

بررسی کارایی یک مبادله کن گرمایی پوسته-لوله با بافل میله‌ای با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی و نرم افزار HTRI

حسین حسن نیا

اصغر علیزاده داخل*

دانشجوی دکتری، گروه شیمی و مهندسی شیمی، واحد رشت، دانشگاه آزاد اسلامی، رشت، ایران.
استادیار، گروه شیمی و مهندسی شیمی، واحد رشت، دانشگاه آزاد اسلامی، رشت، ایران.

چکیده

یک مبادله کن گرمایی پوسته-لوله با بافل میله‌ای با استفاده از نرم افزار HTRI و روش دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) شبیه سازی گردید. نتایج به دست آمده از هر دو مدلسازی با داده‌های تجربی در دسترس مقایسه شد. همچنین اثر فاصله بافل‌ها و سرعت جریان سیال سرد بر کارایی مبادله کن گرمایی مورد بررسی قرار گرفت. نتایج حاصل نشان داد که کاهش فاصله بافل‌ها سبب افزایش انتقال گرما در مبادله کن می‌شود. با این حال، کم کردن بیش از حد فاصله بافل‌ها می‌تواند موجب کاهش قابل توجه انتقال گرما گردد. در مقایسه دو روش به کار گرفته شده برای شبیه سازی مبادله کن گرمایی پوسته-لوله با بافل میله-ای، می‌توان گفت استفاده از نرم افزار HTRI آسانتر و سریعتر از روش CFD است و پاسخ‌های قابل قبولی را به دست می‌دهد. از طرف دیگر دقت نتایج حاصل از CFD بیشتر است، همچنین جزئیات پروفایل‌های دما و سرعت سیال در داخل مبادله کن، قابل محاسبه و تجزیه و تحلیل است. نتایج این تحقیق می‌تواند گامی موثر در توسعه کاربرد این نوع مبادله کن و بازطراحی آن باشد.

واژه‌های کلیدی: مبادله کن گرمایی، بافل میله‌ای، دینامیک سیالات محاسباتی، HTRI.

Investigation of the Performance of a Rod Baffle Shell-Tube Heat Exchanger using Computational Fluid Dynamics and HTRI Software

Hossein Hassannia

Asghar Alizadehdakheel

Department of Chemical Engineering, Rasht branch, Islamic Azad University, Rasht, Iran.

Department of Chemical Engineering, Rasht branch, Islamic Azad University, Rasht, Iran.

Abstract

A Rod Baffle shell-tube heat exchanger was simulated using HTRI software and Computational Fluid Dynamics (CFD). The results from both models were compared with available experimental data. In addition, the effects of distance of baffles and cold fluid's velocity on the heat exchanger's performance were analyzed. The obtained results showed that decreasing the distance between baffles can improve the heat transfer. However, diminution of this distance more than a threshold can lead to a significant reduction in the heat transfer. By comparing the two employed methods for simulation of shell-tube heat exchangers with bar baffles, one can say that the use of HTRI software is easier and faster than the CFD method and achieves acceptable responses, on the other hand, the CFD results are more accurate. Furthermore, the details of the temperature and velocity profiles of the fluid inside the heat exchanger can be calculated and analyzed. The results of this research can be an effective step in developing the application of this type of heat exchanger and redesigning of it.

Keywords: Heat Exchanger, Rod Baffle, Computational Fluid Dynamic, CFD, HTRI.

۱- مقدمه

مبادله کن بافل میله‌ای نوعی از مبادله کن پوسته و لوله با کارایی بالاتر می‌باشد که درک بهتر فیزیک جریان در پوسته این مبادله کن به‌خاطر ساختار پیچیده قرار گیری لوله‌ها، نیاز به یک مدل عددی دقیق از رژیم جریان در پوسته مبادله کن دارد. تمامی صفحات دایره‌ای که بافل‌ها را در خود جای داده‌اند توسط میله‌های بلند افقی نگه داشته می‌شوند. بافل‌های میله‌ای یک در میان به‌صورت افقی-عمودی در فاصله مناسبی نسبت به یکدیگر که به‌افت فشار مجاز و ضریب انتقال گرما بستگی دارد، قرار داده می‌شوند. قطر میله‌های بافل و فاصله‌های آن‌ها از یکدیگر به‌قطر و تعداد لوله‌های مبادله کن گرمایی بستگی دارد. به‌دلیل افت فشار کمتر و توزیع سرعت بهتر جریان پوسته کاربرد این نوع از مبادله کن‌های گرمایی مورد توجه قرار گرفته است. شکل ۱ و شکل ۲ آرایش و نحوه قرارگیری بافل‌های میله‌ای داخل پوسته مبادله کن‌های بافل میله‌ای را نشان می‌دهند.

دنگ و همکارانش [۱] با استفاده از یک مبادله کن بافل میله‌ای کوچک در آزمایشگاه پدیده‌های انتقال را برای گرمایش آب بررسی نمودند. ابتدا یک مدل سیالاتی محاسباتی تهیه و با نتایج تجربی

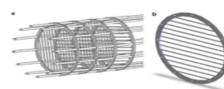
مبادله کن‌های گرمایی به‌طور وسیعی در زمینه‌های مختلف از قبیل تولید نیرو، تبرید، سیستم‌های تهویه، خودروها و صنایع شیمیایی کاربرد دارند. به‌همین علت، طراحی، بهینه سازی و ساخت مبادله کن-های گرمایی همواره مورد توجه محققان بوده است. در این زمینه حل عددی معادلات جریان سیال یکی از مهمترین مسائل مطرح در مهندسی مکانیک و شیمی است که امروزه دینامیک سیالات محاسباتی در کنار آزمایشگاه‌ها و مراکز ساخت مبادله کن گرمایی، سرعت فعالیت‌های تحقیقاتی و صنعتی را به‌شدت افزایش داده است، زیرا علاوه بر پایین بودن هزینه روش‌های عددی در مقایسه با آزمایشات تجربی از دقت و سرعت بالایی در انجام محاسبات برخوردار می‌باشند و چنان توسعه یافته که قادر به حل جریان‌های مادون و مافوق صوت، جریان‌های واکنشی، چند فاز و ... است. تعداد زیاد کارهای صورت گرفته در مدلسازی مبادله کن‌های گرمایی که به برخی از مهمترین‌های آن در ادامه اشاره می‌شود، موید این مطلب خواهد بود.

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: alizadeh@iaurasht.ac.ir

مقایسه اعتبار سنجی کردند.



شکل ۱- نمایی از بافل‌های میله‌ای پوسته یک مبادله کن گرمایی



شکل ۲- طرحواره‌ای از میله‌های نگه دارنده (بافل) لوله در پوسته

سپس عدد ناسلت را برای جریان آب با چهار سرعت مختلف در پنج فاصله بافل‌ها از یکدیگر به‌دست آوردند. از نتایج به‌دست آمده به‌تأثیر بیشتر قطر بافل‌ها بر ضریب انتقال گرما نسبت به‌افت فشار پوسته می‌توان اشاره کرد.

یانگ کین و همکاران [۲] مبادله کن‌های گرمایی با بافل‌های حلزونی^۱ را به‌روش عددی مدل‌سازی نموده و مقایسه‌ای بین سه نوع مبادله کن گرمایی بافل بخشی^۲، بافل میله‌ای و بافل حلزونی انجام داده‌اند. گالزو و همکارانش [۳] نیز یک مبادله کن صفحه‌ای چهار کاناله را با کد CFD مدل‌سازی نمودند که نتایج تحقیقشان با داده‌های تجربی سازگار است. ماکول و همکارانش [۴] با نرم افزار Ansys Fluent توزیع جریان در پوسته را برای مبادله کن‌های گرمایی با بافل حلزونی و بخشی مقایسه نموده و به‌این نتیجه رسیدند که عملکرد ترموسیالاتی بافل‌های حلزونی بسیار بهتر از بافل‌های بخشی است.

