادلات سمت مبرد

در سمت مبرد به معادلات تعیین افت فشار و انتقال حرارت احتیاج است. مبرد در داخل کندانسور می‌تواند در حالت دو فازی و یا تک فازی باشد بنابراین معادلات مربوط به هر فاز مورد احتیاج است.

ضریب h در حالت تک فازی [۴۲۵]:

$$h = 0.023 Re_{D_h}^{0.8} Pr^{0.4} \left({}^{k}/_{D_h}\right) \qquad (۴-۷۵)$$

افت فشار در حالت تک فازی [۳۹۰]:

$$\frac{dP}{dZ} = \left(\left({}^{f}/_{D_h}\right)\frac{G^2}{2\rho}\right) \qquad (۴-۷۶)$$

که در معادله بالا، داریم:

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

$$Re_{D_h} < 2300 \rightarrow f = \frac{64}{Re}$$

$$Re_{D_h} > 2300 \rightarrow f = \frac{0.3164}{Re^{0.25}}$$

ضریب h در حالت تک دو فازی [۴۴۸]:

$$h = 0.023\left(Re_{eq}^{0.8}\right)Pr_l^{0.4}\left({}^{k_l}/_{D_h}\right)\left((1-x)^{0.8} + \left(\frac{3.8(x^{0.76})(1-x)^{0.04}}{(\frac{P}{P_{crit}})^{0.38}}\right)\right) \quad (۴-۷۷)$$

که:

$$Re_{eq} = \frac{D_h G}{\mu_l}$$

افت فشار در حالت دو فازی نیز به‌صورت زیر محاسبه می‌شود [۴۴۹]:

$$\left[\frac{dP}{dz}\right]_F = \left[\frac{dP}{dz}\right]_f \varphi_f^2 \quad (۴-۷۸)$$

مقدار φ_f^2 به‌صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\varphi_f^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \quad (۴-۷۹)$$

جایی که:

$$X^2 = \frac{\left[\frac{dP}{dz}\right]_f}{\left[\frac{dP}{dz}\right]_g} \quad (۴-۸۰)$$

و

$$-\left[\frac{dP}{dz}\right]_f = \frac{2f_f v_f G^2(1-x)^2}{D_h} \qquad -\left[\frac{dP}{dz}\right]_g = \frac{2f_g v_g G^2 x^2}{D_h} \quad (۴-۸۱)$$

از طرفی برای محاسبه روابط موجود در رابطه (۴-۸۱) نیاز است که f_k که k می‌تواند برای مایع یا گاز باشد به صورت زیر محاسبه شود:

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

$$f_k = 16Re_k^{-1} \qquad Re_k < 2000$$
$$f_k = 0.079Re_k^{-.025} \qquad 2000 \le Re_k < 20000$$
$$f_k = 0.046Re_k^{-0.2} \qquad Re_k \ge 20000 \qquad (۴-۸۲)$$

For laminar flow in rectangular channel

$$f_k\, Re_k = 24(1 - 1.3553\beta + 1.9467\beta^2 - 1.7012\beta^3 + 0.9564\beta^4 - 0.2537\beta^5)$$

Subscript k denotes f or g for liquid and vapor phases

از طرفی

$$Re_f = \frac{G(1-x)D_h}{\mu_f} \quad Re_g = \frac{GxD_h}{\mu_g} \quad Re_{f_o} = \frac{GD_h}{\mu_f} \quad Su_{go} = \frac{\rho_g \sigma D_h}{\mu_g^2} \qquad (۴-۸۳)$$

و مقدار C در رابطه (۴-۷۹) نیز به‌صورت زیر محاسبه می‌شود:

Liquid	***Vapor***	**C**
Turbulent	*Turbulent*	$C = 0.39\left(Re_{fo}^{0.03}\right)\left(Su_{go}^{0.1}\right)\left(\left(\rho_f/\rho_g\right)^{0.35}\right)$
Turbulent	*Laminar*	$C = 0.00087\left(Re_{fo}^{0.17}\right)\left(Su_{go}^{0.5}\right)\left(\left(\rho_f/\rho_g\right)^{0.14}\right)$
Laminar	*Turbulent*	$C = 0.0015\left(Re_{fo}^{0.59}\right)\left(Su_{go}^{0.19}\right)\left(\left(\rho_f/\rho_g\right)^{0.36}\right)$
Laminar	*Laminar*	$C = 0.000035\left(Re_{fo}^{0.44}\right)\left(Su_{go}^{0.5}\right)\left(\left(\rho_f/\rho_g\right)^{0.48}\right)$

۴. ۴. ۱. ۲ معادلات سمت هوا

ضریب انتقال حرارت سمت هوا بر اساس ضریب کولبرن به صورت زیر محاسبه می‌شود [۴۴۲, ۴۵۰]:

برای $100 < Re_{L_P} < 3000$:

$$j = 1.18\, Re_{L_P}^{-0.505}\left(\frac{\theta}{90}\right)^{0.26}\left(\frac{F_1}{L_p}\right)^{-0.51}\left(\frac{T_d}{L_P}\right)^{-0.26}\left(\frac{L_1}{L_P}\right)^{0.82}\left(\frac{T_P}{L_P}\right)^{-0.25}\left(\frac{F_{th}}{L_P}\right)^{-0.097} \qquad (۴-۸۴)$$

ضریب f نیز به‌صورت زیر محاسبه می‌شود [۴۴۲, ۴۵۰]:

$$f = f_1 f_2 f_3 \qquad (۴-۸۵)$$

جایی که ضرایب f_1, f_2, f_3:

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

$$f_1 = \begin{cases} 14.39 Re_{L_P}^{-0.805(F_P/F_1)} \left(ln\left(1.0 + \left(\frac{F_P}{L_P}\right)\right)\right)^{3.04} & for\ \ Re_{L_P} < 150 \\ 4.97 Re_{L_P}^{\left(0.6049 - \frac{1.046}{\theta^{0.2}}\right)} \left(ln\left(0.9 + \left(\frac{F_t}{F_P}\right)^{0.5}\right)\right)^{-0.527} & for\ 150 \le Re_{L_P} < 5000 \end{cases} \quad (۴-۸۶)$$

$$f_2 = \begin{cases} \left(ln\left(0.9 + \left(\frac{F_t}{F_P}\right)^{0.48}\right)\right)^{-1.435} \left(\frac{D_h}{L_P}\right)^{-3.01} \left(ln(0.5 Re_{L_P})\right)^{-3.01} for\ \ Re_{L_P} < 150 \\ \left(\frac{D_h}{L_P}\right) ln\,(0.3 Re_{L_P})^{-2.966} \left(\frac{F_P}{L_l}\right)^{-0.7931(T_P/(T_P - D_m))} for\ 150 \le Re_{L_P} < 5000 \end{cases} \quad (۴-۸۷)$$

$$f_3 = \begin{cases} \left(\frac{F_P}{L_l}\right)^{-0.308} \left(\frac{F_d}{L_l}\right)^{-0.308} exp\left(-0.1167 (T_P/D_m)\right) \theta^{0.35} \quad for\ Re_{L_P} < 150 \\ \left(\frac{T_P}{D_m}\right)^{-0.0446} ln\left(1.2 + \left(\frac{L_P}{F_P}\right)^{1.4}\right)^{-3.553} \theta^{-0.477} \quad for\ 150 \le Re_{L_P} < 5000 \end{cases} \quad (۴-۸۸)$$

۴. ۴. ۱. ۳ معادلات کلی حاکم بر کندانسور

معادلاتی که در ادامه آورده می‌شود و برنامه شبیه‌سازی بر اساس فرض‌های زیر به کار می‌روند:

۱- ورودی مبدل، گاز مبرد با $x=0$ است و خروجی آن، مایع مبرد با $x=1$ می‌باشد.

۲- ضریب h در سمت مبرد را به صورت زیر فرض می‌کنیم:

$$h_{refreg} = \frac{1}{4} * h_{ref-mono\ phase} + \frac{3}{4} * h_{ref-two\ phase\ at\ x=0.5}$$

از روش $\epsilon - NTU$ برای برآورد انتقال حرارت بین هوا و مبرد استفاده می‌کنیم.

$$Q = \varepsilon C_{min} (T_{ref,in} - T_{air,in}) \quad (۴-۸۹)$$

جایی‌که

$$C_{air} = \dot{m}_{air} C_{p,air}$$

$$C_{ref} = \dot{m}_{ref} C_{p,ref}$$

C_{min} کمترین مقدار مقادیر بالا است.

$$\varepsilon = ۱ - exp\,(-NTU) \quad (۴-۹۰)$$

که:

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}}$$

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta h_{air} A_{air}} + \frac{\delta_{wall}}{k_{wall} A_{ref}} + \frac{1}{h_{ref} A_{ref}} \quad (۴-۹۱)$$

بازده فین‌ها نیز از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$m = \sqrt{\left(\frac{2h_{air}}{k_{fin}\delta_{fin}}\right)\left(1 + \left(\delta_{fin}/F_d\right)\right)} \eta = ۱ - \frac{A_{fin}}{A_{air}}\left(1 - \eta_f\right) \quad \eta_f = \frac{tanh\,(ml)}{ml} \quad (۴-۹۲)$$

۴. ۴. ۲ الگوریتم برنامه

در این بخش، الگوریتم برنامه شبیه‌سازی کندانسور ارایه می‌شود. این الگوریتم با هدف ارایه روند و چیدمان کلی نرم‌افزار نوشته شده است.

۱- وارد کردن ورودی‌ها شامل: ابعاد هندسی میکروکانال، تعداد لوله‌ها در هر مسیر عبور مبرد، تعداد سوراخ‌های لوله و قطر آنها، مشخصات هوا، دبی هوا و راندمان فن، حداکثر دمای هوا بر اساس کلاس آب و هوایی کندانسور، انتخاب مقدار اختلاف دمای اشباع با دمای هوا، انتخاب نوع مبرد و وارد کردن مشخصات آن، مشخصات مبرد در ورود به کندانسور(دبی، دما و فشار).

توضیح: به دلیل آنکه ابتدا برنامه با وارد کردن مشخصات کندانسور سانهوا صحت‌سنجی می‌شود، مشخصات مبرد از با توجه به کاتالوگ و با انجام چند محاسبه استخراج می‌شود.

۲- انجام محاسبات سمت هوایی و تعیین پارامترها شامل: ضریب انتقال حرارت جابجایی، افت فشار، توان فن و راندمان کلی فین

۳- انجام محاسبات سمت مبرد و تعیین پارامترهای زیر:

a. مبرد در حالت فوق گرم (تک فاز): ضریب انتقال حرارت جابجایی، افت فشار

b. مبرد در حالت اشباع ۵۰٪ (دو فاز): ضریب انتقال حرارت جابجایی، افت فشار

۴- انجام محاسبات کلی کندانسور: محاسبه ضریب انتقال حرارت کلی، تعیین بازهی حرارتی کنداسور از طریق روابط *ε-NTU*، تعیین توان انتقال حرارتی کندانسور

توضیح: در محاسبه ضریب انتقال حرارت کلی، ضریب انتقال حرارت جابجایی سمت مبرد متوسطی از مقادیر مربوط به مبرد تک فاز و اشباح فرض می‌شود.

۴. ۴. ۳ صحت‌سنجی برنامه

صحت‌سنجی برنامه شبیه‌سازی برای رفع اشکالات احتمالی در نوشتن معادلات حاکم و اشتباهات برنامه‌نویسی مهم می‌باشد. در منابع منتشر شده، مشخصات کندانسور میکروکانال سانهوا موجود می‌باشد (مشخصات *SD10* در **شکل ۴-۱۹** آمده است) و سعی می‌شود که با وارد کردن این مشخصات و مقایسه توان انتقال حرارتی، برنامه صحت‌سنجی می‌شود. در ادامه، ۵ کندانسور سانهوا مورد شبیه‌سازی قرار می‌گیرد و با نتایج کاتالوگ مقایسه می‌شوند.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

۱.۳.۴.۴ کندانسور SD-10 شرکت سانهوا

Dimensional Characteristics	Metric units		
Total length	mm	330	(L)
Total height	mm	300,7	(H)
Manifold diameter	mm	20	(Ø D)
Heat exchanger length	mm	290	(L1)
Heat exchanger height	mm	284,2	(H1)
Heat exchanger front surface	m^2	0,082418	(S)
Solder Connections			
Inlet connection (ID)	mm	6,15	(Ø IN)
Outlet connection (ID)	mm	6,15	(Ø OUT)
Internal Nomenclature:		16-FPI23-2G	
Coil Depth	mm	16	(cD)
Fins Distance	mm	1,1	
Fin height	mm	8,1	
Tubes height	mm	1,3	
Total internal volume	liters	0,174	
Coil Internal Volume	liters	0,0606	
Manifold Internal Volume	liters	0,1134	
Number of tubes		28	(-)
Number of passes		6	(-)
Pass Distribution (step 1/2/3/4/5/6)		6/6/5/5/3/3	

Capacity (kW) / Internal Pressure Drop (bar)						Air Speed (m/s)	Air Flow (m^3/h)	Air Pressure Drops (Pa)
R134a								
ΔT=10 K		ΔT=20 K		ΔT=30 K				
Cap.	ΔP	Cap.	ΔP	Cap.	ΔP			
0,74	0,17	1,54	0,27	2,38	0,45	1	273,5	14,0
1,01	0,22	2,11	0,39	3,29	0,80	1,5	410,2	24,3
1,24	0,27	2,68	0,61	4,07	1,18	2	546,9	36,0
1,43	0,31	3,14	0,76	4,77	1,51	2,5	683,7	49,0
1,61	0,34	3,55	0,90	5,38	1,82	3	820,4	63,2
1,76	0,37	3,89	1,14	5,94	2,12	3,5	957,1	78,5
1,91	0,40	4,22	1,29	6,44	2,40	4	1093,9	94,6
2,03	0,42	4,48	1,49	6,90	2,65	4,5	1230,6	111,5

شکل ۱۹-۴: مشخصات هندسی میکروکانال و عملکردی کندانسور ***SD10*** شرکت سانهوا

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

مقدار ورودی برنامه شبیه‌ساز:

مقادیر ورودی برنامه بر اساس مشخصات کندانسور *SD10* وارد شده است (**شکل ۱۹-۴**) اما ضخامت فین‌ها به دلیل عدم موجود بودن، مقدار مناسبی فرض شده است.

```
%%   input values

%%%%%%%%%%%%%      air side       %%%%%%%%%
%  fin geometry
F_p=1.1e-3;    % fin pitch, m,          optimum value= 2.288
L_p=1.4e-3;    %louver pitch, m,       optimum value=3.084
F_l=8.1e-3;       %fin length, m          optimum value=6.35
 D_m=1.3e-3;     %pipe diameter (pipe height)
theta = 30;      %louver angle, deg.    optimum value=30
T_d=16e-3;          % tube depth, m      optimum value=40
F_d =16e-3;          % fin depth, m

F_t=0.152e-3;      % fin thickness, m   optimum value=0.152
L_h=0.6e-3;   %louver height, m    optimum value=0.7735
T_p=  F_l+   D_m;    %      9.434e-3;     %tube pitch, m         optimum value=9.434
L_l=6.5e-3;          % louver length, m
k_fin=   235;                % conduction cofficient of aluminum  w/(K*m)

Len_con=0.290;     %Lenght_condenser, m
hei_con=0.2842;     %height_condenser, m
pass_number=6;

% pipe_number=(hei_con/(T_p));
pipe_number_pas1=6;
pipe_number_pas2=6;
pipe_number_pas3=5;
pipe_number_pas4=5;
pipe_number_pas5=3;
pipe_number_pas6=3;
pipe_number=pipe_number_pas1+pipe_number_pas2+pipe_number_pas3+pipe_number_pas4+pipe_number_
pas5+pipe_number_pas6;

D_h=0.75e-3;    % m      hydrolic diameters of refrigerant
wall_t=D_h/2;      % wall thickness
pipe_port_number=(T_d*2/3)/D_h;   % 2/3  estimated number

% air propertices
ro_air=1.2;      %air dencity   kg/m^3
mio_air=1.78e-5;    % air  viscosity
c_p_air=1007;           %specific heat at constant pressure   j/kg/K
Pr_air=0.707;            % prantel number
T_air_in=30;           % air temperature base on sanhoa

% fan propertices
Q_air =546.9/3600;       %    m^3/s     input value
 eta_fan=0.5;                          % fan efficeincy + electromotor efficeincy


%%%%%%%%%%%%%      refrigerant side       %%%%%%%%%
x=0.5;                %vapor quality , calculation in two phase region is doing at this point
T_condenser_diference=20;     % "C    input value
```

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

```
T_sa=T_air_in+T_condenser_diference;          %saturated temprature "C

 % r134a propertice
P_sa=13.179e5;  %pas    temperature_sa=50 "C
Pr_ref_ga=0.96;     % gas prantel number (at saturated state)
Pr_ref_li=3.15;     % liquid prantel number (at saturated state)
k_ref_gas=0.01673;    % gas  thermal conductivity   (w/(m K)
k_ref_li=0.070427;    % liquid  thermal conductivity   (w/(m K)
P_crit=40e5;     % pas,  critical pressure of r134a
ro_ref_gas=66.72;       % gas density   (kg/m^3)
ro_ref_li=1102;       %liquid density   (kg/m^3)
to_ref=0.0048;            %surface tension  N/m
mio_ref_gas=12.9e-6 ; % kinematic viscosity  (m^2/s)
mio_ref_li=141e-6 ; % kinematic  viscosity  (m^2/s)
C_p_gas=1.24e3;           %  j/(kg C)
C_p_li=1.56e3;              %  j/(kg C)
h_fg_ref=(423.0-271)*1e3;  % vaper enthalpy  minus   liquid enthalpy

m_dot_ref=based on Sanhua Catalouge;    % condenser heat release based  on SANHUA, w
T_con_in=T_sa+30;              % inlet temperatur of condenser   "C
T_con_out=T_sa-5;              % outlet  temperatur of condenser   "C
```

خروجی‌های مهم برنامه شبیه‌ساز:

برای راحتی استفاده از برنامه که در محیط متلب نوشته شده است، برنامه شبیه‌ساز، پارامترهای خروجی مهم را در قالب یک فایل اکسل ارایه می‌دهد:

جدول ۵-۴: نتایج شبیه‌سازی برای کندانسور شماره SD10 شرکت سانهوا

h_air_side (W/m^2/K)	*115.80*	*A_t, total surface at air-side, (m^2)*	*2.17*
h_ref_side_ga (W/m^2/K)	*1447.17*	*delat_p_ref_sing_ga (pas)*	*-9919.96*
h_ref_side (W/m^2/K), medium	*5259.68*	*A_ref_side (m^2)*	*0.27*
NTU	*1.13*	*epsilon*	*0.68*
eta_fin_o, overal fin efficiency	*0.97*	*delta_p_air-side (pas)*	*34.23*
h_ref_side_2 (W/m^2/K), at x=0.5	*6530.52*	*delat_p_ref_2 (pas)*	*-56240.64*
Volume_ref (m^3)	*0.000051*	*U_base_air_side (W/m^2/K)*	*95.66*
Q_H(W) heat transfer of condenser	*2488.41*		

نتایج شبیه‌سازی را می‌توان با مقادیر ذکر شده در کاتالوگ شرکت سانهوا مقایسه کرد (**جدول ۶-۴**) ، که همانطور که مشاهده می‌شود. شبیه‌سازی توانسته است به نحو مناسبی پارامترهای کلیدی کندانسور را پیش‌بینی کند.

جدول ۶-۴: مقایسه نتایج شبیه‌سازی و پارامترهای کاتالوگ

پارامتر	شبیه‌سازی	کاتالوگ
Q_H(w) heat transfer of condenser	***2488***	۲۶۸۰
Volume_ref (m^3)	***5.1019e-05***	*e-5۶.۰۶*
delat_p_ref_2 (pas)	*-56240.64*	۶۱۰۰۰-
delta_p_air-side (pas)	*34.23*	۳۶

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

نکته مهمی که از نتایج شبیه‌سازی می‌توان استخراج کرد، نسبت مقاومت انتقال گرمایی بین سمت هوا به سمت مبرد است که در کندانسور بررسی شده، مقاومت سمت هوایی حدود ۵/۱ برابر بیشتر است بنابراین در کندانسور میکروکانال همانند معمولی، پارامترهای سمت هوا نقش بسیار زیادی در تعیین مقدار توان انتقال حرارت کندانسور دارند و این مطلب در فصل‌های قبل گزارش اشاره شده بود.

در ادامه، نتایج شبیه‌سازی برای دیگر کندانسورهای شرکت سانهوا آورده می‌شود و فقط مهم و ورودی‌هایی که نسبت به ورودی‌های کندانسور *sd10* تغییر می‌کنند، آورده می‌شود.

۴. ۴. ۳. ۲ کندانسور SD11 سانهوا

ورودی‌ها:

```
%%   input values

%%%%%%%%%%%%%      air side      %%%%%%%%%%
%  fin geometry
F_p=1.1e-3;   % fin pitch, m,          optimum value= 2.288
L_p=1.4e-3;   %louver pitch, m,      optimum value=3.084
F_l=8.1e-3;      %fin length, m          optimum value=6.35
 D_m=1.3e-3;    %pipe diameter (pipe height)
theta = 30;     %louver angle, deg.    optimum value=30
T_d=16e-3;        % tube depth, m      optimum value=40
F_d =16e-3;         % fin depth, m

F_t=0.152e-3;     % fin thickness, m   optimum value=0.152
L_h=0.6e-3;  %louver height, m    optimum value=0.7735
T_p=  F_l+   D_m;    %     9.434e-3;    %tube pitch, m        optimum value=9.434
L_l=6.5e-3;         % louver length, m

Len_con=0.345;    %Lenght_condenser, m
hei_con=0.3312;    %height_condenser, m

% pipe_number=(hei_con/(T_p));
pipe_number_pas1=10;
pipe_number_pas2=9;
pipe_number_pas3=8;
pipe_number_pas4=7;
pipe_number=10+9+8+7;

D_h=0.75e-3;   % m      hydrolic diameters of refrigerant
wall_t=D_h/2;     % wall thickness
pipe_port_number=(T_d*2/3)/D_h;   % 2/3  estimated number
pass_number=4;

% air propertices
T_air_in=30;          % air temperature base on sanhoa

% fan propertices
Q_air =790.4/3600;      %    m^3/s     input value


%%%%%%%%%%%%%      refrigerant side      %%%%%%%%%%
x=0.5;                %vapor quality , calculation in two phase region is doing at this point
T_condenser_diference=20;    % "C    input value
T_sa=T_air_in+T_condenser_diference;              %saturated temprature "C

 % r134a propertice
P_sa=13.179e5;  %pas     temperature_sa=50 "C
```

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

```
h_fg_ref=(423.0-271)*1e3;  % vaper enthalpy  minus   liquid enthalpy

 m_dot_ref= based on Sanhua Catalouge;  % condensor heat release based on SANHUA, w
T_con_in=T_sa+30;                % inlet temperatur of condenser   "C
T_con_out=T_sa-5;                % outlet  temperatur of condenser   "C
```

خروجی‌های مهم برنامه شبیه‌ساز:

جدول ۷-۴: نتایج شبیه‌سازی برای کندانسور شماره SD11 شرکت سانهوا

h_air_side (w/m^2/K)	118.57	A_t, total surface at air-side, (m^2)	3.14
h_ref_side_ga (w/m^2/K)	1263.58	delat_p_ref_sing_ga (pas)	-8771.16
h_ref_side (w/m^2/K), medium	4734.43	A_ref_side (m^2)	0.39
NTU	1.14	epsilon	0.68
eta_fin_o, overal fin efficiency	0.97	delta_p_air-side (pas)	38.29
h_ref_side_2 (w/m^2/K), at x=0.5	5891.38	delat_p_ref_2 (pas)	-35117.36
Volume_ref (m^3)	0.000074	U_base_air_side (w/m^2/K)	95.97
Q_H(w) heat transfer of condenser	3601.65		

جدول ۸-۴: مقایسه نتایج شبیه‌سازی و پارامترهای کاتالوگ SD11

پارامتر	شبیه‌سازی	کاتالوگ
Q_H(w) heat transfer of condenser	3601	3770
Volume_ref (m^3)	0.000074	0.0000779
delat_p_ref_2 (pas)	-35117.36	-33000
delta_p_air-side (pas)	38.29	35.4

۴. ۴. ۳ ۳ کندانسور SD13 سانهوا

ورودی‌ها:

```
%  fin geometry
F_p=1.1e-3;   % fin pitch, m,          optimum value= 2.288
L_p=1.4e-3;   %louver pitch, m,      optimum value=3.084
F_l=8.1e-3;      %fin length, m          optimum value=6.35
 D_m=1.3e-3;    %pipe diameter (pipe height)
theta = 30;     %louver angle, deg.    optimum value=30
T_d=16e-3;        % tube depth, m      optimum value=40
F_d =16e-3;         % fin depth, m
 F_t=0.152e-3;     % fin thickness, m   optimum value=0.152
L_h=0.6e-3;   %louver height, m    optimum value=0.7735
T_p=  F_l+  D_m;    %     9.434e-3;    %tube pitch, m        optimum value=9.434
L_l=6.5e-3;         % louver length, m
Len_con=0.510;    %Lenght_condenser, m
hei_con=0.5004;    %height_condenser, m
 % pipe_number=(hei_con/(T_p));
pipe_number_pas1=28;
pipe_number_pas2=24;
pipe_number=pipe_number_pas1+pipe_number_pas2;

D_h=0.75e-3;   % m      hydrolic diameters of refrigerant
wall_t=D_h/2;      % wall thickness
pipe_port_number=(T_d*2/3)/D_h;   % 2/3  estimated number
```

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

```
pass_number=2;
 % air propertices
T_air_in=30;          % air temperature base on sanhoa
 % fan propertices
Q_air =1788.8/3600;      %    m^3/s     input value
 %%%%%%%%%%%%%%      refrigerant side       %%%%%%%%%
T_condenser_diference=20;     % "C    input value
T_sa=T_air_in+T_condenser_diference;              %saturated temprature "C

 % r134a propertice
P_sa=13.179e5;   %pas     temperature_sa=50 "C
h_fg_ref=(423.0-271)*1e3;  % vaper enthalpy  minus   liquid enthalpy

 m_dot_ref= based on Sanhua Catalouge;  % condensor heat releas base  on SANHUA, w
T_con_in=T_sa+30;                 % inlet temperatur of condenser   "C
T_con_out=T_sa-5;                 % outlet  temperatur of condenser   "C
```

خروجی‌های مهم برنامه شبیه‌ساز:

جدول ۹-۴: نتایج شبیه‌سازی برای کندانسور شماره SD13 شرکت سانهوا

h_air_side (w/m^2/K)	119.46	A_t, total surface at air-side, (m^2)	7.10
h_ref_side_ga (w/m^2/K)	1060.53	delat_p_ref_sing_ga (pas)	-8838.47
h_ref_side (w/m^2/K), medium	3774.47	A_ref_side (m^2)	0.89
NTU	1.10	epsilon	0.67
eta_fin_o, overal fin efficiency	0.97	delta_p_air-side (pas)	39.64
h_ref_side_2 (w/m^2/K), at x=0.5	4679.12	delat_p_ref_2 (pas)	-15241.99
Volume_ref (m^3)	0.000167	U_base_air_side (w/m^2/K)	92.71
Q_H(w) heat transfer of condenser	7995.03		

جدول ۱۰-۴: مقایسه نتایج شبیه‌سازی و پارامترهای کاتالوگ SD13

کاتالوگ	شبیه‌سازی	پارامتر
8480	7995	Q_H(w) heat transfer of condenser
.00020	0.000167	Volume_ref (m^3)
-18000	-15241.99	delat_p_ref_2 (pas)
35.1	39.64	delta_p_air-side (pas)

۴. ۴. ۳. ۴ کندانسور SD15 سانهوا

ورودی‌ها:

```
%%%%%%%%%%%%%      air side       %%%%%%%%%
%  fin geometry
F_p=1.1e-3;   % fin pitch, m,          optimum value= 2.288
L_p=1.4e-3;   %louver pitch, m,      optimum value=3.084
F_l=8.1e-3;      %fin length, m          optimum value=6.35
 D_m=1.3e-3;    %pipe diameter (pipe height)
theta = 30;     %louver angle, deg.    optimum value=30
T_d=25.4e-3;         % tube depth, m      optimum value=40
F_d =25.4e-3;          % fin depth, m

F_t=0.152e-3;     % fin thickness, m   optimum value=0.152
```

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

```
L_h=0.6e-3;   %louver height, m    optimum value=0.7735
T_p=  F_l+   D_m;    %     9.434e-3;    %tube pitch, m        optimum value=9.434
L_l=6.5e-3;          % louver length, m

Len_con=1.010;     %Lenght_condenser, m
hei_con=0.5004;     %height_condenser, m

% pipe_number=(hei_con/(T_p));
pipe_number_pas1=28;
pipe_number_pas2=24;
pipe_number=pipe_number_pas1+pipe_number_pas2;

D_h=0.75e-3;    % m      hydrolic diameters of refrigerant
wall_t=D_h/2;      % wall thickness
pipe_port_number=(T_d*2/3)/D_h;   % 2/3  estimated number
pass_number=2;

% air propertices
T_air_in=30;          % air temperature base on sanhoa

% fan propertices
Q_air =3577.7/3600;       %    m^3/s     input value


%%%%%%%%%%%%%      refrigerant side       %%%%%%%%%
T_condenser_diference=20;     % "C    input value
T_sa=T_air_in+T_condenser_diference;              %saturated temprature "C

 % r134a propertice
P_sa=13.179e5;   %pas     temperature_sa=50 "C
h_fg_ref=(423.0-271)*1e3;  % vaper enthalpy  minus   liquid enthalpy

 m_dot_ref= based on Sanhua Catalouge;      % condensor heat releas base  on SANHUA, w
T_con_in=T_sa+30;                % inlet temperatur of condenser   "C
T_con_out=T_sa-5;                % outlet  temperatur of condenser   "C
```

خروجی‌های مهم برنامه شبیه‌ساز:

جدول ۱۱-۴: نتایج شبیه‌سازی برای کندانسور شماره SD15 شرکت سانهوا

h_air_side (w/m^2/K)	106.45	A_t, total surface at air-side, (m^2)	22.31
h_ref_side_ga (w/m^2/K)	1434.07	delat_p_ref_sing_ga (pas)	-33868.58
h_ref_side (w/m^2/K), medium	5103.93	A_ref_side (m^2)	2.79
NTU	1.65	epsilon	0.81
eta_fin_o, overal fin efficiency	0.97	delta_p_air-side (pas)	63.78
h_ref_side_2 (w/m^2/K), at x=0.5	6327.21	delat_p_ref_2 (pas)	-60663.89
Volume_ref (m^3)	0.000524	U_base_air_side (w/m^2/K)	88.82
Q_H(w) heat transfer of condenser	19407.56		

جدول ۱۲-۴: مقایسه نتایج شبیه‌سازی و پارامترهای کاتالوگ SD15

کاتالوگ	شبیه‌سازی	پارامتر
19630	19407	Q_H(w) heat transfer of condenser
.000510	0. 000524	Volume_ref (m^3)
-54000	-60663	delat_p_ref_2 (pas)
45.4	63	delta_p_air-side (pas)

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

۴. ۴. ۳. ۵ کندانسور SD18 سانهوا

ورودی‌ها:

```
%%%%%%%%%%%%%      air side      %%%%%%%%%
%  fin geometry
F_p=1.1e-3;   % fin pitch, m,          optimum value= 2.288
L_p=1.4e-3;   %louver pitch, m,      optimum value=3.084
F_l=8.1e-3;      %fin length, m          optimum value=6.35
 D_m=1.3e-3;    %pipe diameter (pipe height)
theta = 30;     %louver angle, deg.    optimum value=30
T_d=25.4e-3;         % tube depth, m      optimum value=40
F_d =25.4e-3;          % fin depth, m
F_t=0.152e-3;     % fin thickness, m   optimum value=0.152
L_h=0.6e-3;  %louver height, m    optimum value=0.7735
T_p=  F_l+   D_m;    %     9.434e-3;    %tube pitch, m        optimum value=9.434
L_l=6.5e-3;          % louver length, m
Len_con=1.010;    %Lenght_condenser, m
hei_con=1.196;    %height_condenser, m
% pipe_number=(hei_con/(T_p));
pipe_number_pas1=76;
pipe_number_pas2=50;
pipe_number=pipe_number_pas1+pipe_number_pas2;

D_h=0.75e-3;   % m      hydrolic diameters of refrigerant
wall_t=D_h/2;    % wall thickness
pipe_port_number=(T_d*2/3)/D_h;   % 2/3  estimated number
pass_number=2;
% air propertices
T_air_in=30;          % air temperature base on sanhoa
% fan propertices
Q_air =8586.0/3600;      %    m^3/s     input value
%%%%%%%%%%%%%%      refrigerant side      %%%%%%%%%
T_condenser_diference=20;    % "C    input value
T_sa=T_air_in+T_condenser_diference;              %saturated temprature "C
 % r134a propertice
P_sa=13.179e5;  %pas     temperature_sa=50 "C
h_fg_ref=(423.0-271)*1e3;  % vaper enthalpy  minus   liquid enthalpy
 m_dot_ref= based on Sanhua Catalouge;           % condensor heat releas based  on SANHUA condenser(SD10) ,
w
T_con_in=T_sa+30;                % inlet temperatur of condenser   "C
T_con_out=T_sa-5;                % outlet  temperatur of condenser   "C
```

خروجی‌های مهم برنامه شبیه‌ساز:

جدول ۱۳-۴: نتایج شبیه‌سازی برای کندانسور شماره SD18 شرکت سانهوا

h_air_side (w/m^2/K)	106.78	A_t, total surface at air-side, (m^2)	54.07
h_ref_side_ga (w/m^2/K)	1309.93	delat_p_ref_sing_ga (pas)	-27783.18
h_ref_side (w/m^2/K), medium	5683.85	A_ref_side (m^2)	6.77
NTU	1.69	epsilon	0.82
eta_fin_o, overal fin efficiency	0.97	delta_p_air-side (pas)	65.36
h_ref_side_2 (w/m^2/K), at x=0.5	7141.82	delat_p_ref_2 (pas)	-80408.94
Volume_ref (m^3)	0.001269	U_base_air_side (w/m^2/K)	90.34
Q_H(w) heat transfer of condenser	47055.67		

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

جدول ۱۴-۴: مقایسه نتایج شبیه‌سازی و پارامترهای کاتالوگ SD18

پارامتر	شبیه‌سازی	کاتالوگ
Q_H(w) heat transfer of condenser	*47055*	*47580*
Volume_ref (m^3)	*0. 001269*	*.00122*
delat_p_ref_2 (pas)	*-80408*	*-49000*
delta_p_air-side (pas)	*65*	*44.2*

همان‌طور که از مقایسه نتایج شبیه‌سازی ۵ مدل مختلف کندانسور (*SD10, SD11, SD13, DS15 and SD18*) با مقادیر کاتالوگ‌های مربوطه مشاهده می‌شود (نتایج جدول ۶-۴، جدول ۸-۴، جدول ۱۰-۴، جدول ۱۲-۴ و جدول ۱۴-۴)، نرم‌افزار به خوبی توانسته کندانسور را با دقت خوبی شبیه‌سازی کند. تنها مقادیر افت فشار در سمت هوا و مبرد در کندانسورهای *DS15* و *SD18* با دقت شبیه‌سازی نشده است که به دلیل عدم وجود روابط جامع برای مبردهای مختلف است.

۴. ۵ شبیه‌سازی ترمودینامیکی چرخه تبرید سامانه تهویه مطبوع

در سیستم‌های تبرید انتقال حرارت از یک نقطه با دمای پایین به نقطه‌ای دیگر با دمای بالا صورت می‌گیرد. وسایلی را که عامل ایجاد تبرید می‌باشند سرد کن‌ها می‌نامند. از چرخه‌های متداول تبرید می‌توان چرخه تبرید تراکمی بخار را نام برد که در آن سیال مبرد متناوباً تبخیر و تقطیر می‌شود و در فاز بخار متراکم می‌گردد. شماتیکی از این سیستم تبریدی در شکل ۲۰-۴ ارایه شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود مبرد با فشار کم و دمای بالا وارد کمپرسور شده و متراکم می‌گردد. معمولا در ورود به کندانسور مبرد به صورت بخار اشباع یا سوپرهیت می‌باشد. در کندانسور با دفع حرارت به محیط مبرد به صورت مایع اشباع یا مادون سرد آن را ترک می‌کند. در ادامه مبرد وارد شیر انبساط شده و با کاهش دما و فشار به صورت دو فازی آن را ترک می‌کند. مبرد دو فاز وارد اواپراتور شده و با جذب حرارت از محیط سرد به صورت بخار اشباع یا اندکی سوپرهیت وارد کمپرسور می‌شود.

هدف از این بخش شبیه‌سازی و تحلیل ترمودینامیکی چرخه تبرید بر مبنای داده‌های مربوط به کندانسور میکروکانال است.

۴. ۵. ۱ مدل‌سازی ترمودینامیکی چرخه تبرید

مدل‌سازی ترمودینامیکی سامانه تبرید با استفاده از کدنویسی در نرم‌افزار *EES* انجام شده است.

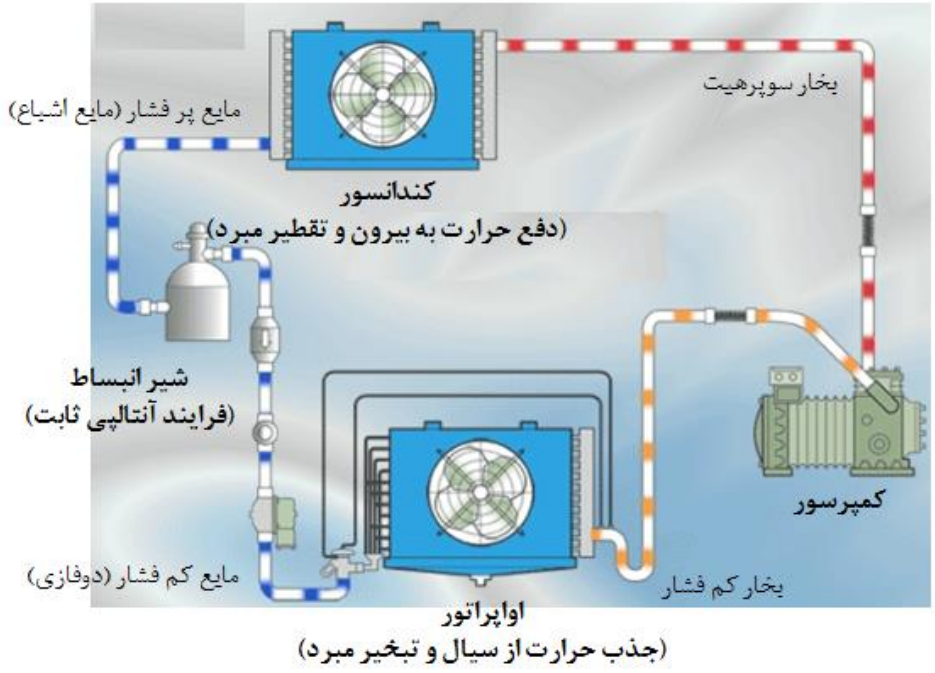
۴. ۵. ۱. ۱ کمپرسور

وظیفه کمپرسور متراکم کردن گاز مبرد بوده و گاز پس از ورود به آن با دما و فشار بالا و بصورت سوپرهیت آن را ترک می‌کند. کار مورد نیاز برای تراکم کمپرسور طبق رابطه زیر محاسبه می‌گردد:

$$\left[\frac{kJ}{kg}\right] w_c = h_2 - h_1 \qquad (۴-۹۳)$$

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

$$\dot{W}_c = \dot{m}_c(h_2 - h_1) \quad [kW] \tag{۴-۹۴}$$



شکل ۲۰-۴: سیکل تبرید

۴. ۵. ۱. ۲ کندانسور

وظیفه کندانسور دفع حرارت جذب شده توسط کمپرسور و اواپراتور به محیط گرم بیرون است. کندانسور همانطور که در بخش‌های قبل توضیح داده شد می‌تواند آبی، هوایی و تبخیری باشد.

$$\left[\frac{kJ}{kg}\right] q_H = h_2 - h_3 \tag{۴-۹۵}$$

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_c(h_2 - h_3) \quad [kW] \tag{۴-۹۶}$$

با توجه به مصرف برق توسط فن کندانسور باید مقدار آن در شرایط مختلف کاری محاسبه و در راندمان کلی دستگاه دیده شود.

$$[kW]\dot{Q}_H = \dot{m}_{air} c_p (T_{out} - T_{in}) \tag{۴-۹۷}$$

$$w_F = \frac{\dot{m}_{air}\Delta P}{6356\eta_F} \tag{۴-۹۸}$$

۴. ۵. ۱. ۳ شیر انبساط

در شیر انبساط گاز با دما و فشار بالا و به صورت مایع پر فشار وارد و با افت دما و فشار و به صورت دو فازی آن را ترک می‌کند. فرایند در شیر انبساط از نوع آنتالپی ثابت می‌باشد.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

$$\left[\frac{kJ}{kg}\right]h_3 = h_4 \qquad (۴-۹۹)$$

۴.۵.۱.۴ اواپراتور

در اواپراتور حرارت از محیط سرد جذب مبرد می‌شود. مبرد با جذب حرارت به صورت بخار اشباع و یا سوپرهیت با فشار کم آن را ترک می‌کند.

$$\left[\frac{kJ}{kg}\right]q_L = h_1 - h_4 \qquad (۴-۱۰۰)$$

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_c(h_1 - h_4) \qquad [kW] \qquad (۴-۱۰۱)$$

عملکرد سردکن‌ها و پمپ‌های حرارتی به صورت ضریب عملکرد (*COP*) بیان می‌شود که عبارت است از:

$$cop = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_c} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H - \dot{Q}_L} \qquad (۴-۱۰۲)$$

با توجه به اینکه بخشی از مصرف برق سیستم توسط فن کندانسور و اواپراتور صورت می‌گیرد، ضریب عملکرد سیستم در این حالت به صورت زیر آورده خواهد شد.

$$cop_{tot} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_C + \dot{W}_F} \qquad (۴-۱۰۳)$$

۴.۵.۲ نتایج

نتایج برای چند حالت مختلف با استفاده از کد نوشته شده محاسبه شده است و ضریب عملکرد، مصرف برق کمپرسور، حرارت جذب شده، حرارت دفع شده و دبی مبرد محاسبه شده است.

۴.۵.۲.۱ حالت ۱

مبرد *R134a*

فشار خط رانش *psi* ۱۴۹/۴۴ و فشار خط مکش *psi* ۴۰-۶۰

اختلاف دمای طراحی: ۱۰ درجه سلسیوس

حرارت دفع شده در کندانسور: ۱/۷۷ کیلووات

افت فشار مبرد در کندانسور: ۰/۱۸ بار

دبی هوای کندانسور: ۷۹۰/۴ متر مکعب بر ساعت

افت فشار سمت هوا: ۳۵/۴ پاسکال

دمای محیط: ۳۰ درجه سلسیوس

دمای مبرد خروجی از کندانسور: ۵ درجه کمتر از دمای اشباع

راندمان فن: ۶۰ درصد

نتایج حاصل برای حالت اول در

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

جدول ۱۵-۴ آورده شده است. نتایج برای فشار مکش مختلف ارایه شده است.

جدول ۱۵-۴: بررسی تاثیر فشار مکش کمپرسور بر عملکرد سیستم برای اختلاف دمای طراحی ۱۰ درجه

پارمترها	فشار مکش (*psi*)		
	۴۰	۵۰	۶۰
ضریب عملکرد	۲/۶۶۷	۲/۹۳۱	۳/۱۷۲
مصرف برق کمپرسور (*kW*)	۰/۴۷۲	۰/۴۴۰۶	۰/۴۱۴۴
حرارت جذب شده (*kW*)	۱/۲۹۸	۱/۳۲۹	۱/۳۵۶
حرارت دفع شده (*kW*)	۱/۷۷	۱/۷۷	۱/۷۷
دبی مبرد (*kg/s*)	۰/۰۰۸۶۸۷	۰/۰۰۸۶۸۷	۰/۰۰۸۶۸۷

۴. ۵. ۲. ۲ حالت ۲

مبرد *R134a*

فشار خط رانش *psi* ۱۹۳/۷۳ و فشار خط مکش *psi* ۴۰-۶۰

اختلاف دمای طراحی: ۲۰ درجه سلسیوس

حرارت دفع شده در کندانسور: ۳/۷۷ کیلووات

افت فشار مبرد در کندانسور: ۰/۳۳ بار

دبی هوای کندانسور: ۷۹۰/۴ متر مکعب بر ساعت

افت فشار سمت هوا: ۳۵/۴ پاسکال

دمای محیط: ۳۰ درجه سلسیوس

دمای مبرد خروجی از کندانسور: ۵ درجه کمتر از دمای اشباع

راندمان فن: ۶۰ درصد

نتایج برای این حالت در جدول ۱۶-۴ آورده شده است.

جدول ۱۶-۴: بررسی تاثیر فشار مکش کمپرسور بر عملکرد سیستم برای اختلاف دمای طراحی ۲۰ درجه

پارمترها	فشار مکش (*psi*)		
	۴۰	۵۰	۶۰
ضریب عملکرد	۲/۲۱۴	۲/۴۱۶	۲/۶۰۵
مصرف برق کمپرسور (*kW*)	۱/۱۶۴	۱/۰۹۵	۱/۰۳۶
حرارت جذب شده (*kW*)	۲/۶۰۶	۲/۶۷۵	۲/۷۳۴
حرارت دفع شده (*kW*)	۳/۷۷	۳/۷۷	۳/۷۷
دبی مبرد (*kg/s*)	۰/۰۱۹۲۹	۰/۰۱۹۲۹	۰/۰۱۹۲۹

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

فصل ۵ شبیه‌سازی دینامیک سیالات محاسباتی

۱.۵ مقدمه

انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی و میکروکانال‌ها یکی از مسایل مهم در مهندسی مکانیک می‌باشد. امروزه با گسترش تکنولوژی نیاز به طراحی مبدل‌های کارا یک امر ضروری محسوب می‌شود. این در حالی است که پیشرفت‌های سریعی در طول دهه گذشته در زمینه تولید و استفاده از تجهیزات دارای میکروکانال که انتقال حرارت بیشتری دارند، صورت گرفته که این امر نیاز به بررسی جامع و دقیق جنبه‌های اساسی جریان سیال و انتقال حرارت در مقیاس میکرو را نشان می‌دهد و توجه بسیاری را به مسایل مکانیک سیالات در ابعاد میکرو معطوف کرده است. تمامی تلاش طراحان و محققان فعال در این زمینه افزایش تبادل حرارت و در نهایت بهبود بازده کل سیستم بوده است. از جمله اقداماتی که در این زمینه می‌توان انجام داد استفاده از پره‌ها برای افزایش سطح تبادل حرارت می‌باشد. پره‌ها سطح انتقال حرارت را افزایش داده و در نهایت چنانچه به خوبی طراحی شده باشند راندمان میکروکانال‌ها را به طور چشمگیری می‌توانند افزایش دهند. پره‌ها کاربرد فراوانی در صنعت دارند که از آن جمله می‌توان به پره‌های موجود جهت خنک‌کردن پردازشگر کامپیوترها و قطعات الکترونیکی اشاره کرد. امروزه با پیشرفت روزافزون کامپیوترها و ورود پردازشگرهای قوی و ابرکامپیوترها، حجم بالایی از اطلاعات در زمان بسیار کم پردازش می‌شوند. پردازش سریع موجب بوجود آمدن گرما در پردازشگر می‌گردد و چنانچه این حرارت دفع نگردد دمای بالا باعث افت عملکرد و یا حتی از بین رفتن پردازشگر می‌شود. در دنیای امروز و با ساخت ابرکامپیوترها، تکنیک دفع گرما باید کارا و موثرتر از گذشته باشد. از اینرو نیاز به طراحی چاه‌های حرارتی با راندمان بالاتر به‌طور کامل احساس می‌شود. فرآیند انتقال حرارت ناشی از جریان سیال درون کانال‌ها در کارکرد بسیاری از سیستم‌های طبیعی و سیستم‌های ساخته دست بشر نقش اصلی ایفا می‌کند. به کانال‌هایی که دارای قطر هیدرولیکی کمتر از ۱ میلی‌متر هستند، میکروکانال گفته می‌شود. همان‌طور که می‌دانیم نرخ

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

فرآیند انتقال گرما به سطح جانبی کانال و نرخ دبی جریان به سطح مقطع کانال وابسته است پس هر چه قطر کانال کوچکتر شود نسبت سطح جانبی به دبی حجمی بیشتر می‌شود. از این خاصیت در بدن انسان نیز استفاده شده است. در شش‌ها، کلیه‌ها، مغز، روده، رگ‌ها و ... کانال‌هایی وجود دارد که در مسیر حرکتشان قطر آن‌ها کوچک شده و به حدود ۴ میکرومتر می‌رسد و ما بیشترین راندمان را در فرآیند انتقال حرارت در این ارگان‌ها از بدن داریم. در سیستم‌های ساخته دست بشر مثل بعضی از مبدل‌های حرارتی، راکتورهای هسته‌ای، واحدهای جداسازی هوا و آنالیزورهای خونی و DNA نیز میکروکانال‌های گوناگونی وجود دارد [۱۱].

استفاده از چاه‌های حرارتی با مجاری میکروکانال[1] منجر به پیشرفت‌های بسیاری در مقاومت حرارتی پایین، ساختار فشرده، نرخ کم جریان سیال خنک‌کن، توزیع دمای یکنواخت در جهت جریان و غیره داشته است. در شکل ۱-۵ یک نمونه مبدل حرارتی میکروکانال ساخت شرکت سامسونگ نشان داده شده است.



شکل ۱-۵: یک نمونه میکروکانال ساخت شرکت سامسونگ [۴۵۱]

در مکانیک سیالات و انتقال حرارت، مبحث جدایش جریان در هندسه‌های مختلف از اهمیت بالایی برخوردار است زیرا وجود این نواحی تأثیر زیادی در نیروی وارده از سیال به سطح و افت فشار دارد. همچنین انتقال حرارت در این نواحی از اهمیت خاصی برخوردار است، زیرا وجود نواحی دارای جدایش، مقدار ضریب انتقال حرارت را تغییر می‌دهد. نوع رژیم جریان سیال تراکم‌ناپذیر تابعی از عدد رینولدز است. عدد رینولدز معرف نسبت نیروی اینرسی به نیروی اصطکاک لزج است.

$$Re_D = \frac{\rho U_{in} D}{\mu} \qquad (۵-۱)$$

ρ چگالی سیال، U_{in} سرعت، D قطر میکروکانال و μ لزجت سیال است. این عدد معمولا بر حسب پارامترهای مناسبی از جریان و هندسه آن بیان می‌شود. برای میکروکانال‌ها با پره‌های استوانه‌ای عدد رینولدز بر مبنای قطر دایره و برای بقیه میکروکانال‌ها بر حسب قطر هیدرولیکی کانال و سرعت متوسط جریان در میکروکانال تعریف می‌گردد. جریان درون میکروکانال‌ها به علت کوچک بودن قطر هیدرولیکی کانال‌ها و همچنین کم بودن سرعت سیال، عموما در

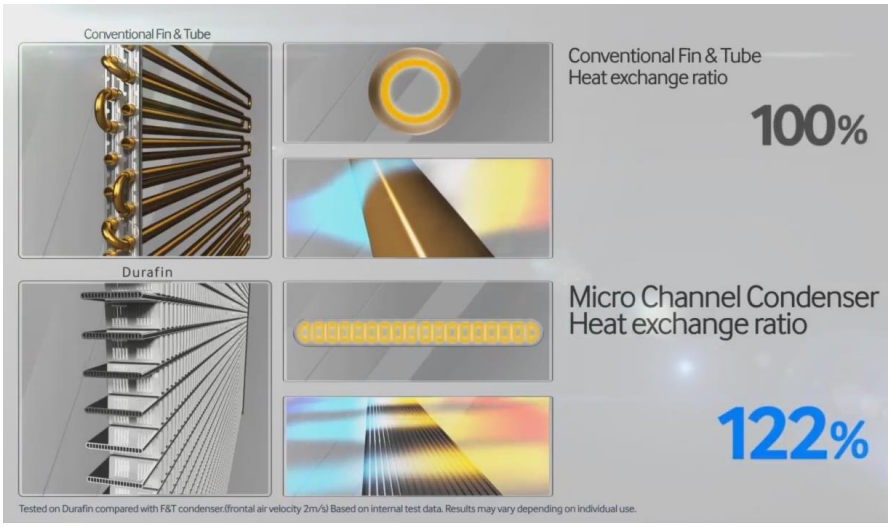
[1] Manifold Micro-Channel (MMC)

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

محدوده اعداد رینولدز پایین قرار دارد. همچنین امکان جدایش جریان نیز در این کانال‌ها وجود دارد. به طور قطع نمی‌توان گفت جریان در میکروکانال‌ها در چه رینولدزی جریان آرام و به آشفته تبدیل می‌شود. با افزایش عدد رینولدز، گردابه‌ها حول یک نقطه پایدار شروع به نوسان می‌کنند، مانند جریان برگشتی پشت استوانه یا زائده‌های داخل میکروکانال‌ها. در این حالت جریان هنوز آرام است و اغتشاشات تصادفی و بی‌نظمی مشاهده نمی‌شود. فرکانس چنین نوساناتی با عدد استروهال که بی‌بعد است به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$Sr = \frac{fD}{U_{in}} \qquad (۵-۲)$$

عدد استروهال نسبت زمان مشخصه جریان (D/U_{in}) به دوره تناوب نوسانات $(1/f)$ است که f فرکانس نوسانات جریان هست. در بیشتر موقعیت‌هایی از جریان، مانند جریان برگشتی پشت استوانه، پره یا کره عدد استروهال در محدوده ۰/۲ هست. با افزایش جریان، نوسانات متناوب ناپایدار و بی‌نظم می‌شوند. گردابه‌های بیشتر و کوچکتری تشکیل می‌شوند، که تنها به روش‌های آماری قابل توصیف هستند. به‌طور کلی فرآیندهای انتقال حرارت توسط دیواره کانال‌ها انجام می‌شود، مادامی که که جریان در درون کانال در حال عبور است. کانال وظیفه دارد که سیال را به برخورد موثر با دیواره‌های کانال وادار نماید و همچنین به منظور اینکه فرآیند انتقال حرارت به خوبی انجام پذیرد کانال باید همواره سیال جدید را به سمت دیواره فرستاده و سیالی را که در نزدیک دیواره است و وظیفه فرآیند انتقال حرارت خود را انجام داده از دیواره دور نماید تا سیال جدید در مجاورت دیواره جایگزین آن شود. نرخ فرآیند انتقال به مساحت سطح تماس با سیال بستگی دارد که این خود برای کانال با سطح مقطع دایره‌ای به قطر کانال بستگی دارد. همچنان که نرخ جریان به مساحت سطح مقطع کانال بستگی دارد، سطح مقطع نیز با استفاده از قطر کانال محاسبه می‌شود. بنابراین نسبت مساحت سطح داخلی کانال به حجم (عکس قطر کانال)، با کاهش قطر افزایش می‌یابد. در شکل ۲-۵ نرخ انتقال حرارت در یک مبدل حرارتی پره لوله و میکروکانال نشان داده شده است [۴۵۲].



شکل ۲-۵: نرخ انتقال حرارت در مبدل حرارتی پره لوله و میکروکانال [۴۵۱]

همان‌طوری که در شکل ۲-۵ مشاهده می‌کنید با تحلیل عددی نرخ انتقال حرارت در یک کندانسور مبدل حرارتی میکروکانال ۲۲ درصد بیشتر از مبدل حرارتی مرسوم به دست آمده است. دسته‌بندی کانال‌ها براساس قطر هیدرولیکی آن‌ها به عنوان یک راه حل ساده و در عین حال کارا جهت بررسی بازه‌های مختلف مورد نظر می‌باشد.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

کاهش ابعاد کانال در فرآیندهای مختلف، اثرات مختلفی دارد که باید مورد بررسی قرار گیرد، اما چنانچه تعداد فرآیندها و متغیرهای حاکم بر انتقال از ابعاد معمولی به پدیده‌های مقیاس میکرو را در نظر بگیریم همان روش ساده ممکن است بسیار کاربردی باشد.

وجود تعادل بین نرخ انتقال حرارت و افت فشار موضوع مهمی است که در طراحی گذرگاه‌های جریان‌های خنک‌کننده برای دفع شارهای حرارتی مهم می‌شود. بنابراین با استفاده از کانال‌های با ابعاد کوچکتر می‌توانیم به انتقال حرارت با کارآیی بالاتری دست یابیم، هر چند که بر واحد طول افت فشار بیشتری را نیز شاهد خواهیم بود. این مساله بر ضرورت توسعه میکروکانال‌ها برای انتقال حرارت تاکید دارد، به طوری که بهینه‌سازی هر یک از کاربردهای متنوع میکروکانال‌ها نتایج جدیدی برای ابعاد کانال به‌دست می‌دهد، به‌عنوان مثال در صنعت تبرید و سردخانه استفاده از لوله‌های به قطر ۶ تا ۸ میلیمتر با استفاده از میکرو پره‌ها، جایگزین لوله‌های تخت با قطر زیاد شده است. در کاربردهای صنایع خودرو ابعاد کانال‌های رادیاتورها و اوپراتورها به حدود یک میلی‌متر رسیده تا بین توان مورد نیاز جهت پمپ کردن، انتقال حرارت و تمیزی کل سیستم، توازن خوبی برقرار شود. همچنین در کاربردهای تهویه مطبوع ساختمان نیز مبدل حرارتی میکروکانال مورد استفاده قرار گرفته است [۴۵۳]. در سیستم‌های تهویه مطبوع مرسوم، مبدل‌های حرارتی نوع پره-لوله متشکل از لوله مسی و پره‌های آلومینیومی به طور گسترده مورد استفاده قرار می‌گیرد. در سال‌های اخیر با توجه به افزایش جهانی قیمت مس و بالا بودن قیمت مس نسبت به بقیه فلزات و توسعه مواد جایگزین، شرکت‌های ساخت مبدل‌های حرارتی به دنبال جایگزین لوله‌های مسی می‌باشند. شرکت سامسونگ با ارایه یک مبدل حرارتی جریان موازی تمام آلومینیوم از نوع میکروکانال توانست تا حد زیادی مشکلات مربوط به این مبدل‌ها را برای بکارگیری در تهویه مطبوع ساختمانی برطرف نماید. این مبدل حرارتی با استفاده از لوله‌های مسطح میکروکانال که می‌تواند ضریب انتقال حرارت در سمت مبرد را افزایش داده و باعث کاهش مقاومت جریان هوا و مقاومت حرارتی تماس بین لوله‌های مسطح و آلومینیوم شود، می‌تواند ظرفیت انتقال حرارت را به میزان قابل توجهی افزایش دهد. در نتیجه، منجر به صرفه‌جویی قابل توجهی در هزینه تولید می‌شود.

از پارامترهای مهم در مبدل‌های حرارتی میکروکانال، طراحی و مشخصات میکروکانال، قطر مانیفولد مرتبط با لوله‌های میکروکانال و تعداد مسیری است که مبرد در میکروکانال‌ها جریان دارد. بنابراین مناسب است که این مشخصات مورد تحلیل و بررسی قرار گیرند. روش‌های مختلفی برای حل مسایل وجود دارد که معمولا به روش تحلیلی، عددی و تجربی تقسیم‌بندی می‌شوند. روش‌های تحلیلی اگرچه سریع هستند و زمان محاسبات را کاهش می‌دهند اما معمولا با ساده‌سازی‌هایی همراه هستند که ممکن است در مسایل پیچیده و تغییر شرایط جریان، خطای بیشتر داشته باشند. روش‌های تجربی نیز معمولا پرهزینه هستند و نیازمند ایجاد بستر آزمایش است. در این پژوهش قصد داریم با تحلیل عددی پارامترهای موثر در طراحی اجزاء کندانسور میکروکانال را به‌دست آوریم. برای این منظور در این فصل، در ابتدا به خصوصیات کلی گاز در میکروکانال‌ها پرداخته می‌شود و معادلات حاکم بر جریان دوفازی و روش‌های مختلف تحلیل‌های دوفازی مورد بررسی قرار گرفته است و مناسب‌ترین روش حل عددی چگالش در کندانسور میکروکانال انتخاب خواهد شد. سپس روند حل دوفازی با مرجع معتبر مورد اعتبارسنجی قرار می‌گیرد و شرایط حاکم بر حل واقعی مدل خواهد شد و مطالعه شبکه برای تعیین مناسب‌ترین شبکه انجام خواهد شد. در نهایت نتایج حل عددی برای پارامترهای مختلف انجام خواهد شد. اولین پارامتر میکروکانال، نسبت منظری کانال مستطیلی است که مورد تحلیل عددی قرار می‌گیرد تا مناسب‌ترین نسبت منظری برای بیشینه انتقال حرارت تعیین شود. دومین پارامتر، تعداد مسیر موردنیاز برای چگالش کامل مبرد است که با توجه به تحلیل عددی تعیین خواهد شد. از دیگر پارامترهایی که

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

در این فصل مورد بررسی قرار گرفته‌اند می‌توان به تاثیر تعداد میکروکانال مختلف در یک لوله بر روی ضریب انتقال حرارت، عرض لوله میکروکانال، تاثیر قطر مانیفولد بر روی ضریب انتقال حرارت و اثر جریان هوای عبوری بر روی گام پره کرکره‌ای اشاره کرد. در این فصل، جمع‌بندی از پارامترهای مختلف انجام شده است و روند طراحی کندانسور مبدل حرارتی میکروکانال شرح داده شده است و تاثیر پارامترها در طراحی مبدل حرارتی میکروکانال به‌صورت کیفی لیست شده‌اند.

۲.۵ جریان گاز در میکروکانال‌ها

۱.۲.۵ ابعاد میکروسکوپی

یکی از مواردی که باعث می‌شود پیش بینی رفتار سیال در کانال‌های با اندازه میکرو، اهمیت پیدا کند، این است که فرض جریان پیوسته و به‌کارگیری آن در حل معادلات ناویراستوکس ممکن است صحیح نباشد. زیرا مسیر آزاد میانگین مولکولی سیال در مقایسه با مشخصات ابعادی سیستم غیرقابل اغماض است. چنین حالتی اثرات رقیق‌شدگی و غیرپیوسته بودن جریان، شرایط انتقال مومنتوم را تحت تاثیر قرار می‌دهند و علاوه بر پارامترهای نرخ حجمی جریان، پروفیل‌های سرعت، تنش برشی دیواره مرزی، انتقال حرارت در جریان سیال گازی و طول ورودی هیدرودینامیکی نیز از غیرپیوسته بودن جریان تاثیر می‌پذیرد.

برای مدل کردن جریان گاز در ابعاد میکرو چند پارامتر که از جنس طول می‌باشند، دارای اهمیت هستند. این پارامترها عبارتند از قطر برخورد مولکولی[1] (σ) و مسیر آزاد میانگین (λ). مسیر آزاد میانگین مولکولی، متوسط فاصله طی شده توسط مولکول بین دو برخورد متوالی است. این پارامتر به صورت رابطه زیر تعریف می‌شود [۴۵۴]:

$$\lambda = \frac{kT}{\sqrt{2}\pi p\sigma^2} \qquad (۵-۳)$$

که در آن k ثابت بولتزمن و برابر با J/K ۱/۳۸۰۶۴۹×۱۰$^{-۲۳}$ است. در دما و فشار استاندارد محیط (T =۲۹۸/۱۵ K و $P = N/m^2$ ۱۰$^{+۵}$) خواهیم داشت:

$$\lambda = \frac{9.265 \times 10^{-27}}{\sigma^2} \qquad (۵-۴)$$

۲.۲.۵ فرض پیوستگی و تعادل ترمودینامیکی

در مکانیک سیالات کلاسیک فرض می‌شود که همه کمیت‌های ماکروسکوپیک به طور پیوسته از نقطه‌ای به نقطه دیگر تغییر می‌کنند. این فرض از آن جهت که نقاط ناپیوستگی را در نظر نمی‌گیرد و از اثر کمیت‌های میکروسکوپی روی یک حجم کنترل مشخص متوسط‌گیری می‌کند، مسایل را بسیار ساده می‌کند. به‌عنوان مثال برای جریان گاز درون یک کانال که سرعت ماکروسکوپیک آن، در رنج صفر تا یک متر بر ثانیه و به موازات محور کانال می‌باشد، سرعت مولکول‌های آن از مرتبه km/s ۱ و به لحاظ راستا و جهت نیز کاملا نامنظم می‌باشند. بدیهی است که بررسی مساله در حالت اول بسیار ساده‌تر است. سایر کمیت‌های مکانیکی و ترمودینامیکی نیز دارای وضعیتی مشابه هستند.

[1] collision diameter of the molecules

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

برای برقراری فرض پیوستگی، نباید آشفتگی‌های میکروسکوپیک در کمیت‌های متوسط‌گیری شده، آشفتگی قابل ملاحظه‌ای ایجاد کند. بدین معنا که اندازه حجم نمونه بایستی به اندازه کافی بزرگ باشد تا نوسانات میکروسکوپیک را پوشش دهد و نیز از طرفی به اندازه کافی کوچک باشد تا تغییرات ماکروسکوپیک را نشان دهد. ممکن است حجم نمونه‌ای شامل ۱۰۰۰۰ مولکول منجر به نوسانات آماری ۱ درصدی در کمیت‌های ماکروسکوپی شود [۴۵۵]. چنین سطح نوسانی نیاز به حجم نمونه‌ای دارد که طول مشخصه (L_{sv}) به صورت $\frac{L_{sv}}{\delta} = ۱۰^{\frac{۴}{۳}} \approx ۲۲$ باشد. در نتیجه برای حجم کنترلی که طول مشخصه بزرگتر دارد، $L/\delta \gg ۱۰^{\frac{۴}{۳}}$ نوسانات آماری قابل صرفنظر کردن است. به عنوان مثال برای هوا در شرایط استاندارد، مقدار L_{sv} که معادل یک درصد نوسانات آماری می‌باشد، ۷۲ نانومتر است. این مقدار با مقدار مسیر آزاد میانگین که حدود ۴۹ نانومتر است، قابل مقایسه است.

یکی دیگر از پیش نیازهای برقراری فرض پیوستگی، تعادل ترمودینامیکی در حجم نمونه می‌باشد. برای برقراری تعادل ترمودینامیکی در حجم نمونه می‌بایستی فرکانس برخوردهای بین مولکولی درون حجم نمونه به اندازه کافی زیاد باشد و این به معنای کاهش مسیر آزاد میانگین مولکولی می‌باشد. پس برای تعادل ترمودینامیکی می‌بایستی:

$$\lambda/L \ll ۱ \qquad (۵-۵)$$

نسبت λ/L را عدد نادسن Kn می‌نامیم که نقش مهمی در جریان گاز در ابعاد میکرو دارد. می‌توان λ را از تئوری (مدل برخورد IPL[1]) بدست آورد [۴۵۶]:

$$\lambda = k_۲ \frac{\mu}{\rho\sqrt{RT}} \qquad (۵-۶)$$

و $k_۲$ با توجه به مدل انتخابی از جدول ۱-۵ استخراج می‌شود. مدل‌های تقریبی متفاوتی برای شرح و بسط نیروی بین دو مولکول وجود دارد. یکی از کلاسیک‌ترین آن‌ها IPL است که تنها بخش دافعه را مدل می‌کند.

در جدول ۱-۵ پاره‌ای از مدل‌های برخورد الاستیک دوتایی همراه با روابط و ضرایب به کار برده شده، بیان شده است.

جدول ۱-۵: مسیر آزاد میانگین،سرعت برخورد، لزجت دینامیکی در مدل‌های مختلف برخورد IPL [۴۵۶]

$F = \frac{\kappa}{r^{\eta}}$	$\mu \propto T^{\omega}$	$\nu = k_۱ \frac{\rho RT}{\mu}$	$\lambda = k_2 \frac{\mu}{\rho\sqrt{RT}}$	
k_2	k_1	ω	η	مدل
$\frac{16}{5\sqrt{2\pi}} \approx 1.277$	$\frac{5}{4}$	$\frac{1}{2}$	∞	Hard Spher (HS)
$\frac{2(7-2\omega)(5-2\omega)}{15\sqrt{2\pi}}$	$\frac{30}{(7-2\omega)(5-2\omega)}$	$\frac{\eta+3}{2(\eta-1)}$	η	Variable Hard Spher (VHS)
$\frac{\sqrt{\pi}}{2}$	2	1	5	Maxwell Molecules (MM)
$\frac{4\alpha(7-2\omega)(5-2\omega)}{5(\alpha+1)(\alpha+2)\sqrt{2\pi}}$	$\frac{5(\alpha+1)(\alpha+2)}{\alpha(7-2\omega)(5-2\omega)}$	$\frac{\eta+3}{2(\eta-1)}$	η	Variable Soft Sphere (VSS)

[1] Inverse Power Law

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

$$Re = \frac{\rho u L}{\mu} \quad (۵-۷)$$

$$M = \frac{u}{a} \quad (۵-۸)$$

هم چنین با توجه با تعاریف اعداد ماخ و رینولدز می‌توان اثبات کرد که:

$$Kn = k_2\sqrt{\gamma}\frac{M}{Re} \quad (۵-۹)$$

در معادلات بالا γ نسبت گرمایی ویژه گاز و a سرعت محلی صوت است. رابطه (۵-۹) رابطه بین رقیق‌شدگی، عدد رینولدز و تراکم‌پذیری است (که برای هوا در $M > 0.3$ اهمیت می‌یابد) را بیان می‌کند.

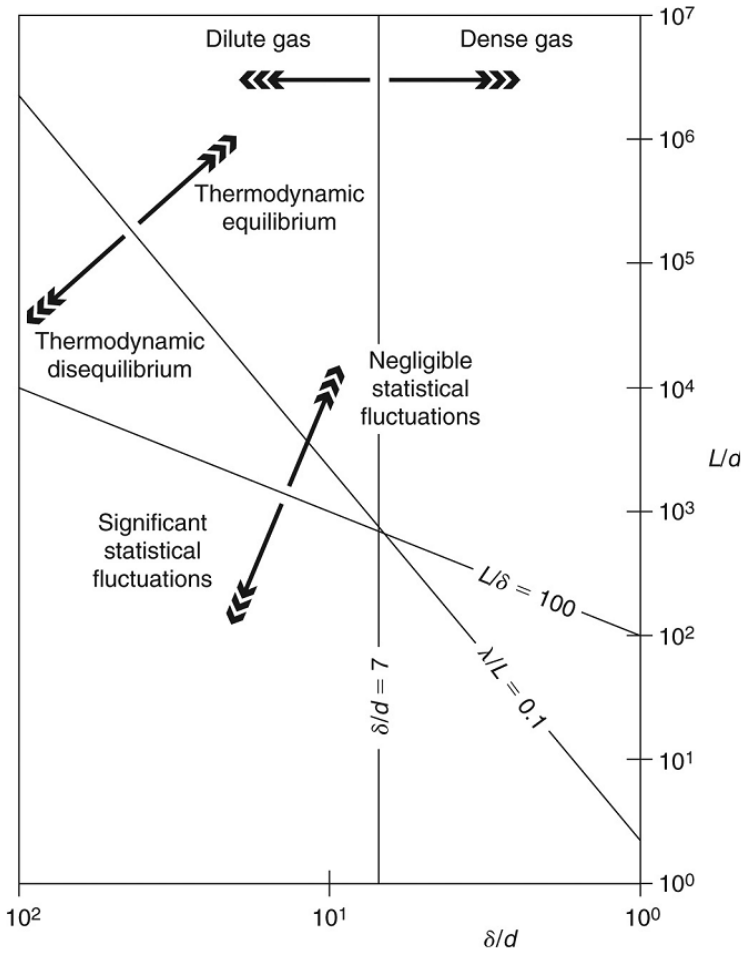
بنابر آنچه گفته شد فرض پیوستگی وقتی برقرار است که مسیر آزاد میانگین مولکولی، با طول مشخصه L_{sv} تقریبا برابر باشند ولی در مقایسه با طول مشخصه حجم کنترل L کوچک باشد (به تفاوت L_{sv} با L توجه شود).

به طور کلی محدودیت‌های زیر در این بخش پیشنهاد شده است.

اگر $d/\delta \gg ۱$ باشد گاز را رقیق و در غیر این صورت چگال می‌گویند (d قطر مولکولی متوسط است).
اگر $L/\delta \gg ۱۰^{\frac{۴}{۳}}$ باشد، نوسانات آماری قابل صرف‌نظر است.
اگر $\lambda/L \gg ۱$ باشد، تعادل ترمودینامیکی برقرار است.
برای محدودیت‌های ذکرشده در این بخش، مقادیر زیر پیشنهاد شده است. شکل ۳-۵ این مقادیر را به صورت شماتیک نشان داده است [۴۵۶]:

$\delta/d = ۷$ معیار گاز رقیق
$\lambda/L = ۰.۱$ معیار تعادل ترمودینامیکی
$L/\delta = ۱۰۰$ جهت صرف نظرکردن از اثر نوسانات مولکولی

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل 3-5: محدودیت‌های تقریبی اعمال شده جهت مدل کردن جریان پیوسته گازی میکرو [۴۵۶]

۳.۲.۵ رقیق شدگی و عدد نادسن

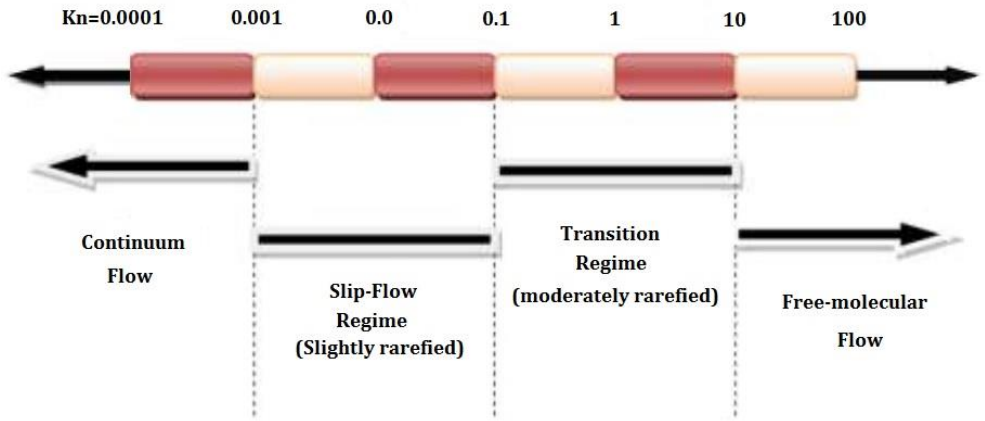
قبلا بیان شد که یک تشابه نسبی بین جریان با فشار کم و جریان‌های محدود در ابعاد میکرو وجود دارد. اما این تشابه هنوز تکمیل نشده است، چرا که نادسن تنها پارامتری نیست که بایستی در نظر گرفته شود (شکل ۳-۵). اما می‌توان رژیم جریان را با توجه به شکل ۴-۵ بر حسب عدد نادسن به صورت ذیل دسته‌بندی کرد:

- در $Kn < ۱۰^{-۳}$ کلا جریان پیوسته[1] می‌باشد و با استفاده از معادلات ناویراستوکس تراکم‌پذیر و شرایط مرزی عدم لغزش می‌توان به مدل‌سازی جریان پرداخت.
- در $۱۰^{-۳} < Kn < ۱۰^{-۱}$ جریان لغزشی[2] می‌باشد و معادلات ناویراستوکس هم چنان قابل کاربرد است و با استفاده از شرایط مرزی لغزش سرعت و پرش دمایی، جریان مدل‌سازی می‌شود. این شرایط مرزی بدان معناست که اثرات رقیق‌شدگی ابتدا روی دیواره خود را نشان می‌دهند.
- در $۱۰^{-۱} < Kn < ۱۰$ جریان را گذرا[3] می‌نامند. در این ناحیه معادلات پیوستگی و مومنتوم قابل کاربرد نیستند و برخوردهای مولکولی قابل صرف نظر نیستند و می‌بایستی به حساب بیایند.

[1] Continuum Flow
[2] Slip Flow
[3] Transition Flow

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

- در $Kn > ۱۰$ جریان را جریان مولکول‌های آزاد[1] می‌نامند. در این ناحیه برخوردهای مولکول‌ها با یکدیگر در مقایسه با برخورد مولکول‌ها به دیوار، قابل صرف‌نظر است.

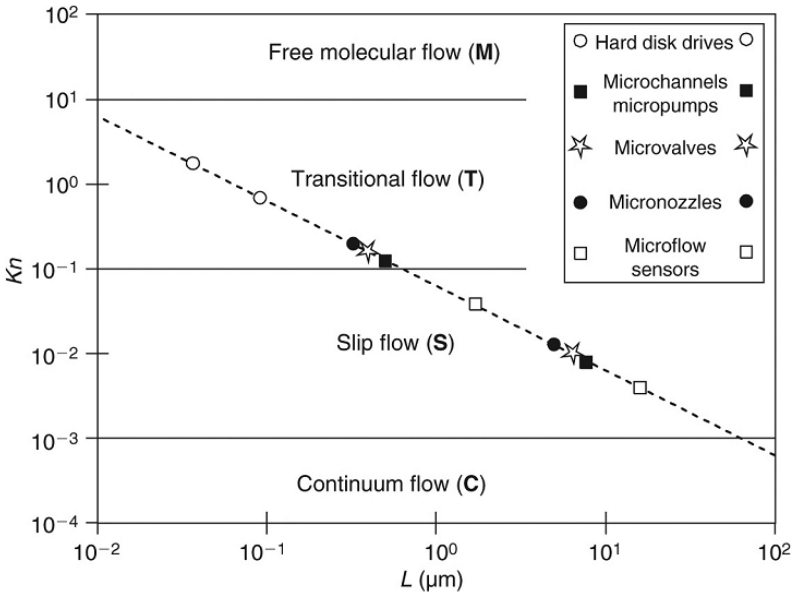


شکل ۴-۵: رژیم‌های جریان گاز براساس عدد نادسن [۴۵۶]

حدودی که در بالا ذکر شده‌اند برای حالات مختلف نسبت به هم دیگر قابل تغییر است. بخشی از این تغییرات به علت انتخاب طول مشخصه‌های مختلف می‌باشد. برای جریان درون کانال‌ها معمول از قطر هیدرولیکی و یا عمق کانال، به عنوان طول مشخصه استفاده می‌شود. در کانال‌های با شکل هندسی پیچیده معمولا ترجیح می‌دهیم که طول مشخصه را به وسیله گرادیان محلی تعریف کنیم (برای مثال با استفاده از چگالی $L = ۱/|\nabla\rho/\rho|$). عدد نادسن بدست آمده بر حسب این طول مشخصه را عدد رقیق‌شدگی محلی می‌نامند. شکل ۵-۵ رژیم‌های مختلف جریان هوا در شرایط استاندارد را نشان می‌دهد. جهت مقایسه، ناحیه‌های مختلف برای دی‌اکسیدگوگرد و هلیوم نیز نشان داده شده‌اند. فرض گاز رقیق بودن برای هوا و هلیوم قابل استناد است اما برای دی‌اکسیدگوگرد مدل‌های برخورد دوتایی که ذکر شد دقیق نیستند. در شکل ۵-۵ محدوده کاری میکروسیستم‌های معمول نشان داده شده است.

[1] Free Molecular Flow

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۵-۵: محدوده کاری سیستم‌های میکرو [۴۵۶]

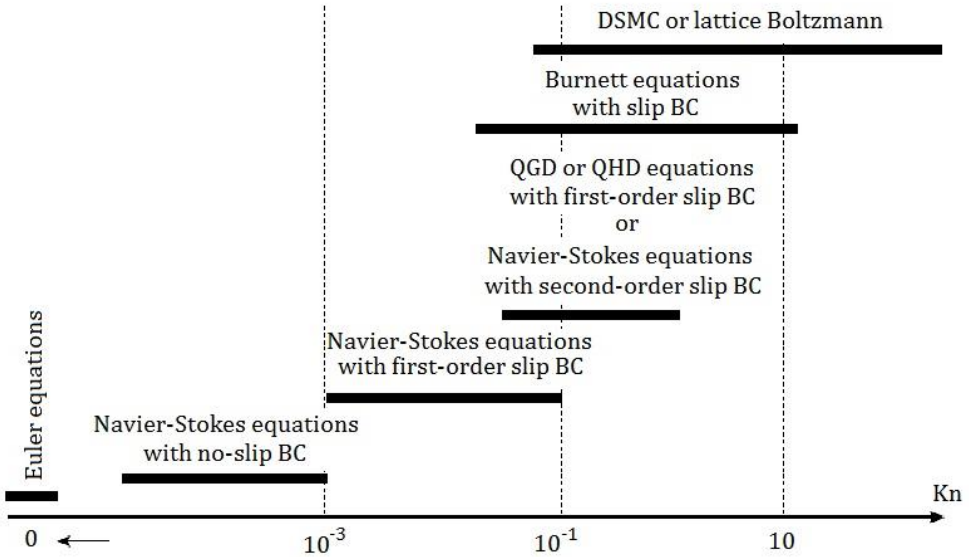
باتوجه به این شکل اغلب میکروسیستم‌هایی که دارای جریان گاز هستند، در ناحیه جریان لغزشی یا ابتدای ناحیه گذرا قرار دارند. قسمت وسط ناحیه گذرا به جریان‌های خیلی خاصی که دارای طول‌های زیر ۱۰۰ نانومتر هستند مربوط می‌شود. در این ناحیه تنها مدل موجود، مدل مولکولی می‌باشد که نیازمند حل عددی می‌باشد.

۵. ۲. ۴ رژیم جریان گازی در میکروکانال‌ها

معمولا در ماکروکانال‌ها رژیم جریان گاز را به اثرات ویسکوزیته و قابلیت تراکم ربط می‌دهیم که با اعداد رینولدز و ماخ کمیت‌گذاری می‌شوند. برای رینولدزهای پایین (کمتر از ۲۰۰۰) جریان آرام و برای مقادیر بزرگ‌تر رینولدز (بزرگ‌تر از ۲۰۰۰) جریان آشفته در نظر گرفته می‌شود. هم چنین اگر عدد ماخ کمتر از یک باشد، جریان را زیرصوت و در صورتی که عدد ماخ بزرگ‌تر از یک باشد جریان را مافوق‌صوت می‌نامیم. برای هوا اگر عدد ماخ بزرگ‌تر از ۰/۳ باشد اثرات تراکم‌پذیری را نیز باید در نظر گرفت.

در میکروکانال‌ها مهم‌ترین اثر، رقیق‌شدگی می‌باشد که با عدد نادسن کمیت‌گذاری می‌شود و به طبع آن رژیم جریان به این خاصیت رجوع داده می‌شود. طبق روابط قبلی $Kn = k_2\sqrt{\gamma}M/Re$ از طرفی $k_2\sqrt{\gamma}$ تقریبا برابر با یک است. بنابراین برای جریان‌های زیر صوت اثر ویسکوزیته حاکم است و جریان آرام می‌باشد. مدل مورد استفاده برای تشریح جریان گاز در میکروکانال‌ها به رژیم جریان بستگی دارد. مهم‌ترین مدل‌ها همراه با مقادیر تقریبی نادسن و ناحیه ی قابل کاربرد در شکل ۶-۵ آمده است. حدود ارایه شده تجربی است و ممکن است بر حسب مورد تغییر کند. اگر گاز را رقیق در نظر بگیریم می‌توان فرض گاز ایده‌آل را هم در مورد آن به‌کار برد.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل 6-5: رژیم‌های و مدل‌های مختلف جریان گازی مورد استفاده برحسب عدد نادسن و شرایط مرزی جریان لغزشی [۴۵۶]

۵. ۳ معادلات حاکم حل عددی

در این بخش، معادلات کلی حاکم بر حرکت سیال در حالت تک فاز و دوفازی برای حل عددی ارایه شده است. با توجه به دیدگاه‌های مختلفی که در حل جریان چند فازی وجود دارد، این دیدگاه‌ها معرفی شده‌اند و تفاوت این دیدگاه‌ها بیان شده‌اند. لازم به ذکر است که برای هر دیدگاه مدل‌های مختلفی برای تحلیل جریان چندفازی وجود دارد که این مدل‌ها نیز معرفی و برای هر یک معادلات حاکم نیز ارایه شده است. در نهایت با بررسی این مدل‌ها و کاربردهای هر مدل، مناسب‌ترین مدل در تحلیل چگالش مبرد در میکروکانال‌ها ارایه شده است.

۵. ۳. ۱ معادلات حاکم در حالت کلی

معادلات حاکم بر حرکت سیال شامل معادله بقاء جرم (معادله پیوستگی) و معادلات بقاء مومنتوم و معادله بقای انرژی هستند. معادله پیوستگی، اصل بقاء جرم را توصیف می‌کند. برای حجم ثابت سیال، بقاء جرم بیان می‌دارد که شار جرمی خالص کل در حجم باید با تغییرات چگالی متعادل گردد.

