



## بررسی تجربی و مقایسه عملکرد دو نوع کندانسور میکروکانال و پره-لوله با مبرد R407c در چرخه تبرید تراکمی

مهدی هاشم‌آبادی<sup>\*</sup>، رامین حاجیان<sup>۲</sup>، جاماسب پیرکندی<sup>۱</sup>، شبنم منصوری<sup>۱</sup>، علی صدرواقفی<sup>۲</sup>

۱- دانشگاه صنعتی مالک اشتر، مجتمع دانشگاهی هوافضا، تهران، ایران  
۲- پژوهشگاه نیرو، گروه پژوهشی سیکل و مبدل‌های حرارتی، تهران، ایران  
۳- دانشکده مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد یادگار امام خمینی (ره)، تهران، ایران

### تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۴۰۱/۰۹/۰۹  
بازنگری: ۱۴۰۱/۱۱/۲۲  
پذیرش: ۱۴۰۲/۰۲/۲۳  
ارائه آنلاین: ۱۴۰۲/۰۳/۰۳

### کلمات کلیدی:

چرخه تبرید تراکمی  
کندانسور میکروکانال  
کندانسور پره-لوله  
ضریب عملکرد  
مبرد R407c

**خلاصه:** تحقیق حاضر به بررسی تجربی و مقایسه کندانسور میکروکانال و پره-لوله در یک چرخه تبرید می‌پردازد. هدف این پژوهش این است که براساس آزمایش‌های تجربی، اثر نوع کندانسور، بر ضریب عملکرد دستگاه داکت اسپلیت با ظرفیت سرمایشی ۲/۵ تن تبرید مورد بررسی قرار گیرد. برای این منظور از دو کندانسور میکروکانال و پره-لوله در یک چرخه تبرید استفاده شده است که دارای مبرد R407c است. به‌غیر از کندانسور، مابقی مؤلفه‌های چرخه تبرید از قبیل فن، کمپرسور، شیر انبساط، اواپراتور و ... در هر دو چرخه تبرید یکسان در نظر گرفته شده است. برای بررسی ضریب عملکرد، توان کمپرسور، توان برودتی اواپراتور، توان گرمایی کندانسور، نمودار دما-آنترنوی و همچنین تأثیر نوع کندانسور بر ضریب عملکرد سیکل تبرید در سه سرعت مختلف هوای عبوری از کندانسور مورد ارزیابی قرار گرفته است. تغییر سرعت هوای عبوری از کندانسور با تغییر سرعت فن کندانسور حاصل می‌شود. برای این منظور شش آزمایش مختلف انجام شده است که برای اطمینان از نتایج، هر آزمایش سه بار تکرار شده است. نتایج نشان می‌دهد استفاده از کندانسور میکروکانال‌ها در شرایط یکسان و با ۷۰۰ گرم شارژ مبرد کمتر در کل چرخه تبرید، حدود ۴٪ ضریب عملکرد را نسبت به سیستمی که کندانسور پره-لوله دارد، افزایش می‌دهد.

### ۱- مقدمه

کار می‌روند، استفاده کرد [۱]. در کندانسور میکروکانال جریان مبرد درون لوله‌هایی مشتمل بر چند کانال است که قطر هیدرولیکی هر یک از این کانال‌ها کمتر از یک میلی‌متر است [۲].

ارزیابی عملکرد سیستم کولرهای خانگی با کندانسورهای میکروکانال به صورت آزمایشگاهی توسط کیم و بولارد [۳] بررسی شده است. آن‌ها ویژگی‌های سیستم مانند ظرفیت، نرخ بازده انرژی، دما و فشار مکش و تخلیه را بررسی و با سیستم معمولی مقایسه کردند. در این تحقیق، نرخ انتقال حرارت بر واحد حجم هسته مرکزی مبدل حرارتی میکروکانال بین ۱۴ تا ۳۳۱ درصد بیشتر از مبدل‌های حرارتی با لوله‌های دایروی فین‌دار بود. نیاز به شارژ مبرد برای یک کولر پنجره‌ای با کندانسور میکروکانال حدود ۳۵ درصد نسبت به سیستم پایه معمولی کمتر گزارش شد. گاریملا [۴] در پژوهشی آزمایشگاهی، آشکارسازی جریان در میکرو و مینی کانال برای توسعه مدل‌های انتقال حرارت و افت فشار حین چگالش مبردها را ارائه کرد. او مکانیزم‌های چگالش جریان برای لوله‌های مستطیلی، مربعی و دایروی با قطرهای هیدرولیکی ۱ تا ۵ میلی‌متر را با تکنیک آشکارسازی

صرفه‌جویی انرژی و بالا بردن بازدهی سیستم‌های مرتبط با انرژی از موضوعات مهمی است که در چند دهه گذشته کانون توجه محققان قرار گرفته است. ساخت مبدل‌های حرارتی با راندمان بالا 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 است. نیاز جهان به مبدل‌های حرارتی کارآمد، قابل اطمینان و اقتصادی به ویژه در حوزه‌هایی مانند سیستم‌های سرمایش و تهویه مطبوع، صنایع فرآیندی، تولید برق و وسایل نقلیه با سرعت زیادی در حال گسترش است. برای بهبود عملکرد سامانه تهویه مطبوع و توسعه دستگاه‌های تهویه مطبوع مطمئن و سازگار با محیط زیست، تحقیق بر روی مؤلفه‌های دستگاه‌های تهویه مطبوع نیاز است. در مبدل‌های حرارتی، ظرفیت بالاتر انتقال حرارت در واحد حجم اهمیت دارد. میکروکانال‌ها از این جهت دارای مزایایی هستند و می‌توان از آن‌ها در مبدل‌های حرارتی که به عنوان کندانسور و حتی اواپراتور به

\* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: hashemabadi@mut.ac.ir

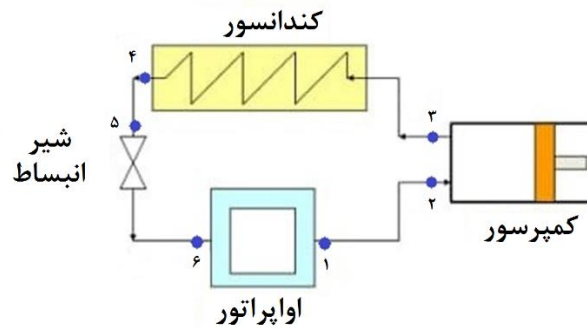


آزمایشگاهی ویژه ثبت کرد. جنونگ و همکاران [۵] عملکرد سه کندانسور میکروکانال که دارای مساحت‌های انتقال حرارت هوای جانبی مختلفی بودند (شامل لوله و پره‌ها) اما مساحت روبرو یکسانی داشتند (با تنظیم لوله‌ها و گام پره‌ها) را مورد بررسی قرار دادند. با افزایش مساحت انتقال حرارت به میزان  $۰.۷۳/۹\%$ ،  $۰.۸۴/۲\%$  و  $۰.۸۸/۵\%$  برای کندانسور پره-لوله، ظرفیت سرمایشی و ضریب عملکرد کندانسور پره-لوله به ظرفیت سرمایشی و ضریب عملکرد کندانسور میکروکانال نزدیک شد. نافن و خنسر [۶] با انجام آزمایش‌هایی در میکروکانالی مستطیلی با ابعاد مقطع  $۵۰ \times ۳۳۳$  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 پرداختند. لی و رنجاک [۷] آزمایش‌هایی به جهت بررسی تاثیر روان کاری مبدل حرارتی میکروکانال در انتقال حرارت، افت فشار و خصوصیات انتقالی سیال خنک کار انجام دادند. نتایج آن‌ها نشان داد، استفاده از روان کار باعث بهبود عملکرد مبدل حرارتی میکروکانال می‌شود. رامتا و همکاران [۸] به بررسی تجربی کندانسورهای میکروکانال به کار 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 ریاضی 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  $\pm ۳/۵\%$  درصد بود.

