



طراحی حرارتی ریکوپراتور واحد احیاء مستقیم آهن مبتنی بر فناوری میدرکس

رامین حاجیان^{۱*}، امید مهدوی کشاور^۲، مجتبی رستگار^۳، فرزاد کریمی^۴^۱ استادیار مهندسی مکانیک (تبدیل انرژی)، سازمان پژوهش‌های علمی و صنعتی ایران، تهران، ایران^۲ کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک (تبدیل انرژی)، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، ایران^۳ کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، شرکت فولاد اسرار، تهران، ایران^۴ کارشناسی ارشد مهندسی مواد، شرکت فولاد اسرار، تهران، ایران

مقاله مستقل، تاریخ دریافت: ۱۴۰۳/۰۸/۰۷؛ تاریخ بازنگری: ۱۴۰۳/۱۲/۰۱؛ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۴/۰۱/۰۴

چکیده

یکی از اجزاء مهم خط تولید آهن اسفنجی در فرآیند میدرکس، ریکوپراتور است که نقش آن تبادل حرارت بین محصولات احتراق خروجی از ریفورمر و سه جریان مستقل هوای احتراق، گاز طبیعی و گاز تغذیه است. کسب دانش فنی طراحی حرارتی ریکوپراتور با دو هدف اصلی طراحی و همچنین پیش‌بینی رفتار حرارتی-هیدرولیکی آن ضروری است. پژوهش حاضر به محاسبات حرارتی-هیدرولیکی این نوع ریکوپراتور پرداخته و برای اولین بار چند گام نوآورانه شامل توسعه روابط خواص ترموفیزیکی برای جریان‌های تشکیل دهنده ریکوپراتور، استخراج روابط انتقال حرارتی و هیدرولیکی مناسب و تدوین الگوریتم حل با احتساب برهم‌کنش دسته‌لوله‌ها انجام شده است. همچنین فرآیند محاسبات حرارتی به کمک داده‌های موجود اعتبارسنجی شده و میزان اختلاف سطوح حرارتی کمتر از ۸٪ مشاهده شده است. حداکثر اختلاف در دماهای سمت لوله و پوسته، بین نتایج محاسبات و داده‌های اعتبارسنجی، به ترتیب ۴٪ و ۷٪ بوده که نشان دهنده دقت بالای محاسبات است. نهایتاً در قالب مطالعات موردی، برای یک مجموعه شرایط فرآیندی مشخص دو طرح مختلف ارائه و نتایج مربوطه مقایسه شده است. بر اساس مقایسه نتایج این دو طرح، حداکثر اختلاف دمای سمت لوله ۴٪ و سمت پوسته ۱٪ به دست آمده که به معنای عملکرد نسبتاً مشابه این دو طرح است.

کلمات کلیدی: ریکوپراتور؛ بازیافت حرارت؛ طراحی حرارتی-هیدرولیکی؛ مبدل حرارتی؛ دسته‌لوله، آهن اسفنجی؛ میدرکس.

Thermal Design of Recuperator of MIDREX Direct Iron Reduction Plant

Ramin Hajian^{1,*}, Omid Mahdavi Keshavar², Mojtaba Rastegar³, Farzad Karimi⁴¹ Assist. Prof., Mechanical Eng., Iranian Organization for Science and Technology, Tehran, Iran² MSc. Graduate, Mechanical Eng., Tarbiat Modares University, Tehran, Iran³ MSc. Graduate, Mechanical Eng., Foolad Asrar Co., Tehran, Iran⁴ MSc. Graduate, Materials Eng., Foolad Asrar Co., Tehran, Iran

Abstract

One of the important components of the sponge iron production line in the Midrex process is the recuperator. It has the role of heat exchange between combustion products exiting from the reformer and three independent streams of combustion air, natural gas and feed gas. The current research addresses the thermal design of such recuperators with two design and off-design approaches. In this regard, the development of correlations for thermophysical properties of fluids, extraction and use of suitable thermal and hydraulic relations and developing a solution algorithm considering interactions of tube-bundles were implemented. Also, the thermal calculation process was validated using the available data and the difference in heat transfer surface area was observed to be less than 8%. Also, the maximum difference in tube side and shell side temperatures between the calculation results and validation data was 4% and 7%, respectively, which indicates high accuracy of the calculations. Finally, as case studies, two different designs were presented for a specific set of process conditions and the corresponding results were compared. Based on the comparison, the maximum tube side temperature difference was 4% and for shell side was 1%, which means that the performance of these two designs is relatively similar.

Keywords: Recuperator; Heat Recovery; Thermal-Hydraulic Design; Heat Exchanger; Tube-Bundle; Sponge Iron; MIDREX.

۱- مقدمه

در فرآیند احیای مستقیم آهن، گندله یا سنگ آهن با استفاده از گاز طبیعی احیا می شود. توده های سنگ آهن به عنوان مواد اولیه از بالای کوره استوانه ای^۱ احیا به داخل کوره ریخته می شوند. اکسیژن از اکسید آهن داخل کوره گرفته شده و سنگ آهن داخل کوره احیا می شود. آهن احیاء شده از پایین کوره تخلیه می شود. گاز احیا کننده از میانه کوره استوانه ای دمیده می شود و مواد اولیه بالای نازل را احیا کرده و از بالای کوره خارج می شود. گاز خنک کن که در بخش پایینی وارد کوره می گردد آهن احیاء شده را خنک می کند. درگاه تغذیه و تخلیه توسط گاز حائل^۲ به صورت دینامیک هوا بند^۳ می شود و امکان تغذیه مداوم مواد اولیه و تخلیه پیوسته آهن احیاء شده را می دهند. گازی که از بالای کوره خارج می شود توسط اسکرابر مرطوب، غبارزدایی و خنک شده و برای استفاده مجدد به چرخه بر می گردد. گاز فرآیند که شامل دی اکسید کربن و آب می باشد بعد از تحت فشار قرار گرفتن توسط یک کمپرسور با گاز طبیعی مخلوط شده و وارد ریکوپراتور (سامانه بازیاب حرارت) شده و بعد از پیش گرم شدن در ریکوپراتور به ریفورمر^۴ تغذیه می شود. ریفورمر شامل لوله هایی است که با کاتالیست نیکل پر شده اند، است. خروجی ریفورمر گاز احیا کننده ای شامل مونواکسید کربن و هیدروژن است. یکی از اجزاء مهم خط تولید آهن اسفنجی ریکوپراتوری است که نقش آن انتقال حرارت بین محصولات احتراق مشعل ها و سه جریان مستقل هوای تازه، گاز طبیعی و گاز تغذیه است. ریکوپراتور متشکل از یک مجموعه دسته لوله و یک پوسته (به صورت تونل) است. از روی لوله ها محصولات احتراق و از داخل آنها هوای تازه، گاز طبیعی و گاز تغذیه عبور می کند. عملکرد بهینه این ریکوپراتور از جهات مختلف حائز اهمیت است.

مدل سازی حرارتی ریکوپراتورها شامل توسعه ای مدل ریاضی از فرآیندهای انتقال حرارت داخل ریکوپراتور است. مدل های مختلفی در منابع موجود پیشنهاد شده که از مدل های تحلیلی ساده تا شبیه سازی های عددی پیچیده را شامل می شود. روش های تحلیلی اغلب شامل فرضیات ساده سازی شده برای دستیابی به راه حل های تحلیلی برای نرخ های انتقال حرارت هستند. روش "اثر بخشی-واحدهای انتقال"^۵ به طور گسترده ای

استفاده می شود که در آن اثر بخشی مبدل حرارتی به واحدهای انتقال (NTU) و نسبت ظرفیت حرارتی سیالات مربوط است. این روش رویکردی ساده برای پیش بینی عملکرد حرارتی ریکوپراتورها ارائه می دهد. اثر بخشی (ε) به عنوان نسبت نرخ انتقال حرارت واقعی به حداکثر نرخ ممکن تعریف می شود. NTU یک پارامتر بدون بعد است که اندازه مبدل حرارتی را نسبت به نرخ جریان سیال و ظرفیت حرارتی نشان می دهد. علاوه بر انتقال حرارت، افت فشار در طول ریکوپراتور یک جنبه ای اساسی از ارزیابی عملکرد است. افت فشار بالا می تواند منجر به افزایش نیاز به توان مکانیکی (پمپ یا کمپرسور) و در نتیجه افزایش هزینه ها و کاهش بازده انرژی شود. محاسبه ای انتقال حرارت در ریکوپراتورها شامل تعیین تبادل حرارتی بین سیالات گرم و سرد است. عوامل کلیدی که بر انتقال حرارت تأثیر می گذارند شامل سطح تماس، ضرایب انتقال حرارت، خواص سیال و نحوه ی جریان سیالات هستند. ضریب کلی انتقال حرارت (U) پارامتری کلیدی است که متأثر از ضرایب انتقال حرارت جابجایی و تشعشع و مقاومت حرارتی مواد ریکوپراتور است. روابط تجربی مانند معادله ی دیتوس-بولتر^۶ برای جریان آشفته اغلب برای تخمین ضرایب انتقال حرارت جابجایی استفاده می شوند.

روش های عددی مانند دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) تصویر دقیقی از ویژگی های انتقال حرارت و جریان سیال درون ریکوپراتورها ارائه می دهند. مدل های CFD معادلات بقای جرم، مومنتم و انرژی را در یک حوزه گسسته سازی شده حل می کنند. این مدل ها می توانند هندسه های پیچیده، گرادیان های دمایی و الگوهای جریان را شبیه سازی کنند و پیش بینی دقیق تری از عملکرد ارائه دهند، هر چند که نیاز به منابع محاسباتی قابل توجهی دارند. ابزارهای شبیه سازی نقش مهمی در طراحی و بهینه سازی بخش های تشکیل دهنده ریکوپراتورها دارند. این ابزارها به مهندسان امکان ارزیابی عملکرد حرارتی تحت شرایط عملیاتی مختلف و ارزیابی تأثیر تغییرات طراحی را می دهند. این شبیه سازی ها پیش بینی هایی از توزیع دما، پروفیل های سرعت و نقاط داغ احتمالی فراهم می کنند که برای بهبود طراحی و جلوگیری از خرابی بسیار مهم هستند.