فرم کلی معادلات ناویر استوکس به‌صورت برداری برای جریان تراکم‌پذیر به‌صورت زیر است:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \bar{V}) = 0 \qquad (۵-۱۰)$$

$$\rho \frac{D\bar{V}}{Dt} = \rho \bar{g} - \nabla p - \frac{2}{3}\nabla(\mu \nabla \cdot \bar{V}) + \nabla \cdot [\mu(\nabla \bar{V} + (\nabla \bar{V})^T)] \qquad (۵-۱۱)$$

$$\rho c_p \frac{DT}{Dt} = \rho \dot{q}_g + \nabla \cdot (k \nabla T) + \beta T \frac{Dp}{Dt} + \Phi \qquad (۵-۱۲)$$

که در آن نرخ اتلافات لزجت، Φ، به صورت زیر است:

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

$$\Phi = \bar{\bar{\tau}}: \nabla \bar{V} = \left(-\frac{2}{3}\mu \nabla \cdot \bar{V}\bar{\bar{I}} + \mu[\nabla \bar{V} + (\nabla \bar{V})^T]\right): \nabla \bar{V} \quad (۵-۱۳)$$

در روابط فوق، روابط (۵-۱۰)، (۵-۱۱) و (۵-۱۲) به ترتیب روابط پیوستگی، مومنتوم و انرژی هستند.

این روابط برای جریان تراکم‌ناپذیر با خصوصیات سیال ثابت به صورت زیر می‌شوند:

$$\nabla \cdot \bar{V} = 0 \quad (۵-۱۴)$$

$$\rho \frac{D\bar{V}}{Dt} = \rho \bar{g} - \nabla p + \mu^2 \nabla \bar{V} \quad (۵-۱۵)$$

$$\rho c_p \frac{DT}{Dt} = \rho \dot{q}_g + k\nabla^2 T + \Phi \quad (۵-۱۶)$$

که در آن نرخ اتلافات لزجت، Φ، به صورت زیر است:

$$\Phi = \mu[\nabla \bar{V} + (\nabla \bar{V})^T]: \nabla \bar{V} \quad (۵-۱۷)$$

۵. ۳. ۱. ۲ شکل کلی معادلات ناویراستوکس در مختصات کارتزین

روابط پیوستگی، مومنتوم و انرژی در مختصات کارتزین به‌صورت زیر خواهد شد:

رابطه پیوستگی:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (۵-۱۸)$$

مومنتوم در جهت x:

$$\rho\left(\frac{\partial u}{\partial t} + u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial u}{\partial y} + w\frac{\partial u}{\partial z}\right) = \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}\left[\mu\left(-\frac{2}{3}\nabla.\bar{V} + 2\frac{\partial u}{\partial x}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial y}\left[\mu\left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial z}\left[\mu\left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}\right)\right] \quad (۵-۱۹)$$

مومنتوم در جهت y:

$$\rho\left(\frac{\partial v}{\partial t} + u\frac{\partial v}{\partial x} + v\frac{\partial v}{\partial y} + w\frac{\partial v}{\partial z}\right) = \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y}\left[\mu\left(-\frac{2}{3}\nabla.\bar{V} + 2\frac{\partial v}{\partial y}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial x}\left[\mu\left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial z}\left[\mu\left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}\right)\right] \quad (۵-۲۰)$$

مومنتوم در جهت z:

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

$$\rho\left(\frac{\partial w}{\partial t}+u\frac{\partial w}{\partial x}+v\frac{\partial w}{\partial y}+w\frac{\partial w}{\partial z}\right) = \rho g_z-\frac{\partial p}{\partial z}+\frac{\partial}{\partial z}\left[\mu\left(-\frac{2}{3}\nabla.\bar{V}+2\frac{\partial w}{\partial z}\right)\right]+\frac{\partial}{\partial x}\left[\mu\left(\frac{\partial w}{\partial x}+\frac{\partial u}{\partial z}\right)\right] +\frac{\partial}{\partial z}\left[\mu\left(\frac{\partial w}{\partial y}+\frac{\partial v}{\partial z}\right)\right] \quad (۵-۲۱)$$

انرژی:

$$\rho c_p\left(\frac{\partial T}{\partial t}+u\frac{\partial T}{\partial x}+v\frac{\partial T}{\partial y}+w\frac{\partial T}{\partial z}\right) = \rho\dot{q}_g+\frac{\partial}{\partial x}\left(k\frac{\partial T}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(k\frac{\partial T}{\partial y}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(k\frac{\partial T}{\partial z}\right) +\beta T\left(\frac{\partial p}{\partial t}+u\frac{\partial p}{\partial x}+v\frac{\partial p}{\partial y}+w\frac{\partial p}{\partial z}\right)+\Phi \quad (۵-۲۲)$$

که در آن نرخ اتلافات لزجت، Φ، به صورت زیر است:

$$\Phi=2\mu\left[\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2+\left(\frac{\partial v}{\partial y}\right)^2+\left(\frac{\partial w}{\partial z}\right)^2\right]+\mu\left[\left(\frac{\partial u}{\partial y}+\frac{\partial v}{\partial x}\right)^2+\left(\frac{\partial v}{\partial z}+\frac{\partial w}{\partial y}\right)^2+\left(\frac{\partial w}{\partial x}+\frac{\partial u}{\partial z}\right)^2\right] -\frac{2}{3}\mu\left(\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}+\frac{\partial w}{\partial z}\right)^2 \quad (۵-۲۳)$$

که در آن ρ چگالی، μ لزجت دینامیکی، c_p گرمای ویژه در فشار ثابت، k هدایت گرمایی، p فشار، $\dot{q}_g$ نرخ تولید گرما بر واحد حجم، t زمان، T دما، u,v,w مولفه‌های سرعت کارتزین، β ضریب انبساط گرمایی، τ تنش برشی و Φ نرخ اتلافات لزجت هستند.

۵. ۳. ۲ روش‌های تحلیلی و معادلات حاکم بر جریان چندفازی

تعداد زیادی از جریان‌های فرآیندی، مخلوطی از فازها هستند. فازهای فیزیکی مواد شامل گاز، مایع و جامد است. اما مفهوم فاز در سیستم جریان چند فازی به معنی گسترده‌تری به کار برده می‌شود. در جریان چند فازی، یک فاز قسمتی از جریان است که قابلیت تفکیک آن وجود دارد و نسبت به میدان پتانسیلی که در آن قرار می‌گیرد پاسخ داده و با سایر فازها برهمکنش دارد. مثلاً ذرات جامد با اندازه‌های مختلف از همان ماده را می‌توان به عنوان فازهای متفاوت در نظر گرفت چون هر مجموعه ذرات با اندازه یکسان دارای عکس العمل دینامیکی مشابه به میدان جریان خواهند بود.

۵. ۳. ۲. ۱ روش‌های کلی تحلیل جریان‌های چندفازی

پیشرفت در مکانیک سیالات محاسباتی، بنیانی برای درک بیشتر دینامیک جریان‌های چند فازی را فراهم کرده است. به‌طور کلی دو دیدگاه برای مدل‌سازی و تحلیل جریان‌های چندفازی وجود دارد:

- دیدگاه اویلری-لاگرانژی
- دیدگاه اویلری-اویلری

در دیدگاه اویلری-لاگرانژی، فاز غالب به عنوان محیط پیوسته رفتار کرده و فاز ثانویه به صورت ذرات و قطرات پراکنده درنظرگرفته می‌شود. در این دیدگاه فاز ثانویه می‌تواند با فاز غالب تبادل جرم، مومنتم و انرژی داشته باشد. در

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

دیدگاه اویلری-لاگرانژی با به‌کارگیری قانون حرکت نیوتون، سرعت هر ذره در دامنه جریان به‌دست می‌آید. با انتگرال‌گیری از سرعت در گذر زمان، خط سیر ذره به‌دست می‌آید. با داشتن سرعت و موقعیت ذرات، نیروهای اعمال شده به ذرات و عبارت‌های انتقالی معادله مومنتم به‌دست می‌آید. در این تحلیل فاز پراکنده می‌بایست کسرحجمی کوچکی از جریان را اشغال کند. این دیدگاه برای مدل‌سازی خشک‌کن‌های تزریقی[1]، احتراق سوخت‌های مایع و فسیلی جریان‌های مملو از ذره[2] مناسب می‌باشد [۴۵۷].

در دیدگاه اویلری-اویلری، فاز ثانویه نیز به صورت محیط پیوسته درنظرگرفته می‌شود. از آنجایی‌که دو سیال در جریان وجود دارد، تراکم حجم هر فاز جهت حل معادلات الزامی است. این مقدار به صورت کسر حجمی تعریف شده و معادلات پیوستگی برای هر دوفاز حل می‌شود. بنابراین تاثیر ذرات بر روی جریان متناسب با کسر حجمی فاز ذرات می‌باشد. در این دیدگاه کسر حجمی در هر نقطه از میدان جریان به جای اینکه با تعیین موقعیت ذره به دست آید از معادله پیوستگی ذره حل خواهدشد. در این دیدگاه به همراه سرعت‌های ذره که تابعی از موقعیت است، عبارت‌های انتقالی مرتبط با ذرات نیز به‌دست می‌آید. به عبارتی از آنجایی‌که دو سیال در جریان وجود دارد، تعریف اندازه حجم هر فاز جهت حل معادلات الزامی می‌باشد [۴۵۷].

سه مدل متفاوت حل جریان چندفازی در دیدگاه اویلری-اویلری عبارتند از:

- مدل حجم سیال[3]
- مدل مخلوطی[4]
- مدل اویلری[5]

5. 3. 2. 2 مدل حجم سیال [۴۵۸, ۴۵۹]

این مدل از تکنیک دنبال کردن سطح مشترک فازها در یک شبکه ثابت دلخواه استفاده می‌کند و برای جریان‌هایی با دو یا چند سیال غیرقابل اختلاط که مکان سطح مشترک میان فازها اهمیت فراوانی دارد، به کاربرده می‌شود. این مدل بر اساس تئوری مدل همگن در جریان دوفازی است. دوفاز به صورت یک فاز منفرد با خواص متوسط از دو سیال در نظر گرفته می‌شود. سرعت‌های فاز مایع و بخار یکسان در نظر گرفته می‌شود. تعادل ترمودینامیکی بین دوفاز برقرار است و یک ضریب اصطکاک جریان تک‌فازی برای این مدل استفاده می‌شود.

در مدل حجم سیال یک سری معادلات به جریان چندفازی اختصاص داده می‌شود و کسر حجمی هر یک از فازها برای هر سلول محاسباتی تعیین می‌گردد. این مدل به علت حل تعداد معادلات کمتر نسبت به سایر مدل‌ها، هزینه و زمان محاسباتی پایین‌تری دارد. از مدل حجم سیال می‌توان برای مدل‌سازی جریان‌های لایه‌ای، جریان‌های سطح آزاد، حرکت حباب‌های بزرگ در مایع، حرکت مایع پس از خروج از سد، پیش‌بینی حرکت جت سیال با در نظر گرفتن کشش سطحی و به‌طور کلی هر مساله گذرا با سطح مشترک گاز-مایع استفاده کرد.

5. 3. 2. 3 مدل مخلوطی [۴۵۸, ۴۵۹]

با توجه به دیدگاه اویلری، در این مدل هریک از دوفاز به عنوان محیط پیوسته درنظرگرفته می‌شوند. با در نظر

[1] Spray Dryer
[2] Particle laden flow
[3] Volume of Fluid (VOF) Model
[4] Mixture Model
[5] Eulerian Model

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

گرفتن سرعت نسبی میان دوفاز جهت توصیف فاز پراکنده، یک معادله مومنتم برای جریان ترکیبی حل می‌گردد. فرض می‌شود که تعادل ترمودینامیکی بین دو فاز برقرار است. هریک از فازها می‌توانند سرعت ثابت و نه لزوما برابر داشته باشند. هم چنین از دو معادله تجربی یا فرضیات ساده کننده جهت مرتبط کردن ضریب اصطکاک جریان دوفازی و کسر حجمی به متغیرهای مستقل جریان استفاده می‌شود. کاربرد این مدل در مدل‌سازی جریان‌های مملو از ذره با بار پایین، جریان‌های حبابی و رسوب‌گذاری می‌باشد. مدل مخلوطی بدون در نظر گرفتن سرعت نسبی همانند مدل همگن عمل می‌کند.

5. 3. 2. 4 مدل اویلری [۴۵۹]

این مدل پیچیده‌ترین مدل جریان‌های دو یا چندفازی می‌باشد. در این مدل برای هر فاز، معادلات مومنتم و پیوستگی به طور جداگانه حل می‌شود و این معادلات از طریق فشار و ضرایب تبادل سطح مشترک به هم مرتبط می‌شوند. روش ارتباط این معادلات به نوع فازهای درگیر وابسته است. به عنوان مثال برای جریان دانه‌ای (سیال-جامد)، خواص از به‌کارگیری تئوری سینتیک به دست می‌آیند. درحالی که در جریان غیردانه‌ای (سیال-سیال) روند دست‌یابی به خواص، متفاوت می‌باشد. هم چنین تبادل مومنتم میان فازها، به نوع مخلوطی که باید مدل‌سازی شود، بستگی دارد. در مدل اویلری با استفاده از توابع تعریف شده توسط کاربر، می‌توان محاسبات تبادل مومنتم را با توجه به مساله مورد نظر تغییر داد. کاربرد این مدل در ستون‌های حبابی، رایزرها[1]، سوسپانسیون‌های ذره‌ای و بسترهای سیالی[2] می‌باشد.

۵. ۳. ۲. ۵ مقایسه مدل‌ها و انتخاب برترین مدل برای تحلیل مساله [۴۵۹]

به طور کلی پس از تعیین رژیم جریان چندفازی مناسب برای مساله، مدل‌سازی سیستم براساس راهبردهای زیر انتخاب می‌شود.

- برای جریان‌های حبابی (جریان‌های مملو از ذره و جریان قطره‌ای که کسر حجمی فاز پراکنده بیشتر از ۱۰٪ می‌باشد) از مدل مخلوطی یا مدل اویلری استفاده می‌شود. جریان‌هایی که در آن کسر حجمی فاز پراکنده کمتر از ۱۰٪ است با استفاده از مدل فاز گسسته توصیف می‌شوند.
- برای جریان اسلاگ و جریان سطح آزاد-لایه ای از مدل حجم سیال استفاده می‌شود.
- برای جریان‌های انتقال نیوماتیک در صورتی که جریان همگن باشد از مدل مخلوطی و برای جریان‌های دانه‌ای[3] از مدل اویلری استفاده می‌شود.
- برای بسترهای دارای سیال با جریان دانه‌ای، از مدل اویلری استفاده می‌شود.
- برای جریان‌های دوغابی[4] و انتقال با آب، از مدل مخلوط یا اویلری استفاده می‌شود.
- برای مدل‌سازی ته‌نشینی[5] از مدل اویلری استفاده می‌شود.
- برای جریان‌های چند فازی پیچیده معمولی که شامل رژیم‌های جریان چند گانه است، الگوی جریانی که بیشتر مورد نظر است را انتخاب و مدلی که برای این الگو مناسب‌تر است انتخاب می‌شود.

[1] Risers
[2] Fluidized beds
[3] Granular Flow
[4] Slurry Flow
[5] Sedimentation

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

- به طور کلی مدل حجم سیال برای جریان‌های لایه‌ای یا سطح آزاد و جریان اسلاگ و مدل‌های مخلوط یا اویلری برای جریان‌هایی که فازها مخلوط یا جدا می‌شوند و یا کسرهای حجمی فاز پراکنده از ۱۰٪ بیشتر است، مناسب می‌باشد. جریان‌هایی که در آن کسرهای حجمی فاز پراکنده کمتر از ۱۰٪ است را می‌توان با استفاده از مدل فاز گسسته[1] مدل کرد.
- اگر توزیع گسترده‌ای از فاز پراکنده داشته باشیم مثلا اگر اندازه ذرات فرق کند و ذرات نتوانند از میدان جریان اولیه جدا شوند، مدل مخلوطی ترجیح داده می‌شود، چون هزینه محاسباتی آن کمتر است. اما اگر فاز پراکنده در بخشی از دامنه غلیظ باشد، باید مدل اویلری انتخاب شود.
- اگر قوانین درگ مناسب برای سیستم در دسترس باشد، مدل اویلری معمولا نتایج دقیق‌تری نسبت به مدل مخلوط می‌دهد، ولو این که بتوان همان قانون درگ را برای مدل مخلوط به کار برد. اگر قوانین درگِ فصل مشترک نامعلوم هستند یا قابلیت به کارگیری آن‌ها برای سیستم به طور کامل وجود نداشته باشد، ممکن است مدل مخلوط انتخاب بهتری باشد. برای بیشتر حالات با ذرات کروی قانون شیلر-ناومان[2] مناسب بوده و برای ذرات غیر کروی باید از توابع تعریف شده توسط کاربر استفاده شود.
- اگر بخواهیم یک مساله را ساده‌تر کرده و محاسبات کمتری داشته باشیم، مدل مخلوط گزینه بهتری است، چون تعداد معادلات کمتری نسبت به مدل اویلری حل می‌کند. وقتی دقت مهم‌تر از میزان محاسبات است، مدل اویلری انتخاب بهتری است. لازم به یادآوری است که مدل اویلری به خاطر پیچیدگی نسبت به مدل مخلوط از نظر محاسباتی پایداری کمتری دارد.

در دینامیک سیالات هر دو مختصات اویلری و لاگرانژی مورد استفاده قرار می‌گیرند. با توجه به توضیحات ارایه شده در قبل و با در نظر گرفتن تمامی ملاحظات، جهت دست‌یابی به دقیق‌ترین مدل‌سازی رژیم جریان دوفازی مبرد در همه جوانب هیدرودینامیکی و انتقال حرارتی و با کم‌ترین میزان خطا و هزینه محاسباتی، دیدگاه اویلری-اویلری و مدل حجم سیال و اویلری به عنوان مدل مناسب برای تحلیل مساله دوفازی در کندانسور قابل استفاده هستند. این مدل به علت شبیه‌سازی دقیق سطح مشترک دوفاز، توانایی شکل‌دهی صحیح رژیم جریان اسلاگ را دارد. در ادامه معادلات اساسی حاکم بر جریان‌های دوفازی در مدل اویلری-اویلری حجم سیال، عبارت‌های چشمه جرم و انرژی جهت اعمال تغییر فاز و نیروهای کششی سطحی ارایه و بررسی می‌شود.

۶ .۲ .۳ .۵ معادلات حاکم بر جریان دوفازی در مدل اویلری-اویلری حجم سیال

مدل اویلری-اویلری حجم سیال در ابتدا توسط هیرت[3] و نیکولز[4] [۴۶۰] تعریف شد. آن‌ها بر این عقیده بودند که برای توصیف حالت جریان در یک سلول از شبکه‌بندی، تنها دانستن یک ویژگی از سیال کافی است. تابع F به این صورت تعریف می‌شود که در حضور سیال مقدار برابر با یک و در غیراینصورت مقدار برابر با صفر دارد. بنابراین مقدار متوسط F در یک سلول بیانگر کسر حجمی از سلول می‌باشد که توسط سیال اشغال شده است. سلول‌هایی با مقادیر F بین صفر و یک نشان‌دهنده این است که سلول می‌بایست شامل سطح مشترک چند فاز باشد. مقادیر سایر متغیرها و خواص جریان به صورت ترکیبی از خواص فازها به‌دست می‌آید و بیانگر مقادیر متوسط حجمی می‌باشد زیرا کسر

1- Discrete phase model
2 Schiller-Naumann
3 Hirt
4 Nichols

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

حجم هر فاز در هر موقعیت مشخص است.

بنابراین در این مدل تمامی متغیرها و خواص سیال در هر سلول محاسباتی یا بیانگر خواص یک فاز خالص می‌باشند یا با توجه به مقادیر کسر حجمی بیانگر ترکیبی از دوفاز است. به عبارت دیگر اگر qامین کسر حجمی در سیال به صورت α_q بیان شود، سه امکان زیر وجود دارد:

$\alpha_q = 0$: سلول از qامین سیال خالی است

$\alpha_q = 1$: تمام سلول از qامین سیال پر شده است

$0 < \alpha_q < 1$: سلول شامل اشتراکی از سیال‌ها است

بر اساس مقدار موضعی α_q، خواص و متغیرهای مناسب برای هریک از حجم کنترل‌های درون ناحیه تعیین شده است.

معادله بقای جرم

دنبال کردن سطح مشترک میان فازها در جریان چندفازی با حل معادلات پیوستگی برای کسر حجمی هر یک از فازها به دست می‌آید. معادله بقای جرم برای qامین فاز به صورت زیر نوشته می‌شود.

$$\frac{1}{\rho_q}\left[\frac{\partial}{\partial t}\left(\alpha_q\rho_q\right) + \nabla.\left(\alpha_q\rho_q\vec{v}_q\right)\right] = S_{aq} + \sum_{p=1}^{n}\left(\dot{m}_{pq} - \dot{m}_{qp}\right) \quad (۵-۲۴)$$

که در آن $\vec{v}_q$ سرعت فاز q، است. S_{aq} عبارت چشمه جرم می‌باشد که به‌صورت پیش فرض برابر با صفر است و در صورت انتقال جرم بین فازها با توابع تعریف شده توسط کاربر[1] برای هر فاز تعیین می‌شود.

کسرحجمی فاز اولیه از طریق حل معادله کسرحجمی برای این فاز به‌دست نمی‌آید بلکه با استفاده از معادله ثابت زیر برای کسرحجمی فازها محاسبه می‌شود.

$$\sum_{q=1}^{n}\alpha_q = 1 \quad (۵-۲۵)$$

در جریان دوفازی معادلات پیوستگی برای کسرحجمی دوفاز به‌صورت روابط (۵-۲۶) و (۵-۲۷) خلاصه می‌شود.

$$\frac{\partial(\alpha_f\rho_f)}{\partial t} + \nabla\cdot\left(\alpha_f\rho_f\boldsymbol{u}\right) = S_f \quad (۵-۲۶)$$

$$\frac{\partial(\alpha_g\rho_g)}{\partial t} + \nabla\cdot\left(\alpha_g\rho_g\boldsymbol{u}\right) = S_g \quad (۵-۲۷)$$

در عبارت بالا S_f و S_g به ترتیب عبارت چشمه جرم فاز مایع و فاز گاز هستند. مدل انتقال جرم بر اساس فیزیک پدیده تبخیر و میعان، مدل‌سازی می‌شود [۳۴]. در این حالت با توجه به اینکه دمای یک سلول محاسباتی، یک مقدار در نظرگرفته می‌شود؛ نرخ تبخیر یا میعان وابسته به جرم تغییر فاز و اختلاف دمای آن با دمای اشباع است. در روابط (۵-۲۸) و (۵-۲۹) نرخ تغییرات جرم از مایع به بخار در دو حالت تبخیر و میعان نشان داده شده است. در حالتی که $T < T_{sat}$ باشد، نرخ انتقال جرم از بخار به مایع در سلول محاسباتی افزایش می‌یابد و میعان رخ می‌دهد. در حالتی که $T \geq T_{sat}$ باشد، نرخ انتقال جرم از مایع به بخار افزایش یافته و تبخیر رخ می‌دهد.

[1] User-Defined Function (UDF)

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

$$S_f = \begin{cases} r\alpha_g\rho_g \dfrac{T - T_{sat}}{T_{sat}}, & if\ T < T_{sat} \\ r\alpha_f\rho_f \dfrac{T_{sat} - T}{T_{sat}}, & if\ T \geq T_{sat} \end{cases} \qquad (۵-۲۸)$$

$$S_g = -S_f \qquad (5\text{-}29)$$

در معادلات بالا r عامل شدت انتقال جرم می‌باشد که یک ضریب تجربی و منحصر به فرد برای هر مساله است. واحد آن s^{-1} است و می‌تواند به عنوان ضریب تخفیف زمان تفسیر کردد. مقادیر بزرگ‌تر این ضریب منجر به افزایش واگرایی در مسایل عددی می‌شود در حالی که مقادیر کوچک‌تر آن باعث افزایش انحراف دمای سطح مشترک از دمای اشباع می‌شود [۴۶۱]. مقدار مناسب این ضریب باعث حفظ دمای سطح مشترک نزدیک به دمای اشباع شده و از مافوق گرم شدن بخار جلوگیری می‌کند. مقدار پارامتر r پس از بررسی‌های مختلف برای مبرد R134A $۳/۳\times۱۰^{۷}$ انتخاب شده است. اما محدوده $۱۰^{۶}$ تا $۱۰^{۷}$ مقدار مناسبی برای این پارامتر به‌دست آمده است. معادله کسرحجمی با استفاده از دو روش گسسته‌سازی زمانی صریح و ضمنی قابل حل است.

معادله کسرحجمی با استفاده از دو روش گسسته‌سازی زمانی صریح و ضمنی قابل حل است.

روش صریح حل معادله کسرحجمی [۴۵۹]

در مساله حاضر روش درون‌یابی استاندارد تفاضل محدود برای کسرحجمی مساله به‌کارگرفته شده است (نکته قابل تذکر این است که میزان کسر حجمی در حقیقت چگالی را مشخص می‌کند و به همین دلیل محاسبه کسر حجمی کفایت می‌کند). کسرحجمی در هر گام زمانی با استفاده از گام زمانی پیشین محاسبه می‌شود (با توجه به کسر حجمی، بقیه پارامترهای سیال محاسبه می‌شود). روش صریح عاملی مهم در به‌دست آوردن تغییرات کسرحجمی صحیح مساله است.

$$\frac{\alpha_q^{n+1}\rho_q^{n+1} - \alpha_q^n\rho_q^n}{\Delta t}V + \sum_f \left(\rho_q^n U_f^n \alpha_{q,f}^n\right) = \left[\sum_{P=1}^{N}(\dot{m}_{pq} - \dot{m}_{qp}) + S_{\alpha_q}\right]V \qquad (۵-۳۰)$$

که در این رابطه:

$n+1$: گام زمانی جدید

n گام زمانی پیشین

$\alpha_{q,f}$: مقدار سطح از qامین کسر حجمی در سیال که با روش گسسته‌سازی محاسبه می‌شود.

V: حجم سلول

U_f: شار حجمی در سطح و براساس سرعت نرمال

در نظر گرفته می‌شود. از آن‌جایی که کسر حجمی در هر گام زمانی جدید به‌صورت مستقیم بر اساس مقادیر کمی گام زمانی قبل محاسبه می‌شود، فرمولاسیون صریح نیازمند حل تکراری معادله انتقال در هر گام زمانی نیست.

روش ضمنی حل معادله کسرحجمی

هنگامی که فرمولاسیون ضمنی استفاده می‌شود، معادله حجم کسری به صورت زیر گسسته‌سازی می‌شود.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

$$\frac{\alpha_q^{n+1}\rho_q^{n+1}-\alpha_q^n\rho_q^n}{\Delta t}V+\sum_f\left(\rho_q^{n+1}U_f^{n+1}\alpha_{q,f}^{n+1}\right)=\left[\sum_{P=1}^{N}(\dot{m}_{pq}-\dot{m}_{qp})+S_{\alpha_q}\right]V \quad (۵-۳۱)$$

که در آن:

$n+1$: گام زمانی جدید

n گام زمانی پیشین

$\alpha_{q,f}^{n+1}$: مقدار سطحی از qامین کسر حجمی در گام زمانی $n+1$.

α_q^n: مقدار کسر حجمی سلول در گام زمانی n.

α_q^{n+1}: مقدار کسر حجمی سلول در گام زمانی $n+1$.

V: حجم سلول

U_f^{n+1}: شار حجمی عبوری از هر وجه در گام زمانی $n+1$.

معادله بقای مومنتوم

در معادلات بقای مومنتم و انرژی، خواص جریان در هر حجم کنترل با توجه به حضور فازها تعیین می‌شود و به صورت ترکیبی از خواص دوفاز و با دانستن کسر حجمی هر یک از فازها محاسبه و در معادلات اعمال می‌شود.

خواص مواد فازی

خواص ظاهر شده در معادلات انتقال با حضور اجزای فاز در هر حجم کنترل تعیین می شود. به عنوان مثال در سیستم دوفازی اگر فازها با زیر نویس ۱ و ۲ نمایش داده شوند و اگر کسر حجمی فاز دوم ردیابی شود، خواص جریان در هر سلول یا حجم کنترل با روابط زیر محاسبه می‌شود.

$$\rho=\alpha_2\rho_2+(1-\alpha_2)\rho_1 \quad (۵-۳۲)$$

$$\mu=\alpha_2\mu_2+(1-\alpha_2)\mu_1 \quad (۵-۳۳)$$

$$K=\alpha_2K_2+(1-\alpha_2)K_1 \quad (۵-۳۴)$$

به طور کلی برای سیستم n فازی، چگالی متوسط کسر حجمی به صورت زیر است:

$$\rho=\sum\alpha_q\rho_q \quad (۵-۳۵)$$

معادله مومنتوم در سراسر دامنه، حل می‌شود و میدان سرعت حاصل به صورت مشترک در اختیار همه فازها قرار می‌گیرد. معادله مومنتوم نشان داده شده در زیر وابسته به کسرهای حجمی همه فازها خواص سیال شامل چگالی و لزجت است.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\boldsymbol{u})+\nabla\cdot(\rho\boldsymbol{u}\boldsymbol{u})=-\nabla P+\nabla\cdot[\mu(\nabla\boldsymbol{u}+\nabla\boldsymbol{u}^T)]+\rho\boldsymbol{g}+\boldsymbol{F} \quad (۵-۳۶)$$

F نیروی کشش سطحی در معادله مومنتوم است که از مدل نیروی سطح پیوسته محاسبه می‌شود [۴۶۲]. این نیرو به‌صورت زیر تعریف می‌شود:

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

$$F = \sigma(\nabla \cdot n)\nabla\alpha \quad (۵-۳۷)$$

که در آن σ کشش سطحی دوفاز در سطح مشترک است. n نیز بردار یکه عمود بر سطح مشترک است. یکی از محدودیت‌های تقریب میدان مشترک در حالتی است که اختلاف سرعت زیادی میان فازها وجود داشته باشد، در نتیجه دقت سرعت‌های محاسبه شده در نزدیک فصل مشترک می‌تواند تحت تاثیر قرار گیرد. توجه شود که اگر نسبت لزجت بزرگ‌تر از ۱×۱۰^{۳} باشد، ممکن است مشکلاتی در همگرایی حل عددی به وجود بیاید.

معادله انرژی

معادله انرژی نیز به‌صورت رابطه زیر است:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot \left(\mathbf{u}(\rho E + p)\right) = \nabla \cdot (K_{eff}\nabla T) + S_E \quad (۵-۳۸)$$

عبارت چشمه S_E، شامل انتقال حرارت در سطح مشترک است. با داشتن عبارت چشمه انتقال جرم S_f یا S_g عبارت چشمه انتقال حرارت به‌صورت رابطه زیر به‌دست می‌آید:

$$S_E = S_f h_{fg} = -S_g h_{fg} \quad (۵-۳۹)$$

که در آن h_{fg} گرمای نهان تبخیر در فشار و دمای مورد نظر است.

لازم به ذکر است که برای تعیین عبارت‌های چشمه S_f، S_g و S_E یا می‌توان از مدل‌های آماده موجود در نرم‌افزار فلوئنت استفاده کرد و یا با استفاده از توابع تعریف شده توسط کاربرد این عبارت‌های چشمه را به معادلات حاکم در نرم‌افزار فلوئنت اضافه کرد. به منظور همگرایی بهتر و جواب دقیق‌تر روش دوم پیشنهاد می‌شود.

در مدل حجم سیال انرژی E و دمای T به صورت متغیرهای متوسط جرمی رفتار می‌کنند:

$$E = \frac{\sum_{q=1}^{n} \alpha_q \rho_q E_q}{\sum_{q=1}^{n} \alpha_q \rho_q} \quad (۵-۴۰)$$

در رابطه (۵-۴۰) E_q برای هر فاز براساس گرمای ویژه فاز و دمای مشترک به دست می‌آید. همچنین خواص ρ و K_{eff} (ضریب هدایت حرارتی موثر) نیز برای مخلوط فازها در مدل استفاده می‌شود. ترم چشمه S_E شامل تشعشع و همچنین دیگر چشمه‌های حرارتی حجمی است. باید توجه کرد که همانند میدان سرعت، دقت دما در نزدیکی فصل مشترک در حالتی که اختلاف دمای زیادی بین فازها وجود دارد، کم است. این مساله در حالتی که خواص از نظر مرتبه بزرگی متفاوت هستند به وجود می‌آید. علاوه بر معادلات فوق، معادلات اسکالر دیگر نیز می‌تواند وارد حل شود. به عنوان مثال در جریان مغشوش، یک مجموعه از معادلات انتقال حل شده و متغیرهای اغتشاش بین فازها نیز حل می‌شوند [۴۵۹].

۵. ۳. ۲. ۷ معادلات اصلی حاکم بر مدل مخلوط

مدل مخلوط معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی را برای مخلوط و معادله کسر حجمی را برای فازهای ثانویه و همچنین روابط جبری برای سرعت‌های نسبی (اگر فازها با سرعت‌های متفاوت حرکت کنند) را حل می‌کند.

معادله پیوستگی

معادله پیوستگی برای مخلوط عبارت است از:

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m) + \nabla.(\rho_m \vec{v}_m) = 0 \quad (۵-۴۱)$$

که در آن $\vec{v}_m$ سرعت جرمی متوسط است.

$$v_m = \frac{\sum_{k=1}^{n} \alpha_k \rho_k v_k}{\rho_m} \quad (۵-۴۲)$$

در رابطه (۵-۴۲) ρ_m دانسیته مخلوط می‌باشد که به صورت زیر تعریف می‌شود.

$$\rho_m = \sum_{k=1}^{n} \alpha_k \rho_k \quad (۵-۴۳)$$

در رابطه (۵-۴۳) α_k کسر حجمی فاز k است.

معادلات مومنتوم

معادله مومنتم مخلوط از مجموع معادلات مومنتم منفرد همه فازها به‌دست می‌آید و می‌تواند به‌صورت زیر بیان شود:

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho_m \vec{v}_m\right) + \nabla.\left(\rho_m \vec{v}_m \vec{v}_m\right) = -\nabla p + \nabla.\left[\mu_m\left(\nabla \vec{v}_m + \nabla \vec{v}_m\right)\right] + \rho_m \vec{g} + \vec{F} + \nabla.\left(\sum_{k=1}^{n} \alpha_k \rho_k \vec{v}_{dr,k} \vec{v}_{dr,k}\right) \quad (۵-۴۴)$$

در رابطه (۵-۴۴) n تعداد فازها، $\vec{F}$ نیروی حجمی و μ_m لزجت مخلوط است. همچنین $\vec{v}_{dr,k}$ سرعت رانشی[1] فاز ثانویه k نسبت به مخلوط است.

$$\mu_m = \sum_{k=1}^{n} \alpha_k \mu_k \quad (۵-۴۵)$$

$$\vec{v}_{dr,k} = \vec{v}_k - \vec{v}_m \quad (۵-۴۶)$$

معادلات انرژی

معادله انرژی مخلوط را می‌توان به شکل زیر تعریف کرد:

$$\frac{\partial}{\partial t}\sum_{k=1}^{n}\left(\alpha_k \rho_k E_k\right) + \nabla \cdot \sum_{k=1}^{n}\left(\alpha_k v_k\left(\rho_k E_k + p\right)\right) = \nabla.\left(k_{eff} \nabla T\right) + S_E \quad (۵-۴۷)$$

در رابطه (۵-۴۷) k_{eff} ضریب هدایت موثر است. ترم اول سمت راست بیانگر انتقال ناشی از هدایت است. همچنین S_E شامل هر نوع دیگر منابع حرارتی حجمی است. E_k به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$E_k = h_k - \frac{p}{\rho_k} + \frac{v_k^2}{2} \quad (۵-۴۸)$$

رابطه (۵-۴۸) برای فاز تراکم پذیر، و برای فاز تراکم ناپذیر $E_k = h_k$ در نظر گرفته می‌شود که در آن h_k آنتالپی مشهود برای فاز k است.

[1] Drift velocity

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

۵. ۳. ۲. ۸ معادلات اصلی حاکم بر مدل اویلری

معادلاتی که برای جریان‌های چند فازی سیال - سیال و دانه‌ای توسط نرم‌افزار فلوئنت حل می‌شوند برای حالت جریان n فازی ارایه شده است.

معادلات پیوستگی

معادله پیوستگی برای فاز q به صورت زیر است:

$$\frac{1}{\rho_{rq}}\left(\frac{\partial}{\partial t}\left(\alpha_q\rho_q\right)\right)+\nabla\cdot\left(\alpha_q\rho_q\vec{v}_q\right)=\sum_{p=1}^{n}\left(\dot{m}_{pq}-\dot{m}_{qp}\right) \qquad (۵-۴۹)$$

در رابطه (۵-۴۹) ρ_{rq} چگالی مرجع فاز، یا چگالی متوسط حجمی فاز q در دامنه حل است. حل این معادله برای هریک از فازهای ثانویه همراه با این شرایط است که مجموع کسرهای حجمی باید برابر یک باشد، تا اجازه محاسبه کسر حجمی فاز اولیه را بدهد. این شیوه برای جریان‌های سیال-سیال و دانه‌ای رایج است.

معادلات مومنتوم سیال- سیال

بقای مومنتم برای فاز سیال q عبارت است از:

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\alpha_q\rho_q\vec{v}_q\right)+\nabla.\left(\alpha_q\rho_q\vec{v}_q\vec{v}_q\right)=-\alpha_q\nabla P+\nabla.\tau_q+\alpha_q\rho_q\vec{g}+\sum_{p=1}^{n}\left(k_{pq}\left(\vec{v}_p-\vec{v}_q\right)+\dot{m}_{pq}\vec{v}_{pq}-\dot{m}_{qp}\vec{v}_{qp}\right)+\left(F_q+F_{lift,q}+F_{vm,q}\right) \qquad (۵-۵۰)$$

معادلات مومنتوم سیال- جامد

تنش‌های فاز جامد با ایجاد تشابه میان حرکت تصادفی ذرات ناشی از برخورد ذره-ذره و حرکت حرارتی مولکول‌ها در یک گاز و در نظر گرفتن غیر الاستیک فاز دانه‌ای به دست می‌آیند. همانند یک گاز، شدت نوسانات سرعت ذره تعیین کننده تنش، لزجت و فشار فاز جامد می‌باشد. انرژی جنبشی همراه با نوسانات سرعت ذره با یک ترم شبه حرارتی یا دمای دانه‌ای نشان داده می‌شود که متناسب با مربع متوسط حرکت تصادفی ذرات است. بقای مومنتوم فازهای سیال مشابه رابطه (۵-۵۰) و برای فاز جامد به‌صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\alpha_s\rho_s\vec{v}_s\right)+\nabla.\left(\alpha_s\rho_s\vec{v}_s\vec{v}_s\right)=-\alpha_s\nabla P-\nabla P_s+\nabla.\tau_s+\alpha_s\rho_s\vec{g}+\sum_{l=1}^{n}\left(k_{ls}\left(\vec{v}_l-\vec{v}_s\right)+\dot{m}_{ls}\vec{v}_{ls}-\dot{m}_{sl}\vec{v}_{sl}\right)+\left(F_s+F_{lift,s}+F_{vm,s}\right) \qquad (۵-۵۱)$$

در رابطه (۵-۵۱) P_s فشار جامد، $k_{ls}=k_{sl}$ ضریب تبادل مومنتم میان فاز سیال یا فاز جامد s و فاز مایع L است [۴۵۹].

معادلات بقای انرژی

جهت تشریح بقای انرژی در کاربردهای چند فازی اویلری، یک معادله آنتالپی جداگانه باید برای هر فاز نوشته شود.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\alpha_q \rho_q h_q\right) + \nabla.\left(\alpha_q \rho_q \vec{u}_q h_q\right) = -\alpha_q \frac{\partial p_q}{\partial t} + \tau_q + \nabla u_q - \nabla.\vec{q}_q + S_q + \sum_{p=1}^{n}\left(Q_{pq} + \dot{m}_{pq} h_{pq} - \dot{m}_{qp} h_{qp}\right) \quad (۵-۵۲)$$

در رابطه (۵-۵۲) h_q آنتالپی فاز q، $\vec{q}_q$ فلاکس حرارتی، S_q ترم چشمه شامل چشمه‌های آنتالپی (مثلا ناشی از واکنش شیمیایی یا تشعشعی)، Q_{pq} شدت تبادل حرارت میان فازهای p و q و همچنین h_{pq} آنتالپی بین فازی (مثلا بخار در دمای قطرات در حالت تبخیر) است. تبادل حرارت میان فازها می‌باید مطابق با شرایط موازنه موضعی باشد به طوری که $Q_{pq} = -Q_{qp}$ و $Q_{qq} = 0$ است [۴۵۹].

۵. ۴ اعتبارسنجی، شرایط حل و مطالعه شبکه

برای هر حل عددی لازم است که روند حل مورد اعتبارسنجی قرار گیرد. برای رسیدن به این هدف یک حل تجربی (یا عددی) که داده‌های آن موجود باشد به عنوان معیار اعتبارسنجی انتخاب می‌شود و به‌صورت عددی حل می‌شود و نتایج آن با نتایج معیار مقایسه می‌شود تا میزان اعتبار روند حل مشخص شود. در این بخش به اعتبارسنجی روند حل پرداخته می‌شود و سپس یک میکروکانال با داده‌های واقعی مورد استفاده در کندانسور مبدل حرارتی میکروکانال با شبکه‌های مختلف تحلیل می‌شود تا استقلال از شبکه بررسی شود و مناسب‌ترین شبکه به‌دست آید.

۵. ۴. ۱ اعتبارسنجی جریان دوفازی

تاکید پژوهش حاضر بر چگالش مبرد در میکروکانال است، به همین دلیل قبل از انجام تحلیل‌های عددی مناسب است که یک اعتبارسنجی برای مدلی که نزدیک به چگالش مبرد در میکروکانال است انجام شود.

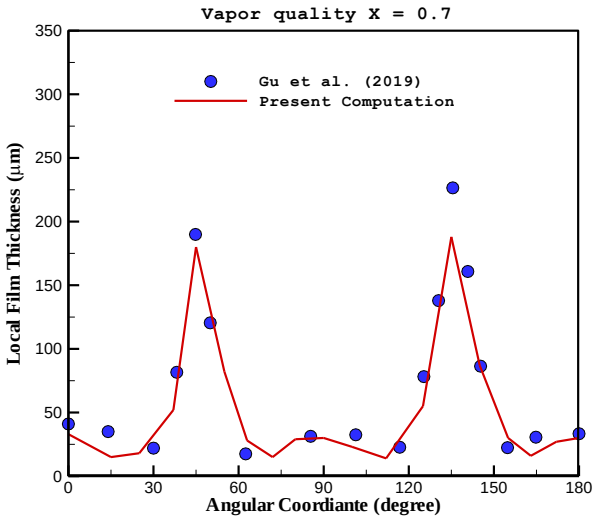
برای این کار تحقیقات گو و همکاران [۲۱۹] انتخاب شده است. این محققان در سال ۲۰۱۹ به بررسی تاثیر هندسه میکروکانال به الگوی شکل‌گیری چگالش سیال *R1234ze(E)* در کانال‌های افقی پرداختند. کانال‌های افقی که آن‌ها مدنظر قرار دادند، کانال‌هایی با سطح مقطع دایروی، مربعی و مثلثی بود. نتایج ارایه شده شامل مواردی مانند مرز مشترک بین فاز بخار و مایع، ضخامت فیلم مایع تشکیل شده بر اثر چگالش و ضریب انتقال حرارت محلی در طول میکروکانال می‌باشد.

برای اعتبارسنجی، مدل کانال افقی با سطح مقطع مربعی به ابعاد ۲×۲ میلی‌متر و طول کانال ۳۰۰ میلی‌متر انتخاب شده است. جریان ورودی بخار اشباع با شار جرمی $\frac{kg}{m^2 s}$ ۴۰۰ می‌باشد. دمای دیواره ۱۰ درجه کمتر از دمای اشباع سیال در نظر گرفته شده است. برای در نظر گرفتن شبیه‌سازی سیال دوفاز از مدل چندفازی VOF استفاده شده است. خصوصیات ترموفیزیکی مبرد در جدول ۲-۵ ارایه شده است. مطابق با شار جرمی ورودی کانال، جریان آشفته است و مدل آشفتگی $k-\epsilon\ Realizable$ در تحلیل استفاده شده است. با توجه به شرایط جریان و کانال، شتاب گرانش نیز فعال شده است. با توجه به تحلیل عددی انجام شده، ضخامت مایع تشکیل شده در اثر چگالش مبرد با داده‌های مرجع [۲۱۹] در مقطعی که کیفیت بخار مقدار ۰/۷ است، مقایسه شده است که این مقایسه در شکل ۷-۵ نشان داده شده است. با توجه به مقایسه نتایج مشخص است که تحلیل عددی حال حاضر دارای دقت مناسبی است و همین روند برای ادامه تحلیل پارامتری میکروکانال استفاده خواهد شد. کانتور کسر حجمی در مقاطع مختلف نیز در شکل ۸-۵ آورده شده است.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

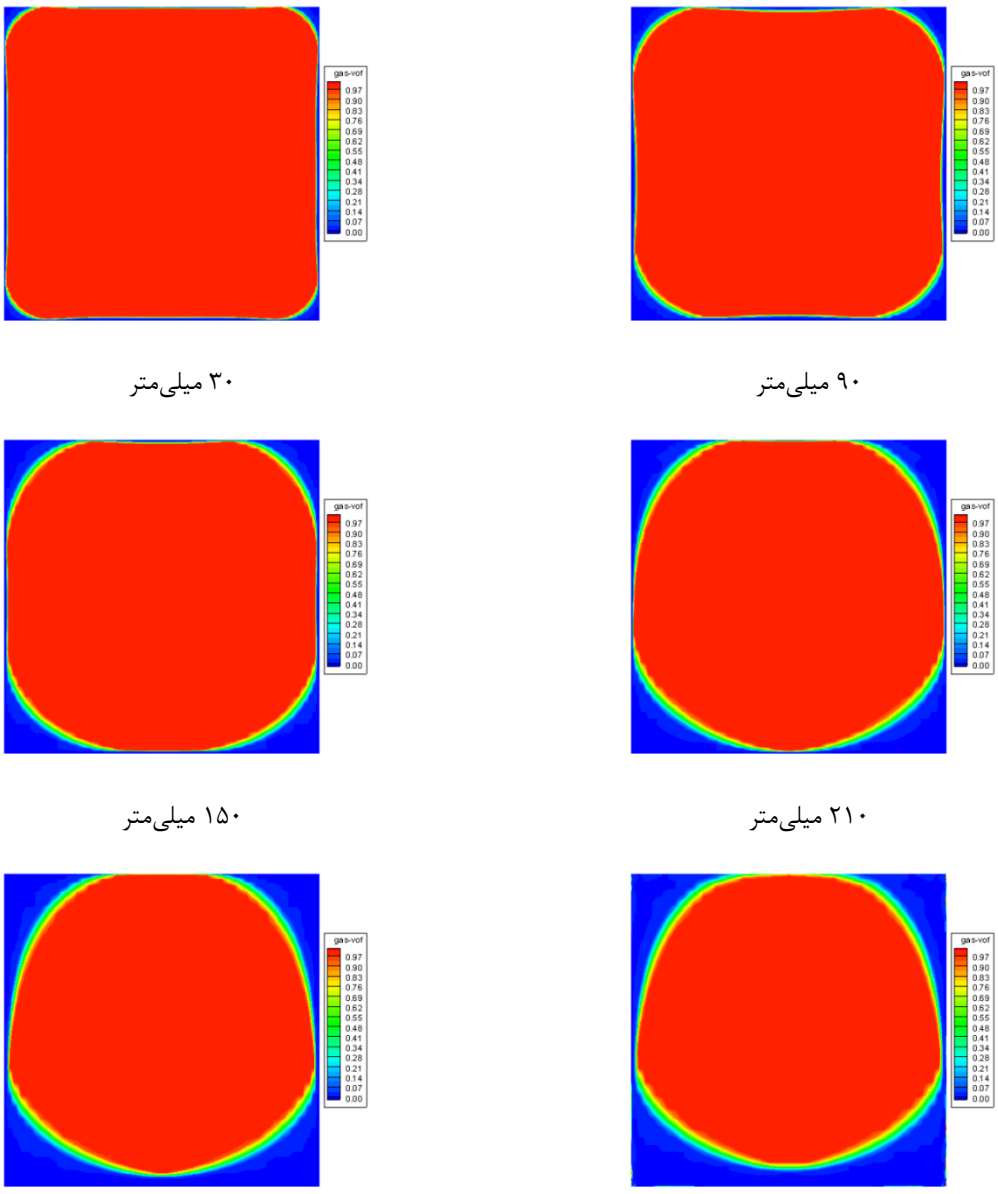
جدول ۲-۵: جدول خصوصیات ترمودینامیکی گاز مبرد R1234ze با توجه به دمای اشباع ۴۰° در فشار ۷/۶ بار

خصوصیات	فاز مایع	فاز گاز	دوفاز
چگالی (kg/m^3)	۱۱۱۱/۳	۴۰/۶۹	
لزجت دینامیکی $(Pa\ s)$	۰/۰۰۰۱۶۷	۰/۰۰۰۰۱۲۹۳	
هدایت گرمایی $(W/m\ K)$	۰/۰۶۹	۰/۰۱۵	
گرمای ویژه $(J/kg\ K)$	۱۴۴۰	۱۰۶۰	
دمای اشباع (C^o)			۴۰
تنش سطحی (N/m)			۰/۰۰۶۹۶



شکل ۷-۵: مقایسه ضخامت فیلم مایع تشکیل شده در اثر چگالش در کانال

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۸-۵: کانتورهای کسر حجمی گاز در فرایند چگالش در فاصله مقاطع مختلف از ورودی کانال

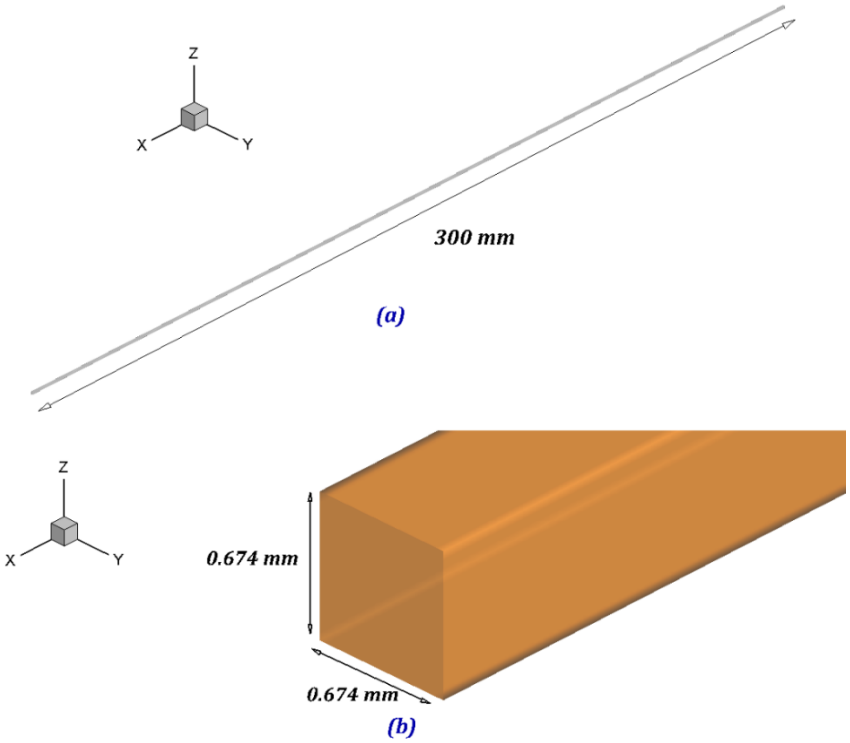
۵. ۴. ۲ انتخاب اندازه میکروکانال و شرایط واقعی حل

۵. ۴. ۲. ۱ انتخاب اندازه میکروکانال

به منظور بررسی شرایط واقعی یک مدل واقعی نیاز است که یک میکروکانال در ابعاد واقعی مورد بررسی قرار گیرد و میزان شار حرارتی ناشی از عبور هوا بر روی آن به‌طور مناسب محاسبه شود و همچنین شرایط مبرد در ورودی میکروکانال به درستی لحاظ شود تا بتوان تحلیل دقیقی از میکروکانال و شرایط آن داشته باشیم. برای این اهداف، ابعاد تقریبی میکروکانال‌های مورد استفاده در سامانه‌های تهویه مطبوع که در گزارش فاز یک تحقیق حاضر ارایه شد و

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

داده‌های مربوط به میکروکانال‌های مورد استفاده در سامانه‌های تهویه مطبوع [۴۶۳]، لحاظ می‌شود و یه میکروکانال مربعی با قطر هیدرولیکی ۰/۶۷۴ میلی‌متر مدنظر قرار می‌گیرد. طول میکروکانال ۳۰ سانتی‌متر در نظر گرفته شده است که ابعاد تقریبی کوچکترین طول برای میکروکانال‌های مورد استفاد در کندانسورهای شرکت دانفوس است. شکل ۹-۵ نمای کلی از این میکروکانال و سطح مقطع آن‌را نشان می‌دهد.



شکل ۹-۵: (a) نمای کلی از میکروکانال و (b) سطح مقطع آن

۵. ۴. ۲. ۲ تعیین میزان شار اعمالی بر روی میکروکانال

میزان شار حرارتی اعمالی ناشی از عبور هوا از روی پره‌های کرکره‌ای و لوله‌های میکروکانال نیز باید محاسبه شود. برای این منظور دو راهکار وجود دارد: ۱) استفاده از روابط مربوط به محاسبه ضریب کولبرن برای پره‌های کرکره‌ای [۴۶۴, ۴۶۵] و ۲) استفاده از کاتالوگ‌های مربوط به سازنده‌های کندانسورهای میکروکانال و استفاده از داده‌های این سازنده‌ها برای محاسبه میزان شار حرارتی اعمالی بر روی میکروکانال‌ها.

رابطه مناسب ضریب کولبرن پره‌های کرکره‌ای با توجه به مراجع [۴۶۴, ۴۶۵] به صورت زیر است:

$$j = 1.18 Re_{L_P}^{-0.505} \left(\frac{\theta}{90}\right)^{0.26} \left(\frac{F_l}{L_P}\right)^{-0.51} \left(\frac{T_d}{L_P}\right)^{-0.26} \left(\frac{L_l}{L_P}\right)^{0.82} \left(\frac{T_P}{L_P}\right)^{-0.25} \left(\frac{F_t}{L_P}\right)^{-0.097} \quad (۵-۵۳)$$

که در آن هر یک از پارامترهای (۵-۵۳) به صورت زیر معرفی می‌شود و این پارامترها در شکل ۵-۱۰ نشان داده شده است.

Re_{Lp}: رینولدز بر اساس گام کرکره

θ: زاویه کرکره برحسب درجه

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

F_l: طول پره

L_P: گام کرکره

T_d: عمق/عرض لوله

F_d: عمق/عرض پره

L_l: طول کرکره

T_P: گام لوله

F_t: ضخامت پره

F_p: گام پره

و بر اساس ضریب کولبرن به دست آمده، مقدار ضریب انتقال حرارت و شار گرمایی را با استفاده از رابطه زیر محاسبه کرد:

$$j = \frac{Nu}{RePr^{1/3}} = \frac{h_e}{\rho_m V_c c_p} Pr^{2/3} \qquad (۵-۵۴)$$

مقدار بهینه هر یک از این پارامترهای رابطه (۵-۵۳)، با توجه به مقالات علمی مختلف و کندانسورهای میکروکانال استفاده شده در سامانه‌های تهویه مطبوع به‌صورت زیر می‌باشد:

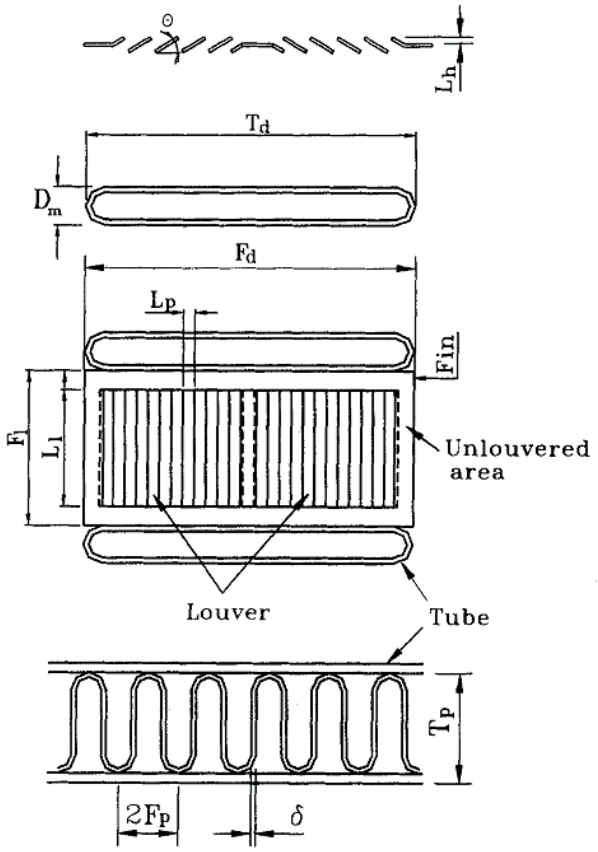
$$\theta = 30°, F_l = 8.1\ mm, F_t = 0.152\ mm, F_p = 1.1\ mm, T_d = 16\ mm, T_p = 9.4\ mm,$$
$$Lp = 1.2\ mm$$

با توجه به روابط و اندازه پارامترهای فوق، مقدار ضریب کولبرن ۰/۰۳۵ به‌دست می‌آید و با توجه به این ضریب و تفاوت ۱۵ درجه کلوینی بین دمای اشباع گاز مبرد (که در کاتالوگ‌های معتبر لحاظ شده است) و هوای عبوری از روی میکروکانال‌ها و همچنین سرعت جریان عبوری حدود ۲/۵ متربرثانیه، مقدار شار حرارتی حدود W/m^2 ۸۴۴۰ به دست می‌آید. اگر دمای هوای ۳۵ درجه سانتی‌گراد باشد و اختلاف دمای اشباع مبرد با دمای هوا ۱۵ درجه باشد بنابراین دمای اشباع گاز مبرد ۵۰ درجه سانتی‌گراد به‌دست می‌آید. مقدار شار حرارتی محاسبه شده از طریق کاتالوگ‌های سازنده‌ها نیز حدود W/m^2 ۸۵۰۰ محاسبه شده است. به همین دلیل در ادامه از شار حرارتی W/m^2 ۸۵۰۰ برای تحلیل عددی پارامترهای مختلف میکروکانال استفاده خواهد شد.

۵. ۴. ۲. ۳ خصوصیات مبرد با توجه به فشار عملکردی

باتوجه به اختلاف دمای اشباع مبرد و هوای بیرونی، با استفاده از دمای اشباع ۵۰ درجه سانتی‌گرادی در نظر گرفته شده، با استفاده از روابط ترمودینامیکی فشار عملکردی برای این گاز مبرد و دمای اشباع ۵۰ درجه سانتی‌گراد حدود ۱۳/۲ بار تعیین می‌شود. خواص ترمودینامیکی گاز مبرد R134a با استفاده از نرم‌افزار REFPROP به‌دست آمده است که این خواص در جدول ۳-۵ آورده شده است.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۱۰-۵: پارامترهای مختلف پره کرکره‌ای

جدول ۳-۵: جدول خصوصیات ترمودینامیکی گاز مبرد R134a با توجه به دمای اشباع ۵۰° در فشار ۱۳/۲ بار

خصوصیات	فاز مایع	فاز گاز	دوفاز
چگالی (kg/m^3)	۱۱۰۲	۶۶/۳۸	
لزجت دینامیکی $(Pa\ s)$	۰/۰۰۰۱۴۱۶۵	۰/۰۰۰۰۱۲۹۲۱	
هدایت گرمایی $(W/m\ K)$	۰/۰۷۰۴	۰/۰۱۶۷۴	
آنتالپی $(kJ/kg\ K)$	۲۷۱/۷۲	۴۲۳/۴۶	
سرعت صوت (m/s)	۳۸۸/۶۵	۱۳۶/۵۲	
دمای اشباع $(C°)$			۵۰
تنش سطحی (N/m)			۰/۰۰۴۸۸۳

۵. ۴. ۲. ۴ تعیین عدد نادسن جریان

اما پارامتر دیگری که در حل عددی میکروکانال‌ها از اهمیت خاصی برخوردار است، عدد نادسن است که شرایط مرزی دیواره را تعیین می‌کند. با توجه به اینکه $Kn = k_2\sqrt{\gamma}\frac{M}{Re}$ و مقدار $k_2\sqrt{\gamma}$ برای گازها حدود ۱ است، بنابراین مقدار عدد نادسن با توجه به مقدار عدد ماخ (عدد ماخ با توجه به سرعت در ورودی میکروکانال و سرعت صوت لحاظ شده در

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

جدول ۳-۵ محاسبه می‌شود) و عدد رینولدز تعیین می‌شود که با توجه به این دو عدد بی‌بعد مقدار عدد نادسن برای میکروکانال مورد نظر حدود ۲×۱۰^{-۶} به‌دست می‌آید. با توجه به این عدد که کمتر از ۰/۰۰۱ است بنابراین از شرط عدم لغزش روی مرز دیواره استفاده می‌شود.

۵. ۴. ۲. ۵ انتخاب تنظیمات حلگر

با توجه به تحلیلی که برای اعتبارسنجی دوفازی در بخش ۵. ۴. ۱ انجام شد و نتایج حل عددی در تحقیق حاضر با مرجع معتبر مقایسه شد و نتایج مناسبی به‌دست آمد، از همان تنظیمات برای تحلیل عددیِ جریان دوفازی برای پارامترهای مختلف میکروکانال استفاده می‌شود. این تنظیمات به‌صورت خلاصه در جدول ۴-۵ ارایه شده است.

جدول ۴-۵: تنظیمات مرتبط با حلگرِ استفاده شده در نرم‌افزار فلوئنت

	Title	*Specifications*	*Input value*
1	Physics	Opration condition	Pressure = 0 pa
		Gravity	Enabled
2	Setup	Turbulence model	k-epsilon Realizable
		VOF	2 Eulerian Phase
		Material	R134a-Vapor
			R134a-liquid
		Boundary conditions	Pressure Outlet
			Velocity Inlet
			Wall-Heat Flux
3	Solution	Pr-Velocity coupling	Coupled
		Gradient	Least Squares Cell Based
		Pressure	PRESTO!
		Momentum	Third-Order MUSCL
		Volume Fraction	Modified HRIC
		Energy	Third-Order MUSCL

۵. ۴. ۳ مطالعه شبکه

۵. ۴. ۳. ۱ بررسی مطالعه شبکه در حالت دوفازی

برای انجام فرآیند استقلال از شبکه یک میکروکانال مستطیلی به طول ۳۰ سانتی‌متر، ارتفاع ۰/۷۳۸۵ و عرض ۰/۶۱۵۱۳ میلی‌متر درنظر گرفته شده است. قطر هیدرولیکی این میکروکانال حدود ۰/۶۷ میلی‌متر است. سرعت جریان ورودی $۵/۵۱\ m/s$، شار حرارتی دیواره $۸۵۰۰\ W/m^2$، فشار در خروجی ۱۳۱۷۹۰۰ پاسکال، نوع مبرد R134a با دمای اشباع ۵۰ درجه سانتی‌گراد و دمای ورودی میکروکانال که فوق اشباع است، ۸۰ درجه سانتی‌گراد در نظر گرفته شده است. لازم به ذکر است که روند همگرایی برای حل، همگراییِ متوسط دمای دیواره، متوسط دمای سیال، متوسط دمای خروجی کانال و حجم کسری در مقاطع مختلف کانال در نظر گرفته شده است.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

فرآیند استقلال از شبکه برای شبکه‌هایی با ۱۵۰۰۰۰، ۳۳۰۰۰۰، ۵۵۰۰۰۰ و ۹۹۰۰۰۰ سلول انجام شده است. داده‌های مختلف و میزان خطای آن‌ها نسبت به داده‌های ریزترین شبکه در جدول ۵-۵ ارایه شده است. چون خطای شبکه‌ها نسبت به ریزترین شبکه محاسبه شده است، به همین دلیل خطای ریزترین شبکه لحاظ نشده است.

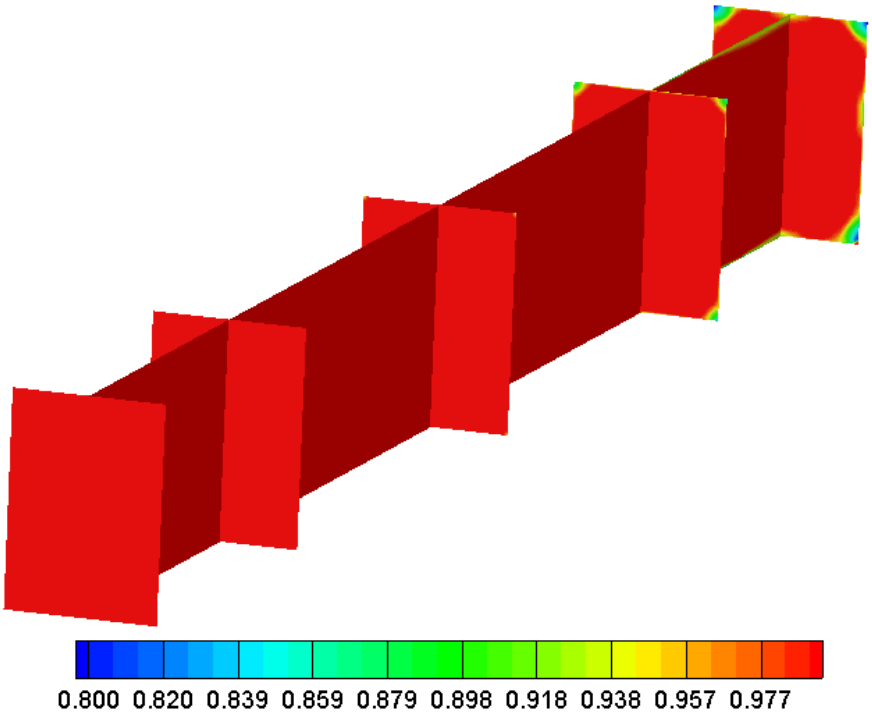
جدول ۵-۵: داده‌ها برای فرآیند استقلال از شبکه برای شبکه‌های مختلف ایجاد شده

تعداد شبکه	T_ave_fluid	Error %	VOF outlet	Error %	T_ave_wall	Error %	Outlet velocity	Error %
150k	335.859	0.08	0.9903	0.44	331.48	0.1	5.341	0.056
330k	336.223	0.11	0.9949	0.02	331.159	0.011	5.343	0.093
550k	335.825	0.07	0.9945	0.02	331.311	0.057	5.34	0.037
990k	335.568	-	0.9947	-	331.121	-	5.338	-

تعداد شبکه	Δp	Error (%)	T-outlet	Error (%)	Y^+
150k	12368	5.7	323.541	0.016	10.79
330k	11721.1	0.17	323.493	0.031	7.12
550k	12187.5	4.15	323.567	0.008	3.18
990k	11700.8	-	323.595	-	1.55

با توجه به جدول ۵-۵ اختلاف نتایج شبکه ۳۳۰ هزار سلولی با شبکه ۵۵۰ هزار سلولی کم می‌باشد و می‌توان شبکه با تعداد المان کمتر یعنی حدود ۳۳۰ هزارسلولی را به عنوان شبکه مناسب انتخاب کرد. شکل ۱۱-۵ کانتور کسر حجمی گاز در مقاطع مختلف در طول میکروکانال را نشان می‌دهد. با توجه به این شکل هر چه به سمت خروجی میکروکانال نزدیک می‌شویم چگالش جریان که از گوشه‌های میکروکانال شروع می‌شود، افزایش می‌یابد. لازم به ذکر است که در لایه‌مرزیِ شبکه ۳۳۰ هزار سلولی، فاصله اولین لایه از دیواره ۰/۰۰۰۰۱ متر در نظر گرفته شده است که منجر به y^+ حدود ۷ می‌شود. مقدار مطلوب y^+ با توجه به مدل آشفتگی و اثرات دیواره در نظر گرفته می‌شود، برای مدل‌های آشفتگی با اثرات دیواره، مقدار y^+ مطلوب نزدیک به ۱ است اما تا حدود y^+ ۱۰ نیز جواب مطلوبی حاصل می‌شود. همچنین برای مدل آشفتگی مثل اسپالارت-آلاماراس اگرچه مقدار y^+ ۳۰ تا ۶۰ مطلوب در نظر گرفته می‌شود اما تا y^+ حدود ۲۰۰ نیز نتایج مطلوبی حاصل می‌شود.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۱۱-۵: کانتور کسر حجمی گاز در مقاطع مختلف در طول میکروکانال مستطیلی

۵.۵ بررسی عددی پارامترهای میکروکانال

در این بخش قصد آن است که با تحلیل عددی پارامترهای موثر در طراحی اجزاء کندانسور مبدل حرارتی میکروکانال تعیین شود. برای این منظور پارامترهای مختلفی از قبیل نسبت منظری میکروکانال، تعداد مسیر مورد نیاز برای چگالش کامل مبرد، تعداد میکروکانال‌ها در هر لوله، عرض لوله میکروکانال، قطر مانیفولد و اثر جریان هوای عبوری بر روی گام پره کرکره‌ای مورد بررسی قرار گرفته است. در نهایت نیز، جمع‌بندی از پارامترهای مختلف انجام شده است و روند طراحی عددی کندانسور مبدل حرارتی میکروکانال شرح داده شده است و تاثیر پارامترها در طراحی مبدل حرارتی میکروکانال به‌صورت کیفی لیست شده‌اند.

۱.۵.۵ بررسی عددی نسبت منظری میکروکانال برای حداکثر انتقال حرارت

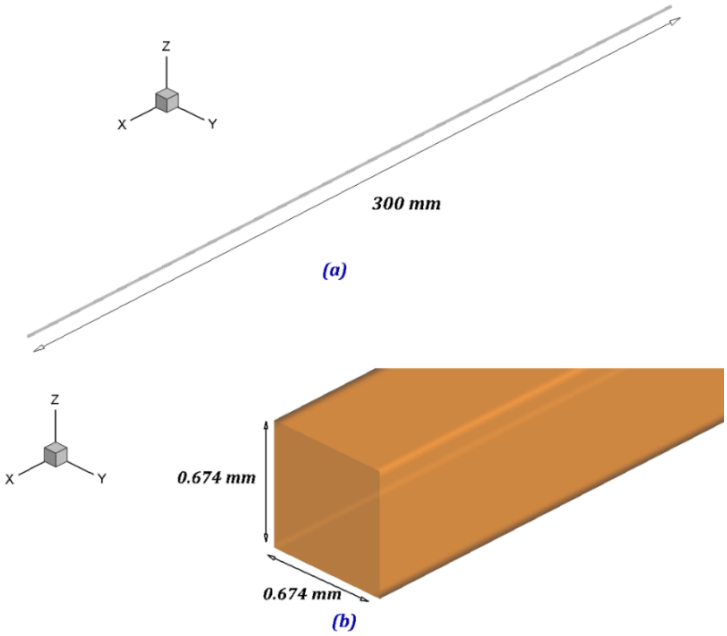
یکی از پارامترهای اصلی در میکروکانال‌ها نسبت منظری میکروکانال (نسبت ارتفاع به عرض میکروکانال) است که نقش مهمی در میزان انتقال حرارت مبدل‌های حرارتی مبتنی بر میکروکانال دارد. در این فصل، میزان انتقال حرارت در نسبت منظری‌های مختلف ۱، ۱/۱۱، ۱/۱۵، ۱/۲، ۱/۲۵، ۱/۳، ۲ و ۵ محاسبه شده است. در نهایت میزان انتقال حرارت با استفاده از بررسی عدد ناسلت در هر یک از نسبت منظری‌ها، تعیین شده است و مناسب‌ترین نسبت منظری به‌دست آمده است.

۱.۱.۵.۵ مدل هندسی

به منظور بررسی شرایط واقعی یک مدل واقعی نیاز است که یک میکروکانال در ابعاد واقعی مورد بررسی قرار گیرد و میزان شار حرارتی ناشی از عبور هوا بر روی آن به‌طور مناسب محاسبه شود و همچنین شرایط مبرد در ورودی

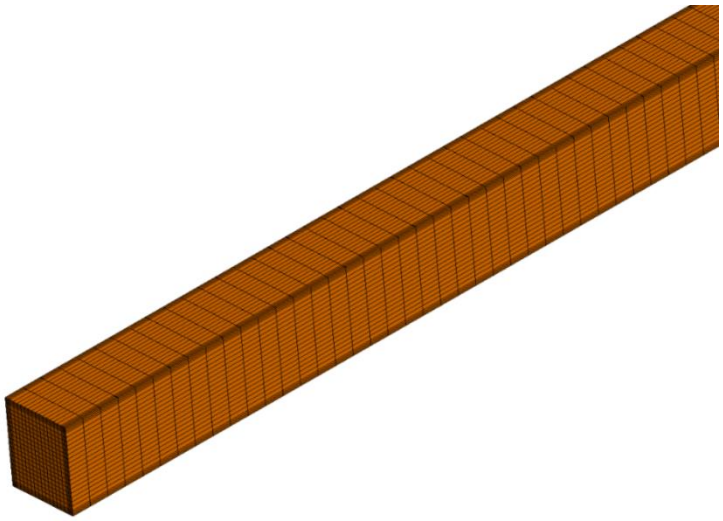
DOI: 10.30503/nripress.2020.283

میکروکانال به درستی لحاظ شود تا بتوان تحلیل دقیقی از میکروکانال و شرایط آن داشته باشیم. برای این اهداف، ابعاد تقریبی میکروکانال‌های مورد استفاده در سامانه‌های تهویه مطبوع که در گزارش فاز یک تحقیق حاضر ارایه شد و داده‌های مربوط به میکروکانال‌های مورد استفاده در سامانه‌های تهویه مطبوع [۴۶۳]، لحاظ می‌شود و یه میکروکانال مربعی با قطر هیدرولیکی ۰/۶۷۴ میلی‌متر مدنظر قرار می‌گیرد. طول میکروکانال ۳۰ سانتی‌متر در نظر گرفته شده است که ابعاد تقریبی کوچکترین طول برای میکروکانال‌های مورد استفاد در کندانسورهای شرکت دانفوس است. شکل ۱۲-۵ نمای کلی از این میکروکانال و سطح مقطع آن‌را نشان می‌دهد. برای بررسی نسبت منظری‌های مختلف برای میکروکانال، نسبت منظری‌های ۱، ۱/۱۱، ۱/۱۵، ۱/۲، ۱/۲۵، ۱/۳، ۲ و ۵ انتخاب شده‌اند. ابعاد هندسه‌های مختلف در جدول ۶-۵ آورده شده است. نمایی از هندسه و شبکه بزرگنمایی شده برای میکروکانال با نسبت منظری ۱/۲ در شکل ۱۳-۵ نشان داده شده است. شبکه ایجاد شده در ورودی این میکروکانال نیز در شکل ۱۴-۵ نشان داده شده است. لایه مرزی ایجاد شده در این شکل به‌خوبی مشخص است. لازم به ذکر است که فاصله اولین لایه از دیواره در لایه‌مرزی ۰/۰۰۰۰۱ متر در نظر گرفته شده است که منجر به y^+ حدود ۷ می‌شود. لازم به ذکر است که همگراییِ حل زمانی نهایی می‌شود که متوسط دمای دیواره، متوسط دمای سیال، متوسط دمای خروجی کانال و کسر حجمی گاز در مقاطع مختلف کانال ثابت بماند. مقدار y^+ در تحلیل‌ها حدود ۷ به‌دست آمد که با توجه به مدل آشفتگی انتخابی مقدار مناسبی است.

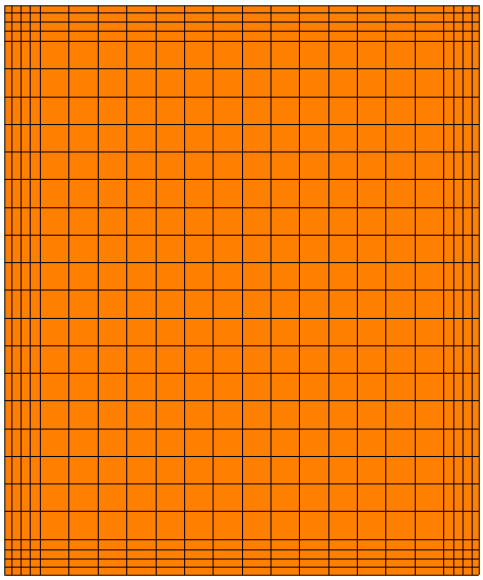


شکل ۱۲-۵: (a) نمای کلی از میکروکانال و (b) سطح مقطع آن (میکروکانال با نسبت منظری ۱)

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۱۳-۵: نمای بزرگنمایی شده از هندسه و شبکه ایجاد شده در بخش ورودی میکروکانال با نسبت منظری ۱/۲



شکل ۱۴-۵: شبکه ایجاد شده در ورودی میکروکانال با نسبت منظری ۱/۲

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

جدول ۶-۵: ابعاد میکروکانال با نسبت منظری مختلف

حالت	نسبت منظری $\alpha = a/b$	ارتفاع کانال $mm\ (a)$	عرض کانال $mm\ (b)$	طول کانال (mm)	قطر هیدرولیکی (mm)
۱	۱	۰/۶۷۴	۰/۶۷۴۰	۳۰۰	۰/۶۷۴
۲	۱/۱۱	۰/۷۱۰۰	۰/۶۳۹۸	۳۰۰	۰/۶۷۳
۳	۱/۱۵	۰/۷۲۳	۰/۶۲۸۳	۳۰۰	۰/۶۷۲
۴	۱/۲	۰/۷۳۸۵	۰/۶۱۵۱	۳۰۰	۰/۶۷۱
۵	۱/۲۵	۰/۷۵۳۸	۰/۶۰۲۶	۳۰۰	۰/۶۷۰
۶	۱/۳	۰/۷۶۹	۰/۵۹۰۷	۳۰۰	۰/۶۶۸
۷	۲	۰/۹۵۴۴	۰/۴۷۶۰	۳۰۰	۰/۶۳۵
۸	۵	۱/۵۰۷۲	۰/۳۰۱۴	۳۰۰	۰/۵۰۲

۵. ۱. ۵. ۲ تعیین شرایط مرزی و خصوصیات مبرد

میزان شار حرارتی اعمالی ناشی از عبور هوا از روی پره‌های کرکره‌ای و لوله‌های میکروکانال با توجه به بخش ۵. ۴. ۲. ۲ و خصوصیات مبرد نیز مطابق با جدول ۳-۵ در بخش ۵. ۴. ۲. ۳ انتخاب شده‌اند. شرایط مرزی نیز مطابق جدول ۴-۵ در نظر گرفته شده است.

مقدار شار جرمی عبوری از هر میکروکانال با توجه به داده‌های موجود [۴۶۳] حدود $kg/m^2\ s$ ۳۶۶ است. بنابراین سرعت مبرد در ورودی میکروکانال حدود ۵/۵۱ متر بر ثانیه است. عدد رینولدز جریان در ورودی میکروکانال با توجه به موارد فوق حدود ۱۹۰۰۰ است که با توجه به این عدد، جریان آشفته است. بنابراین مدل آشفتگی برای جریان حل جریان نیاز است، که با توجه به اینکه جریان داخلی است بهترین مدل آشفتگی مدل $k-\epsilon\ Realizable$ است انتخاب شده است. مشخصات شرایط مرزی و خصوصیات جریان برای مبرد $R134a$ در جدول ۷-۵ آورده شده است. شرط مرزی در ورودی میکروکانال، شرط سرعت ورودی[1] انتخاب شده است. شرط مرزی در خروجی نیز فشار خروجی[2] و دیواره نیز با شرط عدم لغزش جریان انتخاب شده است که شار W/m^2 ۸۵۰۰ روی آن قرار دارد که باعث دفع گرمای مبرد می‌شود.

جدول ۷-۵: مشخصات شرایط مرزی در تحلیل میکروکانال واقعی

پارامتر	مقدار	واحد
عدد رینولدز	۱۹۰۰۰	-
شار جرمی	۳۶۶	$kg/m^2\ s$
شار حرارتی دیواره	۸۵۰۰	W/m^2
دما در ورودی میکروکانال	۸۰	$°C$
فشار خروجی	۱۳/۲	bar

[1] Velocity Inlet
[2] Pressure Outlet

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

۵. ۵. ۱. ۳ ارایه نتایج

برای مقایسه نتایج، عدد ناسلت بر روی دیواره میکروکانال محاسبه شده است و نتایج این پارامتر برای میکروکانال‌های با نسبت منظری مختلف مقایسه شده است. عدد ناسلت به‌صورت زیر محاسبه شده است:

$$Nu = \frac{D}{k_f}\frac{q''}{(T_{w,avg} - T_{f,avg})} \quad (۵-۵۵)$$

که q'' شار حرارتی، D قطر هیدرولیکی، k_f هدایت گرمایی سیال، $T_{w,avg}$ متوسط دمای دیواره و $T_{f,avg}$ متوسط دمای کل سیال است. نتایج مقدار عدد ناسلت برای میکروکانال با نسبت منظری‌های مختلف در جدول ۸-۵ آورده شده است و تغییرات عدد ناسلت با نسبت منظری در شکل ۱۵-۵ نشان داده شده است. همان‌طور که از نتایج مشخص است در نسبت منظری ۱/۲ بیشترین عدد ناسلت را داریم. نسبت منظری ۲ و ۵ به‌دلیل ارتفاع زیاد و محدودیت ضخامت کلی لوله حاوی میکروکانال که ۱/۳ میلی‌متر است به هیچ وجه قابل استفاده نیستند و فقط به منظور بررسی میکروکانال‌های با نسبت منظری بالا محاسبه شده‌اند. با توجه به نتایج نسبت منظری ۱/۲ مناسب‌ترین نسبت منظری برای میکروکانال انتخابی برای مبدل‌های حرارتی مبتنی بر میکروکانال مورد استفاده در سیستم‌های تهویه مطبوع می‌باشد.

شکل ۱۶-۵ تا شکل ۲۴-۵ کانتور دما در ۹ مقطع عرضی در میکروکانال با نسبت منظری ۱/۲ را نشان می‌دهد که این موقعیت عرضی به ترتیب در فاصله ۰، ۵۰، ۱۰۰، ۱۵۰، ۲۰۰، ۲۵۰، ۲۷۵، ۲۹۰ و ۳۰۰ میلی‌متری از ورودی میکروکانال قرار دارند. همان‌طور که مشخص است هر چه از ورودی فاصله گرفته و به سمت خروجی میکروکانال نزدیک می‌شویم با توجه به شار حرارتی که سبب دفع گرما از مبرد می‌شود، دمای مبرد کاهش می‌یابد.

شکل ۲۵-۵ تا شکل ۳۰-۵ کانتور کسرحجمی بخار در ۶ مقطع عرضی در میکروکانال با نسبت منظری ۱/۲ را نشان می‌دهد که این موقعیت‌های عرضی به ترتیب در فاصله ۱۵۰، ۲۰۰، ۲۵۰، ۲۷۵، ۲۹۰ و ۳۰۰ میلی‌متری از ورودی میکروکانال قرار دارند. همان‌طور که از شکل‌ها مشخص است در مقطعی که در فاصله ۱۵۰ میلی‌متری از ورودی میکروکانال قرار دارد تمامی مبرد به‌صورت گاز است و اثری از مایع دیده نمی‌شود بنابراین در این مقطع هیچ‌گونه چگالشی اتفاق رخ نداده است و به دلیل این است که دمای کل این مقطع همچنان بالاتر از دمای اشباع است. اما هر چه به سمت خروجی پیش می‌رویم به تدریج در گوشه‌های کانال چگالش رخ می‌دهد و هر چه به سمت انتهای میکروکانال پیش می‌رویم این چگالش بیشتر می‌شود، البته میزان چگالش خیلی زیاد نیست.

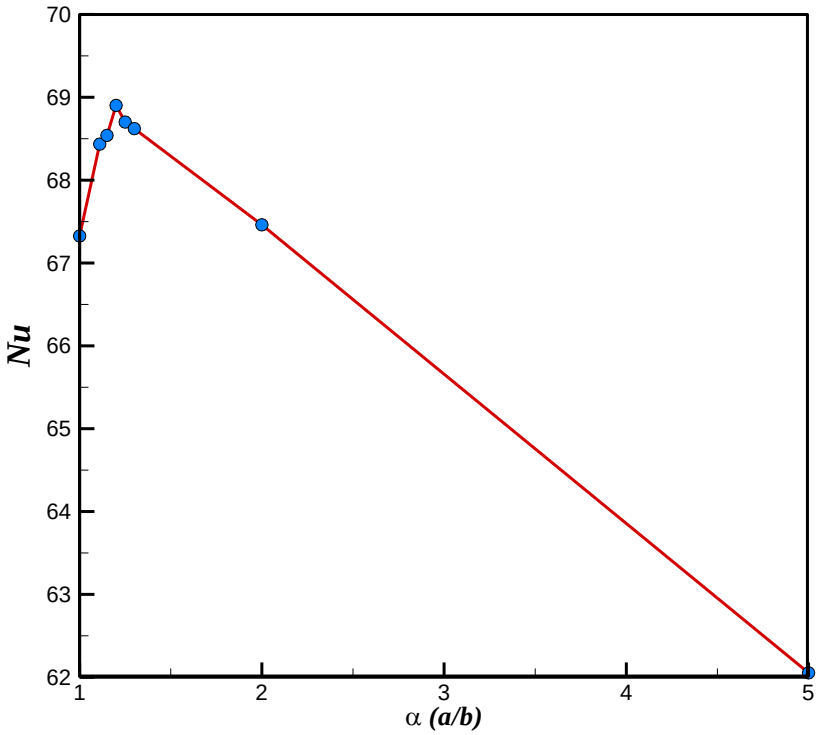
شکل ۳۱-۵ و شکل ۳۲-۵ کانتور سرعت در صفحه میانی میکروکانال و بردار سرعت در این صفحه را به ترتیب در بخش ورودی و خروجی میکروکانال نشان می‌دهند. با توجه به این‌که در ورودی از شرط مرزی سرعت ورودی استفاده شده است بنابراین سرعت در ورودی یکنواخت است اما به تدریج که از ورودی فاصله میگیریم لایه مرزی شکل می‌گیرد و به تدریج که در راستای طولی میکروکانال پیش می‌رویم جریان توسعه می‌یابد.