شاهریل و همکارانش [۵] نیز عملکرد گرمایی و سیالاتی مبادله کن‌های پوسته و لوله هم مرکز (دو لوله هم مرکز) را برای سیال گرم در شدت جریان‌های مختلف مدل نمودند و تأثیر قطر لوله داخلی روی ضریب کلی انتقال گرما را به‌دست آوردند. تأثیر شکل و اندازه بافل یکی از مهمترین پارامترهای مورد بررسی می‌باشد که به‌طور مثال دماوندی و همکارانش [۶] یک بهینه سازی چند منظوره با CFD، هوش مصنوعی و الگوریتم ژنتیک برای مبادله کن گرمایی با پره‌های موجی بیضوی روی لوله انجام داده‌اند. یاییچی و همکارانش [۷] اثر توزیع جریان هوا در ورودی مبادله کن‌های صفحه‌ای پره دار را با یک مدل سه بعدی نشان دادند. نتایج نشان می‌دهد که تأثیر خواص هندسی و الگوی جریان در طراحی مبادله کن بسیار حائز اهمیت است. آمیکار و همکارانش [۸] با نرم افزار Solidwork Flow تأثیر بافل‌های یک بخشی، دو بخشی، سه بخشی و حلزونی را بر ضریب انتقال گرما و افت فشار پوسته بررسی کرده‌اند که نتایج نشان داد با شدت جریان یکسان در پوسته، افت فشار و آهنگ انتقال گرما بافل یک بخشی بیشینه است.

وانگ و همکارانش [۹] نیز یک مدل عددی برای تحلیل هیدرولیکی مبادله کن دو پوسته بافل میله‌ای و مقایسه آن با تک پوسته بافل میله‌ای به‌دست آورده‌اند. نتایج نشان داد در شدت جریان برابر افت فشار و آهنگ انتقال گرما دو پوسته بیشتر است. از طرف دیگر تحلیل گرمایی سیالاتی مبادله کن‌های پوسته و لوله به‌کمک نرم

افزار HTRI در طراحی کاربرد بسیاری دارد و می‌توان جهت تایید محاسبات از آن استفاده کرد.

پاتل و همکارانش [۱۰] برای تبادل گرما بین دو سیال مایع یک مبادله کن پوسته و لوله را طراحی نموده و جهت اطمینان از HTRI استفاده کردند. ساهاج پال و شاه [۱۱] محاسبات دستی یک چگالنده را با روابط و فرمول‌های گرمایی موجود در مقالات انجام داده و سپس نتایج را با HTRI مقایسه نمودند تا از صحت نتایج مطمئن شوند. آنها دریافتند که دقت نتایج HTRI بیشتر از محاسبات دستی بر پایه روابط معرفی شده در مقالات می‌باشد.

ایوب [۱۲] بر اساس داده‌های تجربی در بازه چند ساله ضریب انتقال گرما را در یک مبادله کن گرمایی بافل یک بخشی محاسبه و نتایج را با HTRI مقایسه نموده است. او نشان داد که این نرم افزار به-عنوان ابزاری قدرتمند همراه با روش‌های محاسباتی موجود امکان یک طراحی بی‌نقص گرمایی سیالاتی را فراهم می‌سازد. کاربرد همزمان نرم افزارهای دینامیک سیالاتی مانند Ansys Fluent و HTRI می‌تواند به-افزایش دقت محاسبات و تحلیل‌های مطمئن‌تری ختم شود. لثونی و همکارانش [۱۳] به‌خوبی از این ابزار برای مدل‌سازی جریان پوسته با مدل اغتشاش K-ε استفاده کرده‌اند. آنها ابتدا با HTRI یک مبادله کن پوسته لوله بافل بخشی را طراحی کرده و در شرایط مرزی معادلات انرژی در Ansys Fluent از اطلاعات دمایی بهره گرفته‌اند.

شرینکار و همکارانش [۱۴] یک مبادله کن گرمایی پوسته و لوله با بافل تک بخشی را در نرم افزارهای HTRI، Aspen و Solid works شبیه سازی کردند. نتایج هر سه روش از همگرایی و تطابق خوبی با یکدیگر برخوردار بود. از آنجایی‌که مبادله کن‌های پوسته و لوله بافل میله‌ای پتنت شرکت فیلیپ می‌باشد جزئیات طراحی آن منتشر نشده است.

کی یو و همکارانش [۱۵] برای توسعه روابط تجربی مبادله کن-گرمایی بافل میله‌ای، مجموعه‌ای از آزمایشات تجربی را با نمک مذاب (سیال پوسته) و یک نوع روغن (سیال لوله) انجام دادند. بر اساس نتایج به‌دست آمده روابط تجربی را اصلاح کرده و با دقت ۵٪ در طراحی مبادله کن‌های گرمایی با سیال نمک مذاب استفاده نمودند.

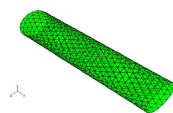
تحقیق دیگری توسط چولین یو و همکارانش [۱۶] روی مبادله کن‌های گرمایی با بافل میله‌ای و بافل ضد ارتعاش^۳ صورت گرفته است. یو با مدل‌های عددی CFD عملکرد و تأثیر این دو نوع بافل بر انتقال گرما و شرایط هیدرولیکی-مکانیکی در مبادله کن گرمایی پوسته و لوله را با یکدیگر مقایسه نموده است. نتایج مدل‌سازی نشان می‌دهد هرچند بافل‌های ضد ارتعاش شش وجهی برای مبادله کن‌های گرمایی با لوله‌های بزرگ و حجیم مناسب است و انتقال گرما بهتری انجام می‌پذیرد اما مبادله کن‌های پوسته و لوله با بافل‌های میله‌ای عملکرد بهتری دارند.

هر چند که فعالیت‌های زیادی در زمینه مدل‌سازی مبادله کن‌های گرمایی صورت گرفته است اما تحقیقات معدودی درباره استفاده هم‌زمان مدل‌های دینامیک سیالات محاسباتی و نرم افزارهای طراحی مبادله کن گرمایی برای بررسی اثر پارامترهای ابعادی، سیالاتی و

^۳ Hexagon Clamping Anti-Vibration Baffle

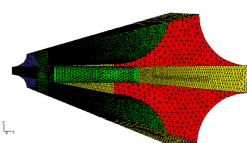
^۱ Helical Segmental Baffle

^۲ Segmental Baffle



شکل ۴- نمای شبکه بندی بافل میله‌ای افقی در پوسته مبادله کن گرمایی دو بافل میله‌ای

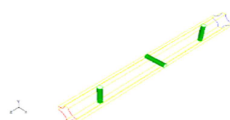
در شکل ۵ سطوح خارجی لوله‌ها، سطوح مقطع ورودی و خروجی کانال آب و سطوح متقارن هندسی با نمای نزدیک از سطح خروجی نشان داده شده است. سطح شبکه بندی قرمز خروجی جریان و ربع استوانه‌ها سطوح خارجی لوله‌ها را نشان می‌دهند. جریان در طول محور z حرکت می‌کند و برای مشخص بودن تمامی سطوح شفافیت^۱ سطوح ۱۰۰٪ قرار داده شده است.



شکل ۵- شبکه بندی کانال جریان آب در پوسته مبادله کن گرمایی با دو بافل میله‌ای

۲-۱-۲- شکل هندسی و شبکه بندی پوسته مبادله کن با سه بافل میله‌ای

در این قسمت یک بافل عمودی بعد از بافل افقی اضافه می‌گردد. طول پوسته مبادله کن مانند حالت قبل ۳۰۰ mm است بنابراین فاصله اولین بافل عمودی از ورودی سیال ۱۰۰ mm و فاصله بافل‌ها از یکدیگر نیز ۱۰۰ mm می‌گردد که در شکل ۶ می‌توان مشاهده کرد.