لی و رنجاک [۹] به صورت تجربی ثابت کردند 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 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 عملکرد  $۱۷/۹\%$  درصدی نسبت به کندانسور پایه با مساحت سطح هوا یکسان بود. زانتی و همکاران [۱۰] یک مبدل حرارتی میکروکانال (به عنوان کندانسور و اواپراتور) طراحی و آزمایش کردند. آن‌ها از مبرد R32 استفاده کردند. توسان و همکاران [۱۱] استفاده از کندانسور میکروکانال را در یخچال با شارژ مبرد مختلف آزمایش کردند. آن‌ها مناسب‌ترین شارژ مبرد را تعیین کردند. زو و همکاران [۱۲] به صورت تجربی و عددی عملکرد

کندانسور میکروکانال مورد استفاده در یک سیستم تهویه مطبوع خانگی را با مبرد R290 تحلیل کردند. نتایج نشان داد که ظرفیت سرمایشی سیستم با کندانسور میکروکانال  $۱/۶\%$  افزایش یافت و شارژ مبرد حدود ۲۸ درصد کاهش یافت. ژو و هارنجاک [۱۳] به صورت تجربی به بررسی مقایسه توزیع مبردهای R134a و R410a در لوله‌های جانبی کندانسور پرداختند. آن‌ها نشان دادند که توزیع مبرد R134a مناسب‌تر است. ژانگ و همکاران [۱۴] به بررسی انتقال حرارت یک کندانسور با مبرد R134a پرداختند. کندانسور ۳۳ کانال مستطیلی شکل به طول ۱۰۰ میلی‌متر با قطر هیدرولیکی  $۱/۵$  میلی‌متر داشت. آزمایش در شرایطی انجام شده است که دمای اشباع مبرد ۲۵ درجه سانتی‌گراد و شار جرمی ۷۴ الی ۲۱۲ کیلوگرم بر مترمربع است. آن‌ها از یک جداکننده مایع و گاز در انتهای مسیر اول کندانسور استفاده کردند و با استفاده از این جداکننده ضریب انتقال حرارت در مسیر دوم کندانسور را بین ۲۰ تا ۴۰ درصد افزایش دادند. زنگ و همکاران [۱۵] به مطالعه تجربی خصوصیات انتقال حرارت و افت فشار در یک مبدل حرارتی میکروکانال با پره‌های S شکل پرداختند. آن‌ها از آب با دما و فشار بالا در میکروکانال استفاده کردند و در نهایت روابطی برای ضریب انتقال حرارت ارائه دادند. عمار و همکاران [۱۶] به بررسی تجربی ضریب انتقال حرارت مبرد R134a در یک لوله شامل میکروکانال‌های ساده و شیاردار پرداختند که در صنایع خودروسازی مورد استفاده قرار می‌گیرد. آن‌ها ضریب انتقال حرارت را در شار جرمی و دمای اشباع مختلف اندازه‌گیری کردند. نتایج نشان داد که میکروکانال شیاردار دارای ضریب انتقال حرارت بالاتری نسبت به میکروکانال ساده است و اثر دمای اشباع در تغییر ضریب انتقال حرارت بیشتر از شار جرمی است.

در سال‌های اخیر استفاده از کندانسورهای میکروکانال در سیستم‌های تهویه مطبوع خانگی در کشور ما مورد توجه قرار گرفته است. اما تاکنون تحقیقات علمی در کشور در این زمینه انجام نشده است. در خارج از کشور نیز تحقیقات پراکنده‌ای انجام شده است ولی با شرایط این مقاله، تاکنون تحقیقی انجام نشده است. در این مقاله سعی شده است که گام‌های اولیه‌ای برای بررسی دقیق‌تر استفاده از مبدل حرارتی میکروکانال در سیستم‌های تهویه مطبوع انجام شود. به همین دلیل، در این تحقیق به بررسی و مقایسه عملکرد نوع کندانسور (میکروکانال و پره-لوله) و تاثیر سرعت هوای عبوری از کندانسور بر ضریب عملکرد چرخه تبرید پرداخته شده است. دانستن میزان تغییر ضریب عملکرد کندانسور میکروکانال و پره-لوله در یک سیکل تبرید (که مابقی تجهیزات در سیکل تبرید ثابت در نظر گرفته شده است) از اهمیت



شکل ۱. شماتیک از چرخه تبرید و نقاط داده برداری شده

Fig. 1. Schematic of refrigeration cycle and data points taken

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.

نقاط در چرخه بسته‌ی غیرایده‌آل، به ترتیب زیر شماره گذاری می‌شوند و داده برداری در این نقاط انجام شده است.

۱. نقطه خروج اوپراتور که به لوله مسی بازگشت به کمپرسور متصل است
  ۲. نقطه ورود کمپرسور که در انتهای مسیر لوله کشی 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 اوپراتور
- به علت کوتاه بودن مسیر لوله کشی مسی بین اوپراتور و شیر انبساط و بین کمپرسور و کندانسور، افت فشاری برای این مسیرها در نظر گرفته نشده است. در این پروژه از دستگاه داکت اسپلیت استفاده شده است. داکت اسپلیت از چرخه تبرید تراکمی برای ایجاد دمای مطلوب استفاده می‌کند و از دو بخش یونیت داخلی و خارجی تشکیل شده است. یونیت داخلی همان طور که از نامش پیداست داخل محیطی مستقر می‌شود که نیاز به تهویه دارد و یونیت

خاصی برخوردار است. برای این منظور، عملکرد کندانسورهای میکروکانال و پره-لوله در یک داکت اسپلیت ۲/۵ تن تبرید به صورت تجربی مورد ارزیابی قرار گرفته است. نتایج در سه سرعت هوای عبوری از کندانسور مختلف به دست آمده است تا اثر سرعت هوای عبوری از کندانسور نیز بررسی شود. همچنین برای اطمینان از داده‌های به دست آمده، علاوه بر اینکه هر آزمایش سه بار تکرار شده است، نتایج با گراف‌های دما-آنترپپی مبرد (که از نرم افزار حلگر معادلات مهندسی<sup>۱</sup> به دست آمده است) مقایسه شده است.

## ۲- تشریح آزمایش‌های تجربی

قبل از شروع به داده برداری لازم است که دو یونیت خارجی و داخلی بوسیله لوله‌های مسی به یکدیگر متصل شوند. دو خط رفت و برگشت (از یونیت خارجی به یونیت داخلی و برعکس) لازم است لوله مسی به وسیله عایق الاستومری پوشانده شوند. دستگاه داکت اسپلیت جسکول<sup>۲</sup> دارای شیر انبساط خارجی است که قبل از ورودی اوپراتور در مسیر لوله کشی قرار می‌گیرد. قبل از شارژ گاز ابتدا سیستم با استفاده از گاز ازت نشتی‌یابی می‌شود تا داده برداری قابل اطمینان شود. برای انجام هر یک از این آزمایش‌ها ابتدا باید با استفاده از پمپ خلاء، کل سیستم را خالی کرده تا هیچ گاز اضافه‌ای به جز مبرد در سیستم وجود نداشته باشد. دستگاه با مبرد شروع به شارژ شدن می‌کند. پس از ثابت شدن اختلاف دمای خروجی کندانسور و دمای متناظر با فشار آن نقطه، داده برداری شروع می‌شود. ابتدا لازم است نقاطی که از آن‌ها داده برداری شده‌اند، معرفی شوند. شکل ۱ شماتیکی از چرخه تبرید و نقاط داده برداری شده در چرخه را نشان می‌دهد. لازم به ذکر است که میزان

1 Engineering Equation Solver (EES) Software  
2 GESCOOL

جدول ۱. خلاصه‌ای از آزمایش‌های بررسی شده

Table 1. Summary of reviewed tests

۳/۹			۱
۳/۲۷	R407c	میکروکانال	۲
۲/۲۶			۳
۳/۹			۴
۳/۲۷	R407c	پره-لوله	۵
۲/۲۶			۶



شکل ۲. یونیت داخلی و تجهیزات اندازه‌گیری

Fig. 2. Indoor unit and measuring equipment

انجام شده در این بخش را نشان می‌دهد.