در بین پژوهش های انجام شده، بوتا و همکاران [۱] به بررسی کاربردها و روش های ابزار دینامیک سیالات محاسباتی

^۴ reformer^۵ effectiveness-NTU^۶ Dittus-Boelter^۱ shaft furnace^۲ sealing gas^۳ seal

ریکوپراتور را مدل‌سازی و پیش‌بینی کند. باردوغان و کایاباسی [۵] به شبیه‌سازی و طراحی ریکوپراتور کوره با هدف افزایش راندمان احتراق و بازیابی حرارت اتلافی گازهای داغ خروجی به منظور افزایش دمای هوای احتراقی پرداخته‌اند. ضریب کلی انتقال حرارت، سطح حرارت تبادل شده و سایر پارامترهای مهم طراحی به ازای شرایط مختلف عملکردی ریکوپراتور و طراحی‌های مختلف و اختلاف دماهای مختلف، محاسبه و استخراج شده است. مارچیونی و همکاران [۶] به شبیه‌سازی ریکوپراتور سامانه‌های تولید برق با سیال دی‌اکسیدکربن پرداخته است که در آن شبیه‌سازی یک بعدی ریکوپراتور و مقایسه با شبیه‌سازی سه بعدی آن انجام پذیرفته و نقاط قوت و ضعف شبیه‌سازی یک بعدی نسبت به شبیه‌سازی سه بعدی بررسی شده است. مطالعه رفتار گذرای ریکوپراتور از جمله در حین فرآیندهای راه‌اندازی و خاموشی و همچنین کوپل آن با شبیه‌سازی حرارتی یکی از کارهای انجام شده در این مقاله است. بونو و همکاران [۷] به بررسی آزمایشگاهی و تجربی پدیده رسوب ذرات غبار در ریکوپراتور می‌پردازند. فرآیند کلی شامل آزمایش مبدل‌های مختلف در معرض جریان گاز خروجی از توربین گازی است. ترکیب جریان گاز با توجه به میزان آلاینده‌های هیدروکربنی، ذرات و موارد دیگر اندازه‌گیری می‌شود. ضخامت فیلم رسوب با استفاده از میکروسکوپ نوری و عکس‌برداری از ذرات اندازه‌گیری می‌شود. کریستوفر و دیکیند [۸] طراحی ریکوپراتور را با رویکرد بهینه‌سازی انجام داده و روابط و معادلات حاکم بر محاسبات طراحی و روش گام به گام طراحی را ارائه داده‌اند. یکی از جنبه‌های منحصربه‌فرد طراحی، طراحی بهینه‌ای است که منجر به صرفه‌جویی هزینه‌ها شود. در این راستا پارامتر طول ریکوپراتور به عنوان متغیر بهینه‌سازی معرفی شده است. مدیوکریسکی و همکاران [۹] روابط و معادلات دیفرانسیلی توزیع دمای هوای داخل لوله‌ها و دمای گاز سمت پوسته ریکوپراتور نسبت به طول طی شده با استفاده از موازنه انرژی در ریکوپراتور را ارائه می‌دهند. همچنین روابط توزیع دمای دیواره لوله‌های ریکوپراتور به صورت توابعی از دماهای گاز و هوا و سایر پارامترهای هندسی مبدل استخراج شده است. اوزدن و ایلکر [۱۰] به شبیه‌سازی و طراحی سمت پوسته مبدل‌های حرارتی پوسته - لوله پرداخته‌اند. توزیع دما، جریان سیال و افت فشار و ضریب انتقال حرارت با استفاده از شبیه‌سازی عددی و به کمک ابزار CFD انجام شده است. مدل‌های توربولانسی مختلفی برای شبیه‌سازی انتخاب و بررسی

(CFD) برای انواع مبدل‌های حرارتی پرداخته است. روابط افت فشار و انتقال حرارت برای هر نوع مبدل حرارتی در شرایط مختلف عملکردی و مساله مورد نظر اعم از توزیع نامناسب جریان سیال، رسوب، افت فشار، تحلیل حرارتی، طراحی و بهینه‌سازی، دسته‌بندی شده است. در این راستا نرم افزارهای مختلف، مدل‌های توربولانسی، روش حل عددی، کوپلینگ سرعت و فشار با توجه به نوع مبدل و کاربرد آن مورد بررسی و مطالعه قرار گرفته است. لودویگ و همکاران [۲] اصلاحات اولیه بر فرآیند ساخت مبدل ریکوپراتور تجاری ساخته شده بر اساس طراحی‌ها و پارامترهای فرآیندی در دسترس با استفاده از روش‌های CFD را انجام دادند. کاهش وزن و ابعاد ریکوپراتور با توجه به خروجی‌های ابزار CFD و محاسبه پارامترهای هندسی جدید با توجه به عملکرد حرارتی مطلوب و مورد نظر ریکوپراتور، از جمله روش‌های اصلاحات ساخت و تغییر در فرآیند ساخت ریکوپراتور می‌باشند که باعث کاهش هزینه‌های مواد و ساخت می‌شود. باید دقت شود که عملکرد و شرایط مبدل با تغییر در فرآیند ساخت آن، دچار تغییر نشود. تغییر در اندازه‌های ورودی و خروجی و طول بخش‌های ورودی و خروجی مبدل از جمله موارد مدنظر برای اصلاح به منظور کاهش هزینه‌های ساخت می‌باشد. یانگ و همکاران [۳] به شبیه‌سازی عملکرد ریکوپراتور و تحلیل تنش حرارتی با هدف ارائه دستورالعملی قابل اعتماد برای استفاده سازندگان ریکوپراتور، پرداخته‌اند. توزیع‌های دما و فشار به عنوان خروجی‌های فرآیند شبیه‌سازی عددی می‌باشد. تحلیل تنش‌های حرارتی با استفاده از توزیع دما و فشار بدست آمده از فرآیند شبیه‌سازی به منظور جلوگیری از داغ شدن بیش از حد لوله‌ها خرابی آن‌ها و در نتیجه کاهش راندمان عملکردی ریکوپراتور انجام می‌پذیرد. چنانچه تنش حرارتی بیشینه از مقدار بحرانی بیشتر باشد، طراحی دچار ضعف و نامناسب بوده و بایستی با هدف راندمان حرارتی بالا و تنش حرارتی پایین اصلاح شود. با توجه به اینکه نشست، ته‌نشینی و رشد ذرات و غبار روی لوله‌های مبدل‌ها، عملکرد و راندمان آن‌ها را به شدت کاهش می‌دهد، کرزیستوف و واکلاویاک [۴] با استفاده از شبیه‌سازی دو بعدی ریکوپراتور، پدیده نشست ذرات و غبار روی لوله‌های ریکوپراتور، شکل نشست و همچنین اثرات آن بر انتقال حرارت از گازهای داغ سمت پوسته بر سیال داخل لوله‌ها را بررسی کرده‌اند. مدل فاز گسسته (DPM) در نرم افزار انسیس فلوئنت به خوبی می‌تواند پدیده نشست و ته‌نشینی ذرات و غبار در

شده و با توجه به مقایسه نتایج شبیه‌سازی‌ها با مدل‌های تئوری و تحلیلی، مدل‌ها و روش‌های مناسب در فرآیند شبیه‌سازی انتخاب و توصیه شده‌اند. راج و همکاران [۱۱] به مدل‌سازی CFD به منظور تحلیل حرارتی مبدل حرارتی با استفاده از روش حل مزدوج^۱ پرداخته‌اند. محاسبات فشار و توزیع دما و انتقال حرارت به منظور انتخاب پارامترهای هندسی برای شرایط ورودی انجام می‌گیرد. کانتورهای سرعت، فشار، دما و شار حرارتی به عنوان خروجی‌های فرآیند شبیه‌سازی استخراج و مورد تحلیل قرار گرفته‌اند. جی و همکاران [۱۲] یک روش ترکیبی CFD برای شبیه‌سازی مبدل حرارتی گازسوز بزرگ مقیاس را ارائه داده است. با توجه به اینکه حجم محاسبات به دلیل مقیاس بزرگ بودن بالا اس، یک روش مرکب متشکل از شبیه‌سازی سه بعدی، دو بعدی و یک بعدی به منظور کاهش هزینه‌های محاسباتی و دقت مناسب محاسبات، توسعه داده شده است. در روش ارائه شده سمت پوسته با استفاده از مدل سه بعدی CFD و روش محیط متخلخل، شبیه‌سازی می‌شود. سمت لوله با استفاده از مدل دو بعدی در ناحیه احتراقی و مدل یک بعدی در ناحیه غیراحتراقی شبیه‌سازی می‌شود. خروجی‌های شبیه‌سازی ترکیبی شامل دمای خروجی سمت پوسته، نرخ انتقال حرارت کل، افت فشار کلی و توزیع دمای دیواره لوله‌ها می‌باشد و مقایسه با داده‌های اندازه‌گیری شده نشان از تطابق خوب نتایج شبیه‌سازی دارد. کیم و همکاران [۱۳] به معرفی مدل محیط متخلخل برای تحلیل عددی و بررسی عملکرد حرارتی هوا در لوله‌های U شکل مبدل حرارتی پرداخته‌اند. مبدل حرارتی به سه بخش: لوله‌های مستقیم عمودی، بخش خم و بخش لوله‌های افقی مستقیم تقسیم‌بندی شده است. ضرایب مدل محیط متخلخل از طریق روابط تجربی افت فشار و انتقال حرارت برای هر بخش محاسبه می‌شود. نتایج شبیه‌سازی مدل محیط متخلخل ارائه شده با تحلیل حرارتی انتقال حرارت مزدوج با در نظر گرفتن هندسه واقعی لوله‌ها و همچنین داده‌های اندازه‌گیری شده در نمونه آزمایشگاهی، مورد مقایسه قرار گرفته و نتیجه مقایسه حاکی از دقت خوب مدل ارائه شده با کاهش محسوس حجم محاسبات است. پاتانکار و همکاران [۱۴] به طراحی و ارزیابی عملکرد یک ریکوپراتور فشرده برای میکروتوربین‌های گازی پرداخته‌اند. آن‌ها از شبیه‌سازی دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) برای بهینه‌سازی هندسه پره‌ها و افزایش کارایی انتقال حرارت استفاده می‌کند. نتایج