شکل ۶- نمای ایزومتریک جریان کانال آب در پوسته مبادله کن گرمایی، دیواره لوله‌ها و ۳ بافل میله‌ای

فضای محاسباتی برای این مدل به ۵۳۸۸۲۶ حجم کنترلی غیر ساختاری با شبکه بندی Tetrahedral و ۱۱۰۵۹۴۱ سطح Triangular مشابه پوسته مبادله کن دو بافل میله‌ای تقسیم شده است. از نرم افزار Fluent نسخه ۶/۳ جهت حل و پس پردازش استفاده شده است. با توجه به پایین بودن سرعت و تراکم ناپذیری جریان، روش حل بر پایه فشار (Segregated) با جریان آشفته، پیوسته و الگوریتم SIMPLE است. جریان آشفته $k-\epsilon$ با مدل استاندارد و ثوابت ۱/۴۴، ۱/۹۲، ۰/۰۹ و ۱ فرض شده است. برای کنترل حل عددی مبادله کن با ۲ بافل میله‌ای، فشار به-

گرمای در مبادله کن‌های گرمای بافل میله‌ای صورت پذیرفته است. در این تحقیق از نرم افزار Fluent برای مدلسازی دینامیک سیالات محاسباتی و از HTI برای شبیه سازی جریان آب در پوسته یک مبادله کن گرمایی استفاده شده است. جریان آب سرد با عبور از پوسته مبادله کن که بافل‌های میله‌ای دارد توسط بخار آب عبوری از لوله‌های مبادله کن گرم می‌شود. نتایج به دست آمده با داده‌های تجربی موجود مقایسه شده و اثر سرعت جریان، اثر فواصل مختلف بافل‌ها از یکدیگر و همچنین دقت پیش بینی برخی پارامترهای مهم در پدیده‌های انتقال با نرم افزار HTI مورد بررسی قرار گرفته است تا دامنه استفاده صنعتی از HTI گسترش یابد.

۲- مبانی و روش‌ها

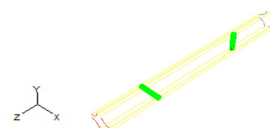
۲-۱-۲- مدلسازی دینامیک سیالات محاسباتی

در این قسمت پوسته مبادله کن گرمایی ابتدا با دو بافل میله‌ای به عنوان مدل پایه و سپس با سه بافل میله‌ای برای بررسی اثر فواصل بافل‌ها بر میزان ضریب انتقال گرما و دمای خروجی جریان آب در همان طول از مبادله کن گرمایی مدلسازی می‌گردد.

۲-۱-۱- شکل هندسی و شبکه بندی پوسته مبادله کن با دو بافل میله‌ای

جریان آب سرد از پوسته یک مبادله کن گرمایی با دو بافل میله‌ای عبور می‌کند. در لوله‌های مبادله کن گرمایی بخار آب جریان دارد تا آب سرد عبوری از پوسته را حدود 10°C گرم نماید. جهت ترسیم شکل هندسی و شبکه بندی پوسته مبادله کن از نرم افزار Gambit نسخه ۲/۴ استفاده شده است و به دلیل تقارن هندسی در آرایش لوله‌ها یک کانال آب عبوری از بین چهار لوله به عنوان فضای محاسبات در نظر گرفته شده است.

در بخش اول مدلسازی CFD، کانال آب عبوری از پوسته با دو بافل میله‌ای آن‌طور که در شکل ۳ مشاهده می‌گردد در نظر گرفته شده است. طول مبادله کن ۳۰۰ mm، فاصله ورودی از بافل عمودی ۷۵ mm و فاصله بافل عمودی از بافل بعدی که افقی می‌باشد ۱۵۰ mm است. قطر هر چهار لوله ۲۵ mm است که به فاصله ۷ mm از هم قرار دارند. فضای محاسباتی برای مدل ۲ بافل میله‌ای به ۵۷۳۹۲۹ سلول Tetrahedral و ۱۱۷۵۶۳۴ سطح Triangular تقسیم گردید. جریان آب در راستای محور z پس از ورود به کانال ابتدا به بافل عمودی و سپس به بافل افقی برخورد می‌کند.



شکل ۳- نمای ایزومتریک جریان کانال آب در پوسته مبادله کن گرمایی، دیواره لوله‌ها و ۲ بافل میله‌ای

شکل ۴ شبکه بندی سطح بافل افقی میله‌ای را نشان می‌دهد. شبکه بندی سطح بافل عمودی مشابه سطح بافل افقی می‌باشد.

¹ Transparency

صورت استاندارد و طرح اختلاف بالادست مرتبه دوم برای انرژی، اندازه حرکت و آشفته‌گی انتخاب گردید. پس از ۱۴۰۰ سعی و خطا نتایج محاسبات با دقت 10^{-6} همگرا شد، و برای کانال با ۳ بافل طرح اختلاف بالادست مرتبه اول مناسب و نتایج با همگرایی 10^{-6} به‌دست آمد.

همچنین برای بررسی استقلال حل از شبکه، مدل انتخاب شده برای ۵ شبکه بندی مختلف حل شد و دمای جریان آب پیش بینی شده توسط مدل‌های با شبکه بندی های مختلف مورد مقایسه و بررسی قرار گرفت.

معادلات حاکم شامل پیوستگی، اندازه حرکت، انرژی و مدل جریان آشفته k-ε است و از نیروی بدنه صرف نظر شده است.

معادله پیوستگی برای سیال تراکم ناپذیر:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

معادله اندازه حرکت در مختصات دکارتی:

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (2)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (3)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (4)$$

معادله انرژی:

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (5)$$

شبیه سازی با فرض جریان درهم و ناچیز بودن اثرات لزجت مولکولی انجام شده است. مدل اغتشاش k-ε برای مدلسازی جریان درهم با مقادیر k و ε که از معادلات زیر به‌دست می‌آیند به‌کار رفته است.

$$\rho \left(\frac{\partial k}{\partial t} + \frac{\partial k u_i}{\partial x_i} + w \frac{\partial k}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k - \rho \epsilon \quad (6)$$

$$\rho \left(\frac{\partial \epsilon}{\partial t} + \frac{\partial (\epsilon u_i)}{\partial x_i} + w \frac{\partial \epsilon}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right] + \frac{C_{1\epsilon} \epsilon G_k}{k} - \frac{C_{2\epsilon} \rho \epsilon^2}{k} \quad (7)$$

که در آن، μ_t برابر $0.09 C_{1\epsilon}$ ، $C_{1\epsilon}$ برابر $1/44$ ، $C_{2\epsilon}$ برابر $1/92$ ، σ_k برابر $1/0$ و σ_ϵ برابر $1/3$ می‌باشد. از تغییرات دمایی و خواص فیزیکی در

جریان کاملاً توسعه یافته مدل صرفنظر شده است.

شرایط مرزی برای انجام محاسبات CFD مشابه فرضیات دنگ و همکارانش [۱] به‌شرح زیر در نظر گرفته شده است: شرط مرزی ورودی سرعت جریان می‌باشد که برابر با 2223 m/s در دمای 300 K است. دیواره‌ها دارای شرط عدم لغزش، همچنین دیواره‌های لوله با دمای ثابت 400 K و دیواره‌های بافل میله‌ای در حالت آدیاباتیک فرض شده‌اند. از نیروی بدنه در شرایط مرزی برای مدل کانال پریودیک صرفنظر شده است. از آنجایی‌که جریان کاملاً توسعه یافته پریودیک است شرایط مرزی خروجی به‌صورت زیر نوشته شده و افت فشار به‌عنوان اختلاف فشار بر طول واحد در سیستم SI تعریف گردیده است:

$$u(x, y, z) = u(x, y, z + s) \quad (8)$$

$$v(x, y, z) = v(x, y, z + s) \quad (9)$$

$$w(x, y, z) = w(x, y, z + s) \quad (10)$$

$$p(x, y, z) - p(x, y, z + s) = \quad (11)$$

$$p(x, y, z + s) - p(x, y, z + 2s)$$

$$\Delta p = \frac{[p(x, y, z) - p(x, y, z + s)]}{s} \quad (12)$$

که در آن، s مقدار طول واحد در راستای محور z بر حسب متر می‌باشد. هنگامی که جریان مغشوش وارد ناحیه محاسباتی می‌شود لازم است که مقادیر پارامترهای اغتشاش در مرزهای ورودی و خروجی تعیین شوند. در مقاله حاضر از روش به‌کارگیری مقادیر یکنواخت و ثابت استفاده شده و مقدار آهنگ انرژی جنبشی آشفته‌گی و آهنگ اضمحلال آشفته‌گی یک قرار داده شده است.