۲-۲- معرفی بخش‌های مختلف سیستم تبرید

۲-۲-۱- یونیت داخلی داکت‌اسپلیت

یونیت داخلی استفاده شده در طول این آزمایش‌ها از برند ایرانی جسکول است. الکتروموتور بکار رفته در این دستگاه از برند الکترومگا با قدرت ۱۶۰ وات است. دو فن دمنده از جنس ورق گالوانیزه بوده و ابعادی به اندازه ۲۰×۱۵ (سانتی‌متر) دارند. کوپل اوپراتور از نوع لوله چهار ردیفه است. شکل ۲ نمای از یونیت داخلی و همچنین این یونیت به همراه تجهیزات اندازه‌گیری فشار و دما که روی آن نصب شده است را نشان می‌دهد. شکل ۳ نیز اجزاء داخلی یونیت داخلی را نشان می‌دهد که دمنده‌ها، الکتروموتور و کوپل‌های آب گرم و سرد در آن مشخص است. مشخصات کوپل اوپراتور در جدول ۲ ارائه شده است.

خارجی در فضای آزاد نصب می‌شود. با توجه به این که در آزمایش‌های انجام شده از دو نوع کندانسور پره-لوله و میکروکانال استفاده شده است، یونیت داخلی (اوپراتور) یکسان در نظر گرفته شده است و یونیت خارجی وابسته به نوع کندانسور متفاوت است.

۲-۱- طراحی آزمایش

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 حلگر معادلات مهندسی تحلیل شده‌اند. تحلیل‌ها بر اساس جداول خواص ترمودینامیکی میرد و فرمول‌های معرفی شده انجام گرفته است. همان‌طور که قبلاً گفته شد در این بخش ۶ آزمایش انجام شده است. داده‌ها و نتیجه‌های هر عنوان در قالب چند جدول ارائه شده‌اند. همچنین نمودار دما-آنتروپی برای هر بخش ارائه شده است. جدول ۱ خلاصه‌ای از آزمایش‌های



شکل ۳. اجزاء داخلی یونیت داخلی

Fig. 3. Internal components of the indoor unit

جدول ۲. مشخصات کویل اوپراتور

Table 2. Specifications of the evaporator coil

مس	جنس	لوله
۰/۰۰۹۶۵۲	قطر (متر)	
آلومینیوم	جنس	کویل اوپراتور
۰/۲۲۴۸	مساحت وجه (مترمربع)	پره
۹۰×۲۵	ارتفاع×طول (cm)	
۱۶/۳	ردیف/ پره بر واحد اینچ	

### ۲-۲-۲ یونیت خارجی

می‌کند تا کندانسور تا حد امکان گرمای خود را از دست بدهد. به همین دلیل یونیت خارجی در فضای آزاد و تا حد امکان دور از نور خورشید نصب می‌شود. شکل ۴ نمایشی از یونیت خارجی دارای کندانسور پره-لوله را نشان می‌دهد و شکل ۵ نیز نمایشی از یونیت خارجی دارای کندانسور میکروکانال را نشان می‌دهد. لازم به ذکر است که تنها تفاوت دو یونیت خارجی نوع کندانسور آن‌ها است و مابقی تجهیزات داخلی یونیت خارجی کاملاً یکسان هستند.

افزایش فشار و دما و تغییر فاز مبرد از گاز به مایع در یونیت خارجی اتفاق می‌افتد. مبرد خارج شده از اوپراتور 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





شکل ۴. نمایی از یونیت خارجی برای کندانسور پره-لوله مورد استفاده در آزمایش

Fig. 4. A view of the outdoor unit for fin-tube condenser used in the experiment



شکل ۵. نمایی از یونیت خارجی برای کندانسور میکروکانال مورد استفاده در آزمایش

Fig. 5. A view of the external unit for the microchannel condenser used in the experiment

#### ۲-۲-۴- کندانسور میکروکانال

کندانسور میکروکانال از تیوب‌های مسطح آلومینیومی با کانال‌های کوچک برای عبور مبرد (میکروکانال) و پره‌های آلومینیومی تشکیل می‌شوند. کندانسور میکروکانال استفاده شده در دستگاه مورد آزمایش از برند دانفوس مدل 021U0065 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 معمولاً ۱۶ میکروکانال برای عبور مبرد وجود دارد. شکل ۶ نمایی از

#### ۲-۲-۳- کمپرسور

کمپرسور از برند کپلند<sup>۱</sup> مدل ZR28K3-PFJ است. این کمپرسور تک‌فاز بوده و سیستم آن اسکرال است. ظرفیت سرمادهی این کمپرسور در شرایط هوایی مانند تهران حدود  $28000 \text{ Btu/hr}$  است. توان مصرفی این دستگاه ۱۵۱۰ وات است. این کمپرسور برای مبردهای R407C مناسب است.

1 Copeland



شکل ۶. کندانسور میکروکانال مورد استفاده در آزمایش

Fig. 6. Microchannel condenser used in the experiment

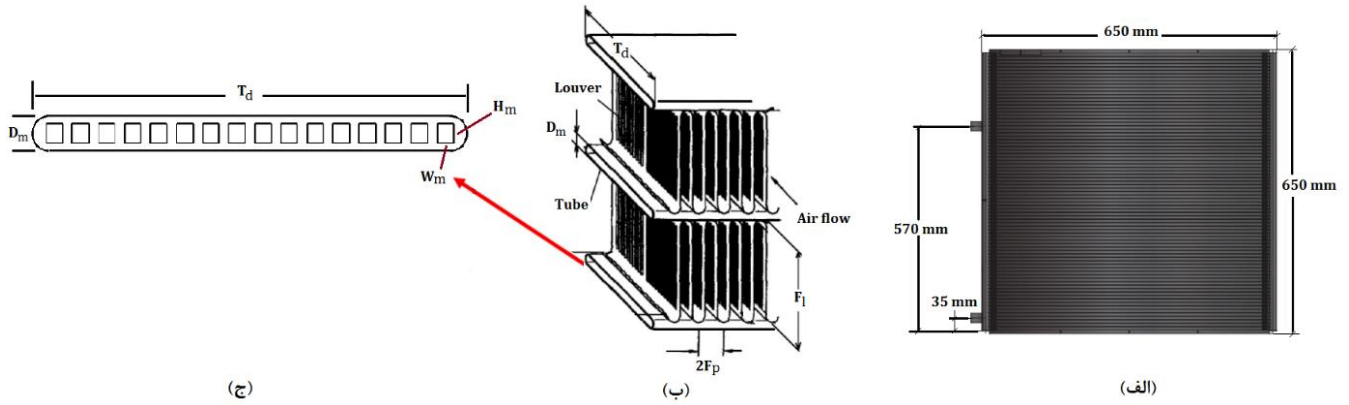
جدول ۳. مشخصات کندانسور میکروکانال

Table 3. Specifications of the microchannel condenser

۶۵	طول کویل کندانسور بر حسب سانتی‌متر
۶۵	ارتفاع کویل کندانسور بر حسب سانتی‌متر
۱۶	$T_d$ (عرض لوله میکروکانال بر حسب میلی‌متر)
۲	تعداد مسیر مبرد
۶۵	تعداد لوله‌های میکروکانال
آلومینیوم	جنس فین و لوله
۱/۱	$F_p$ (گام فین بر حسب میلی‌متر)
۸/۱	$F_l$ (ارتفاع فین بر حسب میلی‌متر)
۱/۳	$D_m$ (ضخامت لوله میکروکانال بر حسب میلی‌متر)
۰/۱۶۸۶	$H_m$ (ارتفاع میکروکانال بر حسب میلی‌متر)
۰/۱۶۷۴	$W_m$ (عرض میکروکانال بر حسب میلی‌متر)

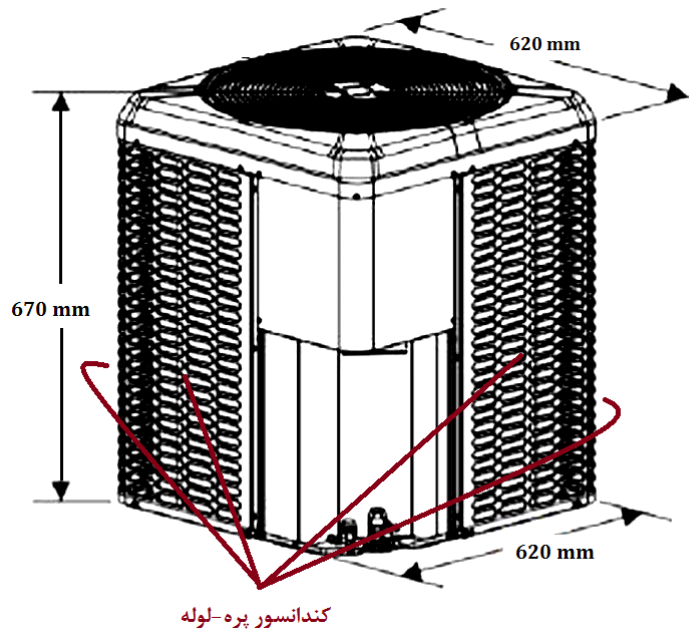
و کانال‌های میکروکانال ارائه شده است. شکل ۷ شمایی از کندانسور میکروکانال، پره‌های کرک‌های آن و همچنین لوله و کانال میکروکانال مرتبط با کندانسور میکروکانال را نشان می‌دهد.