نشان‌دهنده بهبود قابل توجه در عملکرد کلی است و بر نقش CFD در بهینه‌سازی طراحی ریکوپراتورها برای کاربردهای کوچک مقیاس تأکید می‌کند. جانگ و همکاران [۱۵] به کاربرد روش بهینه‌سازی ازدحام ذرات (PSO) برای بهینه‌سازی یک ریکوپراتور با پره‌های صفحه‌ای می‌پردازند. فرآیند بهینه‌سازی بر افزایش کارایی انتقال حرارت در حالی که افت فشار و استفاده از مواد را به حداقل می‌رساند، تمرکز دارد. آن‌ها پتانسیل PSO در دستیابی به طراحی متعادل را نشان دادند که معیارهای عملکردی متعدد را برآورده می‌کند. گوپتا و همکاران [۱۶] در یک پژوهش ویژگی‌های حرارتی و جریان سیال یک ریکوپراتور توربین گاز را تحت شرایط عملیاتی مختلف با استفاده از شبیه‌سازی‌های CFD بررسی کرده‌اند. این مطالعه بینش‌های دقیقی از توزیع دما، الگوهای جریان و تأثیر شرایط عملیاتی بر عملکرد ریکوپراتور ارائه می‌دهد. لال و سابارائو [۱۷] عملکرد یک ریکوپراتور جریان متقاطع با هندسه‌های پره‌های مختلف را با استفاده از CFD مورد بررسی قرار داده‌اند. پژوهش آن‌ها تأثیر طراحی پره بر نرخ‌های انتقال حرارت و افت فشار را برجسته کرده و راهنمایی‌هایی برای بهینه‌سازی پیکربندی هندسی ریکوپراتورها ارائه می‌دهد. یانگ و همکاران [۱۸] یک مطالعه تجربی انجام داده‌اند که به بررسی ویژگی‌های انتقال حرارت یک ریکوپراتور سرامیکی برای کاربردهای صنعتی دمای بالا می‌پردازد. مقاله آن‌ها عملکرد مواد سرامیکی را با مواد فلزی معمولی مقایسه کرده و مزایای سرامیک‌ها از نظر پایداری حرارتی و کارایی را نشان می‌دهد. شانگ و همکاران [۱۹] تأثیر خواص مختلف مواد بر عملکرد حرارتی ریکوپراتورهای پره‌دار را مورد مطالعه قرار داده‌اند. آن‌ها از داده‌های تجربی و شبیه‌سازی‌های عددی برای تحلیل اثرات رسانایی حرارتی، ظرفیت حرارتی و مقاومت مواد بر کارایی کلی مبدل حرارتی استفاده کرده‌اند. ژانگ و همکاران [۲۰] به معرفی یک کاربرد جدید از ریکوپراتوری که در سیستم ترکیبی تولید برق و سرمایش خورشیدی یکپارچه شده است، پرداخته‌اند. آن‌ها از ابزارهای شبیه‌سازی برای ارزیابی عملکرد حرارتی و کارایی انرژی سیستم استفاده کرده‌اند و بر پتانسیل ریکوپراتورها در افزایش پایداری سیستم‌های انرژی تجدیدپذیر تأکید کرده‌اند. قنبرپور و تقرایی [۲۱] بهینه‌سازی و شبیه‌سازی یک سیستم تولید همزمان حرارت و برق (CHP) که با یک ریکوپراتور برای کاربردهای مسکونی یکپارچه شده است را مورد

^۱ Conjugate

ریکوپراتور میدرکس (شامل پنج دسته لوله متوالی)، یک مجموعه از اقدامات نوآورانه شامل توسعه روابط خواص ترموفیزیکی به صورت توابع چند جمله‌ای از دما برای جریان‌های تشکیل دهنده ریکوپراتور، استخراج و بررسی روابط انتقال حرارتی و هیدرولیکی مناسب (از میان تعداد بسیار زیاد روابط ارائه شده در منابع) و تدوین الگوریتم حل با احتساب برهم‌کنش دسته لوله‌ها انجام شده است.

۲- مدل سازی و روابط حاکم

نمایی از ریکوپراتور مورد مطالعه در شکل ۱ نمایش داده شده است. همچنین شکل ۲ شماتیک و ترتیب دسته لوله‌های ریکوپراتور و بخش‌های تشکیل دهنده آن شامل هوای داغ، گاز تغذیه داغ، گاز تغذیه سرد، گاز طبیعی و هوای سرد را نشان می‌دهد. شماره‌های درج شده بر روی این شکل موقعیت نقاط مختلف را نشان می‌دهند. جریان هوا ابتدا وارد دسته لوله هوای سرد شده و پس از افزایش دمای اولیه وارد دسته لوله هوای داغ می‌شود. جریان گاز تغذیه نیز به همین ترتیب از دو دسته لوله مربوط عبور می‌کند.

روابط انتقال حرارت برای هر دو سمت پوسته و دسته لوله ریکوپراتور با توجه به هندسه و آرایش دسته لوله‌های ریکوپراتور در این بخش آورده شده است. لازم به ذکر است عدد ناسلت به عنوان معیار انتقال حرارتی به منظور محاسبات انتقال حرارتی در طراحی مبدل‌های حرارتی مورد استفاده قرار می‌گیرد.

۲-۱- انتقال حرارت جابجایی سمت پوسته

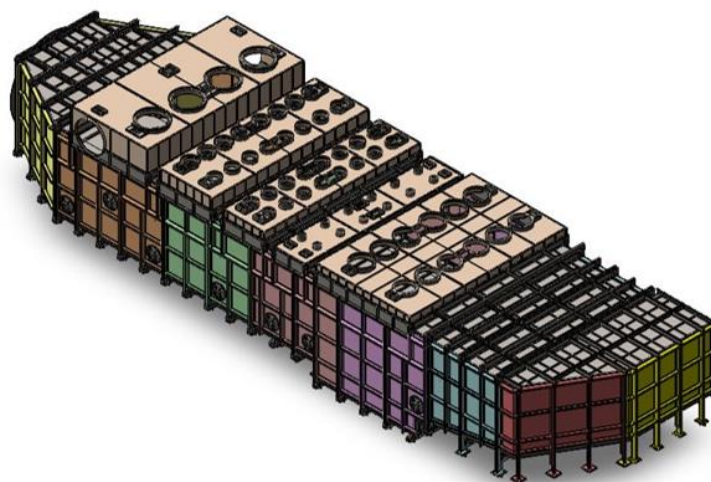
روابط مورد استفاده در سمت پوسته بخش‌های مختلف ریکوپراتور با توجه به سناریوی مدنظر در تفکیک هندسه لوله به لوله‌های افقی، عمودی و خم، در این بخش به تفکیک آورده شده است.

مطالعه قرار داده‌اند. پژوهش آن‌ها پتانسیل صرفه‌جویی در انرژی و بهبودهای کارایی که از طریق یکپارچه‌سازی ریکوپراتورها قابل دستیابی است را بررسی کرده و قابلیت آن را برای سیستم‌های انرژی کوچک مقیاس و متمرکز نشان می‌دهد. ژی و همکاران [۲۲] مدل سازی حرارتی گذرا برای یک ریکوپراتور که در بازیابی گرمای اتلافی در صنعت فولاد استفاده می‌شود ارائه کرده‌اند. آن‌ها به چالش‌های مدل سازی شرایط عملیاتی دینامیکی پرداخته و نکاتی درباره رفتار حرارتی وابسته به زمان ریکوپراتور ارائه داده‌اند. حسین و همکاران [۲۳] پژوهشی را انجام داده‌اند که به بررسی کاربرد شبکه‌های عصبی مصنوعی (ANNs) برای پیش‌بینی عملکرد یک ریکوپراتور توربین گاز می‌پردازد. مطالعه آن‌ها اثربخشی ANNs در شناسایی روابط غیرخطی بین شرایط عملیاتی و عملکرد ریکوپراتور را نشان می‌دهد و ابزاری قدرتمند برای طراحی و بهینه‌سازی ارائه می‌دهد.

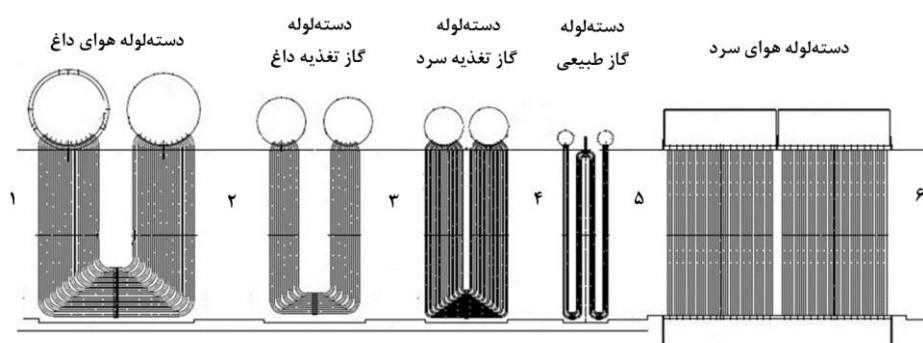
ریکوپراتور فرآیند میدرکس یکی از مهمترین اجزاء خط تولید آهن اسفنجی بوده و به همین دلیل دانش طراحی آن از اهمیت فراوانی برخوردار است. هدف از پژوهش حاضر، دستیابی به دانش فنی طراحی حرارتی- سیالاتی ریکوپراتور فرآیند میدرکس مشتمل بر دسته لوله‌های هوای تازه، گاز تغذیه و گاز طبیعی با توجه به دو رویکرد طراحی^۱ و خارج از طراحی^۲ است. در رویکرد طراحی بر اساس داده‌های فرآیندی، هندسه دسته لوله‌ها (اعم از قطر، طول، چیدمان، تعداد و گام لوله‌ها) طراحی و تعیین می‌شود. در رویکرد خارج از طراحی با در اختیار داشتن هندسه دسته لوله‌ها و اعمال بعضی از پارامترهای فرآیندی، سایر پارامترهای فرآیندی محاسبه می‌گردند. دلیل این نام گذاری این است که در واقع در این رویکرد مربوط به محاسبه وضعیت عملکرد ریکوپراتور در شرایط خارج از طراحی اولیه است. در این پژوهش برای اولین بار برای دستیابی به یک فرآیند دقیق شبیه سازی عملکرد و طراحی حرارتی- هیدرولیکی

² off-design

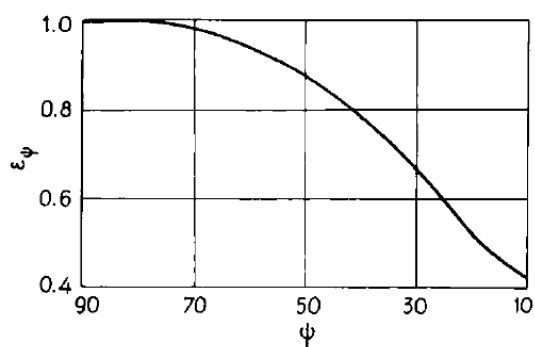
¹ design



شکل ۱- نمای سه بعدی ریکوپراتور مورد مطالعه



شکل ۲- نمای دو بعدی و شماتیک اجزا و بخش‌های مختلف ریکوپراتور مورد مطالعه



a, deg	90	80	70	60	50	40	30	20	10
F_n	1.0	1.0	0.98	0.94	0.88	0.78	0.67	0.52	0.42

شکل ۳- ضریب تصحیح در روابط انتقال حرارت سمت پوسته در بخش افقی و خم [۲۴]

۲-۱-۱- بخش افقی و خم [۲۴]

$$Nu_{BS} = \varepsilon_{\psi} Nu_{VS} \quad (1)$$

شایان ذکر است ضریب تصحیح ε_{ψ} بر اساس توصیه مراجع [۲۴] بر اساس شکل ۳ تعیین می‌شود. Nu_{VS} مربوط به بخش عمودی است که از رابطه ۲ محاسبه می‌شود.

