

الگوریتم طراحی و بررسی عددی سیستم خنک‌کاری جداره آبی یک دیفیوزر شبیه‌ساز ارتفاع بالا

نعمت‌اله فولادی (استادیار)

پژوهشکده‌ی سایانه‌های حمل‌ونقل فضایی، پژوهشگاه فضایی ایران، تهران

محمد فراهانی* (استادیار)

میلاذ مهدیان دولت‌آبادی (دانشجوی دکتری)

دانشکده مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی شریف، تهران

مهندسی مکانیک شریف (بهار ۱۴۰۳)
دوره ۴۰، شماره ۱، ص. ۲۵-۳۷، (پژوهشی)

در پژوهش حاضر، الگوریتم طراحی سیستم خنک‌کاری برای دفع شارهای حرارتی بالا از دیواره‌های دیفیوزر شبیه‌ساز خلاء توسعه یافته است. در این الگوریتم، دبی سیال خنک‌کننده، ارتفاع کانال و طول کانال خنک‌کاری طوری تعیین می‌شود که با فراهم‌سازی شرایط دمایی بدنه و حفظ سهولت پیاده‌سازی طرح، افت فشار کل نیز در بازه مطلوب قرار گیرد. از روش شبیه‌سازی عددی برای یافتن تقریب‌های مناسب انتقال حرارت و ارزیابی طراحی استفاده شده است. بررسی‌ها نشان می‌دهد که تقریب‌های تجربی میر و کندا به‌ترتیب برای تخمین عدد ناسلت (حداکثر ۴ درصد خطا) و ضریب اصطکاک (حداکثر ۱/۱ درصد خطا) در شرایط مسئله حاضر مناسب هستند. در ادامه، قابلیت بالای الگوریتم با ارائه نتایج طراحی با توزیع شارهای حرارتی نشان داده شده است. به‌طوری‌که برای یک شار حرارتی بحرانی (۲/۵ مگاوات بر متر مربع)، یک سیستم خنک‌کاری دو کاناله با دبی و ارتفاع کانال متفاوت طراحی شده است.

واژگان کلیدی: خنک‌کاری چند کاناله، دیفیوزر فلزی، روش جداره آبی، شار حرارتی بالا.

۱. مقدمه

برای تست زمینی نازل‌های طول بلند (با نسبت انبساط بالا) که برای ایجاد نیروی پیشران در شرایط جوی رقیق طراحی شده‌اند، اکثر مواقع از تجهیزات تست ارتفاع بالا استفاده می‌شود. در یک شبیه‌ساز ارتفاع بالا، محیط اطراف موتور و نازل توسط یک محفظه تست (محفظه خلاء) و یک لوله گاز - دینامیکی (دیفیوزر) طویلی که قطر آن در محل نازل اندکی بزرگ‌تر از قطر خروجی نازل است، از محیط اتمسفر جدا می‌شود (شکل ۱). در این سیستم، یک گپ حلقوی برای محفظه تست در صفحه خروجی نازل شکل می‌گیرد که می‌تواند محل عبور جریان از محفظه به دیفیوزر و برعکس باشد. در این سیستم، دیفیوزر طوری طراحی می‌شود که جریان گازهای احتراقی در قسمت عمده آن مافوق صوت باشد. با مافوق صوت شدن جریان گازها در دیفیوزر و انبساط گازهای خروجی از نازل در ورودی آن، گازهای موجود در

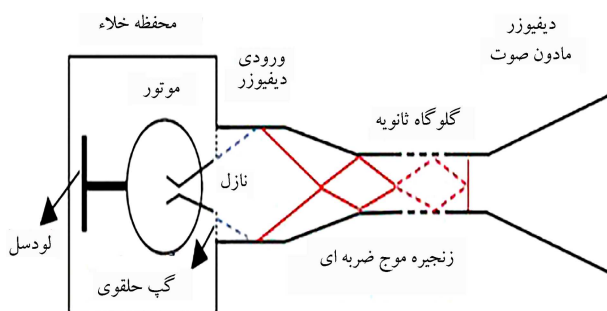
* نویسنده مسئول

تاریخ: دریافت ۱۴۰۱/۱۰/۲۵، اصلاحیه ۱۴۰۲/۱/۳۱، پذیرش ۱۴۰۲/۲/۱۹.

استناد به این مقاله:

فولادی، نعمت‌اله، فراهانی، محمد، و مهدیان دولت‌آبادی، میلاذ، ۱۴۰۳. الگوریتم طراحی و بررسی عددی سیستم خنک‌کاری جداره آبی یک دیفیوزر شبیه‌ساز ارتفاع بالا. دانشکده‌ی

مهندسی مکانیک شریف، ۴۰(۱)، صص. ۲۵-۳۷. DOI:10.24200/J40.2023.61692.1668



شکل ۱. طرح شماتیک از یک دیفیوزر گلوگاه ثانویه و محفظه خلاء.

بازیابی^۲ انجام شده است. ایده اصلی این روش، استفاده از سوخت مایع موتور به عنوان سیال خنک‌کننده و برگشت انرژی دفع شده از بدنه و نازل توسط این سیال به داخل محفظه احتراق است. در این روش، از تعداد زیادی کانال خنک‌کاری طولی با مقطع مستطیلی شکل در ابعاد کوچک (۱ تا ۳ میلی‌متر) استفاده می‌شود. این کانال‌ها به روش‌های مختلف حول بدنه و نازل موتور قرار می‌گیرند. سوخت مایع با سرعت بالا (حدود ۳۰ متر بر ثانیه) از این کانال‌ها عبور کرده و با جذب حرارت بدنه، پیش‌گرم شده و در نهایت وارد محفظه احتراق می‌گردد که البته با افت فشار زیادی نیز همراه است. با توجه به اختلاف زیاد فشار مخزن سوخت و فشار محفظه احتراق، حذف سیال عامل خارجی و متعلقات مربوط به راه‌اندازی آن و همچنین جلوگیری از هدر رفتن انرژی موتور، این روش برای موتورهای سوخت مایع از توجیه اقتصادی بالایی برخوردار است. بر این اساس، مطالعات به نسبت جامعی در زمینه طراحی این سیستم در مراجع وجود دارد.^[۴۳]

در موتورهای سوخت جامد به‌طور معمول از فتاوری عایق، به‌خصوص عایق‌های کامپوزیتی، برای حفاظت از بدنه فلزی موتور و نازل استفاده می‌شود و در بیشتر اوقات نیازی به خنک‌کاری بدنه و نازل وجود ندارد. گازهای احتراقی موتورهای سوخت جامد به دلیل استفاده از فلز آلومینیوم در ترکیبات سوخت، شامل ذرات مذاب اکسید آلومینیوم می‌باشد. بر خلاف جریان گازها که با افت دمایی قابل توجهی در پروسه انبساط در واگرای نازل مواجه‌اند، این ذرات تا حد زیادی دمای خود را حفظ می‌کنند و با دمای بیش از ۳۰۰۰ کلوین به قسمت ورودی و همگرایی دیفیوزر برخورد می‌کنند. این امر باعث پیچیده‌تر شدن شرایط دمایی در سکوی تست ارتفاع بالای موتورهای سوخت جامد نسبت به موتورهای سوخت مایع می‌شود.^[۴۵] در این تحقیق، طراحی سیستم خنک‌کاری برای موتورهای سوخت جامد مد نظر است.

در خصوص خنک‌کاری بدنه دیفیوزر فلزی که به‌طور معمول سطح بزرگی دارد، استفاده از تعداد زیادی کانال باریک با سطح مقطع کوچک همانند آنچه که در روش‌های بازیابی مورد استفاده است، به دلیل افت فشار بالای آنها، توجیه اقتصادی ندارد. در تعدادی از تجهیزات شبیه‌ساز ارتفاع بالای مطبخ در دنیا، برای حفاظت از بدنه دیفیوزر از روش خنک‌کاری جداره آبی استفاده شده است. برای خنک‌کاری دیفیوزر شبیه‌ساز خلاء به روش جداره آبی،^۳ سطح بیرونی دیفیوزر توسط کانال‌های انتقال سیال خنک‌کننده پوشیده می‌شود؛ به طوری که سیال خنک‌کننده از یک طرف با سطح بیرونی دیفیوزر در تماس است و از طرف دیگر توسط سطح بیرونی کانال محصور شده است. تحقیقات نادری نیز وجود دارد که در آن از روش خنک‌کاری با اسپری آب برای حفاظت از بدنه فلزی دیفیوزر استفاده شده است.^[۴۷]

بررسی مراجع موجود نشان می‌دهد که علاوه بر وجود مراجع متعدد در خصوص خنک‌کاری محفظه موتور و نازل، تحقیقات کمی در خصوص طراحی و بررسی عملکرد سیستم خنک‌کاری دیفیوزر شبیه‌ساز ارتفاع بالا نیز صورت گرفته است.

مسیر و روشکده در سال ۲۰۱۳، هر دو روش خنک‌کاری با جداره آبی و اسپری آب را برای حفاظت از بدنه فلزی دیفیوزر توصیه کرده‌اند.^[۴۸] در تحقیق آنها، یک سیستم خنک‌کاری پیچیده با روش جداره آبی که دارای ۵ کانال خنک‌کاری است، توصیه شده است. به عبارت دیگر، برای هر ناحیه، یک سیستم خنک‌کاری مجزا در نظر گرفته شده است. این امر موجب پیچیدگی زیاد مراحل ساخت، نصب و اجرا شده است. یم و همکاران در سال ۲۰۱۴، در یک مطالعه عددی به بررسی مشخصه‌های جریان و انتقال حرارت درون یک دیفیوزر گلوگاه ثانویه برای شبیه‌سازی تست ارتفاع بالا پرداخته‌اند.^[۴۹] آنها توزیع شار حرارتی بر روی بدنه دیفیوزر را در فشارهای احتراق مختلف موتور با روش عددی محاسبه کرده‌اند. در تحقیق آنها ادعا شده است که با سیستم خنک‌کاری جداره آبی می‌توان از بدنه فلزی دیفیوزر محافظت کرد.