لازم به ذکر است که میزان افت فشار در طول ۳۰ سانتی‌متری این میکروکانال حدود ۱۲۱۸۵ پاسکال است.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

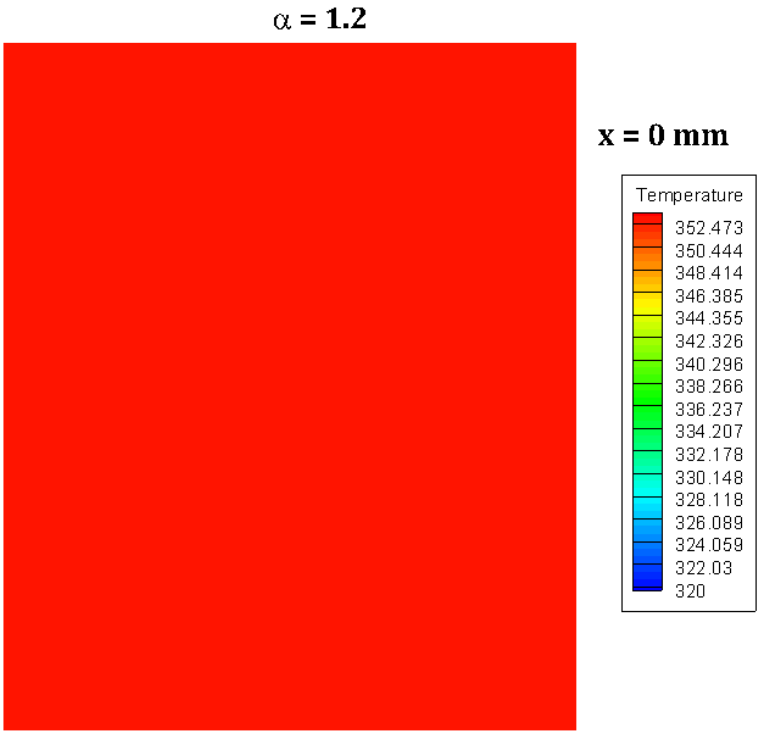
جدول ۸-۵: مقدار عدد ناسلت محاسبه شده برای میکروکانال‌ها با نسبت منظری‌های مختلف

حالت	نسبت منظری $\alpha = a/b$	ارتفاع $(a)\ mm$	عرض $mm\ (b)$	Nu
۱	۱	۰/۶۷۴	۰/۶۷۴۰	۶۷/۳۲۶
۲	۱/۱۱	۰/۷۱۰۰	۰/۶۳۹۸	۶۸/۴۳۵
۳	۱/۱۵	۰/۷۲۳	۰/۶۲۸۳	۶۸/۵۴۰
۴	۱/۲	۰/۷۳۸۵	۰/۶۱۵۱	۶۸/۹۰۲
۵	۱/۲۵	۰/۷۵۳۸	۰/۶۰۲۶	۶۸/۷۰۱
۶	۱/۳	۰/۷۶۹	۰/۵۹۰۷	۶۸/۶۲۲
۷	۲	۰/۹۵۴۴	۰/۴۷۶۰	۶۷/۴۶۱
۸	۵	۱/۵۰۷۲	۰/۳۰۱۴	۶۲/۰۵۳

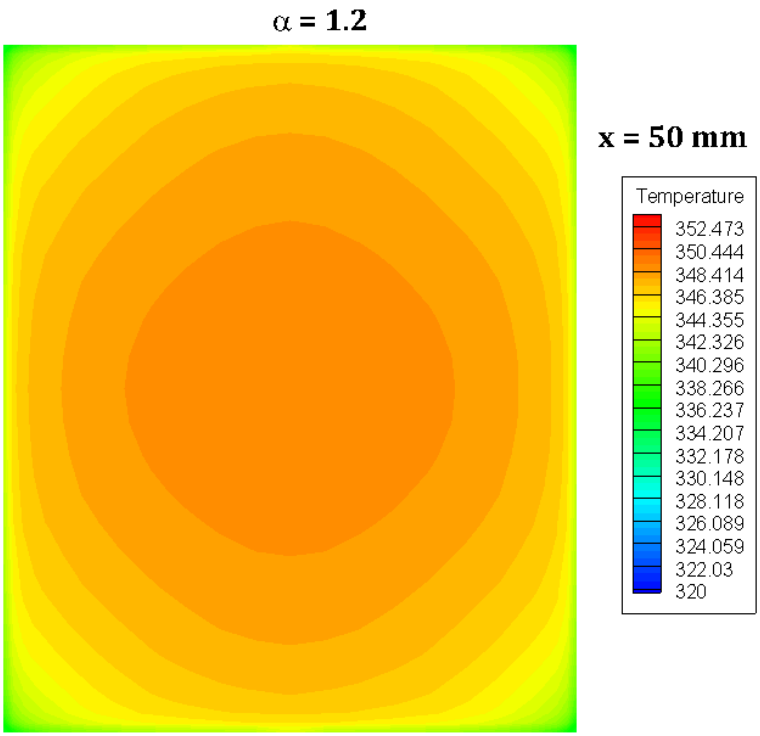


شکل ۱۵-۵: مقدار عدد ناسلت در میکروکانال با نسبت منظری‌های مختلف

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

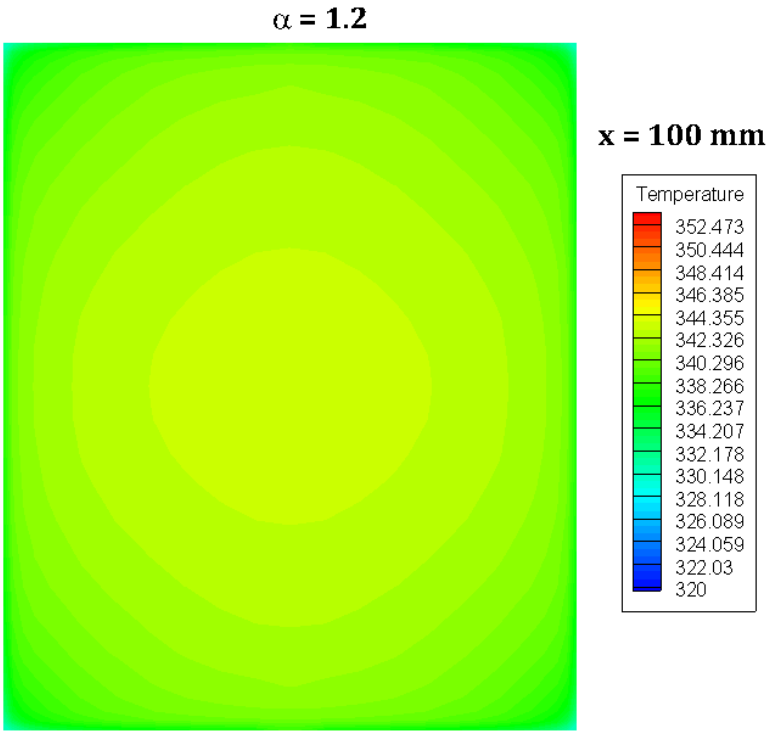


شکل ۱۶-۵: کانتور دما در مقطع عرضی در فاصله صفر میلی‌متری از ورودی میکروکانالِ با نسبت منظری ۱/۲

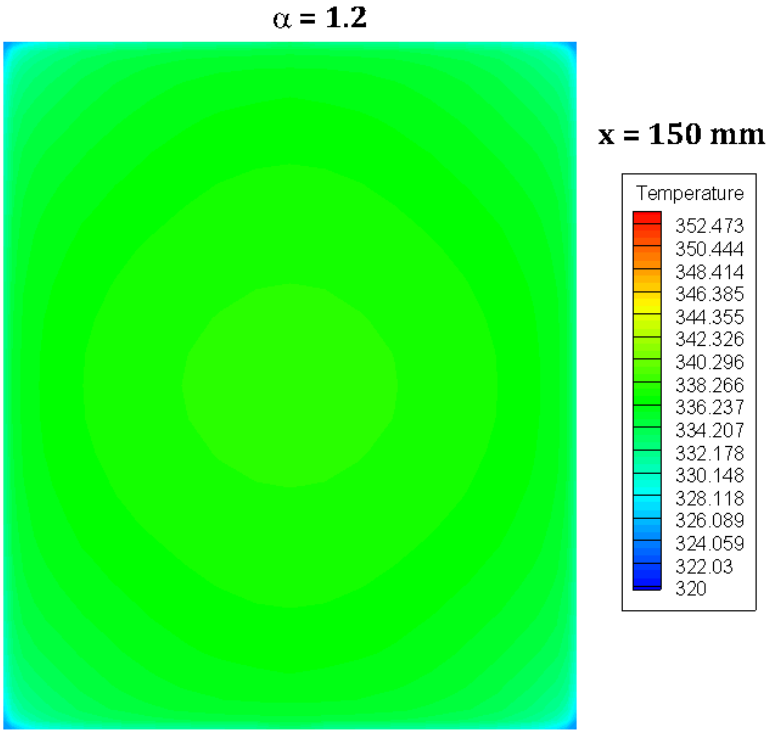


شکل ۱۷-۵: کانتور دما در مقطع عرضی در فاصله ۵۰ میلی‌متری از ورودی میکروکانالِ با نسبت منظری ۱/۲

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

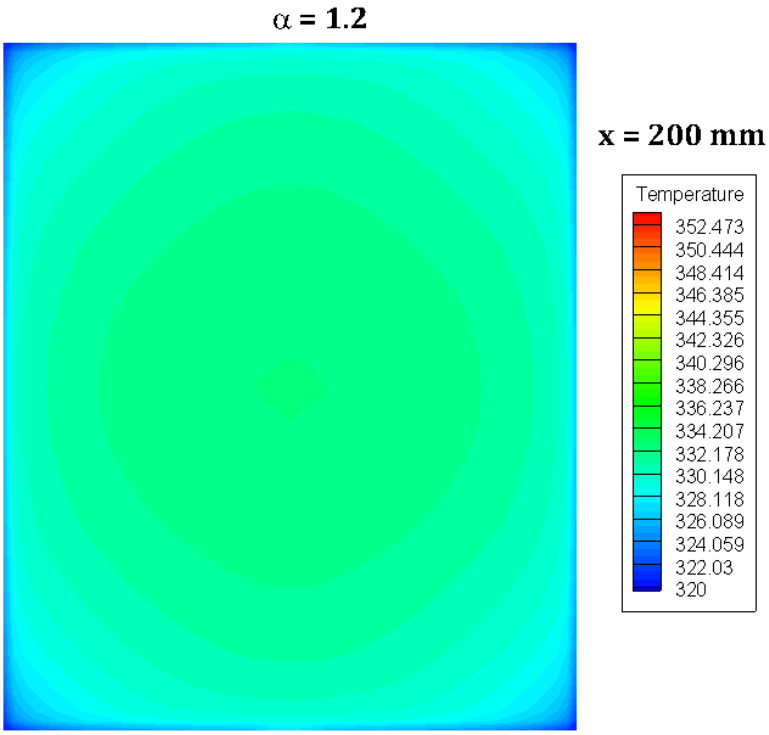


شکل ۱۸-۵: کانتور دما در مقطع عرضی در فاصله ۱۰۰ میلی‌متری از ورودی میکروکانالِ با نسبت منظری ۱/۲

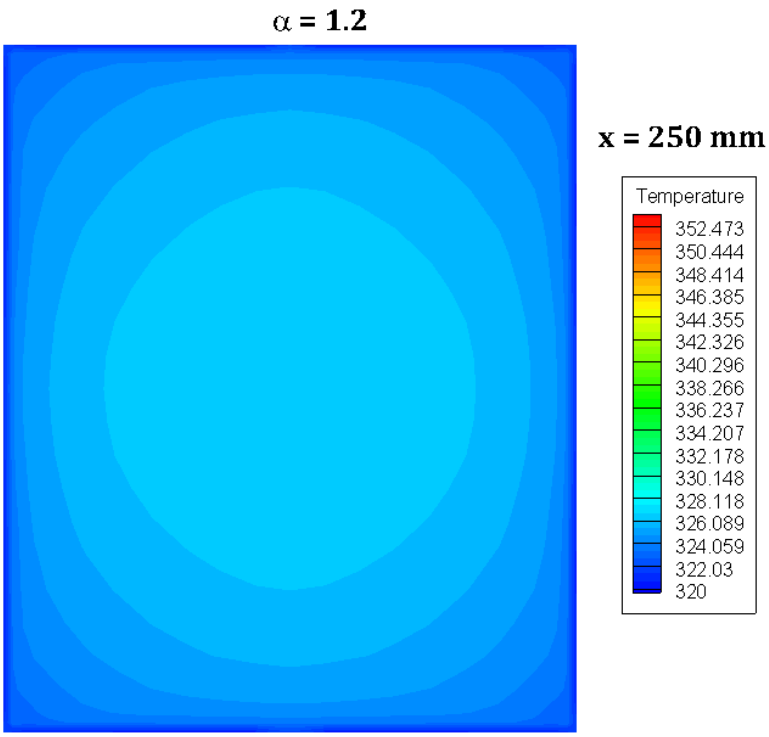


شکل ۱۹-۵: کانتور دما در مقطع عرضی در فاصله ۱۵۰ میلی‌متری از ورودی میکروکانالِ با نسبت منظری ۱/۲

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

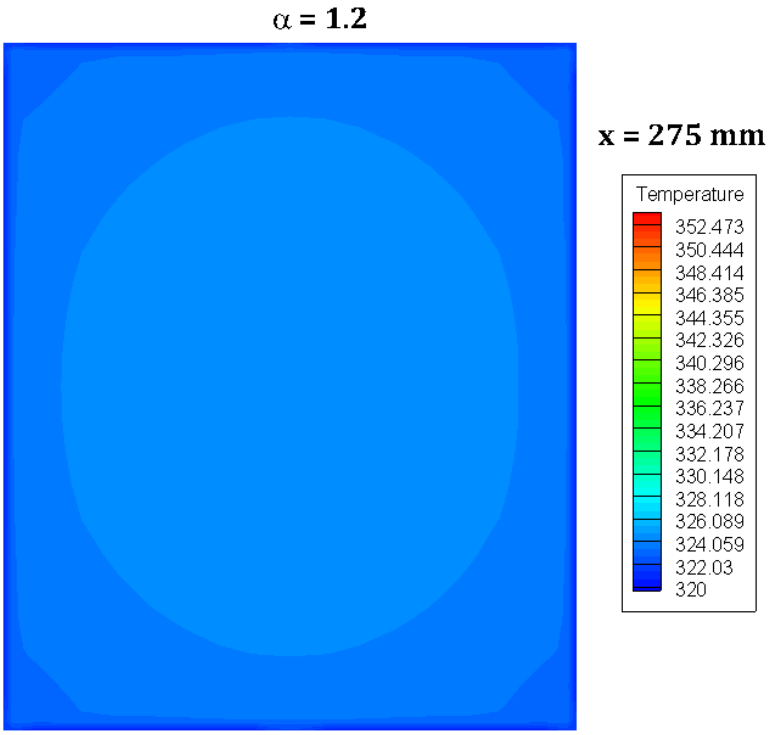


شکل ۲۰-۵: کانتور دما در مقطع عرضی در فاصله ۲۰۰ میلی‌متری از ورودی میکروکانالِ با نسبت منظری ۱/۲

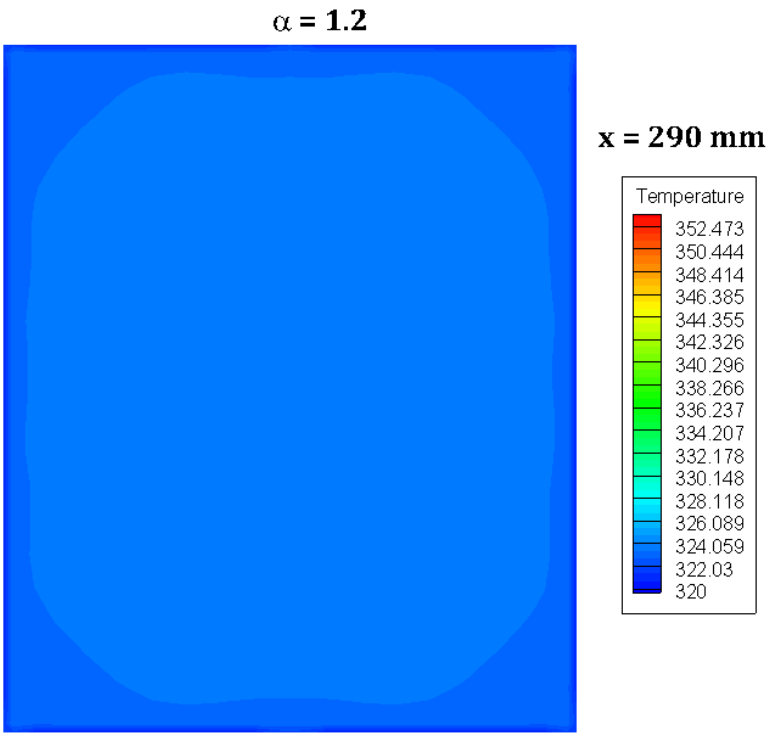


شکل ۲۱-۵: کانتور دما در مقطع عرضی در فاصله ۲۵۰ میلی‌متری از ورودی میکروکانالِ با نسبت منظری ۱/۲

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

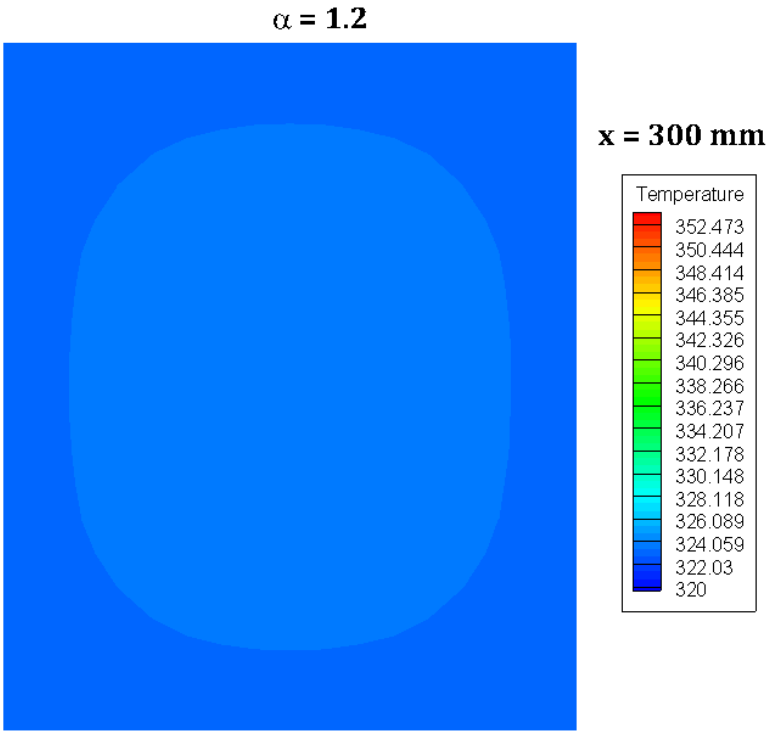


شکل ۲۲-۵: کانتور دما در مقطع عرضی در فاصله ۲۷۵ میلی‌متری از ورودی میکروکانالِ با نسبت منظری ۱/۲

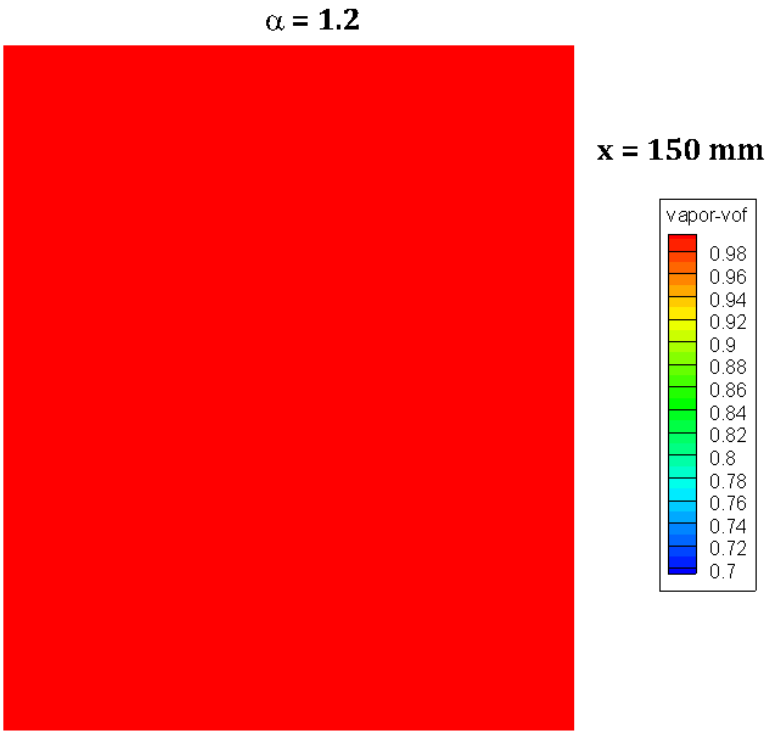


شکل ۲۳-۵: کانتور دما در مقطع عرضی در فاصله ۲۹۰ میلی‌متری از ورودی میکروکانالِ با نسبت منظری ۱/۲

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

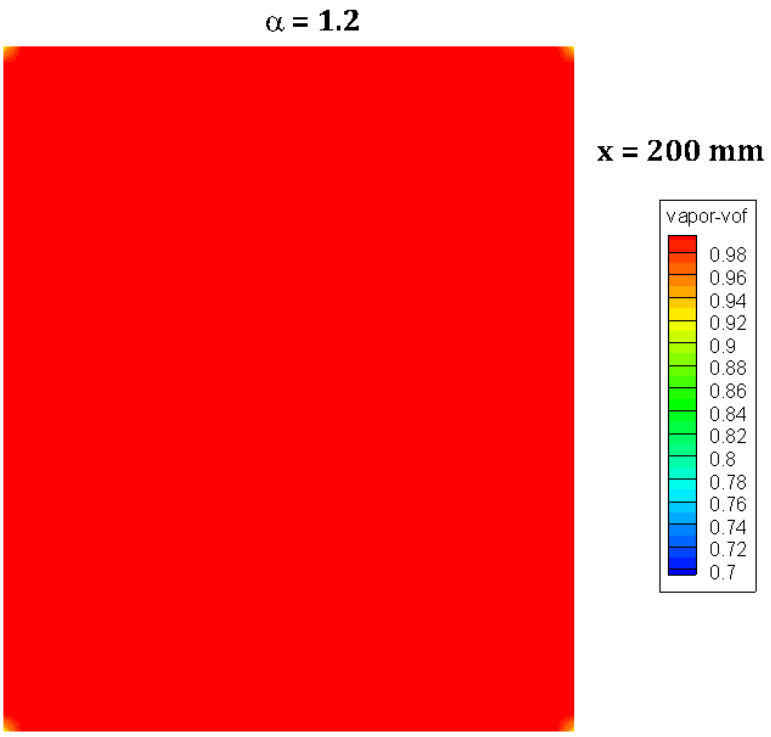


شکل ۲۴-۵: کانتور دما در مقطع عرضی در فاصله ۳۰۰ میلی‌متری از ورودی میکروکانالِ با نسبت منظری ۱/۲

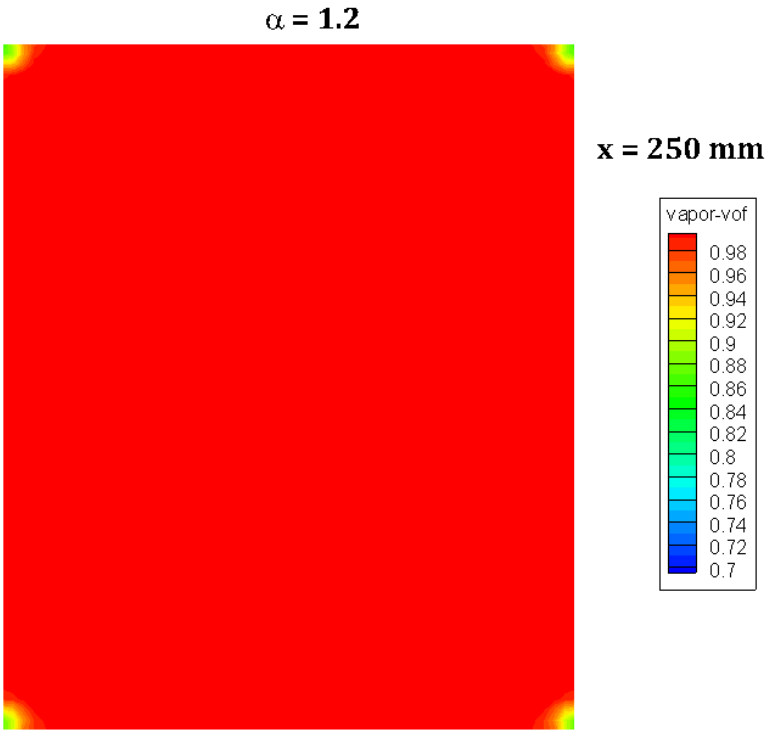


شکل ۲۵-۵: کانتور کسرحجمی بخار در مقطع عرضی در فاصله ۱۵۰ میلی‌متری از ورودی میکروکانالِ با نسبت منظری ۱/۲

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

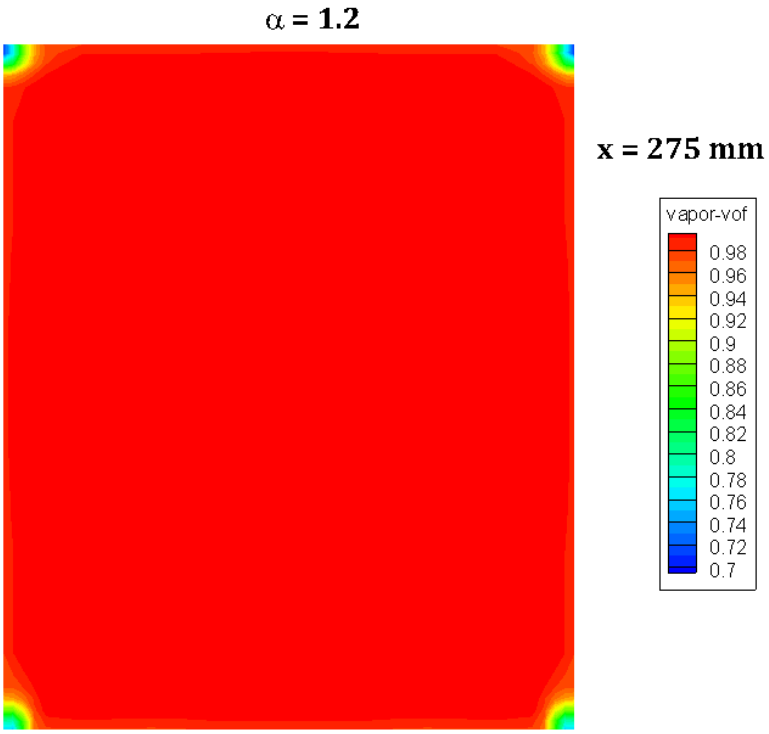


شکل ۲۶-۵: کانتور کسرحجمی بخار در مقطع عرضی در فاصله ۲۰۰ میلی‌متری از ورودی میکروکانالِ با نسبت منظری ۱/۲

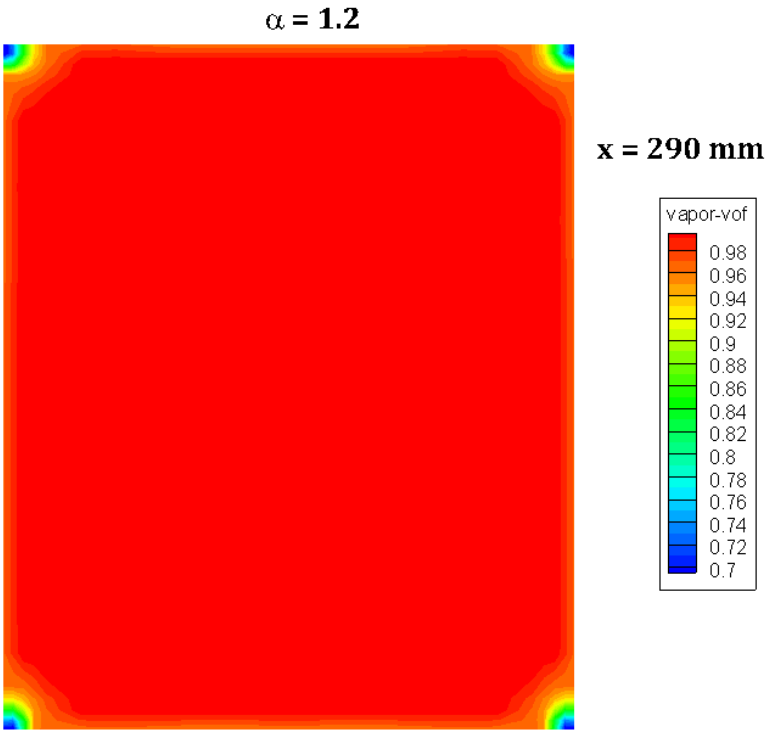


شکل ۲۷-۵: کانتور کسرحجمی بخار در مقطع عرضی در فاصله ۲۵۰ میلی‌متری از ورودی میکروکانالِ با نسبت منظری ۱/۲

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

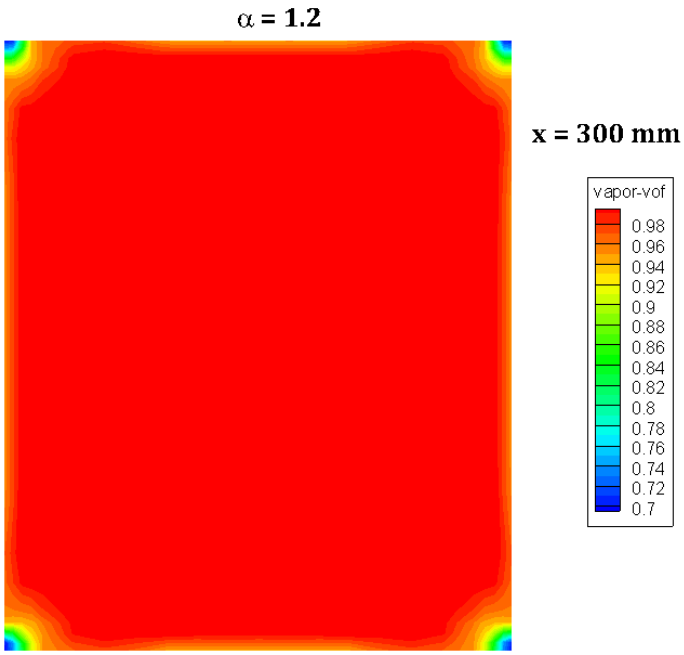


شکل ۲۸-۵: کانتور کسرحجمی بخار در مقطع عرضی در فاصله ۲۷۵ میلی‌متری از ورودی میکروکانالِ با نسبت منظری ۱/۲

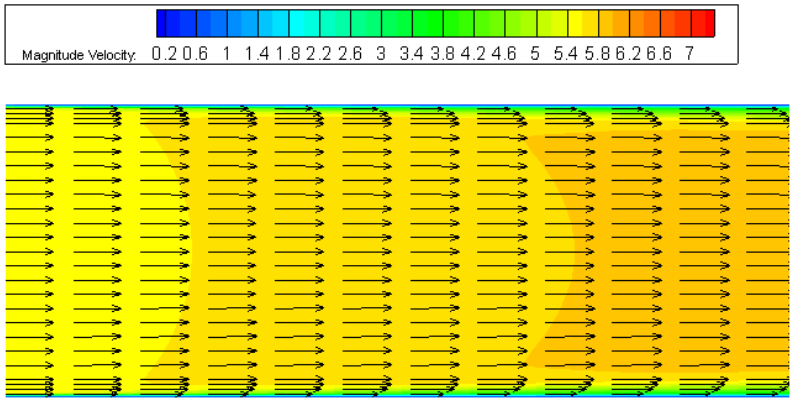


شکل ۲۹-۵: کانتور کسرحجمی بخار در مقطع عرضی در فاصله ۲۹۰ میلی‌متری از ورودی میکروکانالِ با نسبت منظری ۱/۲

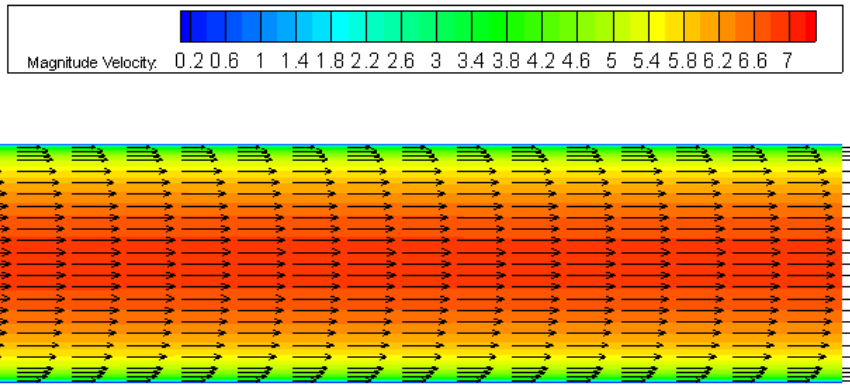
DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۳۰-۵: کانتور کسرحجمی بخار در مقطع عرضی در فاصله ۳۰۰ میلی‌متری از ورودی میکروکانالِ با نسبت منظری ۱/۲



شکل ۳۱-۵: کانتور سرعت و بردار سرعت در صفحه میانی میکروکانال در بخش ورودی (میکروکانال با نسبت منظری ۱/۲)



شکل ۳۲-۵: کانتور سرعت و بردار سرعت در صفحه میانی میکروکانال در بخش خروجی (میکروکانال با نسبت منظری ۱/۲)

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

۵. ۵. ۲ بررسی عددی طول کل مسیر به منظور تعیین تعداد بافل مورد نیاز

یکی از پارامترهای مهم در ساخت و مدل‌سازی مبدل‌های حرارتی میکروکانال، تعداد مسیر مورد نیاز در مبدل حرارتی است. دو راهکار برای بررسی تعداد مسیرهای مبدل حرارتی میکروکانال وجود دارد، یک راهکار مدل کردن لوله‌های جانبی و میکروکانال و بررسی تعداد مسیر مبتنی بر تعداد بافل است و راهکار دوم که ساده‌تر است، مدل‌سازی یک لوله میکروکانال با طول کل مسیر و صرفنظر کردن از مسیر لوله جانبی است. به همین دلیل در این پژوهش از راهکار دوم استفاده شده است. در این فصل یک میکروکانال ۱۸۰ سانتی‌متری با نسبت منظری ۱/۲ انتخاب شده است و با تحلیل دوفازی در شار حرارتی‌های مختلف، میزان تاثیر مسیر در چگالش مبرد مورد بررسی قرار گرفته است.

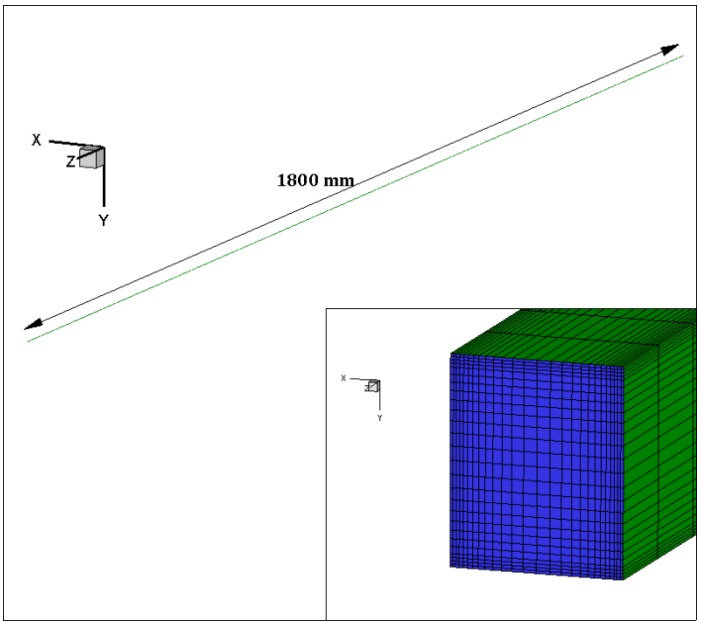
۵. ۵. ۲. ۱ مدل هندسی

با توجه به این‌که عرض کوچک‌ترین مبدل حرارتی شرکت سانهوا حدود ۳۰ سانتی‌متر است و ۶ مسیر دارد. به همین دلیل طول میکروکانال ۱۸۰ سانتی‌متر در نظر گرفته شده است که معادل ۶ مسیر ۳۰ سانتی‌متری است و نسبت منظری میکروکانال نیز ۱/۲ است. ابعاد میکروکانال در جدول ۹-۵ آورده شده است.

جدول ۹-۵: ابعاد میکروکانال استفاده شده

نسبت منظری $\alpha = a/b$	ارتفاع کانال $mm\ (a)$	عرض کانال $mm\ (b)$	طول کانال (mm)	قطر هیدرولیکی (mm)
۱/۲	۰/۷۳۸۵	۰/۶۱۵۱	۱۸۰۰	۰/۶۷۱

شکل ۳۳-۵ نمای کلی از این میکروکانال و شبکه در نزدیک ورودی میکروکانال را نشان می‌دهد. لایه مرزی ایجاد شده در این شکل به‌خوبی مشخص است. مقدار y^+ در تحلیل‌ها حدود ۷ به‌دست آمد که با توجه به مدل آشفتگی انتخابی، مقدار مناسبی است.



شکل ۳۳-۵: نمای کلی از میکروکانال با طول ۱۸۰ سانتی‌متر و بزرگنمایی شبکه در نزدیک ورودی میکروکانال

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

۵. ۵. ۲. ۲ تعیین شرایط مرزی و خصوصیات مبرد

شرایط و خصوصیات کلی تحلیل عددی مشابه بخش ۵. ۵. ۱. ۲ است.

۵. ۵. ۲. ۳ ارایه نتایج

برای مقایسه نتایج، عدد ناسلت بر روی دیواره میکروکانال محاسبه شده است و نتایج این پارامتر برای میکروکانال‌های با نسبت منظری مختلف مقایسه شده است. عدد ناسلت به‌صورت زیر محاسبه شده است:

$$Nu = \frac{D}{k_f}\frac{q''}{(T_{w,avg} - T_{f,avg})} \quad (۵-۵۶)$$

که q'' شار حرارتی، D قطر هیدرولیکی، k_f هدایت گرمایی سیال، $T_{w,avg}$ متوسط دمای دیواره و $T_{f,avg}$ متوسط دمای کل سیال است..

به منظور بررسی شرایط چگالش در یک میکروکانال با طول کلی ۱۸۰ سانتی‌متر که معادل با ۶ مسیر ۳۰ سانتی‌متری است، این میکروکانال با شار حرارتی مختلف تحلیل شده است و اثر چگالش در این میکروکانال مورد ارزیابی قرار گرفته است. شار حرارتی اعمالی به دیواره به ترتیب ۴۴۰۰، ۶۰۰۰، ۷۰۰۰، ۸۵۰۰ و ۹۵۰۰ وات بر مترمربع در نظر گرفته شده است. شکل ۳۴-۵ تغییرات حجم کسری بخار در مقاطع مختلف در طول میکروکانال را در شارهای حرارتی مختلف نشان می‌دهد. همان‌طور که از شکل مشخص است، اگر شار حرارتی روی دیواره ۹۵۰۰، ۸۵۰۰ و ۷۰۰۰ وات بر مترمربع باشد، به ترتیب در طول حدود ۱۲۰۰، ۱۳۵۰ و ۱۷۰۰ میلی‌متری، گاز مبرد به طور کامل تبدیل به مایع شده است و چگالش کامل رخ داده است. با کاهش بیشتر شار حرارتی متوجه می‌شویم شار حرارتی کمتر از ۷۰۰۰ وات بر مترمربع تقریبا قادر به چگالش کامل گاز مبرد نیست. شکل ۳۵-۵ تغییرات دما در طول کانال را نشان می‌دهد. با توجه به این‌که فرآیند چگالش یک فرآیند دما ثابت است بنابراین توقع داریم هنگامی که چگالش رخ می‌دهد دما در طول کانال ثابت بماند و بعد از تکمیل فرآیند چگالش افت بیشتر دما را داشته باشیم. همان‌طور که از شکل ۳۵-۵ مشخص است، فرآیند دما ثابت در هر یک از شارهای حرارتی اعمالی به دیوار دیده می‌شود. برای شارهای کمتر از ۷۰۰۰ وات بر مترمربع روند دما ثابت تا انتهای میکروکانال ادامه دارد که نشان ار عدم چگالش کامل در طول میکروکانال دارد.

شکل ۳۶-۵ تغییرات چگالی در طول میکروکانال را نشان می‌دهد. همان‌طور که توقع داریم باید با شروع روند چگالش به تدریج چگالی سیال افزایش یابد و این روند افزایشی تا تبدیل کامل مبرد به مایع ادامه یابد و سپس چگالی ثابت بماند. این روند در این شکل به وضوح مشخص است.

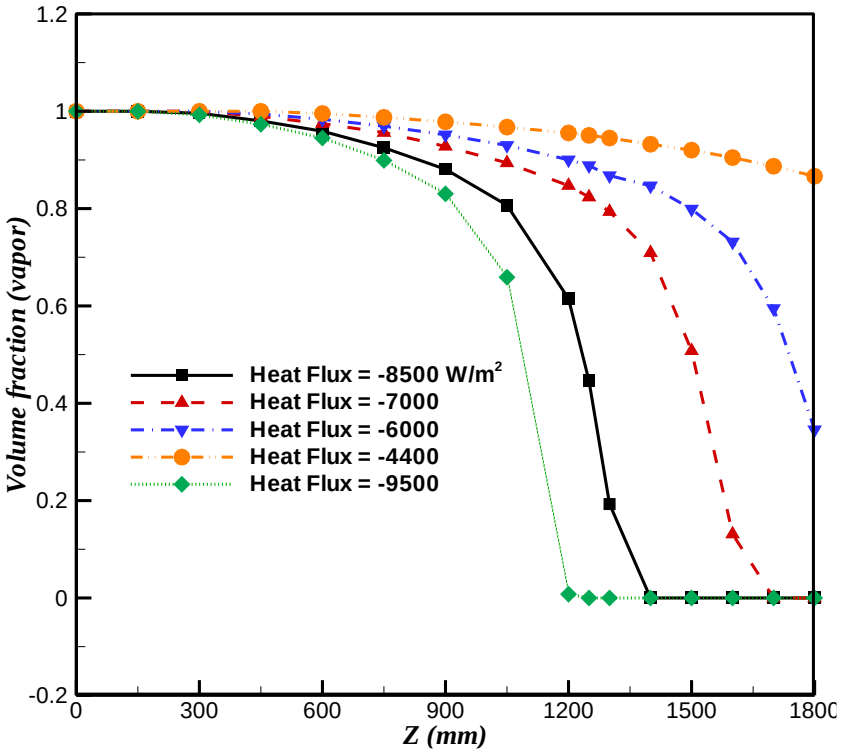
شکل ۳۷-۵ برای دو حالاتی که چگالش کامل در طول میکروکانال رخ می‌دهد (شار حرارتی روی دیواره ۹۵۰۰ و ۸۵۰۰ وات بر مترمربع) تغییرات فشار در طول میکروکانال را نشان می‌دهد. افت فشار در طول میکروکانال برای شارهای ۹۵۰۰ و ۸۵۰۰ وات بر مترمربعی به ترتیب ۵۴۱۰۷ و ۵۷۷۳۳ پاسکال است. همان‌طور که مشخص است افت فشار در طول میکروکانال را تقریبا ثابت در نظر گرفت.

شکل ۳۸-۵ کانتور دما در صفحه میانی میکروکانال را نشان می‌دهد. شکل ۳۹-۵ تا شکل ۴۳-۵ کانتور کسر حجمی بخار را در مقاطع مختلف در طول میکروکانال نشان می‌دهد. همان‌طور که مشخص است با حرکت به سمت انتهای

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

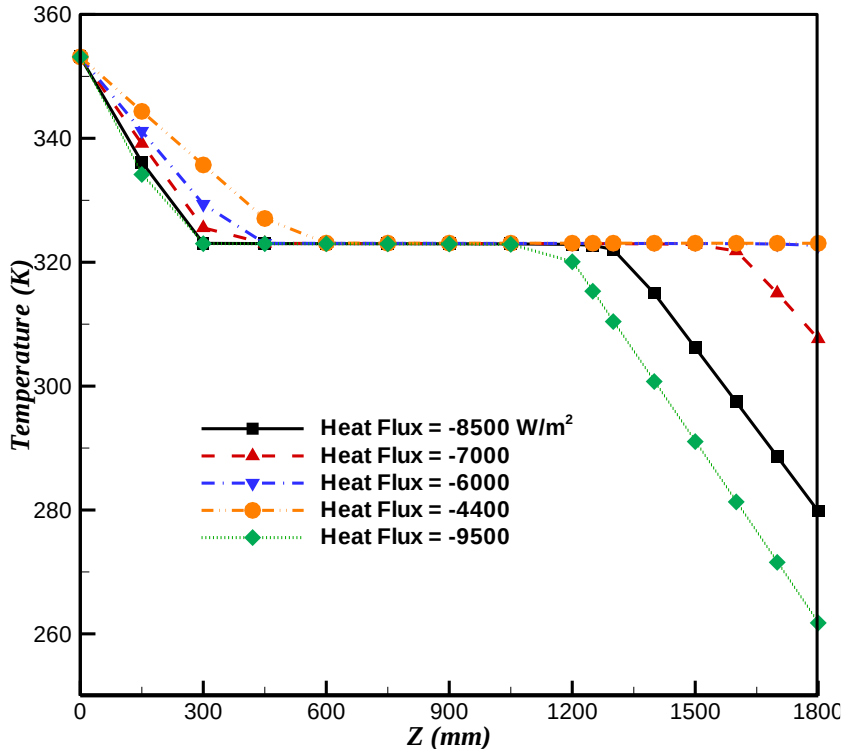
میکروکانال چگالش در مقاطع میکروکانال رخ می‌دهد. لازم به ذکر است که با افزایش چگالش به دلیل اعمال گرانش در تحلیل، چگالش از عدم تقارن در قسمت بالا و پایین میکروکانال برخوردار است.

روند همگرایی به صورت نوعی برای یک شار حرارتی که شامل متوسط دمای دیواره، متوسط دمای سیال، اختلاف دبی ورودی و خروجی و کسر حجمی گاز در مقاطع مختلف است به ترتیب در شکل ۴۴-۵ تا شکل ۴۹-۵ نشان داده شده است.

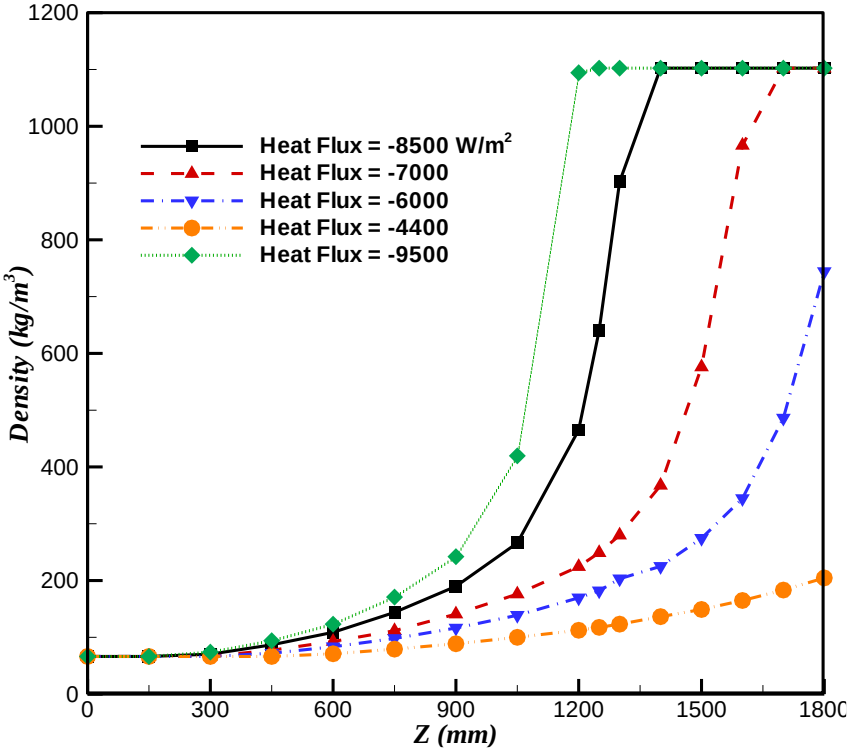


شکل ۳۴-۵: تغییرات کسر حجمی بخار در صفحات مختلف در طول میکروکانال در شارهای حرارتی مختلف

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

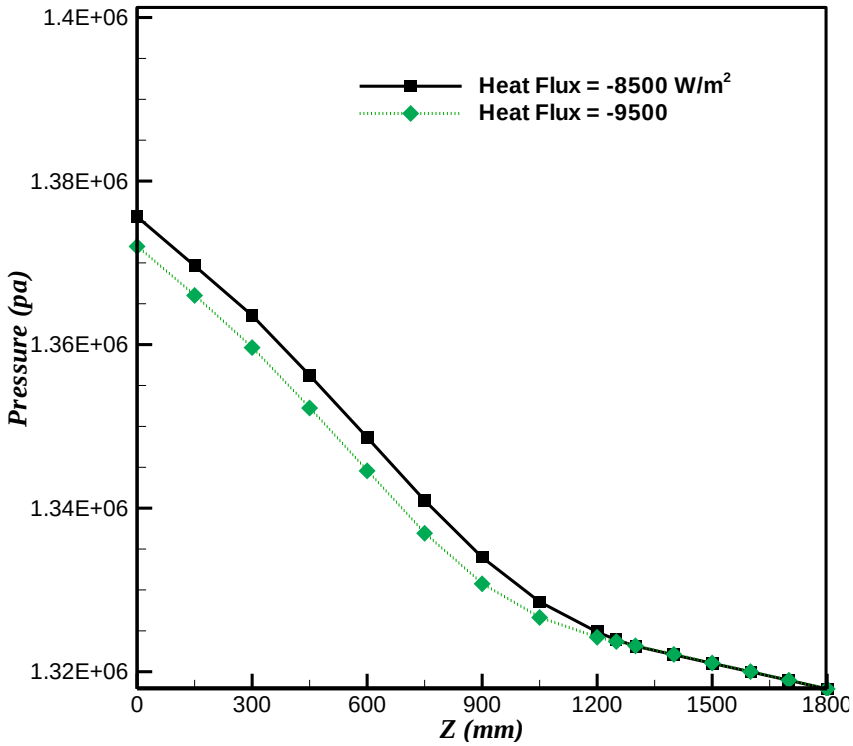


شکل ۳۵-۵: تغییرات دما در صفحات مختلف در طول میکروکانال در شارهای حرارتی مختلف

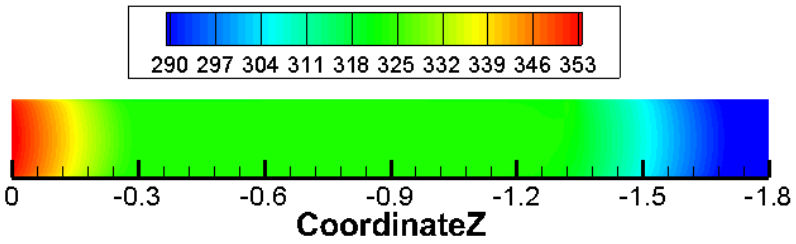


شکل ۳۶-۵: تغییرات چگالی در صفحات مختلف در طول میکروکانال در شارهای حرارتی مختلف

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

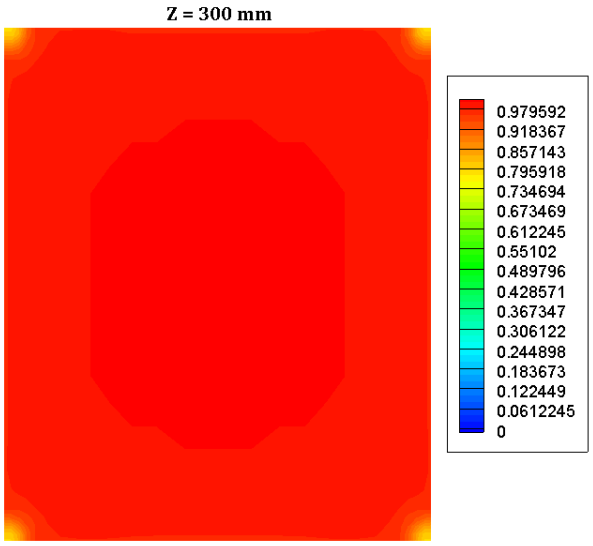


شکل ۳۷-۵: تغییرات فشار در صفحات مختلف در طول میکروکانال در شارهای حرارتی مختلف

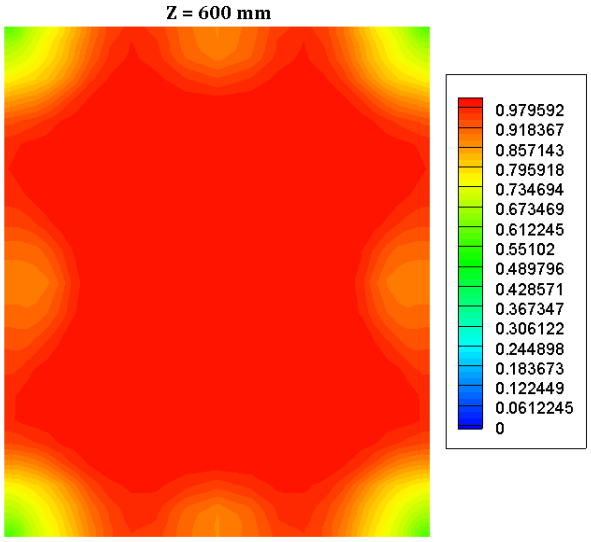


شکل ۳۸-۵: کانتور دما در صفحه میانی میکروکانال در راستای طولی

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

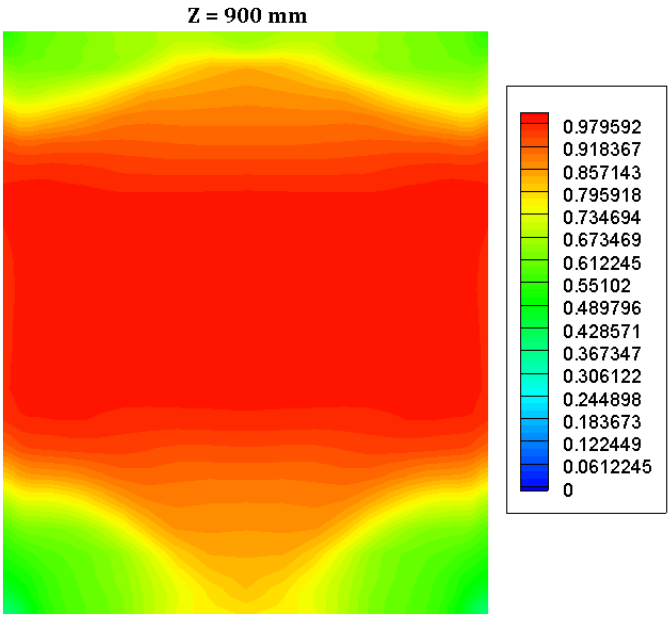


شکل ۳۹-۵: کانتور کسر حجمی بخار در صفحه با فاصله ۳۰۰ میلی‌متری از ورودی میکروکانال

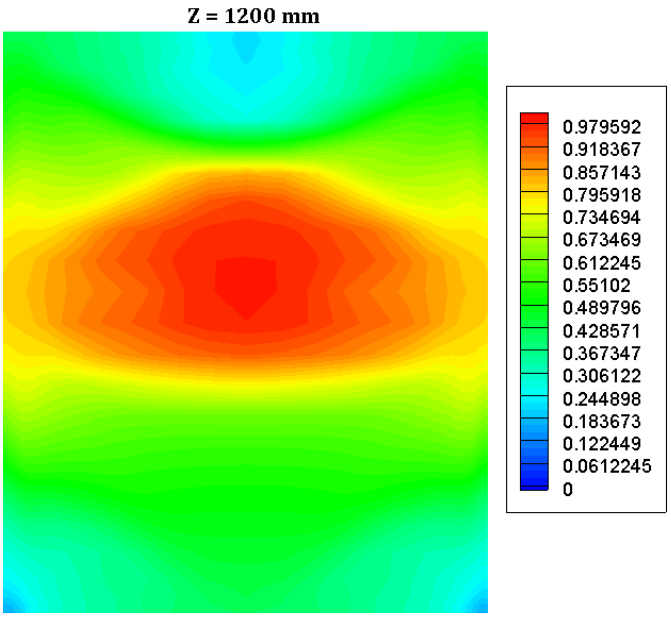


شکل ۴۰-۵: کانتور کسر حجمی بخار در صفحه با فاصله ۶۰۰ میلی‌متری از ورودی میکروکانال

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

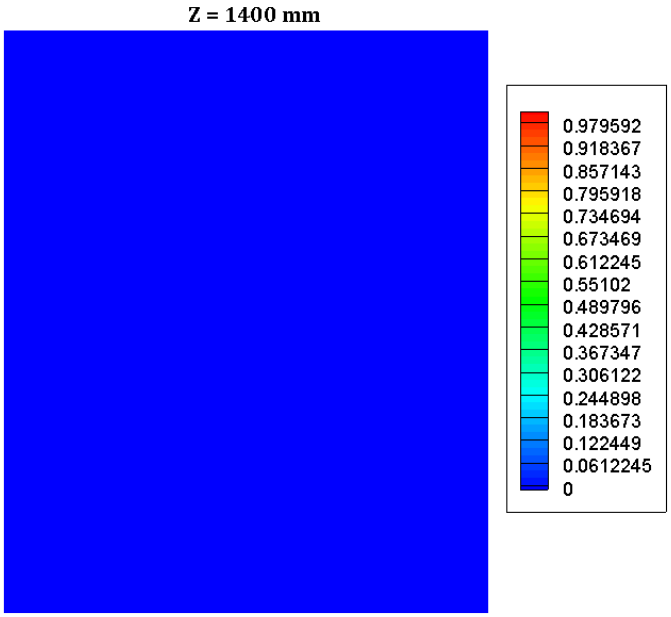


شکل ۴۱-۵: کانتور کسر حجمی بخار در صفحه با فاصله ۹۰۰ میلی‌متری از ورودی میکروکانال

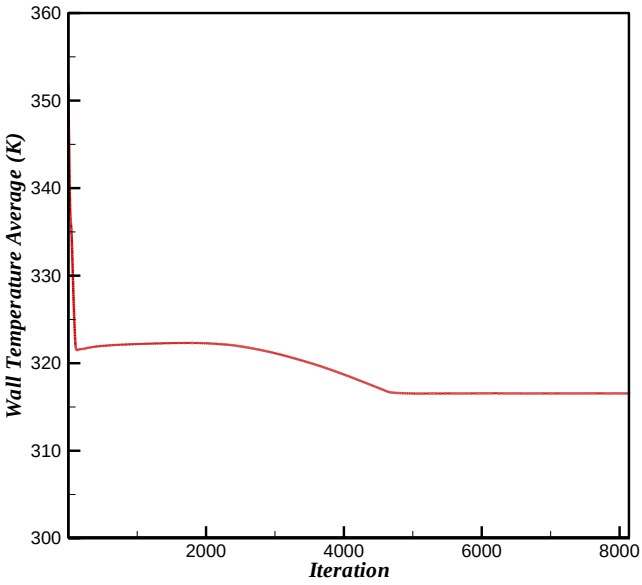


شکل ۴۲-۵: کانتور کسر حجمی بخار در صفحه با فاصله ۱۲۰۰ میلی‌متری از ورودی میکروکانال

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

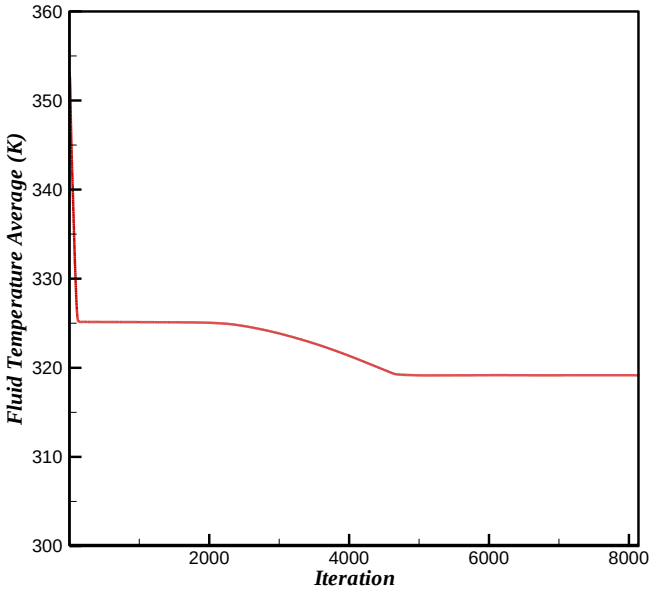


شکل ۴۳-۵: کانتور کسر حجمی بخار در صفحه با فاصله ۱۴۰۰ میلی‌متری از ورودی میکروکانال

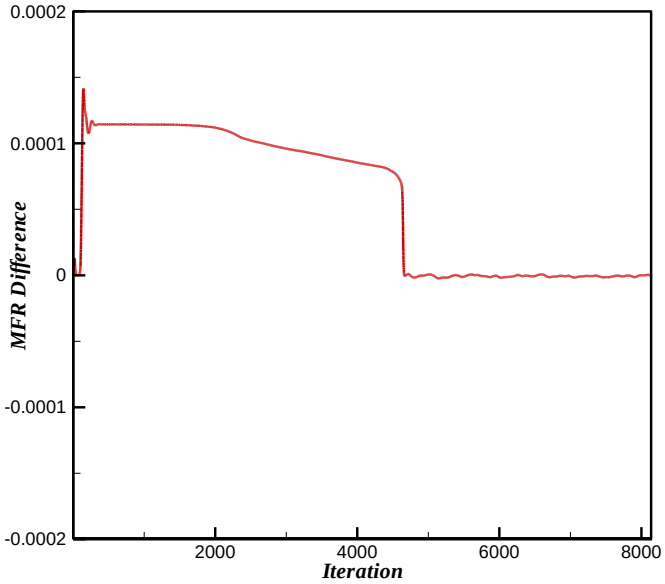


شکل ۴۴-۵: روند همگرایی متوسط دمای دیواره

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

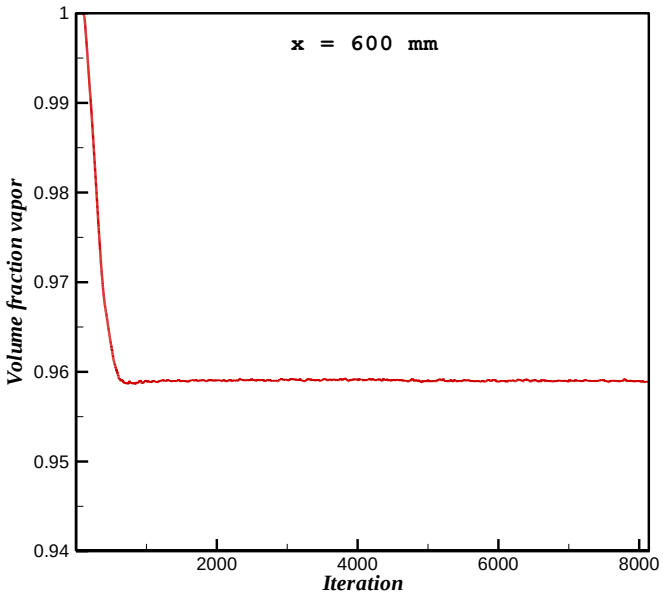


شکل ۴۵-۵: روند همگرایی متوسط دمای سیال

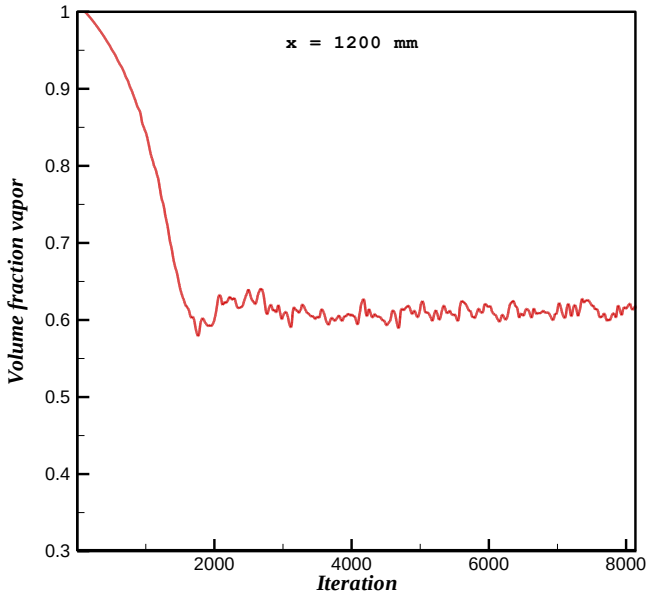


شکل ۴۶-۵: روند همگرایی اختلاف دبی جریان ورودی و خروجی

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

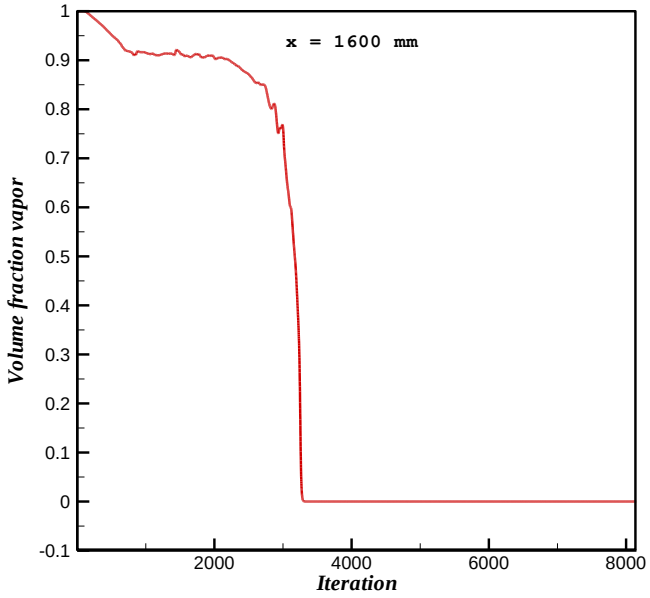


شکل ۴۷-۵: روند همگرایی کسر حجمی گاز در فاصله ۶۰۰ میلی‌متری از ورودی



شکل ۴۸-۵: روند همگرایی کسر حجمی بخار در فاصله ۱۲۰۰ میلی‌متری از ورودی

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۴۹-۵: روند همگرایی کسر حجمی بخار در فاصله ۱۶۰۰ میلی‌متری از ورودی

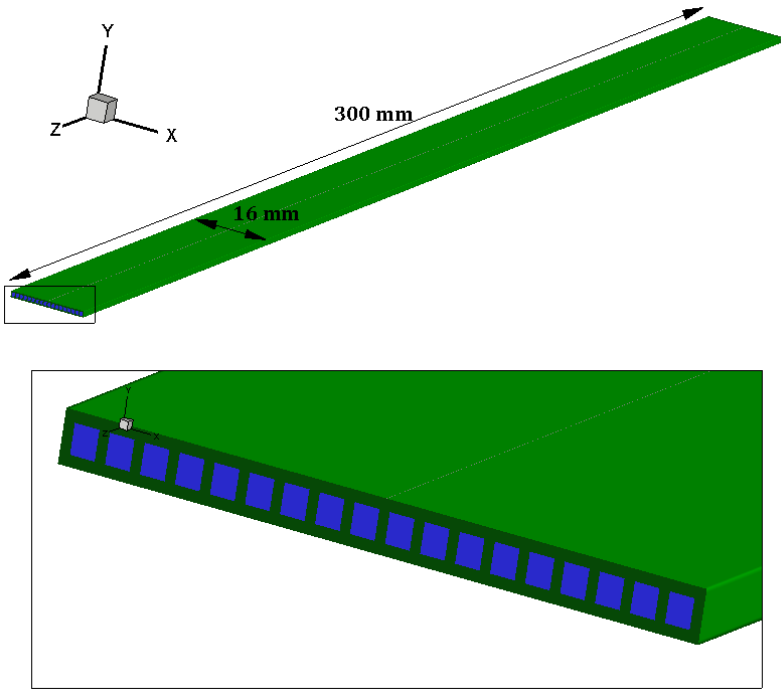
۵. ۵. ۳ تحلیل عددی دوفازی لوله میکروکانال با تعداد میکروکانال مختلف

یکی از پارامترهای مهم دیگر در مبدل‌های حرارتی میکروکانال، تعداد میکروکانال‌های موجود در هر لوله میکروکانال است. با توجه به این‌که مبرد در میکروکانال جریان دارد بنابراین تعداد این میکروکانال‌ها می‌تواند در انتقال حرارت تاثیر داشته باشد. همچنین این پارامتر به نحوی ضخامت بین میکروکانال‌های را نیز بررسی می‌کند. برای این منظور یک لوله میکروکانال با عرض ۱۶ میلی‌متر را در نظر گرفته شده است و این لوله در حالتی که دارای ۱۵، ۱۶، ۱۷، ۱۸ و ۱۹ میکروکانال است، تحلیل می‌شود. شرایط حاکم بر تحلیل مشابه بخش‌های قبلی است. با توجه به شار حرارتی W/m^2 ۸۵۰۰- اعمالی بر مرز بیرونی، عدد ناسلت در هر لوله میکروکانال محاسبه شده است تا تاثیر تعداد میکروکانال در انتقال حرارت مشخص شود.

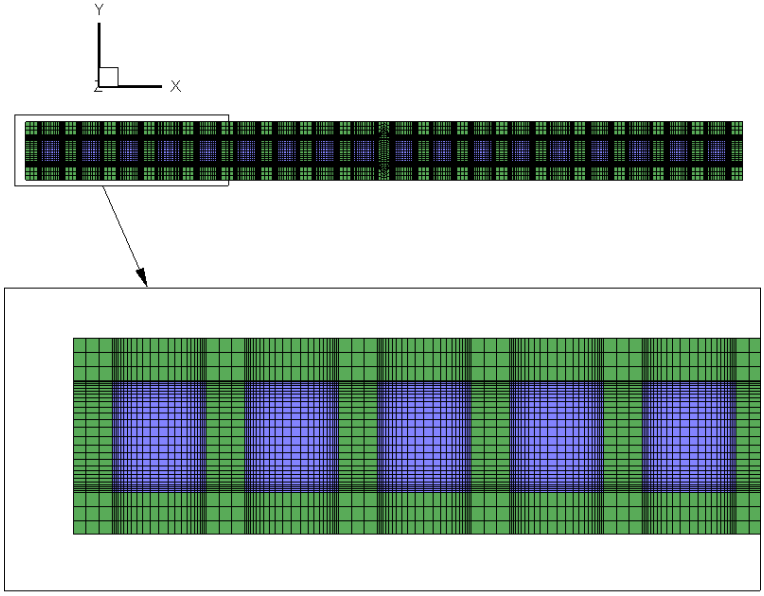
۵. ۵. ۳. ۱ مدل هندسی

برای تحلیل تعداد میکروکانال مختلف در هر لوله میکروکانال، طول لوله میکروکانال ۳۰ سانتی‌متر و نسبت منظری میکروکانال نیز ۱/۲ در نظر گرفته شده است. شکل ۵۰-۵ نمای کلی از این میکروکانال و شبکه در نزدیک ورودی میکروکانال را نشان می‌دهد. لایه مرزی ایجاد شده در این شکل به‌خوبی مشخص است. مقدار y^+ در تحلیل‌ها حدود ۸ به‌دست آمد که با توجه به مدل آشفتگی انتخابی، مقدار مناسبی است. شبکه ایجاد شده در بخش ورودی میکروکانال و ناحیه جامد اطراف آن در شکل ۵۱-۵ نشان داده شده است. شکل ۵۲-۵ نمایی از ورودی میکروکانال با تعداد ۱۵، ۱۶، ۱۷، ۱۸ و ۱۹ میکروکانال را نشان می‌دهد.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

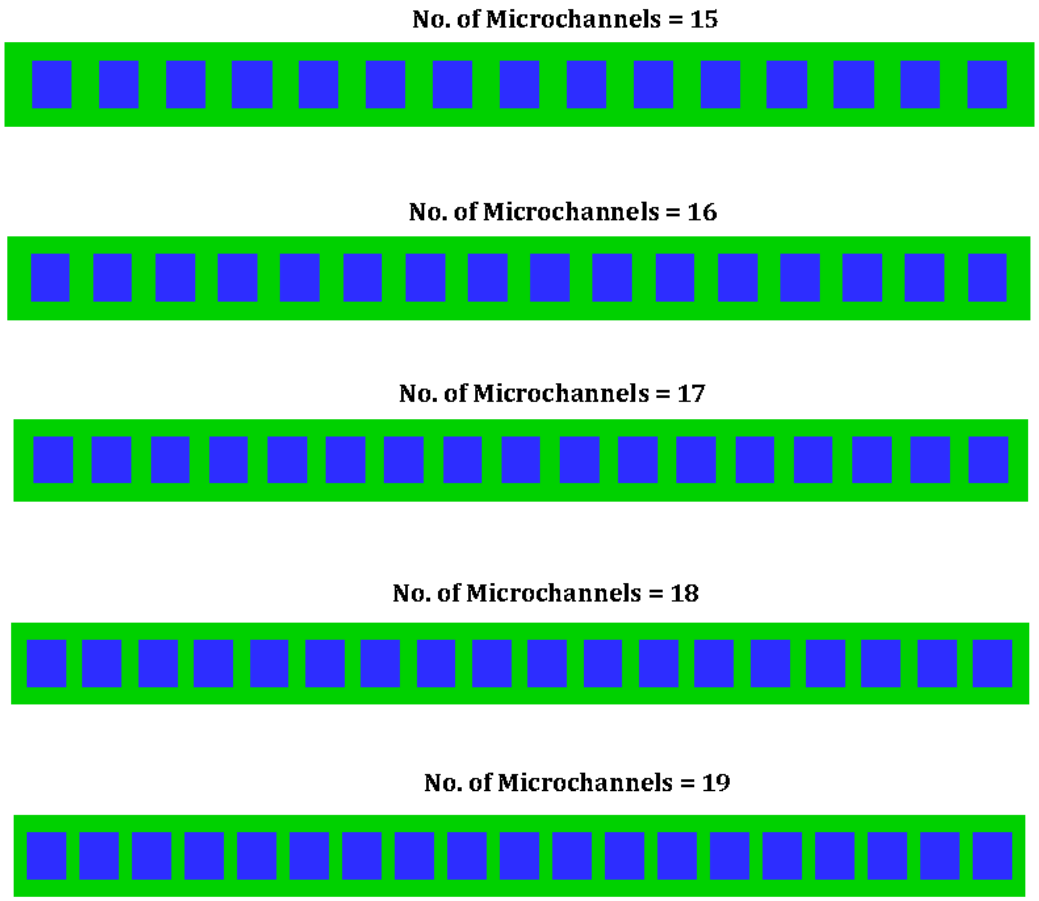


شکل ۵۰-۵: نمای کلی از لوله میکروکانال و میکروکانال‌های آن و بزرگنمایی شبکه در نزدیک ورودی میکروکانال



شکل ۵۱-۵: نمایی از شبکه ایجاد شده در ورودی میکروکانال‌ها و ناحیه جامد اطراف آن در نمای بزرگنمایی شده از آن

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۵۲-۵: نمایی از ورودی لوله میکروکانال با تعداد میکروکانال‌های مختلف

۵. ۵. ۳. ۲ ارایه نتایج

نتایج در این بخش در دو حالت ارایه شده است. حالت اول بدین صورت است که سرعت جریان در ورودی هر میکروکانال ثابت در نظر گرفته شود. این حالت باعث می‌شود که با افزایش تعداد میکروکانال‌ها، دبی جرمی بیشتری در کل لوله میکروکانال جریان داشته باشد. حالت دوم حالتی که است که دبی در کل میکروکانال ثابت در نظر گرفته شود و در نتیجه با افزایش تعداد میکروکانال‌ها سرعت جریان ورودی در هر میکروکانال کاهش می‌یابد. در حقیقت حالت واقعیِ جریان حالت دوم است که میزان دبی جریان ورودی به کندانسور ثابت است و در نتیجه با افزایش تعداد میکروکانال‌ها، سرعت ورودی به هر میکروکانال نسبت به حالتی که تعداد میکروکانال‌ها کمتر است، کاهش می‌یابد. جدول ۱۰-۵ مقدار عدد ناسلت به دست آمده از حالت اول را ارایه می‌دهد. با افزایش تعداد میکروکانال‌ها در هر لوله میکروکانال عدد ناسلت افزایش می‌یابد. روند تغییرات عدد ناسلت با تعداد میکروکانال برای این حالت در شکل ۵۳-۵ نشان داده شده است. همان‌طور که از شکل مشخص است تغییرات عدد ناسلت با تعداد میکروکانال به‌صورت خطی است. جدول ۱۱-۵ نیز تغییرات عدد ناسلت با تعداد میکروکانال را در حالت دوم نشان می‌دهد. در این حالت نیز با افزایش تعداد میکروکانال عدد ناسلت افزایش می‌یابد. روند تغییرات عدد ناسلت با تعداد میکروکانال در حالت دوم که دبی کل لوله میکروکانال ثابت در نظر گرفته شود، در شکل ۵۴-۵ نشان داده شده است. تغییرات عدد ناسلت با تعداد میکروکانال در این حالت نیز مشابه آنچه در حالت اول به‌دست آمد، خطی است. تفاوت اساسی حالت اول و دوم فقط

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

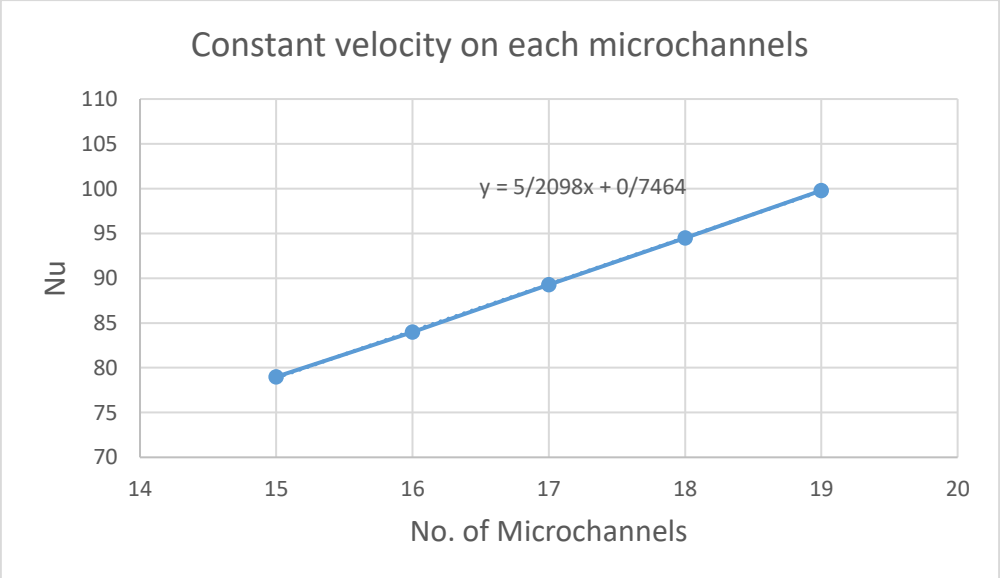
در شیب تغییرات است که در حالت دوم شیب افزایش عدد ناسلت با افزایش تعداد میکروکانال‌ها کمتر از حالت اول است. دلیل بررسی حالت دوم این است که جریان واقعی شبیه‌سازی شود و داده‌های دقیق‌تری به‌دست آید. حال آنکه در تحقیقات آکادمیک ممکن است اثر تعداد میکروکانال‌ها، مشابه حالت اول با سرعت ورودی ثابت در نظر گرفته شود و این کار سبب می‌شود داده‌ها و روند افزایش انتقال حرارت با تعداد میکروکانال‌ها به درستی تخمین زده نشود.

جدول ۱۰-۵: مقدار عدد ناسلت محاسبه شده برای لوله میکروکانال با تعداد میکروکانال مختلف با سرعت ثابت در ورودی هر میکروکانال

حالت	تعداد میکروکانال	Nu
۱	۱۵	۷۸/۹۹
۲	۱۶	۸۴/۰۰
۳	۱۷	۸۹/۲۸
۴	۱۸	۹۴/۵۰
۵	۱۹	۹۹/۷۸

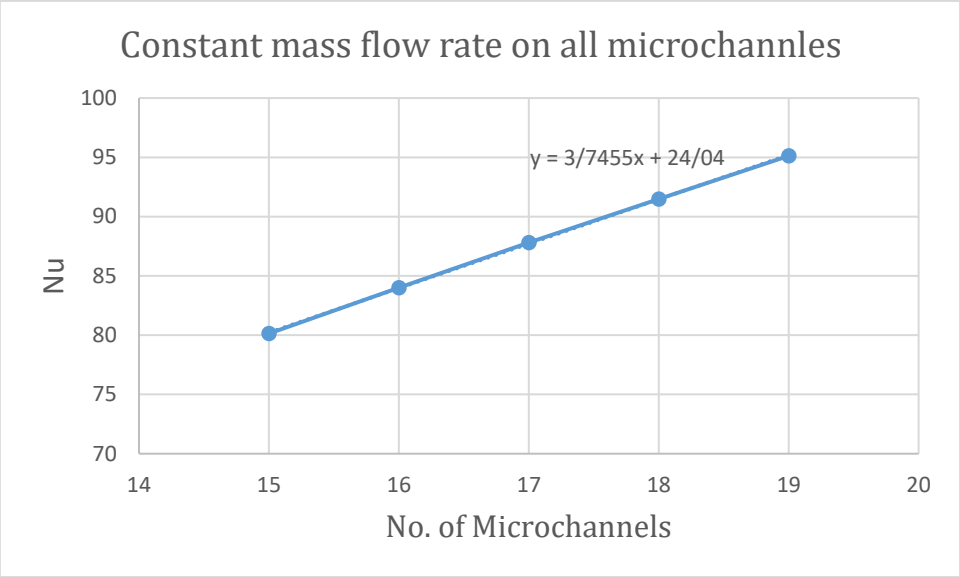
جدول ۱۱-۵: مقدار عدد ناسلت محاسبه شده برای لوله میکروکانال با تعداد میکروکانال مختلف با سرعت ثابت در دبی کل ورودی ثابت

حالت	تعداد میکروکانال	Nu
۱	۱۵	۸۰/۱۳
۲	۱۶	۸۴/۰۰
۳	۱۷	۸۷/۸۲
۴	۱۸	۹۱/۴۸
۵	۱۹	۹۵/۱۲



شکل ۵۳-۵: تغییرات عدد ناسلت با تعداد میکروکانال مختلف در حالتِ سرعت ثابت در هر میکروکانال

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۵۴-۵: تغییرات عدد ناسلت با تعداد میکروکانال مختلف در حالتِ دبی جرمی ثابت در کل میکروکانال‌ها

۵. ۵. ۴ تحلیل عددی دوفازیِ لوله میکروکانال با عرض لوله مختلف

یکی از پارامترهای مهم دیگر در مبدل‌های حرارتی میکروکانال، عرض لوله دارای میکروکانال است. برای این منظور لوله میکروکانال با عرض‌های مختلف مدل شده است. شرایط حاکم بر تحلیل مشابه بخش‌های قبلی است. با توجه به شار حرارتی W/m^2 ۸۵۰۰ از مرز بیرونی دفع می‌شود، عدد ناسلت در هر لوله میکروکانال محاسبه شده است تا تاثیر تعداد میکروکانال در انتقال حرارت مشخص شود.

