



بررسی عددی اثر زاویه قرارگیری کوئل کندانسور چیلر هوا خنک بر عملکرد آن

امین ربیع پور^۱، محسن طالب زادگان^{۲*}

۱. فارغ التحصیل کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، واحد اهواز، دانشگاه آزاد اسلامی، اهواز، ایران

۲. استادیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد رامهرمز، دانشگاه آزاد اسلامی، رامهرمز، ایران

* نویسنده مسئول: mo.talebzadegan @iau.ir

تاریخ دریافت: ۱۴۰۴/۰۸/۳۰ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۴/۰۹/۲۴

<https://doi.org/10.82385/jacms.2025.1222411>

چکیده

توزیع نامناسب جریان هوا می‌تواند به عنوان یک عامل مهم در کاهش عملکرد کندانسور مورد توجه قرار گیرد. کندانسورهای هوا خنک در واقع یک مبدل حرارتی فین تیوب هستند. عموماً کوئل‌های کندانسورها دارای چیدمانی وی شکل هستند که یک فن در بالای آنها قرار دارد. به دلیل چیدمان وی شکل کوئل‌ها، نمی‌توان جریان هوای یکنواختی را روی تمام سطح کوئل‌ها ایجاد نمود و لذا نرخ انتقال حرارت در تمام سطح کوئل‌ها یکسان نیست. در نتیجه نرخ انتقال حرارت جابجایی واقعی کمتر از مقدار طراحی می‌شود که این خود افزایش دمای چگالش و کاهش عملکرد مبدل را در پی خواهد داشت. بنابراین مطالعه در زمینه اصلاح نحوه توزیع متقارن جریان هوا در کندانسورها به تنهایی می‌تواند عملکرد مناسب تر کندانسور و نیز بهبود عملکرد کلی سیستم را به همراه داشته باشد. در این پژوهش به بررسی عددی اثر تغییر زاویه مبدل حرارتی فین - تیوب بر میدان سرعت پرداخته شده است. بررسی میدان سرعت در مبدل‌های تخت، عمودی و زاویه دار با زوایای ۴۰، ۶۰، ۹۰، ۱۰۴، ۱۱۲، ۱۲۰ درجه مورد مطالعه قرار گرفت. نتایج نشان داد با فرض نرخ جریان هوای عبوری یکسان، کندانسورهای وی شکل عملکرد بهتری نسبت به کندانسورهای افقی و عمودی داشتند و بهترین عملکرد مربوط به کندانسور با زاویه ۱۲۰ درجه است که سرعت متوسط و انتقال حرارت را به ترتیب ۵/۱۷٪ و ۳۸/۱۶٪ افزایش می‌دهد.

کلمات کلیدی: چیلر، کندانسور، زاویه کوئل، عملکرد کوئل

مقدمه

انرژی عامل بسیار مهمی در توسعه اقتصادی و رشد قوی هر کشور است. با افزایش تقاضا برای انرژی، تحقیقات در مورد صرفه جویی در انرژی و استفاده بهینه از آن به یکی از موضوعات مهم تبدیل شده است. کاهش مصرف انرژی از طریق بهینه‌سازی مصرف انرژی و یا با استفاده از کاهش مصرف خدمات انرژی، به عنوان یک هدف در تمام زمینه‌های مهندسی است. مبدل حرارتی دستگاهی است که به منظور انتقال انرژی حرارتی از یک سیال به سیالی دیگر مورد استفاده قرار می‌گیرد. فرایند تبادل حرارت می‌تواند بین مایع و مایع، گاز و گاز و همچنین بین مایع و گاز به وسیله مبدل‌های حرارتی صورت پذیرد. در مبدل‌های حرارتی، سیالات با دو روش کلی مبدل‌های تماس مستقیم و تماس غیرمستقیم با یکدیگر تبادل حرارتی دارند. در مبدل‌های تماس مستقیم دو سیال توسط سطوح جامد با ضریب انتقال حرارت بالا از یکدیگر جدا می‌شوند. این نوع مبدل‌ها به شکل‌های متنوعی ساخته می‌شوند و انتخاب هر یک از آنها بسته به نوع سیال، شرایط فشاری و دمایی هر یک از سیالات و ضرایب انتقال حرارت می‌تواند متفاوت باشد. از این مبدل می‌توان به نمونه‌های دو لوله‌ای، پوسته و لوله، صفحه‌ای، لوله پره دار اشاره نمود. لوله‌های پره‌دار نوعی از مبدل‌های حرارتی هستند که از تعدادی لوله تشکیل شده‌اند که بوسیله صفحاتی (فین)، سطح انتقال حرارت آنها افزایش یافته است و این امر به افزایش کارایی مبدل کمک کرده است. لوله‌های پره‌دار از جنس‌های مختلفی مثل آلومینیوم، مس و نیز فولاد ضد زنگ ساخته می‌شوند. از این نوع مبدل در ابعاد و اندازه‌های گوناگون و برای کاربردهای متنوعی تولید و استفاده می‌شود. به دلیل امکان استفاده در فشارها و دماهای بالا، کاربردهای فراوانی در صنایع مختلف از جمله صنایع نفت، گاز، پتروشیمی، تهویه مطبوع و نیز خودروسازی دارند. از آنجایی که معمولاً از هوا برای تبادل حرارت در سطح بیرونی این مبدل‌ها استفاده می‌شود، گاهی به آنها مبدل‌های هوا خنک نیز گفته می‌شود. همچنین در سیستم‌های برودتی برای تبادل حرارت مبرد



با محیط از این نوع مبدل حرارتی استفاده می‌شود. در این حالت مبرد از درون لوله‌ها عبور داده می‌شود و جریان هوا از روی لوله‌ها و پره‌ها می‌گذرد و حرارت را از مبرد دفع و به هوای محیط انتقال می‌دهد.