پژوهشگران پژوهشکده سامانه‌های حمل‌ونقل فضایی در سال ۲۰۱۶، نتایج تست موتور سوخت جامد بلوک انتقال مداری را در محیط شبیه‌ساز ارتفاع بالا با دیفیوزر کامپوزیتی ارائه داده‌اند.^[۱۰] در تحقیق آنها مشخص شد که بدنه کامپوزیتی دیفیوزر سبب ایجاد اغتشاشات ناخواسته در اجرای تست می‌شود و افت فشار کل بالایی را سبب می‌شود. فراهانی و همکاران در سال ۲۰۱۹، یک الگوریتم طراحی برای خنک‌کاری بدنه دیفیوزر فلزی به روش اسپری آب توسعه دادند.^[۱۱] در تحقیق آنها صحت الگوریتم طراحی با شبیه‌سازی عددی جریان ارزیابی شده است. فولادی و همکاران در سال ۲۰۱۹ به بررسی تجربی سیستم خنک‌کاری با اسپری آب با انجام تست‌های مقیاس کوچک موتورهای سوخت جامد در محیط شبیه‌ساز ارتفاع بالا پرداخته‌اند.^[۹] آنها کفایت الگوریتم طراحی با روش اسپری آب را اثبات کردند و نشان دادند که در عمل خطای این روش کمتر از ۱۰ درصد است. در ادامه، پژوهشگران پژوهشکده سامانه‌های حمل‌ونقل فضایی در سال ۲۰۲۰، نتایج تست خلاء موتور سوخت جامد بلوک انتقال مداری سامان را با سیستم خنک‌کاری اسپری آب ارائه دادند.^[۱۲] نتایج آنها حاکی از موفقیت کامل این روش در تست موتور در مقیاس اصلی بوده است. با این حال، به این نتیجه رسیدند که علی‌رغم انعطاف‌پذیری این روش در ایجاد تغییرات لازم در سیستم خنک‌کاری با تغییرات سطح دیفیوزر، این روش در مرحله اجرا از دشواری‌های بالایی در نصب، راه‌اندازی و کنترل کیفی برخوردار است. همچنین، با توجه به استفاده از تعداد زیادی نازل به‌طور هم‌زمان (در عمل بیش از ۲۰۰ عدد)، قابلیت اطمینان تست کاهش پیدا می‌کند. با این حال، این روش برای مراحل اولیه توسعه فتاوری موتورهای سوخت جامد مناسب بوده است. در سال ۲۰۲۱، جو و همکاران در یک مطالعه عددی به بررسی ویژگی‌های جریان و انتقال حرارت در یک دیفیوزر گلوگاه ثانویه با ابعاد کوچک پرداخته‌اند. در این بررسی، از سیستم خنک‌کاری جداره آبی (دو کاناله) جهت حفاظت حرارتی دیواره‌های دیفیوزر استفاده شده است. آنها نشان دادند که با این سیستم خنک‌کاری می‌توان دمای بدنه فلزی دیفیوزر را در محدوده قابل تحمل آن حفظ کرد. اگرچه، مطالعه آنها بیشتر بر عملکرد سیستم خنک‌کاری متمرکز شده است و در خصوص طراحی سیستم خنک‌کاری و جزئیات سیستم مورد استفاده اطلاعاتی ارائه نشده است.^[۱۳]

فولادی و همکاران در سال ۲۰۲۲، در یک مطالعه عددی، اثر فشار جریان سیال خنک‌کننده را بر طراحی سیستم خنک‌کاری جداره آبی تک کاناله دیفیوزرهای با ابعاد بزرگ و شار حرارتی بالا مورد بررسی قرار دادند. بررسی‌های آنها نشان داد که انتخاب فشار کاری مناسب در طراحی سیستم خنک‌کاری اهمیت زیادی دارد؛ به طوری که افزایش فشار کاری از سه بار به ۱۰ بار، در شرایط یکسان، علاوه بر کاهش قابل توجه ابعاد سیستم خنک‌کاری، موجب کاهش ۷۵ درصدی دبی جرمی مصرفی می‌شود.^[۱۴]

۲. تعریف مسئله و پارامترهای حاکم

در حالت کلی برای دیفیوزر شبیه‌ساز خلاء، تبادل انتقال حرارت در سه محیط گاز داغ، فلز با ضخامت t و سیال خنک‌کننده با ارتفاع h صورت می‌پذیرد که شماتیک قسمتی از دیواره دیفیوزر و کانال خنک‌کاری در شکل ۲ نشان داده شده است.

با توجه به هندسه شکل ۲ می‌توان معادله تبادل انرژی میان محیط‌های مختلف را به صورت رابطه زیر نوشت:

$$q'' = h_g(T_g - T_{wg}) = \frac{K_{st}}{t}(T_{wg} - T_w) = h_w(T_w - T_b) \quad (1)$$

که در معادله ۱ h_w ضریب انتقال حرارت همرفت در سمت سیال خنک‌کننده است. افت فشار درون کانال‌های سیستم خنک‌کننده هرچه بیشتر باشد، راندمان کل سیستم خنک‌کاری کاهش می‌یابد. بنابراین، باید یک مقدار مجاز برای افت فشار درون کانال‌های خنک‌کاری در نظر گرفت. افت فشار داخل کانال از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$\Delta P_c = \frac{f}{4} \frac{L}{D_h} \rho \bar{v}^2 \quad (2)$$

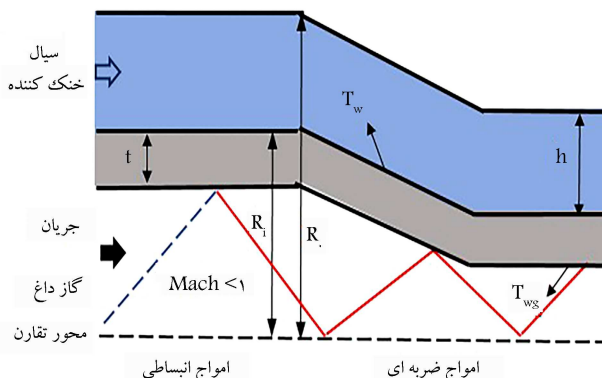
سه پارامتر مهم در طراحی حاضر وجود دارد که عبارت‌اند از: دبی جرمی سیال خنک‌کننده (\dot{m})، ارتفاع کانال خنک‌کاری (h) و طول کانال خنک‌کاری. از معادلات حاکم بر مسئله می‌توان روابط زیر را استخراج کرد.^[۱۵]

$$\Delta P_c \propto \frac{\dot{m}^2}{h^3} \quad (3)$$

$$h_w \propto \frac{\dot{m}^\alpha}{h} \quad (4)$$

در معادله ۴، α توان عدد رینولدز در رابطه تجربی h_w استفاده شده می‌باشد که بطور معمول برابر عدد 0.8 است. مطابق با روابط فوق در \dot{m} ثابت، افزایش دو برابری h موجب نصف شدن h_w و هشت برابر شدن ΔP_c می‌شود. همچنین، در h ثابت، h_w با توان α \dot{m} و ΔP_c با \dot{m} متناسب است.

در روش خنک‌کاری جداره آبی برای هندسه‌های بزرگ با شار حرارتی زیاد می‌توان یک تقسیم‌بندی بر روی نواحی مختلف هندسه مذکور انجام داد تا در صورت لزوم، بیش از یک کانال برای خنک‌کاری سطح داغ در نظر گرفته شود. این امر



شکل ۲. طرح شماتیک دیواره دیفیوزر و کانال خنک‌کاری با نسبت قطر $a = \frac{D_1}{D_c} = \frac{R_1}{R_c}$.

طراحی و ساخت سیستم خنک‌کاری دیفیوزر استند خلاء برای موتورهای سوخت جامد، به نحوی که از قابلیت اطمینان بالایی برخوردار بوده و از سهولت ساخت و اجرا برخوردار باشد، در عمل دشوار است. از طرفی، در کشورهای در حال توسعه در صنعت فضایی مانند ایران، علاوه بر نیاز بالا به اکتساب این نوع فنآوری‌ها، تجربیات کافی در این زمینه‌ها وجود ندارد. همچنین، مطابق با دانش نویسندگان، در خصوص نحوه طراحی سیستم خنک‌کاری جداره آبی دیفیوزر شبیه‌ساز ارتفاع بالا در تست موتور سوخت جامد، تا کنون تحقیقی منتشر نشده است. در تست موتورهای سوخت جامد، جریان گازهای احتراقی حاوی مذاب اکسید آلومینیوم با دمای بالا و مومستوم بالا به سطح داخلی دیفیوزر برخورد می‌کند و در صورت بالا رفتن دمای سطح و کاهش استحکام فلز در این ناحیه، سایش حرارتی شدیدی در ورودی دیفیوزر رخ می‌دهد.^[۷] با توجه به شار حرارتی بالا و سطوح خنک‌کاری بزرگ، گزینه‌های متعددی پیش روی یک طراح قرار دارد؛ به عنوان مثال افزایش قابلیت دفع شار حرارتی بالا با افزایش دبی جرمی سیال خنک‌کننده که منجر به هزینه بالا می‌شود، تنگ‌تر کردن مجرای جریان خنک‌کننده که منجر به افت فشار کل بالا می‌شود و تقسیم بار حرارتی با افزایش تعداد کانال‌های خنک‌کاری در طول دیفیوزر که منجر به پیچیدگی در اجرای تست می‌شود. علاوه بر این، روابط تجربی و نیمه تجربی مورد استفاده در طراحی برای تخمین ضرایب انتقال حرارت همرفت در هندسه‌های بزرگ و شار حرارتی بالا به خصوص برای یک جریان حلقوی با خطا مواجه هستند. بنابراین، برای اطمینان به این‌گونه طراحی‌ها، نیاز به تست‌های آزمایشگاهی و یا بررسی با روش شبیه‌سازی عددی صحت‌سنجی شده است. در این تحقیق، مسائل اشاره شده مورد بررسی قرار می‌گیرد.

در این پژوهش، به طراحی و تحلیل یک سیستم خنک‌کاری به روش جداره آبی برای سطوح متغیر و بزرگ و شار حرارتی بالای دیفیوزر شبیه‌ساز خلاء پرداخته شده است. در این راستا، یک الگوریتم طراحی سیستم خنک‌کاری جدید به روش جداره آبی توسعه داده می‌شود. دبی جرمی کمتر، افت فشار کل محدود و سهولت ساخت و اجرا با کمینه کردن تعداد کانال خنک‌کاری از اهداف اصلی الگوریتم است. برای محاسبه عدد ناسلت و ضریب اصطکاک در جریان سیال خنک‌کننده در هندسه‌های حلقوی هم‌محور، تقریب‌های مختلفی در مراجع معرفی شده‌اند که در این تحقیق دقت برخی از مهم‌ترین آنها برای استفاده در مسئله حاضر با تکنیک شبیه‌سازی عددی مورد بررسی قرار می‌گیرد. لازم به ذکر است که در این تحقیق اعتبارسنجی داده‌های حاصل از شبیه‌سازی عددی به کمک داده‌های تجربی صورت می‌گیرد. مطابق مرور مراجع انجام شده، ارائه الگوریتم طراحی با قابلیت طراحی چندکاناله جداره آبی (کمترین تعداد لازم) برای سطوح خنک‌کاری بزرگ و شار حرارتی بالا از جمله نوآوری این تحقیق است. همچنین، تقریب‌های مناسب برای محاسبه ضریب انتقال حرارت و افت فشار در جریان حلقوی هم‌محور در کانال با مقاطع متغیر با تکنیک شبیه‌سازی عددی شناسایی و معرفی می‌شوند.

