

بررسی اثر پارامترهای هندسی پره‌های طولی خارجی و جریان سیال بر کارایی مبادله‌کن‌های گرمایی عمودی تحت انتقال گرمای جابجایی آزاد

علیرضا گل محمد پور

دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه ارومیه، ارومیه، ایران

سید مهدی پسته‌ای*

دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه ارومیه، ارومیه، ایران

چکیده

در کار حاضر به مطالعه عددی یک مبادله‌کن گرمایی استوانه‌ای پره‌دار قائم که با جریان لایه ای و طبیعی هوای محیط اطراف تبادل گرما می‌کند پرداخته شده است. در این بررسی هندسه‌های مختلف پره‌های طولی خارجی (مستطیلی، دوزنقه ای، مثلثی) با چهار دمای متفاوت سیال ورودی لوله بررسی شده است. شبیه سازی با مدل سه بعدی و به روش حجم محدود انجام یافته است. به منظور افزایش کارایی پره انتخاب شده پارامترهای هندسی موثر مانند ضخامت، ارتفاع و تعداد پره ها مورد بررسی و مقایسه قرار گرفته است. در ادامه عملکرد مبادله‌کن گرمایی به ازای دبی‌های جرمی مختلف سیال گرم مورد ارزیابی قرار گرفته است. مقایسه نتایج کار حاضر با مدل مرجع به کار رفته افزایشی حدود ۱۰ درصد در کارایی لوله پره‌دار را نشان می‌دهد.

واژه‌های کلیدی: مبادله‌کن گرمایی، پره طولی، انتقال گرما، جابجایی آزاد، عدد رایلی.

A Study on the Effect of Geometrical Parameters of Longitudinal External Fins and Fluid Flow on the Efficiency of the Vertical Heat Exchanger under Free Convection Heat Transfer

A. R. Gholmohammad Pour

Department of Mechanical Engineering, University of Urmia, Urmia, Iran

S. M. Pesteai

Department of Mechanical Engineering, University of Urmia, Urmia, Iran

Abstract

In the present work a numerical study of a vertical finned tube heat exchanger in the case of laminar free convection of the ambient air flow was discussed. In this study different geometries of external longitudinal fins (rectangular, trapezoidal, and triangular) with four different temperatures of hot inlet fluid in the pipe was investigated. The simulation has been done with a three-dimensional model and finite volume method. In order to increase the efficiency of pre-selected fin, geometric parameters such as the thickness of the fin, the fin height and the number of fins have been examined and compared. Then the heat exchanger performance for different mass flow rates of hot fluid were evaluated. The result represents an effectiveness for optimal finned tube with a 10% increase compared with optimal reference model.

Keywords: Heat Exchanger, Longitudinal fin, Heat transfer, Natural convection, Rayleigh Number.

در سالهای اخیر کارهای تحقیقاتی تجربی و عددی بسیاری در مورد لوله‌های پره‌دار صورت گرفته که به اختصار به چندین مورد اشاره می‌شود.

در زمینه لوله‌های بدون پره، خانورکار و همکاران [۱] به بررسی عددی لوله مسی عمودی با سطح مقطع دایروی واقع در یک تانکر آب با شار گرمایی ثابت جهت تعیین ضریب انتقال گرمای میانگین جابجایی آزاد پرداخته‌اند. این مطالعه شامل بررسی اثر پارامترهای فیزیکی مانند قطر، طول لوله و شار گرمایی اعمالی بر روی ویژگی‌های جریان خروجی مانند سرعت و دما می‌باشد. براساس نتایج حاصله آنها دریافتند که دما و سرعت خروجی با افزایش طول لوله رو به افزایش است. همچنین با افزایش قطر لوله دمای خروجی افزایش یافته ولی سرعت خروجی کاهش پیدا کرده است.

در رابطه با لوله‌های دارای پره‌های داخلی، جو و همکاران [۲] در مطالعه‌ای عددی به بررسی جابجایی آزاد در لوله‌های با پره داخلی پرداختند و رابطه ای برای تخمین آهنگ انتقال گرمای کلی بدست آوردند. آنها با استفاده از رابطه حاصله پارامترهای هندسی را برای افزایش میزان انتقال گرما بهینه نمودند.

۱- مقدمه

پره‌دار کردن لوله‌ها به‌عنوان ابزاری جهت افزایش انتقال گرما به‌طور گسترده در صنایع مختلفی مانند نفت، گاز، پتروشیمی، صنایع الکترونیکی و صنعت هسته‌ای مورد استفاده قرار گرفته است. اولین استفاده از لوله‌های پره‌دار مربوط به سال ۱۹۴۰ است که از آنها به عنوان وسیله خنک‌کننده در صنعت نفت استفاده شد. پس از آن، این تکنولوژی به دلیل مزایایی چون استفاده از حجم کوچکتر جهت خنک‌کاری، سطح انتقال گرمای بیشتر و کارایی بالاتر در صنایع دیگر نیز مورد استفاده قرار گرفت. در سال‌های اخیر، افزایش انتقال گرمای لوله از طریق پره‌دار کردن آنها بسیار مورد توجه قرار گرفته که هم از لحاظ نظری و هم کاربردی توسعه سریعی را داشته است. با توجه به موقعیت نصب پره در روی لوله، لوله‌های پره‌دار را می‌توان درگستره لوله‌های پره‌دار خارجی و داخلی، لوله‌های با پره‌های طولی و شعاعی طبقه‌بندی کرد. لوله‌های پره‌دار می‌تواند هم در جهت افقی و هم در جهت عمودی کار گذاشته شود.