۲-۱-۲- بخش عمودی [۲۵]

با توجه به بررسی مراجع و مقایسه نتایج حاصل از روابط مختلف، رابطه (۵) به عنوان رابطه منتخب برای ضریب انتقال حرارت جابجایی داخل لوله‌ها مورد استفاده قرار می‌گیرد.

۲-۲-۲- بخش خم لوله‌ها [۳۱]

$$Nu_{BT} = Nu_{VHT} \left(1 + 3.6 \left(1 - \frac{D_i}{R_b} \right) \left(\frac{D_i}{R_b} \right)^{0.8} \right) \quad (۸)$$

۲-۳- ضریب انتقال حرارت تشعشی [۳۲-۳۴]

با توجه به بالا بودن دما در ریکوپراتور مدنظر (تا ۱۱۲۵ درجه سلسیوس)، از تاثیر سهم تشعشع در انتقال حرارت نمی‌توان صرف نظر کرد و به نوعی می‌توان گفت در دسته‌لوله هوای داغ بیشینه سهم انتقال حرارت مربوط به تشعشع است. مجموعه روابط ضریب انتقال حرارت تشعشع مطابق با روابط ۹ تا ۱۲ است. پارامتر L طول مشخصه است که به ویژگی‌های هندسی مربوط است. P_c و P_w فشارهای جزئی دی‌اکسیدکربن و بخار آب در سیال مورد بررسی است. T_o و T_g دمای گاز عبوری از روی دسته لوله‌ها و دمای سطح لوله‌ها است.

$$L = \frac{1.08(S_T S_L - 0.785 D^2)}{D} \quad (۹)$$

$$K = \frac{(0.8 + 1.6 P_w)(1 - 0.00038 T_g)(P_c + P_w)}{[(P_c + P_w) L]^{0.5}} \quad (۱۰)$$

$$\epsilon_g = 0.9 (1 - e^{-KL}) \quad (۱۱)$$

$$h_r = \frac{\sigma \epsilon_g [T_g^4 - T_o^4]}{(T_g - T_o)} \quad (۱۲)$$

۲-۴- محاسبات مقاومت‌های حرارتی

با استفاده از روابط استخراج شده، مقادیر ضرایب انتقال حرارت داخلی و خارجی ریکوپراتور محاسبه می‌شوند. سپس مقاومت‌های حرارتی شامل مقاومت‌های حرارتی مربوط به انتقال حرارت جابجایی و تشعشع در داخل لوله‌ها، انتقال حرارت هدایت دیواره لوله و رسوب روی لوله و انتقال حرارت جابجایی و تشعشع در بیرون لوله‌ها از طریق روابط ۱۳ الی ۱۷ محاسبه می‌شود. با در

$$Nu_{VS} = C_1 Re^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}} \quad \begin{matrix} 1.05 \leq X_L \leq 3 \\ 1.05 \leq X_T \leq 3 \end{matrix} \quad (۲)$$

$$C_1 = (0.25 + e^{-0.55 X_L}) X_T^{0.285} X_L^{0.21} \quad In - line$$

$$C_1 = \frac{0.61 X_T^{0.091} X_L^{0.053}}{1 - 2 e^{-1.09 X_L}} \quad Staggered$$

$$X_L = \frac{S_L}{D_o}, \quad X_T = \frac{S_T}{D_o}$$

۲-۲- انتقال حرارت جابجایی سمت لوله

همانند بخش پوسته، روابط مورد استفاده در سمت دسته لوله‌های بخش‌های ریکوپراتور با توجه به سناریوی مدنظر در تفکیک هندسه لوله‌های عمودی-افقی و خم، در این قسمت به تفکیک آورده شده است.

۲-۱-۲- بخش عمودی و افقی دسته لوله‌ها [۲۶-۳۰]

$$Nu_{VHT} = \frac{\frac{f}{8} (Re - 1000) Pr}{1 + 12.7 \sqrt{\frac{f}{8}} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (۳)$$

$$f = (1.82 \ln(Re) - 1.64)^{-2}$$

$$Nu_{VHT} = \frac{\frac{f}{8} Re Pr}{C + 12.7 \sqrt{\frac{f}{8}} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (۴)$$

$$f = (1.82 \ln(Re) - 1.64)^{-2}$$

$$C = 1.07 + \frac{900}{Re} - \frac{0.63}{1 + 10 Pr}$$

$$Nu_{VHT} = \frac{\frac{f}{8} Re Pr}{1.07 + 12.7 \sqrt{\frac{f}{8}} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (۵)$$

$$f = (1.82 \ln(Re) - 1.64)^{-2}$$

$$Nu_{VHT} = 0.23 Re^{\frac{4}{5}} Pr^{\frac{2}{5}} \quad (۶)$$

$$Nu_{VHT} = 0.23 Re^{\frac{4}{5}} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (۷)$$

۲-۶- توسعه روابط خواص ترموفیزیکی جریان‌ها

روابط خواص ترموفیزیکی (شامل چگالی، ویسکوزیته، هدایت حرارتی و ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت) برای همه جریان‌های بخش‌های مختلف ریکوپراتور از جمله جریان سمت پوسته، هوای سرد و داغ، گاز تغذیه سرد و داغ و گاز طبیعی، استخراج شده است. روابط خواص تابع دما و با در نظر گرفتن ترکیب اجزاء شیمیایی هر یک از جریان‌ها منجر به دقت بالای محاسبات حرارتی و هیدرولیکی می‌شود. برای این منظور یک کد کامپیوتری در نرم‌افزار EES تدوین شده است. کد مذکور قابلیت اعمال همه آلاینده‌ها و اجزای ترکیب جریان‌ها را دارد. داده‌های اجزای ترکیب جریان‌های ریکوپراتور به صورت درصد حجمی (مولی) وارد کد شده و در محدوده دمایی کاری پوسته و دسته لوله‌های مختلف ریکوپراتور، با استفاده از معادلات مربوط به خواص و برهم‌کنش اجزای مختلف ترکیب، مقادیر عددی مربوط به خواص ترکیب استخراج می‌شود. سپس بر اساس مقادیر استخراج شده، رابطه چندجمله‌ای متناظر با داده‌ها استخراج می‌شوند. ترکیب اجزای جریان‌های ریکوپراتور مطابق با جدول ۱ است.

جدول ۱- ترکیب اجزای تشکیل دهنده جریان‌های ریکوپراتور

Composition	Flue Gas	Air	Feed Gas	Natural Gas
CO (%)	0	0	18.85	0
CO ₂ (%)	14.67	0	13.38	1.47
H ₂ (%)	0	0	34.9	0
H ₂ O (%)	22.39	3.91	13.63	0
N ₂ (%)	61.48	75.91	2.66	3.16
CH ₄ (%)	0	0	15.6	88.57
C ₂ H ₆ (%)	0	0	0.66	4.55
C ₃ H ₈ (%)	0	0	0.2	1.36
C ₄ H ₁₀ (%)	0	0	0.08	0.57
C ₅ (+) (%)	0	0	0.04	0.32
O ₂ (%)	1.46	20.18	0	0

لازم به ذکر است که میزان مطابقت داده‌ها با روابط استخراجی از طریق پارامتر R^2 بررسی شده است؛ هرچه R^2 به سمت یک میل کند، رابطه استخراج شده از دقت بالاتری برخوردار

نظر گرفتن مدار مقاومتی (و موازی بودن دو مقاومت جابجایی و تشعشع)، روابط ۱۸ و ۱۹ به عنوان مقاومت حرارتی معادل در داخل و بیرون لوله‌ها تعیین شده و مقاومت حرارتی کل از طریق رابطه ۲۰ محاسبه و مشخص می‌شود. در نهایت ضریب انتقال حرارت کلی ریکوپراتور (U) که در فرآیند و روند طراحی ریکوپراتور به عنوان پارامتر اصلی مورد استفاده قرار می‌گیرد، به صورت معادله ۲۱ محاسبه می‌شود.

$$R_i^{Conv.} = \frac{1}{h_i^{conv} A_i} \quad (۱۳)$$

$$R_i^{Rad.} = \frac{1}{h_i^{rad} A_i} \quad (۱۴)$$

$$R_o^{Conv.} = \frac{1}{h_o^{conv} A_o} \quad (۱۵)$$

$$R_o^{Rad.} = \frac{1}{h_o^{rad} A_o} \quad (۱۶)$$

$$R^{Cond.} = \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi L k} \quad (۱۷)$$

$$R_i^{Equ.} = \left[\frac{1}{R_i^{Conv.}} + \frac{1}{R_i^{Rad.}} \right]^{-1} \quad (۱۸)$$

$$R_o^{Equ.} = \left[\frac{1}{R_o^{Conv.}} + \frac{1}{R_o^{Rad.}} \right]^{-1} \quad (۱۹)$$

$$R^{Total} = R_i^{Equ.} + R^{Cond.} + R^{Foul.} + R_o^{Equ.} \quad (۲۰)$$

$$U = \frac{1}{R^{Total} A_{HT}} \quad (۲۱)$$

۲-۵- روابط افت فشار

با بررسی مراجع مختلف، روابط استخراج شده نهایی برای افت فشار سمت پوسته و لوله‌ها به شرح روابط ۲۲ و ۲۳ است.