در ادامه، ابتدا مسئله مورد بررسی و پارامترهای مهم معرفی شده و در بخش بعدی، الگوریتم طراحی توسعه داده شده ارائه می‌شود. سپس، گام‌های مختلف طراحی سیستم خنک‌کاری مورد تشریح قرار می‌گیرد. در بخش بعدی، روش شبیه‌سازی عددی ارائه می‌شود. در بخش نتایج، ابتدا نتایج اعتبارسنجی و بررسی استقلال حل از شبکه ارائه می‌شود، سپس با کمک تحلیل عددی، تقریب مناسب برای تخمین عدد ناسلت و ضریب اصطکاک شناسایی می‌گردد. در ادامه، نتایج طراحی سیستم خنک‌کاری با شرایط مختلف مسئله با اعمال شار حرارتی توزیعی و شار حرارتی بحرانی ارائه می‌شود.

گام ۱. پارامترهای کنترلی، ناحیه‌ای و مشخصات سیال خنک‌کاری در دمای محیط
 $(T_i = 300 \text{ K})$ به عنوان ورودی به کد محاسباتی داده می‌شود؛

گام ۲. شار حرارتی که می‌بایست از دیواره توسط سیستم خنک‌کاری دفع شود
 لحاظ می‌شود؛

گام ۳. برای هر کانال خنک‌کاری که طراحی می‌شود، یک مقطع ورودی و یک مقطع
 خروجی وجود داد که n_1 شماره مقطع ورودی کانال و n شماره مقطع خروجی
 کانال می‌باشد که در این مرحله این دو پارامتر به عنوان ورودی به کد داده می‌شود؛

گام ۴. پارامترهای هندسی دیفیوزر به عنوان ورودی به کد محاسباتی داده می‌شود.
 L معرف طول کل دیفیوزر می‌باشد که این مقدار از مجموع طول هر ناحیه (l_r)
 به دست می‌آید و D نیز معرف قطر دیفیوزر می‌باشد که در نواحی مختلف متغیر
 است؛

گام ۵. در ابتدا باید یک مقدار اولیه برای ارتفاع کانال خنک‌کاری در نظر گرفت که
 معمولاً این مقدار را برابر یک میلی‌متر می‌توان لحاظ کرد ($h = h_1$) سپس،
 می‌توان سطح مقطع عبور جریان را به کمک معادله ۵ محاسبه کرد؛

$$A(x) = \frac{\pi}{4} \left[(D_O(x) + 2h)^2 - D_O^2(x) \right] \quad (5)$$

گام ۶. یک مقدار اولیه برای \dot{m} در نظر گرفته می‌شود. می‌توان به کمک آن سرعت
 متوسط ($\bar{v}(x)$) را در مقاطع مختلف از رابطه پیوستگی به دست آورد؛

$$\dot{m} = \rho A(x) \bar{v}(x) \Rightarrow \bar{v}(x) = \frac{\dot{m}}{\rho A(x)} \quad (6)$$

گام ۷. برای محاسبه دمای بالک سیال خنک‌کننده می‌توان از معادله انتگرالی
 بایستگی انرژی در طول داکت حلقوی استفاده کرده و با انتگرال گیری از آن،
 دمای بالک به صورت زیر به دست می‌آید؛

$$\int_0^x q''(x) * \pi * D_o(x) dx = \dot{m} C_P (T(x) - T_i) \Rightarrow T(x) = T_i + \frac{1}{\dot{m} C_P} \int_0^x q''(x) \times \pi \times D_o(x) dx \quad (7)$$

گام ۸. به کمک معادله ۸ می‌توان ضریب انتقال حرارت همرفت برای سیال
 خنک‌کننده را در نواحی مختلف کانال به دست آورد؛

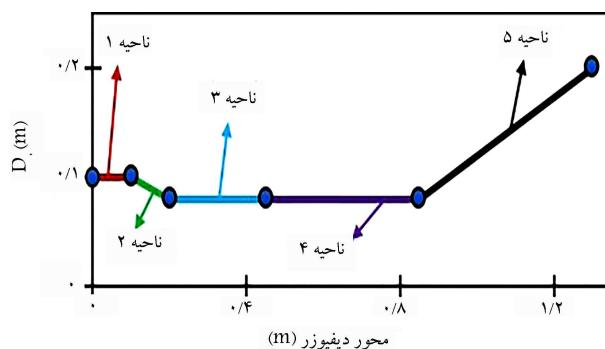
$$q''(x) = h_w (T_w(x) - T_b(x)) \quad (8)$$

$$h_w = \frac{k}{D_h} Nu_{D_h}$$

معادله ۸ ارتباط ضریب انتقال حرارت همرفت سیال خنک‌کننده با عدد ناسلت
 را نیز نشان می‌دهد. برای محاسبه عدد ناسلت با توجه به هندسه کانال حلقوی و
 هم‌مرکز، تقریب‌های مختلفی معرفی شده‌اند که در جدول ۱ گزارش شده است.
 همان‌طور که از روابط موجود در جدول ۱ مشخص است، یکی از پارامترهای
 تأثیرگذار در محاسبه عدد ناسلت، نسبت قطر مقطع حلقوی کانال می‌باشد که این
 پارامتر با حرف a نشان داده شده است (شکل ۲).

در محاسبه ضریب انتقال حرارت، عدد رینولدز جریان به کمک معادله ۹ محاسبه
 می‌شود.

$$Re(x) = \frac{\rho D_h \bar{v}(x)}{\mu} = \frac{2h\rho \bar{v}(x)}{\mu} \quad (9)$$



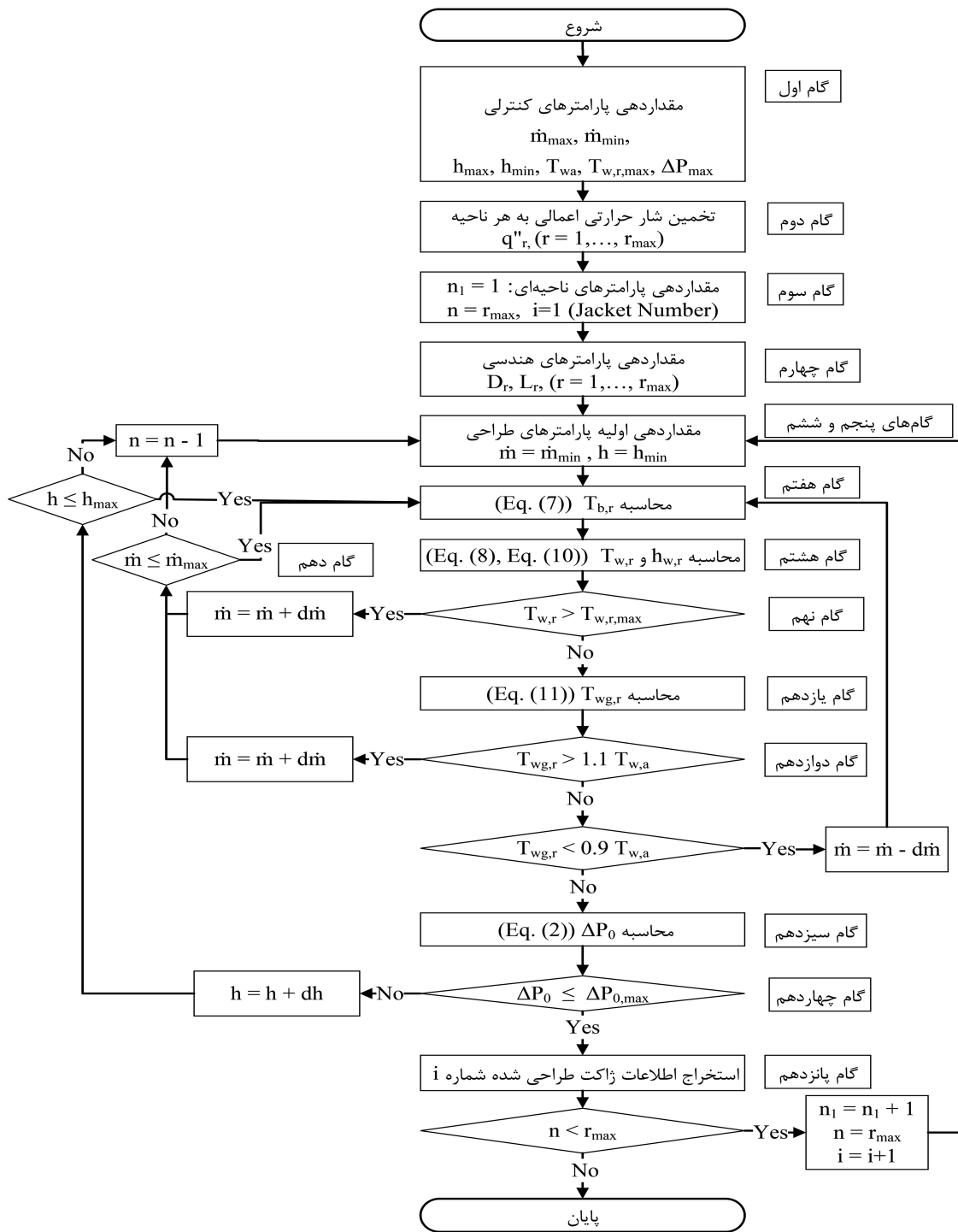
شکل ۳. تقسیم‌بندی نواحی مختلف دیفیوزر.

باعث می‌شود که دمای سیال خنک‌کاری اولیه بیش از حد بالا نرود و با ورود سیال
 جدید، عمل خنک‌کاری بهبود بخشیده شود. شکل ۳ نحوه تقسیم‌بندی دیفیوزر به
 پنج ناحیه r_{max} را نشان می‌دهد. این تقسیم‌بندی را می‌توان با تغییر شار حرارتی
 اعمالی به دیواره‌های دیفیوزر یا با تغییر هندسه در نواحی مختلف دیفیوزر تعیین
 کرد.

با علم بر این‌که در صورت خنک‌کاری، داغ‌ترین سطح، سطح سمت گاز داغ
 است (T_{wg})، می‌توان یک مقدار مجاز (T_{wa}) برای این پارامتر در نظر گرفت که بهتر
 است این مقدار مجاز با توجه به دمای سرویس کاری فولاد ضدزنگ انتخاب شود
 (که مقدار بالای 90° کلون است). بنابراین، بهتر است با حاشیه اطمینان مناسب،
 دمای مجاز (T_{wa}) را برابر 75° کلون در نظر گرفت و اجازه داد در محدوده 1°
 درصد آن تغییر داشته باشد.