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: sm.pesteai@urmia.ac.ir

تاریخ دریافت: ۹۶/۰۱/۱۷

تاریخ پذیرش: ۹۶/۰۴/۱۰

در زمینه لوله‌های پره‌دار طولی خارجی، کیو و همکاران [۳] در مدلی سه بعدی تاثیر زاویه پره‌ها، ضریب نشر سطوح و دمای لوله را در افزایش انتقال گرمای لوله با پره‌های طولی که بصورت عمودی در یک اتاقک کوچک قرار داشت را مورد مطالعه قرار دادند. نتایج عددی بیانگر افزایش عدد ناسلت میانگین با افزایش عدد رایلی برای تمامی زوایای پره مورد مطالعه بود. حداکثر آهنگ انتقال گرما نیز زمانیکه ضریب نشر سطح پره‌ها ما بین $0/8 - 0/7$ باشد به ازای زاویه 60° درجه پره‌ها و با ضریب نشر $0/9$ نیز در زاویه 55° درجه رخ می‌دهد. با افزایش دمای سطح لوله، هم انتقال گرمای جابجایی آزاد و هم تابش افزایش را نشان داده است. همچنین سهم تابش با افزایش ضریب نشر سطح پره افزایش داشت. ژلاسکو و همکاران [۴] به مطالعه تجربی انتقال گرما بر روی سطح بیرونی لوله‌های پره‌دار طولی پرداخته‌اند. در این کار مقادیر تجربی ضریب انتقال گرمای جابجایی آزاد و اجباری برای شرایط سرعت کم جریان هوا محاسبه شده و دو الگوی جریان مورد ارزیابی قرار گرفته است. که یکی شامل خطوط جریان موازی و دیگری عمود بر محور لوله می‌باشد. مقدار ضریب انتقال گرمای میانگین برای جابجایی آزاد برابر $(w/m^2.K) 2-8/5$ ، جابجایی اجباری عرضی $(w/m^2.K) 4/5-19$ و برای حالت جابجایی اجباری که در آن جریان در امتداد محور لوله بود $(w/m^2.K) 4-11$ می‌باشد. مقادیر آزمایشگاهی ضریب انتقال گرما برای جریان عرضی اطراف لوله حدود ۲۲ درصد بیشتر از حالتی است که در آن جریان در راستای محور لوله قرار دارد. آنها در این کار رابطه‌ای بی بعد برای محاسبه ضریب انتقال گرما تحت شرایط جابجایی آزاد و مرکب ارائه نموده‌اند که در آن جریان در راستای محور لوله و عمود بر آن قرار دارد. ساجدی و همکاران [۵] در مطالعه‌ای که بصورت عددی و آزمایشگاهی انجام دادند به بهینه سازی تعداد پره‌های خارجی در مبادله‌کن‌های لوله‌ای با پره‌های طولی پرداخته‌اند. براساس نتایج عددی تعداد پره‌های بهینه سازی شده برای حداکثر میزان انتقال گرما و همچنین نسبت تولید آنتروپی در شرایط مدنظر به دست آمده است. آن و همکاران [۶] در مطالعه‌ای تجربی بر روی استوانه عمودی با پره‌های صفحه ای، رابطه‌ای برای تخمین عدد ناسلت ارائه کردند. آنها برای این کار به بررسی‌های گسترده آزمایشگاهی بر روی نمونه‌های متعدد با تعداد مختلف پره، ارتفاع و دمای پایه پرداختند. رابطه ارائه شده به ازای عدد رایلی، نسبت ارتفاع پره به قطر استوانه و تعداد پره به ترتیب در محدوده‌های $60000-100000$ ، $2/1-6/1$ و $9-72$ ، قابل استفاده می‌باشد. جانگ و همکاران [۷] به بهینه سازی عملکرد گرماگیر شعاعی^۱ تحت جابجایی آزاد و تابش با تغییر پارامترهای هندسی پرداختند. آنها ارتفاع بیرونی‌ترین پره، تفاوت بین ارتفاع پره‌ها و تعداد پره را به عنوان پارامترهای طراحی مورد مطالعه قرار دادند. آنها با به حداقل رساندن مقاومت گرمایی و جرم چاه گرمایی شعاعی مورد مطالعه را بهینه کردند. عملکرد چاه گرمایی بهبود 45% افزایش را نسبت به حالت چاه گرمایی با پره صفحه‌ای نشان داده است. پارک و همکاران [۸] در کاری تجربی به بررسی جابجایی آزاد از استوانه پره‌دار با پره‌های شاخه‌ای پرداختند. در

این تحقیق زوایای مختلف شاخه‌ها، همچنین تعداد پره‌ها و دمای پایه متفاوت مورد بررسی قرار گرفت. با استفاده از نتایج حاصله، رابطه‌ای برای تخمین عدد ناسلت پیشنهاد شده است. رابطه ارائه شده به ازای عدد رایلی، زاویه شاخه و تعداد پره به ترتیب در محدوده‌های $60000-100000$ ، $40-110$ و $9-72$ ، قابل استفاده می‌باشد. عملکرد حرارتی پره‌های شاخه‌دار در مقایسه با پره‌های ساده معمولی بهبود 36% درصدی را نشان داده است، لذا این نوع پره‌ها را برای استفاده در تجهیزات خنک کننده سیستم‌های گرمایی مختلف پیشنهاد دادند. شن و همکاران [۹] چاه گرمایی استوانه‌ای^۲ عمودی تحت انتقال گرمای جابجایی آزاد را بصورت عددی مورد بررسی قرار دادند. آنها براساس نتایج بدست آمده عنوان کردند که لایه مرزی گرمایی اطراف چاه گرمایی را می‌توان به صورت یک تابع سینوسی در نظر گرفت و عدد ناسلت موضعی روی سطح استوانه زمانی که تعداد پره‌ها کم باشد تقریباً مستقل از ارتفاع پره عمل می‌کند. لی و همکاران [۱۰] به بررسی‌های گسترده تجربی استوانه عمودی با پره‌های صفحه‌ای مثلثی شکل بر روی آن با تعداد، ارتفاع و دمای پایه مختلف پرداختند. آنها رابطه‌ای برای تخمین عدد ناسلت بدست آوردند. لی و همکاران [۱۱] به بررسی آزمایشگاهی استوانه عمودی با پره‌های شیب‌دار که با تعداد پره، ارتفاع و دمای پایه متفاوت انجام شده است پرداختند. بر اساس نتایج بدست آمده مقاومت گرمایی استوانه با پره‌های شیب دار 30% کمتر از استوانه با پره‌های شعاعی بود.