۲-۵-۱- سمت پوسته [۳۵]

$$\Delta P = \frac{G^2}{2\rho_{inlet}} \left[(K_c + 1 - \sigma^2) + 2 \left(\frac{\rho_{inlet}}{\rho_{outlet}} - 1 \right) + f \frac{A}{A_c} \frac{\rho_{inlet}}{\rho_{mean}} - (1 - \sigma^2 - K_e) \frac{\rho_{inlet}}{\rho_{outlet}} \right] \quad (۲۲)$$

۲-۵-۲- سمت لوله‌ها [۳۶]

$$\Delta P = \frac{G^2}{2\rho_{inlet}} \left[\frac{1.5}{N_p} + f \frac{L}{D} + K_c + K_e + 4 \right] N_p \quad (۲۳)$$

- حدود مجاز افت فشار در هر دو سمت مبدل
- نوع سیال سرد و گرم و خصوصیات ترموفیزیکی آن
- خروجی‌ها و خواسته‌های مساله عبارتند از:
- ✓ دماهای خروجی سیال سرد و گرم
- ✓ نرخ کل انتقال حرارت در مبدل
- ✓ افت فشار در هر دو سمت مبدل

دو: رویکرد طراحی ریکوپراتور

- ورودی‌ها و داده‌های مساله عبارتند از:
- دبی‌های جرمی سیال سرد و گرم
 - دماهای ورودی سیال سرد و گرم و یکی از دماهای خروجی (سیال سرد یا گرم)
 - حدود مجاز افت فشار در هر دو سمت مبدل
 - نوع سیال سرد و گرم و خصوصیات ترموفیزیکی آن
 - خروجی‌ها و خواسته‌های مساله عبارتند از:
 - ✓ تعیین نوع مبدل
 - ✓ تعیین آرایش جریان
 - ✓ تعیین ابعاد مبدل
- لازم به ذکر است که روش $LMTD^1$ بر اساس تعیین سطح انتقال حرارتی مورد استفاده قرار می‌گیرد. روند و معادلات طراحی ریکوپراتور به صورت تئوری و تحلیلی با استفاده از روش $LMTD$ به شرح زیر است:
- (۱) مقادیر دماهای مجهول ورودی و خروجی و نرخ انتقال حرارت ریکوپراتور محاسبه می‌شود.
 - (۲) ضریب تصحیح اختلاف دمای متوسط لگاریتمی محاسبه می‌شود.
 - (۳) ضریب انتقال حرارت کلی مساله محاسبه می‌شود.
 - (۴) سطح انتقال حرارت محاسبه می‌شود.
 - (۵) با مشخص شدن سطح انتقال حرارت، مقادیر طول و قطر لوله‌ها محاسبه می‌شود و ریکوپراتور طراحی می‌شود.

۳- اعتبارسنجی فرآیند طراحی

با هدف بررسی میزان دقت روابط و الگوریتم‌های مورد استفاده در دو رویکرد محاسبات طراحی و خارج از طراحی همچنین صحت‌سنجی نتایج محاسبات، یک نمونه داده‌های ارائه شده توسط یک شرکت خارجی طراحی ریکوپراتور میدرکس مورد

است. در همه خواص میزان R^2 بیشتر از ۰/۹۹ است. روابط استخراج شده به عنوان نمونه برای جریان گاز تغذیه مطابق روابط ۲۴ تا ۲۷ است. برای سایر جریان‌ها نیز روابط مشابه و با ضرایب متفاوت استخراج شده است.

$$\begin{aligned} \rho_{Feed\ Gas} = & -3.905771 * 10^{-9} * T^3 \\ & + 1.0370606448 * 10^{-5} \\ & * T^2 \\ & - 0.010016991602106 \\ & * T \\ & + 4.161588084437480 \end{aligned} \quad (24)$$

$$\begin{aligned} C_{p\ Feed\ Gas} = & -0.000192963719921 * T^2 \\ & + 1.161530925437800 * T \\ & + 1453.75613755530000 \end{aligned} \quad (25)$$

$$\begin{aligned} k_{Feed\ Gas} = & -0.0000000074 * T^2 \\ & + 0.0001769407 * T \\ & + 0.0042793810 \end{aligned} \quad (26)$$

$$\begin{aligned} \mu_{Feed\ Gas} = & 0.0000000316 * T \\ & + 0.0000059137 \end{aligned} \quad (27)$$

۷-۲- الگوریتم‌های محاسبات

در طراحی یک مبدل حرارتی دو هدف عمده مورد نظر می‌باشد. اول آنکه مبدل حرارتی، انتقال حرارت لازم را تامین نماید و دوم آنکه افت فشار در طول مبدل حرارتی و سایر اتصالات در مسیر جریان از یک حد مجاز که به لحاظ اقتصادی محدود می‌شود تجاوز ننماید. برای انجام محاسبات حرارتی ریکوپراتور، دو رویکرد اصلی وجود دارد که قبل از شروع روند محاسبات باید رویکرد مطلوب مشخص شود. این دو رویکرد عبارتند از:

یک: تعیین عملکرد ریکوپراتور با هندسه مشخص (خارج از طراحی)

ورودی‌ها و داده‌های مساله عبارتند از:

- نوع و ابعاد مبدل، ابعاد و چیدمان لوله‌ها دسته‌لوله‌ها
- آرایش جریان
- دبی‌های جرمی سیال سرد و گرم
- دماهای ورودی سیال سرد و گرم

¹ Logarithmic Mean Temperature Difference

جدول ۳- مقایسه نتایج محاسبات طراحی با داده‌های شرکت

خارجی			
سطح انتقال حرارت دسته لوله‌ها			
(محاسبه شده) $A_T(m^2)$			
بخش ریکوپراتور	شرکت خارجی	محاسبات طراحی	درصد اختلاف (%)
Hot Air	۴۳۸/۱۳	۴۶۷/۴۱	۶/۶۸
Hot Feed Gas	۲۱۲/۰۱	۲۲۵/۵۳	۶/۳۸
Cold Feed Gas	۴۸۰/۲۹	۵۱۷/۲۵	۷/۷۰
Natural Gas	۴۹/۲۳	۵۳/۰۷	۷/۸۰
Cold Air	۵۳۱/۸۷	۵۶۰/۵۸	۵/۴۰

استفاده قرار گرفته است. داده‌های فرآیندی مربوطه مطابق جدول ۲ است. جدول ۳ درصد اختلاف بین نتایج استخراج شده از محاسبات طراحی با داده‌های ارائه شده شرکت خارجی را برای سطح انتقال حرارت دسته‌لوله‌ها نشان می‌دهد.

اختلاف بین نتایج محاسبات طراحی و داده‌های شرکت خارجی، در دسته لوله هوای داغ به میزان ۶/۶۸ درصد، در دسته‌لوله گاز تغذیه داغ ۶/۳۸ درصد، در دسته‌لوله گاز تغذیه سرد ۷/۷۰ درصد، در دسته لوله گاز طبیعی ۷/۸۰ درصد و در دسته لوله هوای سرد به میزان ۵/۴۰ درصد است.

در واقع بیشینه اختلاف نتایج در کل ریکوپراتور ۷/۸۰ درصد است که نشان از تطابق نسبتاً خوب نتایج محاسبات طراحی با داده‌های شرکت خارجی دارد. علت اختلاف مختصر بین نتایج را می‌توان تا حدی به اختلاف در روابط مورد استفاده در محاسبات انتقال حرارت و همچنین خواص در نظر گرفته شده برای جریان‌های مختلف و توابع در نظر گرفته شده برای خواص نسبت داد.

جدول ۲- داده‌های فرآیندی ریکوپراتور

دبی استاندارد (m^3/h)		دما ($^{\circ}C$) (سمت پوسته)		دما ($^{\circ}C$) (سمت لوله‌ها)	
جریان	سمت پوسته	سمت لوله	ورودی	خروجی	ورودی
Hot Air	۱۵۳۵۴۴	۱۳۰۲۸۸/۵	۱۱۲۵	۸۴۸	۲۳۱
Hot Feed Gas	۱۵۳۵۴۴	۱۲۲۰۲۹/۵	۸۴۸	۷۴۱	۴۲۲
Cold Feed Gas	۱۵۳۵۴۴	۱۲۲۰۲۹/۵	۷۴۱	۵۱۷	۱۳۸
Natural Gas	۱۵۳۵۴۴	۱۰۱۵۳	۵۱۷	۴۹۴	۲۵
Cold Air	۱۵۳۵۴۴	۱۳۰۲۸۸/۵	۴۹۴	۳۶۳	۵۰

مشخص شده در شکل ۲ نشان می‌دهد. شکل ۴ نشان می‌دهد که نتایج مربوط به محاسبات دما اختلاف ناچیزی با داده‌های شرکت خارجی دارد. همچنین در شکل ۵ دمای خروجی دسته‌لوله‌ها در دو حالت محاسبات خارج از طراحی و داده‌های

مقایسه نتایج استخراجی از محاسبات خارج از طراحی با داده‌های شرکت خارجی در شکل‌های ۴ و ۵ ارائه شده است. شکل ۴ روند تغییرات دما در سمت پوسته (دمای محصولات احتراق^۱) را نشان می‌دهد. محور افقی، موقعیت را مطابق نقاط

^۱ flue gas

۴- ورودی‌های فرآیند و هندسی

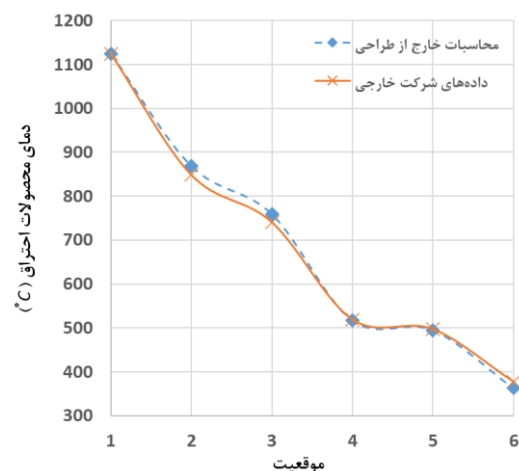
داده‌های ورودی فرآیندی ریکوپراتور شامل دبی حجمی، دما و فشار ورودی جریان‌های مختلف ریکوپراتور که در مراحل طراحی اعم از استخراج روابط و خواص و محاسبات مورد استفاده قرار می‌گیرد، مطابق با جدول ۵ است. شایان ذکر است که دبی‌ها برای یک مجموعه ریکوپراتور (شامل دو تونل مجزا) است و بنابراین برای محاسبات یک تونل باید نصف این مقدار لحاظ گردد. مقادیر قیود هندسی سمت پوسته ریکوپراتور شامل عرض و ارتفاع ریکوپراتور به شرح جدول ۶ است. ابعاد اصلی هندسی دسته لوله‌ها شامل فاصله طولی و عرضی لوله‌ها، قطر لوله و تعداد لوله‌ها در راستای عرضی و طولی به صورت شماتیک در شکل ۶ نمایش داده شده است.