۳. الگوریتم طراحی کانال خنک‌کاری به روش جداره آبی

در شکل ۴ فلوجارت مربوط به الگوریتم توسعه داده شده برای طراحی سیستم
 خنک‌کاری به روش جداره آبی ارائه شده است. الگوریتم مزبور به این شکل عمل
 می‌کند که ابتدا به دلیل سهولت ساخت، تلاش می‌شود برای کل دیفیوزر تنها یک
 کانال خنک‌کاری طراحی شود. ابتدا، با فرض یک ارتفاع اولیه برای کانال خنک‌کاری،
 دبی جرمی مناسب با روش سعی و خطا جستجو می‌شود. در این بررسی، نقاط
 کنترل، دمای انتهای هر ناحیه است. این نقاط کنترل در حین طراحی بررسی
 می‌شوند تا با افزایش یا کاهش دبی جرمی، شرایط دمایی برآورده شوند. حال اگر
 دبی جرمی به دست آمده بیش‌تر از دبی جرمی بیشینه شود، در این صورت یک
 ناحیه کم می‌شود و طراحی مجدداً برای تعداد کمتری ناحیه به دنبال یک کانال
 مناسب می‌گردد. زمانی‌که شرط دمایی با فرض $\dot{m} < \dot{m}_{max}$ برآورده شود، افت
 فشار کل جریان (ΔP_o) محاسبه می‌شود. اگر $\Delta P_o < \Delta P_{o,max}$ باشد، کانال
 برای آن تعداد ناحیه نهایی می‌شود. اما اگر $\Delta P_o > \Delta P_{o,max}$ باشد، تلاش
 می‌شود که با افزایش پارامتر h ، ΔP_o کاهش یابد. اگر در این پروسه، $h > h_{max}$
 باشد و کماکان $\Delta P_o > \Delta P_{o,max}$ باشد، در این صورت نیز می‌بایست تعداد
 نواحی کمتر شود و الگوریتم مجدداً برای نواحی کمتر یک کانال مناسب طراحی
 کند. پس از پیدا کردن کانال مناسب برای تعداد محدودی از نواحی (به روش فوق)،
 کانال دیگری برای نواحی باقی‌مانده طراحی می‌شود تا برای تمامی نواحی کانال
 خنک‌کاری طراحی شود. گام‌های مختلف الگوریتم طراحی در ادامه تشریح شده
 است.



شکل ۴. فلوجارت طراحی سیستم خنک‌کاری جداره آبی.

گام ۹. پس از محاسبه دمای فلز در سمت سیال خنک‌کننده، مقبولیت T_w باید بررسی شود. برای آنکه در سیال خنک‌کننده درون کانال، خنک‌کاری جوش رخ ندهد، باید یک حد بیشینه برای دمای فلز در سمت سیال خنک‌کننده $T_{w,max}$ با توجه به فشار کاری سیال خنک‌کننده لحاظ کرد. زمانی که در طراحی کانال، خنک‌کاری دمای فلز در سمت سیال خنک‌کننده بیش از مقدار $T_{w,max}$ باشد، باید دبی جرمی جریان را به قدری افزایش داد تا دمای فلز در سمت سیال خنک‌کننده به کمتر از $T_{w,max}$ برسد؛

که در آن D_h قطر هیدرولیکی کانال است و مقدار آن برابر با $2h$ به دست آمده است. از ترکیب روابط ۶ تا ۹ می‌توان معادله ۱۰ را برای محاسبه دمای فلز در سمت سیال خنک‌کننده ایجاد کرد.

$$T_w(x) = T_b(x) + \frac{q''(x)}{\left(\frac{k}{r_h}\right) \times Nu_{D_h}}$$

$$\Rightarrow T_w(x) = T_i + \frac{q''(x)}{\left(\frac{k}{r_h}\right) \times Nu_{D_h}} + \frac{1}{m \cdot C_P} \int_0^x q''(x) \times \pi \times D_o(x) dx \quad (10)$$

جدول ۱. تقریب‌های محاسبه عدد ناسلت برای جریان در مقاطع حلقوی و هم مرکز.

مرجع	رابطه تقریب عدد ناسلت
دیوکر و میر [۱۶]	$Nu_{Dh} = C_0 Re_{Dh}^P Pr^{1/2} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$ $C_0 = \frac{0.623 \times a^{-1/4}}{0.623 a^{-2} - 0.67 a^{-2} + A}$ $A = \frac{1.725}{a} - 1.157$ $P = 1.7 \times 10^{-0.67/a}$
سوامی و همکاران [۱۷]	$Nu_{Dh} = \frac{0.727}{\left(1 + \frac{1}{a}\right)^{0.7}} \times Re^{0.4} Pr^{1/2} B$ $B = \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$
دیوتس و بولتر [۱۸]	$Nu_{Dh} = 0.723 Re_{Dh}^{0.4} Pr^{0.7}$ $n = 0.4 \text{ heating}$ $n = 0.3 \text{ cooling}$
ویگند [۱۹]	$Nu_{Dh} = 0.723 a^{-0.25} Re_{Dh}^{0.4} Pr^{0.7} B$
گنیلینسکی [۲۰]	$Nu_{Dh} = \frac{f_k Re_{Dh} Pr}{\phi + 1.7 \sqrt{f_k} (Pr^{1/2} - 1)}$ $C = \left[1 + \left(\frac{Dh}{L_{hx}}\right)^{0.723}\right] F_{ann} K$ $\phi = 1.7 + \frac{0.623}{Re_{Dh}} - \frac{0.623}{1 + 1.7 Pr}$ $K = \left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{0.11}; F_{ann} = 0.705 \times a^{-0.17}$ $f = (1.8 \log 10 (Re^*) - 1.75)^{-2}$ $Re^* = Re_{Dh} \frac{(1+a^2) \ln(a) + (1-a^2)}{(1-a)^2 \ln(a)}$

جدول ۲. تقریب‌های محاسبه ضریب اصطکاک برای مقاطع حلقوی و هم مرکز.

مرجع	رابطه تقریب ضریب اصطکاک
جانز و لونگ [۲۱]	$f = (2 \log 10 (Re^* \sqrt{f}) - 0.7)^{-2}$ $Re^* = Re_{Dh} E$ $E = \frac{(1+a^2) \ln(a) + (1-a^2)}{(1-a)^2 \ln(a)}$
باهاتی و شاه [۲۲]	$f = (1 + 0.925a) \times B$ $B = (0.86859 \ln(F))^{-2}$ $F = \left(\frac{Re_{Dh}}{1.962 \ln(Re_{Dh}) - 2.8125}\right)$
کندا و همکاران [۲۳]	$\frac{f}{k} = \left(1.761 + \frac{1}{0.7236} \ln\left(\frac{Re_{Dh}}{\sqrt{\frac{k}{f}}}\right) - G\right)^{-2}$ $G = \frac{0.55}{Re_{Dh} \sqrt{\frac{k}{f}}}$
گنیلینسکی [۲۰]	$f = (1.8 \log 10 (Re^*) - 1.75)^{-2}$
بلازیوس [۲۴]	$f = 0.3164 Re_{Dh}^{-0.25}$

در غیر این حالت، h را افزایش داده تا افت فشار کل کاهش یابد. این کار تا h_{max} می‌تواند ادامه یابد. اگر h به h_{max} برسد و با \dot{m} فرض شده همچنان شرط افت فشار کل برآورده نشود، باید کانال خنک‌کاری برای نواحی کمتری طراحی شود. در هر بار افزایش h ، محاسبات از گام هفتم تکرار می‌شود. اگر در این پروسه $h > h_{max}$ باشد، تعداد نواحی کانال کمتر می‌شود و محاسبات از گام پنجم تکرار می‌گردد؛

گام ۱۵. اگر تعداد نواحی (n) که داکت برای آن طراحی شده است، برابر تعداد ناحیه پیشینه r_{max} باشد، به معنی اتمام طراحی است. اما چنانچه پارامتر n کم‌تر از r_{max} باشد، به این معنی است که داکت طراحی شده همچنان ناحیه یا نواحی آخری را پوشش نمی‌دهد. بنابراین، اطلاعات داکت طراحی شده، ذخیره‌سازی شده و برای نواحی باقیمانده با سیال ورودی جدید، داکت دیگری طراحی می‌شود. این کار تا زمانی ادامه می‌یابد که برای تمامی نواحی کانال خنک‌کاری طراحی شود.

۴. روش شبیه‌سازی عددی

در سیستم خنک‌کاری جداره آبی، از داکت‌های حلقوی هم‌مرکز به‌عنوان کانال خنک‌کاری استفاده می‌شود. همچنین، برای محاسبه عدد ناسلت و ضریب اصطکاک درون داکت‌های حلقوی هم‌مرکز، تقریب‌های تجربی و نیمه تجربی متفاوتی ارائه شده است که هر یک از این تقریب‌ها برای داکت‌هایی با نسبت قطر مشخص و جریان‌هایی با عدد رینولدز مشخص معرفی شده‌اند. در مسئله حاضر، قطر دیفیوزر نسبت به ارتفاع کانال نسبتاً بزرگ است. در حالی که در بیش تر تقریب‌های ارائه شده، ارتفاع مجرای عبور جریان نسبت به قطر جسم مرکزی خیلی کوچک نیست. این امر ممکن است موجب بروز خطا در محاسبات حاضر شود. بنابراین، لازم است که به کمک شبیه‌سازی عددی، بهترین تقریب‌ها را جهت استفاده در کد محاسباتی استفاده کرد. در این پژوهش، کد محاسباتی در بستر نرم‌افزار متلب^۴ نسخه ۲۰۱۸a^[۲۵] توسعه

گام ۱۰. در صورت افزایش دبی جرمی در گام نهم، با هر بار افزایش دبی جرمی باید شرط مقبولیت \dot{m} را بررسی کرد. در صورت برآورده شدن شرط $\dot{m} < \dot{m}_{max}$ از گام هفتم و در غیر این صورت بعد از کاهش دادن ناحیه $(n = n - 1)$ ، محاسبات از گام ششم ادامه می‌یابد؛

گام ۱۱. بعد از مشخص شدن مقدار دمای فلز در سمت سیال خنک‌کننده و بررسی شرط مقبولیت آن، دمای فلز در سمت گاز داغ (T_{wg}) را می‌توان به کمک معادله ۱۱ محاسبه کرد؛

$$q''(x) = \frac{k_{st}}{t} (T_{wg}(x) - T_w(x)) \Rightarrow \quad (11)$$

$$T_{wg}(x) = T_w(x) + \frac{q''(x) \times t}{k_{st}}$$

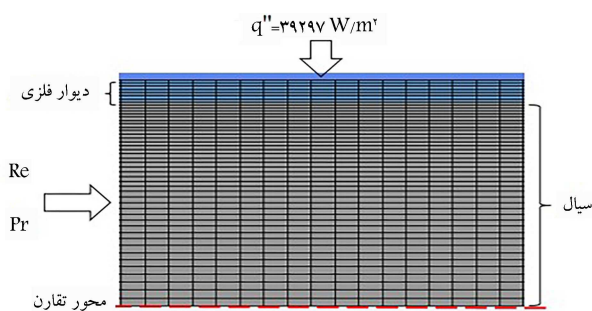
گام ۱۲. شرط مقبولیت T_{wg} بررسی می‌شود. شرط مقبولیت T_{wg} به این صورت است که دمای T_{wg} باید در محدوده ۱۰ درصد کمتر یا بیشتر از T_{wa} باشد، در غیر این صورت باید دبی جرمی جریان را کاهش یا افزایش داد تا شرط دمایی برآورده شود (در افزایش دبی جرمی همانند گام ۱۰ عمل می‌شود)؛