در تحقیق حاضر به بررسی یک مبادله‌کن گرمایی استوانه‌ای عمودی با پره‌های طولی خارجی پرداخته شده است که سیال داغ داخل لوله از طریق مکانیزم جابجایی آزاد با هوای اطراف تبادل گرما داشته و خنک‌کاری می‌شود. در ابتدا پره‌های با شکل مستطیلی مورد بررسی قرار گرفته تا تعداد بهینه این پره‌ها بدست آید و در ادامه عملکرد هندسه‌های مختلف پره‌ها شامل دوزنقه‌ای و مثلثی با پره‌های مستطیلی مورد مقایسه قرار گرفته است و پس از تعیین هندسه مناسب اقدام به بهینه سازی سایر پارامترهای هندسی یعنی ضخامت و ارتفاع پره پرداخته شده است. در نهایت عملکرد مبادله‌کن حالت بهینه به ازای دبی‌های مختلف سیال گرم نیز مورد بررسی قرار گرفته است.

۲- هندسه و مدل محاسباتی

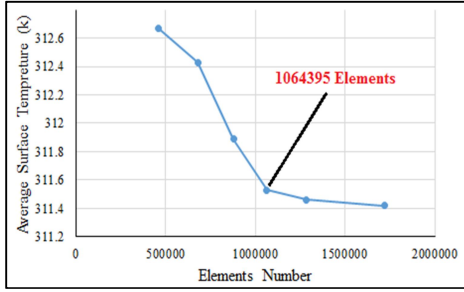
مبادله‌کن مورد مطالعه در واقع شامل یک لوله استوانه‌ای عمودی با پره‌های مستطیلی است که در محیط بیرونی آن با آرایش منظم و فاصله یکسان قرار گرفته‌اند. تمامی ابعاد و مشخصات فیزیکی براساس مرجع [۵] می‌باشد. در شکل ۱ جزئیات و شرایط مرزی مدل نشان داده شده است.

فرضیات حاکم بر مسئله به ترتیب شامل موارد زیر می‌باشند:

- ۱- جریان پایا، لایه ای و مدل به صورت سه بعدی می‌باشد. (عدد رینولدز برای جریان آب داخل لوله $Re < 2000$ و عدد رایلی جریان هوای بیرونی $Ra < 10^9$ در نظر گرفته شده است.)

² Cylindrical heat sink

¹ Radial heat sink



شکل ۳- استقلال از نتایج شبکه

۱-۲- معادلات حاکم

در جابجایی آزاد مانند جابجایی اجباری، نیروهای لزج و اینرسی حاکم‌اند و انرژی گرمایی از طریق جابجایی و رسانشی انتقال می‌یابد. تنها تفاوت مهم جابجایی آزاد با اجباری این است که در جابجایی آزاد نقش غالب نیروی شناوری است که از تغییرات چگالی جریان بوجود می‌آید. اگر تغییرات چگالی فقط ناشی از تغییرات دما باشد، آن را می‌توان به ضریب انبساط گرمایی حجمی ارتباط داد که به صورت زیر تعریف می‌شود [۱۲]:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\Delta \rho}{\Delta T} \right)_p \quad (1)$$

ضریب β یک خاصیت ترمودینامیکی است که تغییرات چگالی بر اثر تغییر دما در فشار ثابت را نشان می‌دهد. این ضریب را به صورت تقریبی زیر می‌توان نوشت:

$$\beta \approx -\frac{1}{\rho} \frac{\Delta \rho}{\Delta T} = -\frac{1}{\rho} \frac{\rho_\infty - \rho}{T_\infty - T} \Rightarrow (\rho_\infty - \rho) \approx -\rho \beta (T_\infty - T) \quad (2)$$

به این رابطه، تقریب بوزینسک^۱ می‌گویند. با توجه به اینکه نیروی شناوری فقط در معادله اندازه حرکت ظاهر می‌شود، معادله‌های پیوستگی و انرژی همانند معادلات جابجایی اجباری هستند. بدین ترتیب، معادلات اصلی در جابجایی آزاد بصورت زیر خواهند بود [۵]:

معادله پیوستگی:

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

معادله اندازه حرکت:

$$(\nabla \cdot \vec{V}) \cdot \vec{V} = -\frac{1}{\rho} \nabla P + \nu \nabla^2 \vec{V} + \beta (T - T_\infty) g \quad (4)$$

معادله انرژی:

$$\nabla \cdot \nabla T = \alpha \nabla^2 T \quad (5)$$

در جابجایی آزاد، قدرت نیروی شناوری با عدد رایلی سنجدیده می‌شود که بصورت زیر می‌باشد.

$$Ra = \frac{g \beta \Delta T H^3}{\nu \alpha} \quad (6)$$

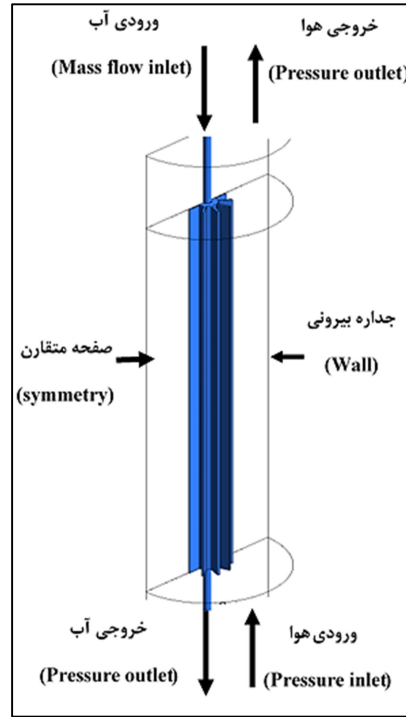
در معادله بالا β ، g ، ΔT ، ν و α به ترتیب شتاب گرانش، ضریب انبساط هوا، اختلاف دمای بین سطح مبادله‌کن و هوا، لزجت سینماتیکی و پخشندگی گرمایی هوا می‌باشد.

۲- با توجه به دماهای کاری مورد مطالعه از تابش صرف‌نظر شده است.

۳- تمامی ویژگی‌های سیال بیرونی (هوا) به جز چگالی ثابت است.