۵. ۵. ۴. ۱ مدل هندسی

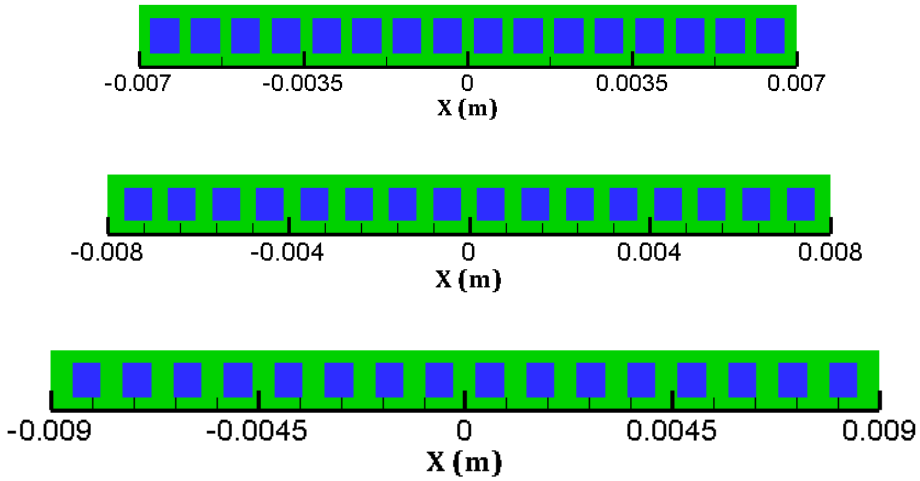
برای این منظور طول میکروکانال ۳۰ سانتی‌متر و نسبت منظری میکروکانال نیز ۱/۲ در نظر گرفته شده است. عرض لوله‌های میکروکانال ۱۴، ۱۶ و ۱۸ میلی‌متر در نظر گرفته شده است. هر لوله دارای ۱۶ میکروکانال است.

شکل ۵۵-۵ نمایی از هندسه لوله میکروکانال با عرض‌های مختلف ۱۴، ۱۶ و ۱۸ میلی‌متر و تعداد ۱۶ میکروکانال را نشان می‌دهد. مقدار y^+ در تحلیل‌ها حدود ۸ به‌دست آمده است.

۵. ۵. ۴. ۲ ارایه نتایج تحلیل برای عرض‌های مختلف لوله میکروکانال

تحلیل عددی برای سه حالت لوله میکروکانال با عرض ۱۴، ۱۶ و ۱۸ میلی‌متر انجام شد و نتایج برای حالت‌ها در جدول ۱۲-۵ ارایه شده است. همان‌طور که از جدول مشخص است هر چه عرض لوله میکروکانال کمتر است عدد ناسلت بیشتر است که بیانگر انتقال حرارت مناسب‌تر است. عرض لوله میکروکانال کمتر با تعداد میکروکانال یکسان بدان معناست که فاصله میکروکانال‌ها به یکدیکر نزدیک‌تر است و ضخامت بین دو میکروکانال کمتر است که این بدان معنا است که انتقال حرارت بیشتری می‌توان منتقل شود.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۵۵-۵: هندسه ورودی لوله میکروکانال با ۱۶ میکروکانال در عرض‌های مختلف ۱۴، ۱۶ و ۱۸ میلی‌متری

جدول ۱۲-۵: مقدار عدد ناسلت محاسبه شده برای لوله میکروکانال با عرض مختلف

حالت	عرض لوله میکروکانال (میلی‌متر)	Nu
۱	۱۴	۹۴/۹۸
۲	۱۶	۸۴/۰۰
۳	۱۸	۷۶/۱۱

۵. ۵. ۵ تحلیل عددی برای بررسی اثر قطر مانیفولد

یکی از پارامترهای موثر در ساخت و مدل‌سازی مبدل‌های حرارتی میکروکانال، قطر لوله جانبی است که به‌عنوان مانیفولد مبدل نیز شناخته می‌شود. گاز مبرد وارد مانیفولد مبدل حرارتی میکروکانال می‌شود و سپس در کانال‌های میکروکانال وارد می‌شود. در این بخش مانیفولد با قطر مختلف مورد تحلیل عددی قرار گرفته شده است تا تاثیر این پارامتر بر میزان انتقال حرارت مورد بررسی قرار گیرد.

۵. ۵. ۵. ۱ مدل هندسی

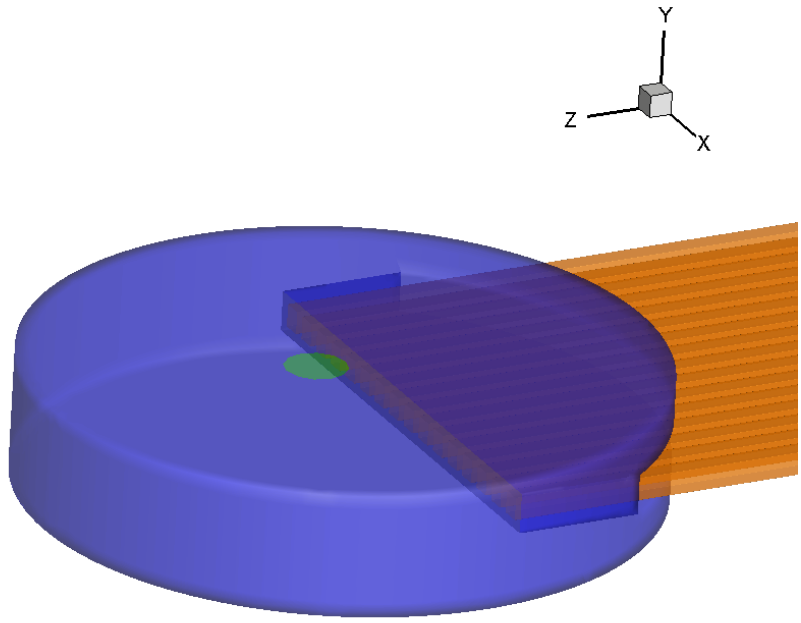
معمولا عرض لوله‌های میکروکانال مورد استفاده در سامانه‌های تهویه مطبوع ۱۶ میلی‌متر است و لوله‌های میکروکانال از دو طرف وارد مانیفولدهای جانبی موجود در مبدل حرارتی میکروکانال می‌شوند. بنابراین قطر مانیفولد باید بیشتر از عرض لوله‌های میکروکانال باشد. به همین دلیل در این بخش قطرهای ۲۰، ۲۵ و ۳۰ میلی‌متر برای مانیفولد انتخاب شده‌اند. ارتفاع مانیفولد نیز ۴ میلی‌متر در نظر گرفته شده است. ابعاد میکروکانال‌های موجود در مانیفولد در جدول ۱۳-۵ آورده شده است.

جدول ۱۳-۵: ابعاد میکروکانال استفاده شده

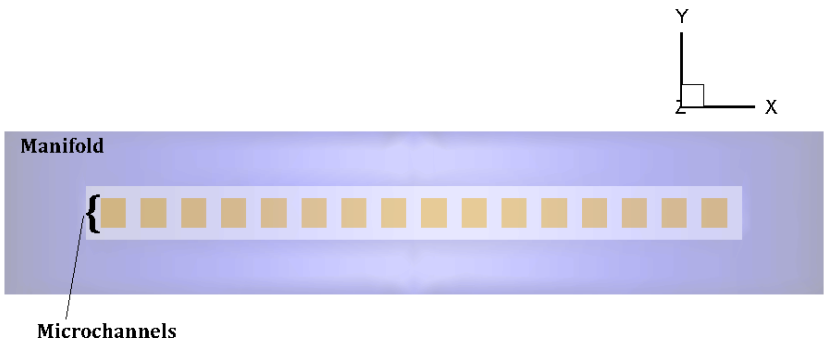
DOI: 10.30503/nripress.2020.283

نسبت منظری $\alpha = a/b$	ارتفاع کانال $mm\ (a)$	عرض کانال $mm\ (b)$	طول کانال (mm)	قطر هیدرولیکی (mm)
۱/۲	۰/۷۳۸۵	۰/۶۱۵۱	۳۰۰	۰/۶۷۱

شکل ۵-۵۶ نمای کلی از این لوله میکروکانال و مانیفولد آن‌را نشان می‌دهد. شکل ۵-۵۷ نیز نمایی از میکروکانال‌های قرار گرفته در مانیفولد ۲۰ میلی‌متری را نشان می‌دهد. شکل ۵-۵۸ نمایی از شبکه برروی مانیفولد با قطر ۲۰ میلی‌متری را نشان می‌دهد. شبکه ایجاد شده بر روی مانیفولد از نوع بی‌سازمان انتخاب شده است. شکل ۵-۵۹ شبکه بزرگنمایی شده در اطراف ورودی میکروکانال‌ها را نشان می‌دهد. شبکه در داخل میکروکانال‌ها از نوع باسازمان است. مقدار y^+ در تحلیل‌ها حدود ۷ به‌دست آمد که با توجه به مدل آشفتگی انتخابی، مقدار مناسبی است.

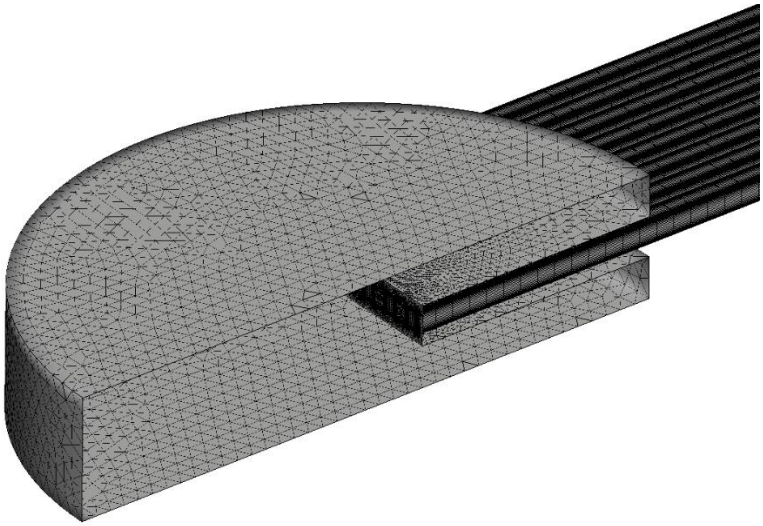


شکل ۵-۵۶: نمای کلی از مانیفولد و ۱۶ میکروکانال قرار گرفته در آن

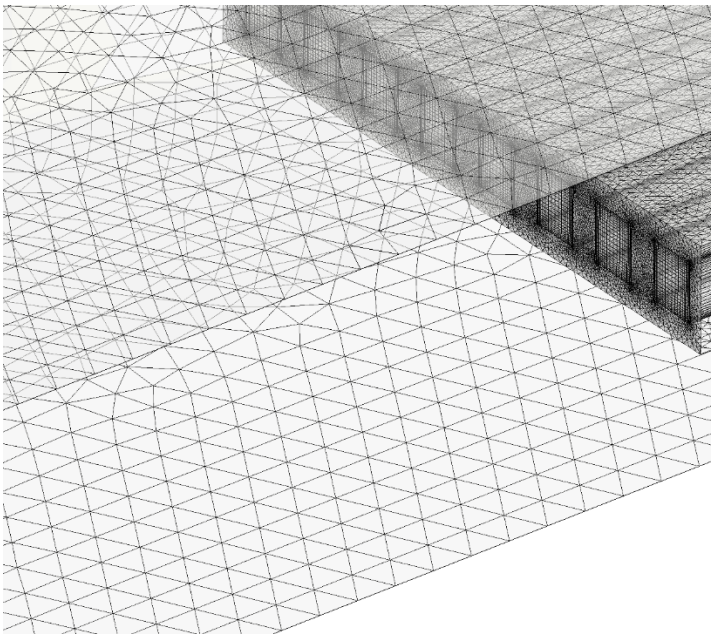


DOI: 10.30503/nripress.2020.283

شکل ۵۷-۵: نمایی از میکروکانال‌های قرار گرفته در مانیفولد با قطر ۲۰ میلی‌متر



شکل ۵۸-۵: نمایی از شبکه برروی مانیفولد با قطر ۲۰ میلی‌متری



شکل ۵۹-۵: نمایی از شبکه بزرگنمایی شده اطراف ورودی میکروکانال‌ها و روی مانیفولد

۵. ۵. ۵. ۲ تعیین شرایط مرزی و خصوصیات مبرد

شرایط و خصوصیات کلی تحلیل عددی مشابه بخش ۵. ۵. ۱. ۲ است.

۵. ۵. ۵. ۳ ارایه نتایج

برای مقایسه نتایج، عدد ناسلت بر روی دیواره میکروکانال محاسبه شده است و نتایج این پارامتر برای میکروکانال‌های با نسبت منظری مختلف مقایسه شده است. عدد ناسلت به‌صورت زیر محاسبه شده است:

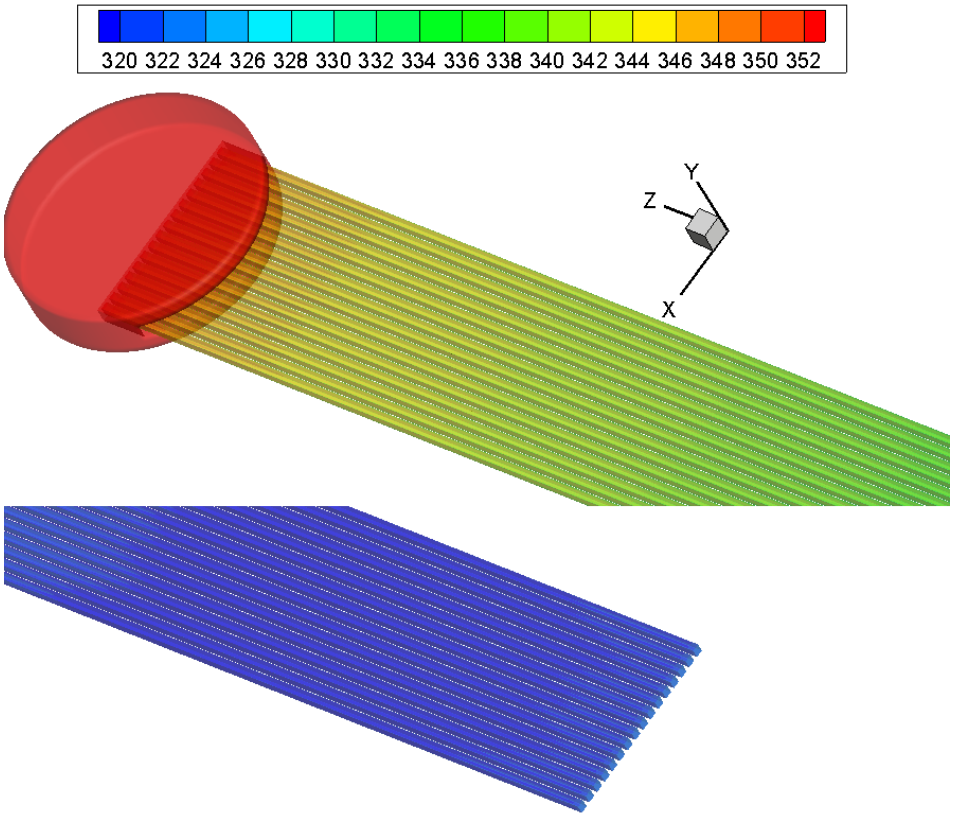
DOI: 10.30503/nripress.2020.283

$$Nu = \frac{D}{k_f}\frac{q''}{(T_{w,avg} - T_{f,avg})} \qquad (۵-۵۷)$$

که q'' شار حرارتی، D قطر هیدرولیکی، k_f هدایت گرمایی سیال، $T_{w,avg}$ متوسط دمای دیواره و $T_{f,avg}$ متوسط دمای کل سیال است. با توجه به رابطه فوق مقدار عدد ناسلت برای قطرهای مانیفولد ۲۰، ۲۵ و ۳۰ میلی‌متر محاسبه شده است و در جدول ۱۴-۵ آورده شده است. همان‌طور که از این جدول مشخص است، هر چه قطر مانیفولد کمتر باشد عدد ناسلت بیشتر است. شکل ۶۰-۵ کانتور دما در مانیفولد و ابتدا و انتهای (بخش پایینی شکل) میکروکانال‌ها را نشان می‌دهد. در این شکل، ۱۶ میکروکانال در مانیفولدی به قطر ۲۰ میلی‌متر قرار گرفته است.

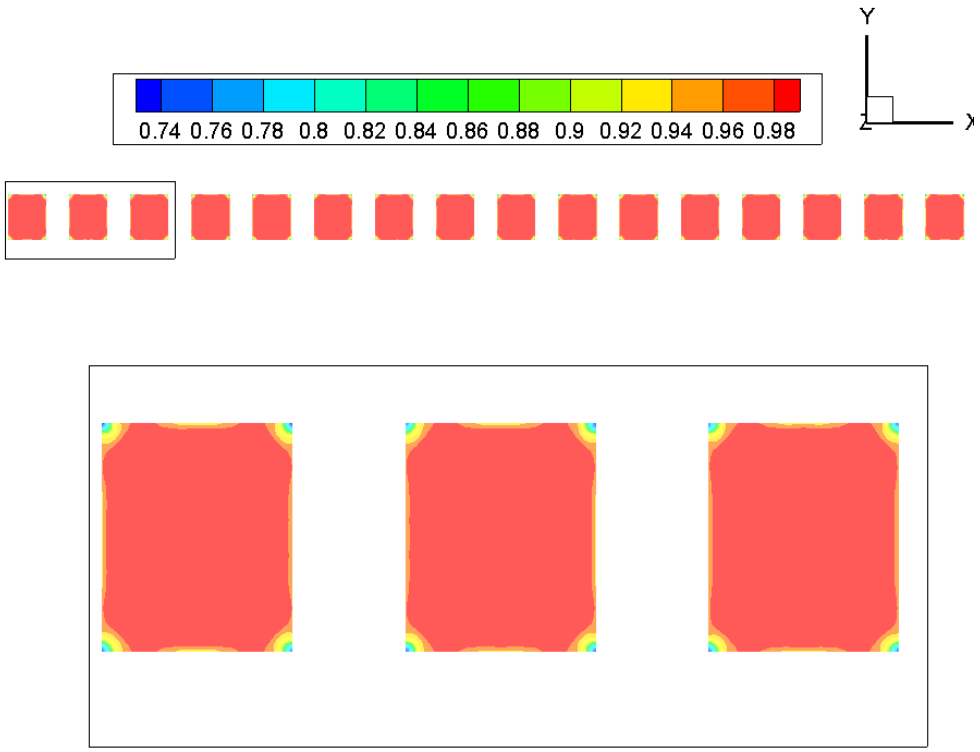
جدول ۱۴-۵: عدد ناسلت برای مانیفولد با قطرهای مختلف

عدد ناسلت	قطر مانیفولد (میلی‌متر)
۵۰/۱۳	۲۰
۴۶/۰۸	۲۵
۴۲/۴۴	۳۰



شکل ۶۰-۵: کانتور دما روی دیواره مانیفولد و میکروکانال‌ها (تصویر پایین کانتور دما در انتهای میکروکانال‌ها است)

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۶۱-۵: کانتور کسر حجمی گاز در خروجی میکروکانال‌ها

۵. ۵. ۶ تحلیل عددی سمت هوا برای گام پره کرکره‌ای مختلف

یکی از پارامترهای مهم دیگر در مبدل‌های حرارتی میکروکانال، گام پره کرکره‌ای است که مورد استفاده قرار می‌گیرد. در این بخش به بررسی اثر گام پره کرکره‌ای و اثر آن در میزان انتقال حرارت می‌پردازیم و همچنین جریان عبوری از پره‌های کرکره‌ای مورد بررسی قرار گرفته است.

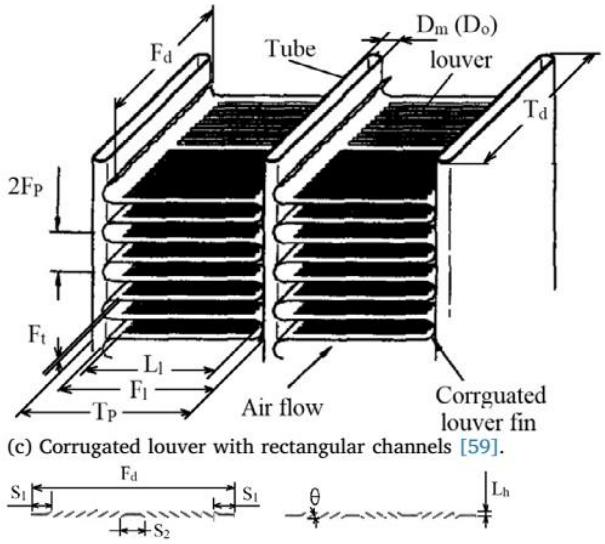
۵. ۵. ۶. ۱ مدل هندسی و شرایط مرزی

برای بررسی گام پره کرکره‌ای، نیاز است که دیگر ابعاد بهینه پره کرکره‌ای را داشته باشیم. برای این منظور برخی ابعاد بهینه مورد استفاده از مرجع [۴۶۴] که به بررسی دقیق و جامع انواع پره‌ها پرداخت است، استفاده شده است. برخی ابعاد انتخابی بدین صورت است که گام کرکره L_p =/۱۴ میلی‌متر، زاویه کرکره θ = ۳۰ درجه، ارتفاع پره F_l =/۱ میلی‌متر، عرض پره F_d = ۱۶ میلی‌متر، ضخامت پره F_t =/۱ میلی‌متر و ارتفاع بخش کرکره‌دار پره L_l =/۵ میلی‌متر انتخاب شده است (پارامترهای پره در شکل ۶۲-۵ نشان داده شده است). تحلیل عددی برای گام پره (F_p) ۱/۱، ۱/۲ و ۱/۳ میلی‌متر انجام شده است و نتایج برای این گام پره‌ها ارایه می‌شود.

شکل ۶۳-۵ هندسه مدل شده برای پره کرکره‌ای و لوله میکروکانال را نشان می‌دهد. تنها یک گام پره کرکره‌ای مدل شده است. شرایط مرزی حاکم بر میدان جریان در شکل ۶۴-۵ نشان داده شده است. با توجه به این‌که تنها یک گام پره کرکره‌ای مدل شده است، به همین دلیل برای افزایش دقت از شرط مرزی پریودیک انتقالی در دو طرف میدان جریان استفاده شده است. شکل ۶۵-۵ موقعیت مرز پریودیک انتخابی برای میدان جریان و گام پره را نشان می‌دهد.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

برای جریان هوای ورودی شرط سرعت جریان ورودی انتخاب شده است و سرعت جریان ۲/۵ متر بر ثانیه لحاظ شده است. دمای هوای ورودی در مرز ورودی ۳۰ درجه سانتی‌گراد انتخاب شده است. شرط مرزی انتخابی در مرز خروجی، فشار خروجی انتخاب شده است و فشار محیط برای آن انتخاب شده است. تنها نیمی از پره کرکره‌ای مدل شده است و شرط مرزی تقارن برای سطح بالایی میدان جریان انتخاب شده است. شرط مرزی دیواره دما ثابت نیز برای پره کرکره‌ای و لوله میکروکانال انتخاب شده است. دمای انتخابی برای دیواره معادل ۵۰ درجه سانتی‌گراد انتخاب شده است. با توجه به رینولدز جریان که حدود ۲۰۰ است، جریان به‌صورت آرام مدل شده است. تنظیمات حلگر در تحلیل عددی پره‌های کرکره‌ای در جدول ۱۵-۵ آورده شده است.

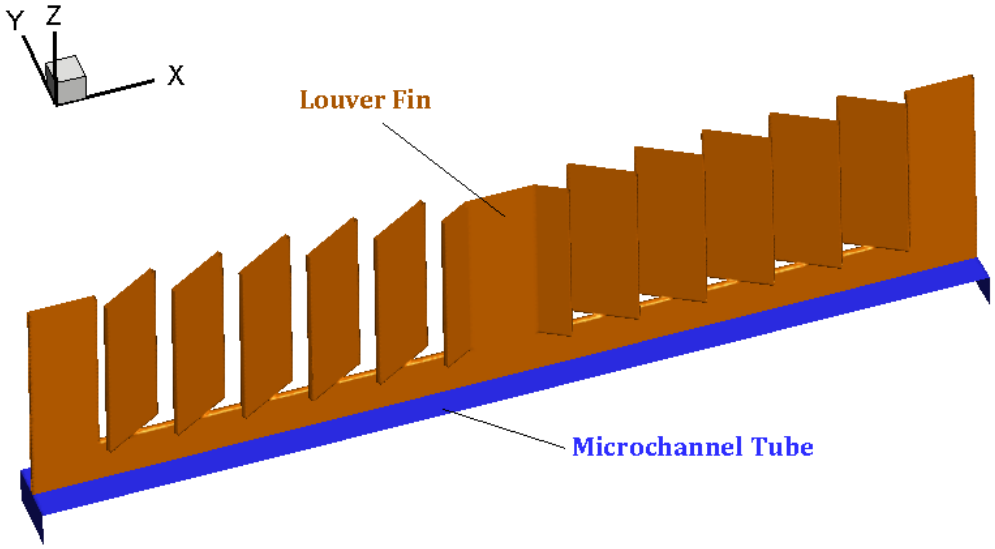


شکل ۶۲-۵: پارامترهای پره کرکره‌ای

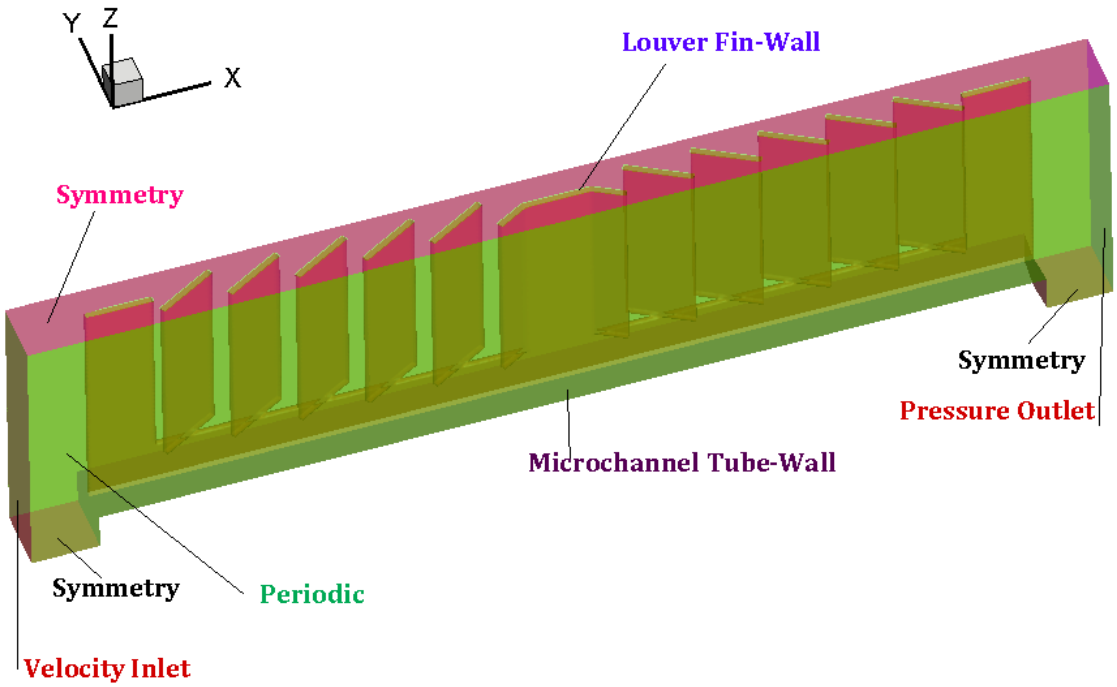
جدول ۱۵-۵: تنظیمات حلگر در تحلیل عددی پره‌های کرکره‌ای

order	title	Specifications	Input value
1	Physics	Solver	Pressure-Based
		Opration condition	Pressure = 0 pa
		Gravity	disable
2	Setup	Viscous	Laminar
		Material	air
		Boundary conditions	Pressure Outlet
			Symmetry
			Periodic
			Velocity Inlet
			Wall-Constant Temp
3	Solution	Pr-Velocity coupling	SIMPLE
		Gradient	Least Squares Cell Based
		Pressure	Second Order
		Momentum	Second Order
		Energy	Second Order

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

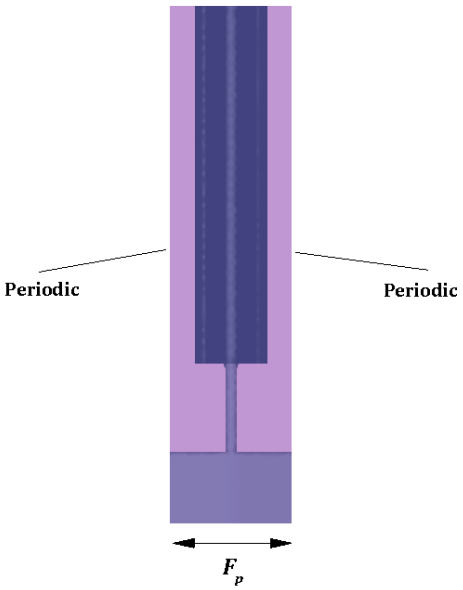


شکل ۶۳-۵: هندسه پره کرکره‌ای مدل شده و لوله میکروکانال



شکل ۶۴-۵: شرایط مرزی انتخاب شده برای میدان جریان

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۶۵-۵: موقعیت شرط مرزی پریودیک و گام پره

۵. ۵. ۶. ۲ روابط محاسباتی ضریب انتقال حرارت سمت هوا و ضریب j کولبرن

در این بخش روابط کلی سمت هوا برای تعیین ضریب انتقال حرارت با استفاده از حل عددی و روابط تجربی مربوط به سمت هوا ارایه می‌شود.

روابط کلی سمت هوا

معمولا انتقال حرارت سمت هوا را با ضریب j کولبرن محاسبه می‌کنند. این ضریب به‌صورت زیر تعریف می‌شود:

$$j = \frac{h_c}{\rho u_c c_{p,c}} Pr^{2/3} \qquad (۵-۵۸)$$

که در آن h_c ضریب انتقال حرارت سمت هوا، ρ چگالی هوا، u_c حداکثر سرعت سمت هوا، $c_{p,c}$ گرمای ویژه هوا و Pr عدد پرانتل هوا است.

برای محاسبه ضریب انتقال حرارت سمت هوا داریم:

$$h_c = \dot{Q}_c/(A\Delta T_m) \qquad (۵-۵۹)$$

که در آن A کل مساحت سطح انتقال حرارت است و ΔT_m نیز به‌صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\Delta T_m = \frac{(T_w - T_{c,o}) - (T_w - T_{c,i})}{ln[(T_w - T_{c,o})/(T_w - T_{c,i})]} \qquad (۵-۶۰)$$

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

که در آن $T_{c,o}$ دمای هوای خروجی و $T_{c,i}$ دمای هوای ورودی و T_w دمای دیواره است. از سویی، نرخ انتقال حرارت برای بخش هوا به‌صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c c_{p,c}(T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (۵-۶۱)$$

که در آن $\dot{m}_c$ دبی جریان هوا است. بنابراین با توجه به روابط فوق می‌توان ضریب j کولبرن برای پره را محاسبه نمود.

روابط تجربی ارایه شده برای سمت هوا

پژوهش‌های جامعی در زمینه روابط سمت هوا انجام شده است که در مرجع [۴۶۴] روابط کامل برای پره‌های مختلف مرور شده است. جامع‌ترین رابطه‌ای که برای پره کرکره‌ای در این مرجع ارایه شده است به‌صورت زیر است:

$$j = Re_{L_p}^{-0.49}\left(\frac{\theta}{90}\right)^{0.27}\left(\frac{F_p}{L_p}\right)^{-0.14}\left(\frac{T_d}{L_p}\right)^{-0.23}\left(\frac{L_l}{L_p}\right)^{0.68}\left(\frac{T_p}{L_p}\right)^{-0.28}\left(\frac{F_t}{L_p}\right)^{-0.05} \quad (۵-۶۲)$$

در بخش ارایه نتایج، نتایج حاصل از حل عددی با روابط تجربی نیز مقایسه خواهد شد.

۵. ۵. ۶. ۳ نتایج برای گام پره مختلف

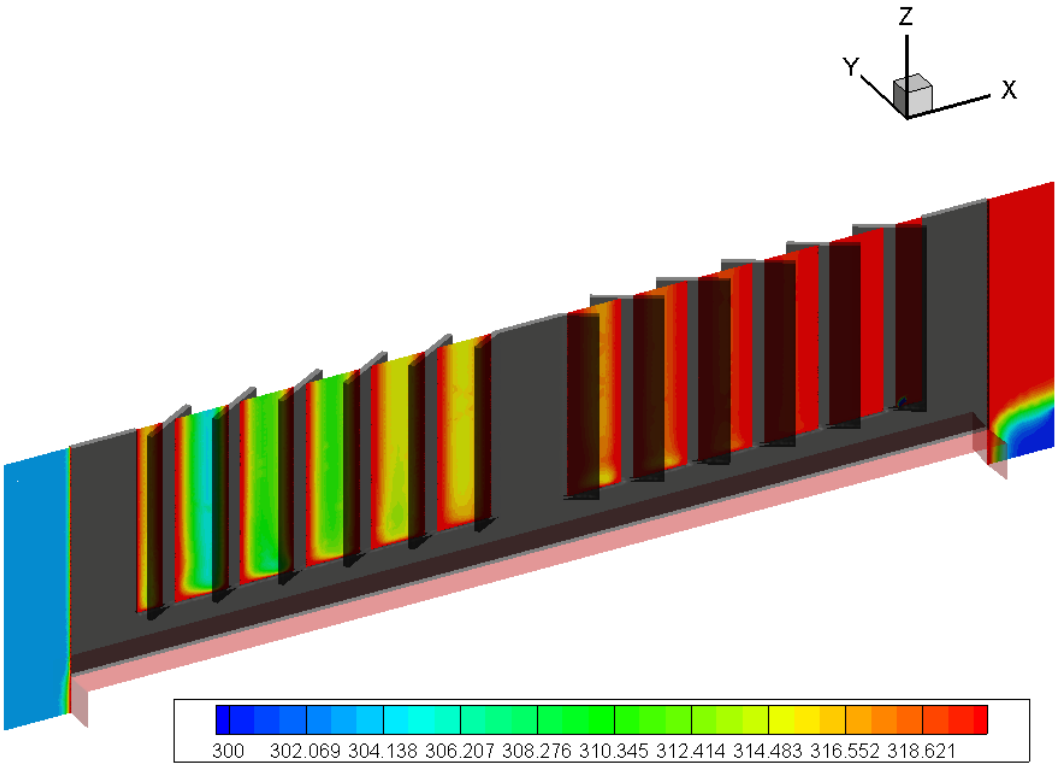
نتایج برای سه گام پره ۱/۱، ۱/۲ و ۱/۳ میلی‌متر محاسبه شده است که نتایج کلی در جدول ۱۶-۵ ارایه شده است. همان‌طور که از نتایج مشخص است، ضریب انتقال حرارت سمت هوا با افزایش گام پره اندکی کاهش می‌یابد و در مقایسه ضریب کولبرن محاسبه شده از روش عددی و روابط تجربی درصد خطایِ روابط تجربی کمتر از ۲ درصد است که بیانگر دقت بسیار مناسب روابط تجربی است.

جدول ۱۶-۵: نتایج برای سه گام پره مختلف

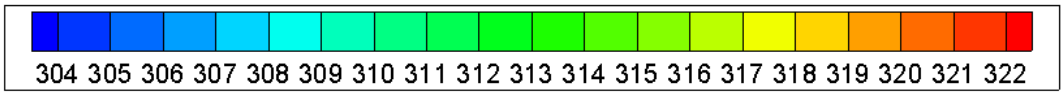
گام پره (mm)	دمای ورودی (K)	دمای خروجی (K)	دمای دیواره (K)	h_c	j حل عددی	j روابط تجربی	درصد خطای روابط تجربی
۱/۱	۳۰۳/۱۳	۳۱۷/۷۱	۳۲۳/۱۵	۱۳۵/۵۲	۰/۰۳۴۹	۰/۰۳۵۵۳	۱/۵۲
۱/۲	۳۰۳/۱۳	۳۱۷/۰۵۴	۳۲۳/۱۵	۱۳۴/۹۳	۰/۰۳۴۸۴	۰/۰۳۵۱۰۷	۰/۷۶
۱/۳	۳۰۳/۱۳	۳۱۶/۹۶۲	۳۲۳/۱۵	۱۳۳/۲۲۹	۰/۰۳۴۴	۰/۰۳۴۷۱۶	۰/۹

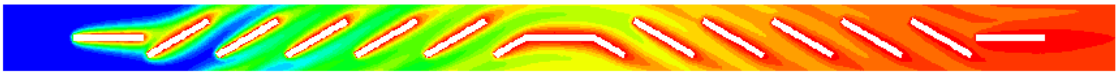
کانتور دما در صفحه میانی عبوری از پره کرکره‌ای در شکل ۶۶-۵ نشان داده شده است. همان‌طور که از این شکل پیدا است، هوای عبوری از پره کرکره‌ای در طول پره افزایش دما می‌گیرد به‌طوری که دما ۳۰ درجه سانتی‌گراد در ورودی به حدود ۴۴ درجه سانتی‌گراد در خروجی می‌رسد. شکل ۶۷-۵ کانتور دما در صفحه عرضی پره کرکره‌ای را نشان می‌دهد. شکل ۶۸-۵ نیز خطوط جریان در عبور از پره کرکره‌ای را نشان می‌دهد. به عنوان معیار همگرایی فشار در خروجی، دمای خروجی و سرعت خروجی در نظر گرفته شده است که نمونه‌ای از همگرایی این پارامترها در شکل ۶۹-۵ تا شکل ۷۱-۵ نشان داده شده است.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

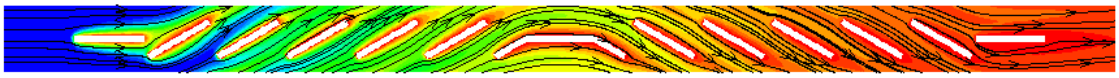


شکل ۶۶-۵: کانتور دما در صفحه میانی عبوری از پره کرکره‌ای



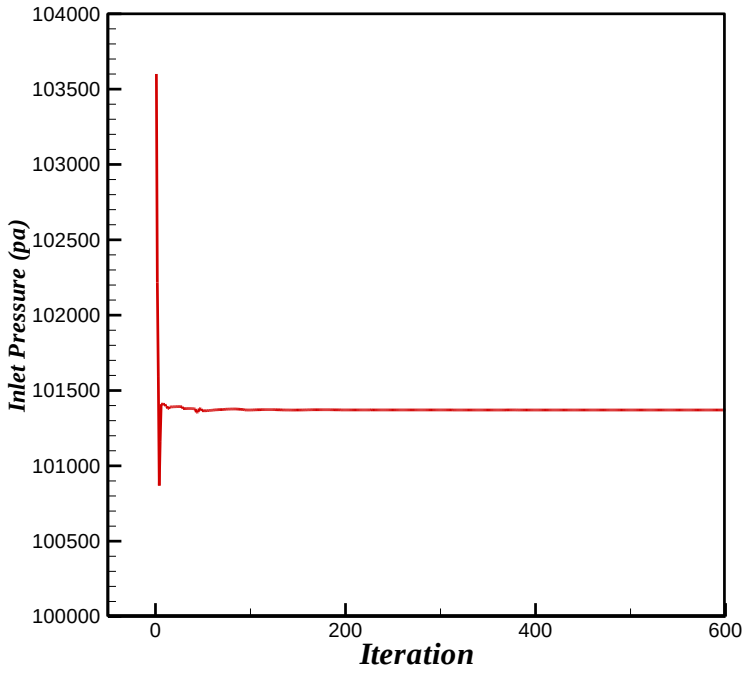


شکل ۶۷-۵: کانتور دما در صفحه میانی عرضی پره کرکره‌ای

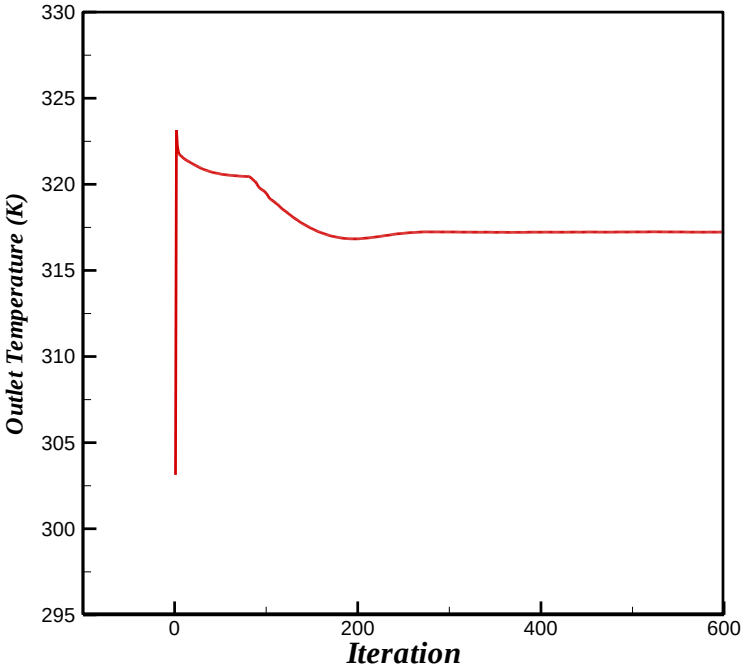


شکل ۶۸-۵: خطوط جریان در صفحه میانی عرضی پره کرکره‌ای

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

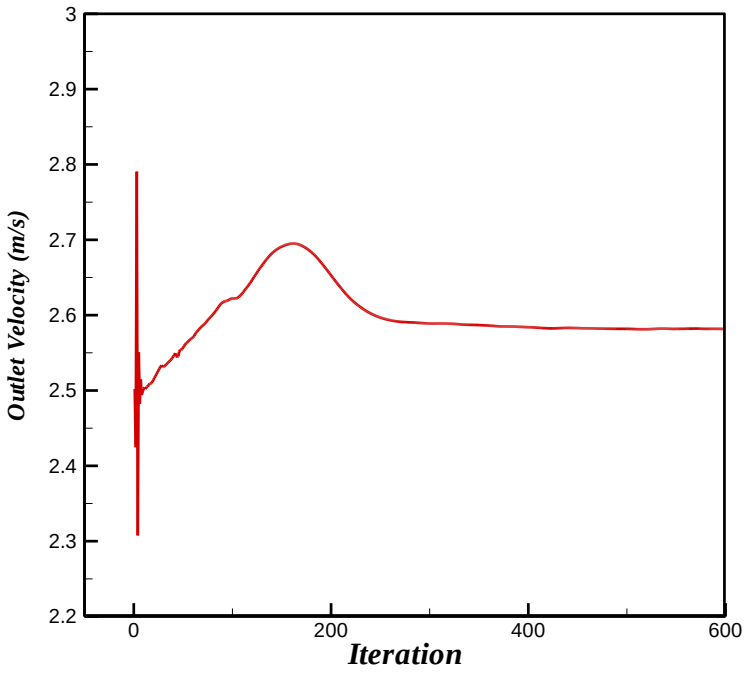


شکل ۶۹-۵: همگرایی فشار ورودی پره‌های کرکره‌ای در گام پره ۱/۲



شکل ۷۰-۵: همگرایی دمای خروجی در گام پره ۱/۲

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۷۱-۵: همگرایی سرعت خروجی در گام پره ۱/۲

۵. ۶ تاثیر پارامترهای کندانسور میکروکانال در طراحی

در این بخش ابتدا به بررسی تاثیر پارامترهای مختلف در طراحی میکروکانال‌ها پرداخته می‌شود و در ادامه با توجه به این پارامترها، روند طراحی مبدل حرارتی میکروکانال ارائه خواهد شد.

۵. ۶. ۱ جمع‌بندی پارامترهای مناسب کندانسور میکروکانال

با توجه به تحلیل‌های عددی که در فصل‌های گذشته این گزارش انجام شد، اکنون می‌توان پارامترهای مناسب و بهینه میکروکانال و مبدل حرارتی میکروکانال را تعیین کرد. لازم به ذکر است که این موارد بدون در نظر گرفتن ملاحظات فرآیند ساخت است و در مرحله ساخت با توجه به محدودیت‌های فرآیندهای ساخت، ابعاد و اندازه‌ها ممکن است اندکی تغییر داشته باشد. با توجه به تحلیل‌های عددی بخش‌های گذشته، ابعاد بهینه کندانسور مبدل حرارتی میکروکانال در جدول ۱۷-۵ ارایه شده است.

جدول ۱۷-۵: مشخصات پارامترهای مناسب مبدل حرارتی میکروکانال

پارامتر	اندازه	توضیح
میکروکانال		
• **نوع مقطع میکروکانال**	مستطیلی	
• **قطر هیدرولیکی**	۰/۶۷۴ میلی‌متر	قطر هیدرولیکی هرچقدر کمتر مناسب‌تر است اما قطر مناسب در کندانسورها بین ۰/۶ و ۰/۷ میلی‌متر است
• **ابعاد میکروکانال**	۰/۷۳۸۵×۰/۶۱۵۱۳	این ابعاد متناظر با نسبت منظری ۱/۲ است

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

• **تعداد میکروکانال در هر لوله**	۱۶	معمولا ۱۶ کانال در هر لوله با عرض ۱۶ میلی‌متری مناسب است. البته هر چه تعداد میکروکانال در هر لوله بیشتر باشد، ضریب انتقال حرارت بیشتر است. لازم به ذکر است که تعداد میکروکانال‌ها بدون در نظر گرفتن ملاحظات فرآیند ساخت است.
• **فاصله میکروکانال‌ها**	بین ۰/۲ تا ۰/۳ میلی‌متر	فاصله میکروکانال‌ها وابسته به تعداد میکروکانال در هر لوله است ولی ضخامت بین میکروکانال‌ها بین ۰/۲ تا ۰/۳ میلی‌متر مناسب است.
لوله میکروکانال		
• **ارتفاع لوله**	۱/۳ میلی‌متر	
• **عرض لوله**	۱۶ یا ۲۵/۴ میلی‌متر	عرض لوله میکروکانال معمولا در کندانسورهای با ابعادکوچک‌تر حدود ۱۶ میلی‌متر در نظر گرفته می‌شود و برای کندانسورهای ابعاد بزرگ‌تر که کمپرسور قوی‌تری دارند حدود ۲۵/۴ میلی‌متر در نظر گرفته می‌شود.
• **قطر مانیفولد**	۲۰ میلی‌متر برای لوله با عرض ۱۶ میلی‌متر	قطر مانیفولد هر چقدر کوچکتر باشد مناسب‌تر است.
• **تعداد مسیر**	۲ تا ۴ مسیر	تعداد مسیر با توجه به ابعاد کندانسور تعیین می‌شود ولی به‌طور معمول برای کندانسورهای کوچک‌تر حدود ۴ مسیر و بزرگ‌تر ۲ مسیر دارند.
پره‌های کرکره‌ای		
• **ارتفاع پره**	۸/۱ میلی‌متر	
• **تعداد پره در هر اینچ**	۲۳	
• **گام پره**	۱/۱ میلی‌متر	

با توجه به داده‌های بخش‌های گذشته و تعیین ابعاد بهینه کانال‌های مبدل حرارتی میکروکانال که در جدول ۵-۱۷ آورده شده است، اکنون باید بتوان یک مبدل حرارتی میکروکانال مناسب را طراحی کرد. برای این طراحی از کُدی که در فاز دوم پروژه و برای مبدل‌های حرارتی میکروکانال نوشته شد استفاده می‌شود. در فاز دوم کُد تحلیلی به زبان متلب نوشته شد که با توجه به ابعاد کندانسور میکروکانال، ابعاد میکروکانال‌ها و تعداد میکروکانال و تعداد مسیر، کندانسور دارای میکروکانال را تحلیل می‌کرد و میزان ظرفیت حرارتی را به‌دست می‌آورد. حال با توجه به این کُد و مشخصات میکروکانال‌ها و با دانستن ظرفیت سرمایشی (Q_c) که برای سیکل کامل تبرید که به عنوان مثال یک کولرگازی ۱ تن تبرید ($1\ TR = 12000 \frac{Btu}{hr} = 3520\ W$) است، باید بتوان ابعاد کندانسور را تعیین کرد. برای این منظور نیاز است که ظرفیت کندانسور (Q_h) با توجه به ظرفیت سرمایشی کل سیستم تخمین زده شود. تخمین ظرفیت کندانسور مطابق با آنچه درگزارش فاز دوم آورده شده است به صورت زیر می‌باشد:

جهت انتخاب دقیق کندانسورهای هوایی ضریب تصحیحات لازم اعمال خواهد شد (رابطه (۵-۶۳)):

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

$$Q_h = Q_c \times C_1 \times C_2 \times C_3 \times C_4 \times C_5 \times C_6 \qquad (۵-۶۳)$$

در رابطه فوق ضرایب C_1 تا C_6 با توجه به شکل شکل ۲-۳ تا شکل ۷-۳ به‌دست می‌آید. با توجه به مقادیر ضرایب ارایه شده مقدار ظرفیت کندانسور حدود W ۴۷۰۰ به دست می‌آید. با توجه به کُد موردنظر و مشخصات میکروکانال‌ها و شرایط حاکم، ابعاد کندانسور حدود ۵۰×۵۰ سانتی‌متر تعیین می‌شود.

۵. ۶. ۲ تاثیر نسبی هر یک از پارامترها در طراحی میکروکانال

تاثیر پارامترهای مختلف در طراحی کندانسور مبدل حرارتی میکروکانال به صورت جدول ۱۸-۵ ارایه شده است تا میزان تاثیر پارامترهای مختلف به‌صورت کیفی تعیین شود. لازم به ذکر است که در این پژوهش با توجه به پیشنهادیه تصویب شده، تنها بخشی از پارامترها زیر مورد بررسی قرار گرفته است.

جدول ۱۸-۵: تاثیر کیفی پارامترهای مختلف در طراحی کندانسور

پارامتر	تاثیر		
	کم	متوسط	زیاد
نوع مقطع میکروکانال			✓
ابعاد میکروکانال		✓	
تعداد میکروکانال در هر لوله			✓
فاصله میکروکانال‌ها			✓
ارتفاع لوله	✓		
عرض لوله (معمولا ثابت در نظر گرفته می‌شود)	✓		
قطر مانیفولد		✓	
تعداد مسیر			✓
ارتفاع پره	✓		
تعداد پره در هر اینچ		✓	
گام پره			✓
جنس لوله		✓	
نوع مبرد	✓		
ارتفاع عملکردی		✓	
روکش لوله‌ها	✓		
عملکرد کمپرسور		✓	

۵. ۶. ۳ مراحل طراحی کندانسور با توجه به میزان تاثیر پارامترهای مختلف

مراحل طراحی کندانسور را می‌توان به‌صورت زیر در نظر گرفت:

۱. انتخاب مناسب‌ترین ابعاد میکروکانال
۲. تعیین عرض لوله میکروکانال
۳. انتخاب تعداد میکروکانال هر لوله

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

۴. مشخصات عملکردی کمپرسور و میزان دبی ورودی به مانیفولد
۵. بررسی ضرایب اصلاحی پارامترهای مختلف
۶. بررسی پارامترهای بهینه پره‌های کرکره‌ای
۷. تعیین ظرفیت سرمایشی برای سیکل موردنظر
۸. با توجه به مراحل ۶ و ۷، تعیین ظرفیت کندانسور
۹. تعیین ابعاد کندانسور با استفاده از کُد فاز دوم و با توجه به پارامترهای فوق
۱۰. در صورت امکان، بررسی عددی ظرفیت کندانسور طراحی شده و مقایسه با مقدار مورد نیاز
۱۱. عدم تطبیق در مرحله ۱۰ سبب تکرار مراحل قبلی، وابسته به میزان تاثیر آن‌ها می‌شود
۱۲. تعیین تعداد مسیر با توجه به ابعاد کندانسور

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

فصل ۶ ایجاد بستر آزمایش و آزمایش‌های تجربی

۱.۶ مقدمه

چرخه تبرید تراکمی، یک چرخه ترمودینامیکی رایج برای دستگاه‌های تهویه مطبوع است. در دستگاه‌های تهویه مطبوع ازجمله داکت‌اسپلیت، اسپلیت دیواری و... از این چرخه استفاده می‌شود. استفاده از مبدل‌های حرارتی میکروکانال در بیشتر سامانه‌های تبرید کاربرد دارد. در سامانه‌های تبرید، انتقال حرارت از یک نقطه با دمای پایین به نقطه‌ای دیگر با دمای بالا صورت می‌گیرد. از چرخه‌های متداول تبرید می‌توان چرخه تبرید تراکمی بخار را نام برد که در آن سیال مبرد به‌طور متناوب تبخیر و تقطیر می‌شود و در فاز بخار متراکم می‌گردد. شماتیکی از این سیستم تبریدی در شکل ۲۰-۴ ارایه شده است. همانطور که مشاهده می‌شود مبرد با فشار کم و دمای بالا وارد کمپرسور شده و متراکم می‌گردد. معمولا در ورود به کندانسور، مبرد به صورت بخار اشباع یا مافوق‌گرم می‌باشد. در کندانسور با دفع حرارت به محیط مبرد به صورت مایع اشباع یا مادون سرد آن را ترک می‌کند. در ادامه مبرد وارد شیر انبساط شده و با کاهش دما و فشار به صورت دو فازی آن را ترک می‌کند. مبرد دو فاز وارد اواپراتور شده و با جذب حرارت از محیط سرد به صورت بخار اشباع یا اندکی سوپرهیت وارد کمپرسور می‌شود.

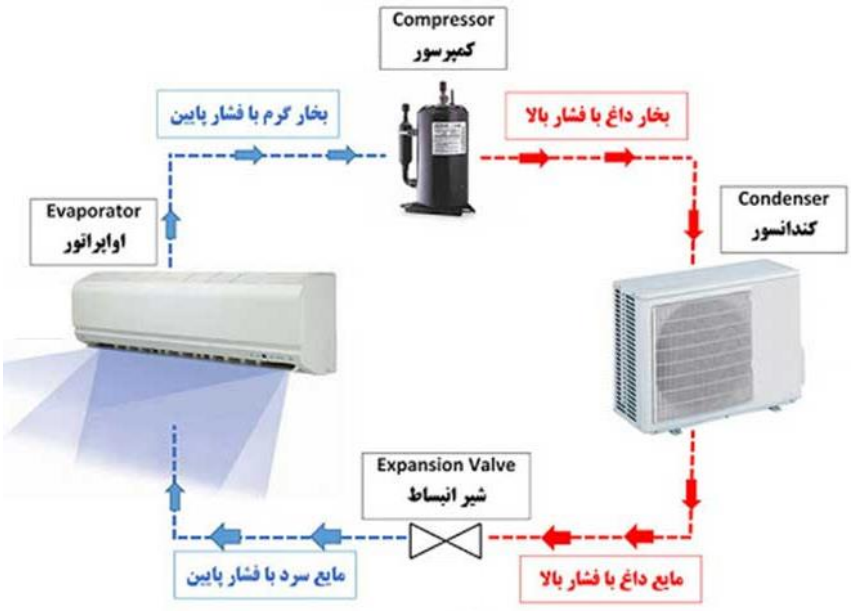
برای بررسی داده‌های تجربی نیاز است که آشنایی کامل با چرخه تبرید وجود داشته باشد. به همین دلیل در ابتدای این فصل به بررسی چرخه تبرید تراکمی پرداخته می‌شود. با توجه به این‌که آزمایش‌ها با مبردهای مختلف انجام می‌شود، مناسب‌تر است که مبردهای مختلف نیز معرفی شوند. سپس روابط ترمودینامیکی سامانه تبرید ارایه می‌شود تا بتوان داده‌های آزمایش را مورد تحلیل قرار داد و از دقت داده‌های آزمایش اطمینان حاصل کرد. برای آزمایش‌ها از دستگاه داکت اسپلیت استفاده شده است، بنابراین نیاز است که در ادامه این فصل، این دستگاه معرفی شود و اجزاء آن، تجهیزات اندازه‌گیری و روند آماده‌سازی آزمایش نیز ارایه شود. سپس نتایج برای داکت اسپلیت دارای کندانسور میکروکانال و پره-لوله و برای مبردهای مختلف و با سه تکرارپذیری ارایه می‌شود. برای بررسی دقت نتایج، داده‌ها با نمودار دما-آنتروپی هر مبرد چک شده است.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

۲.۶ انواع چرخه تبرید تراکمی

۱.۲.۶ چرخه کارنوی معکوس

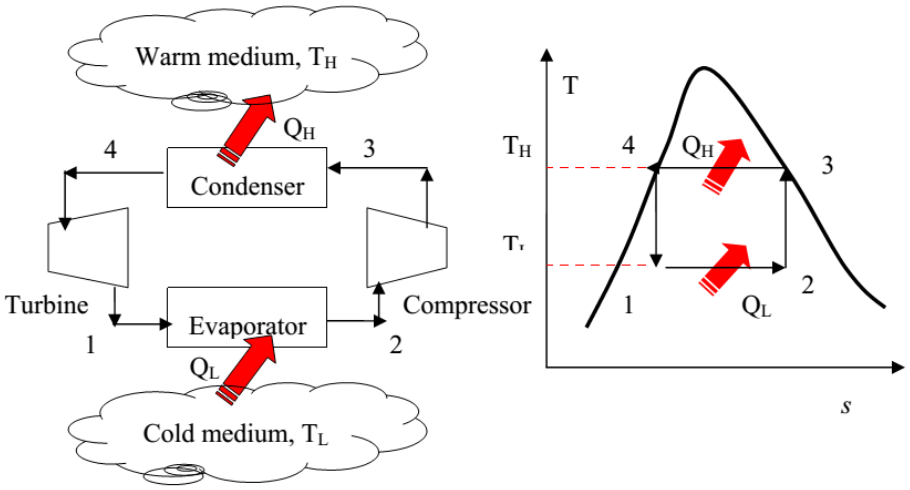
چرخه کارنو یک چرخه برگشت‌پذیر کلی است و شامل دو فرآیند تک دمای برگشت‌پذیر و دو فرآیند تک آنتروپی است. بازده گرمایی آن، برای حدود دمای مشخص، مقدار حداکثری دارد و به عنوان استانداردی عمل می‌کند که بازده چرخه‌های قدرت واقعی را می‌توان با آن مقایسه کرد. چون چرخه کارنو یک چرخه برگشت‌پذیر است، تمام چهار فرآیند تشکیل دهنده آن را می‌توان معکوس کرد. معکوس کردن چرخه باعث معکوس شدن جهت بر هم کنش‌های کار و گرما می‌شود. در نتیجه، چرخه‌ای به دست می‌آید که در جهت پادساعتگرد کار می‌کند، و به آن چرخه کارنوی معکوس می‌گویند. یخچال یا پمپ گرمایی را که بر مبنای چرخه کارنوی معکوس کار می‌کند یخچال کارنو یا پمپ گرمای کارنو می‌گویند.



شکل ۱-۶: چرخه تبرید

چرخه کارنوی معکوسی را در نظر بگیرید مطابق شکل ۲-۶ در نظر بگیرید، مبرد گرمای Q_L را از منبع دما پایین T_L بصورت تک دما جذب می‌کند (فرآیند ۲-۱) تا حالت ۳ بصورت تک آنترپی متراکم می‌شود (دمای آن تا T_H افزایش می‌یابد. گرمای Q_H را بطور تک دما به منبع دما بالای T_H دفع می‌کند (فرآیند۳-۴)و به طور تک آنتروپی تا حالت ۱ منبسط می‌شود (دمای آن تا T_L کاهش می‌یابد) مبرد در فرآیند ۳-۴ کندانسور در حالت بخار اشباع به حالت مایع اشباع در می‌آید [۴۶۶].

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۲-۶: نمودار T-s و مولفه‌های اصلی چرخه تبرید کارنو

ضرایب عملکرد یخچال ها و پمپ‌های کارنو بصورت زیر تعیین می‌شود:

$$COP_{R,Carnot} = \frac{1}{T_H/T_L - 1} \qquad (۶-۱)$$

$$COP_{HP,Carnot} = \frac{1}{1 - T_L/T_H} \qquad (۶-۲)$$

باید توجه کرد که با کاهش اختلاف دماها، یعنی با افزایش T_L یا با کاهش T_H، یا هر دو، COPها افزایش می‌یابند.

از میان تمام چرخه‌های تبریدی که بین حدود دمای یکسان کار می‌کنند چرخه تبرید کارنو کارآمدترین چرخه است. بنابراین، بدیهی است که چرخه کارنو به عنوان چرخه ایده‌آلی برای یخچال‌ها و پمپ‌های گرمایی در نظر گرفته شود. اما همان‌طور که در زیر توضیح داده شده است، چرخه کارنوی معکوس مدل مناسبی برای چرخه‌های تبرید نیست.

انجام دو فرآیند تک دما عملا کار مشکلی نیست زیرا با ثابت نگه داشتن فشار، دمای مخلوط دو فازی در دمای اشباع ثابت می‌ماند، بنابراین در اواپراتورها و کندانسورهای واقعی می‌توان به فرآیندهای ۱-۲ و ۳-۴ نزدیک شد. اما فرآیندهای ۲-۳ و ۴-۱ را عملا نمی‌توان به وجود آورد. فرآیندهای ۲-۳ با تراکم مخلوط مایع- بخار سر و کار دارند، و احتیاج به کمپرسوری دارد که با دو فاز کار کند، و فرآیند ۴-۱ با انبساط هم آنتروپی سر و کار دارد که انبساط هم‌آنتروپی به ویژه برای جریان دوفازی در حالت واقعی امکان‌پذیر نیست. به نظر می‌رسد که با انجام چرخه کارنوی معکوس در خارج از ناحیه اشباع می‌توان این مشکلات را رفع کرد. اما در این حالت برای حفظ شرایط تک دما در فرآیندهای جذب و دفع گرما مشکل ایجاد می‌شود. بنابراین، می‌توان نتیجه گرفت که چرخه کارنوی معکوس را در وسایل واقعی نمی‌توان حتی بطور تقریبی اجرا کرد و این چرخه مدل مناسبی برای چرخه‌های تبرید نیست، ولی از چرخه کارنوی معکوس به عنوان استانداردی که چرخه‌های تبرید واقعی با آن مقایسه می‌شوند می‌توان استفاده کرد.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

۶. ۲. ۲ چرخه تبرید تراکمی ایده‌آل

با جایگزین کردن توربین توسط یک وسیله فشار شکن، مانند شیر انبساط یا لوله مویین و تبخیر کامل مبرد قبل ازتراکم آن، می‌توان بسیاری از مشکلات عملی مربوط به چرخه کارنوی معکوس را حل کرد. چرخه حاصل را چرخه تبرید تراکمی ایده‌آل می‌گویند که نمودار دما-آنتروپی آن در شکل ۴-۶ نشان داده شده است. چرخه تبرید تراکمی متداول‌ترین چرخه‌ای است که در یخچال‌ها، سیستم‌های تهویه مطبوع، و پمپ‌های گرمایی بکار می‌رود.

این چرخه از چهار فرآیند تشکیل شده است:

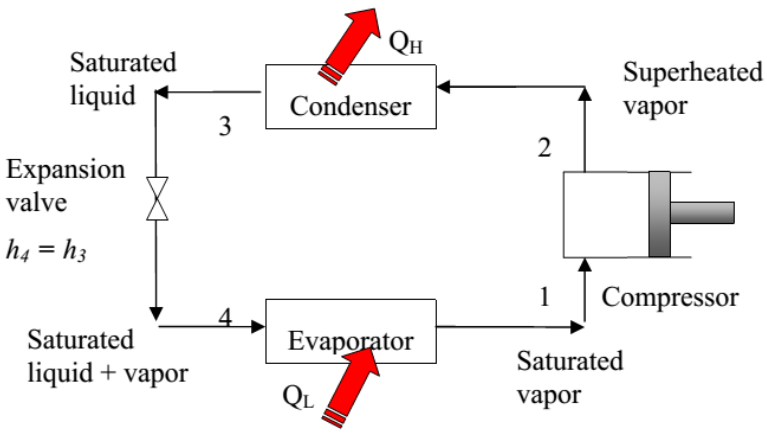
۱-۲ تراکم تک آنتروپی در کمپرسور

۲-۳ دفع گرما با فشار ثابت در کندانسور

۳-۴ فشار شکنی در شیر انبساط

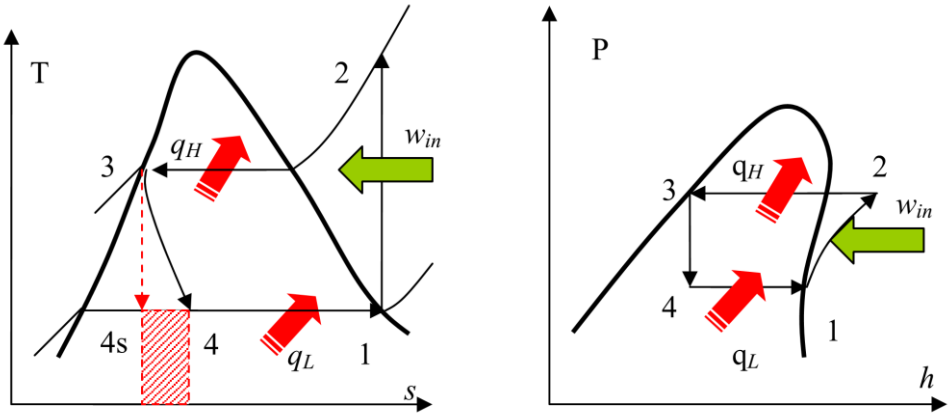
۴-۱ جذب گرما با فشار ثابت در اواپراتور

در چرخه تبرید تراکمی ایده‌آل (مطابق شکل ۳-۶)، مبرد در حالت ۱ بصورت بخار اشباع وارد کمپرسور می‌شود و بطور تک آنتروپی تا فشار کندانسور متراکم می‌شود. در این تراکم تک آنتروپی، دمای مبرد خیلی بیشتر از دمای محیط اطراف می‌شود. مبرد سپس در حالت ۲ بصورت بخار فوق‌گرم وارد کندانسور می‌شود و بر اثر دفع گرما به اطراف، در حالت ۳ بصورت مایع اشباع از کندانسور خارج می‌شود. دمای مبرد در این حالت هنوز بیشتر از دمای اطراف است. مبرد مایع اشباع در حالت ۳ با عبور از شیر انبساط یا لوله مویین تا فشار اواپراتور دستخوش فشار شکنی می‌شود. دمای مبرد در این فرآیند به کمتر از دمای محیط سرد شده می‌رسد. مبرد در حالت ۴ بصورت مخلوط اشباع با کیفیت کم وارد اواپراتور می‌شود، و با جذب گرما از محیط تبرید شده کاملا تبخیر می‌شود. مبرد بصورت بخار اشباع از اواپراتور خارج و دوباره وارد کمپرسور شده، و چرخه تکمیل می‌شود. شکل ۴-۶ نمودارهای دما-آنتروپی و فشار-آنتالپی یک چرخه تبرید تراکمی ایده‌آل را نشان می‌دهد. مساحت زیر منحنی فرآیند در نمودار T-s انتقال گرما را برای فرآیندهای برگشت‌پذیر داخلی نشان می‌دهد. مساحت زیر منحنی فرآیند ۱-۴، گرمای جذب شده توسط مبرد را در اواپراتور و مساحت زیر منحنی ۲-۳ گرمای دفع شده در کندانسور را نشان می‌دهند. در نمودار P-h سه تا از چهار فرآیند بصورت خطوط راست هستند.



شکل ۳-۶: شماتیکی برای چرخه تبرید تراکمی ایده‌آل

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۴-۶: نمودارهای دما-آنتروپی و فشار-آنتالپی یک چرخه تبرید تراکمی ایده‌آل

توجه داشته باشید که برخلاف چرخه‌های ایده‌آل موجود در کتاب ترمودینامیک، چرخه تبرید تراکمی ایده‌آل یک چرخه برگشت‌پذیر داخلی نیست. زیرا شامل فرآیند برگشت ناپذیر فشار شکنی است. به همین دلیل، از این چرخه به عنوان مدل بهتری برای چرخه تبرید تراکمی واقعی استفاده می‌شود.

تمام چهار جزء مربوط به چرخه تبرید تراکمی وسایل با جریان پایا هستند، و از این رو تمام چهار فرآیند تشکیل دهنده چرخه را بصورت فرآیندهای پایا می‌توان بیان کرد. تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل مبرد در مقایسه با جمله های کار و انتقال گرما معمولا کوچک هستند، و از آن‌ها می‌توان صرفنظر کرد. بنابراین، معادله انرژی پایا بر مبنای جرم واحد به شکل زیر است.

$$(q_{in} - q_{out}) + (w_{in} - w_{out}) = h_e - h_i \qquad (۶-۳)$$

کندانسور و اواپراتور فاقد بر هم کنش کار هستند، و کمپرسور را می‌توان تقریبا آدیاباتیک گرفت. بنابراین، ضریب عملکرد (COP) یخچال‌ها و پمپ‌های گرما را که بر مبنای چرخه تبرید تراکمی کار می‌کنند را می‌توان بصورت زیر بیان کرد.

$$COP_R = \frac{q_L}{W_{net,in}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$
$$COP_{HP} = \frac{q_H}{W_{net,in}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \qquad (۶-۴)$$

که در آن، در حالت ایده آل، $h_2 = h_{f@p3}$ و $h_1 = h_{g@p1}$ می‌باشد.

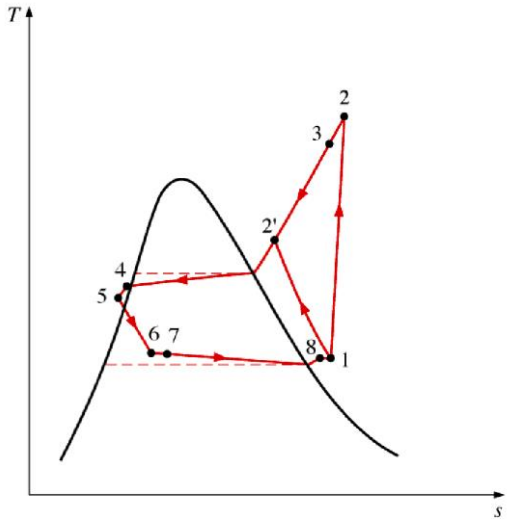
۶. ۲. ۳ چرخه تبرید تراکمی واقعی

چرخه تبرید تراکم واقعی با چرخه ایده‌آل چند تفاوت دارد و این تفاوت‌ها عمدتا ناشی از برگشت‌ناپذیری‌هایی است که در اجزاء مختلف روی می‌دهند. دو مورد از عوامل برگشت‌ناپذیری عبارتند از اصطکاک سیال (که باعث افت فشار می‌شود) و انتقال گرما. نمودار دما-آنتروپی چرخه تراکم واقعی در شکل نشان داده شده است.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

در چرخه ایده آل، مبرد به صورت بخار اشباع از اواپراتور خارج و وارد کمپرسور می‌شود. ولی، در عمل، نمی‌توان حالت مبرد را دقیقا کنترل کرد. بلکه، بهتر است سیستمی طراحی شود که مبرد را در ورودی کمپرسور تا اندازه ای فوق گرم کند. مبرد قبلا از ورود به کمپرسور کاملا تبخیر می‌شود. همچنین، خط اتصال بین اواپراتور و کمپرسور معمولا خیلی طولانی است؛ از این رو افت فشار حاصل از اصطکاک سیال و انتقال گرما از اطراف به مبرد می‌تواند خیلی زیاد باشد. تاثیر فوق گرمایش، جذب گرما در خط اتصال، و افت های فشار در اواپراتور و خط اتصال این است که حجم مخصوص افزایش می‌یابد، و از اینرو قدرت مورد نیاز کمپرسور افزایش می‌یابد زیرا کار جریان پایا متناسب با حجم مخصوص است.

فرآیند تراکم در چرخه ایده آل از نوع برگشت‌پذیر داخلی و آدیاباتیک، (تک انتروپی) است. ولی، فرآیند تراکم واقعی شامل اثرات اصطکاکی است، که آنتروپی را افزایش می دهند، و همچنین باعث افزایش انتقال گرما می‌شوند، و این افزایش بر حسب این که در چه جهتی باشد، باعث افزایش یا کاهش آنتروپی می‌شود. بنابراین، در فرآیند تراکم واقعی، آنتروپی مبرد، بر حسب این که کدام اثر غالب است، ممکن است افزایش (فرآیند ۱-۲) یا کاهش (فرآیند ۱-۲ ‘) یابد. فرآیند تراکم ۱-‘ ۲ حتی می‌تواند مطلوب‌تر از فرآیند تراکم تک‌آنتروپی باشد، زیرا حجم مخصوص مبرد، و از اینرو کار ورودی مورد نیاز، در این حالت کوچکتر است. بنابراین، در صورتی‌که عملی و اقتصادی باشد، مبرد را باید در فرآیند تراکم خنک کرد.



شکل ۵-۶: نمودار دما-آنتروپی چرخه تبرید تراکمی واقعی

در حالت ایده آل، فرض می‌شود مبرد بصورت مایع اشباع در فشار خروجی کمپرسور از کندانسور خارج می‌شود. ولی در حالت‌های واقعی، مقداری افت فشار در کندانسور و کمپرسور وجود دارد. همچنین، ممکن است در برخی شرایط، فرآیند چگالش کامل نباشد. اگر مبرد با آنتالپی کمتری وارد اواپراتور شود، می‌تواند گرمای بیشتری را از فضای تبرید شده جذب کند. شیر انبساط و اواپراتور معمولا خیلی نزدیک به هم قرار می‌گیرند. بنابراین افت فشار در خط اتصال کوچک است [۴۶۶].

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

۶. ۳ معرفی مبردها

با توجه به این‌که در تحقیق حاضر اثر نوع مبرد مورد بررسی قرار گرفته است در این بخش به بررسی مبردها پرداخته می‌شود.

۶. ۳. ۱ تاریخچه گاز مبرد

نخستین بار در قرن نوزدهم بود که کولرگازی ساخته و به بازار روانه گردید. در آن دستگاه اتر به‌عنوان سیال مبرد به کار گرفته شد. بعدازآن در سال ۱۸۷۳ بود که با وارد شدن اسپیلت به بازار از موادی مثل آمونیاک به‌عنوان مبرد استفاده شد. ازآنجایی‌که این مواد سمی و قابل اشتعال بودند و همچنین برای محیط‌زیست هم خطراتی را به همراه داشتند، استفاده از آن‌ها به‌مرورزمان کمرنگ‌تر شد. نخستین بار در سال ۱۹۲۶ میلادی بود که فردی بانام توماس میدگلی اولین مبرد کلروفلروکربن را معرفی نمود که نام تجاری آن R12 بود. مبرد R12 در مقایسه با مبردهای موجود تا آن زمان بازدهی بهتری داشت و گازی غیررسمی و غیرقابل اشتعال بود. از سال ۱۹۳۱ بود که این مبرد رسماً در سیستم‌های تبریدی استفاده گردید. با این‌وجود ازآنجایی‌که CFC ها برای محیط کاملاً مضر بودند نوع دیگری از مبرد ها بانام HCFC (هیدرو کلروفلروکربن) و بعدازآن HFC ها تولید و روانه بازار شدند [۴۶۷].

۶. ۳. ۲ انواع مبردها

مبردها سیالاتی هستند که در فشار پایین تبخیر می‌شوند و در فشار بالا حرارت گرفته‌شده را جهت تقطیر به محیط پس می‌دهند. درواقع مبرد واسطه‌ای جهت انتقال گرما از یک محیط به محیطی دیگر می‌باشند. امروزه مبردها به ۵ گروه کلی دسته‌بندی می‌شوند.

۱. هالو کربن‌ها[1]
۲. آزئوتروپ‌ها[2]
۳. زئوتروپ[3]
٤. مواد معدنی[4]
٥. مواد آلی یا هیدروکربن‌ها

۶. ۳. ۲. ۱ هالو کربن‌ها

هالو کربن‌ها دارای اتم‌های کلر، فلور، ید و بروم می‌باشند. به‌عنوان‌مثال *R22* از این دسته است. در هالوکربن‌ها یک یا چند اتم کربن با اتم‌های ذکرشده پیوند کووالانسی برقرار می‌کنند. در جدول ۱-۶ مبردهای هالوکربن ارایه شده‌اند [۴۶۸].

[1] Halocarbon
[2] Azeotrope
[3] Zeotrope
[4] Inorganic

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

جدول ۱-۶: چند نمونه از هالو کربن‌ها

نام شیمیایی	فرمول شیمیایی	شماره مبرد
تری کلروفلورو متان	CCL_3F	*R11*
دی کلرو دی فلور متان	CCL_2F_2	*R-12*
تری کلروتری فلورو اتان	CCL_2FCCLF_2	*R-113*
دی کلرو تترافلوروا تان	$CCLF_2CCLF_2$	*R-114*
کلرو پنتافلورو اتان	$CCLF_2CF_3$	*R-115*
دی فلور و منو کلر و متان	$CHCLF_2$	*R-22*
دی کلروتری فلورو اتان	$CHCL_2CF_3$	*R-123*
کلر و تتر افلورو اتان	$CHCLFCF_3$	*R124*
پنتا فلورو اتان	CHF_2CF_3	*R125*
تترافلور اتان	CH_2FCF_3	*R134a*
تری فلورو متان	CHF_3	*R23*
دی فلورو متان	CH_2F_2	*R32*
تری فلورو اتان	$CHCF_3$	*R143a*

۶. ۳. ۲. ۲ ازئوتروپ‌ها

ازئوتروپ‌ها مخلوطی از دو یا چند مبرد می‌باشند که بعد از ترکیب یک ماده واحد را تشکیل می‌دهند که خواص این ماده با اجزای تشکیل‌دهنده آن یکسان نیست. در ازئوتروپ ها به دلیل ترکیب اجزاء و تشکیل یک ماده جدید، نقطه جوش ثابت ولی متفاوت از اجزاء وجود دارد. درصد مواد تشکیل‌دهنده این گروه از این مبردهای در حالت‌های گازی و مایع مساوی می‌باشند که در جدول ۲-۶ دو نمونه از ازئوتروپ‌ها ارایه شده است.

جدول ۲-۶: دو نمونه از ازئوتروپ‌ها

R502:	*%48.8*	*R22*	*%52.2*	*R115*
R503:	*%40.1*	*R23*	*%59.9*	*R13*

۶. ۳. ۲. ۳ زئوتروپ

زئوتروپ نیز همانند ازئوتروپ‌ها از ترکیب چند مبرد تشکیل‌شده‌اند. در زئوتروپ‌ها اجزای تشکیل‌دهنده، مستقل از هم و دمای جوش مخصوص خود را دارند و بنابراین کل مخلوط، یک بازه دمای جوش دارد نه یک نقطه جوش. دو نوع زئوتروپ در جدول ۳-۶ ارایه شده‌اند.

جدول ۳-۶: دو نمونه از زئوتروپ‌ها

R407	%44	R125	%53	R143a	%4	R134a
R407c	%23	R32	%25	R125	%52	R134a

۶. ۳. ۲. ۴ مواد معدنی

تعداد زیادی از مبردها ترکیبات معدنی هستند. بعضی از این ترکیبات مثل آمونیاک کاربرد زیادی در صنعت تبرید دارد. مهم‌ترین این ترکیبات در جدول ۴-۶ عبارت‌اند از:

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

جدول ۴-۶: چند نمونه از مبردهای دسته‌بندی‌شده در مواد معدنی

آمونیاک	NH_3	*R717*
آب	H_2O	*R718*
دی‌اکسید کربن	CO_2	*R744*
دی‌اکسید گوگرد	SO_2	*R764*

۶. ۳. ۲. ۵ مواد آلی یا هیدروکربن‌ها

هیدروکربن‌ها مبردهایی هستند که در صنایع پتروشیمی کاربرد فراوانی دارند. چند نمونه از هیدروکربن‌های در جدول ۵-۶ معرفی شده‌اند:

جدول ۵-۶: سه نمونه از مبردهای دسته‌بندی‌شده در مواد آلی یا هیدروکربن‌ها

نام شیمیایی	فرمول شیمیایی	شماره مبرد
متان	CH_4	*R50*
اتان	C_2H_6	*R170*
پروپان	C_3H_8	*R290*

۶. ۳. ۳ معرفی مبردهای R22، R407c و R410a

۶. ۳. ۳. ۱ مبرد R22

از سال ۲۰۱۰ و بنا به پروتکل مونترال و به دلیل ایجاد گرمایش بیش از حد کره زمین و تخریب لایه اوزون تولید و فروش گاز R22 در بیشتر کشورهای توسعه‌یافته ممنوع شد ولی به دلیل تقاضای بالای این گاز و مورد استفاده قرارگرفتن آن در بیشتر سیستم‌های تهویه مطبوع و تبرید همچنان در بسیاری از کشورها تولید و به بازار ارایه می‌شود. مبرد R22 یک گاز بی‌رنگ، غیرقابل اشتعال و نسبتا بی‌بو می باشد و جزو گازهای گلخانه‌ای محسوب می‌شود و در سیلندر کپسول‌هایی به جرم ۱۳/۶ کیلوگرم و به رنگ سبز روشن به بازار ارائه می شود و با انواع روغن کمپرسور پلیول استر[1] و روغن آلکیل بنزن سازگاری دارد.

۶. ۳. ۳. ۲ مبرد R407c

مبرد R407c ترکیبی از هیدروفلورکربن‌ها می‌باشد و به طور کلی از سه گاز R32، R125 و R134 تشکیل شده است که سهم هر کدام به ترتیب برابر است با ۲۳ درصد، ۲۵ درصد و ۵۲ درصد. پتانسیل گرمایش هوا در این مبرد به پتانسیل گرمایش هوا در گاز R22 بسیار نزدیک است. در یک دستگاه تهویه مطبوع، با سیستم تراکم مستقیم، مبرد R407C را می‌توان به سادگی جایگزین R22 کرد، زیرا این گاز طوری طراحی شده که مشخصات و فشار کاری آن به R22بسیار نزدیک است. مبرد R407C که از چند مبرد تشکیل شده و گستره دمای تغییر فاز این مبرد، بالا است. گستره دمای تغییر فاز، اختلاف دمای بین دمای شروع تغییر فاز (از مایع به گاز و بلعکس) و دمای پایان تغییر فاز، در

[1] Polyolester oil

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

فشار ثابت است. گستره دمای تغییر فاز گاز R407C (تقریبا بین ۸ تا ۱۱ درجه فارنهایت) به اندازه‌ای بزرگ است که می‌تواند بر چرخه تبرید و شارژ کمپرسور اثر بگذارد.

۶. ۳. ۳. ۳ مبرد R410a

این گاز از ترکیب شدن دو گاز دیگر تهیه می‌شود که هر کدام آن‌ها به نسبت مساوی یعنی پنجاه به پنجاه با هم ترکیب می‌شوند. این گازها عبارتند از پنتا فلوئورو اتان (R125) و دی فلوئورو متان (R32). این مبرد آتشگیر است و دارای پتانسیل تقلیل ازن[1] صفر و پتانسیل گرمایش جهانی[2] برابر با ۲۳۴۰ است. به همین علت نمی‌توان از آن به عنوان یک گاز سازگار با طبیعت نام برد. اما در نگاه کلی به عنوان یکی از گازهای بی خطر برای لایه ازن به شمار می رود . کپسول‌های این مبرد دارای وزن ۱۱/۳ کیلوگرم و صورتی رنگ هستند. بهترین روغن که بالاترین سازگاری را با این گاز دارد روغن پلیول استر است. این مخلوط امکان تقسیم‌بندی شدن را ندارد چرا که دارای بازه دمای[3] تبخیر بسیار پایینی است. بازه دمای تبخیر مفهومی است که در مخلوط‌ها به جای دمای تبخیر به کار می‌رود. زیرا برخلاف ماده خالص، یک مخلوط از چندین ماده مختلف که خصوصیات فیزیکی متفاوتی باهم دارند تشکیل شده است. این مبرد با معیارهای پتانسیل گرمایش جهانی نیز سازگاری دارد. سیستم‌هایی که وظیفه خنک‌سازی را دارند و برای مبرد R410aطراحی شده‌اند در مقایسه با مبرد R22 قطعات کوچکتری دارند.

با کمک این مبرد می شود اندازه و جابجایی کمپرسور را تا حد زیادی کاهش داد، چرا که فشار و چگالی R410a بسیار زیاد است و بنابراین نیاز است برای این مبرد از اجزائی که فشار عملکردی بالاتری دارند استفاده شود. فاز مایع این گاز گرانروی بسیار پایین و رسانایی گرمایی بالایی دارد و خود این ویژگی ها باعث می‌شود تا R410a در مقایسه با هم مبردهایی که خواص نزدیک به آن دارند، دارای ویژگی‌های انتقالی بسیار خوبی باشد. ظرفیت خنک‌کنندگی و سرماسازی بسیار زیاد این گاز و همچنین خوب بودن انتقال حرارت آن باعث شده است که امروزه این گاز به عنوان بهترین گزینه موجود برای استفاده در چیلرها معرفی شود. از این مبرد در کولرهای گازی کم‌مصرف و دارای اینورتر که در دسته تبدیل کننده‌های حرارتی کوچک می‌باشند و پمپ‌های گرمایی جدید نیز استفاده می‌شود.

۶. ۳. ۴ مبردها و خصوصیات آن‌ها

در جدول ۶-۶ و جدول ۶-۷ برخی از مبردها و ویژگی آن‌ها ارایه شده است. مبردهای پایه معدنی از جمله آمونیاک، آب و ... مبردهایی هستند که ساختمان شیمیایی آن‌ها بر اساس هیدروکربن نیست.