لیو و همکاران [۱] به بررسی مدل ریاضی حالت پایدار مبدل‌های حرارتی لوله پره‌دار بر اساس نظریه گراف پرداختند. آنها یک مدل ریاضی حالت پایدار بر اساس نظریه گراف ارائه دادند. مدل مذکور که با کمک روش‌های گراف جهت‌دار غیر مدور و پیمایش مبتنی بر نمودار می‌تواند هر گونه آرایش چرخه تبرید انعطاف‌پذیری را توصیف کند و توزیع مبرد در چرخه تبرید و هدایت حرارتی را از طریق پره‌ها تعیین کند. نتایج تجربی، مدل مذکور را تایید می‌کنند و حداکثر خطایی در حدود $\pm 10\%$ را نشان می‌دهند. ایشاقویه و همکاران [۲] برای مدل‌سازی عددی مبدل حرارتی سیستم‌های پمپ حرارتی مسکونی با جریان هوا و توزیع مبرد غیریکنواخت روش‌هایی را ارائه دادند. از آنجایی که عوامل متعددی از جمله توزیع غیریکنواخت جریان هوا، آرایش مدار مبرد، پیکربندی پره‌ها و لوله‌ها و همچنین شرایط عملیاتی، تاثیر قابل توجهی بر عملکرد ترموهیدرولیک آنها دارند. همچنین آنها یک مدل عددی همه منظوره را ارائه نمودند که در نرم افزار متلب پیاده‌سازی شده بود. مدل آنها قادر به شناسایی کیفیت بخار خروجی است که امکان انتخاب مناسب لوله‌ها و نرخ جریان جرمی را به گونه‌ای فراهم می‌کند که از فوق اشباع شدن و یا زیر اشباع شدن غیرضروری جلوگیری می‌نماید. همچنین داده‌های تجربی موجود، مدل مذکور را تایید می‌کنند و حداکثر خطا حدود $\pm 10\%$ بود. مایر و کروگر [۳] به بررسی اثر زاویه بین دو کوئل مبدل لوله پره‌دار بر روی افت فشار پرداختند. نتایج نشان داد که وقتی زاویه کوئل از 90° به 45° درجه کاهش می‌یابد، افت فشار ثابت می‌ماند. با این حال، زمانی که زاویه به 30° درجه کاهش یافت، افت فشار در عبور از کوئل‌ها افزایش یافت. شینگ لی و همکاران [۴] برای بهبود جریان هوا و عملکرد بهتر انتقال حرارت کندانسورهای VV شکل به بررسی زوایای مختلف بین وجه‌های کندانسور پرداختند. آنها نشان دادند که تغییر زاویه بین کوئل‌ها می‌تواند یک معیار تعیین کننده برای بهبود عملکرد کندانسورهای چند کوئله باشد بدون اینکه از سطوح انتقال حرارت بزرگتری استفاده نمود. از یک کندانسور چهار کوئله یک چیلر هوا خنک به عنوان یک مدل پایه در آزمایش‌ها و آنالیزها مورد استفاده قرار گرفت. نتایج نشان داد که تغییر زاویه‌های موجود می‌تواند نرخ جریان هوا را $7/85\%$ درصد افزایش دهد که این خود منجر به افزایش $5/29\%$ در نرخ انتقال حرارت گردید. این بهبودها به دلیل کاهش نواحی جریان هوای راکد کوئل‌ها و توزیع یکنواخت‌تر جریان هوای عبوری از روی کوئل‌ها بوده است. همچنین یاشار و همکاران [۵] توزیع هوا را در دو مبدل حرارتی لوله پره‌دار که یکی به صورت مورب یا شیب دار با زاویه 65° درجه و دیگری به صورت A شکل و با زاویه راس 34° درجه بود به صورت تجربی و عددی مورد مطالعه قرار دادند. آنها از سرعت سنجی تصویر ذرات برای اندازه گیری توزیع جریان هوا در محل آنها استفاده نمودند. نتایج نشان داد که توزیع جریان هوا برای هر دو مبدل حرارتی بسیار غیریکنواخت است و بخش‌های مختلف در معرض سرعت‌های بسیار متفاوتی از هوا هستند. آنها همچنین از رویکرد دینامیک سیالات محاسباتی برای مدل سازی توزیع جریان هوای عبوری از این مبدل‌های حرارتی استفاده نمودند. نتایج مدل‌سازی مذکور با مقادیر اندازه گیری شده، با اختلاف 10% مطابقت داشتند. ابوحامد و همکاران [۶] به بهینه‌سازی انتقال حرارت مبدل‌های حرارتی لوله پره‌دار با استفاده از تحلیل اگزورژی پرداختند. آنها از روش دینامیک سیالات محاسباتی برای شبیه‌سازی سه‌بعدی انتقال انرژی حرارتی و جریان سیال آشفته عبوری از انواع مبدل‌های حرارتی لوله پره‌دار جدید استفاده نمودند. آنها معادلاتی برای تخمین سه پارامتر هدف یعنی اثربخشی حرارتی، تلفات اگزورژی بدون بعد و کار بدون بعد پیشنهاد نمودند. نتایج نشان داد که افت اگزورژی بدون بعد با رینولدز برابر 8333 و پرانتل برابر $10/63$ در حالت بهینه است. محققان دریافتند که توزیع جریان هوا بر روی راندمان مبدل لوله پره‌دار بسیار اثرگذار است. در نتیجه بسیاری از تحقیقات اخیر در جهت توزیع مناسب‌تر جریان هوا بر روی مبدل لوله پره‌دار بوده است [۷-۱۲].

معادلات حاکم

در بررسی جریان هوا در مبدل‌های لوله پره‌دار از معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی ذیل استفاده گردید [۱].

معادله کلی بقای جرم و مومنتوم به صورت زیر است:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V) = 0 \quad (1)$$



$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = \rho \vec{g} - \nabla P - \frac{2}{3} \nabla (\mu \nabla \cdot \vec{V}) + \nabla \cdot [\mu (\nabla \vec{V} + (\nabla \vec{V})^T)] \quad (2)$$

معادله پیوستگی:

$$\nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (3)$$

معادله مومنوم در حالت پایا:

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = \rho \vec{g} - \nabla P + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (4)$$

در نتیجه آنها را به صورت زیر می‌توان نوشت:

$$\frac{\partial v_i}{\partial x_i} = 0 \quad (5)$$

$$\rho \left(v_j \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \right) = \rho g_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 v_i}{\partial x_j^2} \quad (6)$$

معادله انرژی:

$$\rho c_p \frac{DT}{Dt} = \rho \dot{q}_g + k \nabla^2 T + \Phi \quad (7)$$

$$\Phi = [\mu (\nabla \vec{V} + (\nabla \vec{V})^T)] \nabla \vec{V} \quad (8)$$

$$\dot{Q}_t = \sum_{i=1}^N \dot{Q}_i \quad (9)$$

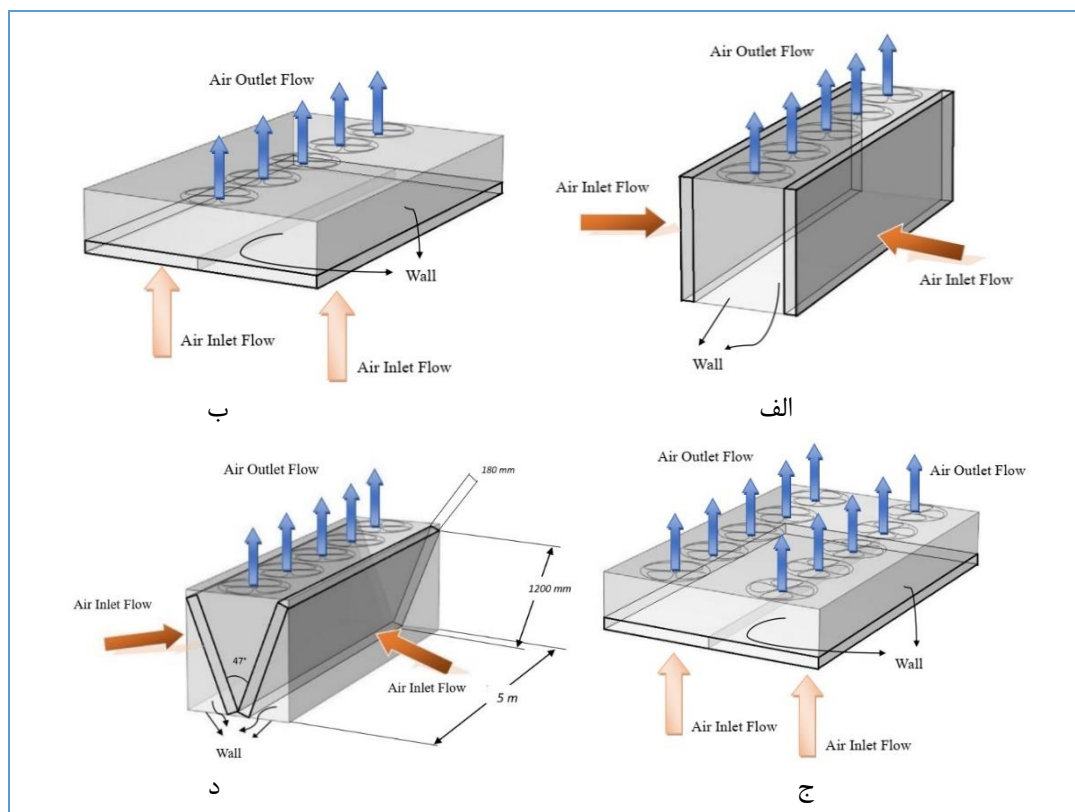
$$\dot{Q}_i = \epsilon C_{min} (T_{hi} - T_{ci}) \quad (10)$$