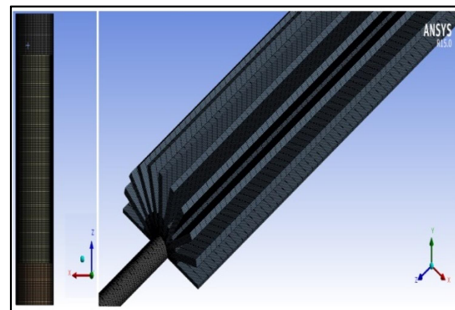
۴- برای هوا از قانون گاز کامل استفاده شده است.

۵- انتقال گرما بصورت جابجایی آزاد می‌باشد.



شکل ۱- هندسه و شرایط مرزی حاکم بر مسئله

شکل ۲ نمونه‌ای از شبکه تولید شده برای مدل محاسباتی مورد نظر را نشان می‌دهد. شکل ۳ نمودار تغییرات دمای میانگین سطح را بر حسب تعداد شبکه‌های مدل محاسباتی را نشان می‌دهد. به ازای تعداد شبکه‌های مختلف، شبیه سازی صورت گرفته و برای کاهش زمان محاسبات حداقل تعداد شبکه برای حوزه محاسباتی انتخاب شده است. بر این اساس حداقل تعداد شبکه برای مدل مورد نظر برابر ۱۰۶۴۳۹۵ می‌باشد.



شکل ۲- نمونه‌ای از شبکه تولید شده برای مدل محاسباتی

¹ Boussinesq approximation

۲-۲- روش عددی

مدل بصورت سه بعدی بوده و کلیه مراحل طراحی میدان محاسباتی و انجام شبیه سازی توسط نرم افزارهای محاسباتی Ansys Fluent 15 صورت گرفته است. معادلات عنوان شده به روش حجم محدود گسسته سازی شده و الگوریتم SIMPLE برای کوپل کردن فشار و سرعت و تقریب پسر و مرتبه دو^۱ برای معادلات اندازه حرکت و انرژی مورد استفاده قرار گرفته است. در تحلیل نتایج شبیه سازی از ویژگی‌های ترموفیزیکی هوا در دمای T_m استفاده شده است.

$$T_m = \frac{T_{\infty} + T_w}{2} \quad (7)$$

که در آن T_w و T_∞ به ترتیب دمای محیط و دمای سطح مبادله کن می‌باشد. ضریب تاثیر^۲ مبادله کن گرما در کل به صورت زیر تعریف می‌شود.

$$\varepsilon = \frac{q_{act}}{q_{max}} \quad (8)$$

انتقال گرمای واقعی را می‌توان با محاسبه افت انرژی سیال گرم یا انرژی کسب شده توسط سیال سرد بدست آورد. برای مبادله کن‌های گرما با جریان مخالف این مقدار به صورت:

$$q_{act} = \dot{m}_h c_h (T_{hi} - T_{ho}) = \dot{m}_c c_c (T_{co} - T_{ci}) \quad (9)$$

که در آن \dot{m} ، c و T با اندیس‌های h و c به ترتیب دبی جرمی، گرمای ویژه و دمای مربوط به سیال گرم و سرد می‌باشد.

برای تعیین حداکثر انتقال گرما ممکن در مبادله کن، ابتدا بایستی توجه کرد که این مقدار گرما در صورتی انتقال می‌یابد که تغییر دمای یکی از سیال‌های موجود در مبادله کن برابر با حداکثر اختلاف دمای ممکن در مبادله کن (یعنی اختلاف دما ما بین ورودی‌های سیال گرم و سرد) باشد. سیالی که دارای این حداکثر اختلاف دما باشد سیالی است که حداقل مقدار $\dot{m}c$ را دارد زیرا موازنه انرژی مستلزم آن است که انرژی گرفته شده توسط یک سیال برابر با انرژی‌ای باشد که سیال دیگر از دست می‌دهد. لذا حداکثر انتقال گرمای ممکن به صورت زیر بیان می‌شود [۱۳].

$$q_{max} = (\dot{m}c)_{min} (T_{hi} - T_{ci}) \quad (10)$$

سیال حداقل در این مورد مربوط به سیال سرد (هوا) می‌باشد لذا ضریب تاثیر بصورت زیر تعریف می‌شود:

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_c c_c (T_{co} - T_{ci})}{\dot{m}_c c_c (T_{hi} - T_{ci})} = \frac{(T_{co} - T_{ci})}{(T_{hi} - T_{ci})} \quad (11)$$

مقاومت گرمایی سطوح گسترش یافته از مجموع مقاومت پره‌ها، مقاومت هدایتی دیواره و مقاومت جابجایی هوا بدست می‌آید [۵]:

$$R_{th} = \frac{1}{\frac{N}{R_{fin}} + hA_b} + \frac{\ln\left(\frac{r_{root}}{r_{fin}}\right)}{2\pi H k_{Al}} \quad (12)$$

که در آن R_{fin} ، N، A_b، k_{Al}، H، h، r_{root} و r_{fin} به ترتیب بیانگر مقاومت گرمایی پره‌ها، تعداد پره، مساحت سطح بدون پره، رسانایی گرمایی آلومینیوم، ارتفاع مبادله کن، ضریب انتقال گرمای جابجایی، شعاع ریشه پره‌ها و شعاع داخلی لوله است. مقدار R_{fin} نیز به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$R_{fin} = \frac{1}{\sqrt{h p k_{Al} A_c} \tanh(ml)} \quad (13)$$

$$P = 2(H + t) \quad (14)$$

$$A_c = Ht \quad (15)$$

$$A_b = \pi D_{root} H - NHt \quad (16)$$

$$m = \sqrt{\frac{hP}{k_{Al} A_c}} \quad (17)$$

در این معادلات A_c، t و P به ترتیب بیانگر مساحت سطح مقطع، ضخامت و محیط پره می‌باشد.

۲-۳- اعتبار سنجی نتایج

شبیه سازی براساس کار آزمایشگاهی ساجدی و همکاران [۵] انجام شده و نتایج حاصل از شبیه سازی برای اعتبارسنجی در جدول ۱ و شکل ۴ آمده است. همانگونه که در جدول ۱ نیز مشخص است آزمایش‌ها به ازای چهار دمای ورودی سیال گرم انجام شده است.