کندانسور میکروکانال مورد استفاده در این آزمایش که درون یونیت خارجی قرار دارد را نشان می‌دهد. کندانسور در این شکل با فلش قرمز رنگ نشان داده شده است. در جدول ۳ مشخصات کندانسور میکروکانال، پره کرک‌های



شکل ۷. شمایی از (الف) کندانسور میکروکانال (ب) لوله‌های میکروکانال و پره‌های کرکره‌ای (ج) لوله میکروکانال و کانال‌های آن

Fig. 7. Schematic of (a) microchannel condenser (b) microchannel tubes and louver fin (c) microchannel tube and its channels



شکل ۸. شمایی از ابعاد یونیت خارجی و کندانسور پره-لوله

Fig. 8. Schematic of the dimensions of the external unit and fin-tube condenser

#### ۲-۲-۶- 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.

#### ۲-۲-۵- کندانسور پره-لوله

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. کندانسور پره-لوله استفاده شده در این آزمایش دارای مساحت  $0.94$  متر مربع است. شمایی از یونیت خارجی و کندانسور پره-لوله در شکل ۸ نشان داده شده است. مشخصات کویل کندانسور در جدول ۴ ارائه شده است.



جدول ۴. مشخصات کویل کندانسور پره-لوله

Table 4. Fin-tube condenser coil specifications

جنس	مس	لوله	کندانسور
قطر (متر)	۰/۰۰۹۲۵۲		
مسیر	۳		پره-لوله
جنس	آلومینیوم		
ردیف/ پره بر واحد اینچ	۱۷ / ۱		پره

جدول ۵. تجهیزات اندازه‌گیری، نام تجاری، دقت و محل استفاده تجهیزات

Table 5. Measuring equipment, brand name, accuracy and place of use of the equipment

محل استفاده	میزان دقت	نام تجاری	تجهیزات اندازه‌گیری
فشار در ورودی و خروجی کندانسور	۱ کیلوپاسکال	رفکو مدل DIGIMON-SE	فشارسنج دیجیتال
دمای ورودی و خروجی کندانسور	۰/۵ °C	رفکو مدل DIGIMON-SE	دماسنج دیجیتال
ورودی شیرانبساط و ورودی اواپراتور	۰/۵ بار	پکنز	فشارسنج آنالوگ ۲۵ بار
خروجی اواپراتور و ورودی کمپرسور	۰/۵ بار	پکنز	فشارسنج آنالوگ ۱۰ بار
سرعت هوای عبوری از کندانسور	۰/۱ متر بر ثانیه	مسترکول	سرعت هوا
ورودی شیرانبساط و خروجی شیرانبساط و ورودی کمپرسور	۲ °C	پکنز مدل TB-100	دماسنج آنالوگ
دمای محیط و ورودی و خروجی اواپراتور	۰/۱ °C	LTC Tech HTC-2 Digital ThermoHygrometer	دماسنج دیجیتال
جریان الکتریکی فن‌ها و کمپرسور	خطا ۱/۸٪	UT213A Professional Clamp Meter	آمپر در بازه‌های ۴A/۴۰A/۴۰۰A
ولتاژ چرخه تبرید	۰/۱٪	UT213A Professional Clamp Meter	ولتاژ در بازه‌های ۶۰۰V/۴۰۰V/۴۰۷V/۴mV

۲-۳-۱- فشارسنج و دماسنج

برای ثبت فشار نیاز است در شش نقطه، فشارسنج باشد. برای اندازه‌گیری فشار در نقاط ورود و خروج کندانسور از گیج دیجیتال استفاده شده است. گیج دیجیتال از برند رفکو مدل Digimon-SE است. این گیج دیجیتال دو دماسنج نیز دارد که برای اندازه‌گیری دمای سطح لوله در دو نقطه ذکر شده از آن استفاده شده است. این دستگاه قابلیت انتخاب مبرد و نمایش دمای

۲-۳-۲- تجهیزات داده‌برداری

یونیت داخلی این دستگاه در یک اتاق آزمایش به ابعاد ۲×۴×۲ (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 پلی‌کربنات است و در معرض تابش آفتاب نیست. تجهیزات اندازه‌گیری، نام تجاری، میزان دقت و محل استفاده از این تجهیزات در جدول ۵ ارائه شده است.

که معادل  $0.457 \text{ kg} / \text{s}$  می‌باشد.

### ۳-۱- 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.

$$\begin{aligned} W_{comp} &= h_3 - h_2 \\ \dot{W}_{comp} &= \dot{m} (h_3 - h_2) \end{aligned} \quad (1)$$

جایی که  $h$  آنتالپی و  $\dot{m}$  دبی مبرد است.

### ۳-۲- توان مصرفی کل

توان مصرفی کل سیستم از مجموع توان مصرفی کمپرسور، فن دمنده اوپراتور و فن کندانسور تشکیل می‌شود. توان مصرفی فن اوپراتور و کندانسور به ترتیب از رابطه ۲ و ۳ محاسبه می‌شود.

$$\dot{W}_{fan-evap} = I_{fan-evap} \times V \times \cos \varphi \quad (2)$$

$$\dot{W}_{fan-cond} = I_{fan-cond} \times V \times \cos \varphi \quad (3)$$

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 متناوب<sup>۳</sup> تخمین زد. توان نامی مصرفی کمپرسور از روی کاتالوگ دستگاه خوانده می‌شود که برای کمپرسور اسکرال ۱/۵ کیلووات است. در نهایت توان مصرفی کل چرخه تبرید به صورت زیر محاسبه می‌شود.

$$\dot{W}_{net,in} = \dot{W}_{comp} + \dot{W}_{fan-cond} + \dot{W}_{fan-evap} \quad (4)$$

اشباع و اختلاف دمای مادون‌سرد و مافوق‌گرم را دارد. دقت این دستگاه یک کیلوپاسکال است. در چهار نقطه دیگر از دو نوع فشارسنج استفاده می‌شود. فشارسنج با قابلیت اندازه‌گیری فشار بالا تا ۲۵ bar-۳۶۰ psi و فشارسنج با قابلیت اندازه‌گیری فشار پایین تا ۱۰ bar-۱۴۰ psi را دارند. علاوه بر دما ۶ نقطه مسیر، نیاز است که دمای هوای مکش و دمش یونیت داخلی، محیط بیرون، هوای خروجی فن کندانسور و سطح کندانسور نیز اندازه‌گیری شود. دو نقطه ورود کمپرسور و خروج کندانسور با استفاده از سنسور گیج دیجیتال که در بالا توضیح داده شد اندازه‌گیری می‌شود. سه نقطه ورود و خروج شیر انبساط و خروج اوپراتور با دماسنج آنالوگ داده‌برداری می‌شود که از برند پکنز<sup>۱</sup> هستند. برای اندازه‌گیری دمای هوای ورودی و خروجی اوپراتور و هوای خروجی فن کندانسور و سطح کندانسور و دمای بیرون از دماسنج دیجیتال استفاده می‌شود.