$$\epsilon = 1 - \exp \left(- \frac{UA}{C_{min}} \right) \quad (11)$$

در معادلات فوق $\mu, \Phi, \epsilon, C_{min}, \dot{Q}, \rho$ به ترتیب معرف چگالی، نرخ انتقال حرارت، ظرفیت حرارتی حداقل، انتقال حرارت موثر، نرخ اتلاف گرانی، گرانی دینامیکی می‌باشند.

مدل سازی کوئل کندانسور

در پژوهش حاضر، به بررسی کندانسورهای هواخنک چیلرهای تراکمی پرداخته شده است. این کندانسورها در واقع مبدل‌های حرارتی لوله پره‌داری هستند که در بخش بیرونی چیلرها تعبیه می‌شوند و وظیفه خنک نمودن سیال مبردی را دارند که در یک سیکل تبرید تراکمی کار می‌کنند. در ابتدا کندانسورهای وی شکل مورد بررسی قرار گرفت و به بررسی میزان تاثیر تغییر زاویه بین آنها (زاویه بین دو وجه V) پرداخته شد و سپس نمودارهای سرعت و کانتورهای سرعت مربوطه استخراج گردید. همچنین تغییر موقعیت کوئل‌ها و فن نسبت به هم در حالت‌های کوئل‌های عمودی واقع در ضلع‌های جانبی کندانسور و فن در قسمت فوقانی کندانسور، کوئل‌های افقی در قسمت تحتانی کندانسور و فن در قسمت فوقانی بررسی گردید. در شکل (۱) چهار موقعیت قرارگیری مبدل لوله پره‌دار نسبت به جهت حرکت جریان هوا نشان داده شده است. در مدل انتخابی طول کندانسور ۵ متر و پره‌های این کندانسور دارای ابعاد $180 \times 1200 \times 25$ میلی‌متر در نظر گرفته شد. پره‌ها دارای تراکم FPI ۱۰ هستند و این بدان معنی است که فاصله هر دو فن مجاور از یکدیگر $1/81$ میلی‌متر است. تعداد ۳ ردیف لوله که هر ردیف شامل ۳۰ عدد در مجموع هر کوئل دارای ۹۰ لوله می‌باشد که با آرایش مثلثی درون پره‌های این کندانسور قرار دارند. سایز لوله‌ها $3/8$ اینچ انتخاب گردید. کندانسور از چهار جهت بالا، پایین، ابتدا و انتها بسته شده و تنها از دو جهت جانبی اجازه ورود هوا و عبور از روی کوئل‌های کندانسور را می‌دهد. جدول شماره (۱) ابعاد و مشخصات مذکور را نشان می‌دهد. جهت حل مساله با استفاده از نرم افزار کامسول مولتی فیزیک، هندسه مورد نظر طراحی گردید. در این مدل مجموعاً ۴ فن به همراه لوله‌های مابین آنها از کندانسور مذکور در نظر گرفته شد به گونه‌ای که دو به دو باهم موازی و قرینه یکدیگر هستند. هر یک از این فن‌ها با ابعاد 180×1200 و ضخامت ۲۵ میلی‌متر و زاویه ۴۷ درجه در نظر گرفته شد. معادلات مشتق جزیی مربوطه با در نظر گرفتن شرایط مرزی و با بهره‌گیری از نرم افزار کامسول حل گردید.



شکل ۱: تصویر موقعیت‌های قرارگیری مبدل لوله پره‌دار نسبت به فن

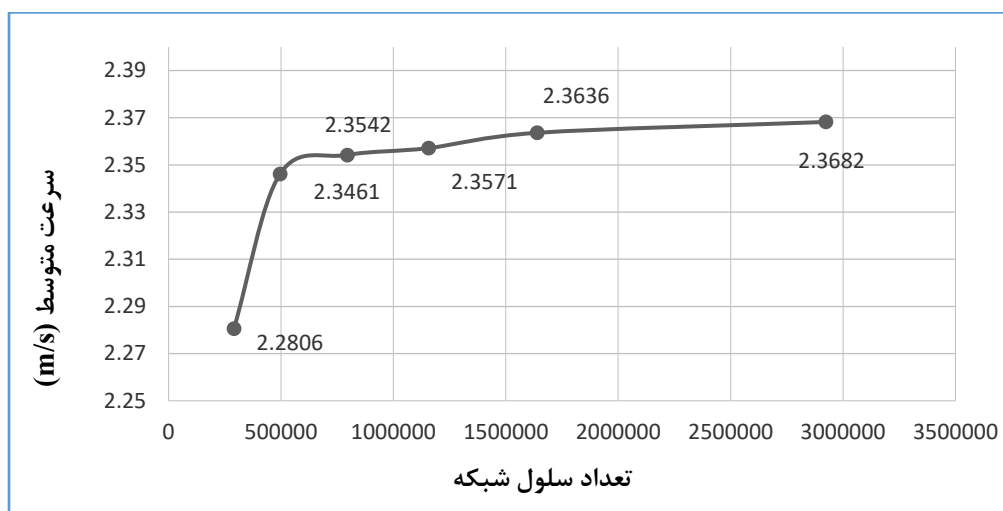
(الف) زاویه ۹۰ درجه، (ب) زاویه ۰ درجه یک ردیف فن، (ج) زاویه ۰ درجه دو ردیف فن، (د) زاویه ۴۷ درجه

جدول ۱: ابعاد و مشخصات مبدل لوله پره‌دار (میلی‌متر)

نوع	شکل	زاویه بین وجه‌های کندانسور	طول پره‌ها	عرض پره‌ها	ضخامت پره‌ها	تراکم پره‌ها FPI	تعداد ردیف لوله‌ها	تایوب در هر ردیف	قطر خارجی لوله‌ها	گام افقی لوله‌ها	گام عمودی لوله‌ها
هواخنک	وی شکل	۴۷ درجه	۱۸۰	۱۲۰۰	۰/۲۵	۱۰	۳	۳۰	۱۲/۷	۳۳	۳۸/۱