۲-۲- شبیه سازی مبدل کن گرمایی با HTRI

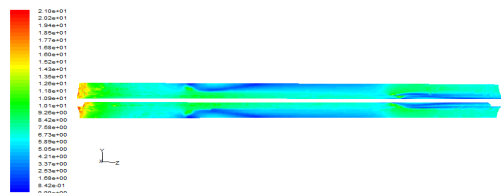
برای شبیه سازی مبدل کن گرمایی با HTRI از نسخه ۶ این نرم افزار و مدل Xist که مبدل کن پوسته و لوله می‌باشد استفاده شده است. این نرم افزار برای طراحی و شبیه سازی گرمای - مکانیکی تجهیزات گرمای شامل فن‌های هوایی، مبدل کن‌های صفحه ای، مبدل کن‌های پوسته و لوله، مبدل کن‌های دولوله و کوره‌های گرمای بکار می‌رود. در محیط نرم‌افزار، ابتدا نوع تجهیز گرمای انتخاب می‌شود. سپس مقادیر شدت جریان‌های سرد و گرم، دما، فشار و برخی متغیرهای هندسی تجهیز گرمای مانند نوع بافل، طول و یا قطر داخلی لوله‌ها در طراحی مبدل کن گرمایی پوسته و لوله به عنوان داده های ورودی به نرم‌افزار داده می‌شود تا سطح انتقال گرما، ضریب کلی انتقال گرما، خواص گرمای و اندازه اجزاء تجهیز گرمای توسط محاسبات نرم-افزار به‌دست آید.

۲-۲-۱- شکل هندسی و شرایط جریان در مبدل کن گرمایی با

دو بافل میله‌ای

مشابه قسمت قبل ابتدا یک مبدل کن گرمایی پوسته و لوله که در طول 300 mm از ورودی آن دو بافل میله‌ای به‌فاصله 150 mm از یکدیگر قرار می‌گیرند بازطراحی شده است. طول و قطر خارجی هر لوله به‌ترتیب 2000 mm و 25 mm و قطر پوسته مبدل کن 270 mm در نظر گرفته شده است. شدت جریان به‌گونه ای تنظیم شد که سرعت جریان آب در پوسته 2223 m/s گردد. نرم افزار HTRI طول موثر لوله را به‌قسمت‌های تقریباً مساوی 50 mm تقسیم کرده و برای سطح

در این تحقیق مبادله کن گرمایی با دو بافل میله‌ای به‌عنوان مدل پایه انتخاب شده است و اعتبارسنجی نتایج با داده‌های تجربی دنگ و همکاران [۱] انجام پذیرفت. به‌این منظور از نتایج CFD و HTRI مبادله



شکل ۸- تغییرات T_y^+ دیواره خارجی لوله در طول کانال آب

کن گرمایی با دو بافل میله‌ای، دمای خروجی سیال سرد پوسته (آب) به‌آزای چهار سرعت مختلف انتخاب شده و در جدول ۱ ارائه شده است. نزدیکی نتایج CFD به داده‌های تجربی نشان می‌دهد مدل سیالات محاسباتی انتخاب شده از دقت قابل قبولی برخوردار است در حالی که نتایج شبیه سازی HTRI نسبت به نتایج CFD از دقت کمتری برخوردار است. اگر بخشی از این اختلاف نتایج شبیه سازی HTRI با داده‌های تجربی به تفاوت‌های هندسی و هیدرولیکی شبیه سازی HTRI با مدل تجربی نسبت داده شود شبیه سازی HTRI با تقریب مهندسی جهت بسیاری از محاسبات طراحی مبادله کن‌های گرمایی با بافل میله‌ای قابل استفاده است.

همچنین جدول ۱ نشان می‌دهد با افزایش سرعت آب در پوسته دمای خروجی کاهش می‌یابد اگرچه عدد رینولدز و ضریب انتقال گرما جابجایی افزایش یافته‌اند. علت این پدیده افزایش شدت جریان آب و در نتیجه کاهش زمان تماس سیال با پوسته است.

جدول ۱- نتایج CFD، HTRI و داده‌های تجربی برای مبادله کن گرمایی با دو بافل میله‌ای

دمای خروجی سیال سرد پوسته (K)			سرعت سیال سرد
CFD	داده تجربی [۱]	HTRI	m/s
۳۰۵/۷	۳۰۸/۹۴	۳۱۰/۰۰	۰/۲۲۲۳
۳۰۴/۷	۳۰۷/۵۹	۳۰۹/۱۰	۰/۳۷۰۴
۳۰۴/۲	۳۰۶/۷۰	۳۰۷/۵۰	۰/۵۶۳۷
۳۰۲/۷	۳۰۶/۸۹	۳۰۸/۰۰	۰/۷۴۰۹

در جدول ۲ درصد خطای نتایج CFD و HTRI نسبت به نتایج تجربی برای جریان آب در چهار سرعت مختلف آورده شده است. خطای نتایج مدل محاسباتی مثبت و کمتر از دمای بازطراحی مبادله کن گرمایی با HTRI می‌باشد و تقریباً ثابت است.

مقطع عرضی مبادله کن در آن طول (z) ۳۰۰ mm ابتدای پوسته، دمای جریان آب در پوسته و گرما تبادل شده را محاسبه و نشان می‌دهد.

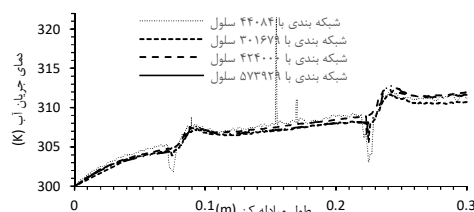
۲-۲-۲- شکل هندسی و شرایط جریان در مبادله کن گرمایی با سه بافل میله‌ای

جهت بررسی اثر فواصل بافل‌ها بر انتقال گرما و افت فشار پوسته تعدادی بافل میله‌ای اضافه شده به‌نحوی که فاصله بافل‌ها از یکدیگر ۱۰۰ mm و فاصله اولین بافل از ورودی جریان آب نیز ۱۰۰ mm به دست آید. شبیه سازی با فرضیات مشابه مبادله کن دو بافل میله‌ای انجام پذیرفته است.

۳- نتایج

۳-۱- اعتبار سنجی و استقلال حل از شبکه مدل پایه

جهت بررسی استقلال حل از شبکه و یافتن بزرگترین شبکه بندی با کمترین خطا، مدل کانال آب در ۵ اندازه مختلف شبکه بندی سلول Tetrahedral با سرعت جریان آب ورودی 0.2223 m/s حل شد و دمای خط جریان شماره ۴ آب (مختصات آن در جدول ۳ آمده است) برای ۵ شبکه بندی با تعداد مختلف سلولها در شکل ۷ نشان داده شده است. در شکل ۷ مشاهده می‌گردد با افزایش سلولهای شبکه خطای محاسبه دمای کانال آب کاهش یافته به‌نحوی که تفاوت مقدار خطای محاسبه دما برای شبکه بندی شماره‌های ۴ و ۵ ناچیز می‌شود. بنابراین حل مدل کانال مستقل از شبکه است و برای کاهش زمان و حجم محاسبات شبکه بندی با سلولهای Tetrahedral و تعداد ۵۷۳۹۲۹ انتخاب می‌شود.



شکل ۷- تغییرات دمای جریان آب در طول کانال با شبکه بندی‌های مختلف، تمامی سلولها Tetrahedral هستند

از آنجایی که انتقال گرما از سطح خارجی لوله‌ها صورت می‌پذیرد شبکه بندی نزدیک دیواره خارجی لوله‌ها بسیار اهمیت دارد. به‌این منظور کانتور y^+ برای سطوح خارجی لوله‌ها در شکل ۸ نشان داده شده است. اگرچه y^+ ابتدای کانال و کنارگذر بافل‌ها در زیرلایه بافر قرار گرفته ولی اغلب مقادیر y^+ به زیرلایه ویسکوز و یا حد مرزی زیرلایه‌های ویسکوز و بافر با مقدار متوسط ۵ تعلق دارند. با توجه به نظر کمی‌لووسکی [۱۷] در مورد مقدار مناسب y^+ برای توابع استاندارد دیواره جریان آشفته $k-\epsilon$ و استراتژی پیشنهادی شرکت Ansys [۱۸] در تعیین روش مناسب اصلاح نزدیک دیواره، y^+ در محدوده قابل قبول است.