شکل ۵- مقایسه نتایج محاسبات خارج از طراحی و داده‌های شرکت خارجی برای دمای خروجی سمت لوله در دسته‌لوله‌های مختلف

خارجی مقایسه شده است. درصد اختلاف مربوط به محاسبات دما و داده‌های شرکت خارجی در جدول ۴ ارائه شده است. مقایسه‌های انجام شده نشان از مطابقت مناسب نتایج دارد و بنابراین اعتبار فرآیند و روابط محاسبات خارج از طراحی نیز تایید می‌گردد. پس از اعتبارسنجی روابط استخراج شده و الگوریتم حل محاسبات حرارتی- هیدرولیکی ریکوپراتور شامل چند دسته‌لوله متوالی، برای یک مجموعه ورودی فرآیندی و هندسی مشخص می‌توان طراحی‌های مختلفی را ارائه کرد.

در بخش ۴ یک نمونه از ورودی‌های فرآیندی و هندسی ارائه شده و در بخش ۵ نتایج محاسبات برای دو سناریوی مختلف طراحی ارائه خواهد شد.



شکل ۴- تغییرات دمای محصولات احتراق در حین عبور از دسته‌لوله‌ها (مقایسه نتایج محاسبات خارج از طراحی و داده‌های شرکت خارجی)

جدول ۴- مقایسه نتایج محاسبات خارج از طراحی و داده‌های شرکت خارجی

سمت پوسته - دمای خروجی (°C)			سمت لوله - دمای خروجی (°C)			جریان
محاسبات خارج از طراحی	داده‌های شرکت خارجی	اختلاف (درصد)	محاسبات خارج از طراحی	داده‌های شرکت خارجی	اختلاف (درصد)	
۸۶۸/۸۴	۸۴۸/۳۰	۲/۴۲	۶۰۱/۸۷	۶۴۷/۶۶	۷/۰۷	Hot Air
۷۵۹/۳۸	۷۴۰/۶۸	۲/۵۲	۵۷۹/۳۵	۵۵۳/۹۵	۴/۵۹	Hot Feed Gas
۵۱۸/۸۵	۵۱۶/۹۴	۰/۳۷	۴۴۶/۴۹	۴۲۲/۳۸	۵/۷۱	Cold Feed Gas
۴۹۶/۸۴	۴۹۴/۸۰	۰/۴۱	۳۰۸/۶۸	۳۰۳/۱۳	۱/۸۳	Natural Gas
۳۷۷/۲۳	۳۶۲/۹۱	۳/۹۵	۲۱۷/۷۶	۲۳۱/۲۵	۵/۸۳	Cold Air

جدول ۵- داده‌های ورودی فرآیندی

فشار (بار)		دما (°C)		دبی استاندارد (m ³ /h)	
فشار خروجی	فشار ورودی	دمای خروجی	دمای ورودی	دبی ورودی و خروجی	جریان
-۰/۰۱	۰	۲۸۰ ± ۱۰	۱۱۲۵	۱۱۶۴۵۲	Flue Gas
۰/۰۶	۰/۱۰	۶۷۵	۳۰۰	۹۵۴۹۹	Hot Air
۱/۹۶	۲/۰۴	۵۶۰	۳۴۰	۸۹۱۴۲/۵	Hot Feed Gas
۲/۰۴	۲/۰۶	۳۴۰	۱۴۲	۸۹۱۴۲/۵	Cold Feed Gas
۲/۰۶	۲/۱۵	۳۷۰	۲۵	۱۲۸۷۵	Natural Gas
۰/۱۰	۰/۱۱	< ۲۴۰	۶۳	۹۵۴۹۹	Cold Air

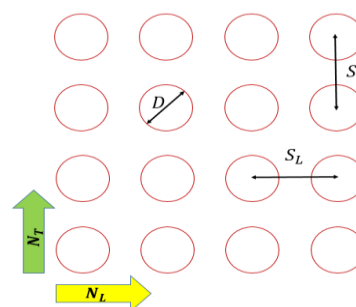
مختلف، نتایج طراحی حرارتی و هیدرولیکی طرح شماره ۱ ریکوپراتور مطابق با جدول ۸ ارائه می‌شود. اطلاعات فرآیندی شامل ورودی‌ها و نتایج محاسبات دما برای طرح شماره ۲ مطابق با جدول ۹ است. همچنین بر اساس داده‌های فرآیندی و روابط حاکم طراحی ریکوپراتور در بخش‌های مختلف، نتایج طراحی حرارتی و هیدرولیکی طرح شماره ۲ ریکوپراتور مطابق با جدول ۱۰ ارائه می‌شود.

سناریوهای طراحی ارائه شده با هدف ارضای شرایط فرآیندی دمایی بخش‌های تشکیل‌دهنده ریکوپراتور ارائه شده است. تمایز فرآیندی دو طرح ارائه شده در دمای خروجی بخش هوای سرد (دمای ورودی بخش هوای داغ) و در نتیجه دمای خروجی هوای داغ است. در طرح‌های ارائه شده دمای خروجی هوای سرد در محدوده ۲۲۵ تا ۲۳۵ درجه سلسیوس بوده است. همچنین محدوده دمای خروجی هوای داغ بین ۶۷۰ تا ۶۷۵ درجه سلسیوس است.

در دو طرح ارائه شده، تعداد لوله‌ها در راستای طولی ریکوپراتور یکسان بوده و تفاوت آن‌ها تنها در تعداد لوله‌های هوای سرد و هوای داغ در راستای عرضی است. با توجه به گرانتر بودن جنس مواد مربوط لوله‌های هوای داغ، برای انتخاب بین دو طرح ارائه شده باید علاوه بر نتایج محاسبات دما، تعداد لوله‌های دسته‌لوله‌های هوای سرد و داغ و ملاحظات اقتصادی را نیز در نظر گرفت.

جدول ۶- قیود هندسی سمت پوسته ریکوپراتور

مقدار (mm)	مشخصه
۳۸۸۵	عرض ریکوپراتور
۳۵۰۰	ارتفاع ریکوپراتور



شکل ۶- شماتیک هندسی تعداد لوله و گام عرضی و طولی

۵- نتایج و بحث

در این قسمت نتایج محاسبات طراحی حرارتی و هیدرولیکی ریکوپراتور با توجه به داده‌های ورودی ارائه شده در بخش قبل، برای دو سناریوی متفاوت طراحی ارائه شده است.

اطلاعات فرآیندی شامل ورودی‌ها و نتایج محاسبات دما برای طرح شماره ۱ مطابق با جدول ۷ است. همچنین بر اساس داده‌های فرآیندی و روابط حاکم طراحی ریکوپراتور در بخش‌های

جدول ۷- ورودی‌های فرآیندی و خروجی‌های دمایی بخش‌های مختلف ریکوپراتور در طرح شماره ۱

بخش ریکوپراتور	دبی جرمی سمت لوله‌ها (kg/sec)	دبی جرمی سمت پوسته (kg/sec)	دمای ورودی سمت لوله‌ها (°C)	دمای خروجی سمت لوله‌ها (°C)	دمای ورودی سمت پوسته (°C)	دمای خروجی سمت پوسته (°C)	افت فشار سمت لوله (Pa)	افت فشار کل سمت پوسته (Pa)
Hot Air	۳۲/۸۷۳۸	۴۰/۱۸۱۸	۲۲۵	۶۷۵	۱۱۲۵	۸۱۳/۸۲	۴۰۰۰	
Hot Feed Gas	۱۹/۵۷۴۴	۴۰/۱۸۱۸	۳۴۰	۵۶۰	۸۱۳/۸۲	۶۲۶/۴۴	۸۰۰۰	
Cold Feed Gas	۱۹/۵۷۴۴	۴۰/۱۸۱۸	۱۴۲	۳۴۰	۶۲۶/۴۴	۴۶۶/۳۰	۲۰۰۰	۱۰۰۰
Natural Gas	۳/۶۸۰۸	۴۰/۱۸۱۸	۲۵	۳۷۰	۴۶۶/۳۰	۳۹۳/۹۶	۹۰۰۰	
Cold Air	۳۲/۸۷۳۸	۴۰/۱۸۱۸	۶۳	۲۲۵	۳۹۳/۹۶	۲۷۱/۹۰	۱۰۰۰	

جدول ۸- نتایج طراحی طرح پکیج شماره ۱ ریکوپراتور

بخش ریکوپراتور	تعداد لوله در راستای عمق (N _T)	تعداد لوله در راستای جریان (N _L)	محدوده افت فشار لوله‌ها (Pa)	افت فشار پوسته (Pa)	انتقال حرارت (MW)	سهم تشعشع در انتقال حرارت (%)	فاصله عرضی لوله‌ها (S _T mm)	فاصله طولی لوله‌ها (S _L mm)
Hot Air	۳۴	۹ + ۹	۵۲۶ - ۹۶۶	۹۵	۸/۲۲۶۵	۷۱/۲۴	۱۱۷/۷	۱۳۰/۲
Hot Feed Gas	۲۸	۶ + ۶	۷۵۰ - ۱۳۸۶	۶	۴/۷۲۱۵	۳۸/۵۸	۱۴۳/۹	۱۲۷
Cold Feed Gas	۲۸	۸ + ۸	۲۳۵۰ - ۳۸۶۵	۱	۳/۸۷۵۶	۲۳/۲۷	۱۴۳/۹	۹۲/۱
Natural Gas	۳۶	۲ + ۲ + ۲ + ۲	۲۰۱۶ - ۲۶۷۴	۰/۴	۱/۶۹۸۲	۱۸/۰۰	۱۱۱	۷۵
Cold Air	۲۴	۱۵ + ۱۵	۱۸۱ - ۳۶۳	۱۳	۲/۶۱۲۴	۱۸/۴۴	۱۶۸/۹	۱۴۰