شبکه بندی مدل و استقلال حل از شبکه

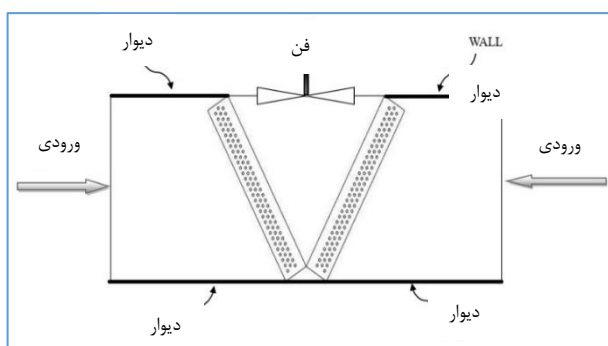
در این پژوهش نیز شبکه‌بندی را با مقدار ۵۲۳۴۲۶ شروع گردید و سرعت متوسط مورد ارزیابی قرار گرفت. سپس تعداد سلول‌های شبکه را افزایش داده شد و به ترتیب مقادیر ۹۹۸۶۲۵، ۱۴۹۶۸۰، ۱۹۸۳۲۰، ۲۲۷۸۵۰، ۲۹۲۳۷۴۸ را به عنوان شبکه حل اعمال نموده و سرعت‌های متوسط استخراج گردید. شکل (۲) نمودار تغییرات سرعت متوسط حاصله را نسبت به افزایش تعداد سلول‌های شبکه، نشان می‌دهد. در نهایت به دلیل اینکه مقادیر سرعت متوسط، بعد از حالت سوم تغییر چندانی نداشت لذا مقدار ۲۲۷۸۵۰ به عنوان شبکه حل انتخاب گردید. شبکه مورد استفاده در این پژوهش به شکل مثلی و از نوع بی‌سازمان انتخاب شده است. در شکل (۳) نمونه این شبکه‌بندی نمایش داده شده است.



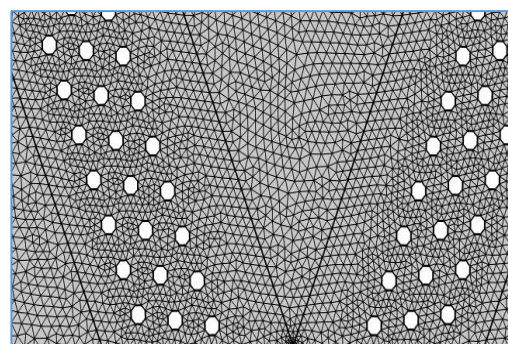
شکل ۲: نمودار تغییرات سرعت متوسط نسبت به افزایش تعداد سلول شبکه

شرایط مرزی و اولیه

در بررسی جریان هوای عبوری از روی مبدل لوله پره‌دار هواخنک، در ابتدا یک ناحیه طراحی همراه با شرایط سیال ساکن، سرعت اولیه در تمام جهات صفر و فشار اولیه بزابز با فشار اتمسفر در نظر گرفته شد. دیواره‌های جانبی به عنوان مرز ورودی با شرایط مرزی فشار اتمسفری (صفر نسبی) و جهت جریان به صورت عمود بر سطح، فرض گردید. فن از نوع جریان محوری در قسمت فوقانی میدان و با طول ۷۱۰ میلی‌متر در نظر گرفته شد اطلاعات استخراج شده از کاتالوگ فن مورد نظر (ساخت شرکت زیلاگ) به عنوان پارامترهای عملکردی در بخش فن در نرم‌افزار کامسول وارد گردید. شرایط مرزی خروجی را جریان توسعه یافته و فشار اتمسفری در نظر گرفته شد. به منظور اجتناب از ایجاد صدای نامطلوب در طراحی‌ها و محاسبات مربوط به سیستم‌های بروندی حداکثر نرخ جریان عبوری از کویل‌های کندانسور ۵۵۰۰ CFM در نظر گرفته شد. دیواره‌های جلویی و انتهایی دارای شرط تقارن می‌باشند. شرط مرزی دوم که لازم به اعمال آن بود شرط ثابت بودن دیواره‌ها و عدم لغزش جریان است که برای کلیه دیواره‌ها اعمال گردید. همچنین برای بررسی انتقال حرارت در سیال عبوری از روی کویل‌های کندانسور که هوای ۴۷ درجه سانتی‌گراد فرض گردیده است، فیزیک متناسب با مکانیزم انتقال حرارت در نرم‌افزار کامسول ایجاد گردید. شرط اولیه دما برای میدان نیز اعمال گردید. برای جریان ورودی، دمای ثابت ۴۷ درجه سانتی‌گراد را به عنوان شرط مرزی و دمای دیواره کویل‌ها ثابت و مقدار ۵۴ درجه سانتی‌گراد در نظر گرفته شد. جریان خروجی نیز در مرز فوقانی اعمال گردید. در شکل (۴) شماتیکی از شرایط مرزی نمایش داده شده است.



شکل ۴: شرایط مرزی مدل

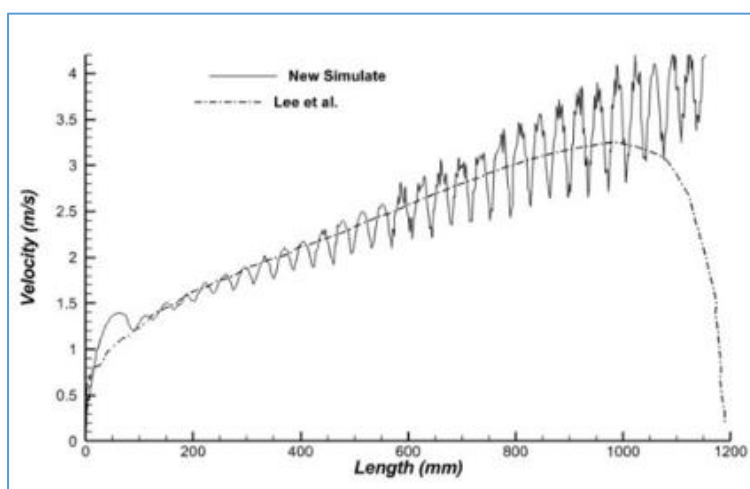


شکل ۳: شبکه بندی مدل



اعتبار سنجی نتایج

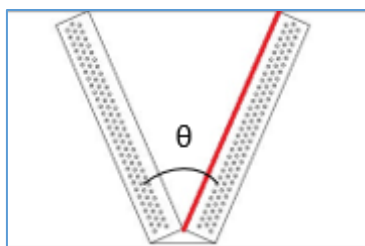
در پژوهش حاضر جهت اعتبارسنجی نتایج نمودار سرعت خروجی از روی کویل کندانسور هواخنک مدل شده با نمودار ارایه شده توسط مرجع [۱۳] مقایسه گردید. مقایسه این نمودارها در شکل (۵) نشان داده شده است. همانطور که نشان داده شده است، انطباق بسیار خوبی بین هر دو نمودار وجود دارد. توجه به این نکته ضروری است که دلیل نوسانات در نمودار خروجی از مدل سازی حاضر، عبور جریان از روی لوله‌ها است که این امر موجب بروز ناحیه‌های کم‌سرعتی در پشت این لوله‌ها می‌گردد. همچنین در قسمت فوقانی کویل‌ها ناحیه‌ای فاقد تیوب وجود دارد که این خود موجب شدت یافتن جریان در آن قسمت شده است. این در حالی است که در مقاله مرجع کویل‌های کندانسور به عنوان یک محیط متخلخل در نظر گرفته شده است. در نتیجه نموداری یکنواخت استخراج نموده‌اند که در بخش فوقانی کویل نیز به دلیل عدم لغزش سرعت به صفر رسیده است.