### ۲-۳-۲- پمپ خلاء

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 خلاء استفاده می‌شود. پمپ خلاء از برند VALUE مدل VE135N است.

### ۲-۳-۳- بادسنج

برای اندازه‌گیری سرعت هوای فن از بادسنج برند مسترکول<sup>۲</sup> مدل ۵۲۲۳۶ استفاده شده است. دور خروجی فن کندانسور با استفاده از حلقه مقویایی محصور شده و با استفاده از بادسنج اندازه‌گیری شده است.

### ۳- روابط حاکم برای مدل‌سازی ترمودینامیکی

در این بخش روابط ترمودینامیکی سیستم تبرید ارائه شده است. مدل‌سازی و محاسبات با استفاده از نرم‌افزار حلگر معادلات مهندسی انجام شده است زیرا این نرم‌افزار قابلیت‌های مناسبی برای محاسبات و چک کردن انطباق نمودارهای مختلف ترمودینامیکی را دارد. روابط حاکم برای محاسبه ضریب عملکرد در زیر ارائه شده است.

عامل چرخش مبرد در چرخه تبرید، 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، میزان دبی کمپرسور  $363 \text{ lbs} / \text{hr}$  است

1 pakkens  
2 Mastercool

### ۳-۳- 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.

$$COP_R = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{net,in}} = \frac{\dot{m} h_1 - h_6}{\dot{W}_{comp} + \dot{W}_{fan-cond} + \dot{W}_{fan-evap}} \quad (9)$$

که در آن  $h_1$  و  $h_6$  آنتالپی قبل و بعد از اواپراتور هستند. لازم به ذکر است که داده‌برداری در چرخه تبرید در حین آزمایش در ۶ نقطه انجام شده است که در بخش‌های بعدی این نقاط معرفی شده‌اند. 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.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m} h_1 - h_6 \quad (5)$$

### ۳-۴- 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.

### ۴- نتایج و بحث

در این بخش نتایج آزمایش‌های طراحی شده در بخش‌های قبلی ارائه شده است. تحلیل داده‌ها با استفاده از نرم‌افزار حلگر معادلات مهندسی انجام گرفته است. تحلیل‌ها بر اساس جداول خواص ترمودینامیکی مبرد و فرمول‌های معرفی شده انجام گرفته است. همان‌طور که قبلاً گفته شد شش آزمایش انجام شده است. داده‌ها و نتیجه‌های هر عنوان در قالب چند جدول ارائه شده‌اند. همچنین نمودار دما-آنتروپی برای هر بخش ارائه شده است.

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m} h_3 - h_4 \quad (6)$$

### ۳-۵- 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.

### ۴-۱- تایچ سیکل تبرید با کندانسور پره-لوله

در این بخش نتایج مربوط به کندانسور پره-لوله و با مبرد R407c در سه سرعت مختلف هوای عبوری از کندانسور ۲/۲۶، ۳/۲۷ و ۳/۹ متر بر ثانیه، ارائه شده است. میانگین داده‌های سه تکرار خصوصیات محیط آزمایش، جریان، ولتاژ و توان مصرفی کمپرسور برای سه سرعت مختلف فن در جدول ۶ ارائه شده است. در جدول ۷ میانگین سه تکرار دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه برای کندانسور پره-لوله آورده شده است. به‌عنوان مثال تغییرات دمایی سه تکرار در نقطه ۲ برای سرعت فن بالا بین حدود ۲۸۹ تا ۲۹۱ کلوین بود که میانگین آن ۲۸۹/۷ کلوین در جدول آمده است. جدول ۸ میانگین توان مصرفی، توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید را برای کندانسور پره-لوله ارائه می‌دهد. شکل ۹ داده‌های به‌دست آمده از آزمایش برای دما و آنتروپی را بر روی نمودار دما-آنتروپی مرتبط که از حلگر معادلات مهندسی استخراج شده است را نشان می‌دهند. نقاط قرمز توپر داده‌های تجربی به‌دست آمده است. این شکل تطابق داده‌های مرتبط با چرخه در نمودار دما-آنتروپی را نشان می‌دهد و بنابراین داده‌های آزمایش قابل اعتماد هستند.

$$h_5 = h_6 \quad (7)$$

### ۳-۶- ضریب عملکرد

ضریب عملکرد از نسبت توان برودتی گرفته شده از هوای فضای مورد نظر به توان الکتریکی ورودی به دست می‌آید. رابطه ضریب عملکرد به صورت زیر بیان می‌شود.

$$COP_R = \frac{\text{Disired output}}{\text{Required input}} = \frac{\text{Cooling effect}}{\text{Work input}} = \frac{Q_{evap}}{W_{net,in}} \quad (8)$$

جدول ۶. میانگین خصوصیات محیط آزمایش و ولتاژ برای چرخه تبرید با کندانسور پره-لوله

Table 6. Average characteristics of the test environment and current and voltage for the refrigeration cycle with fin-tube condenser

۳/۹	۳/۲۷	۲/۲۶	سرعت هوای عبوری از کندانسور (متر بر ثانیه)
۳۰۴	۳۰۶	۳۰۶	دمای هوای محیط (دمای هوای ورودی به یونیت خارجی) (K)
۲۹۷/۵	۲۹۸	۲۹۷	دمای هوای اتاق (دمای هوای ورودی به یونیت داخلی) (K)
۲۸۷/۹	۲۸۷/۱	۲۸۶/۷	دمای هوای خروجی یونیت داخلی (K)
۳۱۴	۳۱۳	۳۱۵	دمای هوای خروجی از فن یونیت خارجی (K)
۱/۰۷	۱/۰۷	۱/۰۷	جریان الکتریکی فن یونیت داخلی (Amp)
۰/۶۸	۰/۶۷	۰/۶۷	جریان الکتریکی فن یونیت خارجی (Amp)
۹/۶	۹/۹	۱۰/۲	جریان الکتریکی کمپرسور (Amp)
۲۱۴	۲۱۴	۲۱۴	ولتاژ برق شهری (Volt)
۰/۰۴۵	۰/۰۴۵	۰/۰۴۵	دبی جرمی درج شده در کاتالوگ کمپرسور ( $kg/s$ ) ( $\dot{m}$ )
۱/۵۱	۱/۵۱	۱/۵۱	توان مصرفی درج شده در کاتالوگ کمپرسور (kW)

جدول ۷. میانگین دما، فشار، آنتالپی و آنتروپی در نقاط مختلف چرخه با کندانسور پره-لوله و با سه سرعت هوا مختلف

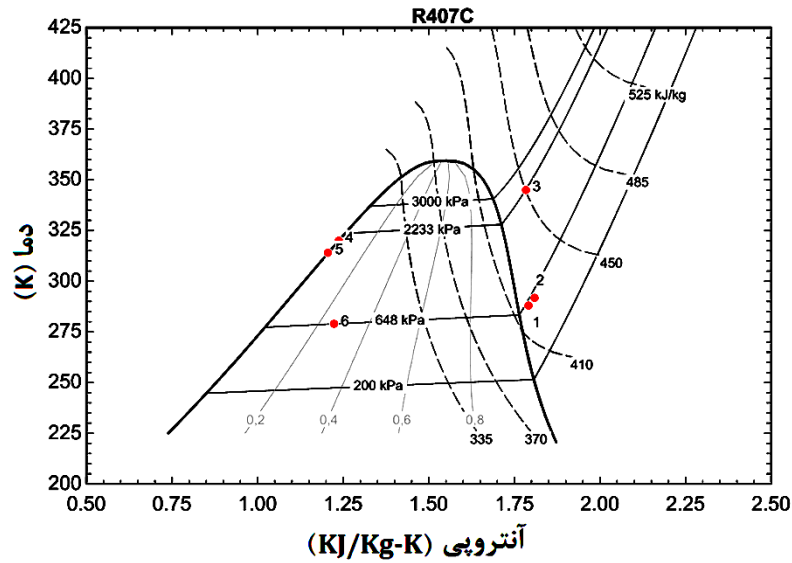
Table 7. Average temperature, pressure, enthalpy and entropy at different points of the cycle with fin-tube condenser and with three different air speeds