گام ۱۳. افت فشار کل درون کانال خنک‌کاری با استفاده از معادله ۲ محاسبه می‌شود. برای محاسبه ضریب اصطکاک موجود در معادله ۲، از روابط تجربی یا نیمه تجربی ارائه شده برای مقاطع حلقوی و هم‌مرکز مطابق جدول ۲ استفاده می‌شود؛

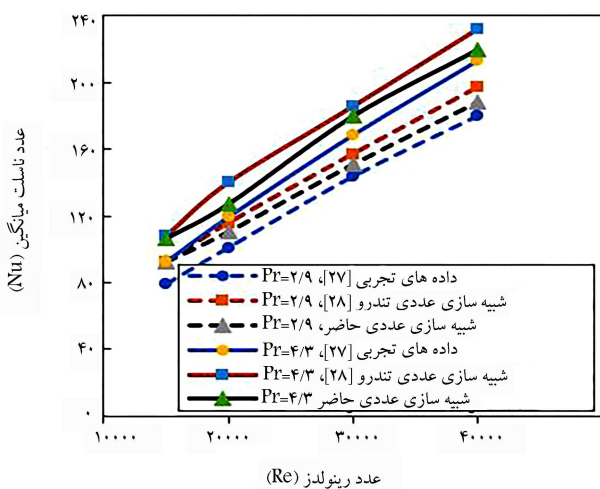
گام ۱۴. شرط مقبولیت افت فشار کل بررسی می‌شود. اگر ΔP_0 و ΔP_0 (دبی جرمی) فاکتور هزینه پمپ را برآورد کنند ($\Delta P_0 < \Delta P_0, max$)، گام ۱۵ اجرا می‌شود.

جدول ۳. بررسی استقلال حل از شبکه محاسباتی.

موقعیت طولی (m)	۱۴۷۲۱۹	۳۰۸۷۸۴	۱۲۲۸۵۹۱	
فشار کل	۶۹۸۳/۳۰	۷۳۲۲/۰۰	۷۳۶۰/۹۰	۲/۲۵
(متوسط سطحی)	۵۰۷۸/۳۶	۵۳۰۷/۲۰	۵۳۴۵/۶۴	۳/۵۰
(Pa)	۳۱۹۰/۰۴	۳۳۱۱/۴۰	۳۳۳۶/۸۵	۴/۷۵
دمای بالک	۳۱۳/۳۳	۳۱۳/۱۳	۳۱۳/۱۳	۲/۲۵
(K)	۳۱۵/۱۶	۳۱۴/۹۶	۳۱۴/۹۶	۳/۵
	۳۱۶/۹۹	۳۱۶/۷۹	۳۱۶/۷۹	۴/۷۵



شکل ۵. تصویری از شبکه محاسباتی ایجاد شده با تعداد ۳۰۸۷۸۴ گره.



شکل ۶. میانگین عدد نسلت در اعداد رینولدز متفاوت.

با مدل آشفتگی $k - \epsilon - \text{Realizable}$ و $\text{Enhanced wall treatment}$ (که در تحقیق حاضر استفاده می‌شود)، مقدار Y^+ حدود پنج و پایین‌تر مناسب است [۲۹، ۲۸].

شکل ۶ میانگین عدد نسلت در اعداد رینولدز متفاوت که از داده‌های تجربی ویسنه [۲۷] و داده‌های عددی تندرو [۲۸] به دست آمده است را با داده‌های حاصل از شبیه‌سازی حاضر مقایسه می‌کند. در این شکل واضح است که نتایج به دست آمده از شبیه‌سازی حاضر در مقایسه با داده‌های عددی تندرو، به مراتب به نتایج تجربی نزدیک‌تر است. به طوری که برای محاسبه عدد نسلت متوسط و مقایسه نتایج شبیه‌سازی حاضر با نتایج تجربی نشان می‌دهد که

داده شده و از نرم افزار انسیس ورکبنچ^۵ نسخه ۲۰۱۹ R1 [۲۶] برای شبیه‌سازی عددی استفاده شده است. همدسه کانال خنک‌کاری که از کد محاسباتی به دست آمده است، در نرم افزار انسیس جئومتري^۶ مدل‌سازی شده و به کمک نرم‌افزار انسیس مشینگ^۷ یک شبکه با سازمان بر روی آن ایجاد می‌شود. سپس، به کمک نرم‌افزار انسیس فلونت^۸ با استفاده از حلگر فشار مینا به صورت دوبعدی متقارن محوری، تحلیل عددی صورت می‌گیرد. برای مدل‌سازی آشفتگی جریان از مدل $k - \epsilon - \text{Realizable}$ استفاده می‌شود. برای جلوگیری از خطاهای کاربری و سایر خطاهای ناشی از عدم انتخاب صحیح حلگرها، انتخاب شرایط مرزی، انتخاب مدل توربولانسی، ایجاد شبکه محاسباتی مناسب و غیره، مطالعه اعتبارسنجی با مراجع تجربی و همچنین مطالعه استقلال حل از شبکه عددی ضرورت دارد که در بخش بعدی ارائه شده است.

در شبیه‌سازی عددی از فرضیات جریان پایا، تقارن محوری، سراسر توربولانت، جریان تک فاز با ثابت بودن ویژگی‌های دمایی سیال خنک‌کننده استفاده شده است. همچنین، از انتقال حرارت تشعشعی صرف‌نظر شده و دیواره بیرونی سیستم خنک‌کاری آدیاباتیک فرض شده است. اتخاذ این فرضیات در مسئله حاضر، مطابق با روال بررسی مرسوم در مراجع مشابه بوده و تأثیر ناچیزی در دقت ارزیابی طراحی مفهومی دارد.

۱.۴. اعتبارسنجی و بررسی استقلال حل از شبکه

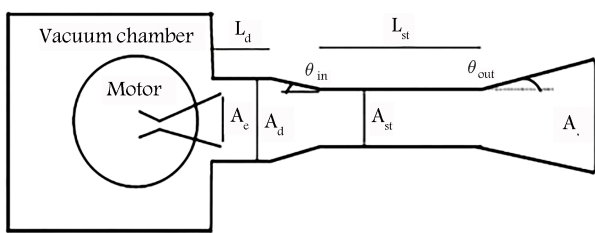
اعتبارسنجی روش حل عددی پژوهش حاضر با داده‌های تجربی مرجع [۲۷] انجام می‌شود. در این مرجع، ویسنه و همکاران در یک مطالعه تجربی به بررسی انتقال حرارت درون یک لوله با سطح مقطع دایره‌ای به طول شش متر، قطر داخلی ۱۸ میلی‌متر و ضخامت یک میلی‌متر پرداخته‌اند. در پژوهش آنها، سیال عامل، اتیل‌گلیکول - آب بوده است. آنها طول لوله را به سه ناحیه تقسیم کرده‌اند که عبارت‌اند از:

۱. یک ناحیه بدون شار حرارتی با طول ۲/۱۶ متر برای تضمین شرایط به‌طور کامل توسعه یافته؛

۲. یک ناحیه با شار حرارتی ثابت ۳۹۲۹۷ وات بر متر مربع با طول ۲/۷ متر؛

۳. یک ناحیه بدون شار حرارتی با طول ۱/۱۴ متر که به عنوان خروجی عمل می‌کند. اگرچه طول لوله شش متر است، اما انتقال حرارت و مقدار عدد نسلت فقط در ناحیه ۲ بررسی می‌شود. همچنین، مقدار ضریب اصطکاک و افت فشار در یک ناحیه به طول ۵/۲ متر در فاصله ۴۰ سانتی‌متری از ابتدای لوله اندازه‌گیری می‌شوند. در این مطالعه، میانگین عدد نسلت و ضریب اصطکاک در جریان‌هایی با اعداد رینولدز و پراتل متفاوت بررسی شده است. در سال ۲۰۱۸، تندرو و همکاران در یک مطالعه عددی، پژوهش ویسنه و همکاران را با روش شبیه‌سازی عددی مورد بررسی قرار داده‌اند [۲۸].

در مطالعه حاضر، استقلال حل از شبکه محاسباتی برای سه شبکه با تعداد گره‌های ۱۴۷۲۱۹، ۳۰۸۷۸۴ و ۱۲۲۸۵۹۱ انجام شده است که نتایج آن در جدول ۳ گزارش شده است. شکل ۵ قسمتی از شبکه ایجاد شده بر روی همدسه مذکور را نشان داده است. در راستای محور y ، برای قسمت پوسته فلزی هفت المان و برای قسمت سیال ۴۰ المان با ضریب رشد ۱/۰۳ و در راستای محور x ، برای تمامی لوله ۶۴۳۲ المان در نظر گرفته شده است. لازم به ذکر است که فاصله اولین گره تا دیوار بالایی ۰/۱۲۵ میلی‌متر و پارامتر Y^+ از نرم افزار انسیس فلونت در حدود پنج گزارش شده است. قابل ذکر است که مطابق توصیه مراجع،



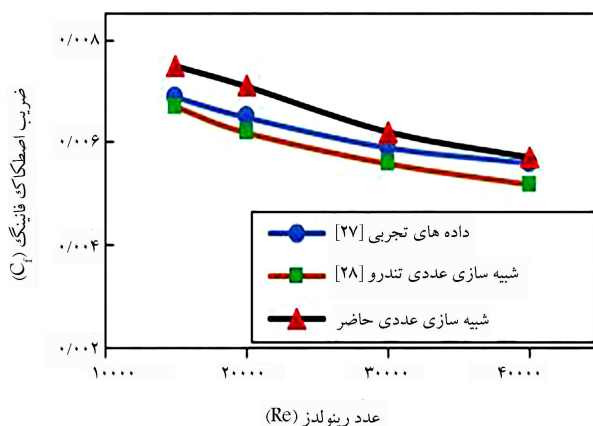
شکل ۸. طرح شماتیک از یک دیفیوزر گلوگاه ثانویه. [۳۰]

جدول ۴. مقادیر پارامترهای طراحی دیفیوزر و نسبت انبساط نازل.