شکل ۵: مقایسه بین نمودار استخراج شده این پژوهش با مقاله لی و همکاران [۱۳]

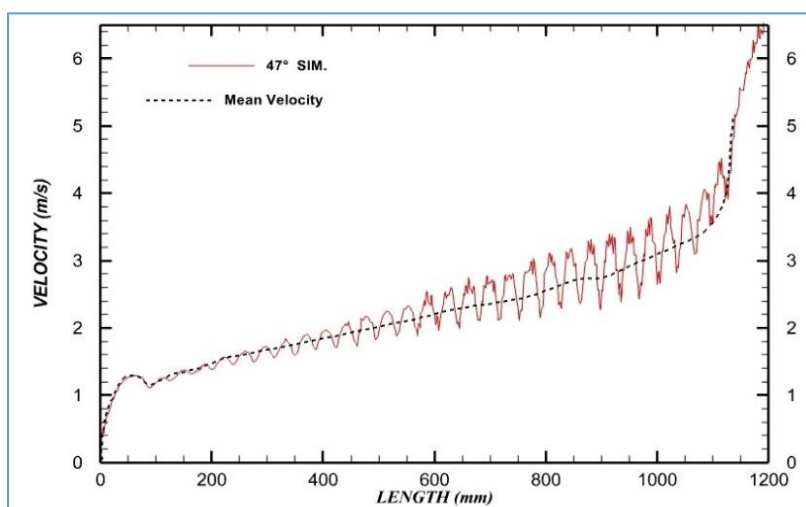
نتایج و بحث

برای بررسی جریان هوای خروجی از روی کویل‌های کندانسور، مطابق شکل (۶) در قسمت خروجی بین دو کویل یک خط مرکزی در نظر گرفته شد که اندازه‌گیری‌ها بر روی این خط انجام گردید.



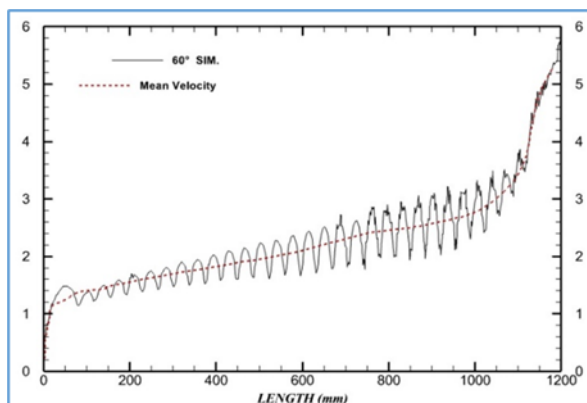
شکل ۶: خط فرضی انتخابی در خروج از روی کویل‌های کندانسور

نتایج این اندازه‌گیری‌ها در شکل‌های (۷) الی (۱۳) به ترتیب برای کندانسورهای وی شکل با زاویه‌های ۴۷، ۴۰، ۶۰، ۹۰، ۱۰۴، ۱۱۲ و ۱۲۰ درجه و نیز در شکل‌های (۱۴) الی (۱۶) به ترتیب برای کندانسور با کویل عمودی، کندانسور با کویل افقی یک ردیف فن محوری و کندانسور با کویل افقی دو ردیف فن محوری نمایش داده شده است.

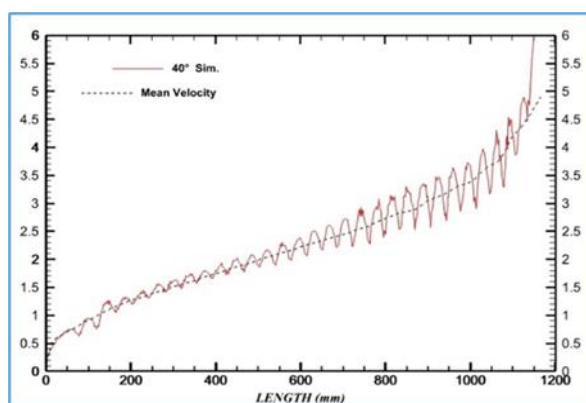


شکل ۷: نمودار سرعت خروجی از روی کویل کندانسور وی شکل با زاویه ۴۷ درجه

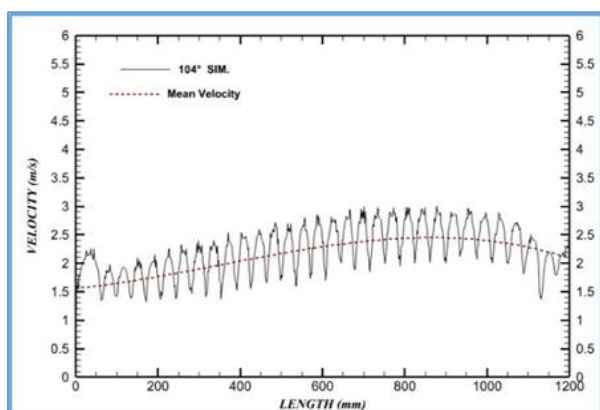
در شکل (۷) سرعت در قسمت تحتانی کندانسور نزدیک به صفر است و با فاصله گرفتن از آن قسمت سرعت افزایشی ناگهانی دارد و در فاصله ۵۰ میلی‌متر از آن، سرعت به بیش از ۱ متر بر ثانیه می‌رسد. از این نقطه به بعد تا حدود فاصله ۱۱۰۰ میلی‌متر سرعت جریان هوا تقریباً به صورت خطی افزایش می‌یابد. در قسمت فوقانی کویل‌ها، سرعت هوا افزایش چشم‌گیری دارد و دلیل آن نزدیکی این بخش به فن مکنده است و چون در این بخش جریان هوا با هیچ لوله‌ای درگیر نمی‌گردد، سرعت به مقدار قابل توجهی افزایش می‌یابد. این مسئله در مورد کندانسور با زاویه ۴۰ درجه نیز صدق می‌نماید. موج‌های سینوسی قابل مشاهده در شکل ناشی از افت سرعت جریان هوا بعد از عبور از روی لوله‌ها می‌باشد. در قسمت‌های تحتانی به دلیل اینکه مقدار سرعت بسیار اندک است طول این موج‌ها کوتاه است ولی به تدریج و با افزایش سرعت هوای عبوری این طول موج‌ها هم افزایش یافته و چشم‌گیر می‌گردند. این موج‌ها در تمامی شکل‌های مذکور قابل مشاهده هستند. با بررسی روند تغییرات سرعت جریان عبوری در این نمودارها، به این نتیجه می‌رسیم که هرچه زاویه θ افزایش می‌یابد، شیب تغییرات سرعت کاهش می‌یابد و به بیان دیگر نمودار، یکنواخت‌تر می‌گردد. همچنین با افزایش زاویه θ مشاهده گردید که سرعت در قسمت‌های تحتانی کویل‌های کندانسور، افزایش می‌یابد که افزایش انتقال حرارت جابجایی را در این نقاط به دنبال خواهد داشت. از سوی دیگر با افزایش θ در قسمت‌های فوقانی کویل‌ها جریان هوا با لوله‌های بیشتری درگیر می‌گردد در نتیجه آن افزایش ناگهانی دیگر قابل مشاهده نیست. همچنین در مقادیر بالای θ ، لوله‌های انتهایی کمتر در معرض جریان هوا قرار می‌گیرند که این امر در شکل‌های (۱۱) الی (۱۳) قابل مشاهده است.