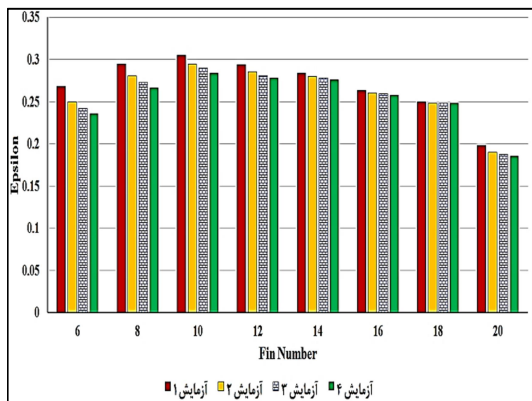
جدول ۱- نتایج آزمایشگاهی و شبیه سازی براساس منبع [۵]

شماره آزمایش	دمای ورودی T _{hi}	دمای خروجی T _{ho}	آزمایشگاهی T _{hi} - T _{ho}	شبیه سازی T _{hi} - T _{ho}
۱	۳۱۲	۳۱۱/۷۵	۰/۲۵	۰/۲۴۷
۲	۳۲۳/۲۵	۳۲۲/۸	۰/۴۵	۰/۴۸
۳	۳۳۲/۸۵	۳۳۲/۱۹	۰/۶۶	۰/۶۹۵
۴	۳۴۱/۹۵	۳۴۱/۰۴	۰/۹۱	۰/۹۱۱

با توجه به جدول ۱ تطابق قابل قبولی بین نتایج حاصل از شبیه سازی با نتایج آزمایشگاهی مشاهده می‌شود به طوری که درصد خطای میانگین نتایج بدست آمده که بیانگر اختلاف دمای بین دمای ورودی و خروجی سیال گرم می‌باشد برابر ۳/۳ درصد است.

¹ Second order upwind

² Effectiveness

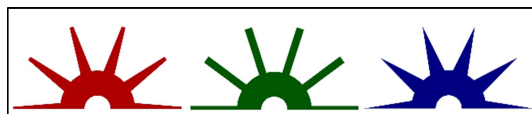


شکل ۶- ضریب تاثیر مبادله کن براساس تعداد پره

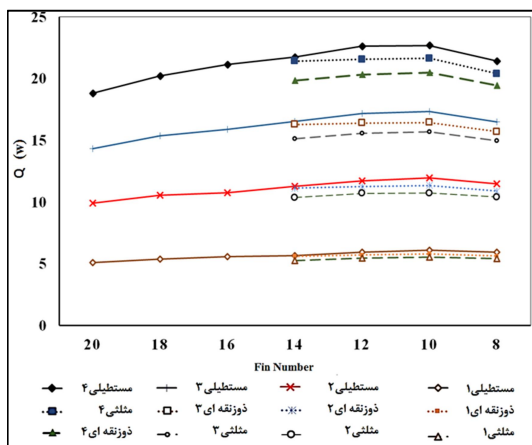
همانگونه که از شکل‌های بالا به وضوح مشخص است تعداد بهینه پره به ازای هر چهار حالتی که دمای سیال گرم ورودی تغییر کرده است برابر ۱۰ پره می‌باشد.

۲-۳- بررسی تاثیر هندسه‌های مختلف پره‌ها

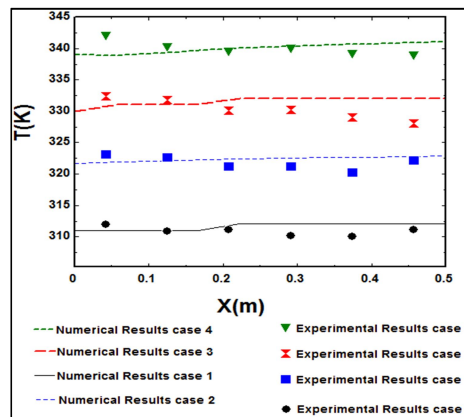
برای بررسی عملکرد هندسه‌های مختلف پره‌ها در خنک‌کاری مبادله‌کن گرمایی ۳ نوع پره مستطیلی، دوزنقه‌ای و مثلثی مورد بررسی قرار گرفت که شکل پره‌ها و نتایج حاصله در شکل‌های ۷ و ۸ نشان داده شده است. نکته قابل توجه اینکه برای مقایسه درست بین عملکرد هندسه‌های مختلف علاوه بر یکسان بودن سطح مقطع آنها، ارتفاع پره‌ها نیز یکسان در نظر گرفته شده است. برای یکسان بودن حجم پره‌ها در مقایسه اثر هندسه، ضخامت ریشه پره افزایش یافته که در این صورت حداکثر تعداد ممکن برای این نوع پره‌ها ۱۴ عدد می‌باشد.



شکل ۷- سطح مقطع پره‌ها با شکل‌های مختلف



شکل ۸- گرمای انتقال یافته پره‌های مختلف براساس تعداد پره



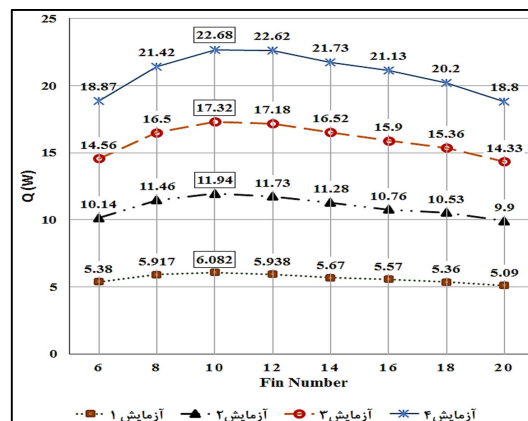
شکل ۴- نتایج آزمایشگاهی [۵] و کار عددی حاضر برای دمای سطحی مبادله‌کن گرما بر حسب ارتفاع مبادله کن

مطابق شکل ۴ خطای دمای سطحی مبادله‌کن گرما بر حسب ارتفاع مبادله‌کن برای نتایج آزمایشگاهی و نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی را ۱/۰۴ درصد می‌باشد.