پارامتر	مقدار	پارامتر	مقدار
A_c/A^*	۶۰	$(L/D)_{st}$	۸
A_d/A^*	۸۲/۶۴	$(L/D)_d$	۱
A_d/A_{st}	۱/۵۶	θ_{in}	۶
A_o/A_{st}	۶/۲۵	θ_{out}	۷/۴۳

ناسلت که در جدول ۱ گزارش شدند، با نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی کانال خنک‌کاری مقایسه می‌شود. در این پژوهش، جریان سیال در کانال خنک‌کاری به صورت متقارن محوری با حل گر فشار مینا و با مدل توربولانسی $k - \epsilon - Realizable$ در نرم‌افزار انسیس فلونت فلوننت شبیه‌سازی می‌شود. در تحلیل‌های انجام شده در این تحقیق، در ورودی جریان، شرط مرزی دبی جرمی ورودی، در خروجی جریان، شرط مرزی فشار خروجی، در دیواره سمت سیال داغ، شرط مرزی دیواره با شار حرارتی ثابت، در دیواره داخلی سیال خنک‌کننده، شرط مرزی متصل^۹ و در سطح بیرونی سیال خنک‌کننده، شرط مرزی دیواره آدیاباتیک اعمال شده است. ابتدا تقریب‌های تجربی و نیمه‌تجربی مناسب با هندسه مذکور که برای عدد ناسلت ارائه شده‌اند، بررسی می‌شوند. ارتفاع کانال خنک‌کاری و دبی جرمی جریان برای تمامی حالت‌ها یکسان و به ترتیب برابر $4/2$ میلی‌متر و 10 کیلوگرم بر ثانیه می‌باشد. برای شبیه‌سازی هندسه مذکور در نرم‌افزار انسیس فلونت، یک شبکه سازمان دهی شده با تعداد 706250 المان ایجاد شده است. لازم به ذکر است که در شبکه محاسباتی مذکور، فاصله اولین گره تا دیواره بالایی 0.23 میلی‌متر و پارامتر Y^+ در نرم‌افزار فلونت حدود پنج گزارش شده است. با توجه به تقسیم‌بندی دیفیوزر، مطابق شکل ۳، توزیع شار حرارتی اعمالی به دیواره دیفیوزر در نواحی مختلف متغیر لحاظ می‌گردد، بدین صورت که به ناحیه‌های ۱ و ۲ شار حرارتی $2/5$ مگاوات بر متر مربع، به ناحیه‌های ۳ و ۴ شار حرارتی 2 مگاوات بر متر مربع و به ناحیه ۵ شار حرارتی $1/5$ مگاوات بر متر مربع اعمال می‌شود.

شکل ۹، توزیع دمای فلز در سمت سیال خنک‌کننده را در طول دیفیوزر برای تقریب‌های مختلف عدد ناسلت نشان می‌دهد. نحوه تغییرات دما در نواحی مختلف دیفیوزر بیشتر تحت تأثیر تغییرات هندسی، شار حرارتی، سرعت جریان در کانال و دمای بالک است که در مثال‌های بعدی با جزئیات بیشتر مورد تشریح قرار می‌گیرد. با توجه به شکل مزبور، روند تغییرات دمای فلز در سمت سیال خنک‌کننده در طول دیفیوزر در همه تقریب‌ها با روند به‌دست آمده از شبیه‌سازی عددی یکسان است. با توجه به نتایج به‌دست آمده واضح است که نزدیک‌ترین نتیجه به نتایج شبیه‌سازی عددی مربوط به تقریب میر می‌باشد. همان‌طور که در شکل مشخص است، به غیر از ناحیه ابتدایی ورودی کانال، در سایر قسمت‌های دیفیوزر نتایج تقریب میر و شبیه‌سازی عددی هم‌خوانی قابل قبولی دارند. لازم به ذکر است که دلیل اختلاف قابل توجه نتایج تجربی با عددی در بخش کوچک ناحیه ورودی کانال، به



شکل ۷. ضریب اصطکاک فانیگ در اعداد رینولدز متفاوت.

بیشینه درصد خطا در اعداد رینولدز 30000 و 40000 زیر 10 درصد است.

شکل ۷ مقایسه‌ای میان ضریب اصطکاک فانیگ که از داده‌های تجربی و داده‌های عددی تندرو به دست آمده را با نتایج حاصل از شبیه‌سازی حاضر نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل نشان داده شده است، نتایج شبیه‌سازی حاضر به داده‌های تجربی و داده‌های عددی تندرو نزدیک است و دارای دقت قابل قبولی می‌باشد. در محاسبه ضریب اصطکاک فانیگ، بیشینه خطای نتایج شبیه‌سازی حاضر در مقایسه با داده‌های تجربی برابر $8/4$ درصد است. با توجه به نمودار شکل‌های ۶ و ۷ می‌توان گفت که نتایج به دست آمده از شبیه‌سازی‌های انجام شده دارای دقت خوبی است.

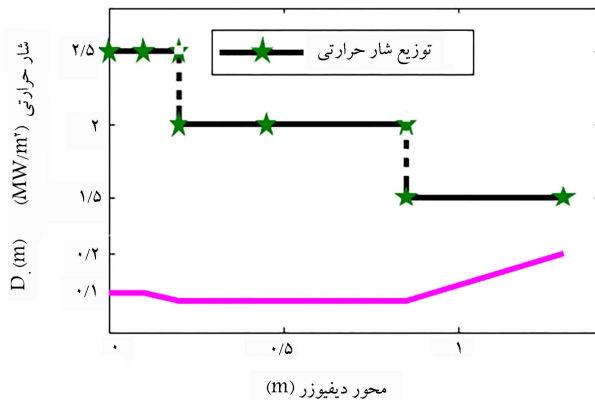
۵. نتایج

در این بخش، ابتدا با در نظر گرفتن یک توزیع شار حرارتی مناسب در طول دیفیوزر، طراحی سیستم خنک‌کاری توسط الگوریتم توسعه داده شده انجام می‌شود. با استفاده از تقریب‌های مختلف عدد ناسلت و ضریب اصطکاک، توزیع دمای به دست آمده بر روی دیواره دیفیوزر و افت فشار درون کانال خنک‌کاری در تقریب‌های مختلف با نتایج شبیه‌سازی عددی مقایسه می‌شوند و تقریب‌هایی که نزدیک‌ترین نتایج به نتایج شبیه‌سازی عددی ارائه کرده‌اند، انتخاب شده و در ادامه برای طراحی‌های مختلف، مورد استفاده قرار می‌گیرند. در ادامه، نتایج دو مورد از طراحی انجام شده با الگوریتم مزبور که منجر به طراحی سیستم خنک‌کاری یک کاناله و دو کاناله شده است، ارائه شده و عملکرد الگوریتم طراحی و دقت نتایج به دست آمده مورد بحث قرار گرفته است.

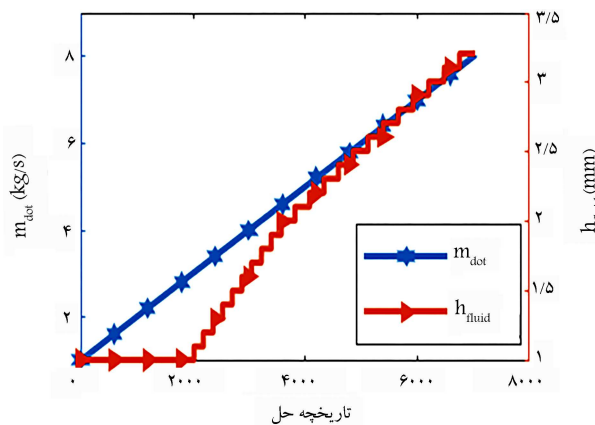
۱.۵. انتخاب تقریب‌های مناسب با استفاده از نتایج شبیه‌سازی عددی

شکل ۸ شماتیکی از یک دیفیوزر شبیه‌ساز خلاء به همراه پارامترهای هندسی آن را نشان می‌دهد. در این مطالعه، دیفیوزر شبیه‌ساز خلاء برای یک نازل موتور که دارای قطر گلوگاه 11 میلی‌متر می‌باشد، طراحی شده است. پارامترهای هندسی دیفیوزر شبیه‌ساز خلاء طراحی شده مطابق با پارامترهای شکل ۸ در جدول ۴ گزارش شده است.

در ابتدا نتایج دمایی به دست آمده از تقریب‌های مختلف برای محاسبه عدد



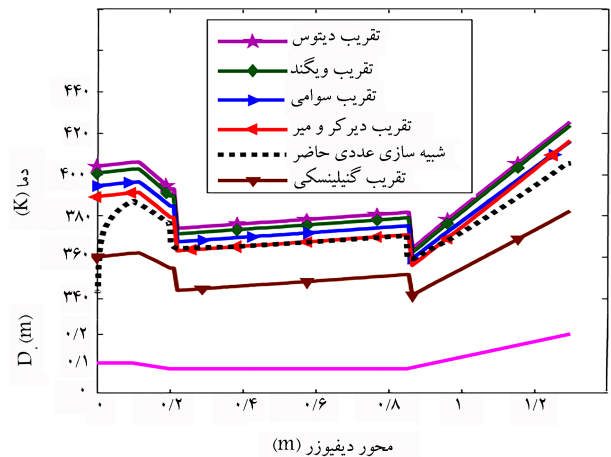
شکل ۱۰. توزیع شار حرارتی اعمالی به دیواره دیفیوزور.



شکل ۱۱. تاریخچه طراحی سیستم خنک‌کاری تک کانال.

برای نواحی مختلف طراحی شده است که توزیع شار حرارتی اعمالی به نواحی مختلف دیفیوزور در شکل ۱۰ نشان داده شده است. دلیل انتخاب شار حرارتی توزیعی بار حرارتی متغیر اعمال شده از گازهای احتراقی به دیواره در طول دیفیوزور است که طبق بررسی‌های انجام شده در مراجع [۳۱، ۳۲] در شرایط کارکرد دائم و پایدار دیفیوزور، با روش تجربی و روش شبیه‌سازی عددی تخمین زده شده است. کمینه و بیشینه مقادیر ارتفاع کانال یک و ۱۰ میلی‌متر در نظر گرفته شده است. با توجه به مشخصات پمپ سیال خنک‌کننده موجود، در کد محاسباتی، بیشینه دبی جرمی ۱۰ کیلوگرم بر ثانیه و بیشینه افت فشار کل نیز ۳۰ درصد لحاظ شده است.

تاریخچه تغییرات پارامترهای دبی جرمی و ارتفاع کانال در این طراحی، در شکل ۱۱ نمایش داده شده است. مطابق شکل، جستجوی حالت مطلوب از مقادیر اولیه یک کیلوگرم بر ثانیه (دبی جرمی) و یک میلی‌متر (ارتفاع کانال) شروع شده است. در این جستجو تا دبی جرمی سه کیلوگرم بر ثانیه، مقدار ارتفاع ثابت بوده و تغییری نکرده است. به عبارت دیگر، در ارتفاع کانال برابر یک میلی‌متر و دبی جرمی پایین‌تر از سه کیلوگرم بر ثانیه، تمامی قیود دمایی مطابق الگوریتم برآورده نشده است. مطابق شکل، در دبی جرمی بالاتر از سه کیلوگرم بر ثانیه، ارتفاع کانال شروع به افزایش کرده است. این اتفاق به این معناست که است که علی‌رغم فراهم‌سازی قیود دمایی در این دبی‌ها، به دلیل افت فشار کل بالا، لازم است مطابق الگوریتم، ارتفاع کانال افزایش یابد. با افزایش ارتفاع کانال در یک دبی جرمی مشخص، به دلیل کاهش سرعت جریان و در نتیجه کاهش ضریب انتقال حرارت، شرایط دمایی برآورده نمی‌شوند و لازم است مجدداً دبی جرمی افزایش یابد. این روند افزایش مقادیر هر



شکل ۹. توزیع دمای فلز سمت سیال خنک‌کننده.