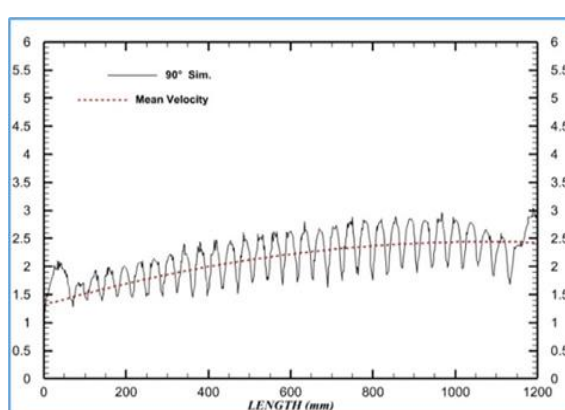
شکل ۹: سرعت خروجی از روی کویل کندانسور وی شکل با زاویه ۶۰ درجه



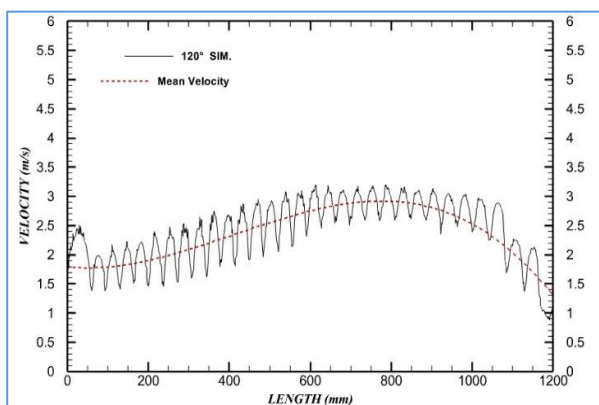
شکل ۸: سرعت خروجی از روی کویل کندانسور وی شکل با زاویه ۴۰ درجه



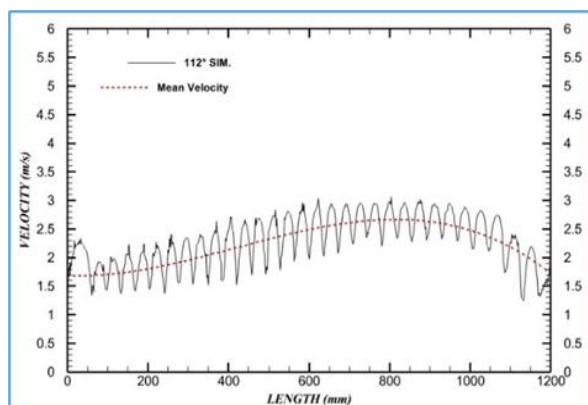
شکل ۱۱: سرعت خروجی از روی کویل کندانسور وی شکل با زاویه ۱۰۴ درجه



شکل ۱۰: سرعت خروجی از روی کویل کندانسور وی شکل با زاویه ۹۰ درجه

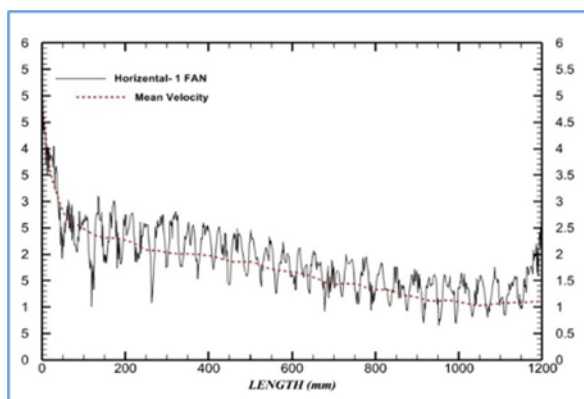


شکل ۱۳: سرعت خروجی از روی کویل کندانسور وی شکل با زاویه ۱۲۰ درجه

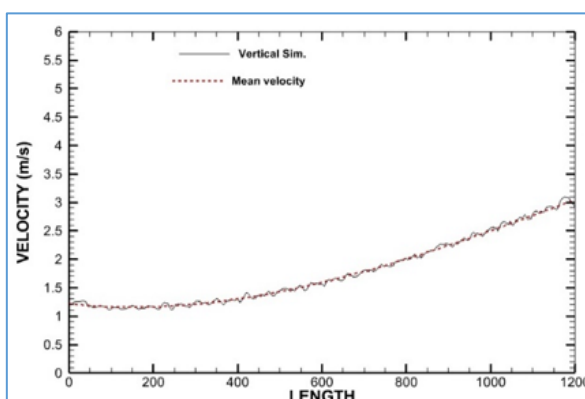


شکل ۱۲: سرعت خروجی از روی کویل کندانسور وی شکل با زاویه ۱۱۲ درجه

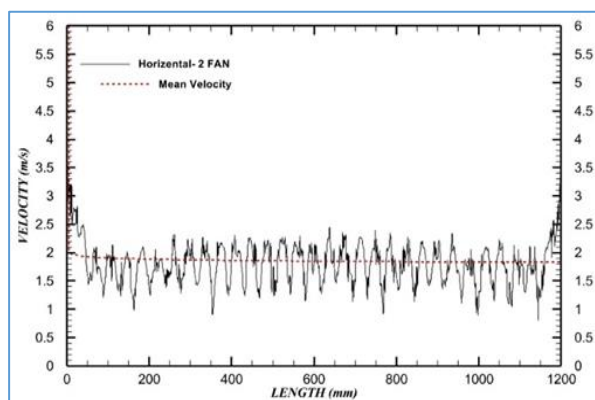
در شکل (۱۴) که مربوط به کندانسور با کویل‌های عمودی است، ملاحظه می‌شود که سرعت جریان هوا با شیب ملایمی در حال افزایش است به گونه‌ای که در قسمت تحتانی کویل‌ها کمترین مقدار خود و در قسمت فوقانی بیشترین مقدار خود را دارا است. با دقت در شکل‌های (۱۵) و (۱۶) به این نتیجه رسیده می‌شود که در صورت استفاده از دو ردیف فن در خروجی کندانسور، جریان هوای یکنواخت‌تری بر روی کویل‌ها حاصل می‌گردد. اما می‌توان مشاهده نمود که میانگین سرعت هوای عبوری در هر دو حالت به مراتب کمتر از کندانسورهای وی شکل است، که دلیل آن را می‌توان نیروی لازم برای غلبه بر گرانش وارد شده بر هوا دانست. میانگین‌های سرعت، دما و فشار بر روی خط فرضی در خروجی کویل‌های کندانسور، با استفاده از نرم افزار کامسول محاسبه و نتایج در جدول (۲) گزارش گردید. در صورتی که نمونه کویل وی شکل با زاویه ۴۷ درجه مبنای محاسبات قرار داده شود، مشاهده می‌شود که بیشترین میانگین سرعت در کندانسور وی شکل با زاویه ۴۰ درجه ایجاد می‌گردد. اما باید این موضوع را در نظر گرفت که این عدد شامل بخش فوقانی کویل یعنی جایی که هوا بدون برخورد با لوله‌ها به صورت ناگهانی و فزاینده‌ای سرعت می‌گیرد نیز می‌باشد. اگر ۵۰ میلی‌متر فوقانی کویل‌ها در نظر گرفته نشود سرعت‌های متوسط در خط خروجی از کویل کندانسورهای وی شکل با زاویه‌های ۴۷، ۴۰، ۶۰، ۹۰، ۱۰۴، ۱۱۲ و ۱۲۰ درجه به ترتیب برابر با ۲/۱۶۹، ۲/۲۳۸، ۲/۲۸۳، ۲/۳۰۵، ۲/۳۲۵، ۲/۴۷۴ خواهد بود. در این حالت مشاهده می‌شود که انتخاب زاویه ۱۲۰ درجه انتخاب مناسب‌تری نسبت به سایر زوایا می‌باشد. از طرفی کندانسور مبنا یعنی وی شکل با زاویه ۴۷ درجه نسبت به سایر شکل‌ها به غیر از کندانسور وی شکل با زاویه ۱۱۲ و ۱۲۰ درجه، سرعت بهتری را در خط خروجی از خود نشان داد.