سرعت هوا												
۳/۹ متر بر ثانیه				۳/۲۷ متر بر ثانیه				۲/۲۶ متر بر ثانیه				
نقاط	T (K)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)	T (K)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)	T (K)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)
نقطه ۱	۲۸۸	۶۱۳/۶	۴۱۹/۷	۱/۷۸۸	۲۸۹	۶۲۰/۵	۴۲۰/۵	۱/۷۷۹	۲۸۸	۶۲۰/۵	۴۱۹/۵	۱/۷۸۷
نقطه ۲	۲۸۹/۷	۵۶۵	۴۲۲/۵	۱/۸۰۵	۲۹۱	۵۹۲	۴۲۳/۱	۱/۸۰۳	۲۹۰/۳	۵۸۴/۷	۴۲۲/۶	۱/۸۰۲
نقطه ۳	۳۴۵	۲۱۹۹	۴۵۰/۷	۱/۷۸۵	۳۴۵	۲۲۵۲	۴۴۹/۸	۱/۷۸۱	۳۵۱	۲۴۰/۶	۴۵۴/۷	۱/۷۷۹
نقطه ۴	۳۱۷/۶	۲۱۵۱	۲۶۷/۶	۱/۲۲۴	۳۲۲	۲۲۴۲	۲۷۵/۱	۱/۲۴۷	۳۲۲/۸	۲۳۹۳	۲۷۶/۴	۱/۲۵۱
نقطه ۵	۳۱۲	۲۰۹۶	۲۵۸/۳	۱/۱۹۵	۳۱۴	۲۱۷۸	۲۶۱/۵	۱/۲۰۵	۳۱۵	۲۳۰/۳	۲۶۳/۱	۱/۲۱
نقطه ۶	۲۷۹	۶۴۰	۲۵۸/۳	۱/۲۱۱	۲۷۹	۶۵۰	۲۶۱/۵	۱/۲۲۳	۲۷۹	۶۶۱/۹	۲۶۳/۱	۱/۲۲۹

جدول ۸. میانگین توان مصرفی، توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید برای کندانسور پره-لوله در سه سرعت هوا مختلف

Table 8. average power consumption, thermal power and performance coefficient of refrigeration cycle for fin-tube condenser at three different air speeds

سرعت هوا	۲/۲۶ متر بر ثانیه	۳/۲۷ متر بر ثانیه	۳/۹ متر بر ثانیه
$\dot{W}_{comp}$ (kW)	۱/۵۱	۱/۵۱	۱/۵۱
$\dot{W}_{fan-cond}$ (kW)	۰/۱۱۶۴	۰/۱۱۴۷	۰/۱۱۴۷
$\dot{W}_{fan-evap}$ (kW)	۰/۱۸۳۲	۰/۱۸۳۲	۰/۱۸۳۲
$\dot{W}_{net}$ (kW)	۱/۸۱	۱/۸۰۸	۱/۸۰۸
$\dot{Q}_{cond}$ (kW)	-۸/۰۲۴	-۷/۸۶	-۸/۲۴۲
$\dot{Q}_{evap}$ (kW)	۷/۰۳۸	۷/۱۵۳	۷/۲۶۲
$\dot{Q}_{35}$ (kW)	-۸/۶۲	-۸/۴۷	-۸/۶۵۹
$\dot{Q}_{62}$ (kW)	۷/۱۷۷	۷/۲۷۱	۷/۳۸۸
COP	۳/۸۸۹	۳/۹۵۶	۴/۰۱۷



شکل ۹. نمودار دما-آنترپوی برای چرخه تبرید با کندانسور پره-لوله در سرعت هوا ۳/۹ متر بر ثانیه

Fig. 9. T-s diagram for refrigeration cycle with fin-tube condenser at air speed of 3.9 m/s

جدول ۹. میانگین دما، فشار، آنتالپی و آنترپوی در نقاط مختلف چرخه تبرید با کندانسور میکروکانال در سرعت فن مختلف

Table 9. Average temperature, pressure, enthalpy and entropy at different points of the refrigeration cycle with microchannel condenser at different fan speeds

سرعت هوا ۳/۹ متر بر ثانیه				سرعت هوا ۳/۲۷ متر بر ثانیه				سرعت هوا ۲/۲۶ متر بر ثانیه						
نقطه	T (K)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)	نقطه	T (K)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)	نقطه	T (K)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)
نقطه ۱	۲۸۲	۵۶۳	۴۱۶/۱	۱/۷۸۳	نقطه ۱	۲۸۴	۵۶۳	۴۱۷	۱/۷۸۶	نقطه ۱	۲۸۵	۵۶۳	۴۱۸	۱/۷۷۹
نقطه ۲	۲۸۶	۵۴۴	۴۱۹/۴	۱/۷۹۸	نقطه ۲	۲۸۷/۴	۵۵۱	۴۲۰/۶	۱/۸۰۱	نقطه ۲	۲۸۸	۵۶۰	۴۲۱	۱/۸۰۱
نقطه ۳	۳۴۶	۲۲۴۷	۴۵۱/۱	۱/۷۸۵	نقطه ۳	۳۴۷	۲۲۹۲	۴۵۱/۶	۱/۷۸۵	نقطه ۳	۳۵۲	۲۳۸۴	۴۵۶/۳	۱/۷۹۶
نقطه ۴	۳۰۸	۲۲۴۰	۲۵۱/۸	۱/۱۷۳	نقطه ۴	۳۱۱	۲۲۷۶	۲۵۶/۶	۱/۱۸۹	نقطه ۴	۳۱۷	۲۳۶۷	۲۶۶/۴	۱/۲۲
نقطه ۵	۳۰۶	۲۱۹۹	۲۴۸/۷	۱/۱۶۳	نقطه ۵	۳۰۹	۲۲۵۲	۲۵۳/۴	۱/۱۷۹	نقطه ۵	۳۱۱	۲۳۴۲	۲۵۶/۶	۱/۱۸۸
نقطه ۶	۲۷۸	۶۱۴	۲۴۸/۷	۱/۱۷۷	نقطه ۶	۲۷۸	۶۳۰	۲۵۳/۴	۱/۱۹۴	نقطه ۶	۲۷۸	۶۳۷	۲۵۶/۶	۱/۲۰۶

#### ۴-۲- نتایج چرخه تبرید با کندانسور میکروکانال

عملکرد چرخه تبرید را برای کندانسور میکروکانال در سه سرعت مختلف فن ارائه شده است. شکل ۱۰ داده‌های به‌دست آمده از آزمایش برای دما و آنترپوی را بر روی نمودار دما-آنترپوی مرتبط با میبرد R407C که از حلگر معادلات مهندسی استخراج شده است را نشان می‌دهند. نقاط قرمز توپر داده‌های تجربی به‌دست آمده است. این شکل تطابق داده‌های مرتبط با چرخه در نمودار دما-آنترپوی را نشان می‌دهد و بنابراین داده‌های آزمایش قابل اعتماد هستند.

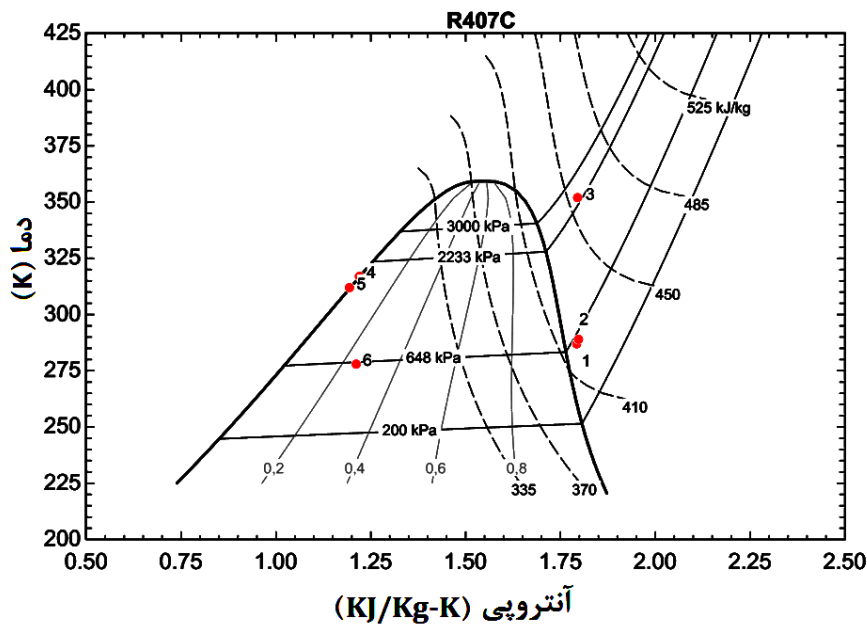
در این بخش نتایج مربوط به چرخه تبرید با کندانسور میکروکانال با میبرد R407C را در سه سرعت هوای عبوری از کندانسور بالا، متوسط و پایین که به ترتیب ۳/۹، ۳/۲۷ و ۲/۲۶ متر بر ثانیه است، ارائه شده است. در جدول ۹ میانگین سه تکرار دما، فشار، آنتالپی و آنترپوی در نقاط مختلف چرخه تبرید با کندانسور میکروکانال، در سه سرعت هوای مختلف ارائه شده‌اند. جدول ۱۰ میانگین سه تکرار توان مصرفی، توان حرارتی و ضریب