جدول ۶-۶: برخی از مبردها و ویژگی آن‌ها

مبرد	دمای جوش (سلسیوس)	ویژگی
R-22	-۴۱	غیرقابل اشتعال، غیرسمی، غیرخورنده، پایدار، مخرب لایه ازن
R-134A	-۲۶	بدون اثر مخرب بر لایه ازن، جایگزین *R-12*
R-404A	-۴۶	غیرقابل اشتعال، با درجه سمی کم، بدون اثر مخرب بر لایه ازن
R-407A	-۴۲	غیرقابل اشتعال، با درجه سمی کم، بدون اثر مخرب بر لایه ازن

[1] Ozone Depletion Potential (ODP)
[2] Global Warming Potential (GWP)
[3] Temperature Glide

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

R-407C	-۴۳	غیرقابل اشتعال، با درجه سمی کم، بدون اثر مخرب بر لایه ازن، جایگزین *R-22*
R-410A	-۵۲	غیرقابل اشتعال، با درجه سمی کم، بدون اثر مخرب بر لایه ازن

برای تشخیص کپسول‌های مواد سرمازا آن‌ها را با رنگ‌های مختلف مشخص می‌کنند. این عمل از به کار بردن اشتباهی یک ماده به جای ماده دیگر در سیستم جلوگیری می‌کند. چون مواد سرمازا بر روی فلزات اثر می‌گذارند هر ۵ سال یک بار باید کپسول مواد سرمازا آزمایش شده و این مدت برای گازهای بی‌اثر ۱۰ سال است. در جدول ۸-۶ شماره مبرد و رنگ کپسول بعضی از مبردها ارائه شده است. در شکل ۶-۶ نیز نمایی از کپسول‌های چند نمونه مبرد ارایه شده است.

جدول ۷-۶: برخی از مبردها و ویژگی آن‌ها

ردیف	شماره ASHRAE	نام تجاری	جایگزین	روانکار پیشنهادی
۱	R-22	R-22	-	روغن با پایه معدنی، AB، POE
۲	R-123	R-123	R-11	روغن با پایه معدنی، AB
۳	R-124	R-124	R-114	AB
۴	R-134a	R-134a	R-12	PAG ،POE
۵	R-236fa	R-236fa	R-114	POE
۶	R-401A	MP-39	R-12	AB، روغن با پایه معدنی
۷	R-401B	MP-66	R-12	AB، روغن با پایه معدنی
۸	R-402A	HP-80	R-22, R-502	POE ،AB
۹	R-402B	HP-81	R-22, R-502	POE.AB
۱۰	R-403A	69S	R-22, R-502	POE.AB
۱۱	R-404A	HP-62, FX-70, R-404a	R-12	POE
۱۲	R-405A	Green Cool 2015	R-12	POE ،AB
۱۳	R-406A	GHG	R-12	روغن با پایه معدنی
۱۴	R-407A	R-407A	R-22, R-502	POE
۱۵	R-407B	R-407B	R-22, R-502	POE
۱۶	R-407C	R-407C, SUVA 9000	R-22, R-502	AB، روغن با پایه معدنی
۱۷	R-408A	FX-10	R-22, R-502	AB، روغن با پایه معدنی
۱۸	R-409A	R-409A, FX-56	R-12	AB، روغن با پایه معدنی
۱۹	R-410A	AZ-20, Puron	R-22	POE
۲۰	R-413A	ISCEON 49	R-22	POE
۲۱	R-414A	Application Care	R-22, R-500	روغن با پایه معدنی، AB، POE
۲۲	R-417A	ISCEON MO59, NU-22	R-22	روغن با پایه معدنی، AB
۲۳	R-422A	ISCEON MO79, One Shot	R-22	روغن با پایه معدنی، AB
۲۴	R-422D	ISCEON MO29	R-22	روغن با پایه معدنی، AB
۲۵	R-423A	ISCEON MO39TC	R-12	روغن با پایه معدنی، AB
۲۶	R-424A	Comstar RS-44	R-22, R-502	روغن با پایه معدنی، AB
۲۷	R-426A	Comstar RS-24	R-12	روغن با پایه معدنی، AB
۲۸	R-428A	Comstar RS-52	R-22	روغن با پایه معدنی، AB
۲۹	R-434A	Comstar RS-45	R-22, R-410A, R-404A, R-502	روغن با پایه معدنی، AB
۳۰	R-437A	ISCEON MO 49 Plus	MP39, MP66, R-404A, R-502	روغن با پایه معدنی، AB
۳۱	R-438A	Comstar RS-45	R-22, R-410A, R-404A, R-502	روغن با پایه معدنی، AB
۳۲	R-507A	AZ-50	R-22, R-502	POE
۳۳	R-508B	SUVA 95	R-22, R-13	POE
۳۴		ISCEON MO89	R-13B1	روغن با پایه معدنی، AB
۳۵		ISCEON MO99	R-22	روغن با پایه معدنی، AB

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

جدول ۸-۶: شماره مبرد و رنگ کپسول بعضی از مبردها

شماره ماده سرمازا	رنگ کپسول	شماره ماده سرمازا	رنگ کپسول	شماره ماده سرمازا	رنگ کپسول	شماره ماده سرمازا	رنگ کپسول
R_۴۰VB	زرد کرمی	R_۷۱۷	نقره‌ای	R_۵۰۲	ارغوانی	R_۴۱۰A	رنگ گلی
R_۱۱	نارنجی	R_۱۳۴a	آبی روشن	R_۴۰۷C	شکلاتی	R_۴۰۴A	نارنجی
R_۱۲	سفید	R_۱۱۴	آبی تیره	R_۱۲۳	خاکستری روشن		
R_۲۲	سبز	R_۴۰۹A	قهوه‌ای مایل به زرد	R_۴۰۱B	زرد خردلی		
R_۵۰۰	زرد	R_۱۱۳	زرشکی	R_۴۰۲A	قهوه‌ای روشن		







شکل ۶-۶: تخریب لایه ازن توسط ترکیبات کلردار

مبرد استفاده شده در سیستم‌های تهویه مطبوع متنوع بوده و بسته به نوع سیستم می‌تواند متغیر باشد. در جدول (۴-۸) نوع سیستم‌های استفاده شده در صنعت تهویه مطبوع و مبرد بکار رفته در آن‌ها ارائه شده است.

جدول ۹-۶: نوع سیستم تهویه مطبوع و مبردهای استفاده شده در آن‌ها

سیستم	نوع مبرد
چیلر هوا خنک با کمپرسور رفت و برگشتی	R22، R407c و R134a
چیلر هوا خنک با کمپرسور اسکرال	R22، R407c، R410a
چیلر هوا خنک با کمپرسور اسکرو	R22، R407c، R134a، R410a
مینی چیلر هوا خنک	R22 و R410a
پکیج یونیت یکپارچه	R22، R407c، R134a
پکیج یونیت دو پارچه	R22، R407c، R134a
VRF	R410a
داکت اسپلیت	R22، R410a
کولر گازی اسپلیت	R22، R410a
کولر گازی پنجره‌ای	R22، R407c، R134a، R410a

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

۶. ۴ تحلیل ترمودینامیکی مرتبط با آزمایش‌ها

در این بخش روابط ترمودینامیکی سامانه تبرید ارایه می‌شود تا بتوان داده‌های آزمایش را مورد تحلیل قرار داد و از دقت داده‌های آزمایش اطمینان حاصل کرد. مدل‌سازی و محاسبات مناسب‌تر است که با استفاده از نرم‌افزار *EES* انجام شود زیرا این نرم‌افزار قابلیت‌های مناسبی برای محاسبات و چک کردن نمودارهای مختلف ترمودینامیکی را دارد.

۶. ۴. ۱ دبی جرمی

دبی جرمی برابر است با مقدار جرمی که در واحد زمان از یک مقطع مشخص می‌گذرد. عامل چرخش مبرد در سامانه، کمپرسور است بنابراین باید دبی را از کاتالوگ آن استخراج کرد. دبی جرمی با $\dot{m}$ نشان داده می‌شود. با توجه به کاتالوگ کمپرسور اسکرال (شکل ۱۳-۶) میزان دبی کمپرسور lbs/hr ۳۶۳ ارایه شده است که معادل kg/s ۰/۰۴۵۷ می‌شود.

۶. ۴. ۲ توان خروجی کمپرسور

به اشتباه گاهی توان خروجی کمپرسور با انرژی الکتریکی مصرفی اشتباه گرفته می‌شود ولی چون بازده کمپرسور هیچ‌گاه صددرصد نیست، همیشه توان خروجی از توان دریافتی کمتر خواهد بود. برای محاسبه توان مصرفی کمپرسور از فرمول زیر استفاده می‌شود (با توجه به شکل ۲۰-۶):

$$W_{comp} = h_3 - h_2$$
$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}(h_3 - h_2) \quad (۶-۵)$$

۶. ۴. ۲. ۲ توان مصرفی کل

توان مصرفی کل سیستم از مجموع کمپرسور، فن دمنده اواپراتور و فن کندانسور تشکیل می‌شود. توان مصرفی فن اواپراتور و کندانسور به ترتیب از رابطه (۶-۶) و (۶-۷) محاسبه می‌شود:

$$\dot{W}_{fan-evap} = I_{fan-evap} \times V \times cos\,\varphi \quad (۶-۶)$$

$$\dot{W}_{fan-cond} = I_{fan-cond} \times V \times cos\,\varphi \quad (۶-۷)$$

که در آن I جریان، V ولتاژ و $cos\,\varphi$ ضریب توان است که ضریب توان با نسبت توان واقعی به توان ظاهری سنجیده می‌شود. همچنین می‌توان آن را با کسینوس تغییر فاز جریان و ولتاژ در یک جریان AC تخمین زد. توان مصرفی کمپرسور از روی کاتالوگ دستگاه خوانده می‌شود که برای کمپرسور اسکرال ۱/۵ کیلووات (مود ۴۵/۱۰۰ استفاده شده است زیرا این دما بر اساس دمای T_H و T_L که براساس اقلیم سنجیده می‌شود درنظر گرفته شده است و دمای خشک در تهران حدود ۱۰۰ درجه فارنهایت است) و برای کمپرسور روتاری ۱/۸۸ کیلووات است. در نهایت توان مصرفی کل چرخه تبرید به صورت زیر محاسبه می‌شود:

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

$$\dot{W}_{net,in} = \dot{W}_{comp} + \dot{W}_{fan-cond} + \dot{W}_{fan-evap} \quad (۶-۸)$$

۶. ۴. ۳ توان برودتی اواپراتور

توان برودتی اواپراتور نشان دهنده مقدار گرمایی است که اواپراتور توانسته در واحد زمان از محیط سرد دریافت کند. این پارامتر از رابطه زیر محاسبه می‌شود (با توجه به شکل ۲۰-۶):

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}(h_1 - h_6) \quad (۶-۹)$$

۶. ۴. ۴ توان گرمایی کندانسور

یکی دیگر از پارامترهایی که می‌توان از نمودارهای ترمودینامیکی استخراج کرد، توان گرمایی کندانسور است. این پارامتر نشان‌دهنده مقدار گرمایی است که کندانسور توانسته به محیط بیرون (محیط گرم) در واحد زمان انتقال دهد. رابطه آن به صورت زیر بیان می‌شود (با توجه به شکل ۲۰-۶):

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}(h_3 - h_4) \quad (۶-۱۰)$$

۶. ۴. ۵ شیر انبساط

در شیر انبساط گاز با دما و فشار بالا و به صورت مایع پر فشار وارد و با افت دما و فشار و به صورت دو فازی آن را ترک می‌کند. فرایند در شیر انبساط از نوع آنتالپی ثابت می‌باشد.

$$h_5 = h_6 \quad (۶-۱۱)$$

۶. ۴. ۶ ضریب عملکرد

ضریب عملکرد از نسبت توان برودتی گرفته شده از هوای فضای مورد نظر به توان الکتریکی مصرفی به دست می‌آید. رابطه ضریب عملکرد به شکل زیر بیان می‌شود:

$$COP_R = \frac{Disired\ output}{Required\ input} = \frac{Cooling\ effect}{Work\ input} = \frac{Q_{evap}}{W_{net,in}} \quad (۶-۱۲)$$

$$COP_R = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{net,in}} = \frac{\dot{m}\,(h_1 - h_6)}{\dot{W}_{comp} + \dot{W}_{fan-cond} + \dot{W}_{fan-evap}} \quad (۶-۱۳)$$

که در آن h_1 و h_6 آنتالپی قبل و بعد از اواپراتور هستند (با توجه به شکل ۲۰-۶). لازم به ذکر است که داده‌برداری در چرخه تبرید در حین آزمایش در ۶ نقطه انجام شده است که در بخش‌هایی بعدی معرفی می‌شوند.

برای بدست آوردن آنتالپی در هر نقطه از چرخه باید به جدول مشخصات ترمودینامیکی گاز مبرد مورد استفاده مراجعه کرد. در این جدول می‌توان با استفاده از دو خاصیت ترمودینامیکی (به عنوان مثال فشار و دما)، آنتالپی را استخراج کرد.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

۶. ۴. ۷ نمونه کد نوشته شده در محیط EES

با توجه به قابلیت‌های نرم‌افزار *EES* مناسب است که برای تایید داده‌های به‌دست آمده از آزمایش‌ها و دقت بیشتر در محاسبه ضریب عملکرد، از این نرم‌افزار استفاده شود. این نرم‌افزار قابلیت این را دارد که نمودارهای مختلف ترمودینامیکی (مانند نمودار دما-آنتروپی) را برای مبردهای مختلف رسم کند و می‌توان با جاگذاری داده‌های به‌دست آمده از آزمایش در این نمودارها از روند آزمایش‌ها اطمینان حاصل کرد. در زیر یک نمونه از کد نوشته شده در محیط *EES* ارایه شده است.

```
$UnitSystem SI Mass kJ kG Deg kPa K
R$='R410a'
T_environment=300.3[k]
T_room=294.7[k]
T_evap=283.4[k]
T_fan=306.5[k]
V_fan=6.8[m/s]
T[1]= 277[K]
P[1]= 869[KpA]
h[1]= enthalpy(R$,T=T[1],P=P[1])
s[1]= entropy(R$,T=T[1],P=P[1])
T[2]= 278.8[K]
P[2]= 853.6[KpA]
h[2]= enthalpy(R$,T=T[2],P=P[2])
s[2]= entropy(R$,T=T[2],P=P[2])
T[3]= 343[K]
P[3]= 2444.7[KpA]
h[3]= enthalpy(R$,T=T[3],P=P[3])
s[3]= entropy(R$,T=T[3],P=P[3])
T[4]= 300.1[K]
P[4]= 2392.3[KpA]
h[4]= enthalpy(R$,T=T[4],P=P[4])
s[4]= entropy(R$,T=T[4],P=P[4])
T[5]= 297[K]
P[5]= 2372.3[KpA]
h[5]= enthalpy(R$,T=T[5],P=P[5])
s[5]= entropy(R$,T=T[5],P=P[5])
T[6]= 274[K]
P[6]= 896.2[KpA]
h[6]= h[5]
s[6]= entropy(R$,T=T[6],h=h[6])
I_fan= 0.63[Amp]
I_blower= 0.99[Amp]
V= 215[V]
W_dot_comp=1.88[kw]
W_dot_fan= (I_fan*V*0.8)/1000[kw]
W_dot_blower= (I_blower*V*0.8)/1000[kw]
W_dot_net=w_dot_comp+w_dot_fan+w_dot_blower
m_dot=W_dot_comp/(h[3]-h[2])
Q_dot_cond = (h[4]-h[3])*m_dot
Q_dot_35 = (h[5]-h[3])*m_dot
Q_dot_evap = (h[1]-h[6])*m_dot
Q_dot_62 = (h[2]-h[6])*m_dot
COP = Q_dot_evap/w_dot_net
```

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

۶. ۵ معرفی داکت اسپلیت

در این پروژه از دستگاه داکت‌اسپلیت استفاده شده است. این دستگاه به‌دلیل نوع فن و فشار خروجی بالاتر آن نسبت به اسپلیت‌های دیواری، این امکان را دارد تا به یک شبکه کانال‌کشی متصل شده و از آن چندین خروجی هوا گرفته شود. داکت‌اسپلیت از چرخه تبرید تراکمی برای ایجاد دمای مطلوب استفاده می‌کند و از دو بخش یونیت داخلی و خارجی تشکیل شده است. یونیت داخلی همان‌طور که از نامش پیداست داخل محیطی مستقر می‌شود که نیاز به تهویه دارد و یونیت خارجی در فضای آزاد نصب می‌شود. با توجه به این‌که در آزمایش‌های انجام شده از دو نوع کندانسور پره-لوله و میکروکانال استفاده شده است، یونیت داخلی (اواپراتور) یکسان در نظر گرفته شده است و یونیت خارجی وابسته به نوع کندانسور متفاوت است. در این بخش به معرفی دستگاه‌های داکت اسپلیت و اجزاء آن پرداخته می‌شود.

۶. ۵. ۱ یونیت داخلی داکت‌اسپلیت

کویل اواپراتور که در آن مبرد خنک جریان دارد، درون یونیت داخلی قرار می‌گیرد. وظیفه کویل اواپراتور کاهش دمای هوای عبوری از روی آن و تغییر فاز مبرد جاری داخل آن از حالت دوفازی به گاز است. فن‌های گریز از مرکز (دمنده[1]) که به‌وسیله یک الکتروموتور به حرکت درمی‌آیند، تا حد امکان باد را از روی کویل اوپراتور عبور می‌دهند. یک فیلتر پارچه‌ای روی دریچه مکش هوای یونیت داخلی نصب می‌شود تا از ورود گرد و خاک به داخل دستگاه جلوگیری کند. کویل آب گرم هم داخل دستگاه تعبیه شده است که در فصل زمستان هوای گرم را تامین کند.

یونیت داخلی استفاده شده در طول این آزمایش‌ها از برند ایرانی GESCOOL است. الکتروموتور بکار رفته در این دستگاه از برند ایرانی الکترومگا با قدرت ۱۶۰ وات است (شرکت الکترومگا در گلپایگان واقع در استان اصفهان قرار داد). دو فن دمنده[2] از جنس ورق گالوانیزه بوده و ابعادی به اندازه ۱۵×۲۰ (سانتی‌متر) دارند. کویل اواپراتور دارای سه ردیف لوله است. برخی مشخصات کویل اواپراتور در جدول ۶-۱۰ ارایه شده است. شکل ۶-۷ نمایی از یونیت داخلی را نشان می‌دهد. شکل ۶-۸ نمایی از یونیت داخلی به همراه تجهیزات اندازه‌گیری فشار و دما که روی آن نصب شده است را نشان می‌دهد. شکل ۶-۹ نیز اجزاء داخلی یونیت داخلی را نشان می‌دهد که دمنده‌ها، الکتروموتور و کویل‌های آب گرم و سرد در آن مشخص است. نمایی از فن دمنده نیز در شکل ۶-۱۰ نشان داده شده است.

[1] Blower
[2] Blower fan

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

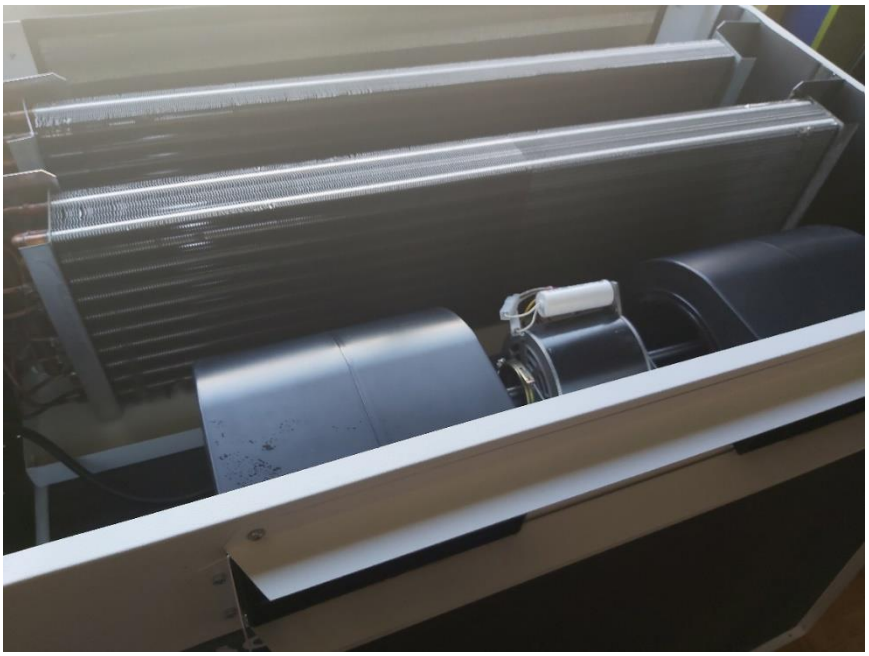


شکل ۷-۶: یونیت داخلی



شکل ۸-۶: یونیت داخلی و تجهیزات اندازه‌گیری

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۹-۶: اجزاء داخلی یونیت داخلی



شکل ۱۰-۶: نمایی از فن دمنده

جدول۱۰-۶: مشخصات کویل اوپراتور

DX Coil	Tube	Material	Plain copper
		Diameter (in)	3/8
	Fin	Material	Aluminum Corrugated
		Face Area (ft^2)	2.42
		$H \times L$ (cm)	25×90
		Row/FPI	3/16

۶. ۵. ۲ یونیت خارجی

افزایش فشار و دما و تغییر فاز مبرد از گاز به مایع در یونیت خارجی اتفاق می‌افتد. مبرد خارج شده از اواپراتور که در فاز گازی قرار دارد به وسیله لوله‌کشی مسی به یونیت خارجی منتقل و وارد کمپرسور شده و پس از افزایش فشار و دما از کندانسور عبور می‌کند تا در آن مبرد از گاز به مایع تغییر فاز دهد. یک فن به عبور هرچه بیشتر هوا از روی کویل کندانسور کمک می‌کند تا کندانسور تا حد امکان گرمای خود را از دست بدهد. به همین دلیل یونیت خارجی در فضای

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

آزاد و تا حد امکان دور از نور خورشید نصب می‌شود. شکل ۱۱-۶ نمایی از یونیت خارجی دارای کندانسور پره-لوله را نشان می‌دهد و شکل ۱۲-۶ نیز نمایی از یونیت خارجی دارای کندانسور میکروکانال را نشان می‌دهد.



شکل ۱۱-۶: نمایی از یونیت خارجی برای کندانسور پره-لوله مورد استفاده در آزمایش



شکل ۱۲-۶: نمایی از یونیت خارجی برای کندانسور میکروکانال مورد استفاده در آزمایش

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

برای این پژوهش از سه یونیت خارجی استفاده شده است. در آزمایش‌های انجام شده، دو نوع کندانسور مختلف پره-لوله و میکروکانال استفاده شده است و برای کندانسور پره-لوله، دو نوع کمپرسور استفاده شده است که شامل کمپرسور اسکرال و روتاری است. مشخصات کمپرسورها در بخش‌های بعدی ارایه شده است. آزمایش‌ها با کمپرسور اسکرال با دو مبرد R22 و R407c انجام شده است. همچنین برای کندانسور میکروکانال از کمپرسور اسکرال استفاده شده است که دو نوع مبرد R407c و R22 در سه سرعت فن مختلف انجام شده است. برای مبرد R410a از کمپرسور روتاری استفاده شده است. جدول۱۱-۶ به طور خلاصه آزمایش‌های انجام شده با کندانسور و کمپرسور مختلف را نشان می‌دهد.

جدول۱۱-۶: جدول آزمایش‌های انجام شده با کندانسور و کمپرسور مختلف

	نوع مبرد	کندانسور پره-لوله	کندانسور میکروکانال	کمپرسور اسکرال ZR28K3	کمپرسور روتاری PA280G2CS
برند GESCOOL، مدل F&T ظرفیت ۲۸۰۰۰	R22 R407c	✓		✓	
برند GESCOOL، مدل MICRO ظرفیت ۲۸۰۰۰	R22 R407c		✓	✓	
برند GESCOOL، مدل F&T ظرفیت ۲۸۰۰۰	R410a		✓		✓

۶. ۵. ۳ کمپرسور

۶. ۵. ۳. ۱ کمپرسور اسکرال کوپلند مدل ZR28K3-PFJ

کمپرسور از برند کوپلند[1] مدل ZR28K3-PFJ است. این کمپرسور تک‌فاز بوده و سیستم آن اسکرال است. داخل کمپرسورهای اسکرال، دو مارپیچ غیرهم‌مرکز وجود دارد که در داخل یکدیگر حرکت می‌کنند و نتیجه آن بالا رفتن فشار و دمای گاز در مرکز دو مارپیچ است. ظرفیت سرمادهی این کمپرسور در شرایط هوایی مانند تهران حدود ۲۸۰۰۰Btu/hr است. توان مصرفی این دستگاه ۱۵۱۰ وات است. این کمپرسور برای مبردهای R22 و R407c مناسب است. مشخصات فنی این کمپرسور در شکل ۱۳-۶ آورده شده است.

[1] Copeland

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

ZR28K3-PFJ

HCFC, R-22, Mid Point, 50 Hz, 1 - Phase, 220/240 V
Air Conditioning
Production Status: Available for sale to all U.S. customers. Please check with your local Emerson Climate Technologies representative for international availability.

Performance

Evap(°F)/Cond(°F)	45/130	45/100
RG(°F)/Liq(°F)	65/115	65/85
Capacity (Btu/hr):	23600	28200
Power (Watts):	2190	1510
Current (Amps):	10.4	7.4
EER (Btu/Wh):	10.8	18.6
Mass Flow (lbs/hr):	346.0	363.0
Sound Power(dBA):	65 Ave	70 Max
Vibration (mils(peak-peak)):	2.0 Ave	3.0 Max
Record Date:	2001-09-13	

Mechanical

Number of Cylinders:	0	Displ (in^3/Rev):	2.395
Bore Size (in):	0.0	Displ (ft^3/hr):	241.1621
Stroke (in):	0.0		
Overall Length (in):	9.567	Mounting Length (in):	7.5
Overall Width (in):	9.567	Mounting Width(in):	7.5
Overall Height (in):	14.84	Mounting Height (in):	15.076*
Suction Size (in):		3/4 Stub	
Discharge Size (in):		1/2 Stub	
Initial Oil Charge (oz):		38	
Oil Recharge (oz):		34	
Net Weight (lbs):		60.0	
Internal Free Volume (in^3):		175.0	
HorsePower		2.5	

* Overall compressor height on Copeland Brand Product's specified mounting grommets.

Electrical

LRA-High*:	61.0	MCC (Amps):	18.0	UL File No.:	SA-2337
LRA-Half Winding:		RPM:	2900	UL File Date:	14-Jun-1994
LRA-Low*:	56.0	Max Operating Current:	13.6	CSA File No.:	LR3104C

RLA(=MCC/1.4; use for contactor selection): 12.9
RLA (=MCC/1.56; use for breaker & wire size selection): 11.5
*Low and High refer to the low and high nominal voltage ranges for which the motor is approved.

Alternate Applications

Refrigerant	Frequency(Hz)	Phase	Voltage	Application
R-22 HCFC	60	1	265	Air Conditioning

شکل ۱۳-۶: مشخصات فنی کمپرسور اسکرال کوپلند مدل ZR28K3-PFJ

۶.۵.۴ کمپرسور روتاری GMCC PA280G2CS-4MTL

این دستگاه از تکنولوژی روتاری استفاده می‌کند. به‌طور ساده می‌توان گفت این مدل از کمپرسور با حرکت یک شفت که مرکز جرم و مرکز دوران مختلفی دارد گاز را فشرده می‌کند. مدل PA280 توان مصرفی ۱۸۸۰ وات دارد. ظرفیت سرمادهی این کمپرسور در شرایط هوایی مانند تهران حدود ۲۸۰۰۰ Btu/hr است. تنها مبرد قابل استفاده در این دستگاه، مبرد R410a است. در جدول۱۲-۶ مشخصات برخی مدل‌های کمپرسور GMCC که با مبرد R410a کار می‌کنند را ارایه داده است. مدل مورد نظر که در این آزمایش‌ها از آن‌ها استفاده شده است در این جدول پررنگ سبز شده است.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

جدول۱۲-۶: معرفی مدل‌های مختلف کمپرسور GMCC و مشخصات آن‌ها

R410A
1φ-50Hz-220/240V

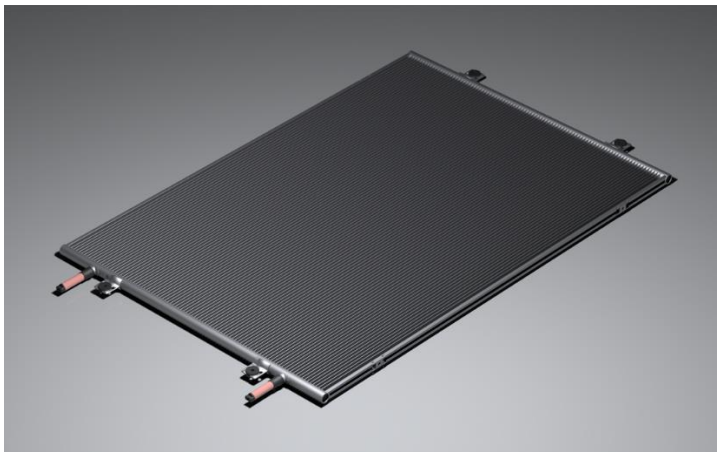
Typical Model	Displ.	Cooling Capacity		Power	COP	Capacitor	Compressor Height	Discharge Pipe	Sucition Pipe
	cm^3/rev	W	Btu/h	W	W/W	µF/ V	mm	mm	mm
ASN46V1VAZ1	\	1240	4231	318	3.90	15/370	251	8.1	9.8
laSN58V1VZZJ	5.8	1640	5596	420	3.90	25/370	251	8.1	9.8
ASM89V1VFZ	8.9	2520	8598	592	4.25	25/370	292	8.1	12.9
ASM99V1VFZ	9.8	2820	9622	656	4.30	25/370	292	8.1	12.9
ASM103V11VDZ	10.3	2900	9895	682	4.25	25/370	292	8.1	9.8
ASM106V1VDZ	10.6	3045	10390	712	4.28	25/370	292	8.1	9.8
ASM106V1VFZ	10.6	3080	10509	726	4.25	25/370	292	8.1	12.9
ASM120V1VFT	12.0	3445	11754	815	4.22	30/370	292	8.1	12.9
ASM125V1VFT	12.5	3610	12317	845	4.28	35/370	292	8.1	12.9
ASM130V1VFZ	13.0	3835	13085	896	4.28	35/370	292	8.1	12.9
ASM135V1VFT	13.3	3870	13204	900	4.30	35/370	292	8.1	12.9
ASM140V1VFT	13.9	4080	13921	945	4.30	35/370	292	8.1	12.9
PA145G1C-4FTL	14.7	4140	14126	1010	4.10	35/370	298	8.1	12.9
PA150M2A-4FTL	15.0	4300	14672	1025	4.20	35/370	299	8.1	12.9
PA165M2AS-4KUL	16.5	4750	16207	1110	4.28	35/370	340	8.1	12.9
PA190M2AS-4KTL1	19.1	5460	18630	1270	4.30	45/370	340	8.1	12.9
PA240M2CS-4KUL	23.9	6890	23509	1660	4.15	50/370	340	8.1	12.9
ASG240V1VMU	24.0	6930	23645	1620	4.28	50/400	310	9.8	16.2
PA196G2C-4MUL	19.6	5650	19278	1320	4.28	55/400	310	9.8	16.2
PA206G2C-4KUL	20.8	5990	20438	1410	4.25	55/400	310	8.1	12.9
PA216G2C-4MUL	21.6	6300	21496	1480	4.26	55/400	310	9.8	16.2
PA231G2C-4MUL	23.1	6766	23086	1559	4.34	50/370	344	9.8	16.2
PA250G2CS-4MUL	25.1	7315	24959	1695	4.32	50/400	344	9.8	16.2
PA270G2CS-4MUL	27.0	7865	26836	1815	4.33	60/400	344	9.8	16.2
PA280G2CS-4MUL	27.9	8135	27757	1880	4.33	60/400	344	9.8	16.2
PA290G2CS-4MUL	28.7	8485	28951	1965	4.32	60/400	344	9.8	16.2
PA311X3CS-4MUL	30.5	8915	30418	2075	4.30	55/400	382	9.8	16.2
PA331X3CS-4MUL	32.6	9510	32448	2225	4.27	55/400	382	9.8	16.2

۶. ۵. ۵ کندانسور

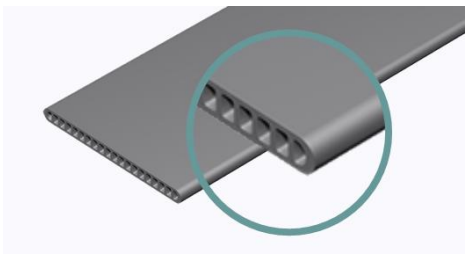
۶. ۵. ۵. ۱ کندانسور میکروکانال

کندانسور میکروکانال در سال‌های اخیر به‌صورت گسترده‌تری مورد استفاده قرار گرفته‌اند. این تکنولوژی بیشتر روی سه موضوع افزایش انتقال حرارت، کاهش شارژ مبرد و کاهش خوردگی تمرکز کرده است. کندانسور میکروکانال از تیوب‌های مسطح آلومینیومی با کانال‌های کوچک برای عبور مبرد (میکروکانال) و پره‌های آلومینیومی تشکیل می‌شوند. شکل ۶-۱۴ یک کندانسور میکروکانال نوعی را نشان می‌دهد و شکل ۶-۱۵ نمایی از مسیرهای میکروکانال در یک لوله را نشان می‌دهد.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



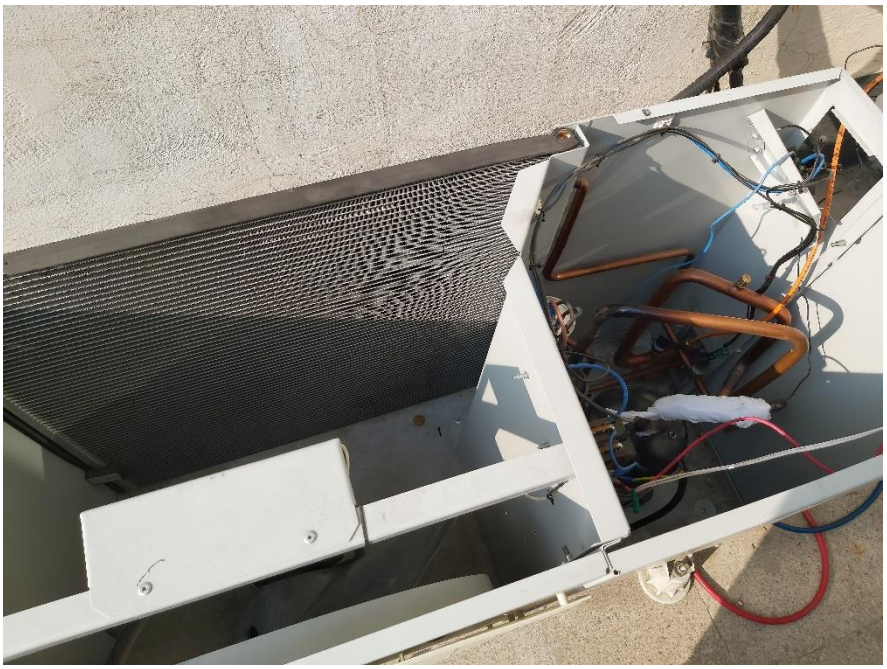
شکل ۱۴-۶: نمونه یک کندانسور میکروکانال



شکل ۱۵-۶: نمونه یک لوله و مسیرهای میکروکانال

کندانسور میکروکانال استفاده شده در دستگاه مورد آزمایش از برند دانفوس است و ابعاد آن ۶۵×۶۵ سانتی‌متر است. این کندانسور دارای ۶۵ لوله میکروکانال با عرض ۱۶ میلی‌متر است که در هر ردیف از آن معمولا ۱۶ میکروکانال برای عبور مبرد وجود دارد. شکل ۱۶-۶ نمایی از کندانسور میکروکانال مورد استفاده در این آزمایش که درون یونیت خارجی قرار دارد را نشان می‌دهد. مشخصات کندانسور میکروکانال مورد استفاده در جدول۱۳-۶ ارایه شده است.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۱۶-۶: کندانسور میکروکانال مورد استفاده در آزمایش

جدول۱۳-۶: مشخصات کندانسور میکروکانال

طول کویل کندانسور (cm)	۶۵
عرض لوله میکروکانال (mm)	۱۶
تعداد مسیر مبرد	۲
تعداد لوله‌های میکروکانال	۶۵
جنس فین و لوله	آلومینیوم
گام فین (میلی‌متر)	۱/۱
ارتفاع فین (میلی‌متر)	۸/۱

۶. ۵. ۵. ۲ کندانسور پره-لوله[1]

این نوع کندانسور همان نوع رایج است که از لوله‌های مسی و فین‌های آلومینیومی تشکیل شده است. این کندانسور نسبت به نوع میکروکانال ارزان‌تر بوده و هزینه تعمیرات و نگهداری کمتری دارد. شکل ۱۷-۶ نمونه‌های کندانسورهای پره-لوله را نشان می‌دهد. کندانسور پره-لوله استفاده شده در این آزمایش دارای مساحت ۰/۹۴ متر مربع است. این کندانسور از ۲۶ ردیف لوله ساخته شده است و سه مسیر عبور مبرد دارد.

[1] Fin-Tube

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۱۷-۶: نمونه‌های کندانسور پره-لوله

جدول۱۴-۶: مشخصات کویل کندانسور پره-لوله

Coil	*Tube*	*Material*	*Plain Copper Tube*
		Diameter (in)	*3/8*
		Pass	*3*
	Fin	*Material*	*Aluminum Corrugated*
		Row/FPI	*1/17*

۶. ۵. ۶ شیر انبساط

در این دستگاه از شیر انبساط ترموستاتیک برند دانفوس مدل T2 برای کاهش فشار مبرد در ورودی اواپراتور استفاده شده است. این شیر انبساط دارای کپسول دماسنج است و این کپسول بر روی لوله مسی برگشت اواپراتور نصب می‌شود و بر اساس دمای مبرد خروجی از اواپراتور، دبی مبرد خروجی از شیر انبساط تنظیم می‌شود. شکل ۱۸-۶ نمونه شیر انبساط ترموستاتیک برند دانفوس مورد استفاده در این آزمایش را نشان می‌دهد. شکل ۱۹-۶ نیز مشخصات این شیر انبساط را نشان می‌دهد.



شکل ۱۸-۶: شیر انبساط ترموستاتیک برند دانفوس مدل T2

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

Product specification

Technical data

Max. temperature
Bulb, when valve is installed: 100 °C
Bulb, element not mounted: 60 °C

Min. temperature
T2 – TE2: -60 °C

Max. test pressure
PT = 38 bar

Max. working pressure
PS/MWP = 34 bar

Table 1: Technical data

Refrigerant	Range N -40 °C – 10 °C	Range NM -40 °C – -5 °C	Range NL -40 °C – -15 °C	Range B -60 °C – -25 °C
	MOP-point in evaporating temperature t_e and evaporating pressure p_e [1]			
	15 °C / 60 °F	0 °C / 32 °F	-10 °C / 15 °F	-20 °C / -4 °F
R22	100 psig / 6.9 bar (abs)	60 psig / 4.0 bar (abs)	35 psig / 2.4 bar (abs)	20 psig / 1.4 bar (abs)
R407C	95 psig / 6.6 bar (abs)	–	–	–
R134a	55 psig / 3.8 bar (abs)	30 psig / 2.0 bar (abs)	15 psig / 1.0 bar (abs)	–
R404A/R507	120 psig / 8.3 bar (abs)	75 psig / 5.2 bar (abs)	50 psig / 3.4 bar (abs)	30 psig / 2.1 bar (abs)

[1] Pe in bar gauge

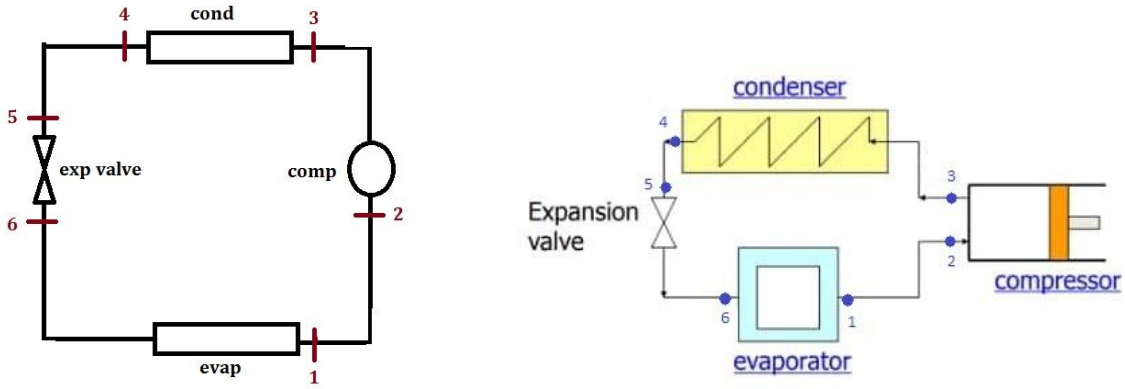
شکل ۱۹-۶: مشخصات شیر انبساط ترموستاتیکی دانفوس T2

۶.۶ روند آماده‌سازی و برنامه آزمایش‌ها

قبل از شروع به داده‌برداری نیاز است که دو یونیت خارجی و داخلی بوسیله لوله مسی به یکدیگر متصل شوند. دو خط رفت و برگشت (از یونیت خارجی به یونیت داخلی و برعکس) لوله مسی لازم است با استفاده از عایق الاستومری عایق شوند. دستگاه داکت‌اسپلیت GESCOOL دارای شیر انبساط خارجی است که قبل از ورودی اواپراتور در مسیر لوله‌کشی قرار می‌گیرد. پیش از شارژ گاز باید حتما سیستم با استفاده از گاز ازت نشتی‌یابی شود تا هیچ نقطه‌ای از سیستم نشتی گاز نداشته باشد. برای انجام هر یک از این آزمایش‌ها نیاز است ابتدا با استفاده از پمپ خلأ، کل سیستم را خالی کرده تا هیچ گاز اضافه‌ای به‌جز مبرد در سیستم وجود نداشته باشد. سپس شارژ کردن مبرد دستگاه شروع می‌شود. پس از ثابت شدن اختلاف دمای خروجی کندانسور و دمای متناظر با فشار آن نقطه روی بازه ۴/۵ تا ۶/۵ درجه کلوین شروع به داده‌برداری می‌شود. ابتدا لازم است نقاطی که از آن‌ها داده‌برداری شده‌اند، معرفی شوند. شکل ۲۰-۶ دو شماتیک از چرخه تبرید و نقاط داده‌برداری شده در چرخه را نشان می‌دهد. لازم به ذکر است که میزان شارژ مبرد در چرخه تبرید با کندانسور معمولی حدود ۳ کیلوگرم و در چرخه تبرید با کندانسور میکروکانال ۲/۳ کیلوگرم است. با توجه به اینکه در این آزمایش از داکت اسپلیت استفاده شده است و بخش زیادی از شارژ مبرد برای کل چرخه است و تنها تفاوت دو چرخه در کندانسورهای آنها است بنابراین کندانسور میکروکانال به طور قابل توجهی کمتر از کندانسور معمولی نیاز به شارژ مبرد دارد. لازم به ذکر است که ستاپ فاقد رسیور می‌باشد. برای این امر دو دلیل مطرح است. اول اینکه مقدار مبرد موجود در دستگاه با توجه به ظرفیت آن الزامی برای قراردادن رسیور ایجاد نمی‌کند. و دومین

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

دلیل این است که بازه تغییر دبی مبرد به وسیله شیر انبساط ترموستاتیک حدود ۱۰ تا ۱۵ درصد است که موجب انباشتگی در سیستم نمی‌شود. این بازه از کاتالوگ شیر انبساط استفاده شده در استخراج شده است.



شکل ۲۰-۶: دو شماتیک از چرخه تبرید و نقاط داده‌برداری شده

نقاط در چرخه بسته‌ی غیرایده‌آل، به ترتیب زیر شماره‌گذاری می‌شوند:

۱. نقطه خروج اواپراتور که به لوله مسی بازگشت به کمپرسور متصل است
۲. نقطه ورود کمپرسور که در انتهای مسیر لوله‌کشی مسی قرار دارد
۳. نقطه خروج از کمپرسور و ورود به کندانسور
۴. نقطه خروج از کندانسور که به ابتدای لوله مسی حامل مبرد گرم و در فاز مایع متصل است
۵. نقطه ورود به شیر انبساط که در انتهای لوله مسی خارج شده از کندانسور قرار دارد
۶. نقطه خروج از شیر انبساط و ورود به اواپراتور

به علت کوتاه بودن مسیر لوله‌کشی مسی بین اواپراتور و شیر انبساط و بین کمپرسور و کندانسور، افت فشاری برای این مسیرها در نظر گرفته نشده است.

برای انجام این آزمایش، ۱۸ آزمایش طراحی شده است که هر آزمایش لازم است برای اثبات صحت داده‌ها ۳ بار تکرار شود. برای هر کندانسور و مبرد خاص، آزمایش در سه سرعت فن مختلف محاسبه شده است. برای این کار از دیمر برای تغییر سرعت فن استفاده شده است. با این دیمر سه سرعت را می‌توان تنظیم کرد که به ترتیب از سرعت بالا (بیشترین سرعت) تا سرعت پایین (کمترین سرعت) نامگذاری شده‌اند. آزمایش‌ها به‌ترتیب زیر انجام شده‌اند (لازم به ذکر است که چون از دو یونیت خارجی استفاده شده است به همین دلیل آزمایش‌ها یکبار برای کندانسور پره-لوله با یک مبرد خاص و سپس برای همان مبرد با کندانسور میکروکانال انجام شده است. اگر تنها از یک یونیت خارجی استفاده می‌شد مناسب‌تر بود که ابتدا برای یک کندانسور با مبردهای مختلف آزمایش‌های به دست آید و سپس نوع کندانسور تعویض شود):

۱ کندانسور پره-لوله با مبرد R22
۱-۱ سرعت بالای فن کندانسور

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

۲-۱ سرعت متوسط فن کندانسور
۳-۱ سرعت پایین فن کندانسور
۲ کندانسور میکروکانال با مبرد R22
۱-۲ سرعت بالای فن کندانسور
۲-۲ سرعت متوسط فن کندانسور
۳-۲ سرعت پایین فن کندانسور
۳ کندانسور پره-لوله با مبرد R407c
۱-۳ سرعت بالای فن کندانسور
۲-۳ سرعت متوسط فن کندانسور
۳-۳ سرعت پایین فن کندانسور
۴ کندانسور میکروکانال با مبرد R407c
۱-۴ سرعت بالای فن کندانسور
۲-۴ سرعت متوسط فن کندانسور
۳-۴ سرعت پایین فن کندانسور
۵ کندانسور پره-لوله با مبرد R410a
۱-۵ سرعت بالای فن کندانسور
۲-۵ سرعت متوسط فن کندانسور
۳-۵ سرعت پایین فن کندانسور
۶ کندانسور میکروکانال با مبرد R410a
۱-۶ سرعت بالای فن کندانسور
۲-۶ سرعت متوسط فن کندانسور
۳-۶ سرعت پایین فن کندانسور

آزمایش‌ها بعد از انجام آزمایش در سه دور فن از اول تکرار می‌شدند تا از تکرارپذیری نتایج اطمینان حاصل شود.

۶. ۱. ۶ اجزاء و تجهیزات داده‌برداری

۶. ۱. ۶. ۱ اتاق آزمایش

یونیت داخلی این دستگاه در یک اتاق آزمایش به ابعاد ۲×۴×۲/۷ (متر) قرار گرفته است. فقط دیوار غربی این اتاق در معرض تابش آفتاب است. هر ۴ دیوار از جنس آجر هستند و از دو طرف سیمان‌اندود شده‌اند. سقف اتاق از جنس پلی کربنات است و در معرض تابش آفتاب نیست.

۶. ۱. ۶. ۲ فشارسنج

برای ثبت فشار نیاز است در شش نقطه، فشارسنج داشته باشیم. برای اندازه‌گیری فشار در نقاط ورود کمپرسور و خروج کندانسور از گیج دیجیتال استفاده شده است. این گیج دیجیتال دو دماسنج نیز دارد که برای اندازه‌گیری دمای سطح لوله در دو نقطه ذکر شده از آن استفاده شده است. گیج دیجیتال از برند REFCO مدل Digimon-SE است. مشخصات فنی گیج دیجیتال در شکل ۲۲-۶ نشان داده شده است. این دستگاه قابلیت انتخاب مبرد و نمایش دمای

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

اشباع و اختلاف دمای مادون‌سرد[1] و مافوق‌گرم[2] را دارد. دقت این دستگاه psi ۰/۵ است. گیج دیجیتال در شکل ۲۱-۶ نشان داده شده است. در چهار نقطه دیگر از دو نوع فشارسنج از برند pakkens استفاده می‌شود. فشارسنج آنالوگ با قابلیت اندازه‌گیری فشار بالا تا 360 psi-25bar و فشارسنج آنالوگ با قابلیت اندازه‌گیری فشار پایین تا 140psi-10bar را دارند. این دو فشارسنج در شکل ۲۳-۶ نشان داده شده است.



شکل ۲۱-۶: گیج دیجیتال برای اندازه‌گیری فشار و دما

[1] Subcool
[2] Superheat

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

Technical description

DIGIMON can be used with the following refrigerants:
R11, R113, R114, R12, R123, R124, R13, R134a, R13B1, R22, R227, R23, R290, R401A(Liq), R401A(Vap), R401B(Liq), R401B(Vap), R402A(Liq), R402A(Vap), R402B(Liq), R402B(Vap), R403B(Liq), R403B(Vap), R404A, R406A (Liq), R406A(Vap), R407A(Liq), R407A(Vap), R407C(Liq), R407C(Vap), R408A(Liq), R408A(Vap), R409A(Liq), R409A(Vap), R410A, R413A(Liq), R413A(Vap), R414B(Liq), R414B(Vap), R416A, R417A(Liq), R417A(Vap), R420A, R422A(Liq), R422A(Vap), R422B(Liq), R422B(Vap), R422C(Liq), R422C(Vap), R422D(Liq), R422D(Vap), R427A(Liq), R427A(Vap), R437A, R500, R502, R503, R507, R508A, R508B, R744

Liq = Liquid, Vap = Vapor

Maximum working pressure:	Low side 435psi / *30bar / 3000kPa / 3MPa* High side 870psi / *60bar / 6000kPa / 6MPa*
Pressure resolution:	0.5psi / *0.01bar / 1kPa / 0.001MPa*
Pressure units:	psi / *bar / kPa / MPa*
Indication positive pressure:	4.35psi to 870psi, *0.3bar to 60bar,* *30kPa to 6000kPa, 0.03MPa to 6MPa*
Indication negative pressure:	0 to -13,7psi, *0 to -0.95bar,* *0 to -95kPa, 0 to -0.095MPa.*
Accuracy:	Class 1.0
External K-type thermocouple:	Temperature range: -40°F to +257°F / *-40°C to +125°C*

REFCO Manufacturing Ltd.
Industriestrasse 11
CH-6285 Hitzkirch (Switzerland)

Telefon +41 41 919 72 82
Telefax +41 41 919 72 83
Info@refco.ch www.refco.ch

2

شکل ۲۲-۶: مشخصات فنی گیج دیجیتال

۶. ۶. ۱. ۳ دماسنج

در این آزمایش نیاز است در ۶ نقطه از مسیر، دما اندازه‌گیری شود. همچنین دمای هوای مکش و دمش یونیت داخلی، محیط بیرون، هوای خروجی فن کندانسور و سطح کندانسور مورد نیاز است. دو نقطه ورود کمپرسور و خروج کندانسور با استفاده از سنسور گیج دیجیتال اندازه‌گیری می‌شود. سه نقطه ورود و خروج شیر انبساط و خروج اواپراتور با دماسنج آنالوگ داده‌برداری می‌شود که از برند pakkens هستند. یکی از دماسنج‌های آنالوگ در شکل ۲۳-۶ نشان داده شده است. برای اندازه‌گیری دمای هوای ورودی و خروجی اواپراتور و هوای خروجی فن کندانسور و سطح کندانسور و دمای بیرون از دماسنج دیجیتال استفاده می‌شود.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۲۳-۶: فشارسنج و دماسنج آنالوگ

۶. ۶. ۱. ۴ پمپ خلأ

قبل از شارژ گاز دستگاه، نیاز است که هوای موجود در سیستم تخلیه شود و تا بعد از شارژ، تا حد امکان گاز خالص در سیستم وجود داشته باشد. به این منظور از پمپ خلا استفاده می‌شود. پمپ خلا از برند VALUE مدل VE135N است. تصاویری از کاتالوگ این دستگاه در شکل ۲۴-۶ آورده شده است. مشخصات پمپ خلا مورد استفاده در جدول۱۵-۶ ارایه شده است.



شکل ۲۴-۶: پمپ خلا استفاده شده

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

جدول۱۵-۶: مشخصات پمپ خلا استفاده شده

Model	***VE135N***
Flow rate 220V/50Hz	*3.5 CFM*
Partial Pressure	*2 Pa*
Total Pressure	*150 Micron*
Power (kW)	*1/3 HP*
Inlet Port	*1/4&3/8 SAE*

۶. ۶. ۱. ۵ بادسنج

برای اندازه‌گیری سرعت هوای فن از بادسنج برند Mastercool مدل ۵۲۲۳۶ استفاده شده است. دور خروجی فن کندانسور با استفاده از حلقه مقوایی محصور شده و با استفاده از بادسنج اندازه‌گیری شده است. مشخصات این بادسنج در شکل ۲۵-۶ نشان داده شده است.



شکل ۲۵-۶: مشخصات بادسنج

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

۶. ۷ ارایه نتایج آزمایش‌ها و تحلیل داده‌ها

داده‌برداری‌ها مربوط به دما و فشار در نقاط شش‌گانه، دمای هوای ورودی و خروجی هر دو یونیت داخلی و خارجی و ولتاژ و جریان هر یک از مصرف‌کننده‌های سیستم است. این داده‌ها با استفاده از نرم‌افزار *EES* تحلیل شده‌اند. تحلیل‌ها بر اساس جداول خواص ترمودینامیکی مبرد و فرمول‌های معرفی شده انجام گرفته است.

همان‌طور که قبلا گفته شد در این بخش ۱۸ آزمایش و هر آزمایش ۳ بار تکرار شده است. داده‌ها و نتیجه‌های هر عنوان در قالب چند جدول ارائه شده‌اند. همچنین سه نمودار دما-آنتروپی برای هر بخش ارائه شده است که به ترتیب مربوط به تکرارهای آزمایش است. جدول۱۶-۶ خلاصه‌ای از آزمایش‌های انجام شده در این بخش را نشان می‌دهد.

جدول۱۶-۶: خلاصه‌ای از آزمایش‌های ارایه شده

شماره آزمایش	نوع میکروکانال	نوع مبرد	سرعت فن
۱	میکروکانال	*R22*	سرعت بالا
۲			سرعت متوسط
۳			سرعت کم
۴		*R407c*	سرعت بالا
۵			سرعت متوسط
۶			سرعت کم
۷		*R410a*	سرعت بالا
۸			سرعت متوسط
۹			سرعت کم
۱۰	پره-لوله	*R22*	سرعت بالا
۱۱			سرعت متوسط
۱۲			سرعت کم
۱۳		*R407c*	سرعت بالا
۱۴			سرعت متوسط
۱۵			سرعت کم
۱۶		*R410a*	سرعت بالا
۱۷			سرعت متوسط
۱۸			سرعت کم

۶. ۷. ۱ نتایج کندانسور F & T و مبرد R22 با سرعت فن بالا

در این بخش نتایج مربوط به کندانسور پره-لوله و با مبرد R22 به همراه سرعت فن بالا که حدود ۱۰/۴ متر بر ثانیه است، ارایه شده است. خصوصیات دمایی محیط آزمایش، جریان، ولتاژ و توان مصرفی کمپرسور در جدول۱۷-۶ ارایه شده است. جدول۱۸-۶ دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار را برای کندانسور پره-لوله

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

با مبرد *R22* به همراه سرعت فن بالا ارایه می‌دهد. همان‌طور که از داده‌های این جدول مشخص است، نتایج سه تکرار برای فشار، دما، آنتالپی و آنتروپی بسیار به هم نزدیک است.

جدول۱۹-۶ توان مصرفی کمپرسور و فن‌ها، توان حرارتی کندانسور و اواپراتور و همچنین ضریب عملکرد چرخه تبرید را برای کندانسور پره-لوله با مبرد R22 به همراه سرعت فن بالا در سه تکرار ارایه می‌دهد. از این جدول مشخص است که نتایج آزمایش در سه تکرار بسیار به هم نزدیک است. شکل ۲۶-۶ تا شکل ۲۸-۶ داده‌های به‌دست آمده از آزمایش برای دما و آنتروپی را بر روی نمودار دما-آنتروپی مرتبط با مبرد R22 که از نرم‌افزار *EES* استخراج شده است را نشان می‌دهند (نقاط توپر که روی نمودار دما-آنتروپی نشان داده شده است، داده‌های نقاطی است که از آزمایش‌های تجربی استخراج شده است). این شکل‌ها تطابق داده‌های مرتبط با چرخه در نمودار دما-آنتروپی را نشان می‌دهد و بنابراین داده‌های آزمایش قابل اعتماد هستند.

جدول۱۷-۶: خصوصیات دمایی محیط آزمایش و جریان و ولتاژ در F&T-R22-Highspeed

	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
دمای هوای محیط (دمای هوای ورودی به یونیت خارجی) (K)	305	305.5	305.5
دمای هوای اتاق (دمای هوای ورودی به یونیت داخلی) (K)	298	298	297.6
دمای هوای خروجی یونیت داخلی (K)	288.2	288	288
دمای هوای خروجی از فن یونیت خارجی (K)	314	314	314
جریان الکتریکی فن یونیت داخلی (Amp)	1.07	1.07	1.07
جریان الکتریکی فن یونیت خارجی (Amp)	0.67	0.67	0.67
جریان الکتریکی کمپرسور (Amp)	9	9.1	9.1
ولتاژ برق شهری (Volt)	214	214	214
دبی جرمی درج شده در کاتالوگ کمپرسور $(\dot{m})(kg/s)$	0.045	0.045	0.045
سرعت فن کندانسور (m/s)	10.4	10.3	10.4
توان مصرفی درج‌شده در کاتالوگ کمپرسور (kW)	1.51	1.51	1.51

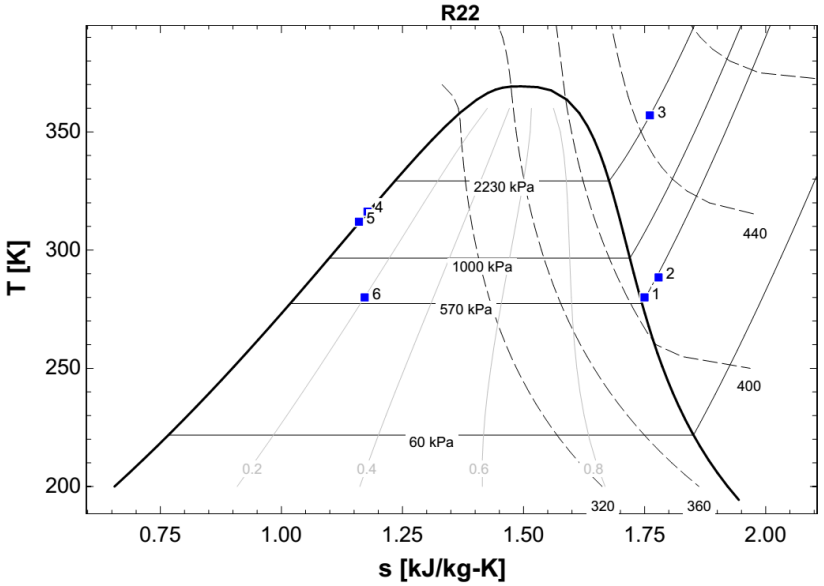
جدول۱۸-۶: دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار برای F&T-R22-Highspeed

	T (K)			P (kPa)			h (kJ/kg)			s ($kJ/kg\,.K$)		
	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
نقطه۱	280	281	281	579	580	592	408.3	409.1	408.8	1.75	1.752	1.75
نقطه۲	288.4	287.4	288	548	541	549	415.3	414.7	414.9	1.779	1.778	1.778
نقطه۳	357	358	358	2234	2245	2261	446.5	447.3	447.1	1.761	1.763	1.761
نقطه۴	316.3	315.7	317	2213	2197	2191	253.8	253	254.8	1.178	1.175	1.181
نقطه۵	312	312	313	2096	2078	2084	248.1	248.1	249.5	1.16	1.16	1.164
نقطه۶	280	279	279	614	607	607	248.1	248.1	249.5	1.172	1.173	1.177

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

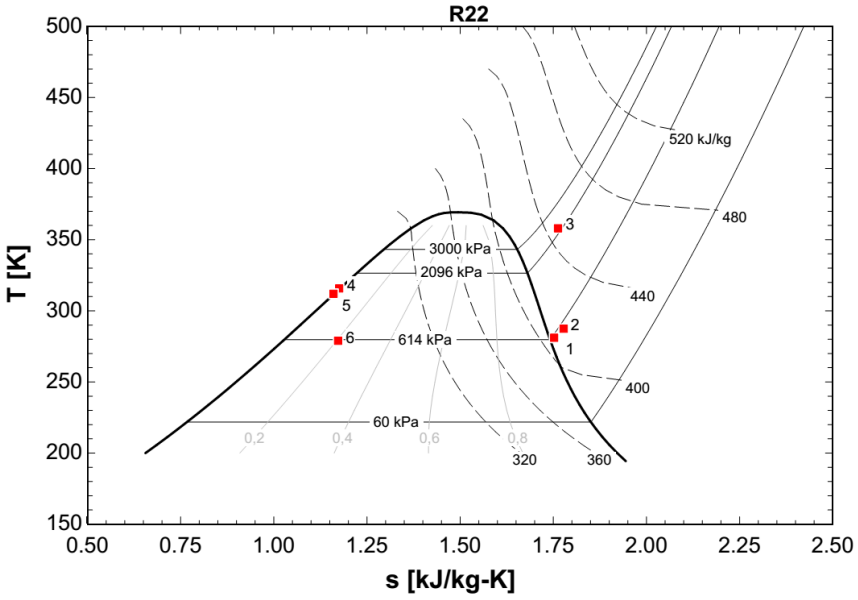
جدول۱۹-۶: توان مصرفی، توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید برای F&T-R22-Highspeed

	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
(kW)$\dot{W}_{comp}$	1.51	1.51	1.51
(kW)$\dot{W}_{fan-cond}$	0.1147	0.1147	0.1147
(kW) $\dot{W}_{fan-evap}$	0.1832	0.1832	0.1832
(kW)$\dot{W}_{net}$	1.808	1.808	1.808
(kW)$\dot{Q}_{cond}$	-8.672	-8.744	-8.655
(kW)$\dot{Q}_{evap}$	7.209	7.242	7.171
(kW)$\dot{Q}_{35}$	-8.928	-8.964	-8.895
(kW)$\dot{Q}_{62}$	7.52	7.493	7.447
COP	3.988	4.006	3.966

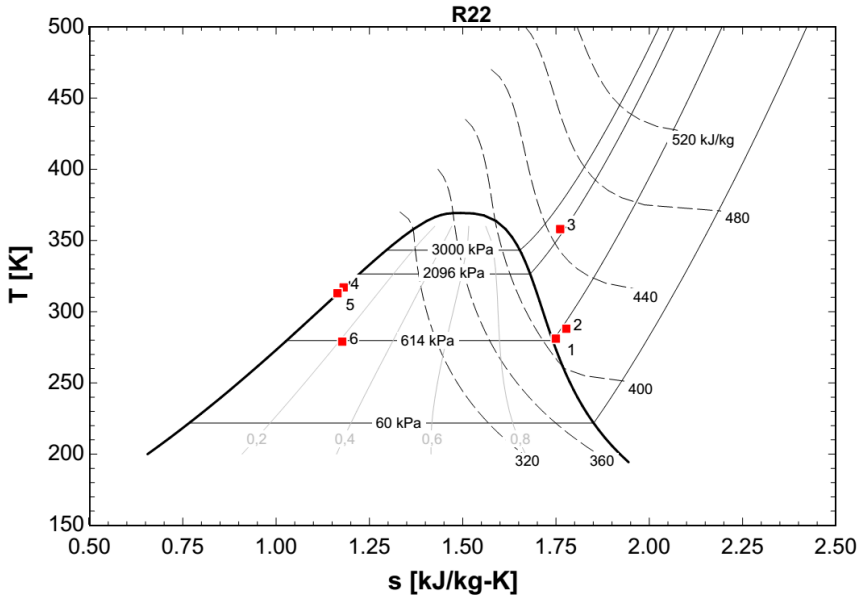


شکل ۲۶-۶: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R22-Highspeed در تکرار اول

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۲۷-۶: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R22-Highspeed در تکرار دوم



شکل ۲۸-۶: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R22-Highspeed در تکرار سوم

۶. ۷. ۲ کندانسور F & T و مبرد R22 با سرعت فن متوسط

در این بخش نتایج مربوط به کندانسور پره-لوله و با مبرد R22 به همراه سرعت فن متوسط که حدود ۸/۵ متر بر ثانیه است، ارایه شده است. خصوصیات دمایی محیط آزمایش، جریان، ولتاژ و توان مصرفی کمپرسور در جدول۲۰-۶ ارایه شده است. جدول۲۱-۶ دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار را برای کندانسور پره-لوله با مبرد R22 به همراه سرعت فن متوسط ارایه می‌دهد. همان‌طور که از داده‌های این جدول مشخص است، نتایج سه تکرار برای فشار، دما، آنتالپی و آنتروپی بسیار به هم نزدیک است.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

جدول۲۲-۶ توان مصرفی، توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید را برای کندانسور پره-لوله با مبرد R22 به همراه سرعت فن متوسط در سه تکرار ارایه می‌دهد و از این جدول مشخص است که نتایج آزمایش در سه تکرار بسیار به هم نزدیک است. شکل ۲۹-۶ تا شکل ۳۱-۶ داده‌های به‌دست آمده از آزمایش برای دما و آنتروپی را بر روی نمودار دما-آنتروپی مرتبط با مبرد R22 که از EES استخراج شده است را نشان می‌دهند.

جدول۲۰-۶: خصوصیات دمایی محیط آزمایش و جریان و ولتاژ در F&T-R22-Mediumspeed

	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
دمای هوای محیط (دمای هوای ورودی به یونیت خارجی) (K)	305	305	306
دمای هوای اتاق (دمای هوای ورودی به یونیت داخلی) (K)	297.5	297.5	297.5
دمای هوای خروجی یونیت داخلی (K)	287	287	287
دمای هوای خروجی از فن یونیت خارجی (K)	313.5	313.5	313.5
جریان الکتریکی فن یونیت داخلی (Amp)	1.07	1.07	1.07
جریان الکتریکی فن یونیت خارجی (Amp)	0.67	0.67	0.67
جریان الکتریکی کمپرسور (Amp)	9.2	9.2	9.2
ولتاژ برق شهری (Volt)	214	214	214
دبی جرمی درج شده در کاتالوگ کمپرسور $(\dot{m})(kg/s)$	0.045	0.045	0.045
سرعت فن کندانسور (m/s)	6.4	6.4	6.3
توان مصرفی درج‌شده در کاتالوگ کمپرسور (kW)	1.51	1.51	1.51

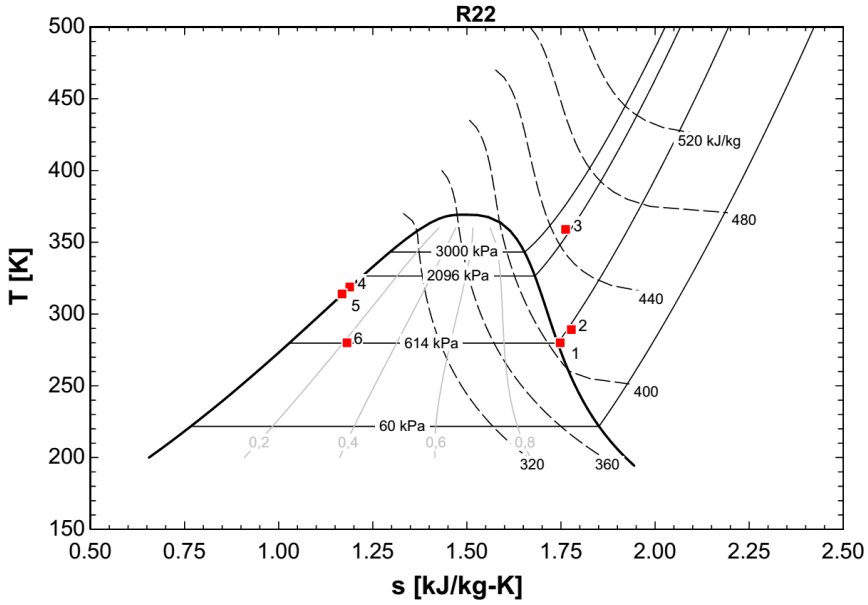
جدول۲۱-۶: دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار برای F&T-R22-Mediumspeed

	T (K)			P (kPa)			h (kJ/kg)			s $(kJ/kg\,.K)$		
	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
نقطه۱	280	280	281	587	580	587	408.2	408.3	408.9	1.748	1.749	1.751
نقطه۲	289.2	288.7	289.3	563	556	569	415.6	415.3	415.5	1.778	1.778	1.776
نقطه۳	359	358	358	2286	2270	2270	447.7	447	447	1.762	1.761	1.761
نقطه۴	318.9	318.6	319	2263	2263	2282	257.3	256.9	257.5	1.189	1.188	1.189
نقطه۵	314	313	314	2153	2153	2178	250.8	249.4	250.8	1.168	1.164	1.168
نقطه۶	280	280	280	621	621	626	250.8	249.4	250.8	1.181	1.177	1.181

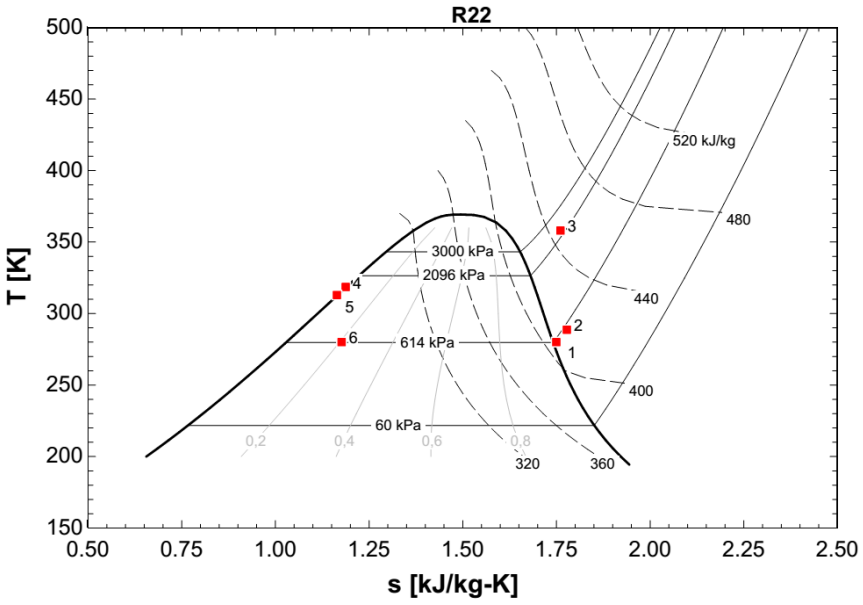
جدول۲۲-۶: توان مصرفی، توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید برای F&T-R22-Mediumspeed

	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
(kW)$\dot{W}_{comp}$	1.51	1.51	1.51
(kW)$\dot{W}_{fan-cond}$	0.1147	0.1147	0.1147
(kW) $\dot{W}_{fan-evap}$	0.1832	0.1832	0.1832
(kW)$\dot{W}_{net}$	1.808	1.808	1.808
(kW)$\dot{Q}_{cond}$	-8.567	-8.553	-8.529
(kW)$\dot{Q}_{evap}$	7.082	7.149	7.117
(kW)$\dot{Q}_{35}$	-8.863	-8.89	-8.83
(kW)$\dot{Q}_{62}$	7.416	7.465	7.414
COP	3.917	3.954	3.937

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

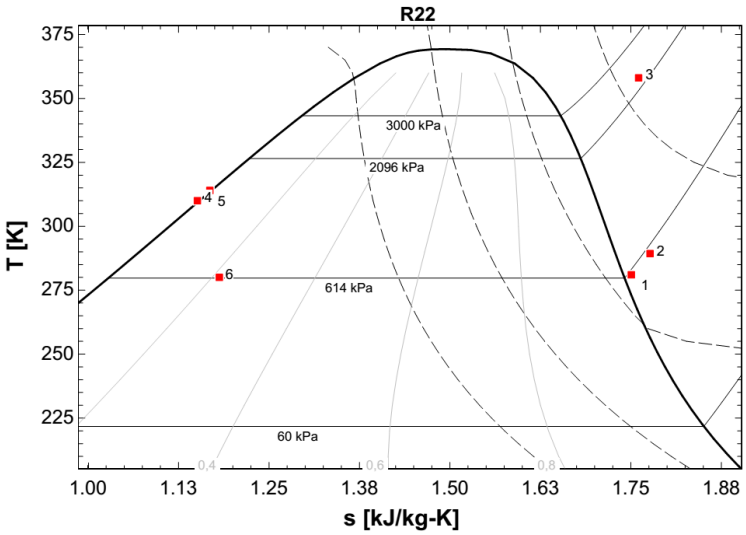


شکل ۲۹-۶: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R22-Mediumspeed در تکرار اول



شکل ۳۰-۶: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R22-Mediumspeed در تکرار دوم

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۳۱-۶: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R22-Mediumspeed در تکرار سوم

۶. ۷. ۳ کندانسور F & T و مبرد R22 با سرعت فن پایین

در این بخش نتایج مربوط به کندانسور پره-لوله و با مبرد R22 به همراه سرعت فن پایین که حدود ۶/۲ متر بر ثانیه است، ارایه شده است. خصوصیات دمایی محیط آزمایش، جریان، ولتاژ و توان مصرفی کمپرسور در جدول۲۳-۶ ارایه شده است.

جدول۲۴-۶ دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار را برای کندانسور پره-لوله با مبرد R22 به همراه سرعت فن پایین ارایه می‌دهد. همان‌طور که از داده‌های این جدول مشخص است، نتایج سه تکرار برای فشار، دما، آنتالپی و آنتروپی بسیار به هم نزدیک است. جدول۲۵-۶ توان مصرفی، توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید را برای کندانسور پره-لوله با مبرد R22 به همراه سرعت فن پایین در سه تکرار ارایه می‌دهد و از این جدول مشخص است که نتایج آزمایش در سه تکرار بسیار به هم نزدیک است. شکل ۳۲-۶ تا شکل ۳۴-۶ داده‌های به‌دست آمده از آزمایش برای دما و آنتروپی را بر روی نمودار دما-آنتروپی مرتبط با مبرد R22 که از EES استخراج شده است را نشان می‌دهند.

جدول۲۳-۶: خصوصیات دمایی محیط آزمایش و جریان و ولتاژ در F&T-R22- Lowspeed

	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
دمای هوای محیط (دمای هوای ورودی به یونیت خارجی) (K)	305.5	305.5	306
دمای هوای اتاق (دمای هوای ورودی به یونیت داخلی) (K)	297.5	297.5	297.5
دمای هوای خروجی یونیت داخلی (K)	286.2	286.2	286
دمای هوای خروجی از فن یونیت خارجی (K)	314	314	313.5
جریان الکتریکی فن یونیت داخلی (Amp)	1.07	1.07	1.07
جریان الکتریکی فن یونیت خارجی (Amp)	0.67	0.67	0.67
جریان الکتریکی کمپرسور (Amp)	9.4	9.4	9.4
ولتاژ برق شهری (Volt)	214	214	214
دبی جرمی درج شده در کاتالوگ کمپرسور $(\dot{m})(kg/s)$	0.045	0.045	0.045
سرعت فن کندانسور (m/s)	6.2	6.2	6.5
توان مصرفی درج‌شده در کاتالوگ کمپرسور (kW)	1.51	1.51	1.51

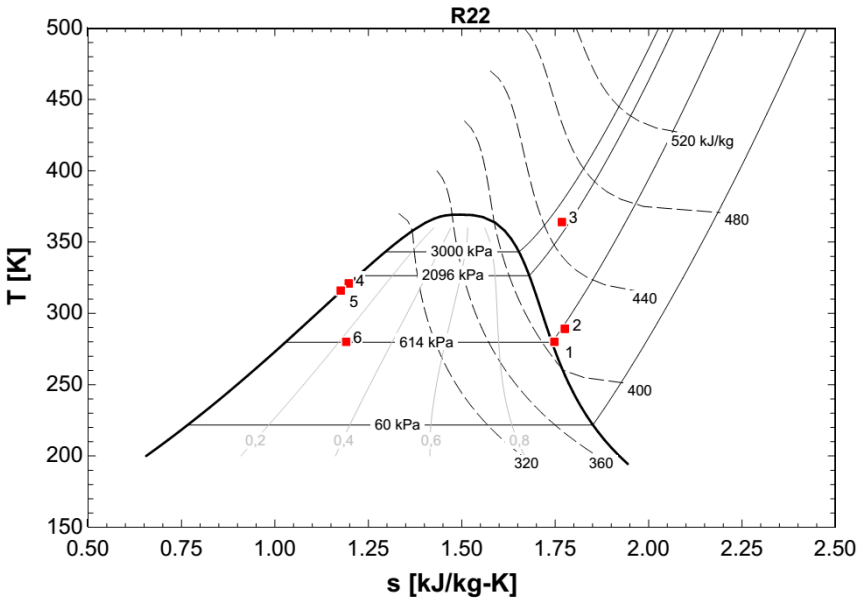
DOI: 10.30503/nripress.2020.283

جدول۲۴-۶: دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار برای F&T-R22- Lowspeed

T (K)			P (kPa)			h (kJ/kg)			s ($kJ/kg\,.K$)			
تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم	
280	280	281	587	592	592	408.2	408	408.8	1.748	1.747	1.75	نقطه۱
289.2	288	288	571	553	553	415.4	414.9	414.9	1.776	1.777	1.777	نقطه۲
364	364	364	2394	2387	2387	451.1	451.2	451.2	1.768	1.768	1.768	نقطه۳
321	322	322	2377	2385	2385	260.2	261.6	261.6	1.197	1.202	1.202	نقطه۴
316	314	314	2361	2346	2346	253.4	250.7	250.7	1.176	1.168	1.168	نقطه۵
280	280	280	630	642	642	253.4	250.7	250.7	1.191	1.181	1.181	نقطه۶

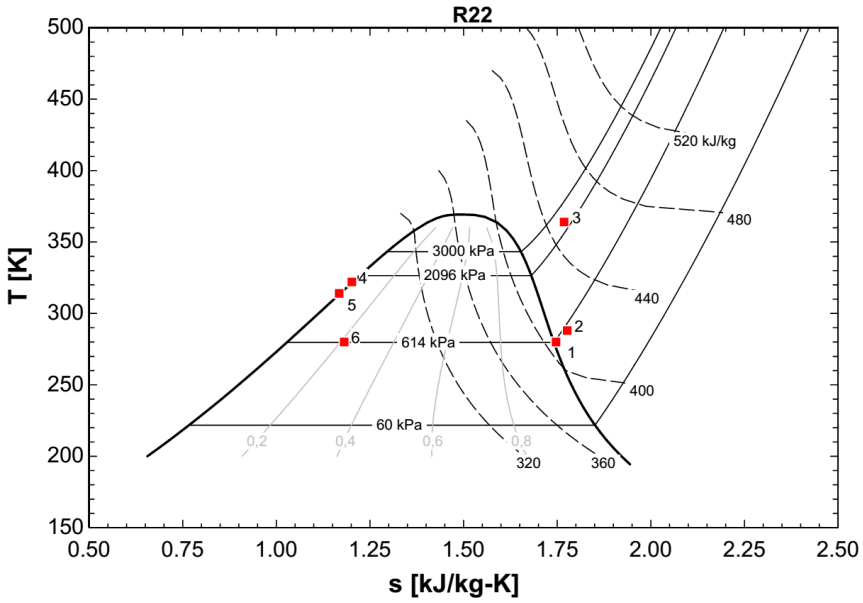
جدول۲۵-۶: توان مصرفی، توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید برای F&T-R22- Lowspeed

	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
(kW)$\dot{W}_{comp}$	1.51	1.51	1.51
(kW)$\dot{W}_{fan-cond}$	0.1147	0.1147	0.1147
(kW) $\dot{W}_{fan-evap}$	0.1832	0.1832	0.1832
(kW)$\dot{W}_{net}$	1.808	1.808	1.808
(kW)$\dot{Q}_{cond}$	-8.59	-8.531	-8.531
(kW)$\dot{Q}_{evap}$	6.965	7.08	7.114
(kW)$\dot{Q}_{35}$	-8.895	-9.019	-9.019
(kW)$\dot{Q}_{62}$	7.291	7.386	7.386
COP	3.852	3.916	3.935

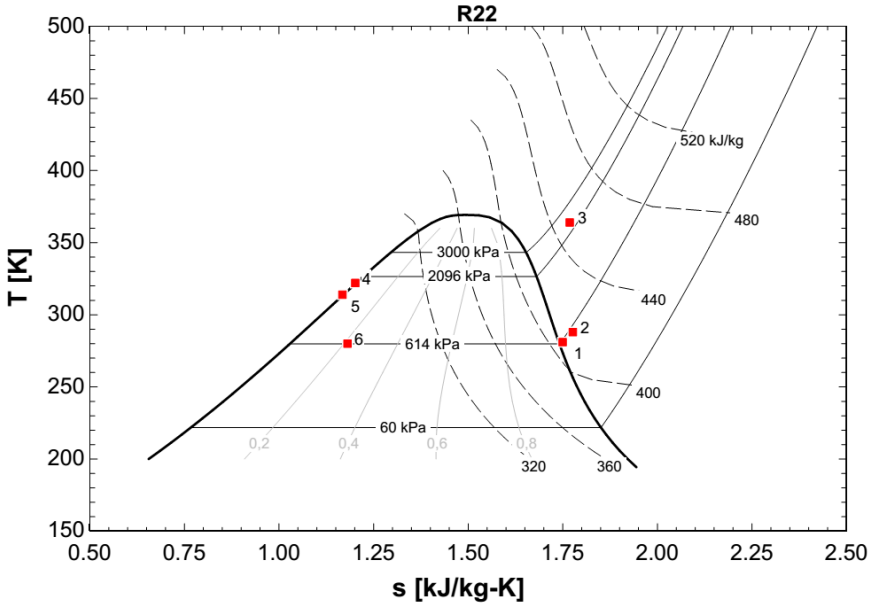


شکل ۳۲-۶: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R22- Lowspeed در تکرار اول

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۳۳-۶: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R22-Lowspeed در تکرار دوم



شکل ۳۴-۶: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R22- Lowspeed در تکرار سوم

۶. ۷. ۴ کندانسور میکروکانال و مبرد R22 با سرعت فن بالا

در این بخش نتایج مربوط به کندانسور میکروکانال و با مبرد R22 به همراه سرعت فن بالا که حدود ۱۰/۲ متر بر ثانیه است، ارایه شده است. خصوصیات دمایی محیط آزمایش، جریان، ولتاژ و توان مصرفی کمپرسور در جدول۲۶-۶ ارایه شده است. جدول۲۷-۶ دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار را برای کندانسور پره-لوله با مبرد R22 به همراه سرعت فن بالا ارایه می‌دهد. همان‌طور که از داده‌های این جدول مشخص است، نتایج سه تکرار برای فشار، دما، آنتالپی و آنتروپی بسیار به هم نزدیک است. جدول۲۸-۶ توان مصرفی، توان حرارتی و ضریب عملکرد

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

چرخه تبرید را برای کندانسور پره-لوله با مبرد R22 به همراه سرعت فن بالا در سه تکرار ارایه می‌دهد و از این جدول مشخص است که نتایج آزمایش در سه تکرار بسیار به هم نزدیک است. شکل ۳۵-۶ تا شکل ۳۷-۶ داده‌های به‌دست آمده از آزمایش برای دما و آنتروپی را بر روی نمودار دما-آنتروپی مرتبط با مبرد R22 که از EES استخراج شده است را نشان می‌دهند.