شکل ۱۵: جریان هوای عبوری از روی کندانسور با کویل‌های افقی یک ردیف فن



شکل ۱۴: جریان هوای عبوری از روی کندانسور با کویل‌های عمودی



شکل ۱۶: جریان هوای عبوری از روی کندانسور با کویل‌های افقی دو ردیف فن

جدول ۲: میانگین سرعت، دما و فشار در خط فرضی خروجی بین دو کویل

فشار نسبی (Pa)	دما (C°)	سرعت (m/s)	نوع کندانسور
-۳۲/۹۶۷	۵۲/۲۲	۲/۴۶۱۹	وی شکل با زاویه ۴۷ درجه
-۴۵/۸۹	۵۲/۴۳۹	۲/۴۹۱۶	وی شکل با زاویه ۴۰ درجه
-۳۶/۵۵۷	۵۲/۴۲۸	۲/۳۰۷۱	وی شکل با زاویه ۶۰ درجه
-۴۵/۹۹۲	۵۲/۴۴۶	۲/۱۹۰۷	وی شکل با زاویه ۹۰ درجه
-۵۲/۹۷۸	۵۲/۵۷۸	۲/۲۴۰۷	وی شکل با زاویه ۱۰۴ درجه
-۵۸/۹۱۳	۵۲/۶۷۶	۲/۲۹۸۴	وی شکل با زاویه ۱۱۲ درجه
-۶۶/۹۵۵	۵۲/۷۸۹	۲/۴۲۵۱	وی شکل با زاویه ۱۲۰ درجه
-۱۴/۷۰۹	۵۰/۸۴۷	۱/۷۷۴۵	کویل‌های عمودی
-۲۷/۳۰۸	۵۲/۳۶۹	۱/۸۸۶	کویل‌های افقی تک فن
-۲۵/۹۱۹	۵۲/۲۷	۱/۸۱۴۳	کویل‌های افقی دو فن



در سه مدل دیگر که کندانسورهای عمودی و دو کندانسور افقی مورد مطالعه قرار گرفت، افت فشار کمترین حالت‌های خود را داشت ولی سرعت جریان نیز از نمونه‌های وی شکل کمتر گزارش گردید. از بین این مدل‌ها، کندانسور با کوئل عمودی بدترین حالت ممکن را نشان داد، زیرا کمترین نرخ جریان هوا را دارا است. اما بحث در مورد مناسب بودن کندانسور وی شکل با زاویه ۴۷ درجه نسبت به سایر شکل‌های پیشنهادی، بدون در نظر گرفتن تمامی سطوح کوئل‌ها و بررسی سرعت، دما و انتقال حرارت تبادل شده بین کوئل و هوا، اشتباه است و نتیجه درستی به دست نخواهد داد. با در نظر گرفتن تمامی سطوح کوئل کندانسور و میانگین‌گیری روی این سطوح جدول (۳) تهیه و ارائه گردید.

جدول ۳: میانگین سرعت، فشار، دما و انتقال حرارت بر روی تمامی سطوح کوئل کندانسور

انتقال حرارت کل (KW/m ²)	انتقال حرارت جابجایی (KW/m ²)	دما (C°)	فشار (Pa)	سرعت (m/s)	نوع کندانسور
۱۴۷/۹۴	۱۴۷/۹۳	۵۱/۷۶۶	-۲۴/۰۹۷	۲/۳۵۴۲	وی شکل با زاویه ۴۷ درجه
۱۴۹/۸۹	۱۴۹/۸۹	۵۱/۷۸	-۲۴/۲۰۱	۲/۳۸۶	وی شکل با زاویه ۴۰ درجه
۱۴۸/۷۶	۱۴۸/۷۵	۵۱/۷۶۲	-۲۴/۸۴۱	۲/۳۶۶۸	وی شکل با زاویه ۶۰ درجه
۱۵۳/۸۳	۱۵۳/۸۲	۵۱/۸۶	-۳۱/۰۴۲	۲/۴۵۰۵	وی شکل با زاویه ۹۰ درجه
۱۵۹/۸۳	۱۵۹/۸۳	۵۱/۹۶۵	-۳۶/۹۳۸	۲/۵۵۰۱	وی شکل با زاویه ۱۰۴ درجه
۱۴۵/۰۲	۱۴۵/۰۲	۵۲/۰۵	-۴۲/۰۴۲	۲/۶۳۶۵	وی شکل با زاویه ۱۱۲ درجه
۱۷۲/۱۶	۱۷۲/۱۶	۵۲/۱۵۸	-۴۹/۲۱۵	۲/۷۵۵۷	وی شکل با زاویه ۱۲۰ درجه
۱۰۵/۰۸	۱۰۵/۰۷	۵۱/۶۷۲	-۸/۲۵۷۳	۱/۶۶۸۱	کوئل‌های عمودی
۱۰۰/۱۴	۱۰۰/۱۴	۵۳/۲۷۱	-۱۵/۴۹۹	۱/۶۱۷۹	کوئل‌های افقی تک فن
۹۹/۶۶۹	۹۹/۶۶۶	۵۳/۲۴۹	-۱۴/۶۴۶	۱/۶۰۹۳	کوئل‌های افقی دو فن

بر اساس مقادیر میانگین جدول (۳) می‌توان بررسی دقیق‌تری از شرایط عملکردی هر یک از کندانسورها ارائه نمود. با در نظر گرفتن کندانسور وی شکل با زاویه ۴۷ درجه به عنوان مبنای مقایسه بین کندانسورها، ملاحظه گردید که کندانسورهای وی شکل با زاویه‌های ۴۰، ۶۰، ۹۰، ۱۰۴، ۱۱۲ و ۱۲۰ سرعت جریان هوای عبوری را به ترتیب به نسبت ۱/۳۵٪، ۰/۵۳٪، ۴/۰۸٪، ۸/۳۲٪، ۱۱/۹۹٪ و ۱۷/۰۵٪ افزایش می‌دهند. در مقابل، سه مدل دیگر که بر اساس تغییر موقعیت فن و کوئل‌ها نسبت به هم پیشنهاد گردیده بود، از قبیل کندانسور با کوئل عمودی، کندانسور با کوئل افقی تک فن و کندانسور با کوئل افقی دو فن که هر کدام سرعت جریان هوای عبوری را به ترتیب به میزان ۲۹/۱۴٪، ۳۱/۲۷٪ و ۳۱/۶۴٪ کاهش می‌دهند. این بدان معنا است که کندانسور وی شکل ۱۲۰ درجه، بیشترین سرعت جریان هوا و کوئل‌های افقی، کمترین جریان هوای عبوری را دارا می‌باشند. از سوی دیگر، افت فشار در تمامی کندانسورهای وی شکل نسبت به حالت مبنا یعنی وی شکل با زاویه ۴۷ درجه بیشتر گزارش گردید. این در حالی است که افت فشار در سه طرح پیشنهادی برای تغییر موقعیت فن و کوئل نسبت به هم، بسیار کمتر از حالت مبنا نشان داده شد. کندانسور با کوئل عمودی دارای کمترین افت فشار و کندانسور با کوئل وی شکل با زاویه ۱۲۰ درجه بیشترین افت فشار را دارا می‌باشند. دلیل آن، آشفته بودن بیشتر جریان در عبور از کوئل‌ها با زاویه ۱۲۰ درجه می‌باشد، زیرا جریان هوای عبوری مجبور است از حالت افقی وارد و بعد از برخورد با لوله‌ها و بر روی لوله‌ها جهت خود را عوض نموده و از کندانسور در جهت قائم خارج گردد. این آشفتگی با کاهش زاویه بین کوئل‌های کندانسور به تدریج کاهش می‌یابد. از آنجایی که آشفتگی جریان تاثیر قابل توجهی بر بهبود انتقال حرارت جابجایی خواهد داشت، لذا انتظار بهبود انتقال حرارت در