جدول ۱۰. میانگین توان مصرفی، توان حرارتی و ضریب عملکرد چرخه تبرید با کندانسور میکروکانال در سه سرعت هوا مختلف

Table 10. average power consumption, thermal power and performance coefficient of refrigeration cycle with micro-channel condenser at three different air speeds

سرعت هوا	۲/۲۶ متر بر ثانیه	۳/۲۷ متر بر ثانیه	۳/۹ متر بر ثانیه
$(kW) \dot{W}_{comp}$	۱/۵۱	۱/۵۱	۱/۵۱
$(kW) \dot{W}_{fan-cond}$	۰/۱۱۴۷	۰/۱۱۴۷	۰/۱۱۸۱
$(kW) \dot{W}_{fan-evap}$	۰/۱۸۳۲	۰/۱۸۳۲	۰/۱۸۳۲
$(kW) \dot{W}_{net}$	۱/۸۰۸	۱/۸۰۸	۱/۸۱۱
$(kW) \dot{Q}_{cond}$	-۸/۵۴۷	-۸/۷۷۴	-۸/۹۶۹
$(kW) \dot{Q}_{evap}$	۷/۲۶۵	۷/۳۶۴	۷/۵۳۳
$(kW) \dot{Q}_{35}$	-۸/۹۸۹	-۸/۹۱۸	-۹/۱۱
$(kW) \dot{Q}_{62}$	۷/۳۹۸	۷/۵۲۵	۷/۶۸۵
COP	۴/۰۱۸	۴/۰۷۳	۴/۱۵۹



شکل ۱۰. نمودار دما-آنترپی برای چرخه تبرید با کندانسور میکروکانال و در سرعت فن پایین

Fig. 10. T-s diagram for refrigeration cycle with microchannel condenser and at low fan speed

جدول ۱۱. مقایسه ضریب عملکرد کندانسورهای پره-لوله و میکروکانال با مبرد R407c

Table 11. Comparison of performance coefficient of fin-tube and microchannel condensers with R407c refrigerant

نوع کندانسور	سرعت عبور هوا	ضریب عملکرد
میکروکانال	سرعت بالا	۴/۱۵۹
	سرعت متوسط	۴/۰۷۳
	سرعت پایین	۴/۰۱۸
پره-لوله	سرعت بالا	۴/۰۱۷
	سرعت متوسط	۳/۹۵۶
	سرعت پایین	۳/۸۸۹

جدول ۱۲. خصوصیات ترمودینامیکی در قبل و بعد کندانسور

Table 12. Thermodynamic characteristics before and after the condenser

آزمایش	نقاط	دما (K)	فشار (kPa)	Tsat (K)	$\Delta t_{subcool}$	$\Delta p$ (kPa)
سیستم تبرید با کندانسور پره-لوله و سرعت عبور هوا بالا	نقطه ۳	۳۴۵	۲۱۹۹	۳۲۲/۷۶	۴	۴۸
	نقطه ۴	۳۱۷/۶	۲۱۵۱	۳۲۱/۶		
سیستم تبرید با کندانسور پره-لوله و سرعت عبور هوا متوسط	نقطه ۳	۳۴۵	۲۲۴۸	۳۲۳/۷۴	۳/۰۵	۲۱
	نقطه ۴	۳۲۰/۳	۲۲۲۷	۳۲۳/۳۵		
سیستم تبرید با کندانسور پره-لوله و سرعت عبور هوا پایین	نقطه ۳	۳۵۱	۲۴۰۶	۳۲۶/۷۷	۳/۸۶	۱۳
	نقطه ۴	۳۲۲/۸	۲۳۹۳	۳۲۶/۶۶		
سیستم تبرید با کندانسور میکروکانال و سرعت عبور هوا بالا	نقطه ۳	۳۴۶	۲۲۴۷	۳۲۳/۸۲	۱۵/۸۲	۷
	نقطه ۴	۳۰۸	۲۲۴۰			
سیستم تبرید با کندانسور میکروکانال و سرعت عبور هوا متوسط	نقطه ۳	۳۴۷	۲۲۹۲	۳۲۴/۳	۱۳/۳	۱۶
	نقطه ۴	۳۱۱	۲۲۷۶			
سیستم تبرید با کندانسور میکروکانال و سرعت عبور هوا پایین	نقطه ۳	۳۵۲	۲۲۸۴	۳۲۶/۰۱	۹/۰۱	۱۷
	نقطه ۴	۳۱۷	۲۳۶۷			

خروجی کندانسور پره-لوله بین ۲۱۵۰ تا ۲۴۰۰ کیلو پاسکال است در حالی که برای کندانسور میکروکانال این مقدار بین ۲۲۴۰ تا ۲۳۶۷ کیلو پاسکال قرار دارد. میانگین افت فشار برای کندانسور پره-لوله با مبرد حدود ۲۷ کیلو پاسکال است در حالی که برای کندانسور میکروکانال میانگین افت فشار حدود ۱۳ کیلو پاسکال است. دمای اشباع در خروجی کندانسور پره-لوله بین ۳۲۱ تا ۳۲۴ کلوین و برای کندانسور میکروکانال ۳۲۳ تا ۳۲۶ کلوین است. برای کندانسور پره-لوله دمای خروجی حدود ۴ 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 مناسب تر در کندانسور میکروکانال دارد.

۳-۴- مقایسه عملکردی دو سیستم تبرید با کندانسور مختلف  
جدول ۱۱ مقایسه ضریب عملکرد داکت اسپلیت ۲/۵ با کندانسور پره-لوله و میکروکانال را که دارای مبرد R407c است، نشان می دهد. ضریب عملکرد چرخه تبرید با کندانسور میکروکانال حدود ۴ درصد بیشتر از حالتی است که از کندانسور پره-لوله استفاده شده است. با توجه به این که بررسی دقیق تر برای تفاوت عملکردی کندانسور میکروکانال و پره-لوله نیز مدنظر است، به همین دلیل خصوصیات مبرد در قبل کندانسور (نقطه ۳) و بعد آن (نقطه ۴) برای آزمایش های مختلف برای مبرد R407c در جدول ۱۲ ارائه شده است تا روی عملکرد نوع کندانسور جمع بندی دقیق تری داشته باشیم. همان طور که از این جدول مشخص است، میانگین فشار در

## ۵- جمع بندی

در تحقیق حاضر به بررسی تجربی و مقایسه عملکرد یک چرخه تبرید تراکمی با کندانسورهای میکروکانال و پره-لوله پرداخته شده است. برای این منظور از یک دستگاه داکت اسپلیت با ظرفیت سرمایشی ۲/۵ تن استفاده شده است و اثر نوع کندانسور بر ضریب عملکرد مورد بررسی قرار گرفته است. ضریب عملکرد سیکل تبرید در سه سرعت مختلف هوای عبوری از کندانسور مورد ارزیابی قرار گرفته است. نتایج نشان می‌دهد استفاده از کندانسور میکروکانال‌ها در شرایط یکسان و با ۷۰۰ گرم شارژ مبرد کمتر برای کل چرخه، حدود ۴٪ ضریب عملکرد را نسبت به سیستمی که کندانسور پره-لوله دارد، افزایش می‌دهد. میزان افت فشار در کندانسور میکروکانال نسبت به کندانسور پره-لوله کمتر است. بیشترین ضریب عملکرد برای سیستم تبرید با کندانسور میکروکانال و سرعت بالای فن به دست آمده است. برای سیستم تبریدی که از کندانسور پره-لوله استفاده می‌کند، دمای خروجی از کندانسور حدود ۴ درجه مادون سرد می‌شود در حالی که برای سیستم تبرید با کندانسور میکروکانال، دمای خروجی میکروکانال بین ۹ تا ۱۶ درجه مادون سرد شده است. با افزایش سرعت هوای عبوری از کندانسور، ضریب عملکرد چرخه تبرید افزایش و توان مصرفی کمپرسور کاهش می‌یابد.