۳- نتایج و بحث و بررسی

۱-۳- بررسی تاثیر تعداد پره‌ها

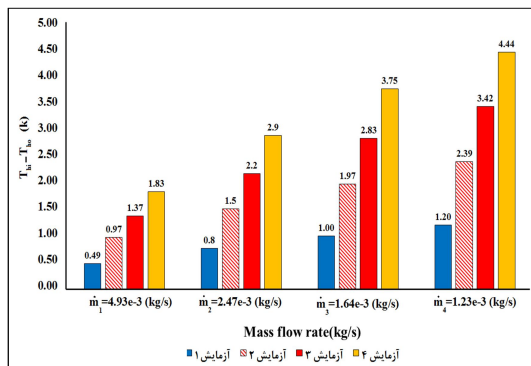
براساس نتایج حاصل از شبیه‌سازی و در شرایط مرزی یکسان ابتدا به بهینه‌سازی تعداد پره‌ها براساس گرمای انتقال یافته از سیال گرم به محیط و همچنین ضریب تاثیر مبادله‌کن گرما پرداخته شده که در شکل‌های ۵ و ۶ نشان داده شده است.



شکل ۵- گرمای انتقال یافته براساس تعداد پره

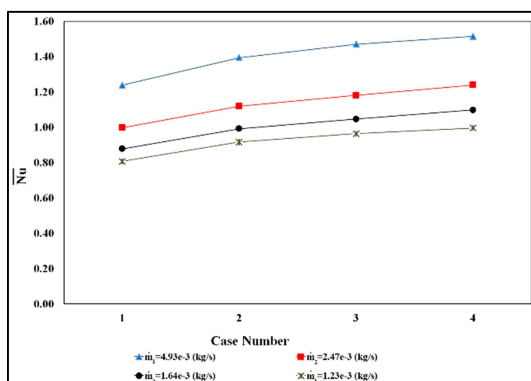
۳-۵- بررسی تاثیر دبی های مختلف سیال گرم

از دیگر پارامترهای مهم بررسی شده، مطالعه اثر دبی سیال گرم بر عملکرد مبادله‌کن بوده که در چهار دبی مختلف با دماهای ورودی متفاوت مورد بررسی قرار گرفت که نتایج آن در شکل ۱۱ آمده است.



شکل ۱۱ - اختلاف دمای ورودی و خروجی سیال گرم به‌ازای دبی های مختلف آن

شکل ۱۱ تغییرات اختلاف دمای ورودی و خروجی مربوط به سیال گرم به‌ازای دبی‌های مختلف مدل آزمایشگاهی را نشان می‌دهد. همانگونه که مشاهده می‌گردد این است که در دبی‌های کمتر مبادله‌کن فرصت کافی برای کاهش دمای سیال گرم داشته توانسته است دمای آن را تا حد قابل توجهی کاهش دهد. شکل‌های ۱۲ و ۱۳ به ترتیب عدد ناسلت میانگین و مقاومت گرمایی سطوح پرده‌دار را به‌ازای دبی‌های مختلف سیال گرم در حالت هندسه پهنه (تعداد، ضخامت و ارتفاع) نشان می‌دهد.

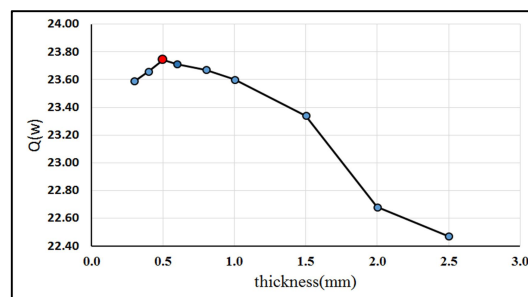


شکل ۱۲ - عدد ناسلت میانگین به‌ازای دماها و دبی‌های مختلف

همانگونه که از شکل ۸ مشخص است در تمامی حالات باز همان تعداد ۱۰ پره برای هر سه هندسه مورد مطالعه بیشترین تبادل گرما را نشان می‌دهد و در میان آنها نیز پره مستطیلی از دو نوع دیگر انتقال گرمای بهتری داشته و گرمای بیشتری را به محیط اطراف خود منتقل کرده است.

۳-۳- بررسی تاثیر ضخامت پرها

در ادامه به بررسی عملکرد پره مستطیلی در ضخامت‌های مختلف با ارتفاع یکسان پرداخته شده است که نتایج آن در شکل ۹ آمده است. شبیه‌سازی تنها برای یکی از حالت‌ها که دمای ورودی سیال گرم برابر شرایط آزمایش شماره ۴ می‌باشد انجام شده است.

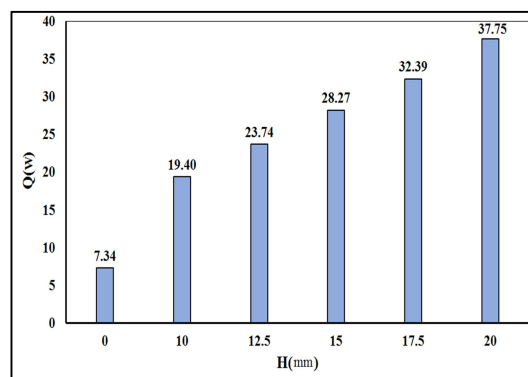


شکل ۹- گرمای انتقال یافته براساس ضخامت پره (ارتفاع یکسان)

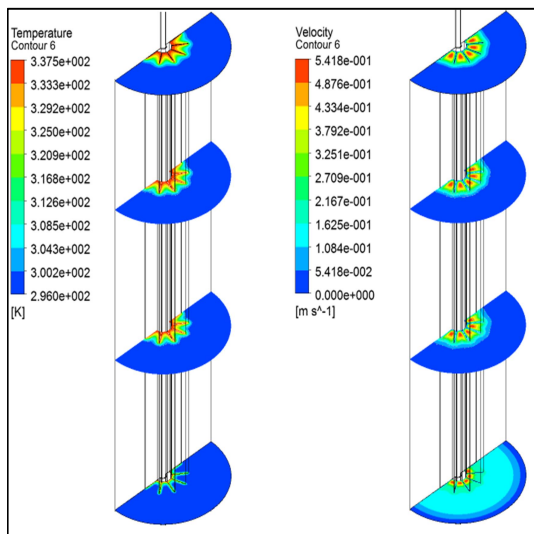
عملکرد مبادله‌کن گرمایی با پره‌های مستطیلی و با ضخامت ۰/۵ میلی‌متر در مقایسه با پره‌های با ضخامت‌های دیگر بهتر بوده که همین مسئله بیانگر صرفه‌جویی قابل توجهی در مواد مورد استفاده در ساخت مبادله‌کن حرارتی می‌باشد.