جدول ۵. افت فشار کل درون کانال خنک‌کاری.

نوع تقریب	افت فشار درون کانال خنک‌کاری [%]	درصد خطا در مقایسه با شبیه‌سازی عددی [%]
شبیه‌سازی عددی	۱۸/۹۳	-
تقریب جانز	۲۰/۰۰	۵/۴۰
تقریب باهاتی و شاه	۲۰/۰۲	۵/۴۹
تقریب کندا	۱۸/۷۲	۱/۰۶
تقریب گنیلینسکی	۱۹/۷۸	۴/۳۵
تقریب بلازیوس	۱۸/۴۹	۲/۳۲

تفاوت الگوی جریان در شبیه‌سازی عددی نسبت به فرضیات تقریب‌های تجربی باز می‌گردد. در شبیه‌سازی عددی، الگوی جریان ورودی شبیه‌سازی شده است، در حالی که تقریب‌های تجربی برای جریان‌های توسعه یافته ارائه شده‌اند. با توجه به کوچک بودن این ناحیه، تأثیر آن در نتایج طراحی مفهومی قابل اغماض است. با صرف نظر از ناحیه ورودی کانال، از مقایسه نتایج به دست آمده از تقریب میر با نتایج شبیه‌سازی عددی می‌توان دریافت که تقریب میر با بیشینه درصد خطا ۳/۸۱ درصد، نزدیک‌ترین پاسخ را به نتایج شبیه‌سازی عددی ارائه می‌کند.

جدول ۵ نتایج شبیه‌سازی عددی را با نتایج تقریب‌های مختلف برای محاسبه افت فشار درون کانال خنک‌کاری مقایسه می‌کند. لازم به ذکر است که در این پژوهش، فشار کاری سیال خنک‌کننده، پنج بار در نظر گرفته شده است. از نتایج جدول ۵ واضح است که نتایج به دست آمده با تقریب کندا، نزدیک‌ترین نتیجه را به شبیه‌سازی عددی با ۱/۰۶ درصد خطا دارد. بنابراین، در کد محاسباتی برای تقریب عدد ناسلت از تقریب میر و برای تقریب ضریب اصطکاک از تقریب کندا استفاده می‌شود.

۲.۵. طراحی سیستم خنک‌کاری جداره آبی با توزیع شار حرارتی

با مشخص شدن تقریب‌های تجربی مناسب برای استفاده در الگوریتم طراحی (تقریب میر برای محاسبه عدد ناسلت و تقریب کندا برای محاسبه ضریب اصطکاک)، سیستم خنک‌کاری مناسب برای دیفیوزور (شکل ۸ و جدول ۴) با فرض شار حرارتی توزیعی

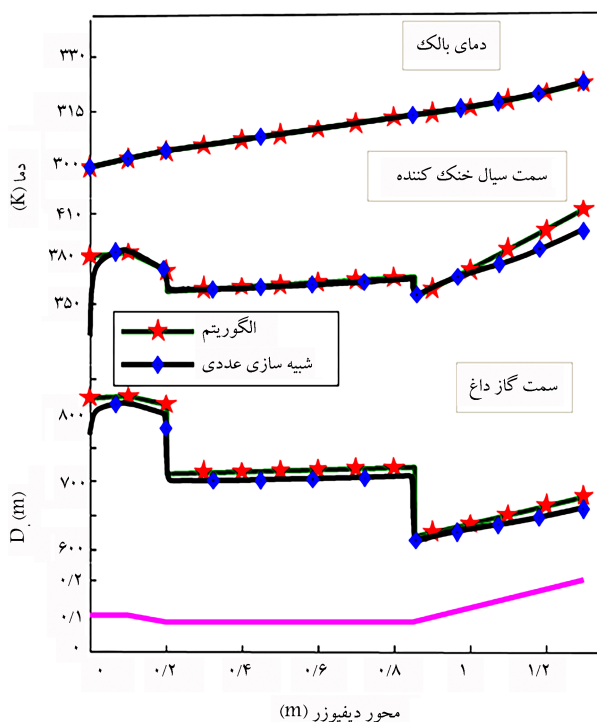
حرارتی (به علت شیب منفی همگرایی دیفیوزر) و افزایش سرعت جریان (به علت کوچک تر شدن مقطع حلقوی عبور جریان) دمای دیواره در این ناحیه در طول دیفیوزر کاهش می‌یابد. افت شدید دمای دیواره در ورود به ناحیه ۳، به دلیل تغییر در شار حرارتی از ۲/۵ به ۲ مگاوات بر متر مربع است. در طول ناحیه ۳ و ۴ که دارای شار حرارتی، سطح تبادل حرارت و سرعت جریان ثابت است، افزایش تدریجی با شیب ملایم دمای دیواره، به دلیل افزایش دمای بالک اتفاق افتاده است. همچنین، در ورود به ناحیه ۵، به دلیل کاهش شار حرارتی از ۲ به ۱/۵ مگاوات بر متر مربع، افت شدید دمای دیواره رخ داده است. در ادامه، به دلیل افزایش سطح تبادل حرارتی در قسمت واگرایی دیفیوزر (بزرگ تر شدن مقطع حلقوی عبور جریان)، کاهش سرعت جریان و افزایش دمای بالک، دمای دیواره با شیب تند افزایش پیدا کرده است.

به منظور ارزیابی طراحی انجام شده، شبیه‌سازی عددی جریان در کانال طراحی شده در این مثال انجام شده و نتایج دمایی آن شکل ۱۲ نشان داده شده است. لازم به ذکر است که برای انجام شبیه‌سازی عددی هندسه مذکور، از یک شبکه محاسباتی با تعداد ۷۸۰۰۰۰ المان استفاده شده و پارامتر Y^+ از نرم افزار فلوئنت حدود پنج گزارش شده است. مطابق شکل، با صرف نظر از ناحیه ورودی کانال، بیشینه درصد خطا میان نتایج دمایی حاصل از کد محاسباتی با نتایج شبیه‌سازی عددی، مربوط به انتهای ناحیه ۵ می‌باشد که برای دمای فلز سمت خنک‌کننده خطا برابر ۳/۶۵ درصد و برای دمای فلز سمت گاز داغ برابر ۲/۸۶ درصد می‌باشد. همچنین، افت فشار کل در کانال خنک‌کاری که از شبیه‌سازی عددی به دست آمده است، برابر ۲۷/۹۳ درصد می‌باشد. بنابراین، افت فشار حاصل از کد محاسباتی در مقایسه با شبیه‌سازی عددی دارای ۳/۴۹ درصد خطا است.

۳.۵. طراحی سیستم خنک‌کاری جداره‌آبی با شار حرارتی بحرانی

در این طراحی، برای تمامی نواحی، شار حرارتی ۲/۵ مگاوات بر متر مربع اعمال می‌شود. این مقدار شار حرارتی با توجه به نتایج مرجع^[۱۷] مقدار بحرانی برای این سیستم شبیه‌ساز خلاء می‌باشد. همچنین، در شرایط گذرای روشن شدن و خاموشی موتور، ممکن است بار حرارتی اعمال شده به کل بدنه دیفیوزر از سمت گازهای احتراقی به حالت بحرانی نزدیک تر باشد. برای این منظور، بسته به نوع مسئله، ممکن است طراحی سیستم خنک‌کاری بر مبنای بار حرارتی بحرانی در نظر گرفته شود. در این طراحی نیز همانند طراحی قبلی، با توجه به محدودیت پمپ سیال خنک‌کننده موجود، بیشینه دبی جرمی برای هر کانال ۱۰ کیلوگرم بر ثانیه و افت فشار کل قابل قبول در حدود ۳۰ درصد در نظر گرفته شده است.

تاریخچه تغییرات پارامترهای دبی جرمی و ارتفاع کانال در این طراحی در شکل ۱۳ نمایش داده شده است. مطابق شکل مزبور، جستجوی حالت مطلوب از مقادیر اولیه یک کیلوگرم بر ثانیه (دبی جرمی) و یک میلی‌متر (ارتفاع کانال) شروع شده است. همانند طراحی قبلی، با افزایش دبی جرمی تا حدی (اینجا تا ۵/۸ کیلوگرم بر ثانیه)، مقدار ارتفاع کانال ثابت مانده است. به عبارت دیگر، در ارتفاع کانال برابر یک میلی‌متر و دبی جرمی پایین‌تر از ۵/۸ کیلوگرم بر ثانیه، شرایط دمایی مطابق الگوریتم برآورده نشده است. مطابق شکل، در دبی جرمی بالاتر از این مقدار، علی‌رغم فراهم کردن شرط دمایی، ارتفاع کانال به دلیل افت فشار کل بالا شروع به افزایش کرده است. با افزایش ارتفاع کانال، به دلیل کاهش ضریب انتقال حرارت و عدم برآورده‌سازی شرایط دمایی، دبی جرمی نیز افزایش می‌یابد. این روند افزایش مقادیر هر دو پارامتر تا حداکثر مقدار دبی جرمی یعنی ۱۰ کیلوگرم بر ثانیه ادامه یافته



شکل ۱۲. توزیع دما در طول کانال خنک‌کاری.

دو پارامتر تا جایی ادامه می‌یابد که شرایط دمایی و افت فشار کل در محدوده قابل قبول قرار گیرد.

در پایان فرایند طراحی، یک سیستم خنک‌کاری تک کاناله با ارتفاع ۳/۲ میلی‌متر و دبی جرمی جریان ۸/۰۲۵ کیلوگرم بر ثانیه طراحی شده است. مطابق الگوریتم طراحی، اولویت طراحی در گام اول تک‌کانال بودن سیستم خنک‌کاری بوده است، که در این طراحی محقق شده است. در گام دوم، یافتن مقدار مطلوب دبی جرمی در محدوده قابل قبول، به شرط فراهم کردن شرایط دمایی دیواره‌ها بوده است. در گام آخر، کمینه ارتفاع کانال به شرط فراهم‌سازی افت فشار کل در حد قابل قبول بوده است. نتایج دمایی و نتایج افت فشار درون کانال خنک‌کاری در ادامه ارائه شده است.

شکل ۱۲ نتایج دمایی به دست آمده برای دمای بالک سیال خنک‌کننده، دمای فلز سمت سیال خنک‌کننده و دمای فلز سمت گاز داغ را نشان می‌دهد. مطابق شکل، بیشینه مقدار دمای فلز سمت سیال خنک‌کننده و سمت گاز داغ به ترتیب از ۴۲۵ کلون و ۹۰۰ کلون پایین‌تر است و افت فشار کل در کانال خنک‌کاری ۲۸/۹۴ درصد به دست آمده است. بنابراین، کانال طراحی شده الزامات دمایی و افت فشار کل را برای فشار کاری پنج بار برآورد کرده است.