## منابع

- [1] S. Parmar, K.N. Patel, A. Jejurkar, A review of air conditioning with the use of mini-channel and micro-channel heat exchanger, *Int. J. Sci. Eng. Res.*, 8(4) (2017) 86-90.
- [2] N. Obot, Toward a better understanding of friction and heat/mass transfer in microchannels--a literature review, *Microscale Thermophysical Engineering*, 6(3) (2002) 155-173.
- [3] M.-H. Kim, C.W. Bullard, Performance evaluation of a window room air conditioner with microchannel condensers, *J. Energy Resour. Technol.*, 124(1) (2002) 47-55.
- [4] S. Garimella, Condensation flow mechanisms in microchannels. basis for pressure drop and heat transfer models, in. *International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels*, 2003, pp. 181-192.
- [5] J.H. Jeong, K.S. Chang, H. Kim, S.H. Kil, H. Kim, Performance Assessment of Aluminum Parallel Flow

به طور کلی نتایج نشان می‌دهد که افت فشار در کندانسور میکروکانال نسبت به کندانسور پره-لوله کمتر است زیرا ابعاد کندانسور میکروکانال نسبت به کندانسور پره-لوله کمتر است و در نتیجه مسیری که مبرد طی می‌کند تا از ورودی کندانسور به خروجی برسد کاهش یافته است که باعث می‌شود افت فشار در کندانسور میکروکانال کمتر از کندانسور پره-لوله باشد. در کل مزایای استفاده از کندانسور میکروکانال را می‌توان کاهش ابعاد، افزایش ضریب انتقال حرارت و کاهش حجم مبرد در کل سیستم و در نتیجه کاهش اثرات زیست محیطی است.

با توجه به این که قطر هیدرولیکی کانال‌های میکروکانال در کندانسور میکروکانال نسبت به قطر لوله‌های کندانسور پره-لوله کمتر است، در نتیجه کاهش قطر هیدرولیکی سبب افزایش ضریب انتقال حرارت می‌شود [۱۷] به همین دلیل است که عملکرد کندانسور میکروکانال مناسب‌تر از کندانسور پره-لوله است. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش سرعت عبور هوا، دمای خروجی کندانسورها کاهش می‌یابد که به دلیل افزایش انتقال حرارت در کندانسور است. اما همان‌طور که از داده‌ها مشخص است میزان کاهش دمای خروجی کندانسور در سیستم دارای کندانسور میکروکانال بیشتر از سیستم دارای کندانسور پره-لوله است که به سبب انتقال حرارت مناسب‌تر کندانسور میکروکانال است.

توان الکتریکی مصرفی کندانسور ناشی از فن آن می‌باشد و افزایش سرعت فن باعث تغییر اندکی در توان مصرفی فن می‌شود. از طرفی افزایش سرعت فن، باعث انتقال حرارت مناسب‌تر در کندانسور شده و دما در خروجی کندانسور کاهش می‌یابد. کاهش دما در خروجی کندانسور سبب می‌شود که مبرد وارد شده به شیر انبساط دارای دمای پایین‌تری باشد و بنابراین در خروجی شیر انبساط کاهش عیار مبرد را داریم که سبب افزایش توان برودتی اواپراتور می‌شود و حتی شرایط عملکردی بهتری برای کمپرسور ایجاد می‌کند که سبب کاهش حدود ۲ درصدی توان مصرفی کمپرسور در هر دو سیستم تهویه مطبوع با کندانسور میکروکانال و پره-لوله می‌شود. عوامل موثر بر مقدار ضریب عملکرد سیستم تهویه مطبوع عبارتند از توان برودتی اواپراتور، توان مصرفی کمپرسور و توان مصرفی فن‌های یونیت داخلی و خارجی که در نهایت افزایش توان برودتی اواپراتور و کاهش توان مصرفی کمپرسور سبب افزایش ضریب عملکرد سیستم تهویه مطبوع می‌شود.

- length and refrigerant amount, *International Journal of Refrigeration*, 98 (2019) 428-435.
- [12] B. Xu, Y. Wang, J. Chen, F. Li, D. Li, X. Pan, Investigation of domestic air conditioner with a novel low charge microchannel condenser suitable for hydrocarbon refrigerant, *Measurement*, 90 (2016) 338-348.
- [13] Y. Zou, P.S. Hrnjak, Comparison and generalization of R410A and R134a distribution in the microchannel heat exchanger with the vertical header, *Science and Technology for the Built Environment*, 21(5) (2015) 555-563.
- [14] X. Zhang, L. Jia, Q. Peng, C. Dang, Experimental study of condensation heat transfer in a condenser with a liquid-vapor separator, *Applied Thermal Engineering*, 152 (2019) 196-203.
- [15] C. Zeng, Y. Song, X. Zhou, F. Zhang, M. Jiao, M. Liu, H. Gu, Experimental study on heat transfer and pressure drop characteristics in a microchannel heat exchanger assembly with S-shaped fins, *Applied Thermal Engineering*, 210 (2022) 118406.
- [16] S.M. Ammar, N. Abbas, S. Abbas, H.M. Ali, I. Hussain, M.M. Janjua, U. Sajjad, A. Dahiya, Condensing heat transfer coefficients of R134a in smooth and grooved multiport flat tubes of automotive heat exchanger. An experimental investigation, *International journal of heat and mass transfer*, 134 (2019) 366-376.
- [17] K. Keniar, S. Garimella, Experimental investigation of refrigerant condensation in circular and square micro- and mini-channels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 176 (2021) 121383.
- Condenser Applied to Residential Air-Condition, in. *Proceedings of the SAREK Conference, The Society of Air-Conditioning and Refrigerating Engineers of Korea*, 2004, pp. 117-117.
- [6] P. Naphon, O. Khonseur, Study on the convective heat transfer and pressure drop in the micro-channel heat sink, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 36(1) (2009) 39-44.
- [7] H. Li, P. Hrnjak, An experimentally validated model for microchannel heat exchanger incorporating lubricant effect, *International journal of refrigeration*, 59 (2015) 259-268.
- [8] R.S. Rametta, J. Boeng, C. Melo, Theoretical and Experimental Evaluation of Microchannel Condensers Applied to Household Refrigerators, in. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Purdue University, 2018.
- [9] J. Li, P.S. Hrnjak, Design for Microchannel Condensers With Separation Circuiting, in. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Purdue University, 2018.
- [10] E. Zanetti, M. Azzolin, S. Bortolin, G. Busato, D. Del Col, Design and testing of a microchannel heat exchanger working as condenser and evaporator, in. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Purdue University, 2018.
- [11] M. Tosun, B. Doğan, M.M. Öztürk, L.B. Erbay, Integration of a mini-channel condenser into a household refrigerator with regard to accurate capillary tube

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

M. Hashemabadia, R. Hajianb, J. Pirkandia, Sh. Mansorib, S. A. Sadrvaghefic, *Experimental investigation and performance comparison of two types of microchannel and Fin-tube condensers with R407c refrigerant in compression refrigeration cycle*, *Amirkabir J. Mech Eng.*, 55(5) (2023) 577-594.

DOI: 10.22060/mej.2023.21977.7551