جدول ۲- درصد خطای محاسبات دمای خروجی از CFD و HTRI

نسبت به نتایج تجربی در چهار سرعت مختلف از جریان آب

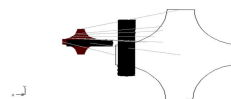
سرعت سیال سرد	درصد خطا %	
m/s	HTRI	CFD
۰٫۲۲۲۳	۱٫۰۵	۰٫۳۴
۰٫۳۷۰۴	-۰٫۹۴	۰٫۴۹
۰٫۵۶۳۷	-۰٫۸۳	۰٫۲۶
۰٫۷۴۰۹	-۱٫۳۷	۰٫۳۶

بنابراین می‌توان گفت مدل‌سازی CFD و شبیه سازی با HTRI هر دو قابل قبول هستند با این حال دقت CFD بیشتر است.

۲-۳- بررسی اثر بافل‌ها و دیواره بر انتقال گرما در مبادله کن گرمایی با دو بافل میله‌ای

در مدل CFD کانال آب، جهت بررسی اثر بافل و دیواره بر انتقال گرما، چندین خط فرضی به موازات محور طولی کانال (z) در پوسته مبادله کن گرمایی در نظر گرفته شد. تصویر این خطوط فرضی در شکل ۹ و مختصاتشان در جدول ۳ آمده است. سعی شده است خطوطی از جریان آب انتخاب گردد تا اثر بافل و دیواره لوله‌ها به‌تنهایی و نیز با یکدیگر بر دمای جریان آب را مشخص نماید. در شکل ۹ جریان آب از صفحه سفید وارد شده و پس از عبور از بافل عمودی به بافل افقی می‌رسد. طول این خطوط فرضی ۳۰۰ mm است. این خطوط جریان آب به‌تدریج از بافل‌ها فاصله گرفته و از سه جهت مختلف به دیواره نزدیک شده‌اند. بنابراین در برخورد یا عبور از کناره‌های بافل‌ها آهنگ تغییرات نسبتاً متفاوتی را نشان داده‌اند.

شکل ۱۰ اثر بافل بر افزایش دمای جریان آب را نشان می‌دهد. همانطور که مشاهده می‌شود با نزدیک شدن به بافل عمودی که نزدیک به ورودی قرار دارد دما افزایش می‌یابد. ترتیب بزرگی آهنگ این افزایش، از خط جریان ۳ به ۴ سپس ۲ و کمتر از همه خط جریان ۱ است. دلیل این امر ایجاد اغتشاش بیشتر در اثر برخورد با بافل می‌باشد. بطور مثال دما در محل تقاطع جریان شماره ۳ با بافل میله‌ای عمودی از ۳۰۸ K به ۳۱۲ K افزایش می‌یابد.



شکل ۹- خطوط انتخابی جریان آب در پوسته

این افزایش برای بافل افقی که به‌خروجی نزدیکتر است به ۹ °C می‌رسد در حالی که کمترین آهنگ افزایش دما برای خط جریان شماره ۱ است که با هر دو بافل تلاقی می‌کند. علت این امر می‌تواند ایجاد ناحیه ساکن در ناحیه متناظر پشت محل تقاطع بافل با جریان باشد. جریان شماره ۴ به دلیل اینکه صرفاً دورتر از اغتشاشات گردابی مجاور بافل‌ها است رشد یکنواخت متوسطی را نشان می‌دهد.

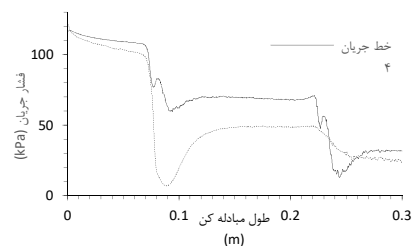
افزایش دما با حرکت از طرف بافل‌ها به سمت دیواره خارجی لوله‌ها بیشتر شده اما غیر یکنواختی توزیع دما و تغییرات (پراکندگی) دمایی

در جریان نیز بیشتر مشاهده می‌شود. در شکل ۱۱، تغییرات (پراکندگی) دمایی خط جریان ۵ در مقایسه با تغییرات دمای خطوط جریان آب ۶ و ۷ در راستای طول کانال بیشتر است زیرا نسبت به خطوط جریان آب ۶ و ۷ به دیواره خارجی لوله‌ها بسیار نزدیکتر و تحت تاثیر هردو بافل است. نکته جالب توجه تشابه آهنگ افزایش دما روی خط جریان ۵ با خطوط جریان ۶ و ۷ در نواحی تقاطع با بافل‌ها است. این امر می‌تواند به علت اثر مثبت بافل‌ها بر افزایش اغتشاش و کاهش نقاط غیر همدم باشد. در شکل ۱۲ نواحی کنار گذر بافل‌ها با افزایش شدید دمایی مواجه می‌شوند که مقدار آن برای خطوط جریان ۸ و ۹ به دلیل عبور از نزدیکی بافل‌ها بیشتر از خط جریان ۵ می‌باشد. شیب افزایش دما در خطوط جریان ۸ و ۹ کمتر از ۵ است زیرا نقاط مستقر روی خط جریان ۵ به دیواره گرم لوله‌ها نسبت به خطوط جریان ۸ و ۹ نزدیک تر هستند. بنابراین تبادل گرما بیشتری انجام می‌دهند.

از مقایسه خطوط جریان ۵، ۸ و ۹ در شکل ۱۲ مشاهده می‌شود با نزدیک شدن به سطوح انتقال گرما لوله‌ها و لایه مرزی گرمای مجاور آن در موقعیت‌های دور از بافل، دما به طور میانگین ۴۰ °C افزایش یافته و بین ۳۷۰ K - ۳۵۰ K قرار می‌گیرد، اما به دلیل آشفته‌گی کمتر جریان نوسانات دمایی کاهش می‌یابد. هرچند تعداد بافل‌ها در افزایش آهنگ انتقال گرما اثر مثبت قابل توجهی دارند اما سبب افزایش افت فشار نیز می‌گردند. خط جریان ۴ در شکل ۱۳ که از نزدیکی وسط هر دو بافل بدون تلاقی با آن‌ها عبور می‌کند نشان می‌دهد که در برخورد جریان با هر بافل فشار جریان به نصف مقدار قبلی کاهش می‌یابد.

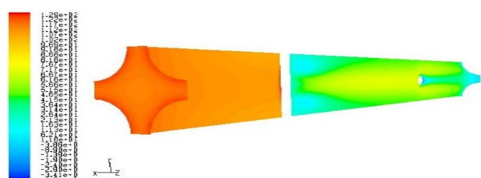
جدول ۳- مختصات خطوط جریان آب در پوسته مبادله کن

شماره خط جریان	X (mm)	Y (mm)	مشخصات
۱	۱۶	۱۶	از وسط بافل‌ها عبور می‌کند
۲	۳۲	۱۶	با انتهای بافل افقی تلاقی دارد
۳	۱۶	۳۲	با انتهای بافل عمودی تلاقی دارد
۴	۲۰	۲۰٫۵	نزدیک به وسط بافل‌ها
۵	۲۳	۲۳٫۵	نزدیک به دیواره در فاصله مساوی از بافل‌ها
۶	۲۴	۲۰٫۵	نزدیک به دیواره در فاصله دور از بافل عمودی
۷	۲۰	۲۴٫۵	نزدیک به دیواره در فاصله دور از بافل افقی
۸	۲۶	۲۰٫۵	بسیار نزدیک به انتهای بافل افقی و دیواره
۹	۲۰	۲۶	بسیار نزدیک به انتهای بافل عمودی و دیواره



شکل ۱۳- فشار جریان جریان آب در طول مبادله کن گرمایی
($Re = 14/9$ و $U_x = 0/2223 \text{ m/s}$)

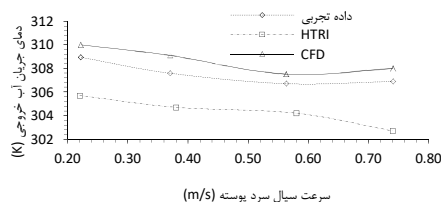
ناحیه کم فشار در پشت میله‌های بافل که دور از دیواره لوله‌ها است به تدریج از بین رفته در حالی که روی دیواره گرم لوله‌ها تا نصف فاصله بین دو بافل گسترش پیدا می‌کند.