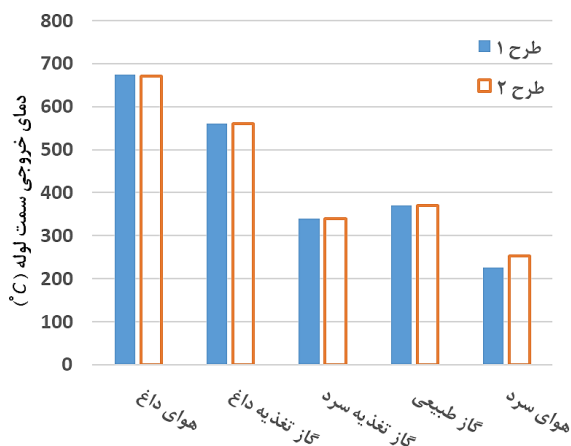
جدول ۹- ورودی‌های فرآیندی و خروجی‌های دمایی بخش‌های مختلف ریکوپراتور در طرح شماره ۲

بخش ریکوپراتور	دبی جرمی سمت لوله‌ها (kg/sec)	دبی جرمی سمت پوسته (kg/sec)	دمای ورودی سمت لوله‌ها (°C)	دمای خروجی سمت لوله‌ها (°C)	دمای ورودی سمت پوسته (°C)	دمای خروجی سمت پوسته (°C)	افت فشار سمت لوله (Pa)	افت فشار کل سمت پوسته (Pa)
Hot Air	۳۲/۸۷۳۸	۴۰/۱۸۱۸	۲۳۵	۶۷۰	۱۱۲۵	۸۲۱/۹۴	۴۰۰۰	
Hot Feed Gas	۱۹/۵۷۴۴	۴۰/۱۸۱۸	۳۴۰	۵۶۰	۸۲۱/۹۴	۶۳۳/۴۲	۸۰۰۰	
Cold Feed Gas	۱۹/۵۷۴۴	۴۰/۱۸۱۸	۱۴۲	۳۴۰	۶۳۳/۴۲	۴۷۲/۳۱	۲۰۰۰	۱۰۰۰
Natural Gas	۳/۶۸۰۸	۴۰/۱۸۱۸	۲۵	۳۷۰	۴۷۲/۳۱	۳۹۹/۵۴	۹۰۰۰	
Cold Air	۳۲/۸۷۳۸	۴۰/۱۸۱۸	۶۳	۲۳۵	۳۹۹/۵۴	۲۶۸/۸۶	۱۰۰۰	

جدول ۱۰- نتایج طراحی طرح شماره ۲ ریکوپراتور

بخش ریکوپراتور	تعداد لوله در راستای عمق N_T (#)	تعداد لوله در راستای جریان N_L (#)	محدوده افت فشار لوله ها (Pa)	افت فشار پوسته (Pa)	انتقال حرارت (MW)	سهم تشعشع در انتقال حرارت (%)	فاصله عرضی لوله ها S_T (mm)	فاصله طولی لوله ها S_L (mm)
Hot Air	۳۰	۹ + ۹	۱۲۳۹ - ۶۶۵	۴۶	۷/۹۵۶۳	۷۱/۶۲	۱۳۴	۱۳۰/۲
Hot Feed Gas	۲۸	۶ + ۶	۱۳۸۶ - ۷۵۰	۶	۴/۷۲۱۵	۴۰/۱۳	۱۴۳/۹	۱۲۷
Cold Feed Gas	۲۸	۸ + ۸	۳۸۶۵ - ۲۳۵۰	۱	۳/۸۷۵۶	۲۴/۱۱	۱۴۳/۹	۹۲/۱
Natural Gas	۳۶	۲ + ۲ + ۲ + ۲	۲۶۷۵ - ۲۰۱۷	۰/۴	۱/۶۹۸۲	۱۸/۷۷	۱۱۱	۷۵
Cold Air	۳۲	۱۵ + ۱۵	۲۱۰ - ۱۰۷	۸۴	۲/۹۶۲۰	۱۹/۲۶	۱۲۵/۳	۱۴۰

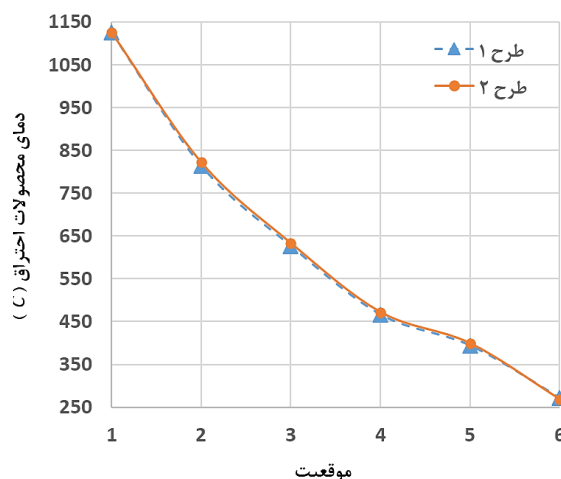
دسته لوله هوای داغ با افزایش تعداد لوله های دسته لوله هوای سرد جبران شده است. لازم به تاکید است که این رویکرد صرفاً در محدوده اختلاف دماهای کم (یعنی حدوداً زیر ۲۰ درجه سلسیوس) قابل اعمال است؛ همچنانکه اختلاف دمای خروجی هوای سرد بین طرح ۱ و ۲ در حد ۱۰ درجه سلسیوس است. چنانچه در خروجی هوای سرد دماهای خیلی بالاتر (به عنوان مثال حدود ۳۰۰ درجه سلسیوس) مد نظر باشد، تعداد لوله های این دسته لوله فوق العاده زیاد خواهد بود و حتی ممکن است افت فشار سمت پوسته از حد مجاز تجاوز کند.



شکل ۸- مقایسه نتایج طرح ۱ و طرح ۲ برای دمای خروجی سمت لوله در دسته لوله های مختلف

شکل ۹ تغییرات فشار جریان سمت پوسته را در نقاط مختلف بین دسته لوله ها نشان می دهد. مشاهده می شود که به

شکل ۷ ضمن نشان دادن روند تغییرات دما در سمت پوسته، نشان می دهد که اختلاف دمای سمت پوسته بین طرح ۱ و طرح ۲ بسیار ناچیز است. دمای خروجی دسته لوله ها در طرح های ۱ و ۲ در شکل ۸ نشان داده شده است. در این شکل نیز اختلاف کمی بین نتایج مشاهده می شود. بنابراین طرح ۱ و ۲ علی رغم داشتن تفاوت قابل توجه در دسته لوله های هوای سرد و هوای داغ، دمای خروجی نسبتاً یکسانی را هم در سمت لوله و هم در سمت پوسته منتج می شوند. عمده اختلاف در دمای خروجی هوای سرد است که البته اهمیت چندانی ندارد زیرا نهایتاً دماهای خروجی دسته لوله هوای داغ بسیار نزدیک به هم هستند. در واقع برای رسیدن به دمای هوای داغ مشابه، کاهش تعداد لوله های



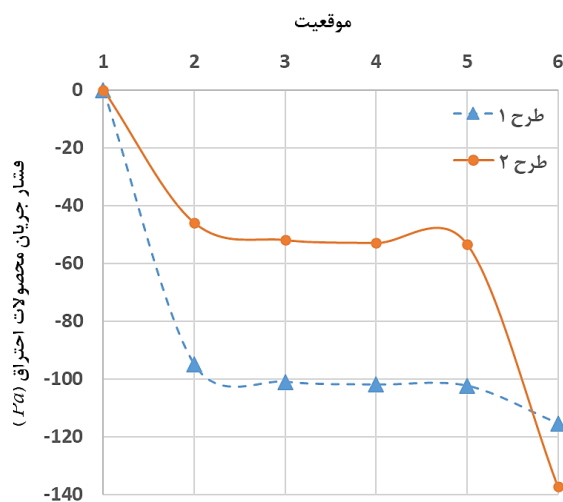
شکل ۷- تغییرات دمای محصولات احتراق در حین عبور از دسته لوله ها (مقایسه نتایج طرح ۱ و طرح ۲)

عملکرد حرارتی ریکوپراتورها تأثیر قابل توجهی بر کارایی کلی این سیستم‌ها دارد، به همین دلیل مدل‌سازی حرارتی، محاسبات و شبیه‌سازی از اهمیت بالایی برای طراحی و بهینه‌سازی برخوردار است.

سامانه بازیافت حرارت (ریکوپراتور) به عنوان عضو مهم فرآیند احیاء مستقیم آهن به روش میدرکس به شمار می‌رود. طراحی این نوع ریکوپراتور بسیار پیچیده‌تر از ریکوپراتورهای مرسوم در سایر صنایع است زیرا اولاً مشتمل بر چند دسته‌لوله متوالی است که عملکرد هر یک بر عملکرد دسته‌لوله‌های بعدی موثر است و ثانیاً به دلیل مشترک بودن بعضی از جریان‌ها (یعنی جریان هوا در دسته‌لوله‌های هوای سرد و هوای داغ و جریان گاز تغذیه در دسته‌لوله‌های گاز تغذیه سرد و گاز تغذیه داغ) لزوماً باید روابط طراحی این دسته‌لوله‌ها به صورت کوپل شده و طی یک فرآیند تکرارشونده^۱ حل شوند. کسب دانش فنی طراحی و شبیه‌سازی ریکوپراتور با دو هدف اصلی طراحی و همچنین پیش‌بینی رفتار حرارتی-هیدرولیکی آن به عنوان هدف اصلی پژوهش حاضر دنبال شده است. در این راستا توسعه روابط خواص ترموفیزیکی به صورت توابع چند جمله‌ای از دما برای جریان‌های تشکیل دهنده ریکوپراتور، تدوین الگوریتم و اعمال رویکرد طراحی و رویکرد خارج از طراحی و استخراج و استفاده از روابط انتقال حرارتی و هیدرولیکی مناسب و تحلیل حساسیت دقت آن‌ها برای فرایند طراحی و شبیه‌سازی ریکوپراتور انجام شده است.