جدول۲۶-۶: خصوصیات دمایی محیط آزمایش و جریان و ولتاژ در Micro-R22- Highspeed

	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
دمای هوای محیط (دمای هوای ورودی به یونیت خارجی) (K)	309	309	309
دمای هوای اتاق (دمای هوای ورودی به یونیت داخلی) (K)	298	297.8	297.7
دمای هوای خروجی یونیت داخلی (K)	288	288	288
دمای هوای خروجی از فن یونیت خارجی (K)	314.5	314.5	314.5
جریان الکتریکی فن یونیت داخلی (Amp)	1.07	1.07	1.07
جریان الکتریکی فن یونیت خارجی (Amp)	0.67	0.67	0.67
جریان الکتریکی کمپرسور (Amp)	10.4	10.4	10.4
ولتاژ برق شهری (Volt)	214	214	214
دبی جرمی درج شده در کاتالوگ کمپرسور $(\dot{m})(kg/s)$	0.045	0.045	0.045
سرعت فن کندانسور (m/s)	10.2	10.3	10.2
توان مصرفی درج‌شده در کاتالوگ کمپرسور (kW)	1.51	1.51	1.51

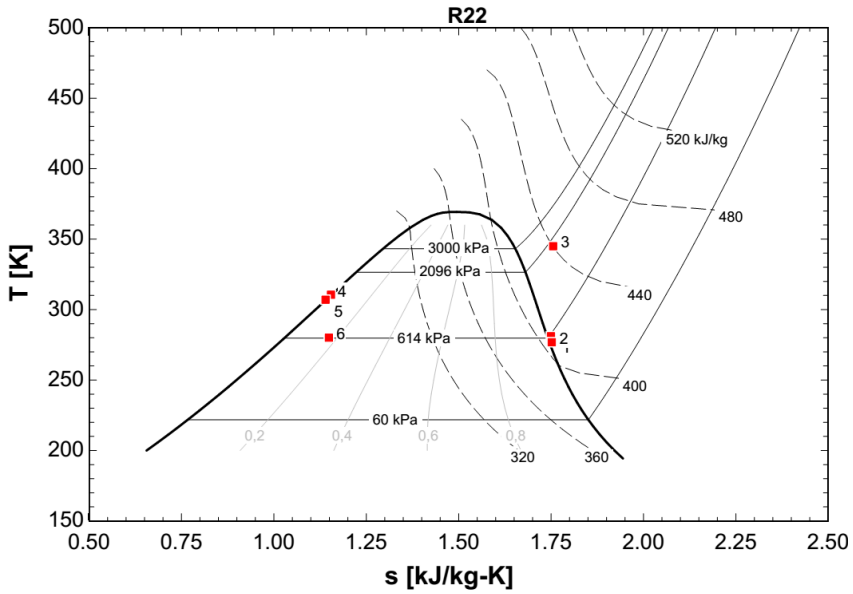
جدول۲۷-۶: دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار برای Micro-R22- Highspeed

	T (K)			P (kPa)			h (kJ/kg)			s $(kJ/kg\,.K)$		
	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
نقطه۱	281	283	282	592	603	594	408.8	410.1	409.5	1.75	1.753	1.752
نقطه۲	276.8	277	276	533	540	533	406.9	406.9	406.3	1.752	1.751	1.75
نقطه۳	345	345	345	1889	1889	1872	440.2	440.2	440.5	1.756	1.756	1.757
نقطه۴	310.5	310.7	309.6	1910	1928	1916	246.2	246.5	245	1.154	1.155	1.151
نقطه۵	307	308	307	1820	1828	1821	241.6	242.9	241.6	1.14	1.144	1.14
نقطه۶	280	280	280	626	619	619	241.6	242.9	241.6	1.149	1.153	1.149

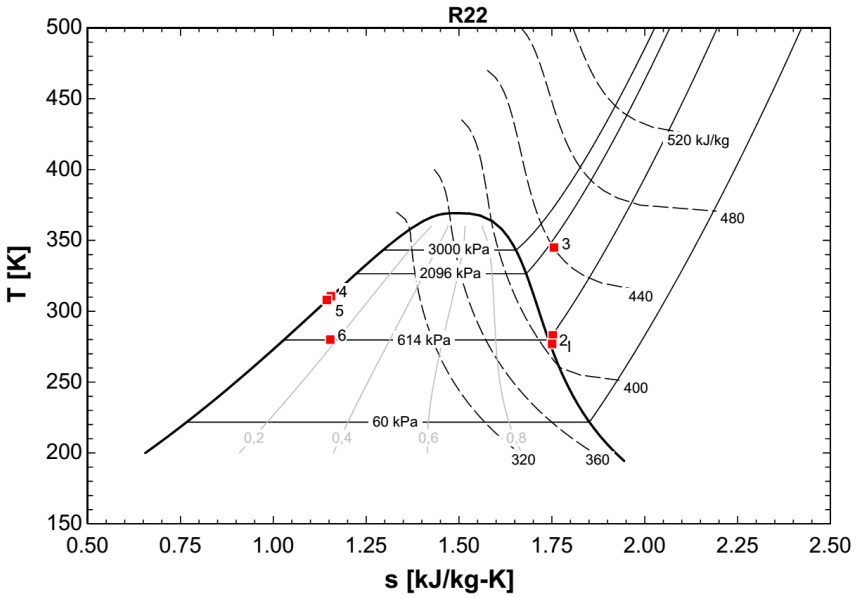
جدول۲۸-۶: توان مصرفی، توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید برای Micro-R22- Highspeed

	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
(kW)$\dot{W}_{comp}$	1.51	1.51	1.51
(kW)$\dot{W}_{fan-cond}$	0.1147	0.1147	0.1147
(kW) $\dot{W}_{fan-evap}$	0.1832	0.1832	0.1832
(kW)$\dot{W}_{net}$	1.808	1.808	1.808
(kW)$\dot{Q}_{cond}$	-8.731	-8.719	-8.795
(kW)$\dot{Q}_{evap}$	7.522	7.522	7.555
(kW)$\dot{Q}_{35}$	-8.935	-8.877	-8.947
(kW)$\dot{Q}_{62}$	7.438	7.379	7.41
COP	4.161	4.161	4.179

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

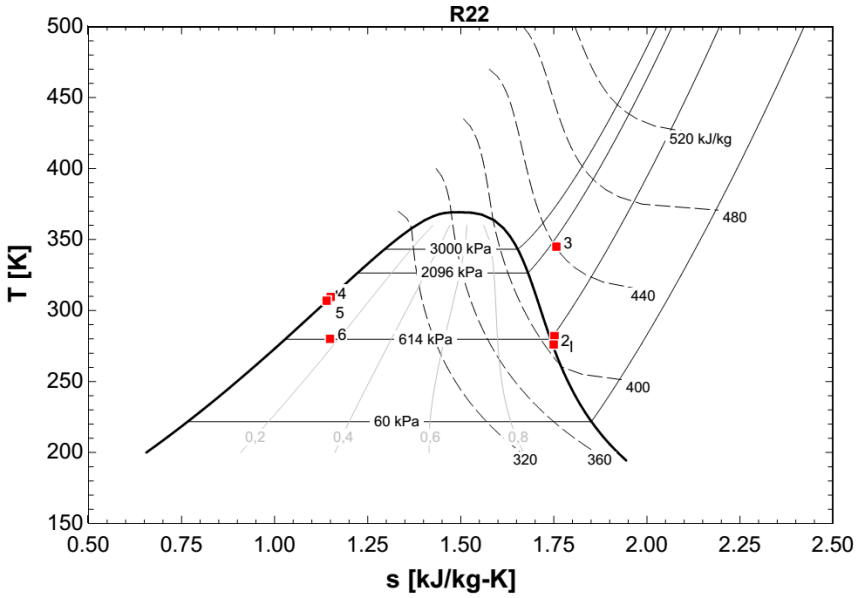


شکل ۳۵-۶: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R22- Highspeed در تکرار اول



شکل ۳۶-۶: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R22- Highspeed در تکرار دوم

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۳۷-۶: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R22- Highspeed در تکرار سوم

۶. ۷. ۵ کندانسور میکروکانال و مبرد R22 با سرعت فن متوسط

در این بخش نتایج مربوط به کندانسور میکروکانال و با مبرد R22 به همراه سرعت فن متوسط که حدود ۸/۵ متر بر ثانیه است، ارایه شده است. خصوصیات دمایی محیط آزمایش، جریان، ولتاژ و توان مصرفی کمپرسور در جدول۲۹-۶ ارایه شده است. جدول ۳۰-۶ دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار را برای کندانسور پره-لوله با مبرد R22 به همراه سرعت فن متوسط ارایه می‌دهد. همان‌طور که از داده‌های این جدول مشخص است، نتایج سه تکرار برای فشار، دما، آنتالپی و آنتروپی بسیار به هم نزدیک است. جدول ۳۱-۶ توان مصرفی، توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید را برای کندانسور پره-لوله با مبرد R22 به همراه سرعت فن متوسط در سه تکرار ارایه می‌دهد و از این جدول مشخص است که نتایج آزمایش در سه تکرار بسیار به هم نزدیک است. شکل ۳۸-۶ تا شکل ۴۰-۶ داده‌های به‌دست آمده از آزمایش برای دما و آنتروپی را بر روی نمودار دما-آنتروپی مرتبط با مبرد R22 که از EES استخراج شده است را نشان می‌دهند.

جدول۲۹-۶: خصوصیات دمایی محیط آزمایش و جریان و ولتاژ در Micro-R22- Mediumspeed

	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
دمای هوای محیط (دمای هوای ورودی به یونیت خارجی) (K)	309.5	309.5	309.8
دمای هوای اتاق (دمای هوای ورودی به یونیت داخلی) (K)	298	298	297.7
دمای هوای خروجی یونیت داخلی (K)	287.9	287.7	287.7
دمای هوای خروجی از فن یونیت خارجی (K)	315	315	315
جریان الکتریکی فن یونیت داخلی (Amp)	1.07	1.07	1.07
جریان الکتریکی فن یونیت خارجی (Amp)	0.67	0.67	0.67
جریان الکتریکی کمپرسور (Amp)	10.4	10.4	10.4
ولتاژ برق شهری (Volt)	214	214	214
دبی جرمی درج شده در کاتالوگ کمپرسور $(\dot{m})(kg/s)$	0.045	0.045	0.045
سرعت فن کندانسور (m/s)	8.5	8.3	8.4
توان مصرفی درج‌شده در کاتالوگ کمپرسور (kW)	1.51	1.51	1.51

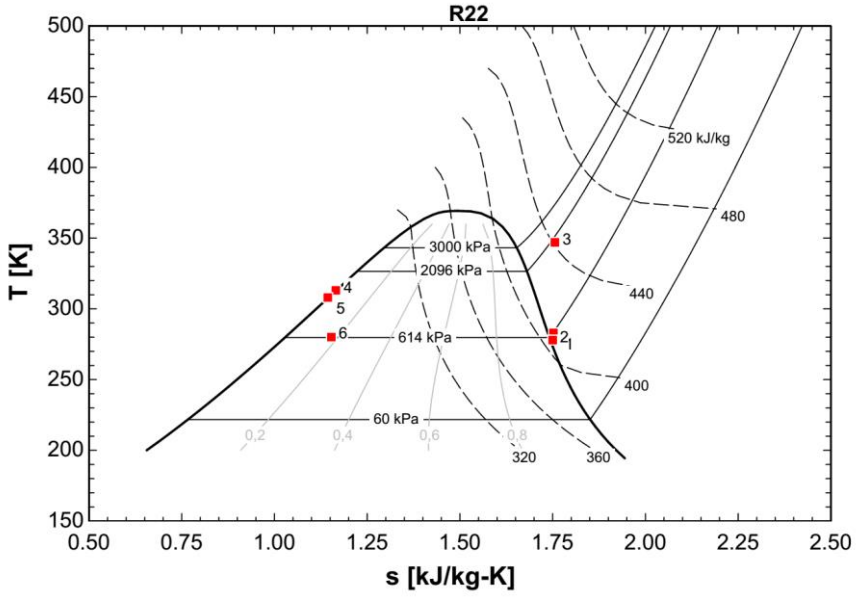
DOI: 10.30503/nripress.2020.283

جدول۳۰-۶: دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار برای Micro-R22- Mediumspeed

T (K)			P (kPa)			h (kJ/kg)			s ($kJ/kg\,.K$)			
تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم	
283	282	282	605	597	597	410.1	409.5	409.5	1.752	1.751	1.751	نقطه۱
277.9	277.3	277.7	553	547	547	407.3	407	407.3	1.75	1.75	1.751	نقطه۲
347	346	346	1948	1928	1928	441.2	440.6	440.6	1.756	1755	1.755	نقطه۳
313.1	314.6	314.7	1930	1958	1958	249.6	251.6	251.8	1.165	1.172	1.172	نقطه۴
308	309	309	1909	1921	1921	242.9	244.2	244.2	1.144	1.148	1.148	نقطه۵
280	280	280	634	640	640	242.9	244.2	244.2	1.153	1.158	1.158	نقطه۶

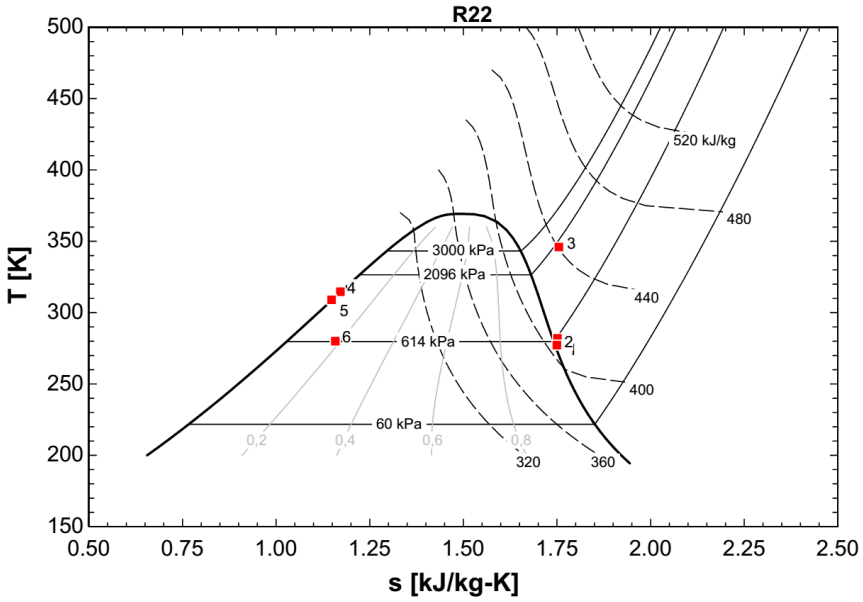
جدول۳۱-۶: توان مصرفی، توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید برای Micro-R22- Mediumspeed

	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
(kW)$\dot{W}_{comp}$	1.51	1.51	1.51
(kW)$\dot{W}_{fan-cond}$	0.1147	0.1147	0.1147
(kW) $\dot{W}_{fan-evap}$	0.1832	0.1832	0.1832
(kW)$\dot{W}_{net}$	1.808	1.808	1.808
(kW)$\dot{Q}_{cond}$	-8.621	-8.502	-8.496
(kW)$\dot{Q}_{evap}$	7.521	7.436	7.436
(kW)$\dot{Q}_{35}$	-8.922	-8.835	-8.835
(kW)$\dot{Q}_{62}$	7.397	7.324	7.338
COP	4.16	4.13	4.113

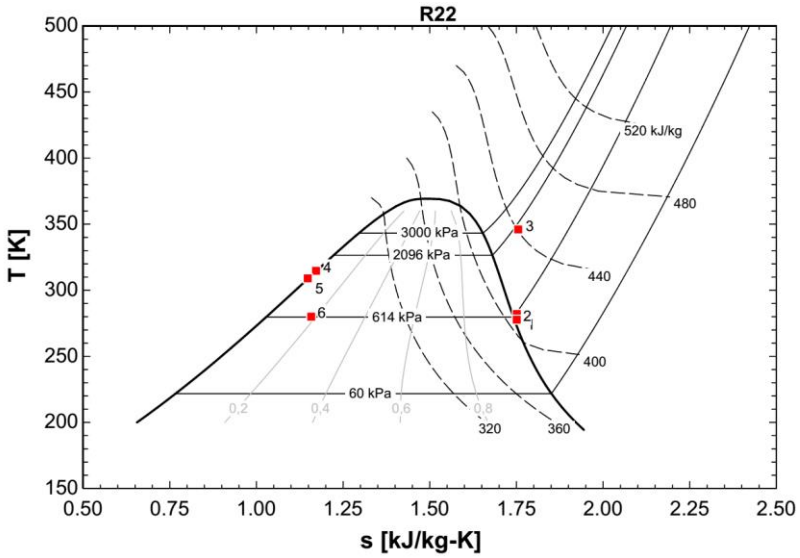


شکل ۳۸-۶: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R22- Mediumspeed در تکرار اول

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۳۹-۶: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R22- Mediumspeed در تکرار دوم



شکل ۴۰-۶: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R22- Mediumspeed در تکرار سوم

۶. ۷. ۶ کندانسور میکروکانال با مبرد R22 در سرعت فن پایین

در این بخش نتایج مربوط به کندانسور میکروکانال و با مبرد R22 به همراه سرعت فن پایین که حدود ۶/۳ متر بر ثانیه است، ارایه شده است. خصوصیات دمایی محیط آزمایش، جریان، ولتاژ و توان مصرفی کمپرسور در جدول۳۲-۶ ارایه شده است. جدول۳۳-۶ دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار را برای کندانسور پره-لوله با مبرد R22 به همراه سرعت فن پایین ارایه می‌دهد. همان‌طور که از داده‌های این جدول مشخص است، نتایج سه تکرار برای فشار، دما، آنتالپی و آنتروپی بسیار به هم نزدیک است. جدول۳۴-۶ توان مصرفی، توان حرارتی و ضریب

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

عملکرد چرخه تبرید را برای کندانسور پره-لوله با مبرد R22 به همراه سرعت فن پایین در سه تکرار ارایه می‌دهد و از این جدول مشخص است که نتایج آزمایش در سه تکرار بسیار به هم نزدیک است. شکل ۴۱-۶ تا شکل ۴۴-۶ داده‌های به‌دست آمده از آزمایش برای دما و آنتروپی را بر روی نمودار دما-آنتروپی مرتبط با مبرد R22 که از EES استخراج شده است را نشان می‌دهند.

جدول۳۲-۶: خصوصیات دمایی محیط آزمایش و جریان و ولتاژ در Micro-R22- Lowspeed

	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
دمای هوای محیط (دمای هوای ورودی به یونیت خارجی) (K)	309.5	309.5	309.5
دمای هوای اتاق (دمای هوای ورودی به یونیت داخلی) (K)	298	298	298
دمای هوای خروجی یونیت داخلی (K)	287	287.3	287.2
دمای هوای خروجی از فن یونیت خارجی (K)	315	315	315
جریان الکتریکی فن یونیت داخلی (Amp)	1.07	1.07	1.07
جریان الکتریکی فن یونیت خارجی (Amp)	0.67	0.67	0.67
جریان الکتریکی کمپرسور (Amp)	10.6	10.6	10.6
ولتاژ برق شهری (Volt)	214	214	214
دبی جرمی درج شده در کاتالوگ کمپرسور $(\dot{m})(kg/s)$	0.045	0.045	0.045
سرعت فن کندانسور (m/s)	6.4	6.3	6.3
توان مصرفی درج‌شده در کاتالوگ کمپرسور (kW)	1.51	1.51	1.51

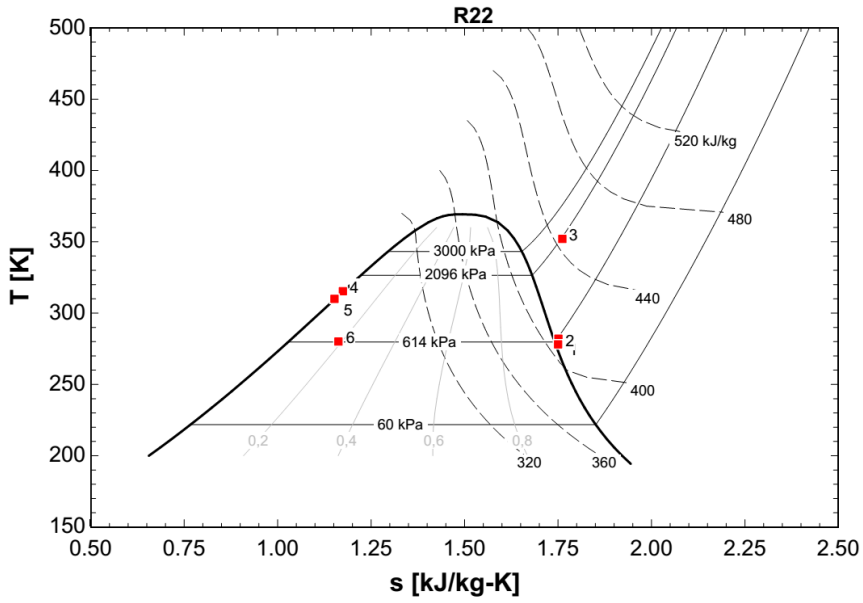
جدول۳۳-۶: دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار برای Micro-R22- Lowspeed

	T (K)			P (kPa)			h (kJ/kg)			s $(kJ/kg\,.K)$		
	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
نقطه۱	282	282	281	598	598	591	409.4	409.4	408.8	1.751	1.751	1.75
نقطه۲	278.1	279	278	554	563	563	407.4	407.9	407.2	1.75	1.751	1.748
نقطه۳	352	353	353	2045	2053	2046	444.5	445.3	445.4	1.762	1.764	1.764
نقطه۴	315.3	315.5	314.8	2012	2020	2012	252.6	252.8	251.9	1.174	1.175	1.172
نقطه۵	310	311	310	1984	2003	1997	245.5	246.8	245.5	1.152	1.156	1.152
نقطه۶	280	280	280	641	641	652	245.5	246.8	245.5	1.163	1.167	1.163

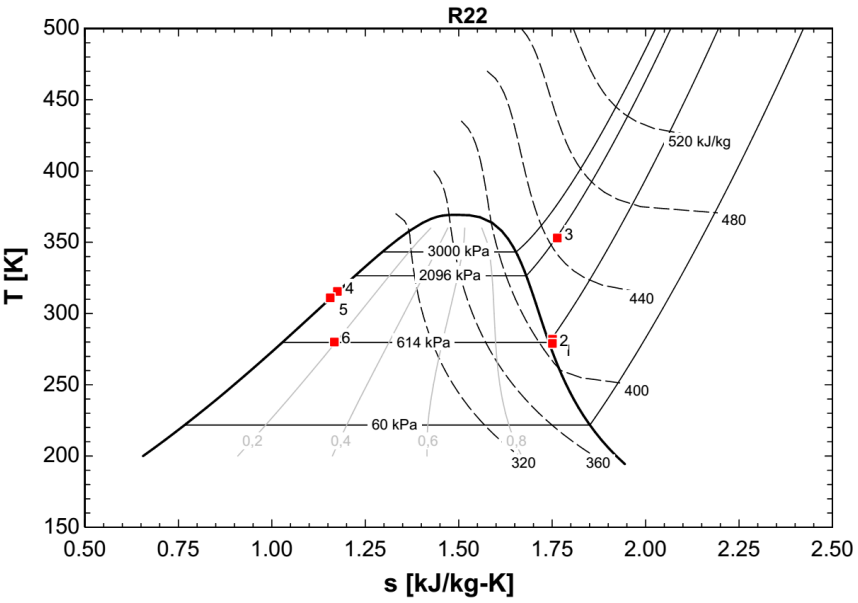
جدول۳۴-۶: توان مصرفی، توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید برای Micro-R22- Lowspeed

	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
(kW)$\dot{W}_{comp}$	1.51	1.51	1.51
(kW)$\dot{W}_{fan-cond}$	0.1147	0.1147	0.1147
(kW) $\dot{W}_{fan-evap}$	0.1832	0.1832	0.1832
(kW)$\dot{W}_{net}$	1.808	1.808	1.808
(kW)$\dot{Q}_{cond}$	-8.636	-8.661	-8.707
(kW)$\dot{Q}_{evap}$	7.376	7.318	7.349
(kW)$\dot{Q}_{35}$	-8.952	-8.93	-8.993
(kW)$\dot{Q}_{62}$	7.286	7.249	7.274
COP	4.08	4.048	4.065

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

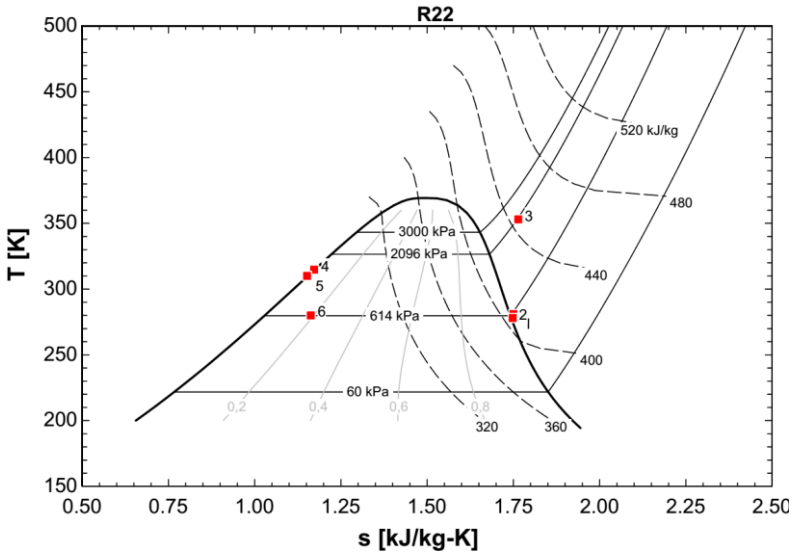


شکل ۴۱-۶: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R22- Lowspeed در تکرار اول



شکل ۴۲-۶: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R22- Lowspeed در تکرار دوم

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۴۳-۶: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R22- Lowspeed در تکرار سوم

۶. ۷. ۷ کندانسور F & T با مبرد R407c و سرعت فن بالا

در این بخش نتایج مربوط به کندانسور پره-لوله و با مبرد R407c به همراه سرعت فن بالا که حدود ۱۰/۳ متر بر ثانیه است، ارایه شده است. خصوصیات دمایی محیط آزمایش، جریان، ولتاژ و توان مصرفی کمپرسور در جدول۳۵-۶ ارایه شده است. جدول۳۶-۶ دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار را برای کندانسور پره-لوله با مبرد R407c به همراه سرعت فن بالا ارایه می‌دهد. همان‌طور که از داده‌های این جدول مشخص است، نتایج سه تکرار برای فشار، دما، آنتالپی و آنتروپی بسیار به هم نزدیک است. جدول۳۷-۶ توان مصرفی، توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید را برای کندانسور پره-لوله با مبرد R407c به همراه سرعت فن بالا در سه تکرار ارایه می‌دهد و از این جدول مشخص است که نتایج آزمایش در سه تکرار بسیار به هم نزدیک است. شکل ۴۴-۶ تا شکل ۴۶-۶ داده‌های به‌دست آمده از آزمایش برای دما و آنتروپی را بر روی نمودار دما-آنتروپی مرتبط با مبرد R407c که از EES استخراج شده است را نشان می‌دهند.

جدول۳۵-۶: خصوصیات دمایی محیط آزمایش و جریان و ولتاژ در F&T-R407c- Highspeed

	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
دمای هوای محیط (دمای هوای ورودی به یونیت خارجی) (K)	304	304.5	304
دمای هوای اتاق (دمای هوای ورودی به یونیت داخلی) (K)	298	297.3	297.5
دمای هوای خروجی یونیت داخلی (K)	287.7	287.8	287.9
دمای هوای خروجی از فن یونیت خارجی (K)	314	314	314
جریان الکتریکی فن یونیت داخلی (Amp)	1.07	1.07	1.07
جریان الکتریکی فن یونیت خارجی (Amp)	0.67	0.67	0.67
جریان الکتریکی کمپرسور (Amp)	9.6	9.6	9.6
ولتاژ برق شهری (Volt)	214	214	214
دبی جرمی درج شده در کاتالوگ کمپرسور $(\dot{m})(kg/s)$	0.045	0.045	0.045
سرعت فن کندانسور (m/s)	10.1	10.3	10.3
توان مصرفی درج‌شده در کاتالوگ کمپرسور (kW)	1.51	1.51	1.51

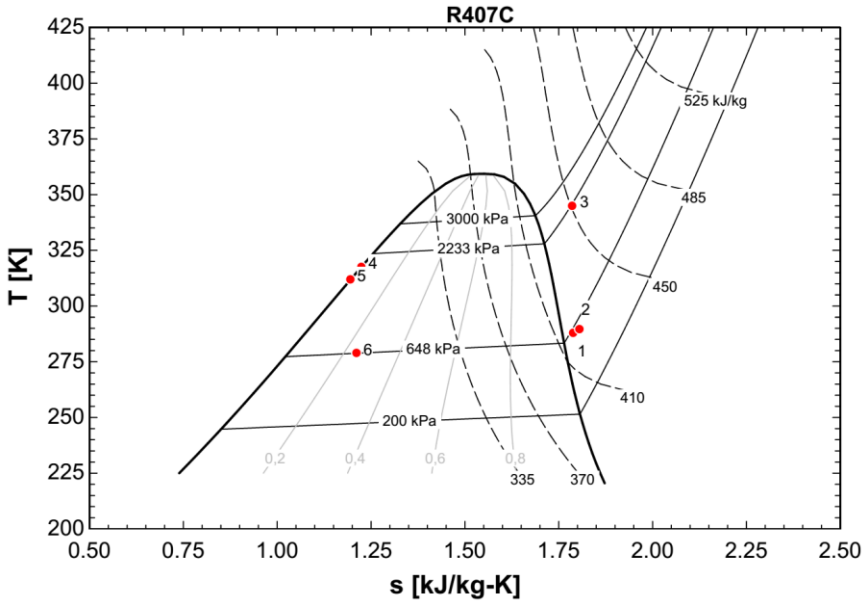
DOI: 10.30503/nripress.2020.283

جدول۳۶-۶: دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار برای F&T-R407c- Highspeed

	T (K)			P (kPa)			h (kJ/kg)			s ($kJ/kg\,.K$)		
	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
نقطه۱	288	289	288	613.6	608	601	419.7	420.8	420	1.788	1.793	1.791
نقطه۲	289.7	290.3	291.8	565	572	579	422.5	422.9	424.2	1.805	1.805	1.809
نقطه۳	345	345	345	2199	2206	2221	450.7	450.6	450.3	1.785	1.785	1.784
نقطه۴	317.6	319	320	2151	2159	2170	267.6	270	271.7	1.224	1.232	1.237
نقطه۵	312	313	314	2096	2103	2115	258.3	259.9	261.6	1.195	1.2	1.205
نقطه۶	279	279	279	640	640	633	258.3	259.9	261.6	1.211	1.217	1.223

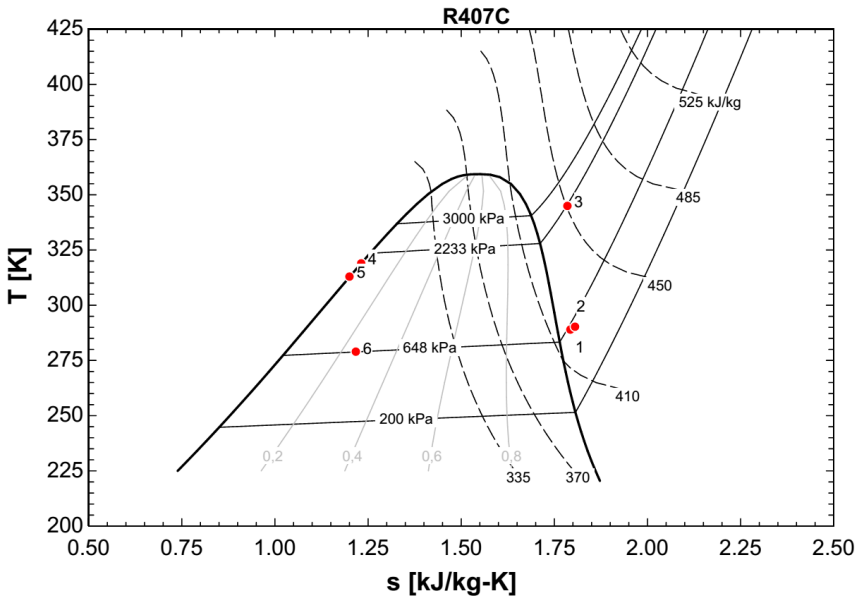
جدول۳۷-۶: توان مصرفی، توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید برای F&T-R407c- Highspeed

	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
(kW)$\dot{W}_{comp}$	1.51	1.51	1.51
(kW)$\dot{W}_{fan-cond}$	0.1147	0.1147	0.1147
(kW) $\dot{W}_{fan-evap}$	0.1832	0.1832	0.1832
(kW)$\dot{W}_{net}$	1.808	1.808	1.808
(kW)$\dot{Q}_{cond}$	-8.242	-8.129	-8.04
(kW)$\dot{Q}_{evap}$	7.262	7.239	7.129
(kW)$\dot{Q}_{35}$	-8.659	-8.58	-8.494
(kW)$\dot{Q}_{62}$	7.388	7.333	7.317
COP	4.017	4.004	3.943

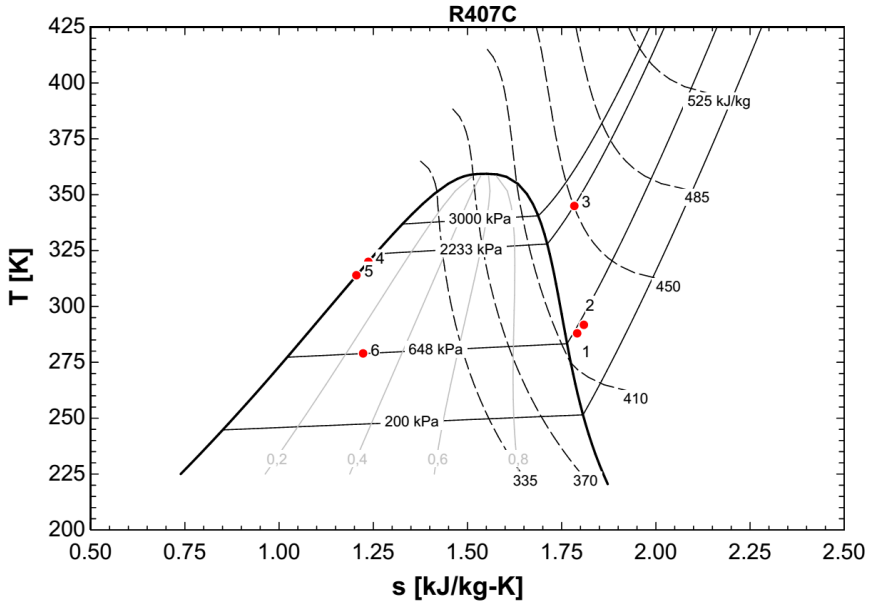


شکل ۴۴-۶: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R407c- Highspeed در تکرار اول

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۴۵-۶: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R407c- Highspeed در تکرار دوم



شکل ۴۶-۶: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R407c- Highspeed در تکرار سوم

۶. ۷. ۸ کندانسور F & T و مبرد R407c سرعت متوسط

در این بخش نتایج مربوط به کندانسور پره-لوله و با مبرد R407c به همراه سرعت فن متوسط که حدود ۸/۷ متر بر ثانیه است، ارایه شده است. خصوصیات دمایی محیط آزمایش، جریان، ولتاژ و توان مصرفی کمپرسور در جدول۳۸-۶ ارایه شده است.

جدول۳۹-۶ دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار را برای کندانسور پره-لوله با مبرد R407c به همراه سرعت فن متوسط ارایه می‌دهد. همان‌طور که از داده‌های این جدول مشخص است، نتایج سه تکرار برای فشار، دما، آنتالپی و آنتروپی بسیار به هم نزدیک است. جدول۴۰-۶ توان مصرفی، توان حرارتی و ضریب عملکرد

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

چرخه تبرید را برای کندانسور پره-لوله با مبرد R407c به همراه سرعت فن متوسط در سه تکرار ارایه می‌دهد و از این جدول مشخص است که نتایج آزمایش در سه تکرار بسیار به هم نزدیک است. شکل ۴۷-۶ تا شکل ۴۹-۶ داده‌های به‌دست آمده از آزمایش برای دما و آنتروپی را بر روی نمودار دما-آنتروپی مرتبط با مبرد R407c که از EES استخراج شده است را نشان می‌دهند.

جدول۳۸-۶: خصوصیات دمایی محیط آزمایش و جریان و ولتاژ در F&T-R407c- Mediumspeed

	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
دمای هوای محیط (دمای هوای ورودی به یونیت خارجی) (K)	305	306	306
دمای هوای اتاق (دمای هوای ورودی به یونیت داخلی) (K)	298	298	298
دمای هوای خروجی یونیت داخلی (K)	287.2	287.1	287.2
دمای هوای خروجی از فن یونیت خارجی (K)	313	313	313
جریان الکتریکی فن یونیت داخلی (Amp)	1.07	1.07	1.07
جریان الکتریکی فن یونیت خارجی (Amp)	0.67	0.67	0.67
جریان الکتریکی کمپرسور (Amp)	9.9	9.9	9.9
ولتاژ برق شهری (Volt)	214	214	214
دبی جرمی درج شده در کاتالوگ کمپرسور $(\dot{m})(kg/s)$	0.045	0.045	0.045
سرعت فن کندانسور (m/s)	8.7	8.7	8.8
توان مصرفی درج‌شده در کاتالوگ کمپرسور (kW)	1.51	1.51	1.51

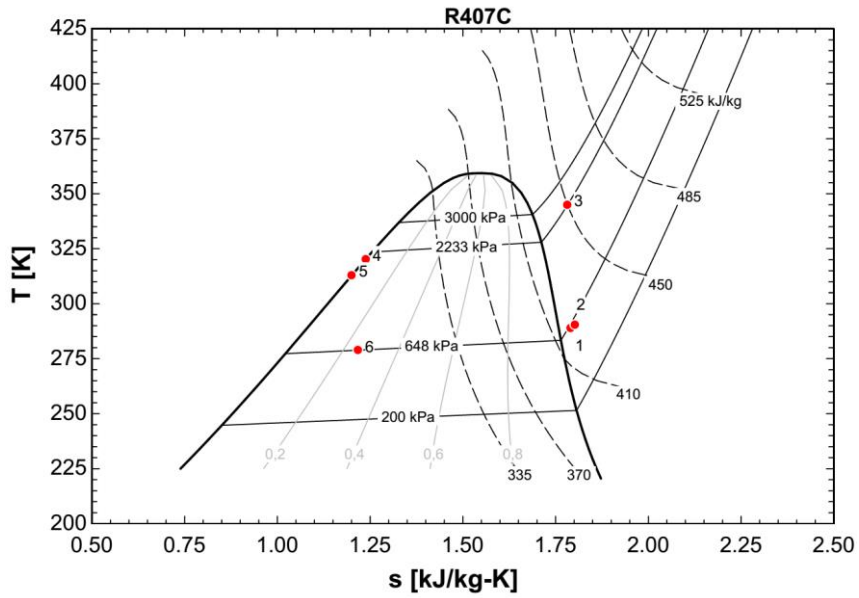
جدول۳۹-۶: دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار برای F&T-R407c- Mediumspeed

	T (K)			P (kPa)			h (kJ/kg)			s $(kJ/kg\,.K)$		
	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
نقطه۱	289	289	289	620.5	620.5	620.5	420.5	420.5	420.5	1.79	1.79	1.79
نقطه۲	290.5	291	291	590.8	592	592	422.6	423.1	423.1	1.802	1.803	1.803
نقطه۳	345	345	345	2248	2252	2266	449.8	449.8	449.5	1.781	1.781	1.78
نقطه۴	320.3	322	323	2227	2242	2261	272.1	275.1	276.8	1.238	1.247	1.252
نقطه۵	313	314	314	265	2178	2192	259.9	261.5	261.5	1.2	1.205	1.205
نقطه۶	279	279	279	655	650	632	259.9	261.5	261.5	1.217	1.223	1.223

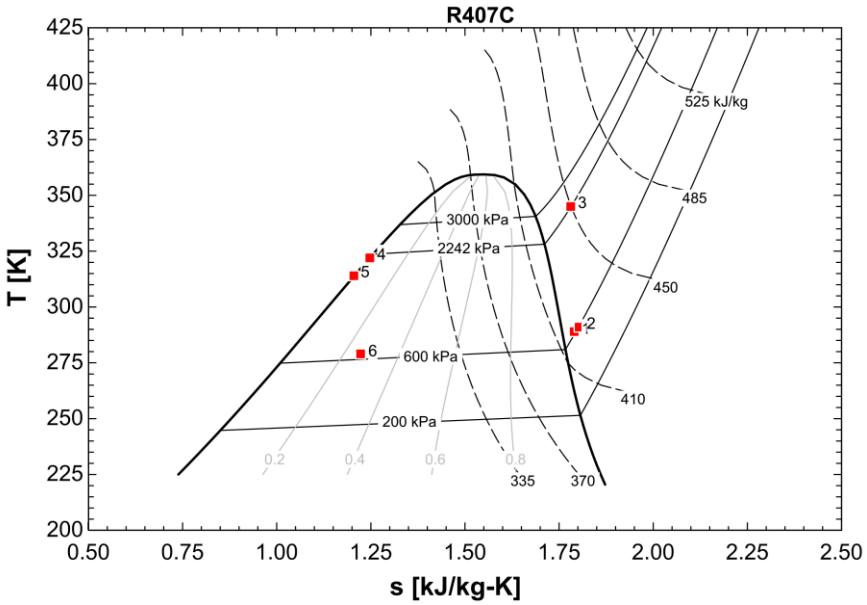
جدول۴۰-۶: توان مصرفی، توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید برای F&T-R407c- Mediumspeed

	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
(kW)$\dot{W}_{comp}$	1.51	1.51	1.51
(kW)$\dot{W}_{fan-cond}$	0.1147	0.1147	0.1147
(kW) $\dot{W}_{fan-evap}$	0.1832	0.1832	0.1832
(kW)$\dot{W}_{net}$	1.808	1.808	1.808
(kW)$\dot{Q}_{cond}$	-7.997	-7.86	-7.771
(kW)$\dot{Q}_{evap}$	7.226	7.153	7.153
(kW)$\dot{Q}_{35}$	-8.547	-8.47	-8.459
(kW)$\dot{Q}_{62}$	7.324	7.271	7.271
COP	3.997	3.956	3.957

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

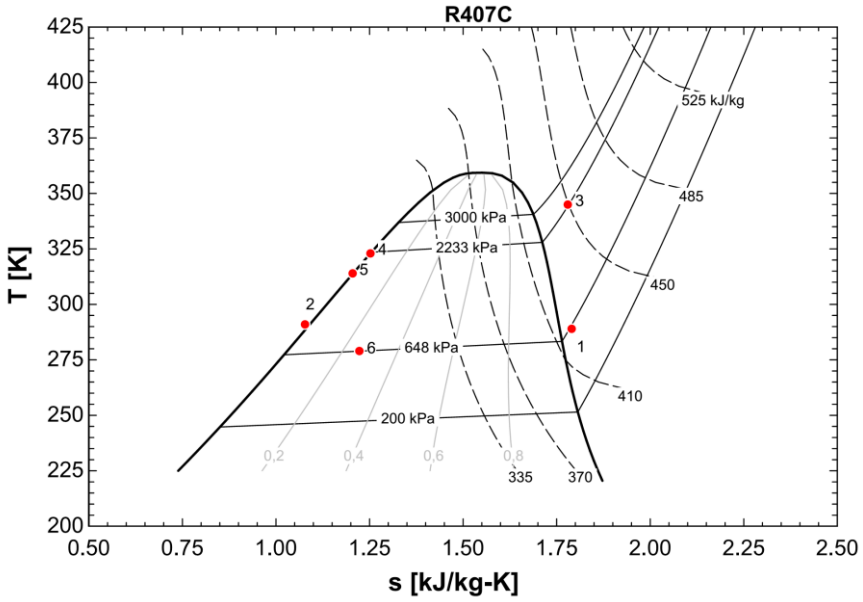


شکل ۴۷-۶: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R407c- Mediumspeed در تکرار اول



شکل ۴۸-۶: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R407c- Mediumspeed در تکرار دوم

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۴۹-۶: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R407c- Mediumspeed در تکرار سوم

۶. ۷. ۹ کندانسور F & T با مبرد R407c و سرعت فن پایین

در این بخش نتایج مربوط به کندانسور پره-لوله و با مبرد R407c به همراه سرعت فن پایین که حدود ۶ متر بر ثانیه است، ارایه شده است. خصوصیات دمایی محیط آزمایش، جریان، ولتاژ و توان مصرفی کمپرسور در جدول۴۱-۶ ارایه شده است. جدول۴۲-۶ دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار را برای کندانسور پره-لوله با مبرد R407c به همراه سرعت فن پایین ارایه می‌دهد. همان‌طور که از داده‌های این جدول مشخص است، نتایج سه تکرار برای فشار، دما، آنتالپی و آنتروپی بسیار به هم نزدیک است. جدول۴۳-۶ توان مصرفی، توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید را برای کندانسور پره-لوله با مبرد R407c به همراه سرعت فن پایین در سه تکرار ارایه می‌دهد و از این جدول مشخص است که نتایج آزمایش در سه تکرار بسیار به هم نزدیک است. شکل ۵۰-۶ تا شکل ۵۲-۶ داده‌های به‌دست آمده از آزمایش برای دما و آنتروپی را بر روی نمودار دما-آنتروپی مرتبط با مبرد R407c که از EES استخراج شده است را نشان می‌دهند.

جدول۴۱-۶: خصوصیات دمایی محیط آزمایش و جریان و ولتاژ در F&T-R407c- Lowspeed

	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
دمای هوای محیط (دمای هوای ورودی به یونیت خارجی) (K)	306	306	306
دمای هوای اتاق (دمای هوای ورودی به یونیت داخلی) (K)	298	298	297
دمای هوای خروجی یونیت داخلی (K)	286.8	286.8	286.7
دمای هوای خروجی از فن یونیت خارجی (K)	316	315	315
جریان الکتریکی فن یونیت داخلی (Amp)	1.07	1.07	1.07
جریان الکتریکی فن یونیت خارجی (Amp)	0.68	0.68	0.68
جریان الکتریکی کمپرسور (Amp)	10.2	10.2	10.2
ولتاژ برق شهری (Volt)	214	214	214
دبی جرمی درج شده در کاتالوگ کمپرسور $(\dot{m})(kg/s)$	0.045	0.045	0.045
سرعت فن کندانسور (m/s)	6	6	6.2
توان مصرفی درج‌شده در کاتالوگ کمپرسور (kW)	1.51	1.51	1.51

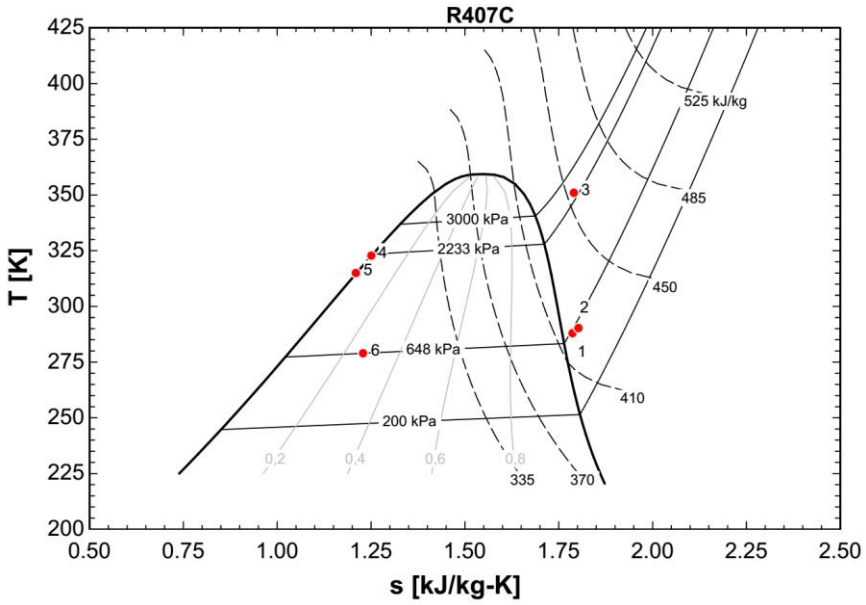
جدول۴۲-۶: دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار برای F&T-R407c- Lowspeed

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

	T (K)			P (kPa)			h (kJ/kg)			s ($kJ/kg\,.K$)		
	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
نقطه۱	288	288	286	620.5	637	629	419.5	419.1	417.3	1.787	1.783	1.778
نقطه۲	290.3	291	289	584.7	590	579	422.6	423.1	421.5	1.802	1.804	1.779
نقطه۳	351	351	351	2406	2419	2426	454.7	454.4	454.3	1.79	1.789	1.789
نقطه۴	322.8	323	323	2393	2402	2402	276.4	276.7	276.7	1.251	1.252	1.252
نقطه۵	315	315	315	2303	2309	2309	263.1	263.1	263.1	1.21	1.209	1.209
نقطه۶	279	279	279	661.9	668	668	263.1	263.1	263.1	1.229	1.229	1.229

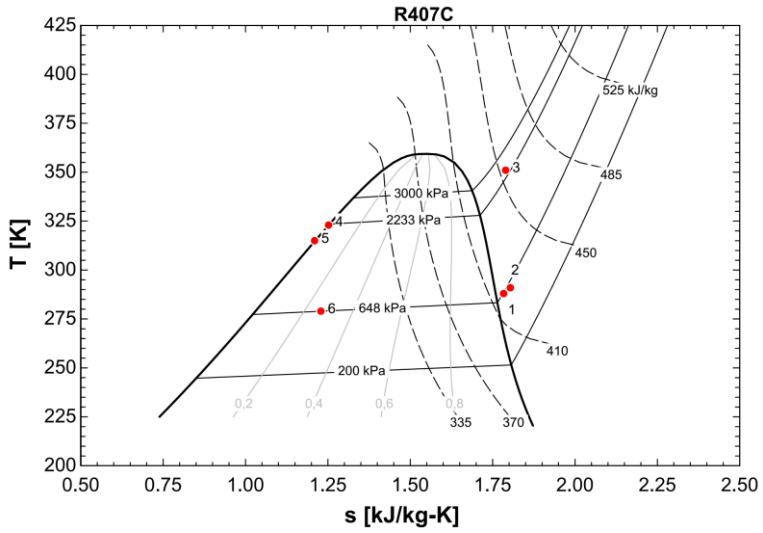
جدول۴۳-۶: توان مصرفی، توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید برای F&T-R407c- Lowspeed

	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
(kW)$\dot{W}_{comp}$	1.51	1.51	1.51
(kW)$\dot{W}_{fan-cond}$	0.1164	0.1164	0.1164
(kW) $\dot{W}_{fan-evap}$	0.1832	0.1832	0.1832
(kW)$\dot{W}_{net}$	1.81	1.81	1.81
(kW)$\dot{Q}_{cond}$	-8.024	-7.999	-7.993
(kW)$\dot{Q}_{evap}$	7.038	7.019	6.939
(kW)$\dot{Q}_{35}$	-8.62	-8.61	-8.605
(kW)$\dot{Q}_{62}$	7.177	7.202	7.127
COP	3.889	3.879	3.835

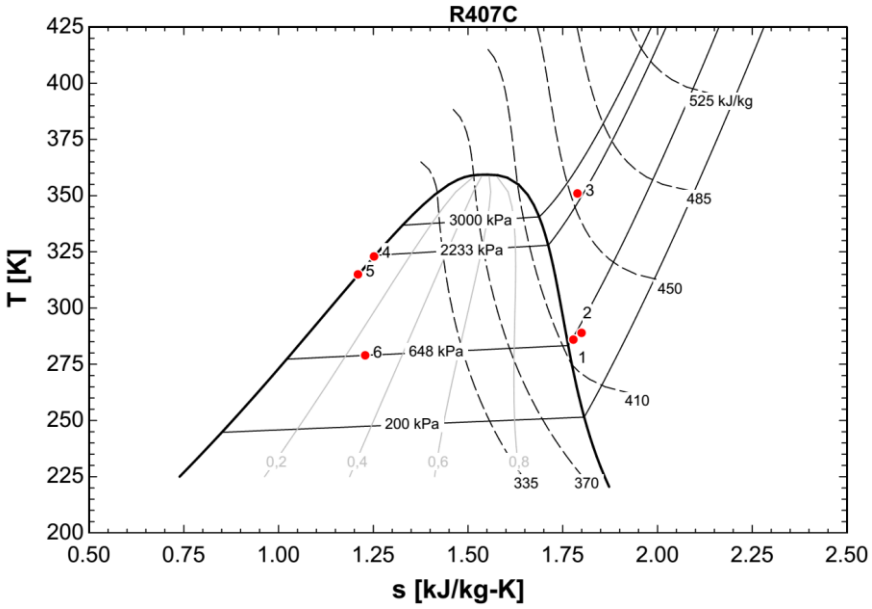


شکل ۵۰-۶: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R407c- Lowspeed در تکرار اول

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۵۱-۶: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R407c- Lowspeed در تکرار دوم



شکل ۵۲-۶: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R407c- Lowspeed در تکرار سوم

۶. ۷. ۱۰ کندانسور میکروکانال و مبرد R407c در سرعت فن بالا

در این بخش نتایج مربوط به کندانسور میکروکانال و با مبرد R407c به همراه سرعت فن بالا که حدود ۱۰/۳ متر بر ثانیه است، ارایه شده است. خصوصیات دمایی محیط آزمایش، جریان، ولتاژ و توان مصرفی کمپرسور در جدول۴۴-۶ ارایه شده است.

جدول۴۵-۶ دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار را برای کندانسور پره-لوله با مبرد R407c به همراه سرعت فن بالا ارایه می‌دهد. همان‌طور که از داده‌های این جدول مشخص است، نتایج سه تکرار برای فشار، دما، آنتالپی و آنتروپی بسیار به هم نزدیک است. جدول۴۶-۶ توان مصرفی، توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

تبرید را برای کندانسور پره-لوله با مبرد R407c به همراه سرعت فن بالا در سه تکرار ارایه می‌دهد و از این جدول مشخص است که نتایج آزمایش در سه تکرار بسیار به هم نزدیک است. شکل ۵۳-۶ تا شکل ۵۵-۶ داده‌های به‌دست آمده از آزمایش برای دما و آنتروپی را بر روی نمودار دما-آنتروپی مرتبط با مبرد R407c که از EES استخراج شده است را نشان می‌دهند.

جدول۴۴-۶: خصوصیات دمایی محیط آزمایش و جریان و ولتاژ در Micro-R407c- Highspeed

	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
دمای هوای محیط (دمای هوای ورودی به یونیت خارجی) (K)	307	307	307
دمای هوای اتاق (دمای هوای ورودی به یونیت داخلی) (K)	297.5	296	298
دمای هوای خروجی یونیت داخلی (K)	287.9	287	288
دمای هوای خروجی از فن یونیت خارجی (K)	314	314.5	314.5
جریان الکتریکی فن یونیت داخلی (Amp)	1.07	1.07	1.07
جریان الکتریکی فن یونیت خارجی (Amp)	0.69	0.69	0.69
جریان الکتریکی کمپرسور (Amp)	10.4	10.4	10.4
ولتاژ برق شهری (Volt)	214	214	214
دبی جرمی درج شده در کاتالوگ کمپرسور $(\dot{m})(kg/s)$	0.045	0.045	0.045
سرعت فن کندانسور (m/s)	10.3	10.3	10.3
توان مصرفی درج‌شده در کاتالوگ کمپرسور (kW)	1.151	1.51	1.51

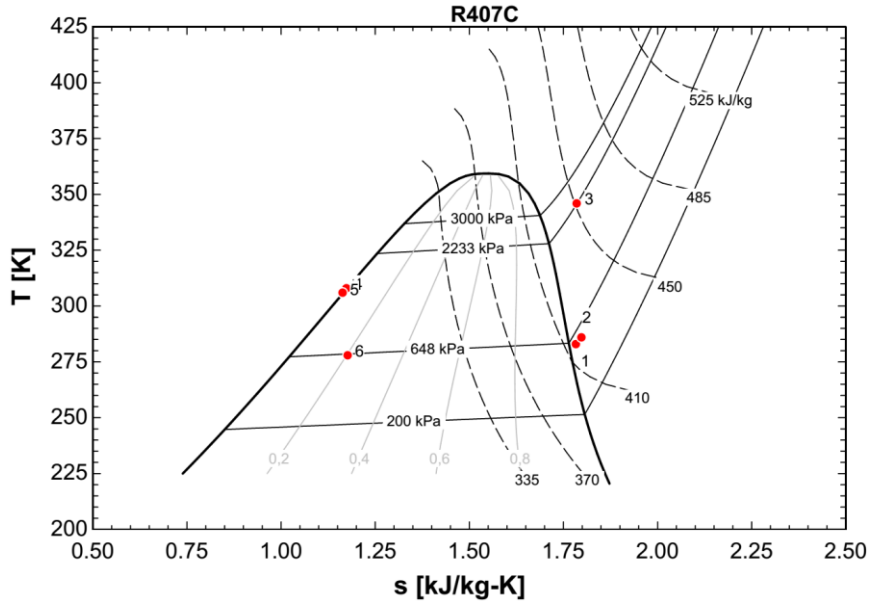
جدول۴۵-۶: دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار برای Micro-R407c- Highspeed

	T (K)			P (kPa)			h (kJ/kg)			s $(kJ/kg\,.K)$		
	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
نقطه۱	283	283	283	563	563	570	416.1	416.1	415.9	1.783	1.783	1.781
نقطه۲	286	286	286	544	544	552	419.4	419.4	419.2	1.798	1.798	1.796
نقطه۳	346	347	349	2247	2258	2266	451.1	452.2	454.6	1.785	1.788	1.794
نقطه۴	308	309	309	2240	2248	2262	251.8	253.4	253.4	1.173	1.179	1.78
نقطه۵	306	306	306	2199	2206	2213	248.7	248.7	248.7	1.163	1.163	1.163
نقطه۶	278	278	279	614	614	631	248.7	248.7	248.7	1.177	1.177	1.176

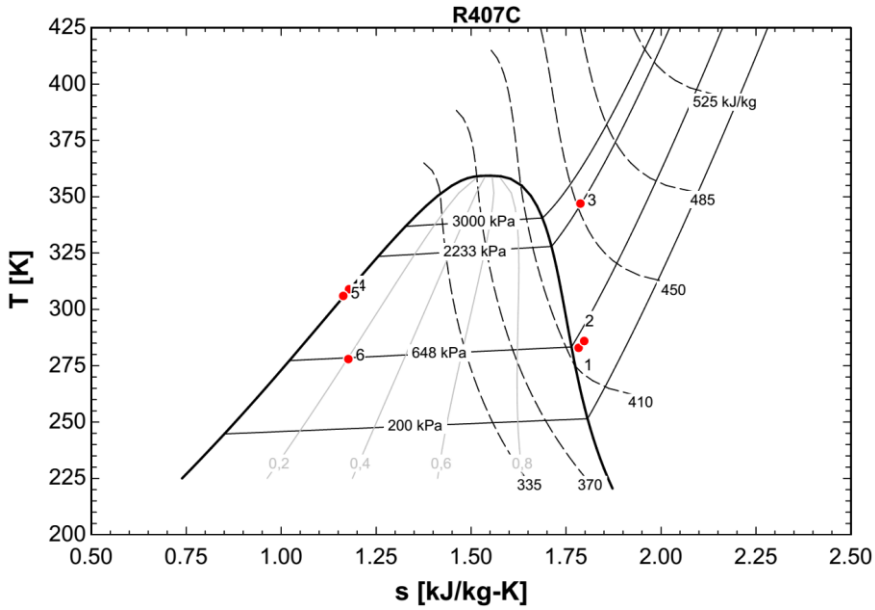
جدول۴۶-۶: توان مصرفی، توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید برای Micro-R407c- Highspeed

	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
$(kW)\dot{W}_{comp}$	1.51	1.51	1.51
$(kW)\dot{W}_{fan-cond}$	0.1181	0.1181	0.1181
$(kW)\ \dot{W}_{fan-evap}$	0.1832	0.1832	0.1832
$(kW)\dot{W}_{net}$	1.811	1.811	1.811
$(kW)\dot{Q}_{cond}$	-8.969	-8.946	-9.053
$(kW)\dot{Q}_{evap}$	7.533	7.533	7.525
$(kW)\dot{Q}_{35}$	-9.11	-9.159	-9.266
$(kW)\dot{Q}_{62}$	7.685	7.685	7.676
COP	4.159	4.159	4.154

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

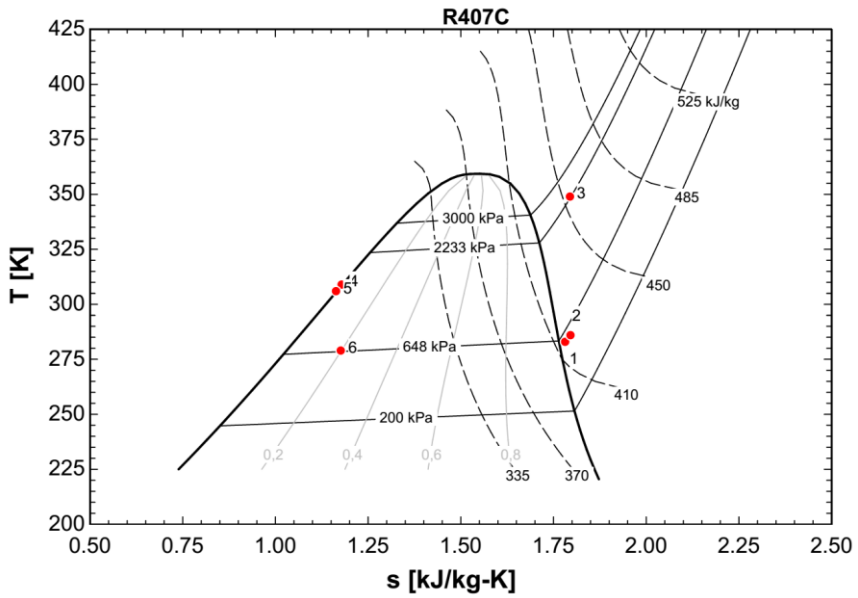


شکل ۵۳-۶: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R407c- Highspeed در تکرار اول



شکل ۵۴-۶: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R407c- Highspeed در تکرار دوم

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۵۵-۶: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R407c- Highspeed در تکرار سوم

۶. ۷. ۱۱ کندانسور میکروکانال با مبرد R407c و سرعت فن متوسط

در این بخش نتایج مربوط به کندانسور میکروکانال و با مبرد R407c به همراه سرعت فن متوسط که حدود ۶/۷ متر بر ثانیه است، ارایه شده است. خصوصیات دمایی محیط آزمایش، جریان، ولتاژ و توان مصرفی کمپرسور در جدول۴۷-۶ ارایه شده است. جدول۴۸-۶ دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار را برای کندانسور پره-لوله با مبرد R407c به همراه سرعت فن متوسط ارایه می‌دهد. همان‌طور که از داده‌های این جدول مشخص است، نتایج سه تکرار برای فشار، دما، آنتالپی و آنتروپی بسیار به هم نزدیک است. جدول۴۹-۶ توان مصرفی، توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید را برای کندانسور پره-لوله با مبرد R407c به همراه سرعت فن متوسط در سه تکرار ارایه می‌دهد و از این جدول مشخص است که نتایج آزمایش در سه تکرار بسیار به هم نزدیک است. شکل ۵۶-۶ تا شکل ۵۸-۶ داده‌های به‌دست آمده از آزمایش برای دما و آنتروپی را بر روی نمودار دما-آنتروپی مرتبط با مبرد R407c که از EES استخراج شده است را نشان می‌دهند.

جدول۴۷-۶: خصوصیات دمایی محیط آزمایش و جریان و ولتاژ در Micro-R407c- Mediumspeed

	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
دمای هوای محیط (دمای هوای ورودی به یونیت خارجی) (K)	307	306	307
دمای هوای اتاق (دمای هوای ورودی به یونیت داخلی) (K)	298	298	297.5
دمای هوای خروجی یونیت داخلی (K)	288.5	288.7	288.7
دمای هوای خروجی از فن یونیت خارجی (K)	314.5	314.5	314.5
جریان الکتریکی فن یونیت داخلی (Amp)	1.07	1.07	1.07
جریان الکتریکی فن یونیت خارجی (Amp)	0.67	0.67	0.67
جریان الکتریکی کمپرسور (Amp)	10.7	10.7	10.7
ولتاژ برق شهری (Volt)	214	214	214
دبی جرمی درج شده در کاتالوگ کمپرسور $(\dot{m})(kg/s)$	0.045	0.045	0.045
سرعت فن کندانسور (m/s)	6.7	6.8	6.6
توان مصرفی درج‌شده در کاتالوگ کمپرسور (kW)	1.51	1.51	1.51

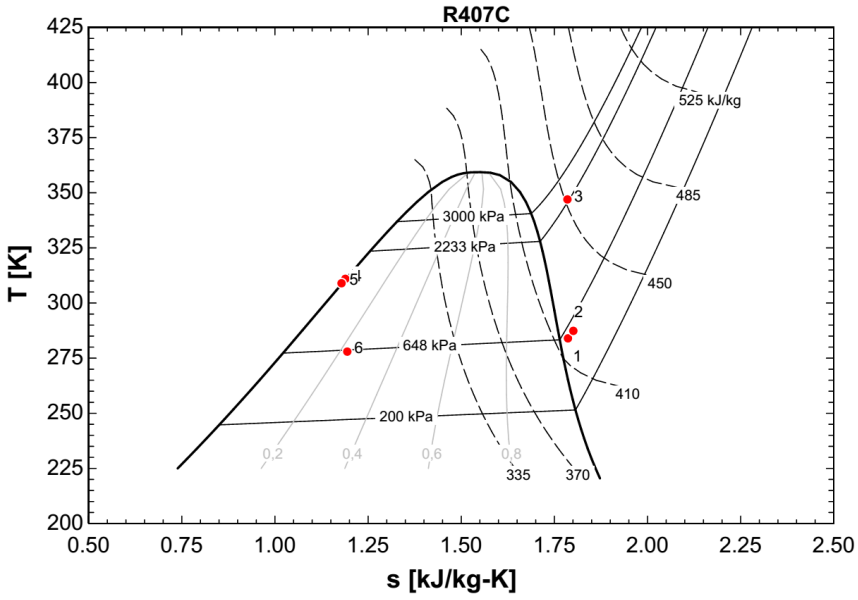
جدول۴۸-۶: دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار برای Micro-R407c- Mediumspeed

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

	T (K)			P (kPa)			h (kJ/kg)			s ($kJ/kg\,.K$)		
	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
نقطه۱	284	283	283	563	570	563	417	415.9	416.1	1.786	1.781	1.783
نقطه۲	287.4	288.5	288.2	551	559	553	420.6	421.5	421.3	1.801	1.802	1.803
نقطه۳	347	350	349	2292	2304	2286	451.6	455.2	454.2	1.785	1.795	1.793
نقطه۴	311	314	313	2276	2287	2268	256.6	261.5	259.8	1.189	1.204	1.199
نقطه۵	309	310	309	2252	2268	2252	253.4	255	253.4	1.179	1.184	1.179
نقطه۶	278	278	278	630	630	623	253.4	255	253.4	1.194	1.2	1.194

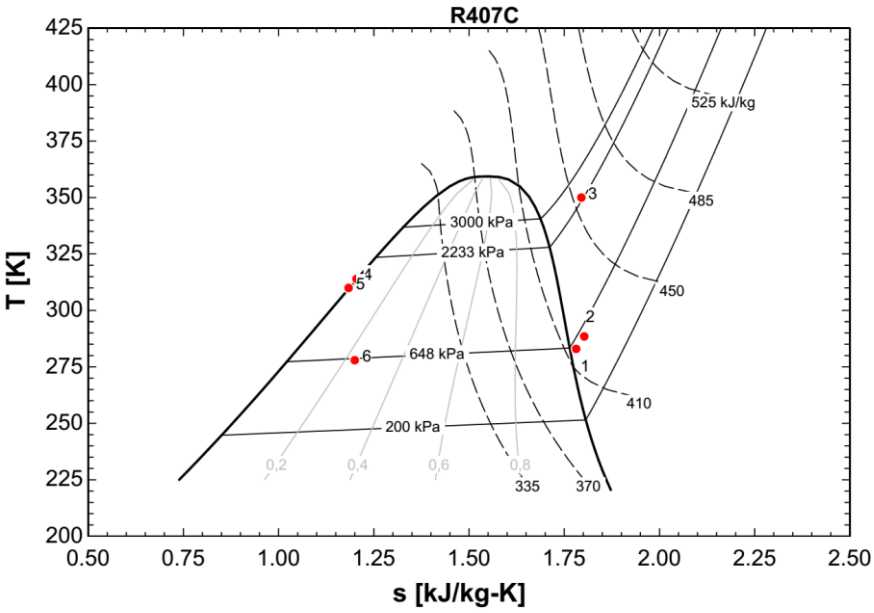
جدول۴۹-۶: توان مصرفی، توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید برای Micro-R407c- Mediumspeed

	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
(kW)$\dot{W}_{comp}$	1.51	1.51	1.51
(kW)$\dot{W}_{fan-cond}$	0.1147	0.1147	0.1147
(kW) $\dot{W}_{fan-evap}$	0.1832	0.1832	0.1832
(kW)$\dot{W}_{net}$	1.808	1.808	1.808
(kW)$\dot{Q}_{cond}$	-8.774	-8.716	-8.747
(kW)$\dot{Q}_{evap}$	7.364	7.24	7.32
(kW)$\dot{Q}_{35}$	-8.918	-9.008	-9.037
(kW)$\dot{Q}_{62}$	7.525	7.492	7.557
COP	4.073	4.005	4.049

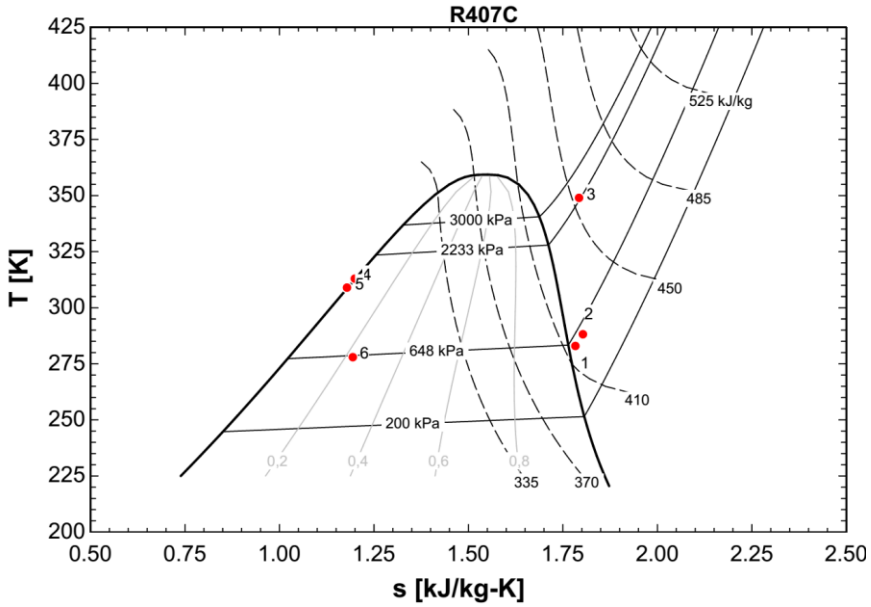


شکل ۵۶-۶: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R407c- Mediumspeed در تکرار اول

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۵۷-۶: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R407c- Mediumspeed در تکرار دوم



شکل ۵۸-۶: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R407c- Mediumspeed در تکرار سوم

۶. ۷. ۱۲ کندانسور میکروکانال با مبرد R407c و سرعت فن پایین

در این بخش نتایج مربوط به کندانسور میکروکانال و با مبرد R407c به همراه سرعت فن پایین که حدود ۶/۷ متر بر ثانیه است، ارایه شده است. خصوصیات دمایی محیط آزمایش، جریان، ولتاژ و توان مصرفی کمپرسور در جدول۵۰-۶ ارایه شده است. جدول۵۱-۶ دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار را برای کندانسور پره-لوله با مبرد R407c به همراه سرعت فن پایین ارایه می‌دهد. همان‌طور که از داده‌های این جدول مشخص است، نتایج

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

سه تکرار برای فشار، دما، آنتالپی و آنتروپی بسیار به هم نزدیک است. جدول۵۲-۶ توان مصرفی، توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید را برای کندانسور پره-لوله با مبرد R407c به همراه سرعت فن پایین در سه تکرار ارایه می‌دهد و از این جدول مشخص است که نتایج آزمایش در سه تکرار بسیار به هم نزدیک است. شکل ۵۹-۶ تا شکل ۶۱-۶ داده‌های به‌دست آمده از آزمایش برای دما و آنتروپی را بر روی نمودار دما-آنتروپی مرتبط با مبرد R407c که از EES استخراج شده است را نشان می‌دهند.

جدول۵۰-۶: خصوصیات دمایی محیط آزمایش و جریان و ولتاژ در Micro-R407c- Lowspeed

	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
دمای هوای محیط(دمای هوای ورودی به یونیت خارجی) (K)	308	308	307.5
دمای هوای اتاق (دمای هوای ورودی به یونیت داخلی) (K)	297.5	298	298
دمای هوای خروجی یونیت داخلی (K)	288	288.5	288.5
دمای هوای خروجی از فن یونیت خارجی (K)	314.5	314.5	314.5
جریان الکتریکی فن یونیت داخلی (Amp)	1.07	1.07	1.07
جریان الکتریکی فن یونیت خارجی (Amp)	0.67	0.67	0.67
جریان الکتریکی کمپرسور (Amp)	10.9	10.9	10.9
ولتاژ برق شهری (Volt)	214	214	214
دبی جرمی درج شده در کاتالوگ کمپرسور $(\dot{m})(kg/s)$	0.045	0.045	0.045
سرعت فن کندانسور (m/s)	6.7	6.8	6.7
توان مصرفی درج‌شده در کاتالوگ کمپرسور (kW)	1.51	1.51	1.51

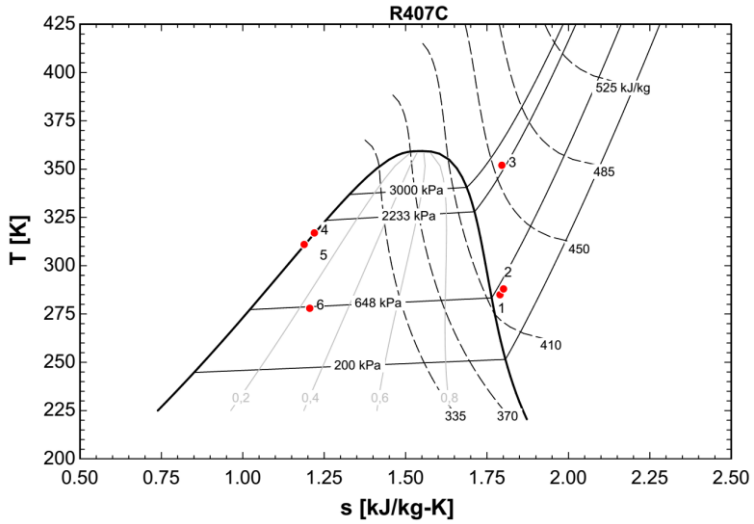
جدول۵۱-۶: دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار برای Micro-R407c- Lowspeed

	T (K)			P (kPa)			h (kJ/kg)			s ($kJ/kg\,.K$)		
	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
نقطه۱	285	286	287	563	571	579	418	418.8	419.5	1.79	1.791	1.793
نقطه۲	288	287	289	560	568	587	421	419.8	421.3	1.801	1.795	1.798
نقطه۳	352	351	352	2384	2372	2391	456.3	455.3	456.2	1.796	1.793	1.795
نقطه۴	317	316	317	2367	2352	2372	266.4	264.7	266.4	1.22	1.215	1.22
نقطه۵	311	310	312	2343	2319	2331	256.6	255	258.2	1.188	1.183	1.194
نقطه۶	278	278	278	637	643	649	256.6	255	258.2	1.206	1.2	1.211

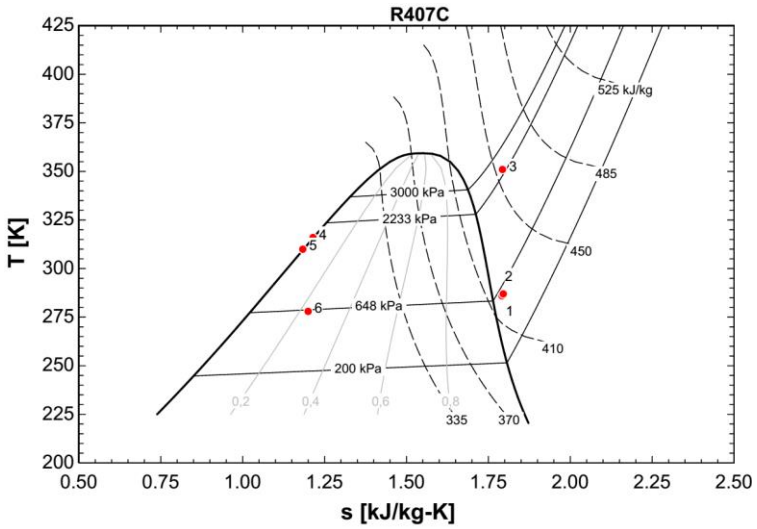
جدول۵۲-۶: توان مصرفی، توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید برای Micro-R407c- Lowspeed

	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
(kW)$\dot{W}_{comp}$	1.51	1.51	1.51
(kW)$\dot{W}_{fan-cond}$	0.1147	0.1147	0.1147
(kW) $\dot{W}_{fan-evap}$	0.1832	0.1832	0.1832
(kW)$\dot{W}_{net}$	1.808	1.808	1.808
(kW)$\dot{Q}_{cond}$	-8.547	-8.574	-8.541
(kW)$\dot{Q}_{evap}$	7.265	7.371	7.261
(kW)$\dot{Q}_{35}$	-8.989	-9.013	-8.911
(kW)$\dot{Q}_{62}$	7.398	7.418	7.34
COP	4.018	4.077	4.016

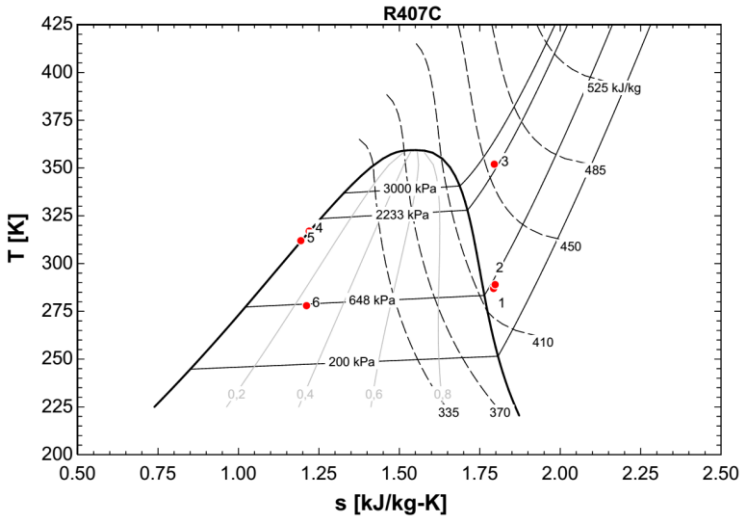
DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۵۹-۶: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R407c- Lowspeed در تکرار اول



شکل ۶۰-۶: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R407c- Lowspeed در تکرار دوم



شکل ۶۱-۶: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R407c- Lowspeed در تکرار سوم

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

۶. ۷. ۱۳ کندانسور F & T با مبرد R410a و سرعت فن بالا

در این بخش نتایج مربوط به کندانسور پره-لوله و با مبرد R410a به همراه سرعت فن بالا که حدود ۶/۱ متر بر ثانیه است، ارایه شده است. خصوصیات دمایی محیط آزمایش، جریان، ولتاژ و توان مصرفی کمپرسور در جدول۵۳-۶ ارایه شده است. جدول۵۴-۶ دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار را برای کندانسور پره-لوله با مبرد R410a به همراه سرعت فن بالا ارایه می‌دهد. همان‌طور که از داده‌های این جدول مشخص است، نتایج سه تکرار برای فشار، دما، آنتالپی و آنتروپی بسیار به هم نزدیک است. جدول۵۵-۶ توان مصرفی، توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید را برای کندانسور پره-لوله با مبرد R410a به همراه سرعت فن بالا در سه تکرار ارایه می‌دهد و از این جدول مشخص است که نتایج آزمایش در سه تکرار بسیار به هم نزدیک است. شکل ۶۲-۶ تا شکل ۶۴-۶ داده‌های به‌دست آمده از آزمایش برای دما و آنتروپی را بر روی نمودار دما-آنتروپی مرتبط با مبرد R410a که از EES استخراج شده است را نشان می‌دهند. لازم به ذکر است در آزمایش‌های مرتبط با R410a دیمر دچار اشکال شد و مجبور به تعویض دیمر شدیم به همین دلیل سرعت‌هایی که با دیمر جدید گرفته شد با سرعت‌های آزمایش‌های قبلی متفاوت است.

جدول۵۳-۶: خصوصیات دمایی محیط آزمایش و جریان و ولتاژ در F&T-R410a- Highspeed

	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
دمای هوای محیط(دمای هوای ورودی به یونیت خارجی) (K)	299	298.7	299
دمای هوای اتاق (دمای هوای ورودی به یونیت داخلی) (K)	291.9	291.8	292
دمای هوای خروجی یونیت داخلی (K)	280.3	280.3	280.4
دمای هوای خروجی از فن یونیت خارجی (K)	307.2	307.3	307.2
جریان الکتریکی فن یونیت داخلی (Amp)	0.99	0.99	0.99
جریان الکتریکی فن یونیت خارجی (Amp)	0.6	0.6	0.6
جریان الکتریکی کمپرسور (Amp)	8.2	8.2	8.3
ولتاژ برق شهری (Volt)	216	216	216
دبی جرمی محاسبه شده $(\dot{m})(kg/s)$	0.048	0.048	0.048
سرعت فن کندانسور (m/s)	6	6	6.1
توان مصرفی درج‌شده در کاتالوگ کمپرسور (kW)	1.88	1.88	1.88

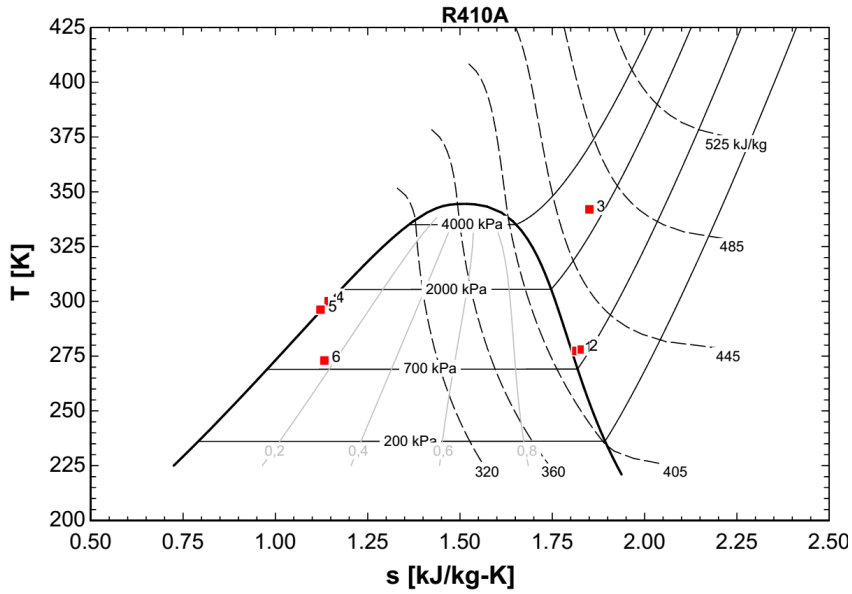
جدول۵۴-۶: دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار برای F&T-R410a- Highspeed

	T (K)			P (kPa)			h (kJ/kg)			s ($kJ/kg\,.K$)		
	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
نقطه۱	277.4	277.2	277.2	854	870	863	424.4	423.7	423.9	1.815	1.811	1.812
نقطه۲	278	278	278	798	791	798	426.7	426.9	426.7	1.83	1.832	1.83
نقطه۳	342.5	342.7	342.5	2480	2487	2494	466.2	466.3	465.9	1.852	1.852	1.85
نقطه۴	300.1	300.4	301	2442	2447	2455	242.8	243.3	244.3	1.144	1.146	1.149
نقطه۵	296.2	297.4	297.2	2419	2433	2426	236.2	238.2	237.9	1.122	1.129	1.128
نقطه۶	273	273.3	273.1	861	868	861	236.2	238.2	237.9	1.133	1.14	1.139

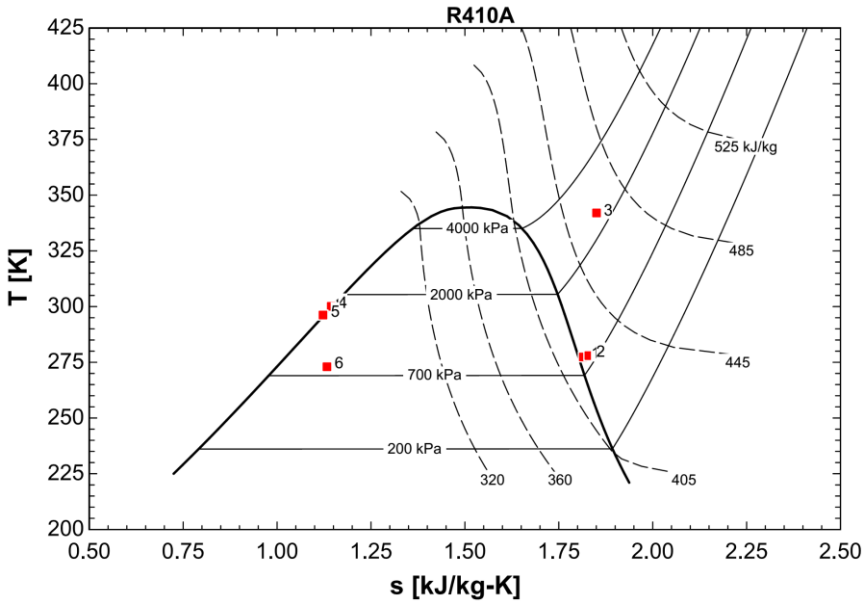
DOI: 10.30503/nripress.2020.283

جدول۵۵-۶: توان مصرفی، توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید برای F&T-R410a- Highspeed

	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
(kW)$\dot{W}_{comp}$	1.88	1.88	1.88
(kW)$\dot{W}_{fan-cond}$	0.1037	0.1037	0.1037
(kW) $\dot{W}_{fan-evap}$	0.1711	0.1711	0.1711
(kW)$\dot{W}_{net}$	2.155	2.155	2.155
(kW)$\dot{Q}_{cond}$	-10.66	-10.66	-10.63
(kW)$\dot{Q}_{evap}$	8.977	8.863	8.925
(kW)$\dot{Q}_{35}$	-10.97	-10.9	-10.94
(kW)$\dot{Q}_{62}$	9.087	9.018	9.06
COP	4.166	4.113	4.142

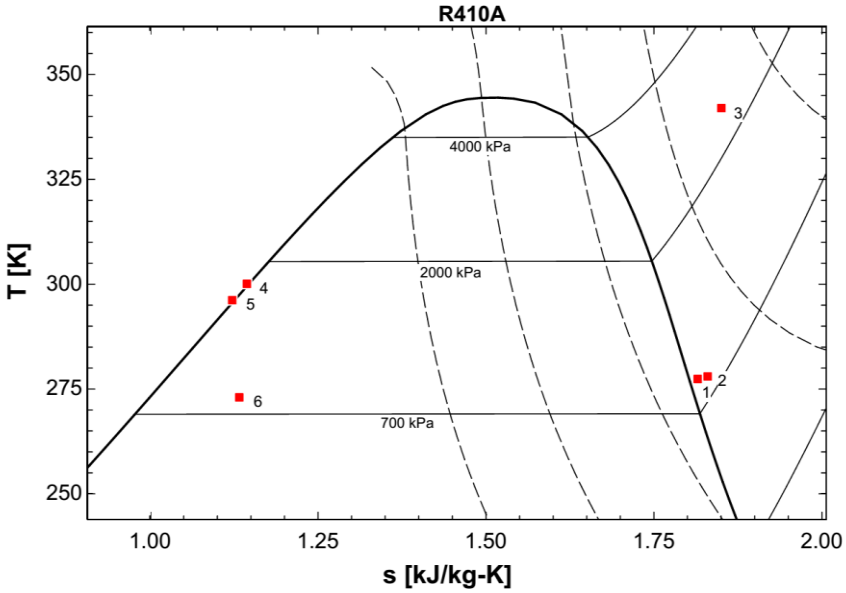


شکل ۶۲-۶: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R410a- Highspeed در تکرار اول



شکل ۶۳-۶: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R410a- Highspeed در تکرار دوم

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۶۴-۶: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R410a- Highspeed در تکرار سوم

۶. ۷. ۱۴ کندانسور F & T با مبرد R410a و سرعت فن متوسط

در این بخش نتایج مربوط به کندانسور پره-لوله و با مبرد R410a به همراه سرعت فن متوسط که حدود ۵/۶ متر بر ثانیه است، ارایه شده است. خصوصیات دمایی محیط آزمایش، جریان، ولتاژ و توان مصرفی کمپرسور در جدول۶-۵۶ ارایه شده است.