شکل ۱۴- فشار جریان (بر حسب پاسکال) در صفحه ۱۶.۱۶ = x, y در طول پوسته مبادله کن گرمایی، ($U_x = 0/2223 \text{ m/s}$ و $Re = 4/0$)

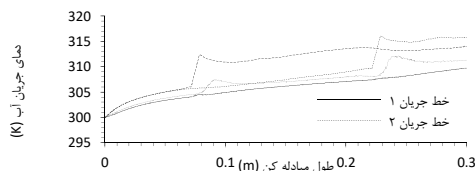
۳-۳- اثر سرعت جریان آب ورودی بر دمای خروجی، انتقال گرما و افت فشار جریان آب کانال

همان‌طور که در شکل ۱۵ دیده می‌شود با افزایش سرعت جریان آب از $0/2223 \text{ m/s}$ به $0/7409 \text{ m/s}$ دمای خروجی آب محاسبه شده از هر دو روش CFD و HTRI کاهش می‌یابد با این تفاوت که در مدل CFD دما از 310 K به 308 K با آهنگی مشابه آهنگ تغییرات داده-های تجربی کاهش پیدا می‌کند اما مقادیر دمای خروجی از بازطراحی HTRI علاوه بر این که کمتر از مقادیر تجربی هستند آهنگ کاهش متفاوتی نیز دارند. با افزایش سرعت از $0/2223 \text{ m/s}$ به $0/7409 \text{ m/s}$ عدد رینولدز نزدیک به سطح خارجی لوله‌ها به تدریج از ۱۸ به ۶۵ و در نواحی وسط کانال از ۱ به ۴ افزایش می‌یابد.



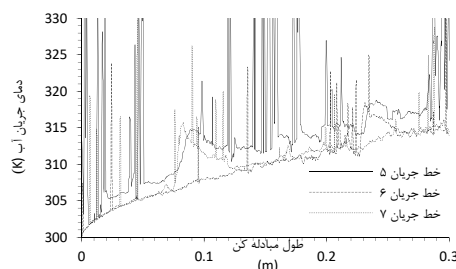
شکل ۱۵- اثر سرعت جریان آب ورودی بر دمای جریان آب خروجی

شکل ۱۶ تاثیر سرعت جریان آب (U_z) بر مقدار ناسلت در مدل CFD را نشان می‌دهد. برای این منظور مقدار ناسلت (Nu) خط جریان آب شماره ۵ که در مجاورت سطح خارجی لوله‌ها قرار گرفته است انتخاب



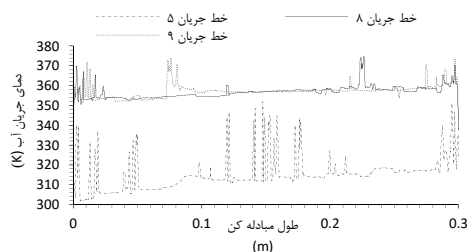
شکل ۱۰- اثر بافل‌ها بر تغییرات دمای سیال پوسته $0/2223 \text{ m/s}$
($Re = 5/3$ و $U_x =$)

همچنین با عبور از بافل عمودی توزیع فشار پراکنده تر شده و با نزدیک شدن به بافل بعدی نقاط با فشار جریان متفاوت بیشتر می‌گردد.



شکل ۱۱- اثر دیواره لوله‌ها بر نوسان دمایی $0/2223 \text{ m/s}$
($Re = 10/1$ و $U_x =$)

گرچه این الگو تقریباً برای تمامی خطوط جریان مشاهده می‌شود اما با دور شدن از بافل‌ها کاهش فشار جریان آهنگ کمتری را تجربه می‌نماید.

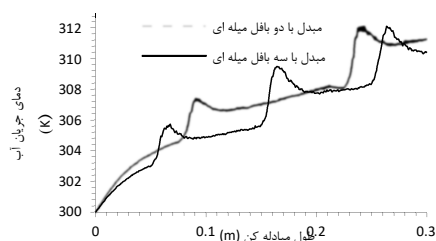


شکل ۱۲- تاثیر دیواره و بافل‌ها بر دمای سیال پوسته
($Re = 14/9$ و $U_x = 0/2223 \text{ m/s}$)

در شکل ۱۳ این تغییر در فشار جریان روی خط جریان ۹ به مقدار حدود 120 pa در مجاورت بافل عمودی و 20 pa در مجاورت بافل افقی قابل مشاهده است.

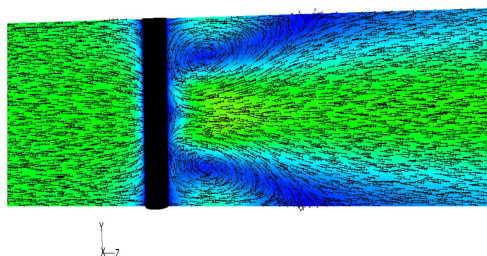
شکل ۱۴ کانتور فشار جریان آب را در طول پوسته مبادله کن نشان می‌دهد. فشار جریان تا اولین بافل میله‌ای همگن است اما با عبور از کناره‌های بافل میله‌ای آشفته‌گی ایجاد شده و در ناحیه پشت بافل ناحیه ساکنی ایجاد می‌گردد که در پشت بافل افقی وسیعتر شده است. به تدریج با دور شدن از بافل میله‌ای فشار افزایش پیدا می‌کند هر چند که توزیع آن ناهمگن تر می‌شود.

بافلی به بaffle دیگر محسوس تر می گردد. علت این امر می تواند وجود نواحی ساکن در پشت بaffle ها باشد زیرا در شرایطی که متوسط عدد رینولدز در طول کانال مبدله کن دو بaffle میله ای ۲۱ و در مبدله کن سه بaffle میله ای ۳۱ است، از اثر مثبت آشفتگی اطراف بaffle (بالا تر بودن عدد رینولدز) بر افزایش ضریب انتقال گرما کاسته شده است. بنابراین دمای بسیاری از نقاط جریان آب در یک طول ثابت از مبدله کن گرمایی با دو بaffle میله ای بیشتر از نقاط مشابه در مبدله کن با سه بaffle میله ای است که در شکل ۱۸ به وضوح این نکته مشاهده می گردد. این بدان معنی است که تبادل گرما در تمامی طول پوسته مبدله کن با دو بaffle میله ای بیشتر از مبدله کن گرمایی با سه بaffle میله ای است.



شکل ۱۸- اثر فواصل بaffle ها بر دمای جریان آب خروجی در مبدله کن های گرمای با طول یکسان. مبدله کن با دو بaffle میله ای: $Uz = 0.3704 \text{ (m/s)}$ و $Re = 21$. مبدله کن با سه بaffle میله ای: $Uz = 0.3704 \text{ (m/s)}$ و $Re = 31$

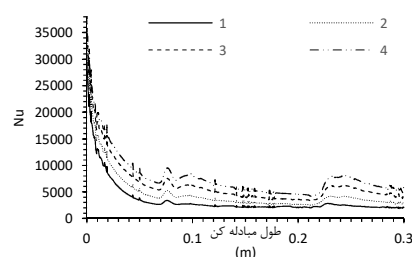
در شکل ۱۹ نواحی ساکن پشت بaffle عمودی به رنگ آبی با جریان های گردابی سرگردان مشخص شده است. همان طور که در شکل مشاهده می گردد این ناحیه از پشت بaffle عمودی تا میانه فاصله دو بaffle گسترش یافته است.