فرآیند محاسبات طراحی حرارتی-هیدرولیکی ارائه شده در این مقاله به کمک داده‌های یک شرکت خارجی طراح ریکوپراتور میدرکس اعتبارسنجی شده است. همچنین با استفاده از فرآیند محاسبات استخراج شده و برای یک مجموعه داده‌های ورودی طراحی، دو نمونه محاسبات طراحی انجام و ارائه شده است. بر اساس نتایج ارائه شده، این دو طرح با وجود پارامترهای هندسی متفاوت در دو دسته‌لوله، خروجی‌های فرآیندی مشابهی دارند؛ یعنی دماها نزدیک بوده و افت فشارها در محدوده مجاز است. بنابراین با استفاده از این دو طرح و یا حتی طرح‌های تکمیلی دیگر می‌توان سناریوهای متعددی را در اختیار سازنده قرار داد تا بر اساس ملاحظات ساخت و پارامترهای اقتصادی بهترین طرح را انتخاب نماید.

دلیل عدم تغییر در تعداد لوله‌ها در دسته لوله‌های گاز طبیعی، گاز تغذیه سرد و گاز تغذیه داغ روند تغییرات فشار در این بخش‌ها (یعنی نقاط ۲ تا ۵) برای دو طرح مشابه است. در طرح ۱ به دلیل بیشتر بودن تعداد لوله‌های دسته‌لوله هوای داغ افت فشار بیشتری در این بخش ایجاد شده و در طرح ۲ این وضعیت برای دسته‌لوله هوای سرد ایجاد شده است. علی‌رغم تفاوت در فشارهای محاسبه شده در طرح‌های ۱ و ۲ (که طبیعتاً به دلیل اختلاف در تعداد و در نتیجه گام عرضی لوله‌ها است)، کلیه فشارهای محاسبه شده در محدوده مجاز بوده و بنابراین هر دو طرح از این جهت مورد تأیید هستند. ملاحظه می‌شود که با فرآیند محاسبات حرارتی-هیدرولیکی توسعه داده شده قابلیت ارائه انواع طرح‌ها وجود داشته و با احتساب ملاحظات ساخت و پارامترهای اقتصادی می‌توان طرح بهینه را انتخاب کرد.



شکل ۹- تغییرات فشار جریان محصولات احتراق در حین عبور از دسته‌لوله‌ها (مقایسه نتایج طرح ۱ و طرح ۲)

۶- جمع‌بندی

ریکوپراتورها مبدل‌هایی هستند که برای بازیابی گرمای اتلافی از گازهای خروجی و استفاده از آن برای پیش‌گرم کردن هوای ورودی یا سیال در فرآیندهای صنعتی طراحی شده‌اند. این مبدل‌ها معمولاً در نیروگاه‌ها، کوره‌ها و سایر صنایع با مصرف انرژی بالا به منظور بهبود بهره‌وری انرژی به کار می‌روند.

^۱ iterative

- models." J. engin. Phy. Thermophy. 70, no. 1: 119-124.
- [10] Ozden E, Tari I (2010) Shell side CFD analysis of a small shell-and-tube heat exchanger." Energy Conversion and Management 51, no. 5: 1004-1014.
- [11] Raj V, Aroul A, Velraj R (2011) Heat transfer and pressure drop studies on a PCM-heat exchanger module for free cooling applications. Int. J. Therm. Sci. 50, no. 8: 1573-1582
- [12] Ji J, Yuling S, Zhang C (2011) Hybrid numerical simulation of large-scale gas-fired tubular heat exchangers. HVAC&R Research 17, no. 1: 118-130.
- [13] Jaemin K, Sibilli T, Ha MY, Kim K, Yoon SY (2019) Compound porous media model for simulation of flat top U-tube compact heat exchanger. Int. J. heat mass trans. 138: 1029-1041.
- [14] Patankar A, Deshpande A, Sapali S (2016) Design and performance evaluation of a compact recuperator for a micro gas turbine. Energy Procedia, 90, 254-261.
- [15] Jang J, Lee H, Kim D (2019) Multi-objective optimization of a plate-fin heat exchanger using particle swarm optimization." Applied Thermal Engineering, 150, 616-625.
- [16] Gupta A, Roy S, Saha S (2017) CFD analysis of a gas turbine recuperator with varying operating conditions. J. Therm. Sci. Engin. Apps, 9(2), 021009.
- [17] Lal P, Subbarao PMV (2020) Numerical investigation on the performance of a cross-flow heat exchanger with different fin geometries. Int. J. Heat Mass Trans., 152, 119567.
- [18] Yang L, Liu W, Zhang H, Wang Z (2018) Experimental study on heat transfer characteristics of a ceramic recuperator for high-temperature applications. Energy Conversion and Management, 171, 239-247.
- [19] Shang K, Xu H, Zhao W (2019) Influence of material properties on the thermal performance of plate-fin recuperators. Applied Thermal Engineering, 152, 732-740.
- [20] Zhang X, Wu X, Yuan J (2017) Design and analysis of a recuperator-integrated solar-driven combined power and cooling cycle. Energy, 135, 652-662.
- [21] Ghanbarpour M, Toghraie D (2021) Optimization and simulation of a combined heat and power system with a recuperator for residential applications. Energy Reports, 7, 1895-1905.
- [22] Xie Y, Xu H, Zhang Y (2018) Transient thermal modeling of a recuperator for waste heat recovery in steel production. Applied Thermal Engineering, 140, 475-484.
- [23] Hussain T, Rasul MG, Khan MMK (2020) Artificial neural network-based prediction of the نهائماً می‌توان ادعا کرد که طی پژوهش حاضر اکتساب دانش فنی طراحی حرارتی- هیدرولیکی بهینه ریکوپراتور فرآیند احیاء مستقیم آهن به روش میدرکس محقق شده و فرآیند محاسباتی توسعه داده شده قابلیت محاسبات طراحی حرارتی- هیدرولیکی ریکوپراتور را در انواع شرایط هندسی و عملکردی دارا است.
- ۷- تقدیر و تشکر** نویسنده مسئول این مقاله از سازمان پژوهش‌های علمی و صنعتی ایران بابت حمایت مالی و معنوی از این مقاله و پژوهش (طی قرارداد پژوهانه شماره ۰۳۴۵۵۷) تقدیر و تشکر می‌نماید. همچنین نویسندگان این مقاله از شرکت فولاد اسرار بابت حمایت مالی این پژوهش (طی قرارداد شماره ۰۰۱-۰۲-۱۴۰۲) تقدیر و تشکر به عمل می‌آورند.
- مراجع**
- [1] Bhutta MMA, Hayat N, Bashir MH, Khan AR, Ahmad KN, Khan S (2012) CFD applications in various heat exchangers design: A review. Applied Thermal Engineering 32: 1-12.
- [2] Wojciech L, Zając D (2017) Modification of a recuperator construction with CFD methods Chemical and Process Engineering 38, no. 4: 567-576.
- [3] Chun-Hsiang Y, Yu MT, Chen CH, Chen CH (2007) Performance simulation and thermal stress analysis of ceramic recuperators formed by SiC and MAS. Numerical Heat Transfer, Part A: Applications 53, no. 7: 709-725.
- [4] Krzysztof W (2016) Simulation of deposit growth onto recuperator tubes in pit furnaces. Engineering Transactions 64, no. 4: 417-424.
- [5] Kayabasi, E, Erdogan S (2017) Design and simulation of recuperator for hot stoves. Int. J. Mech.Product. Eng. 5, no. 3: 15-20.
- [6] Marchionni M, Chai L, Bianchi G, Tassou SA (2019) Numerical modelling and transient analysis of a printed circuit heat exchanger used as recuperator for supercritical CO2 heat to power conversion systems. Applied Thermal Engineering 161: 114190.
- [7] Bowen TL, Guimond DP, Muench RK (1987) Experimental investigation of gas turbine recuperator fouling. J. engin. gas turbines and power 109, no. 3: 249-256.
- [8] Wedekind GL, Kobus CJ (2001) Optimal design of a thermal recuperator." Page 6: 1.
- [9] Mediokritskii EL, Gaponov VL, Loginov VE (1997) Study of heat transfer in recuperators by computer

- [30] Filonenko GK (1954) Hydraulic resistance in pipes, *Teploenergetika* 1: 40–44.
- [31] Marchionni M, Chai L, Bianchi G, Tassou SA (2019) Numerical modelling and transient analysis of a printed circuit heat exchanger used as recuperator for supercritical CO₂ heat to power conversion systems. *Applied Thermal Engineering* 161: 114190.
- [32] Ganapathy V (2014) Steam generators and waste heat boilers: for process and plant engineers. CRC Press.
- [33] Ganapathy V (2003) Industrial Boilers and Heat Recovery Steam Generators. CRC Press.
- [34] VDI heat atlas (2010) Springer, Berlin Heidelberg. <https://doi.org/10.1007:978-3>.
- [35] Kays WM, London AL (2018) Compact heat exchangers, 3rd ed. MEDTEH.
- [36] Kuppan T (2000) Heat exchanger design handbook. CRC press.
- performance of a gas turbine recuperator." *Energy*, 197, 117276.
- [24] Žukauskas A (1972) Heat transfer from tubes in crossflow. *Advances in heat transfer*, vol. 8, pp. 93–160.
- [25] Khan WA (2004) Modeling of Fluid Flow and Heat Transfer for Optimization of Pin-Fin Heat Sinks. Ph.D. Thesis, University of Waterloo, Canada.
- [26] Petukhov BS, Popov VN (1963) Theoretical calculation of heat exchange an fictional resistance in turbulent flow in tubes of an incompressible fluid with variable physical properties, *High Temp. (USSR)* 1, 69–83.
- [27] Dittus FW, Boelter LMK (1930) Heat transfer in automobile radiators of the tubular type, *Univ. California Publ. Eng.* 2: 443–461.
- [28] Sieder EN, Tate GE (1936) Heat transfer and pressure drop of liquids in tubes, *Ind. Eng. Chem* 28: 1429.
- [29] Gnielinski V (1976) New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *Int. Chem. Eng.* 16: 359–368.