جدول۶-۵۷ دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار را برای کندانسور پره-لوله با مبرد R410a به همراه سرعت فن متوسط ارایه می‌دهد. همان‌طور که از داده‌های این جدول مشخص است، نتایج سه تکرار برای فشار، دما، آنتالپی و آنتروپی بسیار به هم نزدیک است. جدول۶-۵۸ توان مصرفی، توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید را برای کندانسور پره-لوله با مبرد R410a به همراه سرعت فن متوسط در سه تکرار ارایه می‌دهد و از این جدول مشخص است که نتایج آزمایش در سه تکرار بسیار به هم نزدیک است. شکل ۶-۶۵ تا شکل ۶-۶۷ داده‌های به‌دست آمده از آزمایش برای دما و آنتروپی را بر روی نمودار دما-آنتروپی مرتبط با مبرد R410a که از EES استخراج شده است را نشان می‌دهند.

جدول۶-۵۶: خصوصیات دمایی محیط آزمایش و جریان و ولتاژ در F&T-R410a- Mediumspeed

	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
دمای هوای محیط(دمای هوای ورودی به یونیت خارجی) (K)	299.5	299	299.3
دمای هوای اتاق (دمای هوای ورودی به یونیت داخلی) (K)	291.7	291.7	292
دمای هوای خروجی یونیت داخلی (K)	280	280.3	280
دمای هوای خروجی از فن یونیت خارجی (K)	309	308.8	309
جریان الکتریکی فن یونیت داخلی (Amp)	0.99	0.99	0.99
جریان الکتریکی فن یونیت خارجی (Amp)	0.6	0.6	0.6
جریان الکتریکی کمپرسور (Amp)	8.3	8.3	8.3
ولتاژ برق شهری (Volt)	216	216	216
دبی جرمی محاسبه شده $(kg/s)(\dot{m})$	0.045	0.045	0.045

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

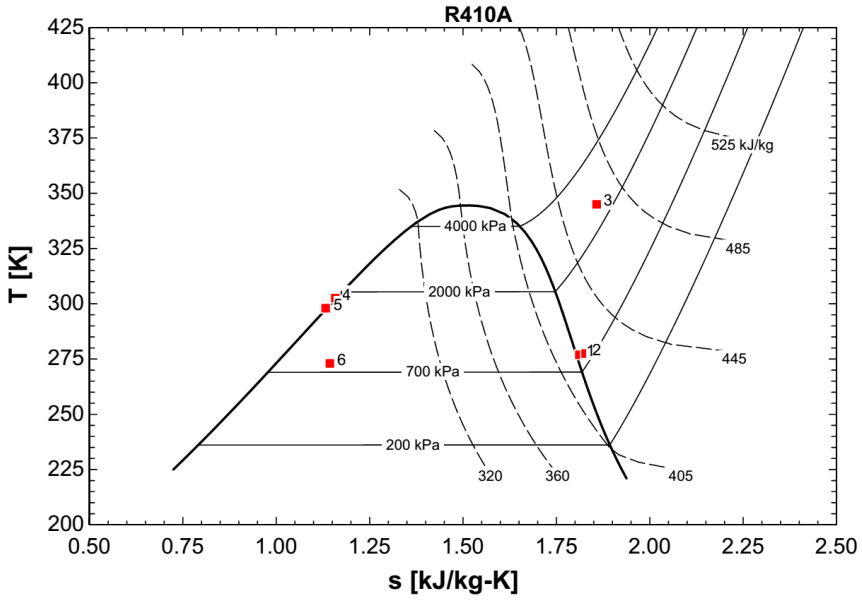
سرعت فن کندانسور (m/s)	5.6	5.58	5.5
توان مصرفی درج‌شده در کاتالوگ کمپرسور (kW)	1.88	1.88	1.88

جدول۵۷-۶: دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار برای F&T-R410a- Mediumspeed

	T (K)			P (kPa)			h (kJ/kg)			s ($kJ/kg\,.K$)		
	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
نقطه۱	276.9	277	276	861.4	854	861.4	423.6	424	422.6	1.811	1.814	1.808
نقطه۲	277.5	277.7	278	798	798	791	426.2	426.4	426.9	1.828	1.829	1.832
نقطه۳	345	344	345	2516	2510	2510	468.7	467.5	468.8	1.858	1.855	1.858
نقطه۴	302.6	301.9	302.4	2482	2475	2482	247	245.8	246.7	1.158	1.154	1.157
نقطه۵	298	297	298	2448	2441	2448	239.2	237.5	239.2	1.132	1.127	1.132
نقطه۶	273	273	273	834	834	834	239.2	237.5	239.2	1.144	1.138	1.144

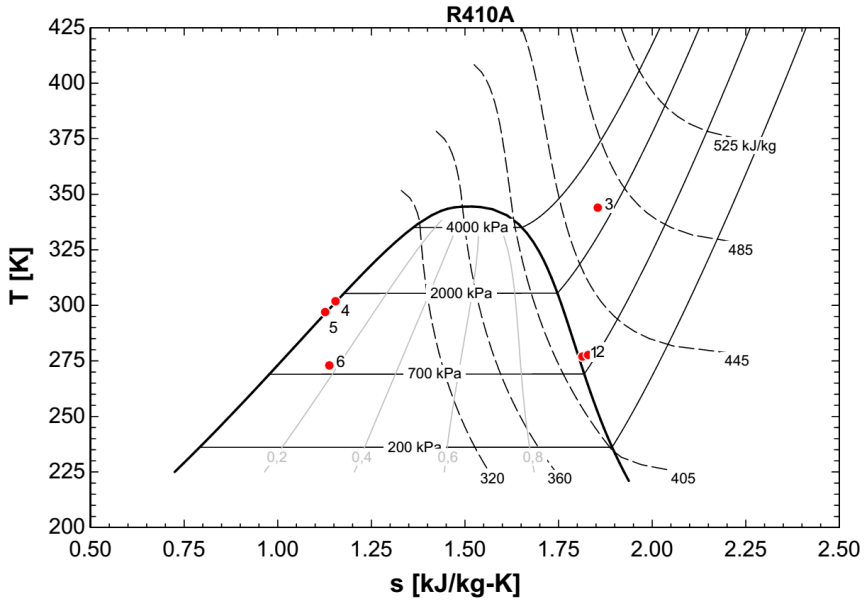
جدول۵۸-۶: توان مصرفی، توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید برای F&T-R410a- Mediumspeed

	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
(kW)$\dot{W}_{comp}$	1.88	1.88	1.88
(kW)$\dot{W}_{fan-cond}$	0.1037	0.1037	0.1037
(kW) $\dot{W}_{fan-evap}$	0.1711	0.1711	0.1711
(kW)$\dot{W}_{net}$	2.155	2.155	2.155
(kW)$\dot{Q}_{cond}$	-9.813	-10.14	-9.983
(kW)$\dot{Q}_{evap}$	8.166	8.524	8.243
(kW)$\dot{Q}_{35}$	-10.16	-10.52	-10.32
(kW)$\dot{Q}_{62}$	8.279	8.636	8.438
COP	3.79	3.956	3.826

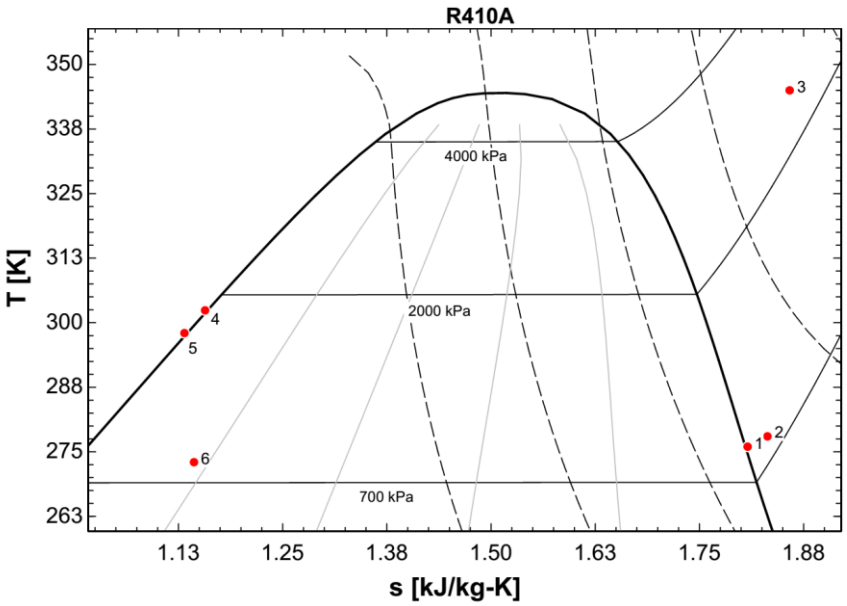


DOI: 10.30503/nripress.2020.283

شکل ۶۵-۶: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R410a- Mediumspeed در تکرار اول



شکل ۶۶-۶: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R410a- Mediumspeed در تکرار دوم



شکل ۶۷-۶: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R410a- Mediumspeed در تکرار سوم

۶. ۷. ۱۵ کندانسور F & T با مبرد R410a و سرعت فن پایین

در این بخش نتایج مربوط به کندانسور پره-لوله و با مبرد R410a به همراه سرعت فن پایین که حدود ۴/۵۷ متر بر ثانیه است، ارایه شده است. خصوصیات دمایی محیط آزمایش، جریان، ولتاژ و توان مصرفی کمپرسور در جدول۵۹-۶ ارایه شده است. جدول ۶۰-۶ دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار را برای کندانسور پره-

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

لوله با مبرد R410a به همراه سرعت فن پایین ارایه می‌دهد. همان‌طور که از داده‌های این جدول مشخص است، نتایج سه تکرار برای فشار، دما، آنتالپی و آنتروپی بسیار به هم نزدیک است. جدول ۶-۶۱ توان مصرفی، توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید را برای کندانسور پره-لوله با مبرد R410a به همراه سرعت فن پایین در سه تکرار ارایه می‌دهد و از این جدول مشخص است که نتایج آزمایش در سه تکرار بسیار به هم نزدیک است.

شکل ۶-۶۸ تا شکل ۶-۷۰ داده‌های به‌دست آمده از آزمایش برای دما و آنتروپی را بر روی نمودار دما-آنتروپی مرتبط با مبرد R410a که از EES استخراج شده است را نشان می‌دهند.

جدول۶-۵۹: خصوصیات دمایی محیط آزمایش و جریان و ولتاژ در F&T-R410a- Lowspeed

	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
دمای هوای محیط(دمای هوای ورودی به یونیت خارجی) (K)	299	300	300
دمای هوای اتاق (دمای هوای ورودی به یونیت داخلی) (K)	291.3	292	292
دمای هوای خروجی یونیت داخلی (K)	280.4	280.5	280.5
دمای هوای خروجی از فن یونیت خارجی (K)	310.6	311	311
جریان الکتریکی فن یونیت داخلی (Amp)	0.99	0.99	0.99
جریان الکتریکی فن یونیت خارجی (Amp)	0.6	0.6	0.6
جریان الکتریکی کمپرسور (Amp)	8.5	8.5	8.5
ولتاژ برق شهری (Volt)	216	216	216
دبی جرمی محاسبه شده $(\dot{m})(kg/s)$	0.044	0.045	0.046
سرعت فن کندانسور (m/s)	4.57	4.57	4.57
توان مصرفی درج‌شده در کاتالوگ کمپرسور (kW)	1.88	1.88	1.88

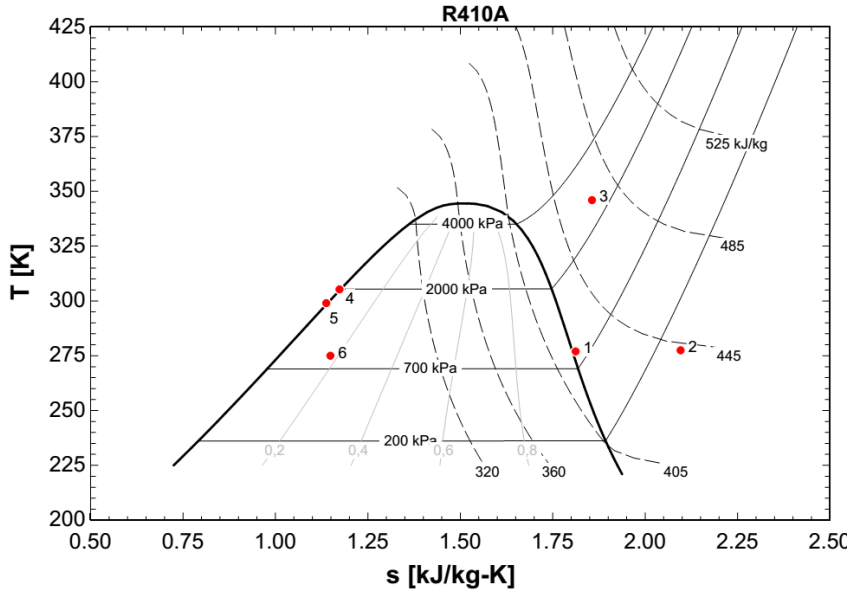
جدول۶-۶۰: دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار برای F&T-R410a- Lowspeed

	T (K)			P (kPa)			h (kJ/kg)			s $(kJ/kg\,.K)$		
	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
نقطه۱	277	277	277	861	868.2	861.7	423.8	423.5	423.7	1.812	1.81	1.812
نقطه۲	277.5	277.3	277.1	804.7	804.7	804.7	426	425.8	425.6	1.817	1.826	1.825
نقطه۳	346	345	344	2579	2571	2564	468.9	467.8	466.6	1.856	1.853	1.85
نقطه۴	305.3	306.7	307	2542	2557	2562	251.7	254.2	254.7	1.173	1.181	1.183
نقطه۵	299	299	299	2510	2502	2495	240.9	240.9	240.9	1.138	1.138	1.138
نقطه۶	275	275	275	878	885.3	878.7	240.9	240.9	240.9	1.149	1.149	1.149

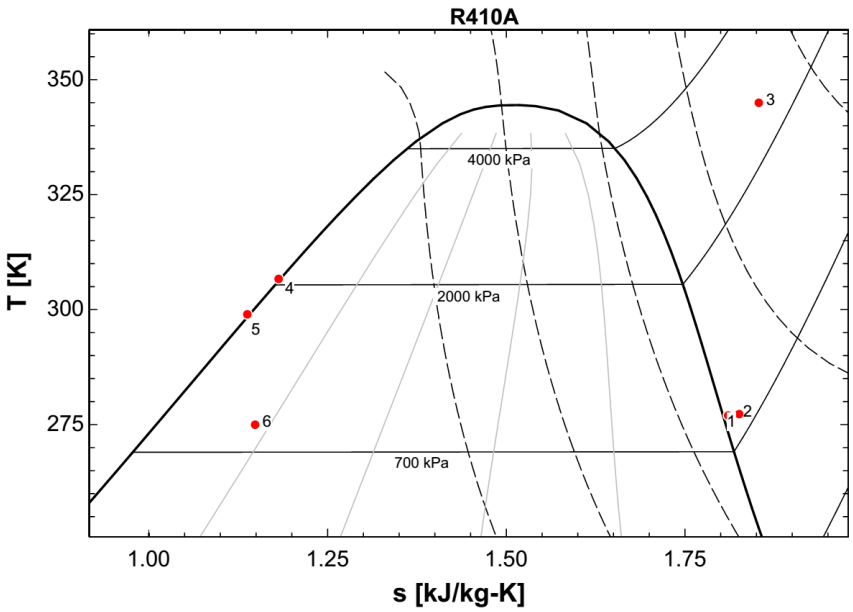
جدول۶-۶۱: توان مصرفی، توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید برای F&T-R410a- Lowspeed

	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
(kW)$\dot{W}_{comp}$	1.88	1.88	1.88
(kW)$\dot{W}_{fan-cond}$	0.1037	0.1037	0.1037
(kW) $\dot{W}_{fan-evap}$	0.1411	0.1411	0.1411
(kW)$\dot{W}_{net}$	2.155	2.155	2.155
(kW)$\dot{Q}_{cond}$	-9.517	-9.562	-9.699
(kW)$\dot{Q}_{evap}$	8.014	8.177	8.369
(kW)$\dot{Q}_{35}$	-9.992	-10.16	-10.33
(kW)$\dot{Q}_{62}$	8.112	8.278	8.453
COP	3.719	3.795	3.884

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

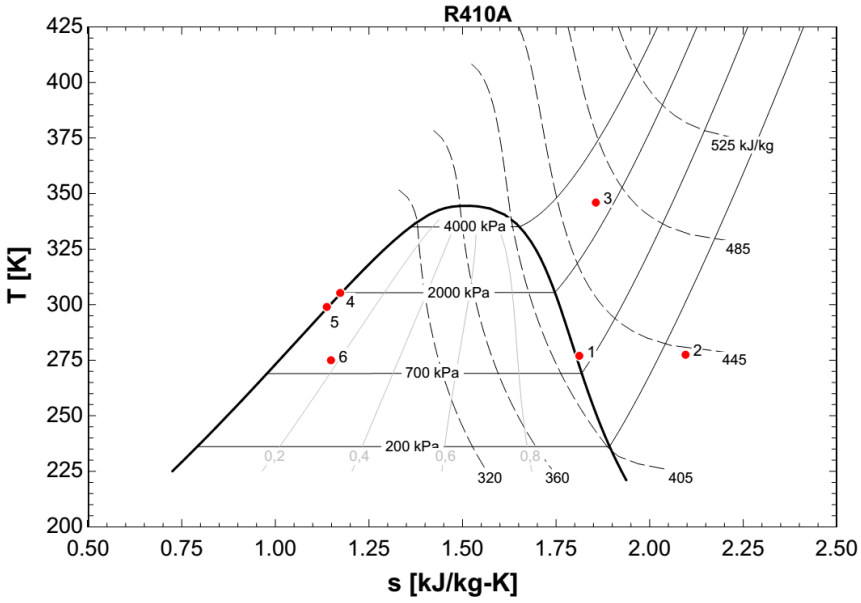


شکل ۶۸-۶: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R410a- Lowspeed در تکرار اول



شکل ۶۹-۶: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R410a- Lowspeed در تکرار دوم

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۷۰-۶: نمودار دما-آنتروپی برای F&T-R410a- Lowspeed در تکرار سوم

۶. ۷. ۱۶ کندانسور میکروکانال با مبرد R410a و سرعت فن بالا

در این بخش نتایج مربوط به کندانسور میکروکانال و با مبرد R410a به همراه سرعت فن بالا که حدود ۸/۳ متر بر ثانیه است، ارایه شده است. خصوصیات دمایی محیط آزمایش، جریان، ولتاژ و توان مصرفی کمپرسور در جدول۶۲-۶ ارایه شده است. جدول۶۳-۶ دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار را برای کندانسور میکروکانال با مبرد R410a به همراه سرعت فن بالا ارایه می‌دهد. همان‌طور که از داده‌های این جدول مشخص است، نتایج سه تکرار برای فشار، دما، آنتالپی و آنتروپی بسیار به هم نزدیک است. جدول۶۴-۶ توان مصرفی، توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید را برای کندانسور میکروکانال با مبرد R410a به همراه سرعت فن بالا در سه تکرار ارایه می‌دهد و از این جدول مشخص است که نتایج آزمایش در سه تکرار بسیار به هم نزدیک است.

شکل ۷۱-۶ تا شکل ۷۳-۶ داده‌های به‌دست آمده از آزمایش برای دما و آنتروپی را بر روی نمودار دما-آنتروپی مرتبط با مبرد R410a که از EES استخراج شده است را نشان می‌دهند.

جدول۶۲-۶: خصوصیات دمایی محیط آزمایش و جریان و ولتاژ در Micro-R410a- Highspeed

	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
دمای هوای محیط(دمای هوای ورودی به یونیت خارجی) (K)	300	301	301.4
دمای هوای اتاق (دمای هوای ورودی به یونیت داخلی) (K)	295.5	295.1	295
دمای هوای خروجی یونیت داخلی (K)	282.9	282.5	282.5
دمای هوای خروجی از فن یونیت خارجی (K)	305.9	306	305.7
جریان الکتریکی فن یونیت داخلی (Amp)	0.99	0.99	0.99
جریان الکتریکی فن یونیت خارجی (Amp)	0.63	0.63	0.63
جریان الکتریکی کمپرسور (Amp)	7.6	7.6	7.6
ولتاژ برق شهری (Volt)	215	215	215
دبی جرمی محاسبه شده $(\dot{m})(kg/s)$	0.048	0.048	0.047
سرعت فن کندانسور (m/s)	8.3	8.3	8.4
توان مصرفی درج‌شده در کاتالوگ کمپرسور (kW)	1.88	1.88	1.88

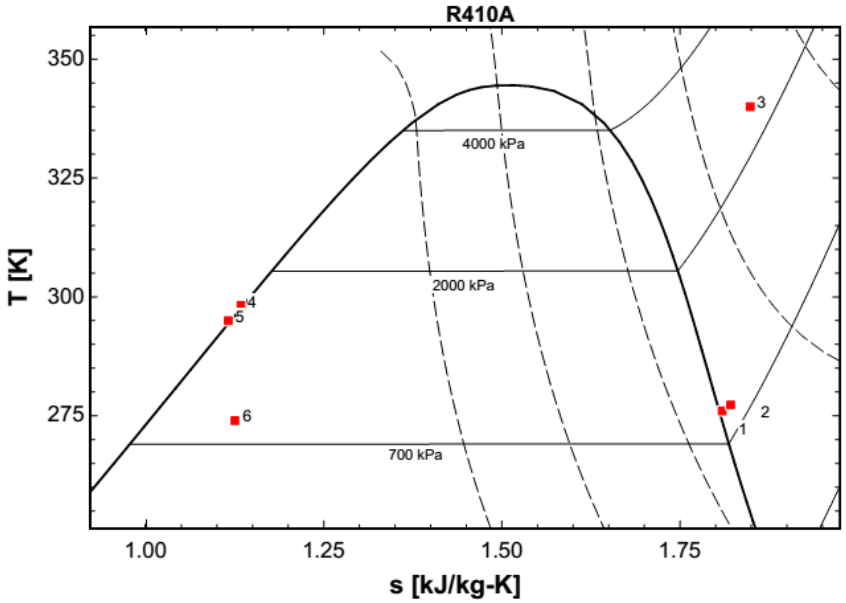
DOI: 10.30503/nripress.2020.283

جدول۶۳-۶: دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار برای Micro-R410a- Highspeed

s $(kJ/kg\,.K)$			h (kJ/kg)			P (kPa)			T (K)			
تکرار سوم	تکرار دوم	تکرار اول	تکرار سوم	تکرار دوم	تکرار اول	تکرار سوم	تکرار دوم	تکرار اول	تکرار سوم	تکرار دوم	تکرار اول	
1.811	1.811	1.809	423.3	423	422.8	855	848	855	276.4	276	276	نقطه۱
1.823	1.822	1.821	425.7	425.2	425.2	825.3	818.2	825.3	277.8	277.1	277.3	نقطه۲
1.852	1.849	1.498	465.3	464.2	464.2	2417	2409	2409	341	340	340	نقطه۳
1.136	1.133	1.134	240.4	239.3	239.6	2378	2364	2372	298.7	298	298.2	نقطه۴
1.121	1.116	1.116	235.9	234.3	234.3	2337	2330	2337	296	295	295	نقطه۵
1.131	1.125	1.125	235.9	234.3	234.3	896	896	889.4	274.3	274.5	274	نقطه۶

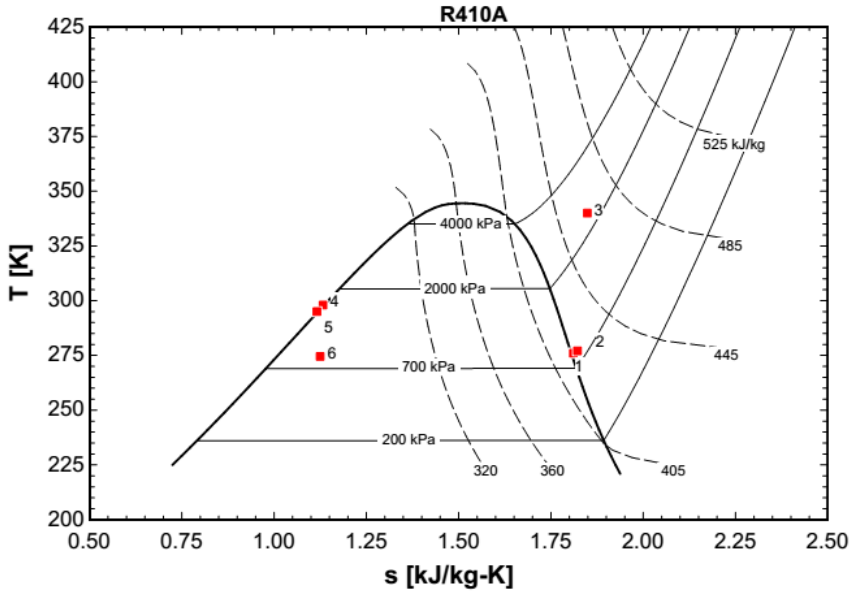
جدول۶۴-۶: توان مصرفی، توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید برای Micro-R410a- Highspeed

	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
(kW)$\dot{W}_{comp}$	1.88	1.88	1.88
(kW)$\dot{W}_{fan-cond}$	0.1084	0.1084	0.1084
(kW) $\dot{W}_{fan-evap}$	0.1703	0.1703	0.1703
(kW)$\dot{W}_{net}$	2.159	2.159	2.159
(kW)$\dot{Q}_{cond}$	-10.81	-10.83	-10.67
(kW)$\dot{Q}_{evap}$	9.076	9.085	8.89
(kW)$\dot{Q}_{35}$	-11.07	-11.07	-10.89
(kW)$\dot{Q}_{62}$	9.087	9.188	9.007
COP	4.205	4.209	4.118

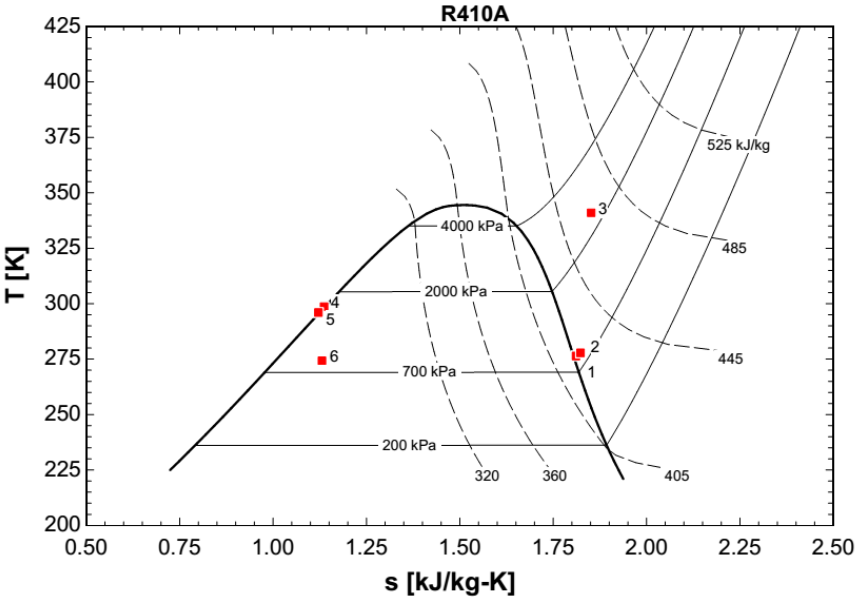


شکل ۷۱-۶: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R410a- Highspeed در تکرار اول

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۷۲-۶: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R410a- Highspeed در تکرار دوم



شکل ۷۳-۶: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R410a- Highspeed در تکرار سوم

۶. ۷. ۱۷ کندانسور میکروکانال با مبرد R410a و سرعت فن متوسط

در این بخش نتایج مربوط به کندانسور میکروکانال و با مبرد R410a به همراه سرعت فن متوسط که حدود ۶/۷ متر بر ثانیه است، ارایه شده است. خصوصیات دمایی محیط آزمایش، جریان، ولتاژ و توان مصرفی کمپرسور در جدول۶۵-۶ ارایه شده است. جدول۶۶-۶ دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار را برای کندانسور میکروکانال با مبرد R410a به همراه سرعت فن متوسط ارایه می‌دهد. همان‌طور که از داده‌های این جدول مشخص است، نتایج سه تکرار برای فشار، دما، آنتالپی و آنتروپی بسیار به هم نزدیک است. جدول۶۷-۶ توان مصرفی، توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید را برای کندانسور میکروکانال با مبرد R410a به همراه سرعت فن متوسط در سه تکرار ارایه می‌دهد و از این جدول مشخص است که نتایج آزمایش در سه تکرار بسیار به هم نزدیک است.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

شکل ۶-۷۴ تا شکل ۶-۷۶ داده‌های به‌دست آمده از آزمایش برای دما و آنتروپی را بر روی نمودار دما-آنتروپی مرتبط با مبرد R410a که از EES استخراج شده است را نشان می‌دهند.

جدول۶-۶۵: خصوصیات دمایی محیط آزمایش و جریان و ولتاژ در Micro-R410a- Mediumspeed

	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
دمای هوای محیط(دمای هوای ورودی به یونیت خارجی) (K)	300.3	300.8	301.2
دمای هوای اتاق (دمای هوای ورودی به یونیت داخلی) (K)	294.7	294	294
دمای هوای خروجی یونیت داخلی (K)	283.4	283.5	283.2
دمای هوای خروجی از فن یونیت خارجی (K)	306.5	306.7	306.7
جریان الکتریکی فن یونیت داخلی (Amp)	0.99	0.99	0.99
جریان الکتریکی فن یونیت خارجی (Amp)	0.63	0.63	0.6
جریان الکتریکی کمپرسور (Amp)	7.8	7.8	7.8
ولتاژ برق شهری (Volt)	215	215	215
دبی جرمی محاسبه شده $(\dot{m})(kg/s)$	0.045	0.044	0.045
سرعت فن کندانسور (m/s)	6.8	6.7	6.7
توان مصرفی درج‌شده در کاتالوگ کمپرسور (kW)	1.88	1.88	1.88

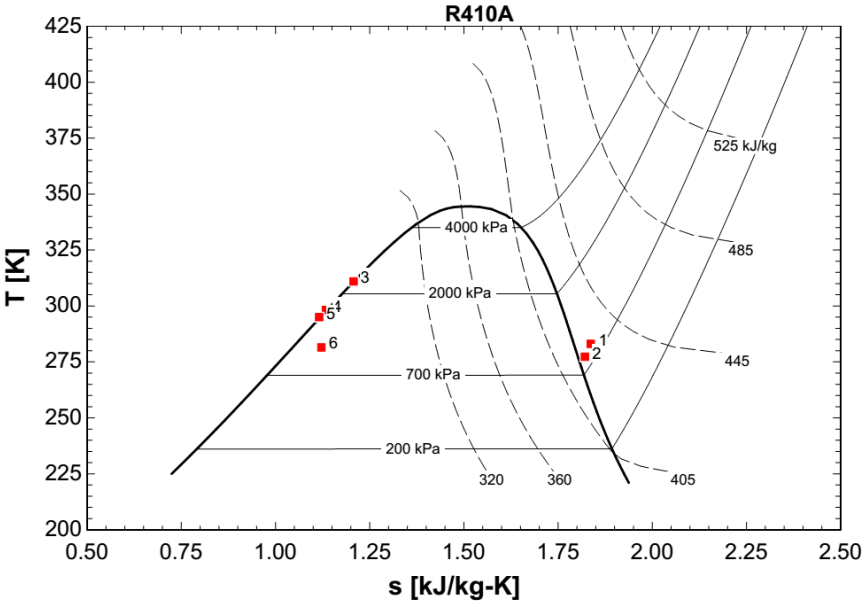
جدول۶-۶۶: دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار برایMicro-R410a- Mediumspeed

	T (K)			P (kPa)			h (kJ/kg)			s $(kJ/kg\,.K)$		
	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
نقطه۱	277	276	277	869	862.4	869	423.5	422.6	423.5	1.81	1.808	1.81
نقطه۲	278.8	278.4	278.7	853.6	846.2	846.2	426	425.8	426.1	1.821	1.821	1.822
نقطه۳	343	344	343	2445	2452	2452	467.3	468.5	467.2	1.856	1.859	1.856
نقطه۴	300.1	299.6	298.9	2392	2385	2378	242.8	241.9	240.8	1.144	1.141	1.138
نقطه۵	297	297	296	2372	2365	2359	237.6	237.6	235.9	1.127	1.127	1.121
نقطه۶	274	274	273.5	896.2	903.4	996.2	237.6	237.6	235.9	1.137	1.137	1.131

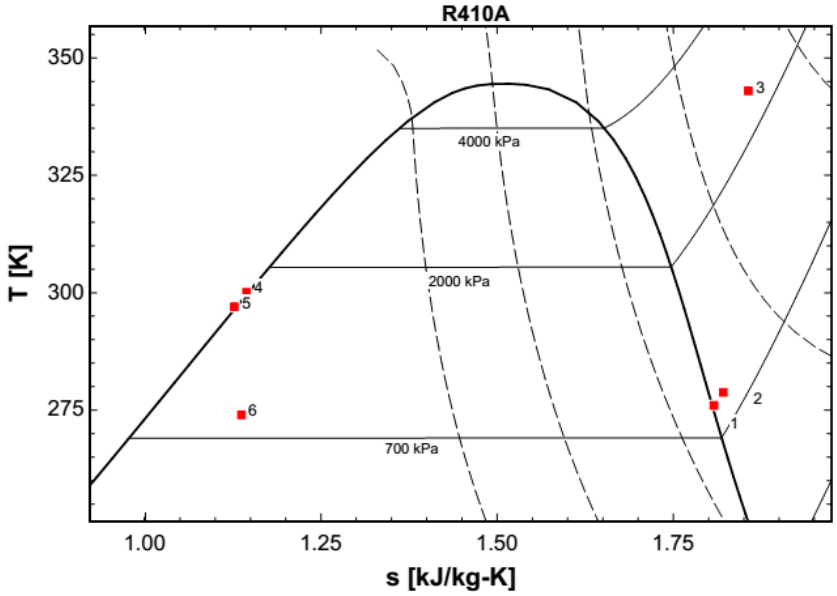
جدول۶-۶۷: توان مصرفی، توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید برای Micro-R410a- Mediumspeed

	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
(kW)$\dot{W}_{comp}$	1.88	1.88	1.88
(kW)$\dot{W}_{fan-cond}$	0.1084	0.1084	0.1084
(kW) $\dot{W}_{fan-evap}$	0.1703	0.1703	0.1703
(kW)$\dot{W}_{net}$	2.159	2.159	2.159
(kW)$\dot{Q}_{cond}$	-10.21	-9.975	-10.35
(kW)$\dot{Q}_{evap}$	8.166	8.147	8.574
(kW)$\dot{Q}_{35}$	-10.45	-10.17	-10.57
(kW)$\dot{Q}_{62}$	8.566	8.287	8.692
COP	3.916	3.774	3.972

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

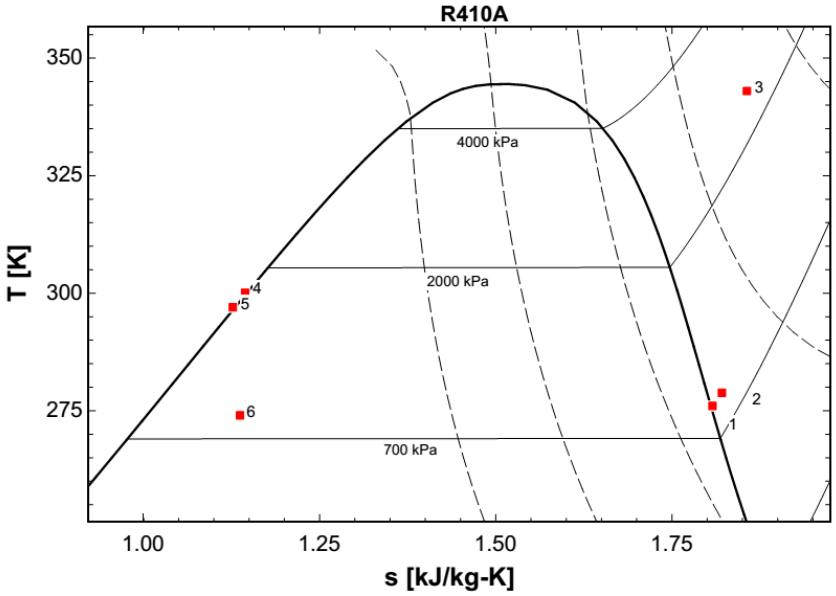


شکل ۷۴-۶: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R410a- Mediumspeed در تکرار اول



شکل ۷۵-۶: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R410a- Mediumspeed در تکرار دوم

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۷۶-۶: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R410a- Mediumspeed در تکرار سوم

۶. ۷. ۱۸ کندانسور میکروکانال با مبرد R410a و سرعت فن پایین

در این بخش نتایج مربوط به کندانسور میکروکانال و با مبرد R410a به همراه سرعت فن پایین که حدود ۵/۱ متر بر ثانیه است، ارایه شده است. خصوصیات دمایی محیط آزمایش، جریان، ولتاژ و توان مصرفی کمپرسور در جدول۶۸-۶ ارایه شده است. جدول۶۹-۶ دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار را برای کندانسور میکروکانال با مبرد R410a به همراه سرعت فن پایین ارایه می‌دهد. همان‌طور که از داده‌های این جدول مشخص است، نتایج سه تکرار برای فشار، دما، آنتالپی و آنتروپی بسیار به هم نزدیک است. جدول ۷۰-۶ توان مصرفی، توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید را برای کندانسور میکروکانال با مبرد R410a به همراه سرعت فن پایین در سه تکرار ارایه می‌دهد و از این جدول مشخص است که نتایج آزمایش در سه تکرار بسیار به هم نزدیک است.

شکل ۷۷-۶ تا شکل ۷۹-۶ داده‌های به‌دست آمده از آزمایش برای دما و آنتروپی را بر روی نمودار دما-آنتروپی مرتبط با مبرد R410a که از EES استخراج شده است را نشان می‌دهند.

جدول۶۸-۶: خصوصیات دمایی محیط آزمایش و جریان و ولتاژ در Micro-R410a- Lowspeed

	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
دمای هوای محیط(دمای هوای ورودی به یونیت خارجی) (K)	300.5	301.2	301.4
دمای هوای اتاق (دمای هوای ورودی به یونیت داخلی) (K)	294.5	294.8	294.3
دمای هوای خروجی یونیت داخلی (K)	283.2	282.5	282
دمای هوای خروجی از فن یونیت خارجی (K)	307	307.3	307.3
جریان الکتریکی فن یونیت داخلی (Amp)	0.99	0.99	0.99
جریان الکتریکی فن یونیت خارجی (Amp)	0.63	0.63	0.63
جریان الکتریکی کمپرسور (Amp)	8	8	8
ولتاژ برق شهری (Volt)	215	215	215
دبی جرمی محاسبه شده $(kg/s)(\dot{m})$	0.044	0.044	0.044
سرعت فن کندانسور (m/s)	5.1	5.1	5.2
توان مصرفی درج‌شده در کاتالوگ کمپرسور (kW)	1.88	1.88	1.88

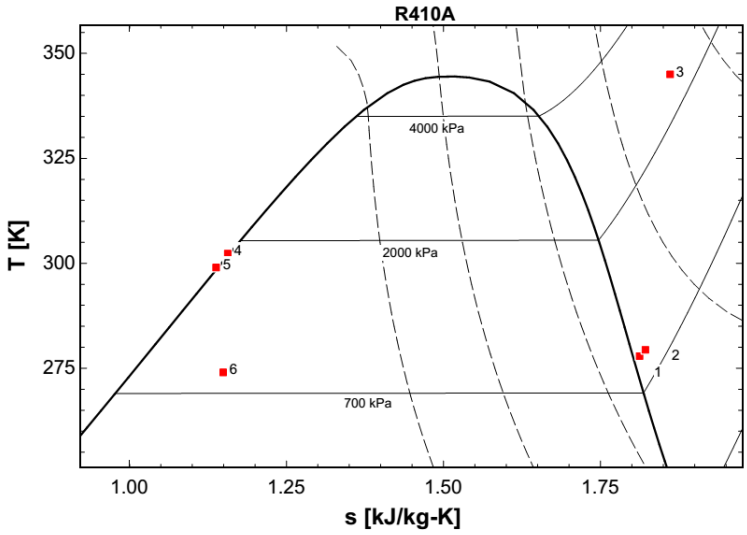
DOI: 10.30503/nripress.2020.283

جدول۶۹-۶: دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه و با سه تکرار برای Micro-R410a- Lowspeed

s $(kJ/kg.K)$			h (kJ/kg)			P (kPa)			T (K)			
تکرار سوم	تکرار دوم	تکرار اول	تکرار سوم	تکرار دوم	تکرار اول	تکرار سوم	تکرار دوم	تکرار اول	تکرار سوم	تکرار دوم	تکرار اول	
1.811	1.814	1.812	423.9	424.6	424.3	876.2	869.7	876.2	277.5	278	277.9	نقطه۱
1.823	1.821	1.822	426.9	426.5	426.6	861.4	868.7	861.4	279.8	279.7	279.4	نقطه۲
1.862	1.862	1.861	469.6	469.5	469.3	2457	2464	2476	345	345	345	نقطه۳
1.163	1.16	1.157	248.4	247.6	246.5	2459	2452	2444	303.4	302.9	302.3	نقطه۴
1.138	1.138	1.138	240.9	240.9	240.9	2403	2396	2403	299	299	299	نقطه۵
1.149	1.149	1.149	240.9	240.9	240.9	896.1	896.1	903.2	274	274	274	نقطه۶

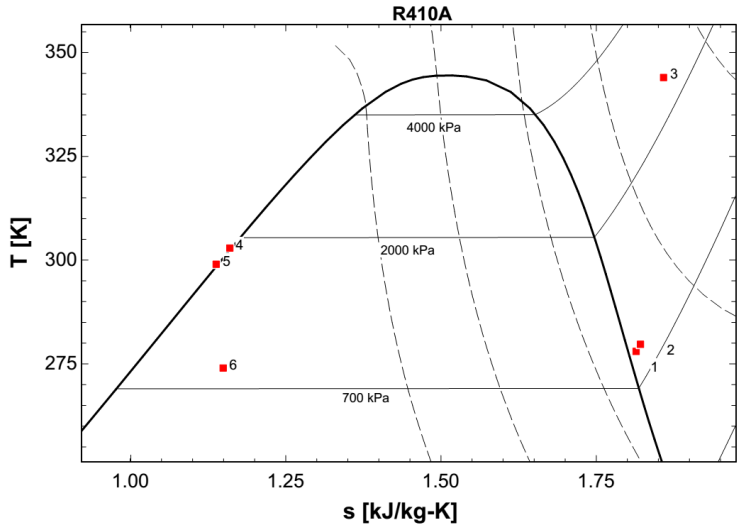
جدول۷۰-۶: توان مصرفی، توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید برای Micro-R410a- Lowspeed

	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
(kW)$\dot{W}_{comp}$	1.88	1.88	1.88
(kW)$\dot{W}_{fan-cond}$	0.1084	0.1084	0.1084
(kW) $\dot{W}_{fan-evap}$	0.1703	0.1703	0.1703
(kW)$\dot{W}_{net}$	2.159	2.159	2.159
(kW)$\dot{Q}_{cond}$	-9.77	-9.717	-9.732
(kW)$\dot{Q}_{evap}$	8.403	8.044	8.05
(kW)$\dot{Q}_{35}$	-10.02	-10.01	-10.06
(kW)$\dot{Q}_{62}$	8.136	8.128	8.183
COP	3.726	3.726	3.729

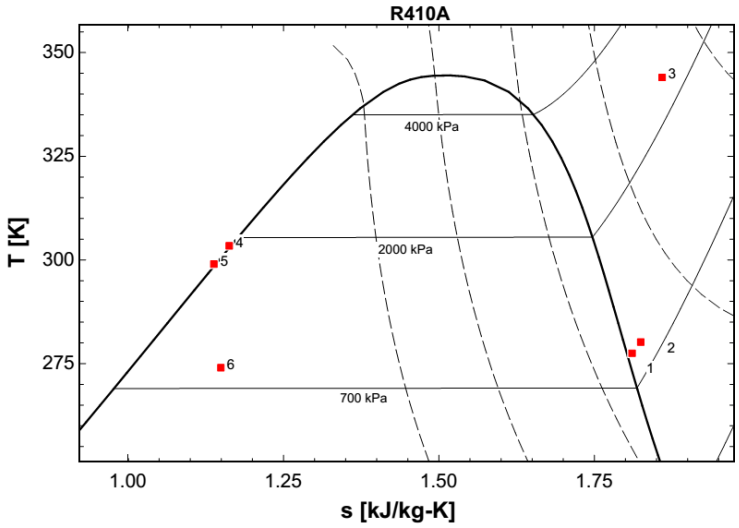


شکل ۷۷-۶: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R410a- Lowspeed در تکرار اول

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۷۸-۶: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R410a- Lowspeed در تکرار دوم



شکل ۷۹-۶: نمودار دما-آنتروپی برای Micro-R410a- Lowspeed در تکرار سوم

۶. ۷. ۱۹ جمع‌بندی نتایج آزمایش‌ها

در جدول ۶-۷۱ ضریب عملکرد سیستم‌های تبرید مختلف با مبرد و سرعت فن مختلف و با سه تکرار به‌طور خلاصه ارایه شده است. نتایج نشان می‌دهد ضریب عملکرد سیستم تبرید با کندانسور میکروکانال حدود ۵ درصد بیشتر از سیستم تبرید با کندانسور پره-لوله است. بیشترین ضریب عملکرد برای ترکیب کندانسور میکروکانال، مبرد R22 و کمپرسور اسکرال در بالاترین سرعت فن است و کمترین بازدهی برای ترکیب کندانسور پره-لوله، مبرد R410c با کمترین سرعت فن است. تغییر نوع کمپرسور منطبق بر مبرد استفاده شده در آزمایش بوده است. با توجه به رسم نمودارهای دما-آنتروپی مرتبط با هر مبرد به‌وسیله نرم‌افزار EES و مشخص کردن داده‌های آزمایش در این نمودارها، واضح است که داده‌های به دست آمده از آزمایش با نمودار دما-آنتروپی یک چرخه واقعی همخوانی دارد، بنابراین داده‌های آزمایش قابل اعتماد هستند.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

جدول۷۱-۶: مقایسه ضریب عملکرد کندانسورهای پره-لوله و میکروکانال با مبردهای مختلف

نوع کندانسور	نوع مبرد	سرعت فن	تکرار اول	تکرار دوم	تکرار سوم
Microchannel	R22	سرعت بالا	۴/۱۶۱	۴/۱۶۱	۴/۱۷۹
		سرعت متوسط	۴/۱۶	۴/۱۱۳	۴/۱۱۳
		سرعت کم	۴/۰۸	۴/۰۴۸	۴/۰۶۵
	R407c	سرعت بالا	۴/۱۵۹	۴/۱۵۹	۴/۱۵۴
		سرعت متوسط	۴/۰۷۳	۴/۰۰۵	۴/۰۴۵
		سرعت کم	۴/۰۱۸	۴/۰۷۷	۴/۰۱۶
	R410a	سرعت بالا	۴/۲۰۵	۴/۲۰۹	۴/۱۱۸
		سرعت متوسط	۳/۹۱۶	۳/۷۷۴	۳/۹۷۲
		سرعت کم	۳/۷۲۶	۳/۷۲۶	۳/۷۲۹
Fin & Tube	R22	سرعت بالا	۳/۹۸۸	۴/۰۰۶	۳/۹۶۶
		سرعت متوسط	۳/۹۱۷	۳/۹۵۴	۳/۹۳۷
		سرعت کم	۳/۸۵۲	۳/۹۱۶	۳/۹۳۵
	R407c	سرعت بالا	۴/۰۱۷	۴/۰۰۴	۳/۹۴۳
		سرعت متوسط	۳/۹۹۷	۳/۹۵۶	۳/۹۵۷
		سرعت کم	۳/۸۸۹	۳/۸۷۹	۳/۸۳۵
	R410a	سرعت بالا	۴/۱۶۶	۴/۱۱۳	۴/۱۴۲
		سرعت متوسط	۳/۷۹	۳/۹۵۶	۳/۸۲۶
		سرعت کم	۳/۷۱۹	۳/۷۹۵	۳/۸۸۴

با توجه به این‌که بررسی دقیق‌تر برای تفاوت عملکردی کندانسور میکروکانال و معمولی است، به همین دلیل خصوصیات مبرد در قبل کندانسور (نقطه ۳) و بعد آن (نقطه ۴) برای آزمایش‌های مختلف برای مبرد R22 در جدول۷۲-۶ و برای مبرد R407c در جدول۷۳-۶ ارایه شده است تا جمع‌بندی دقیق‌تری روی عملکرد نوع کندانسور ارایه شود. همان‌طور که از جدول۷۲-۶ مشخص است، میانگین فشار در خروجی کندانسور پره-لوله بین ۲۲۰۰ تا ۲۳۸۲ کیلو پاسکال است

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

در حالی که برای کندانسور میکروکانال این مقدار بین ۱۹۱۸ تا ۲۰۱۵ کیلو پاسکال قرار دارد. میانگین افت فشار برای کندانسور پره-لوله با مبرد R22 حدود ۲۴ کیلوپاسکال است در حالی که برای کندانسور میکروکانال میانگین افت فشار حدود ۲۹/۵ کیلو پاسکال است. دمای اشباع در خروجی کندانسور معمولی بین ۳۲۸ تا ۳۳۲ کلوین و برای کندانسور میکروکانال ۳۲۲ تا ۳۲۵ کلوین است. برای کندانسور معمولی با مبرد R22 دمای خروجی بین ۱۰ تا ۱۳ درجه مادون سرد شده است در حالی که برای کندانسور میکروکانال بین ۹ تا ۱۲ درجه مادون سرد شده است. برخی نتایج فشار به درستی اندازه‌گیری نشده است که سبب افزایش فشار در کندانسور شده است که مناسب‌تر است داده‌های فشار برای این آزمایش‌ها در نظر گرفته نشود. افت فشار در کندانسور نسبت به فشار عملکردی ناچیز است زیرا بیشترین فشار در چرخه در خروجی کمپرسور و ورودی کندانسور داریم بنابراین لازم بوده است که از گیج فشار با دقت بسیار مناسب استفاده شود. گیج فشار در خروجی کندانسور از نوع دیجیتال استفاده شده است که داده‌های فشار را با خطای اندکی اندازه‌گیری می‌کند اما متاسفانه گیج فشار در ورودی کندانسور از نوع آنالوگ است که دقت داده‌برداری آن متناسب با افت فشار نیست و به همین دلیل داده‌بردای فشار در ورودی کندانسور با خطا مواجه است.

همان‌طور که از جدول۷۳-۶ مشخص است، میانگین فشار در خروجی کندانسور معمولی بین ۲۱۶۰ تا ۲۴۰۰ کیلو پاسکال است در حالی که برای کندانسور میکروکانال این مقدار بین ۲۰۱۵ تا ۲۲۷۷ کیلو پاسکال قرار دارد. میانگین افت فشار برای کندانسور معمولی با مبرد R407c حدود ۲۶ کیلوپاسکال است در حالی که برای کندانسور میکروکانال میانگین افت فشار حدود ۱۴ کیلو پاسکال است. نکته جالب این است که نوع مبرد تاثیر به‌سزایی در افت فشار به دلیل شرایط حاکم بر کندانسور در خروجی دارد که مبرد R407c در خروجی حتی افت فشار کمتری نسبت به کندانسور معمولی دارد. دمای اشباع در خروجی کندانسور معمولی با مبرد R407c بین ۳۲۲ تا ۳۲۶ کلوین و برای کندانسور میکروکانال ۳۲۴ تا ۳۲۵ کلوین است. برای کندانسور معمولی با مبرد R407c دمای خروجی حداکثر ۴/۵ درجه مادون سرد شده است در حالی که برای کندانسور میکروکانال با همین مبرد بین ۹ تا ۱۶ درجه مادون سرد شده است که نشان از انتقال حرارت بسیار مناسب‌تر در کندانسور میکروکانال دارد.

همان‌طور که از جدول۷۴-۶ مشخص است، میانگین فشار در خروجی کندانسور معمولی بین ۲۴۸۰ تا ۲۵۵۴ کیلو پاسکال است در حالی که برای کندانسور میکروکانال این مقدار بین ۲۳۷۱ تا ۲۴۵۲ کیلو پاسکال قرار دارد. میانگین افت فشار برای کندانسور معمولی با مبرد R410a حدود ۳۰ کیلوپاسکال است در حالی که برای کندانسور میکروکانال میانگین افت فشار حدود ۴۰ کیلو پاسکال است. دمای اشباع در خروجی کندانسور معمولی با مبرد R410a بین ۳۱۳ تا ۳۱۵ کلوین و برای کندانسور میکروکانال ۳۱۲ تا ۳۱۴ کلوین است. برای کندانسور معمولی با مبرد R410a دمای خروجی بین ۸ تا ۱۳ درجه مادون سرد شده است در حالی که برای کندانسور میکروکانال با همین مبرد بین ۱۰ تا ۱۴ درجه مادون سرد شده است.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

جدول۷۲-۶: خصوصیات مبرد R22 در قبل و بعد کندانسور

Δp_{ave}	Δp			$\Delta T_{subcool}$			T_{sat} (K)	P_{ave}	Pressure (kPa)			Temperature (K)			نقاط	تست
23.75								2247	2261	2245	2234	358	358	357	نقطه۳	F&T-R22-Highspeed
	70	48	21	11.63	12.93	12.33	328.63	2200	2191	2197	2213	317	315.7	316.3	نقطه۴	
								2275	2270	2270	2286	358	358	359	نقطه۳	F&T-R22-Mediumspeed
	-12	7	23	11.04	11.44	11.14	330.04	2269	2282	2263	2263	319	318.6	318.9	نقطه۴	
								2389	2387	2387	2394	364	364	364	نقطه۳	F&T-R22-Lowspeed
	2	2	17	10.3	10.3	11.3	332.3	2382	2385	2385	2377	322	322	321	نقطه۴	
29.5								1883	1872	1889	1889	345	345	345	نقطه۳	Micro-R22-Highspeed
	-44	-39	-21	12.99	11.89	12.09	322.59	1918	1916	1928	1910	309.6	310.7	310.5	نقطه۴	
								1935	1928	1928	1948	346	346	347	نقطه۳	Micro-R22-Mediumspeed
	-30	-30	18	8.57	8.67	10.17	323.27	1949	1958	1958	1930	314.7	314.6	313.1	نقطه۴	
								2048	2046	2053	2045	353	353	352	نقطه۳	micro-R22-Lowspeed
	34	33	33	9.91	9.21	9.41	324.71	2015	2012	2020	2012	314.8	315.5	315.3	نقطه۴	

جدول۷۳-۶: خصوصیات مبرد R407c در قبل و بعد کندانسور

Δp_{ave}	Δp			$\Delta T_{subcool}$			T_{sat} (K)	P_{ave}	Pressure (kPa)			Temperature (K)			نقاط	تست
26.22								2209	2221	2206	2199	345	345	345	نقطه۳	F&T-R407c-Highspeed
	51	47	48	2.04	3.04	4.44	322.04	2160	2170	2159	2151	320	319	317.6	نقطه۴	
								2255	2266	2252	2248	345	345	345	نقطه۳	F&T-R407c-Mediumspeed
	5	10	21	0.72	1.72	3.42	323.72	2243	2261	2242	2227	323	322	320.3	نقطه۴	
								2417	2426	2419	2406	351	351	351	نقطه۳	F&T-R407c-Lowspeed
	24	17	13	3.66	3.66	3.86	326.66	2399	2402	2402	2393	323	323	322.8	نقطه۴	
14.22								2257	2266	2258	2247	349	347	346	نقطه۳	Micro-R407c-Highspeed
	4	10	7	14.82	14.82	15.82	323.82	2250	2262	2248	2240	309	309	308	نقطه۴	
								2294	2286	2304	2292	349	350	347	نقطه۳	Micro-R407c-Mediumspeed
	18	17	16	11.3	10.3	13.3	324.3	2277	2268	2287	2276	313	314	311	نقطه۴	
								2382	2391	2372	2384	352	351	352	نقطه۳	micro-R407c-Lowspeed
	34	33	33	9.91	9.21	9.41	324.71	2015	2012	2020	2012	314.8	315.5	315.3	نقطه۴	

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

جدول۷۴-۶: خصوصیات مبرد R410a در قبل و بعد کندانسور

Δp_{ave}	Δp			$\Delta T_{subcool}$			T_{sat} (K)	P_{ave}	Pressure (kPa)			Temperature (K)			نقاط	تست
29.66								2487	2494	2487	2480	342.5	342.7	342.5	نقطه۳	F&T-R410a-Highspeed
	39	40	38	12.49	13.09	13.39	313.49	2448	2455	2447	2442	301	300.4	300.1	نقطه۴	
								2512	2510	2510	2516	345	344	345	نقطه۳	F&T-R410a-Mediumspeed
	28	35	34	11.72	12.22	11.52	314.12	2480	2482	2475	2482	302.4	301.9	302.6	نقطه۴	
								2571	2564	2571	2579	344	345	346	نقطه۳	F&T-R410a-Lowspeed
	2	14	37	8.24	8.54	9.94	315.24	2554	2562	2557	2542	307	306.7	305.3	نقطه۴	
39.66								2412	2417	2409	2409	341	340	340	نقطه۳	Micro-R410a-Highspeed
	39	45	37	13.51	14.21	14.01	312.21	2371	2378	2364	2372	298.7	298	298.2	نقطه۴	
								2450	2452	2452	2445	343	344	343	نقطه۳	Micro-R410a-Mediumspeed
	74	67	53	13.4	12.7	12.2	312.3	2385	2378	2385	2392	298.9	299.6	300.1	نقطه۴	
								2466	2457	2464	2476	345	345	345	نقطه۳	Micro-R410a-Lowspeed
	-2	12	32	10.18	10.68	11.28	313.58	2452	2459	2452	2444	303.4	302.9	302.3	نقطه۴	

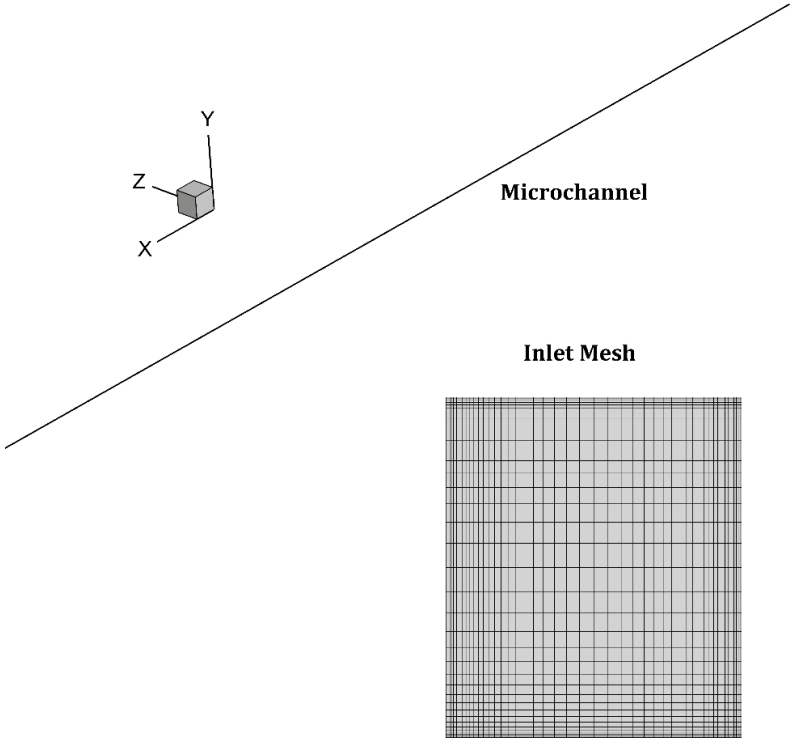
۶. ۸ مقایسه نتایج آزمایش با حل عددی

در این بخش با توجه به داده‌هایی که در حین آزمایش سیستم تبرید دارای کندانسور میکروکانال به دست آمده است، نتایج تحلیل عددی یک میکروکانال با شرایط حاکم بر نتایج سامانه تبرید دارای میکروکانال با مبرد R407c و با سرعت فن بالا شبیه‌سازی می‌شود و نتایج در خروجی میکروکانال با شرایط خروجی کندانسور مقایسه می‌شود. برای رسیدن به این هدف با داشتن ظرفیت کندانسور از آزمایش‌های تجربی، میزان شار بر روی یک کندانسور میکروکانال محاسبه می‌شود و شرط مرزی دیواره شار ثابت اعمال می‌شود و نتایج خروجی میکروکانال با نتایج خروجی کندانسور مقایسه می‌شود.

۶. ۸. ۱ هندسه و شبکه

ابعاد کلی کندانسور میکروکانال که ۶۵×۶۵ سانتی‌متر است. این کندانسور میکروکانال دارای دو مسیر است که مسیر اول حاوی ۳۹ لوله و مسیر دوم داری ۲۶ لوله است. هر لوله دارای ۱۶ میکروکانال است. مسیری که مبرد طی می‌کند شامل دو مسیر رفت و برگشتی که هر یک ۶۵ سانتی‌متر هستند و عبور مبرد از مانیفولد است که طول مانیفولد برای ۳۹ لوله میکروکانال ۳۹ سانتی‌متر است. بنابراین برای شبیه‌سازی عددی از یک میکروکانال با قطر هیدرولیکی ۰/۶۷ میلی‌متر (قطر هیدرولیکی بهینه در کندانسورهای شرکت دانفوس [۴۶۳]) و طول ۱۶۹ سانتی‌متر استفاده شده است. با توجه به تحلیل‌های عددی انجام شده در گزارش فاز سوم پروژه، شبکه‌ای برای هندسه مورد نظر ایجاد شده است که نمایی از هندسه و شبکه در ورودی میکروکانال در شکل ۶-۸۰ نشان داده شده است. مدل توربولانس مورد استفاده $k-\epsilon\ Realizable$ انتخاب شده است و مقدار متوسط y^+ روی دیواره کمتر از ۷ است.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۸۰-۶: نمایی از میکروکانال و شبکه در ورودی میکروکانال

۶. ۸. ۲ خصوصیات مبرد با توجه به فشار عملکردی

با توجه به داده‌های آزمایش (برای سیستم تبرید دارای میکروکانال با مبرد R407c و در سرعت فن بالا)، فشار ورودی کندانسور ۲۲۶۶ کیلوپاسکال است. خواص ترمودینامیکی گاز مبرد R407c با استفاده از نرم‌افزار REFPROP به‌دست آمده است که این خواص در جدول ۳-۵ آورده شده است.

جدول ۷۵-۶: جدول خصوصیات ترمودینامیکی گاز مبرد R407c با توجه به فشار ۲۲۶۶ کیلوپاسکال

خصوصیات	فاز مایع	فاز گاز
چگالی (kg/m^3)	۱۰۰۸	۱۰۶/۸۱
لزجت $(Pa\ s)$	۰/۰۰۰۱۰۸۵۶	۰/۰۰۰۰۱۴۳۹
هدایت گرمایی $(W/m\ K)$	۰/۰۷۱۸۴	۰/۰۱۹۹۹
آنتالپی $(kJ/kg\ K)$	۲۷۸/۸۸	۴۲۶/۲۹
سرعت صوت (m/s)	۳۳۲/۳۲	۱۴۱/۰۴
دمای اشباع $(C°)$	۵۰/۹۷۵	۵۵/۳۷۹
کشش سطحی (N/m)	۰/۰۰۳۴۶۵۶	۰/۰۰۳۲۴۳۱

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

۶. ۸. ۳ شرایط مرزی و نتایج

مقدار دبی جرمی با توجه به مشخصات کمپرسور برای کل چرخه تبرید $\frac{kg}{s}$ ۰/۰۴۵ است بنابراین اگر مسیر اول کندانسور دارای ۳۹ لوله میکروکانال و هر لوله ۱۶ میکروکانال داشته باشد، دبی جرمی عبوری از یک میکروکانال در مسیر اول kg/s ۰/۰۰۰۰۷۲۱۱ است و دبی جرمی عبوری از یک میکروکانال در مسیر دوم (که حاوی ۲۶ لوله میکروکانال است) kg/s ۰/۰۰۰۱۰۸ است. در واقع می‌توان دو مسیر مختلف در نظر گرفت و حل‌های جداگانه‌ای برای دو مسیر انجام داد زیرا دبی مسیر دوم نسبت به دبی مسیر اول تغییر می‌کند. اما نکته‌ای در حل‌های دوفازی ضرورت دارد بدان توجه شود این است که در طول مسیر دوم مبرد به‌طور کامل تغییر فاز داده است و تبدیل به مایع شده است که چگالی آن نسبت به حال گاز افزایش چشمگیری پیدا کرده و سرعت به شدت افت می‌کند. بنابراین شار جرمی تغییر محسوسی نمی‌کند. از سویی در سرعت‌های پایین تغییرات اندک سرعت اثر خیلی شدیدی بر انتقال حرارت ندارد. به همین دلیل می‌توان کل مسیر را حتی با یک دبی جرمی حل کرد. برای بررسی میزان حساسیت مساله، هر دو حالت مورد تحلیل قرار گرفت. بنابراین یک‌بار مسیر کامل در نظر گرفته شده است و یک‌بار نیز دو مسیر مجزا تحلیل شده است که شرایط دبی مسیر دوم بر اساس خروجی مسیر اول جایگزین شده است. برای حل دو مسیر مجزا، شرایط جریان در ورودی یک کانالِ مسیر اول با توجه به دبی جرمی کمپرسور و همچنین تعداد لوله مسیر اول تعیین می‌شود که بر این اسال سرعت در ورودی میکروکانال ۱/۵ متربرثانیه به‌دست آمد. پس از حل جریان دوفازی در مسیر اول، شرایط اولیه دما و حجم کسری در ابتدای مسیر دوم با استفاده از شرایط خروجی مسیر اول تعیین شد و دبی جریان نیز با توجه به دبی کمپرسور و تعداد لوله مسیر دوم به دست آمد. با توجه به دبی مسیر دوم و حجم کسری در ابتدای مسیر دوم، سرعت در ورودیِ مسیر دوم ۰/۲۳ متربرثانیه به دست آمد و مبرد به‌طور کامل مایع شده بود و دمای ورودیِ مسیر دوم حدود ۳۱۹ کلوین بود. با توجه به داده‌هایی که از روی لوله‌های کندانسور در طی آزمایش برداشت شده است، شرایط دمایی دیواره مطابق جدول۷۶-۶ ارایه شده است. برای شبیه‌سازی عددی دمای دیواره با استفاده از یک تابع تعریف شده مطابق جدول۷۶-۶ تغییر می‌کند. بنابراین تغییرات دمایی روی میکروکانال لحاظ می‌شود. شکل ۸۱-۶ کسر حجمی گاز در موقعیت‌های مختلف در طول میکروکانال را نشان می‌دهد. همان‌طور که از شکل مشخص است کسر حجمی در ورودی میکروکانال مقدار ۱ است که به معنا است که مبرد در فاز گاز وارد می‌شود و به تدریج مبرد دچار تغییر فاز می‌شود و تقریبا در موقعیت ۸۰ سانتی‌متری از ورودی میکروکانال، مبرد به طور کامل مایع می‌شود.

جدول۷۶-۶: تغییرات دمایی بر روی کندانسور میکروکانال برای R407c و سرعت فن بالا

X (m)	Temp (K)
0	349
0.1625	322.5
0.325	322.5
0.4875	322.5
0.65	322.5
0.8125	322.5
0.975	320
1.1375	317

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

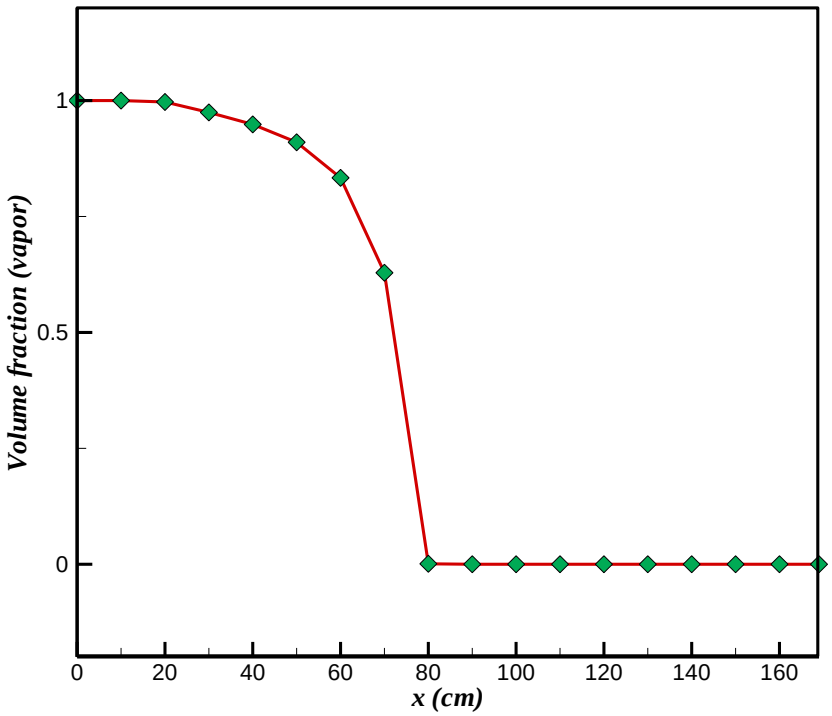
1.3	315
1.4625	313
1.625	311
1.69	309

با توجه به نتایج تحلیل عددی مقدار دما و افت فشار در خروجی کندانسور که از آزمایش محاسبه شده است با نتایج تحلیل عددی مقایسه شده است. مقایسه در جدول۷۷-۶ ارایه شده است. همانطور که از این جدول مشخص است نتایج تحلیل عددی و آزمایش برای دمای خروجی کندانسور به یکدیگر نزدیک هستند تا جایی که دما برای تحلیل دو مسیر مجزا ۱/۹٪ و برای تحلیل تک مسیر ۲/۵٪ خطا دارد ولی افت فشار برای دو مسیر مجزا حدود ۲۸ درصد و برای تک مسیر حدود ۲۱ درصد خطا دارد. البته این نکته قابل ذکر است که در آزمایش های تجربی میزان افت فشار بین ۴ تا ۱۰ کیلوپاسکال بوده است که میزان افت فشار از تحلیل عددی در همین بازه قرار دارد و میزان اختلافِ افت فشار حل عددی با میانگین داده‌های تجربی حدود ۲۰ درصد است. البته دلیل اختلاف افت فشار حل عددی با داده‌های تجربی به این دلیل است فشار در ورودی و خروجی کندانسور بوسیله گیج‌های فشار بالا اندازه‌گیری می‌شود چون فشار در ورودی کندانسور بالا است، اما میزان افت فشار نسبت معمولا کمتر از ۲ درصد فشار است و خطا در داده‌برداری سبب می‌شود که افت فشار با دقت محاسبه نشود. در این آزمایش‌ها گیج اندازه‌گیری فشار در خروجی کندانسور یک گیج دیجیتال با دقت بالا است اما گیج فشار در ورودی کندانسور یک گیج آنالوگ است که با توجه به این‌که این گیج آنالوگ فشار بالا است دقت داده‌برداری کافی برای اندازه‌گیری افت فشار را ندارد. البته در کندانسورها به دلیل اینکه معمولا کندانسورها را به‌صورت فشار ثابت طراحی می‌کنند میزان افت فشار اهمیت خیلی زیادی ندارد.

جدول۷۷-۶: مقایسه نتایج تحلیل عددی و آزمایش در خروجی کندانسور

پارامتر	آزمایش (میانگین فشار تکرارها)	تحلیل عددی دو مسیر مجزا	خطا٪	تحلیل عددی تک مسیر	خطا٪
دما ($°C$)	۳۵/۸۵	۳۶/۵۵	۱/۹	۳۴/۹۹	۲/۵
افت فشار (kPa)	۷	۹	۲۸	۸/۵	۲۱

DOI: 10.30503/nripress.2020.283



شکل ۸۱-۶: کسر حجمی گاز در موقعیت‌های مختلف طولی میکروکانال

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

فصل ۷ جمع‌بندی و نتیجه‌گیری

۱.۷ جمع‌بندی نهایی

در تحقیق حاضر ابتدا مقدمه و دسته‌بندی کانال‌ها ارایه شد سپس تحقیقات پیشین مرور شدند و مزایا و معایب مبدل‌های حرارتی میکروکانال ارایه شد. سپس کاربردهای مبدل‌های حرارتی میکروکانال مطرح شدند. در بخش بعدی برای این‌که ظرفیت مناسب برای سیستم‌های تهویه مطبوع دارای مبدل‌های حرارتی میکروکانال تعیین شود به معرفی سیستم‌های تهویه مطبوع پرداخته شد و در نهایت نمونه‌ها و ابعاد ساخته شده برای مبدل‌های حراتی میکروکانال مورد استفاده در تهویه مطبوع و شرکت‌های سازنده ارایه شدند. سپس معادلات اصلی طراحی کندانسور فشرده استخراج شد و همچنین روابط تحلیلی- تجربی برای محاسبه ضریب انتقال حرارت و افت فشار جریان درونی و بیرونی کندانسور فشرده میکروکانال از منابع ارایه شد. هر چند در منابع، روابط زیادی برای این منظور ارایه شده است، اما در گزارش به‌روزترین، دقیق‌ترین و کابردی‌ترین آن‌ها پیدا شد. در نهایت، با توجه به این معادلات، دو نرم‌افزار طراحی کندانسور میکروکانال و سیکل تراکم-بخار نوشته شد و صحت کارکرد آن‌ها، با مقایسه نتایج آنها با نتایج موجود در منابع اعتبارسنجی شد. در گزارش حاضر، نرم‌افزار طراحی کندانسور فشرده میکروکانال در حالت صفر بعدی نوشته شده است. این حالت مدل‌سازی، جوابگوی کارهای پروژه است. نتایج بیانگر دقت بسیار مناسب کدهای نوشته شده است. در بخش‌های بعدی این تحقیق با استفاده از تحلیل عددی دوفازی به تحلیل پارامترهای موثر در طراحی کندانسور میکروکانال پرداخته شد. برای این منظور از روش حجم سیال در تحلیل دوفازی استفاده شده است. در این گزارش پس از مقدمه و مروری بر تحقیقات پیشین، معادلات حاکم بر جریان به‌طور کلی معرفی شده‌اند. برای اعتبارسنجی حل دوفازی روند حل یک میکروکانال با جریان دوفازی با داده‌های مرجع معتبر مقایسه شده است که نتایج از دقت بسیار خوبی برخوردار بود. برای تحلیل عددی مناسب‌ترین شبکه مورد نیاز تحلیل نیز به‌دست آمد. سپس پارامترهای مختلف میکروکانال با تحلیل عددی بررسی شدند تا مناسب‌ترین پارامترها برای کندانسور میکروکانال محاسبه شوند. این پارامترها عبارتند از: نسبت منظری میکروکانال، تعداد مسیر کندانسور، تعداد میکروکانال‌های هر لوله، عرض لوله میکروکانال (ضخامت فاصله بین میکروکانال‌ها)، قطر مانیفولد و پره‌های کرکره‌ای. در نهایت نیز نتایج آزمایش‌های تجربی و مقایسه عملکرد دو نوع کندانسور (پره-لوله و میکروکانال) با مبردهای R22، R407c و R410a در یک چرخه تبرید تراکمی پرداخته شده است. علاوه بر آزمایش‌های تجربی، برای یکی از حالات آزمایش شده، شرایط در خروجی کندانسور میکروکانال به‌صورت عددی نیز محاسبه شده است. با توجه به مباحث مطرح شده در گزارش، نتیجه‌گیری کلی موارد به‌صورت زیر است:

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

- با توجه به دسته‌بندی‌ها و تحقیقات انجام شده در زمینه مبدل‌های حرارتی میکروکانال، معمولا کانال‌هایی با قطر هیدرولیکی کمتر از ۱ میلی‌متر به عنوان میکروکانال شناخته می‌شوند.
- تحقیقات پیشین پیرامون میکروکانال‌ها و بالاخص مبدل‌های حرارتی میکروکانال انجام شد و مشخص است که تحقیقات در زمینه میکروکانال‌ها تا حدود سال ۲۰۰۹ میلادی به بلوغ مناسبی دست یافته‌ایم.
- کاربردهای میکروکانال در سال‌های اخیر در زمینه مبدل‌های حرارتی میکروکانال مورد توجه قرار گرفته است و هنوز تحقیقات در این زمینه ادامه دارد.
- در بیشتر تحقیقات انجام شده از مقطع مستطیلی در میکروکانال استفاده شده است و بیشتر تحقیقات انجام شده به‌صورت تجربی بوده‌اند.
- از مزایای مبدل‌های حرارتی میکروکانال می‌توان به مواردی زیر اشاره کرد:
  - ✓ ضریب انتقال حرارت و بازدهی بالاتر
  - ✓ صرفه اقتصادی
  - ✓ کاهش ابعاد، فضای اشغالی کمتر، حمل و نقل آسان‌تر، استفاده از مواد خام کمتر و پایداری قیمت بیشتر
  - ✓ افت فشار کمتر در بخش هوا و کاهش سروصدا
  - ✓ استفاده از حجم مبرد کمتر و مناسب از نظر زیست محیطی
  - ✓ طول عمر بالاتر
  - ✓ حذف ساده گردوغبار
  - ✓ انعطاف‌پذیری طراحی
- معایب مبدل‌های حرارتی میکروکانال
  - ✓ قیمت بالاتر نسبت به مبدل‌های مرسوم
  - ✓ افت فشار بیشتر در بخش مبرد
  - ✓ تکنولوژی ساخت پیچیده‌تر
  - ✓ به‌دلیل سرعت پایین در بخش اواپراتور، سطح انتقال حرارت برای این بخش باید افزایش یابد
  - ✓ مشکلات ناشی از دوفازی در اواپراتور شدیدتر است و عملکرد اواپراتور تحت تاثیر قرار می‌گیرد
- مبدل‌های حرارتی میکروکانال در صنایع مختلف تهویه مطبوع، هوافضا، خودرو، الکترونیک، پزشکی، نفت و گاز و ... کاربرد دارند.
- میکروکانال‌ها بیشتر در کندانسورهای هوایی مورد استفاده قرار می‌گیرند.
- استفاده از میکروکانال در کندانسورهای آبی و اواپراتورهای آبی به دلیل رسوب شدید در آب سرد در گردش و امکان گرفتگی دارای اشکالاتی است.
- استفاده از مکانیزم میکروکانال‌ها در کندانسورهای هوایی در سال‌های اخیر به شدت مورد توجه قرار گرفته است.
- بررسی‌ها نشان می‌دهد که استفاده از میکروکانال‌ها در ساختار اواپراتورها تاثیر مناسبی در کارایی سیستم ندارد. دلیل عمده این مساله انتقال حرارت سریع در اواپراتور و جوشش مبرد می‌باشد. از آنجایی‌که باید اواپراتورطوری طراحی شود که گاز داخل آن در طول جذب حرارت هوا در حالت دو فازی بماند و دمای آن

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

ثابت باشد، در میکروکانال‌ها با تغییر فاز سریع مبرد امکان جذب حرارت بیشتر برای گاز فراهم نشده و سرمایش هوا به مقدار لازم صورت نمی‌گیرد. از سوی دیگر ایجاد تقطیر در مبدل سبب کاهش کارایی آن می‌گردد. با توجه به تحقیقات انجام شده، با کوچک‌شدن قطر هیدرولیکی میکروکانال، جریان دوفازی در اواپراتور پیچیده‌تر شده و باعث جریان بازگشتی در اواپراتور می‌شود که سبب از بین رفتن کارآیی اواپراتور می‌شود.

- با توجه به ظرفیت دستگاه‌های مختلف دارای کندانسور هوایی و فراگیر بودن کولرهای گازی و داکت اسپلیت‌ها، مناسب است که تناژ تا حداکثر ۶ تن در طراحی مبدل حرارتی میکروکانال مدنظر قرار گیرد. البته تناژ بین ۱ تا ۲ تن در این پژوهش مدنظر است.
- برای این‌که به جمع‌بندی اولیه در مورد ابعاد لوله‌های دارای میکروکانال و پره‌های مورد استفاده در سیستم‌های تهویه مطبوع برسیم، مناسب‌تر است که مقایسه‌ای بین ابعاد مختلف که توسط شرکت‌های مختلف مورد استفاده قرار می‌گیرند داشته باشیم. برای این منظور
- جدول ۱-۷ که مقایسه‌ای بین برخی ابعاد مورد استفاده در شرکت‌های مختلف است، ارایه شده است. با توجه به این جدول، عرض لوله‌های دارای میکروکانالی که بیشتر مورد استفاده قرار گرفته است، ۱۶ و ۲۵/۴ میلی‌متر است. ضخامت لوله‌هایی که بیشتر مورد استفاده قرار گرفته است ۱/۳ و ۲ میلی‌متر است. ارتفاع پره‌های مورد استفاده معمولا نزدیک ۸ میلی‌متر است.