کندانسورهای وی شکل انتظار بجایی است. اما این آشفتگی خود عامل افت فشار خواهد شد که نتیجه آن در جدول مشهود است. تقریباً در تمامی موارد با افزایش زاویه θ ، افت فشار بیشتر خواهد شد.

در جدول (۳) ستونی به نرخ انتقال حرارت کل اختصاص داده شد. از مقایسه این ستون با ستون مربوط به نرخ انتقال حرارت جابجایی، به این نتیجه می‌توان رسید که بیش از ۹۹/۹۹٪ مقدار کل انتقال حرارت، به انتقال حرارت جابجایی اختصاص دارد. با در نظر گرفتن کندانسور وی شکل با زاویه ۴۷ درجه به عنوان مبنای طراحی و محاسبات و مقایسه انتقال حرارت‌های به دست آمده برای هر کدام از کندانسورها، این نتیجه می‌گردد که کندانسورهای وی شکل با زاویه‌های ۴۰، ۶۰، ۹۰، ۱۰۴، ۱۱۲ و ۱۲۰ هر کدام انتقال حرارت کل را به ترتیب به میزان ۱/۳۲٪، ۰/۵۵٪، ۳/۹۹٪، ۸/۰۵٪، ۱۱/۵۵٪ و ۱۶/۳۸٪ افزایش می‌نمایند و این در حالی است که کندانسور با کوئل عمودی، کندانسور با کوئل افقی تک فن و کندانسور با کوئل افقی دو فن هر کدام انتقال حرارت کل را به ترتیب به میزان ۲۸/۹۷٪، ۳۲/۳۱٪ و ۳۲/۶۲٪ کاهش می‌دهند. بنابراین در شرایط برابر مساحت کوئل‌ها، کندانسورهای وی شکل نسبت به سه طرح پیشنهادی دیگر قادر هستند که حرارت بیشتری را به هوای عبوری از روی کوئل‌ها منتقل نمایند. با توجه به مقادیر ارائه شده در جدول (۳) این موضوع مشاهده می‌گردد که سرعت جریان هوای عبوری و انتقال حرارت بین کوئل‌ها و هوا با یکدیگر نسبت مستقیم خواهند داشت و هرچه سرعت جریان هوا بیشتر باشد، انتقال حرارت بهتر و بیشتر صورت می‌گیرد و بالعکس.

نتیجه گیری

افزایش آشفتگی، نرخ انتقال حرارت جابجایی را افزایش می‌دهد. همچنین در شرایط برابر، افزایش سرعت نیز افزایش انتقال حرارت جابجایی را به دنبال دارد. بدین منظور کندانسورهای وی شکل که در آنها جریان هوا آشفتگی بیشتری دارد و در نتیجه سرعت آن نیز بیشتر می‌باشد، دارای نرخ بیشتری برای انتقال حرارت جابجایی هستند. ولی کندانسورهای پیشنهادی دیگر که موقعیت فن و کوئل نسبت به هم تغییر نموده، به دلیل آشفتگی کمتر جریان و سرعت کمتر جریان هوا، نرخ انتقال حرارت جابجایی بسیار کمتر از کندانسورهای وی شکل است.

مراجع

- [1] Liu, J., Wei, W., Ding, G., Zhang, C., Zhang, C., Fukaya, M., Wang, K., Inagaki, T., (2004), A general steady state mathematical model for fin-and-tube heat exchanger based on graph theory, International Journal of Refrigeration, 27, pp 965–973.
- [2] Ishaque, S., Kim, M.H., (2021), Numerical modeling of an outdoor unit heat exchanger for residential heat pump systems with nonuniform airflow and refrigerant distribution, International Journal of Heat and Mass Transfer, 175, p. 121323.
- [3] Meyer, C.J., Kroger, D.G., (2001), Air-cooled heat exchanger inlet flow losses, Applied Thermal Engineering, 21, pp. 771-786.
- [4] Lee, T.S., Wu, W.C., Chuah, Y.K., Wang, S.K., (2010), An improvement of airflow and heat transfer performance of multi-coil condensers by different coil configurations. International Journal of Refrigeration, 33, pp 1370-1376.
- [5] Padhmanabhan, S., Yanik, M., (2016), Analysis of an Innovative Microchannel Condenser Design for Modular Chillers and Unitary Rooftop Air Conditioners, International Refrigeration and Air Conditioning Conference, No. 16, pp 1680-1690.
- [6] Abu-Hamdeh, N.H., Bantan, R.A.R., Alimoradi, A., (2020), Heat transfer optimization through new form of pin type of finned tube heat exchangers using the exergy and energy analysis, International Journal of Refrigeration, 117, pp 12–22.
- [7] Ishaque, S., Kim, M.H., (2022), Refrigerant circuitry optimization of finned tube heat exchangers using a dual-mode intelligent search algorithm, Applied Thermal Engineering, 212, p.118576.



- [8] Aminian, E., Saffari, H., (2022), Experimental analysis of dropwise condensation heat transfer on a finned tube: Impact of pitch size, Part A: Journal of Power and Energy, 236(4), pp. 752–759.
- [9] Hashemabadi, M., Hajian, R., Pirkandi, J., Mansoori, S., Sadrvaghefi, S., (2023), Experimental investigation and performance comparison of two types of microchannel and Fin-tube condensers with R407c refrigerant in compression refrigeration cycle, Amirkabir Journal Mechanical Engineering, 55(5), pp 577-594.
- [10] Bin Hatrash, H.A.H, Mohd Tahir, I.N.I.B, W. Muhieldeen, M., (2021), Study on the effects of tube arrangements to the heat transfer performance of evaporator chiller system based on industrial standards, In International Conference on Mechanical Engineering Research, Springer Nature Singapore, pp 641–654.
- [11] Afrand, M., (2018), Numerical study on thermal performance of an air-cooled heat exchanger: Effects of hybrid nanofluid, pipe arrangement and cross section. Energy Conversion and Management, 164, pp 615-628.
- [12] Diana, L., Kusumawardani, F., Fadilah, W.N., Ariansyah, M.N., Irfianto, M.F., (2021), Numerical Analysis of the Effect of Serrated Fin to the Heat Transfer in the Condenser, Flywheel: Jurnal Teknik Mesin Untirta, 7(2), pp 1–8.
- [13] Lee, T.S., Wu, W.C., Wang, S.K., (2012), Improved energy performance of air-cooled water chillers with innovative condenser coil configurations-Part I:CFD simulation, International Journal of Refrigeration, 35(8) , pp 2199-2211.