۳-۴- بررسی تاثیر ارتفاع پرها

برای بررسی تاثیر افزایش ارتفاع پرها بر انتقال گرما، شبیه‌سازی‌ها به‌ازای مقادیر مختلف ارتفاع پرها انجام یافته و با حالت بدون پره (ارتفاع صفر) مقایسه شده است. شکل ۱۰ گرمای انتقال یافته در ارتفاع‌های مختلف پره را نشان می‌دهد. همانگونه که از شکل مشخص است با افزایش ارتفاع پرها میزان انتقال گرما افزایش می‌یابد.

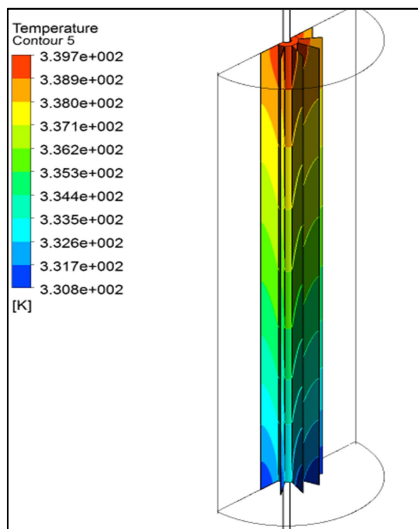


شکل ۱۰- گرمای انتقال یافته براساس ارتفاع مختلف پره



شکل ۱۵- کانتورهای توزیع دما و سرعت در مقاطع مختلف

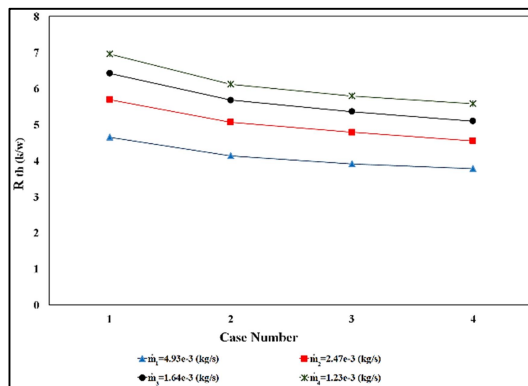
شکل ۱۶ کانتور توزیع دما را روی سطح مبادله‌کن گرما نشان می‌دهد. باتوجه به شکل، دمای سطح در قسمت‌های پایینی به خاطر کاهش دمای سیال گرم داخلی کاهش محسوسی داشته به گونه ای که سطوح پایینی مبادله‌کن اختلاف دمای قابل توجهی با سطوح بالایی دارد.



شکل ۱۶- کانتور توزیع دما در سطح مبادله‌کن گرما

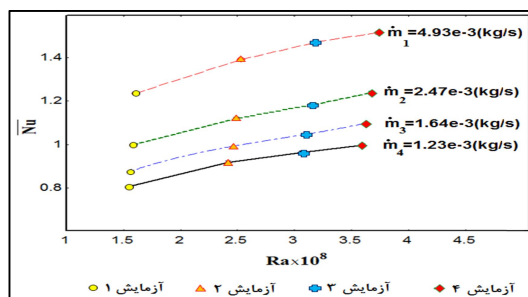
۴- نتیجه‌گیری

در این پژوهش به بررسی مبادله‌کن گرما با پره‌های طولی خارجی پرداخته شد که در آن سیال گرم داخلی از طریق انتقال گرمای صورت گرفته از سطح مبادله‌کن با هوای اطراف و با استفاده از مکانیزم جابجایی آزاد خنک می‌شود. در ابتدا تعداد پره بهینه برای عملکرد بهتر مبادله‌کن را یافته و سپس کارایی مبادله‌کن را با تغییر هندسه پرها به شکل‌های مثلثی و دوزنقه‌ای مورد بررسی قرار گرفت. با توجه به عملکرد بهتر پره‌های مستطیلی، در گام‌های بعدی به بهینه سازی



شکل ۱۳- مقاومت گرمایی سطح پره دار به ازای دما و دبی‌های مختلف

شکل ۱۴ نمودار عدد ناسلت میانگین برحسب عدد رایلی در آزمایش‌های مختلف و در دبی‌های جرمی متفاوت را نشان می‌دهد. با توجه به شکل، عدد ناسلت میانگین در محدوده لایه ای با افزایش دبی جرمی و عدد رایلی افزایش قابل ملاحظه ای را نشان می‌دهد.



شکل ۱۴- تغییرات عدد ناسلت میانگین برحسب عدد رایلی در آزمایش‌های متعدد به ازای دبی‌های جرمی متفاوت در مبادله‌کن بهینه شده

شکل ۱۵ کانتورهای توزیع دما و سرعت در مقاطع مختلف از مبادله‌کن گرما را نشان می‌دهد. همانطور که از شکل نیز مشخص است با انتقال گرمای صورت گرفته از سطح مبادله‌کن به هوای اطراف رفته رفته با افزایش ارتفاع از قسمت پایینی جریان بالا رونده ای ایجاد می‌شود که ناشی از اختلاف چگالی هوای اطراف با تغییر دماست و این جریان با افزایش ارتفاع سرعت بیشتری دارد.