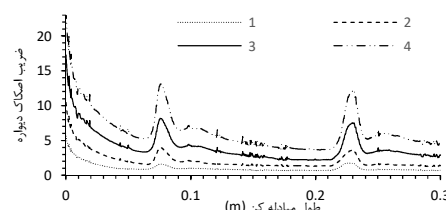
شکل ۱۹- بردار سرعت و کانتور فشار آب و نواحی ساکن پشت بaffle میله ای در صفحه $x=16 \text{ mm}$

اگرچه اثر بaffle ها بر میزان انتقال گرما در پوسته بتدریج با نزدیک شدن به سطح خارجی لوله ها کمتر می گردد اما از بین نمی رود. در شکل ۲۰ مقدار ناسلت برای دو مبدله کن گرمایی دو بaffle و سه بaffle میله ای برای خط شماره ۵ جریان آب که در لایه مجاور سطح خارجی لوله ها قرار دارد نشان داده شده است. در ورودی کانال مقادیر ناسلت برای هر دو مبدله کن تقریباً یکسان است ولی در مجاورت بaffle اول و سوم مبدله کن سه بaffle میله ای مقدار ناسلت از مبدله کن دو بaffle میله ای

شده است. در ورودی کانال آب به دلیل آشفتگی جریان و اختلاف دمای زیاد با دیواره خارجی لوله ها، مقدار ناسلت بسیار زیاد است ولی تا قبل از بaffle عمودی به شدت کاهش می یابد. همچنین با افزایش سرعت آب شیب کاهش مقدار ناسلت تا قبل از بaffle عمودی کمتر می شود اما تغییرات آن در عبور از بaffle ها افزایش پیدا می کند. افزایش سرعت جریان آب افت فشار ناشی از اصطکاک را افزایش می دهد. بنابراین می توان انتظار داشت سرعت زیاد آب و وجود بaffle روی افت فشار اثر هم افزایی داشته باشند. این نکته در شکل ۱۷ با افزایش ضریب اصطکاک دیواره در طول کانال به علت افزایش سرعت آب و تغییرات ناگهانی آن در مجاورت بaffle به خوبی قابل مشاهده است. بتدریج با افزایش سرعت آب تغییرات ضریب اصطکاک در مجاورت بaffle ها بیشتر شده است.



شکل ۱۶- تغییرات عدد ناسلت جریان نزدیک به سطح خارجی لوله ها با سرعت جریان آب در طول کانال. (۱) $Uz = 0.2223 \text{ m/s}$ و $Re = 17/4$ (۲) $Uz = 0.3704 \text{ m/s}$ و $Re = 22/3$ (۳) $Uz = 0.5637 \text{ m/s}$ و $Re = 26/6$ (۴) $Uz = 0.7409 \text{ m/s}$ و $Re = 28/8$

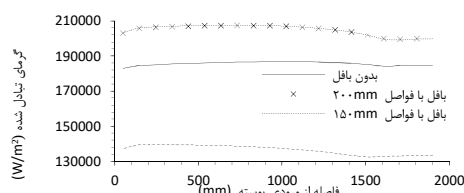


شکل ۱۷- تغییرات ضریب اصطکاک دیواره خارجی لوله ها با سرعت جریان آب در طول کانال. (۱) $Uz = 0.2223 \text{ m/s}$ و $Re = 17/4$ (۲) $Uz = 0.3704 \text{ m/s}$ و $Re = 22/3$ (۳) $Uz = 0.5637 \text{ m/s}$ و $Re = 26/6$ (۴) $Uz = 0.7409 \text{ m/s}$ و $Re = 28/8$

۴-۳ اثر افزایش فواصل بaffle ها بر دما، انتقال گرما و افت فشار در پوسته

از نتایج مدل های CFD پیاده سازی شده برای مبدله کن های دو و سه بaffle میله ای با سرعت 0.3704 m/s جریان آب ورودی به منظور بررسی اثر بaffle بر راندمان گرمایی مبدله کن استفاده شده است. در شکل ۱۸ برای هر دو مبدله کن گرمایی با نزدیک شدن به بaffle ها افزایش دمای محسوس رخ می دهد که مقدار آن برای بaffle های انتهایی بیش از بaffle نزدیک به ورودی است. اما به دلیل فاصله نزدیکتر بaffle ها در مبدله کن گرمایی با سه بaffle کاهش آهنگ افزایش دما به تدریج از

اما افت فشار ناشی از آن به‌طور پیوسته افزایش می‌یابد. برای توضیح بیشتر در جدول ۴ کل گرما تبادل شده، افت فشار در پوسته و لوله برای مبادله کن‌های گرمای شکل ۲۲ آمده است. طول مبادله کن ۲ متر، مساحت انتقال گرما $4/4\text{ m}^2$ ، شدت جریان (سرد) آب در پوسته 6 Kg/s و عدد رینولدز ۹۰۰۰ است. قطر پوسته، طول لوله و مشخصات مکانیکی دیگر به غیر از تعداد بافل‌ها در مبادله کن گرمایی طراحی شده با HTRI که نتایج آن در شکل ۲۲ و جدول ۴ آمده، ثابت است. مقادیر جدول ۴ نشان می‌دهد با افزودن تعداد بافل افت فشار در



شکل ۲۲- اثر فاصله بافل‌ها بر انتقال گرما

جدول ۴- تغییرات میزان کل گرما تبدالی و افت فشار با تعداد بافل

میله‌ای در مبادله کن گرمایی بافل میله‌ای

افت فشار لوله (kPa)	افت فشار پوسته (kPa)	کل انتقال گرما تبادل شده (w)	فاصله بافل‌ها (mm)
۰/۴۲	۲/۱	۸۰۹۶۰۰	بدون بافل
۰/۵۵	۲/۸	۹۰۶۴۰۰	۲۰۰
۰/۵۵	۲/۹	۹۰۶۴۰۰	۱۵۰
۰/۵۵	۳/۱۴	۵۹۸۴۰۰	۱۰۰

پوسته بتدریج افزایش یافته ولی بر افت فشار لوله تاثیری نداشته است. همچنین میزان انتقال گرما تبدالی با کاهش فاصله بافل‌ها تا ۱۵۰ افزایش و برای فاصله کمتر بافل‌ها (۱۰۰ mm) کاهش نشان می‌دهد.

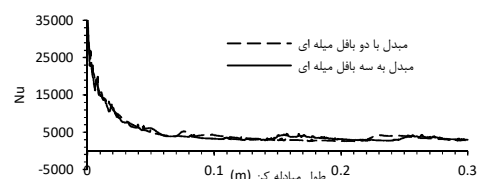
۴- نتیجه گیری

در این تحقیق برای بررسی اثر بافل‌های میله‌ای و سرعت جریان در پوسته بر انتقال گرما در مبادله کن گرمایی پوسته و لوله از مدل‌سازی CFD و شبیه سازی با HTRI استفاده شد.

بر اساس نتایج و نمودارهای بالا، مدل انتخاب شده CFD در این تحقیق از سازگاری بسیار خوبی با نتایج تجربی برخوردار است و دقت طراحی یا شبیه سازی با نرم افزار HTRI هر چند که با نتایج تجربی فاصله دارد اما خطای نتایج در محدوده قابل قبولی برای تقریب‌های طراحی مهندسی قرار می‌گیرد و از آنجایی‌که این نوع مبادله کن تحت پتنت شرکت فیلیپ است نتایج این تحقیق می‌تواند گامی بسیار موثر در توسعه کاربرد این نوع مبادله کن و شبیه سازی آن گردد.

تحلیل نتایج نشان داد اگرچه بافل باعث بالا رفتن میزان انتقال گرما می‌گردد اما افزودن بر تعداد آن‌ها نه تنها سبب ازدیاد افت فشار می‌شود بلکه میزان تبادل گرما را می‌تواند کاهش دهد همان‌طور که افزایش سرعت جریان آب در پوسته کاهش انتقال گرما را به دنبال دارد.

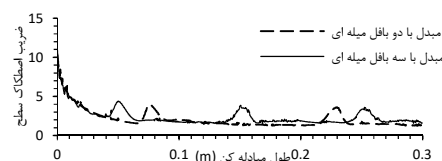
کمتر شده است که در توافقی با توضیحات شکل ۱۸ است و فقط در مجاورت بافل میانی مبادله کن سه بافل میله‌ای کمی افزایش مشاهده می‌گردد که می‌تواند به دلیل اثر بافل بر افزایش نسبی آشفته‌گی باشد. همان‌طور که در شکل‌های ۱۳، ۱۴ و ۱۷ نشان داده شد بافل و افزایش سرعت سبب افت فشار اصطکاکی بیشتر در طول کانال می‌گردد. در شکل ۲۱ اثر افزایش تعداد بافل بر مقدار ضریب اصطکاک سطح خارجی لوله‌ها برای خط ۵ جریان آب نشان داده شده است. با افزودن بافل ضریب اصطکاک و در نتیجه افت فشار ناشی از اصطکاک در پوسته بتدریج از میانه کانال تا سطح مقطع خروجی نسبت به ضریب اصطکاک مبادله کن با دو بافل میله‌ای افزایش یافته است.