جدول ۱-۷: مقایسه برخی ابعاد لوله و پره مورد استفاده در شرکت‌های مختلف

Company	Tube width mm	Tube thickness mm	Hydraulic diameter mm	Fin height mm	No. of Holes
Kim & Bullard	15.9/21.1	1.93	0.97/0.89	7.93	-
Danfoss	16/25.4	1.3	-	8.1	-
Goldstone	12/16/20/25	1.4/1.8/2		8	12/16/20/25
Shanghai Shenglin	12/16/20/ 25.4/32/36	1.2/1.3/2	-	-	17/16/12/20/ 25/26
Sanhua	16/25.4	1.3	-	8.1	16/26

- استفاده از روش حجم سیال برای چگالش جریان در کندانسور مبدل‌های حرارتی میکروکانال از دقت لازم برخوردار است.
- مناسب‌ترین نسبت منظری برای میکروکانال مستطیلی، نسبت منظری ۱/۲ است که بیشترین انتقال حرارت را دارد.
- در یک عرض میکروکانال ثابت هر چه تعداد میکروکانال بیشتری وجود داشته باشد میزان انتقال حرارت بیشتر خواهد بود. افزایش انتقال حرارت در دو حالت دبی ثابت و سرعت ثابت مورد بررسی قرار گرفته است و در هر دو حالت افزایش انتقال حرارت به صورت خطی تغییر می‌کند اما در حالت دبی ثابت شیب تغییرات کمتر است. انتخاب تعداد میکروکانال در هر لوله، وابسته به شرایط ساخت است

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

- تعداد مسیر مبرد وابسته به شار حرارتی اعمالی به دیواره و طول عرض و ارتفاع مبدل حرارتی میکروکانال مورد نیاز است. مناسب‌ترین حالت تعداد مسیر مبرد، حالتی است که در مسیر آخر گاز مبرد به‌طور کامل به مایع تبدیل شده باشد. معمولا در کندانسورهای کوچک تا حدود ۴ مسیر و در کندانسورهای بزرگ‌تر تا ۲ مسیر در کندانسور نیاز است بنابراین تعداد مسیر وابسته به ابعاد کندانسور مورد نیاز است که برای سیستم تبرید با ظرفیت ۱ تن حدود ۴ مسیر مورد نیاز است.
- در عرض لوله میکروکانال متغیر با تعداد میکروکانال ثابت در هر لوله، هر چه عرض لوله میکروکانال کمتر باشد، انتقال حرارت بیشتری خواهیم داشت زیرا فاصله کمتر میکروکانال‌های هر لوله میکروکانال سبب انتقال حرارت مناسب‌تر می‌شود.
- قطر مانیفولد هر چه کمتر باشد ضریب انتقال حرارت افزایش می‌یابد.
- هرچه گام پره کمتر باشد، ضریب انتقال حرارت سمت هوا بیشتر است.
- روابط تجربی بخش هوا، دارای دقت مناسبی است و می‌توان از این روابط نیز بهره برد.
- ضریب عملکرد کندانسور میکروکانال نسبت به کندانسور پره-لوله حدود ۵ درصد بیشتر است.
- بیشترین ضریب عملکرد برای ترکیب کندانسور میکروکانال، مبرد R22 و کمپرسور اسکرال در بالاترین سرعت فن است.
- کمترین ضریب عملکرد برای کندانسور پره-لوله، مبرد R410c با کمترین سرعت فن است.
- میانگین افت فشار برای کندانسور پره-لوله با مبرد R22 حدود ۲۴ کیلوپاسکال است در حالی که برای کندانسور میکروکانال میانگین افت فشار حدود ۲۹/۵ کیلو پاسکال است.
- برای مبرد R22، دمای اشباع در خروجی کندانسور معمولی بین ۳۲۸ تا ۳۳۲ کلوین و برای کندانسور میکروکانال بین ۳۲۲ تا ۳۲۵ کلوین است. برای کندانسور معمولی با مبرد R22 دمای خروجی بین ۱۰ تا ۱۳ درجه مادون سرد شده است در حالی که برای کندانسور میکروکانال بین ۹ تا ۱۲ درجه مادون سرد شده است.
- میانگین افت فشار برای کندانسور معمولی با مبرد R407c حدود ۲۶ کیلوپاسکال است در حالی که برای کندانسور میکروکانال با همان مبرد میانگین افت فشار حدود ۱۴ کیلو پاسکال است. نکته جالب این است که نوع مبرد تاثیر به‌سزایی در افت فشار به دلیل شرایط حاکم بر خروجی کندانسور دارد تا جایی که مبرد R407c در خروجی حتی افت فشار کمتری نسبت به کندانسور معمولی دارد
- دمای اشباع در خروجی کندانسور معمولی با مبرد R407c بین ۳۲۲ تا ۳۲۶ کلوین و برای کندانسور میکروکانال ۳۲۴ تا ۳۲۵ کلوین است. برای کندانسور معمولی با مبرد R407c دمای خروجی حداکثر ۴/۵ درجه مادون سرد شده است در حالی که برای کندانسور میکروکانال با همین مبرد بین ۹ تا ۱۶ درجه مادون سرد شده است که نشان از انتقال حرارت بسیار مناسب‌تر در کندانسور میکروکانال دارد.
- میانگین افت فشار برای کندانسور معمولی با مبرد R410a حدود ۳۰ کیلوپاسکال است در حالی که برای کندانسور میکروکانال با مبرد R410a میانگین افت فشار حدود ۴۰ کیلو پاسکال است.
- دمای اشباع در خروجی کندانسور معمولی با مبرد R410a بین ۳۱۳ تا ۳۱۵ کلوین و برای کندانسور میکروکانال ۳۱۲ تا ۳۱۴ کلوین است. برای کندانسور معمولی با مبرد R410a دمای خروجی بین ۸ تا ۱۳

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

درجه مادون سرد شده است در حالی که برای کندانسور میکروکانال با همین مبرد بین ۱۰ تا ۱۴ درجه مادون سرد شده است.

- خطای حل عددی در مقایسه با داده‌های تجربی برای دما در خروجی کندانسور حدود ۲/۵ درصد و برای افت فشار در خروجی کندانسور حدود ۲۱ درصد است. اما لازم به ذکر است که داده‌های تجربی نیز در افت فشار دارای تلرانس است که مقدارافت فشار به‌دست آمده از حل عددی در بازه‌ای است که افت فشار تجربی قرار دارد.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

فهرست منابع

[1]Keogh A. Microchannel heat exchangers. IEA Heat Pump Centre. 2007;25:15-7.
[2]Tuckerman DB, Pease RFW. High-performance heat sinking for VLSI. IEEE Electron device letters. 1981;2:126-9.
[3]Peng X, Peterson G. The effect of thermofluid and geometrical parameters on convection of liquids through rectangular microchannels. International Journal of Heat and Mass Transfer. 1995;38:755-8.
[4]Ohadi M, Choo K, Dessiatoun S, Cetegen E. Next generation microchannel heat exchangers: Springer; 2013.
[5]Khan MG, Fartaj A. A review on microchannel heat exchangers and potential applications. International journal of energy research. 2011;35:553-82.
[6]Suo M, Griffith P. Two-phase flow in capillary tubes. Journal of Basic Engineering. 1964;86:576-82.
[7]Palm B .Heat Transfer in Microchannel. Proceedings of Heat Transfer and Transport Phenomena in Microchannel. Canada2000. p. 54-64.
[8]Stephan P. Microscale evaporative heat transfer: modelling and experimental validation. 12th Heat Transfer Conference. Grenoble, France2002.
[9]Serizawa A, Feng Z, Kawara Z. Two-phase flow in microchannels. Experimental Thermal and Fluid Science. 2002;26:703-14.
[10]Mehendale S, Jacobi A, Shah R. Fluid flow and heat transfer at micro-and meso-scales with application to heat exchanger design. Applied Mechanics Reviews. 2000;53:175-93.
[11]Kandlikar SG, Grande WJ. Evolution of microchannel flow passages--thermohydraulic performance and fabrication technology. Heat transfer engineering. 2003;24:3-17.
[12]Kandlikar SG, Steinke ME. Examples of microchannel mass transfer processes in biological systems. ASME 2003 1st International Conference on Microchannels and Minichannels: American Society of Mechanical Engineers; 2003. p. 933-43.
[13]Kim M-H, Lee SY, Mehendale SS, Webb RL .Microchannel heat exchanger design for evaporator and condenser applications. Advances in heat transfer. 2003;37:e429.
[14]Obot N. Toward a better understanding of friction and heat/mass transfer in microchannels--a literature review. Microscale Thermophysical Engineering. 2002;6:155-73.
[15]Bahrami M, Yovanovich M, Culham J. Pressure drop of fully-developed, laminar flow in microchannels of arbitrary cross-section. Journal of Fluids Engineering. 2006;128:1036-44.
[16]Bahrami M, Yovanovich M, Culham J .Pressure drop of fully-developed, laminar flow in rough microtubes. ASME 3rd International Conference on Microchannels and Minichannels: American Society of Mechanical Engineers; 2005. p. 259-68.
[17]Bayraktar T, Pidugu SB. Characterization of liquid flows in microfluidic systems. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2006;49:815-24.
[18]Davies S, White C. An experimental study of the flow of water in pipes of rectangular section. Proceedings of the Royal Society of London Series A, Containing Papers of a Mathematical and Physical Character. 1928;119:92-107.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

[19]Gambill W, Bundy R. Heat transfer studies of turbulent water flow in the rectangular channels HFIR. ORNL-3079 UC-80-Reactor Technology. 1961.
[20]Ebert W, Sparrow EM. Slip flow in rectangular and annular ducts. Journal of Basic Engineering. 1965;87:1018-24.
[21]Tuckerman D. Optimized convective cooling using micromachined structures. J Electrochem Soc: Reviews and News. 1982;129.
[22]Peiyi W, Little W. Measurement of friction factors for the flow of gases in very fine channels used for microminiature Joule-Thomson refrigerators. Cryogenics. 1983;23:273-7.
[23]Wu P, Little W. Measurement of the heat transfer characteristics of gas flow in fine channel heat exchangers used for microminiature refrigerators. Cryogenics. 1984;24:415-20.
[24]Acosta R, Muller R, Tobias C. Transport processes in narrow (capillary) channels. AIChE Journal. 1985;31:473-82.
[25]Harley J, Bau H, Zemel J, Dominko V. Fluid flow in micron and submicron size channels. IEEE Micro Electro Mechanical Systems,, Proceedings,'An Investigation of Micro Structures, Sensors, Actuators, Machines and Robots': IEEE; 1989. p. 25-8.
[26]Missaggia L, Walpole J, Liau Z, Phillips R. Microchannel heat sinks for two-dimensional high-power-density diode laser arrays. IEEE Journal of Quantum Electronics. 1989;25:1988-92.
[27]Nakagawa S, Shoji S, Esashi M. A micro chemical analyzing system integrated on a silicon wafer. IEEE Proceedings on Micro Electro Mechanical Systems, An Investigation of Micro Structures, Sensors, Actuators, Machines and Robots: IEEE; 1990. p. 89-94.
[28]Pfahler J, Harley J, Bau H, Zemel J. Liquid transport in micron and submicron channels. Sensors and Actuators A: Physical. 1990;22:431-4.
[29]Pfahler J. Gas and Liquid Flow in small Channels, Micromechanical sensors, Actuators, and Ssystems. ASME1991. p. 49-60.
[30]Choi S. Fluid flow and heat transfer in microtubes. Micromechanical Sensors, Actuators, and Systems, ASME. 1991:123-34.
[31]Lin S, Kwok C, Li R-Y, Chen Z-H, Chen Z-Y. Local frictional pressure drop during vaporization of R-12 through capillary tubes. International Journal of Multiphase Flow. 1991;17:95-102.
[32]Riddle R, Contolini R, Bernhardt A. Design calculations for the microchannel heatsink. NASA STI/Recon Technical Report N. 1991;91.
[33]Knight R, Goodling J, Hall D. Optimal thermal design of forced convection heat sinks-analytical. Journal of Electronic Packaging. 1991;113:313-21.
[34]Weisberg A, Bau HH, Zemel J. Analysis of microchannels for integrated cooling. International Journal of Heat and Mass Transfer. 1992;35:2465-74.
[35]Webb R, Jung S-H. Air-side performance of enhanced brazed aluminum heat exchangers. ASHRAE, ATLANTA, GA(USA). 1992.
[36]Rugh J, Pearson J, Ramadhyani S. Study of a very compact heat exchanger used for passenger compartment heating in automobiles. 28 th National Heat Transfer Conference and Exhibition, San Diego, CA, USA, 08/09-12/921992. p. 15-24.
[37]Peng X, Wang B-X. Forced convection and flow boiling heat transfer for liquid flowing through microchannels. International Journal of Heat and Mass Transfer. 1993;36:3421-7.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

[38]Rahman MM, Gui F. Experimental measurements of fluid flow and heat transfer in microchannel cooling passages in a chip substrate. The ASME International Electronics Packaging Conference1993. p. 685-92.
[39]Arkilic EB. Gaseous Flow in Micro-channels, Application of Microfabrication to Fluid Mechanics. ASME, FED. 1994;197:57-66.
[40]Bowers M, Mudawar I. High flux boiling in low flow rate, low pressure drop mini-channel and micro-channel heat sinks. International Journal of Heat and Mass Transfer. 1994;37:321-32.
[41]Peng X, Peterson G, Wang B. Heat transfer characteristics of water flowing through microchannels. Experimental Heat Transfer An International Journal. 1994;7:265-83.
[42]Pong K-C, Ho C-M, Liu J, Tai Y-C. Non-linear pressure distribution in uniform microchannels. ASME-Publications-Fed. 1994;197:51.-
[43]Wang B, Peng X. Experimental investigation on liquid forced-convection heat transfer through microchannels. International Journal of Heat and Mass Transfer. 1994;37:73-82.
[44]Beskok A, Karniadakis GE. Simulation of heat and momentum transfer in complex microgeometries. Journal of Thermophysics and Heat transfer. 1994;8:647-55.
[45]Peng X, Wang B, Peterson G, Ma H. Experimental investigation of heat transfer in flat plates with rectangular microchannels. International Journal of Heat and Mass Transfer. 1995;38:127-37.
[46]Gui F, Scaringe RP. Enhanced heat transfer in the entrance region of microchannels. American Society of Mechanical Engineers, New York, NY (United States); 1995.
[47]Harley JC, Huang Y, Bau HH, Zemel JN. Gas flow in micro-channels. Journal of Fluid Mechanics. 1995;284:257-74.
[48]Jiang X ,Zhou Z, Yao J, Li Y, Ye X. Micro-fluid flow in microchannel. Proceedings of the International Solid-State Sensors and Actuators Conference-TRANSDUCERS'95: IEEE; 1995. p. 317-20.
[49]Chang Y, Wang C, Shyu R, Hu Y. 'Performance Comparison Between Automotive Flat Tube Condenser and Round Tube Condenser. ASME/JSME Thermal Engineering Conference1995. p. 331-6.
[50]Cowell T. A general method for the comparison of compact heat transfer surfaces. Journal of heat transfer. 1990;112:288-94.
[51]Peng X, Peterson G. Convective heat transfer and flow friction for water flow in microchannel structures. International journal of heat and mass transfer. 1996;39:2599-608.
[52]Peng X, Peterson G. Forced convection heat transfer of single-phase binary mixtures through microchannels. Experimental Thermal and fluid science. 1996;12:98-104.
[53]Cuta J, McDonald C, Shekarriz A. Forced convection heat transfer in parallel channel array microchannel heat exchanger. American Society of Mechanical Engineers, New York, NY (United States); 1996.
[54]Ravigururajan T, Cuta J, McDonald C, Drost M. Single-phase flow thermal performance characteristics of a parallel micro-channel heat exchanger. American Society of Mechanical Engineers, New York, NY (United States); 1996.
[55]Bae TS, Han CS. A Feasibility Study on Room Air Conditioner with Parallel Flow Condenser. Proceedings of the SAREK 1996 Summer Annual Conference1996. p. 402-7.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

[56]Kavehpour HP, Faghri M, Asako Y. Effects of compressibility and rarefaction on gaseous flows in microchannels. Numerical Heat Transfer, Part A Applications. 1997;32:677-96.
[57]Jiang X, Zhou Z, Huang X, Liu C. Laminar flow through microchannels used for microscale cooling systems. Proceedings of the 1997 1st Electronic Packaging Technology Conference (Cat No 97TH8307): IEEE; 1997. p. 119-22.
[58]Stanley RS, Ameel TA, Barron RF. Two-phase flow in microchannels. LOUISIANA TECH UNIV RUSTON DEPT OF INDUSTRIAL ENGINEERING; 1997.
[59]Adams T, Abdel-Khalik S, Jeter S, Qureshi Z. An experimental investigation of single-phase forced convection in microchannels. International Journal of Heat and Mass Transfer. 1998;41:851-7.
[60]Zhang RLWM. Heat transfer and friction in small diameter channels. Microscale Thermophysical Engineering. 1998;2:189-202.
[61]Adams T, Ghiaasiaan S, Abdel-Khalik S. Enhancement of liquid forced convection heat transfer in microchannels due to the release of dissolved noncondensables. International Journal of Heat and Mass Transfer. 1999;42:3563-73.
[62]Papautsky I, Gale BK ,Mohanty SK, Ameel TA, Frazier AB. Effects of rectangular microchannel aspect ratio on laminar friction constant. Microfluidic Devices and Systems II: International Society for Optics and Photonics; 1999. p. 147-59.
[63]Tso C, Mahulikar S. The use of the Brinkman number for single phase forced convective heat transfer in microchannels. International Journal of Heat and Mass Transfer. 1998;41:1759-69.
[64]Tso C, Mahulikar S. The role of the Brinkman number in analysing flow transitions in microchannels .International Journal of Heat and Mass Transfer. 1999;42:1813-33.
[65]Harms TM, Kazmierczak MJ, Gerner FM. Developing convective heat transfer in deep rectangular microchannels. International Journal of Heat and Fluid Flow. 1999;20:149-57.
[66]Vafai K ,Zhu L. Analysis of two-layered micro-channel heat sink concept in electronic cooling. International Journal of Heat and Mass Transfer. 1999;42:2287-97.
[67]Cho JP, Choi YH, Kim NH, Kim JH, Karniadakis GE. Performance Evaluation of PF-condenser Adopted to Package Air-Conditioner. roceedings of the SAREK 1999 Winter Annual Conference1999. p. 46-51.
[68]Kirkwood AC. Modeling, design, and testing of a microchannel split-system air conditioner. Air Conditioning and Refrigeration Center. College of Engineering ...; 1999.
[69]Ding L, Sun H, Sheng X, Lee B. Measurement of Friction Factor for R134a and R12 Through Microchannels. Proceedings of Symposium on Energy Engineering in the 21st Century2000. p. 650-7.
[70]Li Z-X, Du D, Guo Z-Y. Characteristics of frictional resistance for gas flow in microtubes. Proceedings of symposium on energy engineering in the 21st Century: Begell House New York, Wallingford (UK); 2000. p. 658-64.
[71]Weilin Q, Mala GM, Dongqing L. Pressure-driven water flows in trapezoidal silicon microchannels. International journal of heat and mass transfer. 2000;43:353-64.
[72]Qu W, Mala GM, Li D. Heat transfer for water flow in trapezoidal silicon microchannels. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2000;43:3925-36.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

[73]Sharp KV, Adrian RJ, Beebe DJ. Anomalous transition to turbulence in microtubes. Proceedings of the International Mechanical Engineers Congress and Exposition, Fifth Micro-Fluidic Symposium2000. p. 5-10.
[74]Fedorov AG, Viskanta R. Three-dimensional conjugate heat transfer in the microchannel heat sink for electronic packaging. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2000;43:399-415.
[75]Ambatipudi KK, Rahman MM. Analysis of conjugate heat transfer in microchannel heat sinks. Numerical Heat Transfer :Part A: Applications. 2000;37:711-31.
[76]Hadjiconstantinou NG, Simek O. Constant-wall-temperature Nusselt number in micro and nano-channels. Journal of Heat Transfer. 2002;124:356-64.
[77]Tunc G, Bayazitoglu Y. Heat transfer for gaseous flow in microtubes with viscous heating, HTD, vol 366–2. Proc ASME Heat Transfer Division2000. p. 299-306.
[78]Tunc G, Bayazitoglu Y. Heat transfer in rectangular microchannels. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2002;45:765-73.
[79]Yu S, Ameel TA. Slip-flow heat transfer in rectangular microchannels. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2001;44:4225-34.
[80]Debray F, Franc JP, Maître T, Reynaud S. Mesure des coefficients de transfert thermique par convection forcée en mini-canaux. Mécanique & industries. 2001;2:443-54.
[81]Kandlikar SG, Joshi S, Tian S. Effect of channel roughness on heat transfer and fluid flow characteristics at low Reynolds numbers in small diameter tubes. Atmosphere. 2001;4.
[82]Zhao Z. Effects of the corrugated inclination angle on heat transfer and resistance performances of plate heat exchangers. Petro-chemical equipment. 2001;5:2-3.
[83]Gao P, Le Person S, Favre-Marinet M. Scale effects on hydrodynamics and heat transfer in two-dimensional mini and microchannels. International Journal of Thermal Sciences. 2002;41:1017-27.
[84]Judy J, Maynes D, Webb B. Characterization of frictional pressure drop for liquid flows through microchannels. International Journal of heat and mass transfer. 2002;45:3477-89.
[85]Qu W, Mudawar I. Experimental and numerical study of pressure drop and heat transfer in a single-phase micro-channel heat sink. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2002;45:2549-65.
[86]Peng XF, Piao Y, Jia L. Single-phase convective heat transfer in microchannels2002.
[87]Celata GP, Cumo M, Guglielmi M, Zummo G. Experimental investigation of hydraulic and single-phase heat transfer in 0.130-mm capillary tube. Microscale Thermophysical Engineering. 2002;6:85-97.
[88]Xu B, Ooi K, Mavriplis C, Zaghloul M. Evaluation of viscous dissipation in liquid flow in microchannels. Journal of Micromechanics and Microengineering. 2002;13:53.
[89]Kim M-H, Bullard CW. Performance evaluation of a window room air conditioner with microchannel condensers. Transactions-American Society of Mechanical Engineers Journal of Energy Resources Technology. 2002;124:47-55.
[90]Park C, Hrnjak P. R-410A Air Conditioning System With Microchannel Condenser. 2002.
[91]Yang C-Y. Friction characteristics of water, R-134a, and air in small tubes. Microscale Thermophysical Engineering. 2003;7:335-48.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

[92]Wu H, Cheng P. Friction factors in smooth trapezoidal silicon microchannels with different aspect ratios. International journal of heat and mass transfer. 2003;46:2519-25.
[93]Guo Z-Y, Li Z-X. Size effect on single-phase channel flow and heat transfer at microscale. International Journal of Heat and Fluid Flow. 2003;24:284-98.
[94]Kim J-H, Groll EA. Performance comparisons of a unitary split system using microchannel and fin-tube outdoor coils. ASHRAE Transactions. 2003;109:219.
[95]Hsieh S-S, Lin C-Y, Huang C-F, Tsai H-H. Liquid flow in a micro-channel. Journal of Micromechanics and Microengineering. 2004;14:436.
[96]Owhaib W, Palm B. Experimental investigation of single-phase convective heat transfer in circular microchannels. Experimental Thermal and Fluid Science. 2004;28:105-10.
[97]Garimella S. Condensation flow mechanisms in microchannels: basis for pressure drop and heat transfer models. Heat Transfer Engineering.16-25:104;2004 .
[98]Liu D, Garimella SV. Investigation of liquid flow in microchannels. Journal of Thermophysics and heat transfer. 2004;18:65-72.
[99]Li J, Peterson G, Cheng P. Three-dimensional analysis of heat transfer in a micro-heat sink with single phase flow. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2004;47:4215-31.
[100]Subramaniam V. Design of air-cooled microchannel condensers for mal-distributed air flow conditions: Georgia institute of technology; 2004.
[101]Kim SJ. Methods for thermal optimization of microchannel heat sinks. Heat transfer engineering. 2004;25:37-49.
[102]Jeong JH, Chang KS, Kim H, Kil SH, Kim HK. Performance Assessment of Aluminum Parallel Flow Condenser Applied to Residential Air-Conditioner. Proceedings of the SAREK 2004 Winter Annual Conference2004. p. 636-41.
[103]Morini GL. Single-phase convective heat transfer in microchannels: a review of experimental results. International journal of thermal sciences. 2004;43:631-51.
[104]Zhu X, Liao Q. Heat transfer for laminar slip flow in a microchannel of arbitrary cross section with complex thermal boundary conditions. Applied Thermal Engineering. 2006;26:1246-56.
[105]Gamrat G, Favre-Marinet M, Asendrych D. Conduction and entrance effects on laminar liquid flow and heat transfer in rectangular microchannels. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2005;48:2943-54.
[106]Li Z, Tao W-Q, He Y-L. A numerical study of laminar convective heat transfer in microchannel with non-circular cross-section. ASME 3rd International Conference on Microchannels and Minichannels: American Society of Mechanical Engineers; 2005. p. 351-60.
[107]Revellin R, Dupont V, Ursenbacher T, Thome JR, Zun I. Characterization of diabatic two-phase flows in microchannels: Flow parameter results for R-134a in a 0.5 mm channel. International Journal of Multiphase Flow. 2006;32:755-74.
[108]Cetin B, Yuncu H, Kakac S. Gaseous Flow in Microconduits with Viscous Dissipation. International Journal of Transport Phenomena. 2006;8.
[109]Bowers CD, Hrnjak P, Newell T. Two-phase refrigerant distribution in a micro-channel manifold. 2006.
[110]Koo J, Kleinstreuer C. Viscous dissipation effects in microtubes and microchannels. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2004;47:3159-69.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

[111]Koo J. Computational nanofluid flow and heat transfer analyses applied to micro-systems: North Carolina State University; 2005.
[112]Lee P-S, Garimella SV, Liu D. Investigation of heat transfer in rectangular microchannels. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2005;48:1688-704.
[113]Foli K, Okabe T, Olhofer M, Jin Y, Sendhoff B. Optimization of micro heat exchanger: CFD, analytical approach and multi-objective evolutionary algorithms. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2006.9-49:1090;
[114]Xia Y, Zhong Y, Hrnjak P, Jacobi A. Frost, defrost, and refrost and its impact on the air-side thermal-hydraulic performance of louvered-fin, flat-tube heat exchangers. International Journal of Refrigeration. 2006;29:1066-79.
[115]Padhmanabhan S, Cremaschi L, Fisher D. Comparison of frost and defrost performance between microchannel coil and fin-and-tube coil for heat pump systems. International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration. 2011;19:273-84.
[116]Khan WA, Yovanovich M ,Culham J. Optimization of microchannel heat sinks using entropy generation minimization method. Twenty-Second Annual IEEE Semiconductor Thermal Measurement And Management Symposium: IEEE; 2006. p. 78-86.
[117]Iyengar M, Garimella S. Design and optimization of microchannel cooling systems. Thermal and Thermomechanical Proceedings 10th Intersociety Conference on Phenomena in Electronics Systems, 2006 ITHERM 2006: IEEE; 2006. p. 54-62.
[118]Bello-Ochende T, Liebenberg L, Meyer J. Constructal cooling channels for micro-channel heat sinks. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2007;50:4141-50.
[119]Yun R, Hwang Y, Radermacher R, Zecirovic R. Comparison of Performance of a Residential Air-Conditioning System Using Microchannel and Fin-and-Tube Heat Exchanger. International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Purdue University2006.
[120]Bavière R, Favre-Marinet M, Le Person S. Bias effects on heat transfer measurements in microchannel flows. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2006;49:3325-37.
[121]Herwig H, Mahulikar SP. Variable property effects in single-phase incompressible flows through microchannels. International journal of thermal sciences. 2006;45:977-81.
[122]Lee P-S, Garimella SV. Thermally developing flow and heat transfer in rectangular microchannels of different aspect ratios. international journal of heat and mass transfer. 2006;49:3060-7.
[123]Yun R, Kim Y, Park C. Numerical analysis on a microchannel evaporator designed for CO2 air-conditioning systems. Applied Thermal Engineering. 2007;27:1320-6.
[124]Hrnjak P, Tu X. Single phase pressure drop in microchannels. International Journal of Heat and Fluid Flow 2007;28:2-14.
[125]Liu J, Peng X. Numerical study of fluid flow and heat transfer in microchannel cooling passages. International Journal of Heat and Mass Transfer 2007;50:1855-64.
[126]Wang L, Liu F. Forced convection in slightly curved microchannels. International Journal of Heat and Mass Transfer 2007;50:881-96.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

[127]Xie X, Tao W, He Y. Numerical study of turbulent heat transfer and pressure drop characteristics in a water-cooled minichannel heat sink. Journal of Electronic Packaging. 2007;129:247-55.
[128]van Rij J, Harman T, Ameel T. The effect of creep flow on two-dimensional isoflux microchannels. International Journal of Thermal Sciences. 2007;46:1095-103.
[129]Kang S-W, Tseng S-C. Analysis of effectiveness and pressure drop in micro cross-flow heat exchanger. Applied Thermal Engineering. 2007;27:877-85.
[130]Saidi M, Khiabani RH. Forced convective heat transfer in parallel flow multilayer microchannels. Journal of Heat Transfer. 2007;129:1230-6.
[131]Cho H, Cho K. Performance comparison of microchannel evaporators with refrigerant R-22. Journal of Mechanical Science and Technology.34-21:1926;2007 .
[132]Del Giudice S, Nonino C, Savino S. Effects of viscous dissipation and temperature dependent viscosity in thermally and simultaneously developing laminar flows in microchannels. International journal of heat and fluid flow. 2007;28:1.27-5
[133]Kumar V, Saini S, Sharma M, Nigam K. Pressure drop and heat transfer study in tube-in-tube helical heat exchanger. Chemical Engineering Science. 2006;61:4403-16.
[134]Croce G, D'agaro P, Nonino C. Three-dimensional roughness effect on microchannel heat transfer and pressure drop. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2007;50:5249-59.
[135]Morini GL, Spiga M. The role of the viscous dissipation in heated microchannels. Journal of heat transfer. 2007;129:308-18.
[136]Cetin B, Yazicioglu AG, Kakac S. Fluid flow in microtubes with axial conduction including rarefaction and viscous dissipation. International Communications in Heat and Mass Transfer. 2008;35:535-44.
[137]Hettiarachchi HM, Golubovic M, Worek WM, Minkowycz W. Three-dimensional laminar slip-flow and heat transfer in a rectangular microchannel with constant wall temperature. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2008;51:5088-96.
[138]Liu J, Peng X, Wang B. Variable-property effect on liquid flow and heat transfer in microchannels. Chemical Engineering Journal. 2008;141:346-53.
[139]Park CY, Hrnjak P. Experimental and numerical study on microchannel and round-tube condensers in a R410A residential air-conditioning system. International journal of refrigeration.31-31:822;2008 .
[140]Mokrani O, Bourouga B, Castelain C, Peerhossaini H. Fluid flow and convective heat transfer in flat microchannels. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2009;52:1337-52.
[141]Shah RK, London AL. Laminar flow forced convection in ducts: a source book for compact heat exchanger analytical data: Academic press; 1978.
[142]Gnielinski V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. Int Chem Eng. 1976;16:359-68.
[143]Naphon P, Khonseur O. Study on the convective heat transfer and pressure drop in the micro-channel heat sink. International Communications in Heat and Mass Transfer. 2009;36:39-44.
[144]Wang G, Hao L, Cheng P. An experimental and numerical study of forced convection in a microchannel with negligible axial heat conduction. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2009;52:1070-4.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

[145]Tsuzuki N, Utamura M, Ngo TL. Nusselt number correlations for a microchannel heat exchanger hot water supplier with S-shaped fins. Applied Thermal Engineering. 2009;29:3299-308.
[146]Hasan MI, Rageb AA, Yaghoubi M, Homayoni H. Influence of channel geometry on the performance of a counter flow microchannel heat exchanger. International Journal of Thermal Sciences. 2009;48:1607-18.
[147]Harirchian T, Garimella SV. Effects of channel dimension, heat flux, and mass flux on flow boiling regimes in microchannels. International Journal of Multiphase Flow. 2009;35:349-62.
[148]Shao L-L, Yang L, Zhang C-L, Gu B. Numerical modeling of serpentine microchannel condensers. international Journal of Refrigeration. 2009;32:1162-72.
[149]Husain A, Kim K-Y. Thermal optimization of a microchannel heat sink with trapezoidal cross section. Journal of Electronic Packaging. 2009;131:021005.
[150]Biswal L, Chakraborty S, Som S. Design and optimization of single-phase liquid cooled microchannel heat sink. IEEE transactions on components and packaging technologies. 2009;32:876-86.
[151]Mathew B, Hegab H. Application of effectiveness-NTU relationship to parallel flow microchannel heat exchangers subjected to external heat transfer. International Journal of Thermal Sciences. 2010;49:76-85.
[152]Kuddusi L, Çetegen E. Thermal and hydrodynamic analysis of gaseous flow in trapezoidal silicon microchannels. International Journal of Thermal Sciences. 2009;48:353-62.
[153]Nonino C, Savino S, Del Giudice S, Mansutti L. Conjugate forced convection and heat conduction in circular microchannels. International Journal of Heat and Fluid Flow. 2009;30:823-30.
[154]Lelea D ,Nishio S, Takano K. The experimental research on microtube heat transfer and fluid flow of distilled water. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2004;47:2817-30.
[155]Lelea D. The conjugate heat transfer of the partially heated microchannels .Heat and Mass Transfer. 2007;44:33.
[156]Çetin B, Yazicioğlu AG, Kakaç S. Slip-flow heat transfer in microtubes with axial conduction and viscous dissipation–An extended Graetz problem. International Journal of Thermal Sciences. 2009;48:1673-8.
[157]Rosa P, Karayiannis T, Collins M. Single-phase heat transfer in microchannels: the importance of scaling effects. Applied Thermal Engineering. 2009;29:3447-68.
[158]Morini GL. Viscous heating in liquid flows in micro-channels. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2005;48:3637-47.
[159]Zhang T, Jia L, Yang L, Jaluria Y. Effect of viscous heating on heat transfer performance in microchannel slip flow region. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2010;53:4927-34.
[160]Qi Z, Zhao Y, Chen J. Performance enhancement study of mobile air conditioning system using microchannel heat exchangers. International Journal of refrigeration. 2010;33:301-12.
[161]Xiaoping T, Huahe L, Xiangfei L. CFD simulation and experimental study on air-side performance for MCHX. 2010.
[162]McHale JP, Garimella SV. Heat transfer in trapezoidal microchannels of various aspect ratios. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2010;53:365-75.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

[۱۶۳] رامیار م. بررسی هیدرودینامیک و انتقال حرارت سیال گازی در میکروکانال دانشگاه شهرکرد; ۱۳۹۱.

[164]Dang T, Teng J-t, Chu J-c. A study on the simulation and experiment of a microchannel counter-flow heat exchanger. Applied Thermal Engineering. 2010;30:2163-72.

[165]Nebuloni S, Thome JR. Numerical modeling of laminar annular film condensation for different channel shapes. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2010;53:2615-27.

[166]Zade AQ, Renksizbulut M, Friedman J. Heat transfer characteristics of developing gaseous slip-flow in rectangular microchannels with variable physical properties. International Journal of Heat and Fluid Flow. 2011;32:117-27.

[167]Wang Z, Tang D, Hu X. Similarity solutions for flows and heat transfer in microchannels between two parallel plates. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2011;54:2349-54.

[168]Kee RJ, Almand BB, Blasi JM, Rosen BL, Hartmann M, Sullivan NP, et al. The design, fabrication, and evaluation of a ceramic counter-flow microchannel heat exchanger. Applied Thermal Engineering. 2011;31:2004-12.

[۱۶۹] هوشیار م. بررسی عددی اثر اندکنش سیال - جامد در کارکرد حرارتی میکروکانال‌ها: دانشگاه ارومیه; ۱۳۸۹.

[۱۷۰] پدرام مخ. شبیه‌سازی عددی انتقال حرارت جابه جایی میکروکانال در مبدل‌های حرارتی: دانشگاه ارومیه; ۱۳۸۹.

[171]Han Y, Liu Y, Li M, Huang J. A review of development of micro-channel heat exchanger applied in air-conditioning system. Energy Procedia. 2012;14:148-53.

[172]Paulraj P, Paul BK, Peterson RB. Development of an adhesive-bonded counterflow microchannel heat exchanger. Applied Thermal Engineering.201-48:194;2012 .

[173]Denkenberger DC, Brandemuehl MJ, Pearce JM, Zhai J. Expanded microchannel heat exchanger: design, fabrication, and preliminary experimental test. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy. 2012;226:532-44.

[174]Padilla Fuentes Y, Hrnjak PS. Charge Reduction Potentials of Several Refrigerants Based on Experimentally Validated Micro-Channel Heat Exchangers Performance and Charge Model. 2012.

[175]Tuo H, Hrnjak PS. Flash Gas Bypass Method for Improving Performance of an A/C System With a Microchannel Evaporator. 2012.

[176]Tuo H, Hrnjak P. Effect of the header pressure drop induced flow maldistribution on the microchannel evaporator performance. international journal of refrigeration.86-36:2176;2013 .

[۱۷۷] رضا ش. مطالعه عددی میکرومبدل حرارتی شورون: دانشگاه صنعتی انوشیروانی بابل; ۱۳۹۲.

[178]Colin S. Gas microflows in the slip flow regime: a critical review on convective heat transfer. Journal of Heat Transfer. 2012;134:020908.

[179]Ganapathy H, Shooshtari A, Choo K, Dessiatoun S, Alshehhi M, Ohadi M. Volume of fluid-based numerical modeling of condensation heat transfer and fluid flow characteristics in microchannels. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2013;65:62-72.

[۱۸۰] منا ا. بررسی هیدرودینامیک سیال و تاثیر سطح بر رفتار حرکتی سیال در میکروکانال‌ها: دانشگاه رازی; ۱۳۹۲.

[181]Moallem E, Hong T, Cremaschi L, Fisher DE. Effects of surface coating and water retention on frost formation in microchannel evaporators (ASHRAE RP-1589). Hvac&R Research. 2013;19:347-62.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

[182]Martínez-Ballester S, Corberán J-M, Gonzálvez-Maciá J. Numerical model for microchannel condensers and gas coolers: Part II–Simulation studies and model comparison. International Journal of Refrigeration.202-36:191;2013 .

[183]Hasan MI, Hasan HM, Abid GA. Study of the axial heat conduction in parallel flow microchannel heat exchanger. Journal of King Saud University-Engineering Sciences. 2014;26:122-31.

[184]Xu B, Shi J, Wang Y, Chen J, Li F. Experimental Study of Fouling Performance of Air Conditioning System with Microchannel Heat Exchanger. International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Purdue, July2014.

[185]El Mghari H, Asbik M, Louahlia-Gualous H, Voicu I. Condensation heat transfer enhancement in a horizontal non-circular microchannel. Applied Thermal Engineering. 2014;64:358-70.

[186]Tuo H, Hrnjak P. Visualization and measurement of periodic reverse flow and boiling fluctuations in a microchannel evaporator of an air-conditioning system. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2014;71:639-52.

[187]Li H, Hrnjak P. An experimentally validated model for microchannel heat exchanger incorporating lubricant effect. International journal of refrigeration. 2015;59:259-68.

[188]Huang L, Aute V, Radermacher R. Airflow distribution and design optimization of variable geometry microchannel heat exchangers. Science and Technology for the Built Environment. 2015;21:693-702.

[189]Andhare RS, Shooshtari A, Dessiatoun SV, Ohadi MM .Heat transfer and pressure drop characteristics of a flat plate manifold microchannel heat exchanger in counter flow configuration. Applied Thermal Engineering. 2016;96:178-89.

[190]Wen J, Yang H, Wang S, Xue Y, Tong X. Experimental investigation on performance comparison for shell-and-tube heat exchangers with different baffles. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2015;84:990-7.

[۱۹۱] محمد ن. بررسی اثرات تزریق و مکش بر جریان و انتقال حرارت نانوسیال در میکروکانال مستطیلی با انبساط ناگهانی: دانشگاه صنعتی شاهرود; ۱۳۹۵.

[192]Chai L, Xia GD, Wang HS. Laminar flow and heat transfer characteristics of interrupted microchannel heat sink with ribs in the transverse microchambers. International Journal of Thermal Sciences. 2016;110:1-11.

[193]Li H ,Hrnjak P. Visualization and Analysis of Periodic Reverse Flow in an Automobile Microchannel Evaporator. SAE Technical Paper; 2016.

[194]Tuo H, Hrnjak P. Periodical reverse flow and boiling fluctuations in a microchannel evaporator of an air-conditioning system. International journal of refrigeration. 2013;36:1263-75.

[195]Li H, Hrnjak P. Experimental Study on Microchannel and Round Tube Plate Fin Evaporators in a Residential Air Conditioning System. 2016.

[196]Shen B, Bhandari M, Rane M, Mota D. Low GWP Refrigerants Modelling Study for a Room Air Conditioner Having Microchannel Heat Exchangers. 2016.

[197]Zou Y, Li H, Hrnjak P. Simulation of a R410A Residential Air-Conditioning System with Round-Tube and/or Microchannel Evaporators and Condensers under both Dry and Wet Air Conditions. 2016.

[198]Zou Y, Li H, Tang K, Hrnjak P. Round-Tube and Microchannel Heat Exchanger Modeling at Wet Air Condition. 2016.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

[199]Padhmanabhan S, Yanik M. Analysis of an Innovative Microchannel Condenser Design for Modular Chillers and Unitary Rooftop Air Conditioners. 2016.
[200]Sarfraz O, Bach C. A Literature Review On Heat Exchanger Air Side Fouling In Heating, Ventilation And Air-conditioning (HVAC) Applications. 2016.
[201]Bell IH, Groll EA. Experimental comparison of the impact of air-side particulate fouling on the thermo-hydraulic performance of microchannel and plate-fin heat exchangers. 2010.
[202]Zou Y, Hrnjak P. CFD Simulation of R134a and R410A Two-Phase Flow in the Vertical Header of Microchannel Heat Exchanger. 2016.
[203]Ren T, Hrnjak P. Pressure drop in round cylindrical headers of parallel flow MCHXs: pressure loss coefficients for single phase flow. International Journal of Refrigeration. 2015;49:119-34.
[204]Li H, Hrnjak P. Heat transfer and pressure drop during evaporation of R134a in microchannel tubes. 2016.
[205]Saleem A, Kim M-H. Air-side thermal hydraulic performance of microchannel heat exchangers with different fin configurations. Applied Thermal Engineering. 2017;125:780-9.
[206]Tran N ,Chang Y-J, Teng J-T, Greif R. Enhancement heat transfer rate per unit volume of microchannel heat exchanger by using a novel multi-nozzle structure on cool side. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2017;109:1031-43.
[207]Ghule K, Soni M. Numerical heat transfer analysis of wavy micro channels with different cross sections. Energy Procedia. 2017;109:471-8.
[208]Kwon B, Maniscalco NI, Jacobi AM, King WP. High power density air-cooled microchannel heat exchanger. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2018;118:1276-83.
[209]RAMETTA RS, BOENG J, MELO C. Theoretical and Experimental Evaluation of Microchannel Condensers Applied to Household Refrigerators. International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Purdue University2018.
[210]Li J, Hrnjak P. Design for Microchannel Condensers with Separation Circuiting. International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Purdue University2018.
[211]Li J, Hrnjak P. Separation in condensers as a way to improve efficiency .International journal of refrigeration. 2017;79:1-9.
[212]Li J, Hrnjak P. Improvement of condenser performance by phase separation confirmed experimentally and by modeling. International Journal of Refrigeration. 2017;78:60-9.
[213]Li J, Hrnjak P. Separation of Liquid and Vapor in Header of MCHE. 2016.
[214]Zanetti E, Azzolin M, Brtolin S, Rusato G, Del Col D. Design And Testing Of a Microchannel Heat Exchanger Working As Condenser And Evaporator. International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Purdue University2018.
[215]Lawrence N, Elbel S. Numerical investigation of the effect of microchannel evaporator design and operation on the improvement potential of ejector refrigeration cycles. Energy. 2018;164:21-34.
[216]Hasis FBA, Krishna PM, Aravind G, Deepu M, Shine S. Thermo hydraulic performance analysis of twisted sinusoidal wavy microchannels. International Journal of Thermal Sciences. 2018;128:124-36.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

[217]Wu C, Li J. Numerical simulation of flow patterns and the effect on heat flux during R32 condensation in microtube. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2018;121:265-74.
[218]Zhao Z, Zhang Y, Chen X, Ma X, Yang S, Li S. A numerical study on condensation flow and heat transfer of refrigerant in minichannels of printed circuit heat exchanger. International Journal of Refrigeration. 2019;102:96-111.
[219]Gu X, Wen J, Zhang X, Wang C, Wang S. Effect of tube shape on the condensation patterns of R1234ze (E) in horizontal mini-channels. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2019;131:121-39.
[220]Redo MA, Jeong J, Giannetti N, Enoki K, Yamaguchi S, Saito K, et al. Characterization of two-phase flow distribution in microchannel heat exchanger header for air-conditioning system. Experimental Thermal and Fluid Science. 2019;106:183-93.
[221]Zhang J-F, Jia L, Yang W-W, Taler J, Oclon P. Numerical analysis and parametric optimization on flow and heat transfer of a microchannel with longitudinal vortex generators. International Journal of Thermal Sciences. 2019;141.21-211:
[222]Cao H, Vanapalli S, Holland H, Vermeer C, ter Brake H. Heat transfer and pressure drop in microchannels with isotropically etched pillars at sub-ambient temperatures. International Journal of Refrigeration. 2019;98:334-42.
[223]Liu X, Zhang H, Zhu C, Wang F, Li Z. Effects of structural parameters on fluid flow and heat transfer in a serpentine microchannel with fan-shaped reentrant cavities. Applied Thermal Engineering. 2019;151:406-16.
[224]Kumar P. Numerical investigation of fluid flow and heat transfer in trapezoidal microchannel with groove structure. International Journal of Thermal Sciences. 2019;136:33-43.
[۲۲۵] احمدی ا, مولایی نژاد م, صادقی س, موسوی س. بررسی عددی میزان انتقال حرارت نانو سیال ها در میکرو کانال. چهارمین همایش بین المللی مبدلهای گرمایی: هم اندیشان انرژی کیمیا; ۱۳۹۱.
[۲۲۶] باقری ص, کهنسال واجارگاه م. بررسی عددی تاثیر جنس پین فین و نوع سیال خنک کاری، بر میزان خنک کاری در میکروهیت سینک های قطعات الکترونیکی. همایش ملی مدلسازی و پژوهش های نوین در مهندسی مکانیک: دانشگاه آزاداسلامی واحد لنگرود; ۱۳۹۷.
[۲۲۷] جمالی عا. تحلیل شرایط خنک سازی میکروکانال ها توسط جریان مایع. دومین همایش بین المللی مبدلهای گرمایی در صنایع نفت و انرژی: هم اندیشان انرژی کیمیا; ۱۳۸۹.
[۲۲۸] جوادپور س. آنالیز حساسیت خواص فیزیکی و جریان نانو سیال بر روی نرخ انتقال حرارت در یک میکرو کانال با شیار های مثلثی. اولین کنفرانس ملی شیمی کاربردی و نانوشیمی: مجتمع آموزش عالی گناباد; ۱۳۹۷.
[۲۲۹] حسن عز. شبیه‌سازی عددی و بهینه‌سازی یک میکروکانال تحت جریان یک نانوسیال: دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی; ۱۳۹۵.
[۲۳۰] کارگر شریف آباد ه, نظری تلخابی ا, عباسی گراوند م. طراحی، ساخت و بررسی توان میکرومبدل حرارتی با نانوسیال. اولین کنفرانس علوم حرارتی ایران. دانشگاه آزاد اسلامی مشهد: دانشگاه آزاد اسلامی مشهد; ۱۳۸۹.
[۲۳۱] متقی زاده م, عظیمیان ا, طغرایی د. بررسی خنک کاری قطعات الکترونیکی توسط میکرو کانال سه لایه مستطیلی با استفاده از نانو سیال در جریان آرام. هشتمین همایش ملی مهندسی مکانیک: دانشگاه آزاد اسلامی واحد خمینی شهر; ۱۳۹۴.
[۲۳۲] نجاتی س, نیکیان م, عطفی ا. شبیه سازی انتقال حرارت در میکروکانال حاوی نانو لوله کربنی. همایش ملی مدلسازی و پژوهش های نوین در مهندسی مکانیک: دانشگاه آزاداسلامی واحد لنگرود; ۱۳۹۷.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

[233]Rahman M, Gui F. Design, fabrication, and testing of microchannel heat sinks for aircraft avionics cooling. INTERSOCIETY ENERGY CONVERSION ENGINEERING CONFERENCE :AMERICAN NUCLEAR SOCIETY; 1993. p. 1.-.
[234]Urbanek W, Zemel JN, Bau H. An investigation of the temperature dependence of Poiseuille numbers in microchannel flow. Journal of Micromechanics and microengineering. 1993;3:206.
[235]Wilding P, Pfahler J ,Bau HH, Zemel JN, Kricka LJ. Manipulation and flow of biological fluids in straight channels micromachined in silicon. Clinical Chemistry. 1994;40:43-7.
[236]Peng X, Peterson G, Wang B. Frictional flow characteristics of water flowing through rectangular microchannels. Experimental Heat Transfer An International Journal. 1994;7:249-64.
[237]Liu J, Tai Y-C, Pong C-MH-C. MEMS for pressure distribution studies of gaseous flows in microchannels. Proceedings IEEE Micro Electro Mechanical Systems 1995: IEEE .1995 ;p. 209.
[238]Yu D. An experimental and theoretical investigation of fluid flow and heat transfer in microtubes. ASME/JSME Thermal Engineering Conference1995.
[239]Nguyen N, Bochnia D, Kiehnscherf R, Dötzel W. Investigation of forced convection in microfluid systems. Sensors and Actuators A: Physical. 1996;55:49-55.
[240]Shih JC. Monatomic and polyatomic gas flow through uniform microchannels. ASME MEMS DSC. 1996;59:197-203.
[241]Arkilic EB, Schmidt MA, Breuer KS. Gaseous slip flow in long microchannels. Journal of Microelectromechanical systems. 1997;6:167-78.
[242]Harms TM, Kazmierczak M, Gerner FM, Hölke A, Henderson H, Pilchowski J, et al. Experimental investigation of heat transfer and pressure drop through deep microchannels in a (110) silicon substrate. ASME-PUBLICATIONS-HTD. 1997;351:347-57.
[243]Mala GM, Li D, Dale J. Heat transfer and fluid flow in microchannels. International Journal of Heat and Mass Transfer. 1997;40:3079-88.
[244]Richter M, Woias P, Weiβ D. Microchannels for applications in liquid dosing and flow-rate measurement. Sensors and Actuators A: Physical. 1997;62:480-3.
[245]Vidmar RJ, Barker RJ. Microchannel cooling for a high-energy particle transmission window, an RF transmission window, and VLSI heat dissipation .IEEE Transactions on Plasma Science. 1998;26:1031-43.
[246]Adams T, Dowling M, Abdel-Khalik S, Jeter S. Applicability of traditional turbulent single-phase forced convection correlations to non-circular microchannels. International Journal of Heat and Mass Transfer. 1999;42:4411-5.
[247]Mala GM, Li D. Flow characteristics of water in microtubes. International journal of heat and fluid flow. 1999;20:142-8.
[248]Papautsky I, Brazzle J, Ameel T, Frazier AB. Laminar fluid behavior in microchannels using micropolar fluid theory. Sensors and actuators A: Physical. 1999;73:101-8.
[249]Pfund D, Rector D, Shekarriz A, Popescu A, Welty J. Pressure drop measurements in a microchannel. AIChE Journal. 2000;46:1496-507.
[250]Xu B, Ooti K, Wong N, Choi W. Experimental investigation of flow friction for liquid flow in microchannels. International Communications in Heat and Mass Transfer. 2000;27:1165-76.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

[251]Araki T, Kim MS, Iwai H, Suzuki K. An experimental investigation of gaseous flow characteristics in microchannels. Microscale Thermophysical Engineering. 2002;6:117-30.
[252]Judy J. Liquid flow pressure drop in microtubes. Proc of the Int Conference on Heat Transfer and Transport Phenomena in Microscale, 20002000. p. 15-20.
[253]Rahman MM. Measurements of heat transfer in microchannel heat sinks. International Communications in Heat and Mass Transfer. 2000;27:495-506.
[254]Tso C, Mahulikar S. Experimental verification of the role of Brinkman number in microchannels using local parameters. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2000;43:1837-49.
[255]Ghiaasiaan S, Laker T. Turbulent forced convection in microtubes. International journal of heat and mass transfer. 2001;44:2777-82.
[256]Jiang P-X, Fan M-H, Si G-S, Ren Z-P. Thermal–hydraulic performance of small scale micro-channel and porous-media heat-exchangers. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2001;44:1039-51.
[257]Ren L, Qu W, Li D. Interfacial electrokinetic effects on liquid flow in microchannels. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2001;44:3125-34.
[258]Chung PM-Y, Kawaji M, Kawahara A. Characteristics of single-phase flow in microchannels. ASME 2002 Joint US-European Fluids Engineering Division Conference: American Society of Mechanical Engineers; 2002. p. 12.28-19
[259]Gao P, Le Person S, Favre-Marinet M. Hydrodynamics and heat transfer in a two-dimensional microchannel. International Heat Transfer Conference Digital Library: Begel House Inc.; 2002.
[260]Hegab HE, Bari A, Ameel T. Friction and convection studies of R-134a in microchannels within the transition and turbulent flow regimes. Experimental Heat Transfer. 2002;15:245-59.
[261]Kandlikar SG. Fundamental issues related to flow boiling in minichannels and microchannels. Experimental Thermal and Fluid Science. 2002;26:389-407.
[262]Kang S-W, Chen Y-T, Chang G-S. The manufacture and test of (110) orientated silicon based micro heat exchanger. 淡江理工學刊. 2002;5:129-36.
[263]Maynes D, Webb A. Velocity profile characterization in sub-millimeter diameter tubes using molecular tagging velocimetry. Experiments in Fluids. 2002;32:3-15.
[264]Toh K, Chen X, Chai J. Numerical computation of fluid flow and heat transfer in microchannels. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2002;45:5133-41.
[265]Turner SE, Sun H, Faghri M, Gregory OJ. Gas flow through smooth and rough microchannels. International Heat Transfer Conference Digital Library: Begel House Inc.; 2002.
[266]Han Y-B, Hwang YW, Kim YJ, Kim M, Kang Y, Cho Y. An experimental study on evaporative heat transfer in a microtube with R-134a. 2002.
[267]Li Z-X. Experimental study on flow characteristics of liquid in circular microtubes. Microscale Thermophysical Engineering. 2003;7:253-65.
[268]Guo Z-Y, Li Z-X. Size effect on microscale single-phase flow and heat transfer. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2003;46:149-59.
[269]Bucci A, Celata G, Cumo M, Serra E, Zummo G. Fluid flow and single-phase flow heat transfer of water in capillary tubes. Proceedings of the International Conference on Minichannels and Microchannels2003.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

[270]Kandlikar SG, Joshi S, Tian S. Effect of surface roughness on heat transfer and fluid flow characteristics at low Reynolds numbers in small diameter tubes. Heat Transfer Engineering. 2003;24:4-16.
[271]Lee P-S, Garimella SV. Experimental investigation of heat transfer in microchannels. ASME 2003 Heat Transfer Summer Conference: American Society of Mechanical Engineers; 2003. p. 391-7.
[272]Tu X, Hrnjak P. Experimental investigation of single-phase flow pressure drop through rectangular microchannels. ASME 2003 1st International Conference on Microchannels and Minichannels: American Society of Mechanical Engineers; 2003. p. 257-67.
[273]Wu H, Cheng P. An experimental study of convective heat transfer in silicon microchannels with different surface conditions. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2003;46:2547-56.
[274]Baviere R, Ayela F, Le Person S, Favre-Marinet M. An experimental study of water flow in smooth and rough rectangular micro-channels. ASME 2004 2nd International Conference on Microchannels and Minichannels: American Society of Mechanical Engineers; 2004. p. 221-8.
[275]Cui H-h, Silber-Li Z-h, Zhu S-n. Flow characteristics of liquids in microtubes driven by a high pressure. Physics of fluids. 2004;16:1803-10.
[276]Sharp KV, Adrian RJ. Transition from laminar to turbulent flow in liquid filled microtubes. Experiments in fluids. 2004;36:741-7.
[277]Fei P, Hrnjak P. Adiabatic developing two-phase refrigerant flow in manifolds of heat exchangers. Air Conditioning and Refrigeration Center. College of Engineering …; 2004.
[278]Jokar A, Hosni MH, Eckels SJ. Correlations for Heat Transfer and Pressure Drop of Glycol-Water and Air Flows in Minichannel Heat Exchangers. ASHRAE transactions. 2005;111.
[279]Hetsroni G, Mosyak A, Pogrebnyak E, Yarin L. Fluid flow in micro-channels. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2005;48:1982-98.
[280]Kohl M, Abdel-Khalik S, Jeter S, Sadowski D. An experimental investigation of microchannel flow with internal pressure measurements. International journal of heat and mass transfer. 2005;48:1518-33.
[281]Yang W-h, Zhang J-z, Cheng H-e. The study of flow characteristics of curved microchannel. Applied Thermal Engineering. 2005;25.907-1894:
[282]Rands C, Webb B, Maynes D. Characterization of transition to turbulence in microchannels. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2006;49:2924-30.
[283]Steinke ME, Kandlikar SG. Single-phase liquid friction factors in microchannels. ASME 3rd International Conference on Microchannels and Minichannels: American Society of Mechanical Engineers; 2005. p. 291-302.
[284]Yun R, Hwang Y, Radermacher R, Zecirovic R. Comparison of performance of a residential air-conditioning system using microchannel and fin-and-tube heat exchanger. 2006.
[285]Caney N, Marty P, Bigot J. Friction losses and heat transfer of single-phase flow in a mini-channel. Applied thermal engineering. 2007;27:1715-21.
[286]Xiong R, Chung JN. Flow characteristics of water in straight and serpentine micro-channels with miter bends. Experimental Thermal and Fluid Science. 2007;31:805-12.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

[287]Celata G, Cumo M, McPhail S, Tesfagabir L, Zummo G. Experimental study on compressible flow in microtubes. International Journal of Heat and Fluid Flow. 2007;28:28-36.

[288]Qi S, Zhang P, Wang R, Xu L. Single-phase pressure drop and heat transfer characteristics of turbulent liquid nitrogen flow in micro-tubes. International journal of heat and mass transfer. 2007;50:1993-2001.

[289]Tang G, Li Z, He Y, Tao W. Experimental study of compressibility, roughness and rarefaction influences on microchannel flow. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2007;50:2282-95.

[290]Jung J-Y, Kwak H-Y. Fluid flow and heat transfer in microchannels with rectangular cross section. Heat and Mass Transfer. 2008;44:1041-9.

[291]Park HS, Punch J. Friction factor and heat transfer in multiple microchannels with uniform flow distribution. International Journal of Heat and Mass Transfer. 200.43-51:4535;8

[292]Jiang J, Hao Y, Shi M. Fluid flow and heat transfer characteristics in rectangular microchannels. Heat Transfer—Asian Research: Co-sponsored by the Society of Chemical Engineers of Japan and the Heat Transfer Division of ASME. 2008;37-197: .207

[293]Bell IH, Groll EA. Air-side particulate fouling of microchannel heat exchangers: experimental comparison of air-side pressure drop and heat transfer with plate-fin heat exchanger. Applied Thermal Engineering. 2011;31:742-9.

[294]Huang L, Lee MS, Saleh K, Aute V, Radermacher R. A computational fluid dynamics and effectiveness-NTU based co-simulation approach for flow mal-distribution analysis in microchannel heat exchanger headers. Applied Thermal Engineering. 2014;65:447-57.

[295]Bacellar D, Aute V, Radermacher R. CFD-based correlation development for air side performance of finned and finless tube heat exchangers with small diameter tubes. 2014.

[296]Zou Y, Hrnjak PS. Single-phase flow pressure drop of R134a vapor and liquid in the vertical header of multi-pass microchannel heat exchanger. 2014.

[297]Bigi AA, Cremaschi L, Fisher DE. Modeling of lubricant effects in a microchannel type condenser. 2014.

[298]Zou Y, Hrnjak PS. Comparison and generalization of R410A and R134a distribution in the microchannel heat exchanger with the vertical header. Science and Technology for the Built Environment. 2015;21:555-63.

[299]Li H, Hrnjak P. Effect of Channel Geometries on Flow Reversal in Microchannel Evaporators. 2016.

[300]Mudiki TSN. Study of pressure drop and heat transfer in micro channel branch with varying bifurcation angle, aspect ratio, and temperature: Wichita State University; 2017.

[301]Erbay LB, Uğurlubilek N, Altun Ö, Doğan B. Numerical investigation of the air-side thermal hydraulic performance of a louvered-fin and flat-tube heat exchanger at low Reynolds numbers. Heat Transfer Engineering. 2017;38:627-40.

[۳۰۲] رحیمی ش, هاشمی ر. مطالعه ی عددی تاثیر شکل سازه بر جریان سیال و انتقال حرارت درمیکروکانال های خنک کننده. چهارمین کنفرانس بین المللی یافته های نوین علوم و تکنولوژی: مرکز مطالعات و تحقیقات اسلامی سروش حکمت مرتضوی; ۱۳۹۶.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

[303]Gaku H. Study of Micro Channel Heat Exchanger for Automotive Heat Pump System. International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Purdue University2018.
[304]Li H, Hrnjak P. Heat transfer coefficient, pressure drop, and flow visualization of R1234ze (E), and R1234yf in microchannel tube. International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Purdue University2018.
[305]Mundinger DC, Worland DP. Modular microchannel heat exchanger, Patent No. US5727618. Google Patents; 1998.
[306]Bergman MO, Cawley RE, Hancock SS. Heat exchanger having microchannel tubing and spine fin heat transfer surface, Patent No. US5967228. Google Patents.1999 ;
[307]Tonkovich ALY, Roberts GL, Call CJ, Wegeng RS, Wang Y. Active microchannel heat exchanger, Patent No. US6200536. Google Patents; 2001.
[308]Shembekar AR, Gawthrop PR. Extruded microchannel heat exchanger, Patent No. US6467535. Google Patents.2002 ;
[309]Philpott MI, Shannon MA, Selby JC. Flexible microchannel heat exchanger, Patent No. US6827128. 2004.
[310]Pokharna H, Prasher R. Folded fin microchannel heat exchanger, Patent No. WO2005067038A1. Google Patents; 2005.
[311]Merkys JP, McAlpine D, Seaman SA, Street NE. Microchannel condenser assembly, Patent No. US6988538B2. Google Patents; 2006.
[312]Lovette J, Zhou P, Shook JG. Multi-level microchannel heat exchangers, Patent No. US7156159. Google Patents; 2007.
[313]Breiding PJ, Caronna C. Microchannel heat exchanger, Patent No. US20080078198. Google Patents; 2008.
[314]Golecki I. Microchannel heat exchanger fabricated by wire electro-discharge machining, Patent No. US20090313829. Google Patents; 2009.
[315]Alahyari AA, Farzad M. Microchannel heat exchanger, Patent No. US20100263847. Google Patents; 2010.
[316]Tankovich et al. Process and apparatus employing microchannel process technology, Patent No. AU2009302276B2. 2009.
[317]Schrader TJ, Spearing IG. Laminated sheet manifold for microchannel heat exchanger, Patent No. WO2009105454A2. Google Patents; 2009.
[318]BERNARDINELLO S, BOTTAZZO A. Heat Exchanger, Patent No. WO2010125017A1. Google Patents; 2010.
[319]Wang Y, Tonkovich AL, Mazanec T, Daly FP, VanderWiel D, Hu J, et al. Microchannel reactor, Patent No. US7722833. Google Patents; 2010.
[320]Kirkwood AC. Microchannel heat exchanger including multiple fluid circuits, Patent No. US20110030420. Google Patents; 2011.
[321]Taras MF, Lifson A, Kirkwood AC. Integrated multi-circuit microchannel heat exchanger, Patent No. US20110056667. Google Patents; 2011.
[322]Hall GD, De Jong RS. Cooling system with microchannel heat exchanger, Patent No. US20110168362. Google Patents; 2011.
[323]Kelly JT, Saha C. Microchannel Heat Exchangers and Reactors, Patent No. US20120261104. Google Patents; 2012.
[324]Anderson TD. Microchannel hybrid evaporator, Patent No. US20120291998. Google Patents; 2012.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

[325]Bergh CJ. Formed Microchannel Heat Exchanger with Multiple Layers, Patent No. US10001325B2. Google Patents; 2018.
[326]Wan H, Li J. Kind of microchannel heat exchanger, Patent No. US20130056189. Google Patents; 2013.
[327]Taras MF, Joardar A, Esformes JL, Mehendale SS. Microchannel heat exchanger fin, Patent No. US20130153174. Google Patents; 2013.
[328]Fritz SL, DeKam MJ. Microchannel heat exchanger, Patent No. US20130213073. Google Patents; 2013.
[329]Tonkovich AL, Qiu D, Long RQ, Yang BL, Yuschak T, Perry ST. Microchannel with internal fin support for catalyst or sorption medium, US8580211B2. Google Patents; 2013.
[330]Schon SG. Heat pipes incorporating microchannel heat exchangers, Patent No. AU2014250674B2. 2014.
[331]Means SA. Microchannel Heat Exchanger, Patnet No. US20140224460A1. Google Patents; 2014.
[332]Hancock SS. Charge Tolerant Microchannel Heat Exchanger, Patent No. US20150192371. Google Patents; 2015.
[333]Loebig JC, DeJulio ER. Microchannel heat exchangers for gas turbine intercooling and condensing, Patent No. US20160177829. Google Patents; 2016.
[334]Tonkovich ALY, Litt RD, Werner TM, Yang B. Integrated microchannel synthesis and separation, Patent No. US9643151B2. Google Patents; 2017.
[335]Meng WJ, Mei F. Metal-based microchannel heat exchangers made by molding replication and assembly, Patent No. US9891006B2 .Google Patents; 2018.
[336]Troutman S, Jentzsch C, Atkinson D, Harry L. Microchannel coil spray system, Patent No. US20170082331A1. Google Patents; 2017.
[337]Adomat B. System for cooling a fluid with a microchannel evaporator, Patent No. US2017011506 .6Google Patents; 2017.
[338]Denkenberger DC. Microchannel expanded heat exchanger, Patent No. US9618278B2. Google Patents; 2017.
[339]Taras MF, Sienel TH, Saito K, Joardar A, Poplawski BJ. Low refrigerant charge microchannel heat exchanger, Patent No .EP3183528B1. 2017.
[340]Schon S. Microchannel evaporators with reduced pressure drop, Patent No. US2017029939. 2017.
[341]Taras MF. Microchanel heat exchanger evaporator, Patent No. EP3120097A1. Google Patents; 2017.
[342]Taras MF, Lifson A. Pressure spike reduction for refrigerant systems incorporating a microchannel heat exchanger, Patent No. US10107535B2. Google Patents; 2018.
[343]Kaijian W. Microchannel heat exchanger, Patent No. US20180259273. Google Patents; 2018.
[344]Miller RT, Schon S. Laminated microchannel heat exchangers, Patent No. US20190063848. Google Patents; 2019.
[345]Saito K, Taras MF. Multipass microchannel heat exchanger, Patent No. US20190107313. Google Patents; 2019.
[346]Sathyamurthi V. Microchannel heat exchanger, Patent No. US20190162455. Google Patents; 2019.
[347]Huan J, Yubao L. Heat Exchanger, Patent No. USD787033. Danfoss; 2017.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

[348]Junfent J. Heat Exchanger, Patent No. USD827795. Danfoss Microchannel Heat Exchnager; 2018.
[349]Huan J, Junfent J. Heat Exchanger ,Patent No. USD828910. Danfoss Microchannel Heat Exchanger; 2018.
[350]Junfent J. Heat Exchanger, Patent No. USD839404. Danfoss Microchannel Heat Exchnager; 2019.
[351]Huan J, Junfent J. Heat Exchanger, Patent No. USD844763. Danfoss Microchannel Heat Exchanger; 2019.
[352]Huan J, Junfent J. Heat Exchanger, Patent No. USD849215. Danfoss Microchannel Heat Exchanger; 2019.
[353]Huan J, Junfent J. Heat Exchanger, Patent No. USD849216. Danfoss Microchannel Heat Exchanger; 2019.
[354]Kawamura T, Shiraishi T, Oda M. Microchannel, Patent No. JP2006272231A. Google Patents; 2006.
[355]인슬리토마스아이.존스톤레이몬드피. Microchanneled heat exchanger, Patent No. KR20010052935A (Korean). Google Patents; 2016.
[356]Patentanwälte Bressel und Partner. Microchannel heat exchanger ,Patent No. DE202007013574U1. Google Patents; 2007.
[357]Vetrovec J, Tran TH. Microchannel heat exchanger, Patent No. US7766075B2. Google Patents; 2010.
[358]Jarosch K, Tonkovich AL, Hesse DJ, Daymo E, Perry ST, Silva LJ. Fluidization and Solids Processing In Microchannel Devices, Patent No. US20110039955A1. Google Patents; 2011.
[359]Urieli I, alam K. Microchannel fin heat exchanger, Patent No. WO2011056860A1. Google Patents; 2011.
[360]Wu X, Wang J, Zhong G, Guo Y, Deng G. Microchannel Heat Exchanger, Patent No. WO2014205799A1. Google Patents; 2014.
[361]Joardar A. Frost tolerant microchannel heat exchanger, Patent No. US20160177829. Google Patents; 2016.
[362]Sole JD, Bustamante JG, Laun FF, Scaringe RP. Two-phase fluid flow distributor and method for parallel microchannel evaporators and condensers, Patent No. US10048024B1. Google Patents; 2018.
[363]峰正 大. Microchannel heat exchanger, Patent No. JP2019007657A. Google Patents; 2019.
[364]胡文举胡鹏程徐荣吉高岩. Microchannel heat exchanger, Patent No. CN109764697A (Chinese). Google Patents; 2019.
[365]Nacke R, Northcutt B, Mudawar I. Theory and Experimental Validation of Cross-Flow Micro-Channel Heat Exchanger Module With Reference to High Mach Aircraft Gas Turbine Engines. International Journal of Heat Mass Transfer. 2011;54:1224-35.
[366]Northcutt B, Mudawar I. Enhanced design of cross-flow microchannel heat exchanger module for high-performance aircraft gas turbine engines. Journal of Heat Transfer. 2012;134:061801.
[367]Schmitt DW, Agar F, Platte S ,Buijssen B, Pawlowski M. Ceramic plate heat exchanger for heterogeneous gas-phase reactions. Chemical Engineering Technology. 2005;28:337-43.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

[368]Ponyavin YT, Chen AE, Hechanova M. Numerical modeling of compact high temperature heat exchanger and chemical decomposer for hydrogen production. Heat Mass Transfer. 2008;44:1379-89.
[369]Mei FH, Parida PR, Jiang J, Meng WJ, Ekkad SV. Fabrication, assembly, and testing of Cuand Al-based microchannel heat exchangers. Journal of Microeletromechanic System. 200.81–17:869;8
[370]Parrino M, Parola A, Dentis L. A high efficiency mechanically assembled aluminum radiator with real flat tubes. SAE Technical Paper Series 1994.
[371]Webb R, Farrell P. Improved thermal and mechanical design of copper/brass radiators .SAE Technical Paper Series 1990.
[372]Harris C, Despa M, Kelly K. Design and fabrication of a cross flow micro heat. Journal of Microelectromechanics Systems. 2000;9:502-8.
[373]Pettersen J, Hafner A, Skaugen G, Rekstad H. Development of compact heat exchangers for CO2 air-conditioning systems. Int J Refrigeration. 1998;21:180-93.
[374]Murphy DM, Rosen B, Blasi J, Sullivan NP, Kee RJ, Hartmann M, et al. Ceramic microchannel heat exchanger and reactor for SOFC applications. ECS Trans. 2011;35:2835–43.
[375]Marquardt ED, Radebaugh R, Dobak J. A cryogenic catheter for treating heart arrhythmia. Adv Cryog Eng. 1998;43:903-10.
[376]Baek S, Kim J, Jeong S. Micro channel heat exchanger for LNG-FPSO application. Proceedings of 9th ISOPE Pacific/Asia offshore Mechanics Symposium. Korea2010.
[377]Baummer T, Cetegen E, Ohadi M, Dessiatoun S. Force fed evaporation and condensation utilizing advanced micro-structured surfaces and micro-channels. Microelectron Journal. 2008;39:975-80.
[378]Jha V, Ohadi M, Dessiatoun S, Shooshtari A, Al-Hajri E. High performance micro-grooved evaporative heat transfer surface for low grade waste heat recovery applications. InterPACK. Portland, Oregon2011.
[379]Youn YJ, Kim SJ. Fabrication and evaluation of a silicon-based micro pulsating heat spreader. Sens Actuators. 2012;174:189-97.
[380]Lim HT, Kim SH, Im HD, Oh KH, Jeong SH. Fabrication and evaluation of a copper flat micro heat pipe working under adverse-gravity orientation. J Micromech Microeng. 2008;18.
[381]Carrier .https://www.carrier.com/building-solutions/en/tw/products/commercial-products/chillers/19xr-19xrv-19re./
[۳۸۲] مرتضوی ح, شعبانی ا, هریس ا. تأسیسات برودتی. شرکت چاپ و نشر کتاب‌های درسی ایران. ۱۳۹۷.
[383]Danfoss Industries Pvt. Ltd. https://www.danfoss.com/en./
[384]Goldstone HVACR Inc (GSI). http://micro-channels.com/micro-channel-heat-exchangers/micro-channels./
[385]Shanghai Shenglin M&E Technology Co. http://www.shenglin-tech.com./
[386]Hangzhou ECOFREE Trading Co. L. https://ecofree.manufacturer.globalsources.com/si/6008852471823/Homepage.htm.
[387]Sanhua Company. https://www.sanhuaeurope.com/en.
[388]Zhejiang SunCo Heat Exchange System Co. Ltd. http://www.china-sunco.com.
[389]EVAPCO Alcoil. https://www.evapco-alcoil.com.
[390]Bergman TL, Incropera FP, DeWitt DP, Lavine AS. Fundamentals of heat and mass transfer: John Wiley & Sons; 2011.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

[391]Kays WM, London AL, Eckert E. Compact heat exchangers. American Society of Mechanical Engineers Digital Collection; 1960.
[392]Kim M-H, Lee SY, Mehendale SS, Webb RL. Microchannel heat exchanger design for evaporator and condenser applications. Advances in heat transfer. 2003;37:297-430.
[393]Cornwell K, Kew PA. Boiling in small parallel channels. Energy Efficiency in Process Technology: Springer; 199 .3p. 624-38.
[394]Mehendale S, Jacobi AM, Shah R. Fluid flow and heat transfer at micro-and meso-scales with application to heat exchanger design. Applied Mechanics Reviews. 2000;53:175-93.
[395]Peng X-F, Wang B-X. Liquid flow and heat transfer in microchannels with/without phase change. International Heat Transfer Conference Digital Library: Begel House Inc.; 1994.
[396]Olsson C, Sunden B. Pressure drop characteristics of small-sized tubes. ASME Paper. 1994;94:1-12.
[397]Hartnett JP, Kostic M. Heat transfer to Newtonian and non-Newtonian fluids in rectangular ducts. Advances in heat transfer: Elsevier; 1989. p. 247-356.
[398]Mishima K, Hibiki T, Nishihara H. Some characteristics of gas-liquid flow in narrow rectangular ducts. International Journal of Multiphase Flow. 1993;19:115-24.
[399]Wambsganss M, Jendrzejczyk J, France D, Obot N. Frictional pressure gradients in two-phase flow in a small horizontal rectangular channel. Experimental Thermal and Fluid Science. 1992;5:40-56.
[400]H. Lee SL-I" .Pressure drop correlations for two-phase flow within horizontal rectangular channels with small heights .",journal of multiphase flow. 2001.
[401]Yan Y-Y, Lio H-C, Lin T-F. Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a plate heat exchanger. International Journal of Heat and Mass Transfer. 1999;42:993-1006.
[402]Wilmarth T, Ishii M. Interfacial area concentration and void fraction of two-phase flow in narrow rectangular vertical channels. Journal of fluids engineering. 1997;1.22-19:916
[403]Kakac S, Yener Y, Pramuanjaroenkij A. Convective heat transfer: CRC press; 2013.
[404]Wambsganss M, France D, Jendrzejczyk J, Tran T. Boiling heat transfer in a horizontal small-diameter tube. Journal of heat transfer. 1993;115:963-72.
[405]Tran T, Wambsganss M, France D. Small circular-and rectangular-channel boiling with two refrigerants. International Journal of Multiphase Flow. 1996;22:485-98.
[406]Yan Y-Y, Lin T-F. Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a small pipe. International Journal of Heat and Mass Transfer. 1998;41:4183-94.
[407]Wambsganss M, Jendrzejczyk J, France D. Two-phase flow patterns and transitions in a small, horizontal, rectangular channel. International Journal of Multiphase Flow.42-17:327;1991 .
[408]Suo M, Griffith P. Two-phase flow in capillary tubes. Journal of Basic Engineering. 1964;86:576-82.
[409]Ghiaasiaan S, Abdel-Khalik S. Two-phase flow in microchannels. Advances in heat transfer: Elsevier; 2001. p. 145-254.
[410]Mishima K, Hibiki T. Some characteristics of air-water two-phase flow in small diameter vertical tubes. International journal of multiphase flow. 1996;22:703-12.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

[411]Taitel Y, Dukler AE. A model for predicting flow regime transitions in horizontal and near horizontal gas-liquid flow. AIChE journal. 1976;22:47-55.
[412]Barnea D, Luninski Y, Taitel Y. Flow pattern in horizontal and vertical two phase flow in small diameter pipes. The Canadian Journal of Chemical Engineering. 1983;61:617-20.
[413]Wilmarth T, Ishii M. Two-phase flow regimes in narrow rectangular vertical and horizontal channels. International Journal of Heat and Mass Transfer. 1994;37:1749-58.
[414]Yang C, Webb R. Condensation of R-12 in small hydraulic diameter extruded aluminum tubes with and without micro-fins. International Journal of Heat and Mass Transfer. 1996;39:791-800.
[415]Akers W, Deans H, Crosser O. Condensing heat transfer within horizontal tubes. Chem Eng Progr. 1958;54.
[416]Yan Y-Y, Lin T-F. Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a small pipe. International journal of heat and mass transfer. 1999;42:697-708.
[417]Webb RL, Ermis K. Effect of hydraulic diameter on condensation of R-134a in flat, extruded aluminum tubes. Journal of Enhanced Heat Transfer. 2001;8.
[418]Newell T, Shah R. An assessment of refrigerant heat transfer, pressure drop, and void fraction effects in microfin tubes. HVAC&R Research. 2001;7:125-53.
[419]Yang C, Webb R. Friction pressure drop of R-12 in small hydraulic diameter extruded aluminum tubes with and without micro-fins. International Journal of Heat and Mass Transfer. 1996;39:801-9.
[420]Yang C-Y, Webb R. A predictive model for condensation in small hydraulic diameter tubes having axial micro-fins. Journal of heat transfer. 1997;119:776-82.
[421]Kim M-H, Bullard CW. Performance evaluation of a window room air conditioner with microchannel condensers. Journal of energy resources technology. 2002;124:47-55.
[422]JACOBI AM, SHAH RK. Air-Side Flow and Heat Transfer in Compact Heat Exchangers: A Discussion of Enhancement Mechanisms. Heat Transfer Engineering. 1998;19:29-41.
[423]Chang Y-J, Wang C-C. A generalized heat transfer correlation for Iouver fin geometry. International Journal of heat and mass transfer.44-40:533;1997 .
[424]Webb RL, Kim N. Enhanced heat transfer. Taylor and Francis, NY. 2005.
[425]Beauvais F. An aerodynamic look at automotive radiators. SAE Technical Paper; 1965.
[426]Webb RL, Trauger P. How structure in the louvered fin heat exchanger geometry. Experimental Thermal and Fluid Science. 1991;4:205-17.
[427]Achaichia A, Cowell T. A finite difference analysis of fully developed periodic laminar flow in inclined louvered arrays. Proceedings of the Second UK National Conference on Heat Transfer1988. p. 883-92.
[428]Sahnoun A, Webb R. Prediction of heat transfer and friction for the louver fin geometry. Journal of heat transfer. 1992;114:893-900.
[429]Cowell T, Heikal M, Achaichia A. Flow and heat transfer in compact louvered fin surfaces. Experimental Thermal and Fluid Science. 1995;10:192-9.
[430]Bellows K. Flow visualization of louvered-fin heat exchangers. Air Conditioning and Refrigeration Center. College of Engineering …; 1997.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

[431]DeJong NC, Jacobi A. Flow, heat transfer, and pressure drop interactions in louvered-fin arrays. Air Conditioning and Refrigeration Center. College of Engineering …; 1999.
[432]Tafti D, Zhang X. Geometry effects on flow transition in multilouvered fins–onset, propagation, and characteristic frequencies. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2001;44:4195-210.
[433]Davenport C. Correlation for heat transfer and flow friction characteristics of louvered fin. AIChE Symp Ser1983. p. 19-27.
[434]Davenport CJ. Heat transfer and fluid flow in louvred triangular ducts: Coventry Polytechnic; 1980.
[435]Tura R. Heat transfer and airflow phenomena in multilouvred ducts: Coventry (Lanchester) Polytechnic; 1986.
[436]Achaichia A, Cowell T. Heat transfer and pressure drop characteristics of flat tube and louvered plate fin surfaces. Experimental Thermal and Fluid Science. 1988;1:147-57.
[437]Sunden B, Svantesson J. Correlations of j-and f-factors for multilouvered heat transfer surfaces. Institution of chemical engineers symposium series: Hemsphere Publishing Corporation; 1993. p. 805.-
[438]Chang Y, Wang C, Chang W. Heat transfer and flow characteristics of automotive brazed aluminum heat exchangers. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers …; 1994.
[439]Dillen ER, Webb RL. Rationally based heat transfer and friction correlations for the louver fin geometry. SAE transactions. 1994:600-7.
[440]Webb R, Chang Y-J, Wang C-C. Heat transfer and friction correlations for the louver fin geometry. 1995 Vehicle Thermal Management Systems Conference Proceedings1995. p. 533-41.
[441]Chang Y-J, Wang C-C. Air side performance of brazed aluminum heat exchangers. Journal of Enhanced Heat Transfer. 1996;3.
[442]Chang Y-J-J, Hsu K-C, Lin Y-T, Wang C-C-C. A generalized friction correlation for louver fin geometry. International journal of heat and mass transfer. 2000;43:2237-43.
[443]Kim M-H, Bullard CW. Air-side thermal hydraulic performance of multi-louvered fin aluminum heat exchangers. International Journal of Refrigeration. 2002;25:390-400.
[444]Kim M-H, Bullard CW. Air-side performance of brazed aluminum heat exchangers under dehumidifying conditions. International Journal of refrigeration. 2002;25:924-34.
[445]Aoki H, Shinagawa T, Suga K. An experimental study of the local heat transfer characteristics in automotive louvered fins. Experimental Thermal and Fluid Science. 1989;2:293-300.
[446]Suga K, Aoki H. Numerical study on heat transfer and pressure drop in multilouvered fins. Journal of Enhanced Heat Transfer. 1.2;995
[447]Jeon CD, Lee J. Local heat transfer characteristics of louvered plate fin surfaces. ASHRAE Transactions. 2001;107:338.
[448]Shah MM. A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes. International Journal of heat and mass transfer. 1979;22:547-56.

DOI: 10.30503/nripress.2020.283

[449]Kim S-M, Mudawar I. Universal approach to predicting two-phase frictional pressure drop for adiabatic and condensing mini/micro-channel flows. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2012;55:3246-61.
[450]Chang Y-J, Wang C-C. A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry. International Journal of heat and mass transfer. 1997;40:533-44.
[451]https://www.youtube.com/watch?v=vWuyoXT60q8.
[452]Zhou G, Su L, Cheng Q, Wu L. Investigating performance of microchannel evaporators for automobile air conditioning with different port structures. AIP Advances. 2017;7:085017.
[453]Kandlikar SG. Single-phase liquid flow in minichannels and microchannels. Heat transfer and fluid flow in minichannels and microchannels. 2006;2:103.
[454]Barber R, Emerson D. A numerical study of low Reynolds number slip flow in the hydrodynamic development region of circular and parallel plate ducts: Council for the Central Laboratory of the Research Councils; 2000.
[455]Karniadakis GE, Beskok A. Micro flows: fundamentals and simulation: Springer; 2002.
[456]Kandlikar S, Garimella S, Li D, Colin S, King MR. Heat transfer and fluid flow in minichannels and microchannels. 2nd Edition ed: elsevier; 2014.
[457]Durst F ,Miloievic D, Schönung B. Eulerian and Lagrangian predictions of particulate two-phase flows: a numerical study. Applied Mathematical Modelling. 1984;8:101-15.
[458]Collier JG, Thome JR. Convective boiling and condensation: Clarendon Press; 1994.
[459]Fluent A. Ansys fluent theory guide. ANSYS Inc, USA. 2011;15317:724-46.
[460]Hirt CW, Nichols BD. Volume of fluid (VOF) method for the dynamics of free boundaries. Journal of computational physics. 1981;39:201-25.
[461]Yang Z, Peng X, Ye P. Numerical and experimental investigation of two phase flow during boiling in a coiled tube. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2008;51:1003-16.
[462]Brackbill JU, Kothe DB, Zemach C. A continuum method for modeling surface tension. Journal of computational physics. 1992;100:335-54.
[463]Popescu T, Marinescu M, Pop H, Popescu G, Feidt M. Microchannel heat exchangers–present and perspectives. UPB Sci Bull Ser D. 2012;74:55-70.
[464]Qasem NA, Zubair SM. Compact and microchannel heat exchangers: A comprehensive review of air-side friction factor and heat transfer correlations. Energy conversion and management. 2018;173:555-601.
[465]Shinde P, Lin C-X. A heat transfer and friction factor correlation for low air-side Reynolds number applications of compact heat exchangers (1535-RP). Science and Technology for the Built Environment. 2017;23:192-210.
[466]Cengel YA, Boles MA, Kanoglu M. Thermodynamics: an engineering approach: McGraw-hill New York; 2011.
[467]Haaf S, Henrici H. Refrigeration technology. Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry. 2000.
[468]Sasson Y. Formation of Carbon–Halogen Bonds (Cl, Br, I). PATAI'S Chemistry of Functional Groups.