<p>(K) دما T</p> <p>ضخامت (m) t</p> <p>دمای هوای محیط (K) T_{∞}</p> <p>دمای سیال سرد ورودی (K) T_{ci}</p> <p>دمای سیال سرد خروجی (K) T_{co}</p> <p>دمای سیال گرم ورودی (K) T_{hi}</p> <p>دمای سیال گرم خروجی (K) T_{ho}</p> <p>دمای میانگین (K) T_m</p> <p>دمای سطح مبادله کن (k) T_w</p> <p>سرعت (m/s) v</p> <p>ضریب نفوذ هوا ($m^2 s^{-1}$) α</p> <p>ضریب انبساط هوا (K^{-1}) β</p> <p>ضریب تاثیر مبادله کن ϵ</p> <p>لزجت سینماتیکی ($m^2 s^{-1}$) ν</p> <p>چگالی (kgm^{-3}) ρ</p> <p>چگالی مینا (kgm^{-3}) ρ_0</p>	<p>ضخامت و ارتفاع پره‌ها پرداخته شد. در انتها عملکرد مبادله‌کن با پارامترهای بهینه را به ازای دبی‌های جرمی مختلف عبوری از آن بررسی گردید. بطور خلاصه نتایج بدست آمده شامل موارد زیر می‌باشد:</p> <p>- تعداد بهینه پره‌ها برای مبادله‌کن گرمایی مورد مطالعه به ازای دماهای مختلف سیال گرم عبوری از آن برابر ۱۰ پره می‌باشد.</p> <p>- پره‌های مستطیلی در مقایسه با پره‌های مثلثی و دوزنقه ای در خنک کاری سیال گرم عملکرد بهتری را داشتند.</p> <p>- عملکرد مبادله‌کن به ازای ضخامت‌های مختلف پره‌ها بررسی شد که در ضخامت ۰/۵ میلی‌متر بیشترین میزان گرما به محیط منتقل شد.</p> <p>- با توجه به ارتفاع‌های مختلف پره مورد بررسی مشخص شد که با افزایش ارتفاع میزان گرمای منتقل شده نیز افزایش می‌یابد.</p> <p>- عدد ناسلت میانگین در محدوده لایه ای با افزایش دبی جرمی و عدد رایلی افزایش قابل ملاحظه ای دارد.</p>
--	---

۵- نمادها

<p>A_b مساحت سطح بدون پره (m^2)</p> <p>A_c مساحت سطح مقطع پره (m^2)</p> <p>C_c گرمای ویژه سیال سرد ($Jkg^{-1}K^{-1}$)</p> <p>C_h گرمای ویژه سیال گرم ($Jkg^{-1}K^{-1}$)</p> <p>D_{root} قطر ریشه پره (m)</p> <p>g شتاب گرانش (ms^{-2})</p> <p>H ارتفاع مبادله‌کن گرمایی (m)</p> <p>k_{Al} رسانایی گرمایی آلومینیوم ($Wm^{-1}K^{-1}$)</p> <p>\dot{m}_c دبی جرمی سیال سرد (kgs^{-1})</p> <p>\dot{m}_h دبی جرمی سیال گرم (kgs^{-1})</p> <p>Nu عدد ناسلت</p> <p>N تعداد پره</p> <p>P فشار (Pa)</p> <p>p محیط پره (m)</p> <p>q_{act} انتقال گرمای واقعی (W)</p> <p>q_{max} انتقال گرمای حداکثری (W)</p> <p>Ra عدد رایلی</p> <p>r_i شعاع داخلی لوله (m)</p> <p>r_{root} شعاع پایه پره (m)</p> <p>R_{th} مقاومت گرمایی سطوح گسترش یافته (K/W)</p>

۶- مراجع

[1] Prashant M Khanorkar., Thombre R E., CFD analysis of natural convection flow through vertical pipe. *Int. J. Mech. Eng. & Rob. Res.* Vol. 2, pp 371–378, 2013.

[2] Young Hwan Joo., Sung Jin Kim., Thermal optimization of vertically oriented internally finned tubes in natural convection. *Int J Heat Mass Transf.* Vol. 93, pp 991–999, 2016.

[3] Yan Qiu., Maocheng Tian., Zhixiong Guo., Natural convection and radiation heat transfer of an externally finned tube vertically placed in a chamber. *Heat Mass Transfer*, vol. 49, pp. 405–412, 2013.

[4] Beata Niezgoda-Z. elasko., Jerzy Zelasko., Free and forced convection on the outer surface of vertical longitudinally finned tubes. *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol 57, pp. 145–156, 2014.

[5] Sajedi R., Taghilou M., Jafari M., Experimental and numerical study on the optimal fin numbering in an external extended finned tube heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, vol. 83, pp. 139-146, 2015.

[6] Byoung Hoon An., Hyun Jung Kim., Dong-Kwon Kim., Nusselt number correlation for natural convection from vertical cylinders with vertically oriented plate fins. *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol 41, pp. 59–66, 2012.

[7] Daeseok Jang., Se-Jin Yook., Kwan-Soo Lee., Optimum design of a radial heat sink with a fin-height profile for high-power LED lighting applications. *Applied Energy*, vol. 116, pp. 260–268, 2014.

[8] Kuen Tae Park., Hyun Jung Kim., Dong-Kwon Kim., Experimental study of natural convection from vertical cylinders with branched fins. *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 54, pp. 29–37, 2014.

[9] Qie Shen., Daming Sun., Ya Xu, Tao Jin., Xu Zhao., Ning Zhang., Ke Wu., Zhiyi Huang., Natural convection heat transfer

along vertical cylinder heat sinks with longitudinal fins. *International Journal of Thermal Sciences*, pp.1-8, 2015.

[10] Myoung woo Lee., Hyun Jung Kim., Dong-Kwon Kim., Nusselt number correlation for natural convection from vertical cylinders with triangular fins. *Applied Thermal Engineering*, vol.93, pp.1238–1247, 2016.

[11] Jong Bum Lee., Hyun Jung Kim., Dong-Kwon Kim., Experimental Study of Natural Convection Cooling of Vertical Cylinders with Inclined Plate Fins. *Energies*, vol.9, pp. 391, 2016.

[12] Bergman L., Lavine A.S., Incropera F.P., DeWitt D.P., *Introduction to Heat Transfer*, Wiley, 2006.

[13] Holman J. P., *Heat Transfer*, Mc Graw-Hill, 2010.