شکل ۲۰- تغییرات عدد ناسلت در مجاورت سطح خارجی لوله‌ها.

مبادله کن با دو بافل میله‌ای: $Uz = 0/3704\text{ m/s}$ و $Re = 22$.

مبادله کن با سه بافل میله‌ای: $Uz = 0/3704\text{ m/s}$ و $Re = 27$.



شکل ۲۱- تغییرات ضریب اصطکاک سطح خارجی لوله‌ها در طول

کانال. مبادله کن با دو بافل میله‌ای: $Uz = 0/3704\text{ (m/s)}$ و $Re = 22$

مبادله کن با سه بافل میله‌ای: $Uz = 0/3704\text{ (m/s)}$ و $Re = 27$

جهت بررسی بیشتر، با HTRI سه مبادله کن گرمایی بافل میله‌ای با فواصل بافل ۲۰۰، ۱۵۰ و ۱۰۰ از یکدیگر و یک مبادله کن گرمایی بدون بافل میله‌ای با فرض شرایط مشابه (سرعت آب $2223/0\text{ m/s}$ و ...) مبادله کن‌های گرمایی مدل‌سازی شده با CFD شبیه سازی شدند که در شکل ۲۲ میزان تبادل گرمایشان نشان داده شده است. در مبادله کن گرمایی بدون بافل شار گرمایی به‌ازاء سطح واحد در طول مبادله کن بین 18000 W/m^2 تا 19000 W/m^2 تغییر می‌کند. با افزودن بافل به‌نحوی که فاصله آن‌ها از یکدیگر ۲۰۰ mm گردد شار گرمایی به‌ازاء سطح واحد در طول مبادله کن افزایش می‌یابد و به 20800 W/m^2 می‌رسد. با کاهش فواصل بافل‌ها از یکدیگر تا ۱۵۰ mm شار گرمایی تغییر نمی‌کند. اما با کم نمودن فواصل بافل‌ها از یکدیگر به ۱۰۰ mm شار گرمایی ۲۰-۳۰٪ کاهش می‌یابد. این نتیجه در توافقی با نتایج به‌دست آمده بالا از مدل‌سازی با CFD است که به‌علت افزایش نواحی ساکن سیال پشت بافل‌ها و تشکیل گردابه‌های سرگردان سیال بوده که با دیواره گرم لوله‌ها تبادل گرما نمی‌کنند. اگرچه افزایش بهینه تعداد بافل سبب انتقال گرما بیشتر می‌شود

بنابراین می‌بایست متغیرهای بالا مقدار بهینه ای داشته باشند و معیارهای دیگری علاوه بر شار گرمایی بیشینه به‌ازاء سطح واحد در نظر گرفته شود تا شار گرمایی تبدلی حداکثر به‌دست آید.

لذا پیشنهاد می‌شود تحقیقات دیگری برای بررسی علل خطای محاسبات HTRI در مقایسه با نتایج تجربی و یافتن فواصل بهینه بافل-ها از یکدیگر برای طول مشخصی از مبدله کن گرمایی با لحاظ معیارهای دیگر طراحی انجام شود.

۵- مراجع

- [14] Shrikant A. A., Sivakumar R., Vivekanandan M., Comparison of Shell and Tube Heat Exchanger Using Theoretical Methods, HTRI, ASPEN and SOLIDWORKS Simulation Soft Wares, *International Journal of Engineering Research and Application*, Vol. 6, Issue 3, Part-5, pp. 99-107, 2016.
- [15] Qiu Y., Li M. J., Wang W. Q., Du B. C., Wang K., An Experimental Study on the Heat Transfer Performance of a Prototype Molten-Salt Rod Baffle Heat Exchanger for Concentrated Solar Power, *energy*, Vol. 156, pp. 63-72, 2018.
- [16] Yu C., Ren Zh., Zeng M., Numerical Investigation of Shell-Side Performance for Shell and Tube Heat Exchangers with Two Different Clamping Type Anti-Vibration Baffles, *Applied Thermal Engineering*, Accepted Manuscript, 2018
- [17] Chmielewski, M., Gieras, M., Three-zonal Wall Function for k-epsilon Turbulence Models, *Computational Methods in Science and Technology*, Vol. 19, No. 2, pp. 107-114, 2013.
- [18] ANSYS Inc., Modeling Turbulent Flows, www.fluentusers.com, Introductory Fluent Training, 2006.
- [1] Dong, Q. W., Wang Y. Q., Liu M. S., Numerical and Experimental Investigation of Shell Side Characteristics for ROD Baffle Heat Exchanger, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 28, No. 7, pp. 651-660, 2008.
- [2] Yongqing W., Xin G., Ke W., Qiwu D., Numerical Investigation of Shell-Side Characteristics of H-Shape Baffle Heat Exchanger, *Procedia Engineering*, Vol. 18, pp. 53-58, 2011.
- [3] Galeazzo F. C. C., Miura R. Y., Gut J. A. W., Tadini C. C., Experimental and Numerical Heat Transfer in a Plate Heat Exchanger, *Chemical Engineering Science*, Vol. 61, No.21, pp. 7133-7138, 2006.
- [4] Maakoul A. E., Laknizi A., Saadeddine S., Metoui M. E., Meziane M., Abdellah A. B., Numerical Comparison of Shell-Side Performance for Shell and Tube Heat Exchangers with Trefoil-Hole, Helical and Segmental Baffles, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 109, pp. 175-185, 2016.
- [5] Shahril S. M., Quadir G. A., Amin N. A. M., Badruddin I. A., Thermo Hydraulic Performance Analysis of a Shell-and-Double Concentric Tube Heat Exchanger Using CFD, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 105, pp. 781-798, 2017.
- [6] Darvish Damavandi M., Forouzanmehr M., Safikhani H., Modeling and Pareto Based Multi-Objective Optimization of Wavy Fin-and-Elliptical Tube Heat Exchangers Using CFD and NSGA-II Algorithm, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 111, pp. 325-339, 2017.
- [7] Yaïci W., Ghorab M., Entchev E., 3D CFD Study of the Effect of Inlet Air Flow Maldistribution on Plate-Fin-Tube Heat Exchanger Design and Thermal-Hydraulic Performance, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 101, pp. 527-541, 2016.
- [8] Ambekar A. S., Sivakumar R., Anantharaman N., Vivekanandan M., CFD Simulation Study of Shell and Tube Heat Exchangers with Different Baffle Segment Configurations, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 108, pp. 999-1007, 2016.
- [9] Wang X., Zheng N., Liu P., Liu Zh., Liu W., Numerical Investigation of Shell Side Performance of a Double Shell Side Rod Baffle Heat Exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 108, Part B, pp. 2029-2039, 2017.
- [10] Patel S. K., Mavani A. M., Shell & Tube Heat Exchanger Thermal Design with Optimization of Mass Flow Rate and Baffle Spacing, *International Journal of Advanced Engineering Research and Studies*, Vol. 2, Issue I, pp. 130-135, 2012.
- [11] Sahajpal S., Shah P. D., Thermal Design of Ammonia Desuperheater-Condenser and Comparative Study with HTRI, *Procedia Engineering*, Vol. 51, pp. 375-379, 2013.
- [12] Ayub Z. H., A New Chart Method for Evaluating Single-Phase Shell Side Heat Transfer Coefficient in a Single Segmental Shell and Tube Heat Exchanger, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 25, Issues 14-15, pp. 2412-2420, 2005.
- [13] Leoni G. B., Klein T. S., Medronho R. D. A., Assessment with Computational Fluid Dynamics of the Effects of Baffle Clearances on the Shell Side Flow in a Shell and Tube Heat Exchanger, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 112, pp. 497-506, 2017.