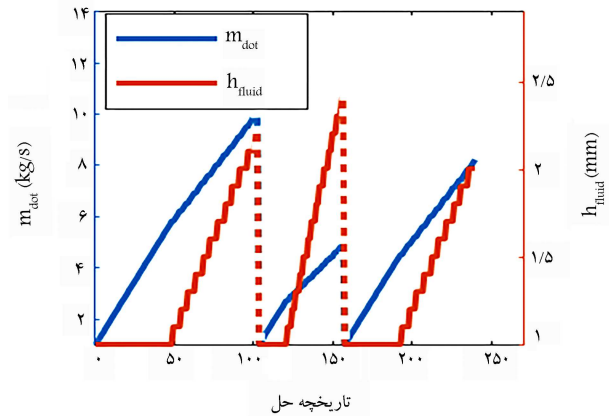
در رابطه با نحوه تغییرات منحنی دمای بالک و دمای دیواره‌ها، قابل ذکر است که با توجه به ماهیت انتقالی دمای بالک، واضح است که مقدار آن در یک کانال ثابت، پیوسته افزایشی است و با تغییرات محلی شار حرارتی و یا تغییرات محلی سطح دیفیوزر، تغییرات کمی در شیب آن ایجاد شده است. اما دمای دیواره‌ها کمی محلی است و تغییرات آن وابستگی به نسبت شدیدی با تغییر در شار حرارتی، پارامتر هندسی (قطر دیفیوزر)، سرعت جریان و دمای بالک دارد؛ به طوری که مطابق شکل ۱۲، در ناحیه ورودی دیفیوزر (ناحیه ۱ در شکل ۳)، دمای سیال خنک‌کننده به دلیل افزایش دمای بالک با افزایش ملایمی روبه‌رو بوده است و در طول ناحیه ۲، علی‌رغم ثابت بودن شار حرارتی و دبی جرمی، به دلیل کاهش سطح تبادل

دمایی دیواره‌ها همانند مسئله قبل است؛ با این تفاوت که در این مسئله شار حرارتی در کلیه سطوح دیفیوزر ثابت بوده است. بنابراین، تغییرات دمایی دیواره‌ها در نتیجه تغییر در سطح مقطع عبور جریان (تغییر در سرعت یا ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی) و تغییر در سطح دیفیوزر (سطح تبادل حرارتی) و تغییرات دمای بالک رخ داده است. همان‌طور که در شکل واضح است، شرایط دمایی در این سیستم خنک‌کاری برآورد شده است. همچنین، افت فشار کانال اول (برای چهار ناحیه ابتدایی) برابر ۲۳/۱۱ درصد و کانال دوم (برای ناحیه پنجم) برابر ۲۵/۳۶ درصد می‌باشند. بنابراین، محدودیت افت فشار نیز برآورده شده و می‌توان از این سیستم خنک‌کاری برای شرایط مذکور استفاده کرد. قابل ذکر است که در این بررسی، تعداد نواحی خنک‌کاری دیفیوزر محدود به پنج ناحیه است. البته با الگوریتم ارائه شده در پژوهش حاضر، به راحتی می‌توان تعداد نواحی را افزایش داد. بیشتر کردن تعداد نواحی دیفیوزر منجر به دقیق‌تر و بهینه‌تر شدن حل مسئله می‌شود.

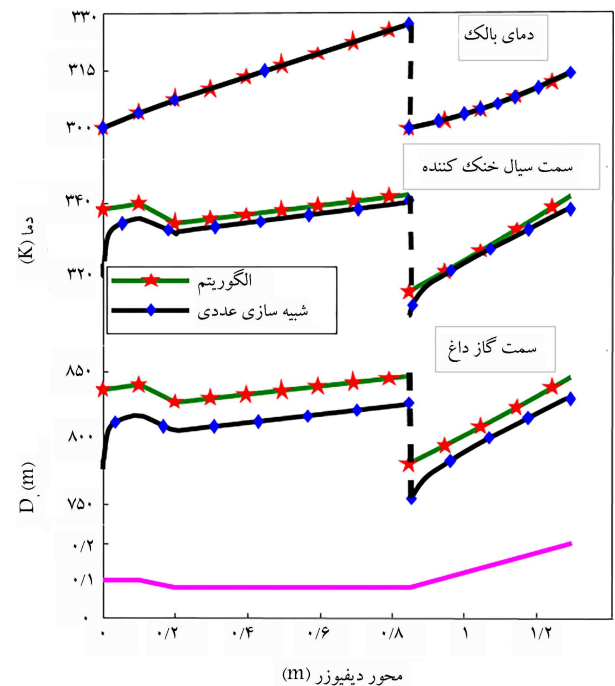
به منظور ارزیابی طراحی انجام شده، شبیه‌سازی عددی جریان در کانال‌های طراحی شده در این مثال انجام شده و نتایج مربوط به توزیع دمای بالک، دمای دیواره سمت سیال خنک‌کننده و سمت گاز داغ در شکل ۱۴ آورده شده است. لازم به ذکر است که برای انجام شبیه‌سازی عددی کانال اول از شبکه‌ای با 280000 المان و برای کانال دوم از 250000 المان استفاده شده است. همچنین، برای هر دو شبکه، پارامتر Y^+ از نرم‌افزار فلونتت حدود پنج گزارش شده است. مطابق شکل مذکور، با صرف نظر از ناحیه ورودی کانال‌ها، بیشینه درصد خطا میان نتایج حاصل از کد محاسباتی با نتایج شبیه‌سازی عددی مربوط به انتهای ناحیه ۱ می‌باشد که برای دمای فلز سمت سیال خنک‌کننده خطا برابر $2/61$ درصد و برای دمای فلز سمت گاز داغ برابر $3/42$ درصد می‌باشد. افت فشار کل که از شبیه‌سازی عددی به دست آمده است، برای کانال اول $22/14$ درصد و برای کانال دوم $24/97$ درصد می‌باشد. بنابراین، افت فشار حاصل از کد محاسباتی در مقایسه با شبیه‌سازی عددی برای کانال اول و دوم به ترتیب دارای $4/19$ درصد و $1/54$ درصد خطا می‌باشد.

۶. جمع‌بندی و نتیجه‌گیری

در این پژوهش، یک الگوریتم جدید برای طراحی سیستم خنک‌کاری دیفیوزر به روش جداره آبی برای شار حرارتی بالا و سطوح بزرگ ارائه شد. مطابق با این الگوریتم، یک کد محاسباتی برای طراحی کانال خنک‌کاری دیفیوزر شبیه‌ساز خلاء توسعه داده شد. الگوریتم مزبور بدین صورت عمل می‌کند که با در نظر گرفتن توزیع شار حرارتی و سایر الزامات، پارامترهای دبی جرمی، ارتفاع کانال و طول کانال خنک‌کاری را با روش سعی و خطا به نحوی محاسبه می‌کند که دمای دیواره دیفیوزر از مقدار مجاز و قابل تحمل بدنه فلزی تجاوز نکرده و افت فشار کل در طول کانال در حد قابل قبول باشد. در این تحقیق از روابط تجربی و نیمه تجربی موجود در مراجع برای تخمین ضرایب انتقال حرارت همرفت و افت فشار در مقاطع حلقوی هم‌محور استفاده شد. با توجه به بازه‌های محدود هندسی و شار حرارتی و یا عدد رینولدز این روابط، وجود خطا در محاسبات حاضر اجتناب ناپذیر است. بنابراین، از روش شبیه‌سازی عددی جریان برای انتخاب روابط تجربی و نیمه تجربی دقیق‌تر برای مسئله حاضر استفاده شد و نشان داده شد که روش میر برای محاسبه ضریب انتقال حرارت و روش کندا برای تخمین ضریب اصطکاک مناسب است. الگوریتم توسعه داده شده در این تحقیق قابلیت طراحی سیستم خنک‌کاری با چند کانال خنک‌کاری را دارد. به این صورت که اگر در محدوده‌های تعیین شده برای پارامترهای دبی جرمی و ارتفاع کانال



شکل ۱۳. تاریخچه طراحی سیستم خنک‌کاری دو کاناله.



شکل ۱۴. توزیع دما در طول کانال خنک‌کاری.

است. با توجه به این‌که در این حالت همچنان شرط افت فشار کل برآورده نشده است، به‌ناچار یک ناحیه (ناحیه ۵) از طراحی حاضر کنار گذاشته شده است و ابتدا طراحی سیستم خنک‌کاری برای چهار ناحیه نخست انجام شده است. به عبارت دیگر، روند طراحی با مقادیر اولیه پارامترها شروع شده و برای چهار ناحیه ابتدایی، مطابق الگوریتم طراحی، مقادیر دبی جرمی و ارتفاع کانال را به دست آورده است که این مقدار برابر $4/9$ کیلوگرم بر ثانیه و $2/4$ میلی‌متر بوده است. در ادامه، یک کانال جداگانه برای ناحیه ۵ طراحی شده است. روند تغییرات دبی جرمی و ارتفاع کانال مشابه با تغییرات آنها در طراحی کانال خنک‌کاری اول بوده است و پارامترهای ارتفاع کانال برابر دو میلی‌متر و دبی جرمی جریان برابر $8/2$ کیلوگرم بر ثانیه محاسبه شده است.

شکل ۱۴ توزیع دمای بالک سیال خنک‌کننده، دمای فلز سمت سیال خنک‌کننده و دمای سمت گاز داغ را نشان می‌دهد. در این طراحی به دلیل دو کاناله بودن سیستم خنک‌کاری در ورودی ناحیه ۴، شرط دمایی مقدار دهی اولیه شده است. بنابراین، دمای بالک در این ورودی برابر 300 کلون است. تغییرات دمای بالک و تغییرات

- خنک‌کاری نتوان یک کانال خنک‌کاری طراحی کرد، الگوریتم در یک حلقه تکرار برای تعداد نواحی کمتر، کانال خنک‌کاری طراحی می‌کند تا جایی که برای تمامی نواحی، سیستم خنک‌کاری طراحی شده باشد. در بخش نتایج این تحقیق، دو نمونه طراحی سیستم خنک‌کاری با الگوریتم حاضر ارائه شد. در مسئله اول، توزیع شار حرارتی متفاوت روی نواحی مختلف دیفیوزر در نظر گرفته شده بود و یک سیستم خنک‌کاری تک کاناله توسط کد محاسباتی طراحی شد. همچنین، در مسئله بعدی که شار حرارتی بحرانی در کلیه سطوح دیفیوزر اعمال شده بود، در نهایت توسط کد محاسباتی یک سیستم خنک‌کاری دو کاناله طراحی شد. به عبارت دیگر، در مسئله دوم با توجه به قیدهای بیشینه دبی جرمی و بیشینه افت فشار مجاز، امکان طراحی یک سیستم خنک‌کاری تک کاناله وجود نداشته و سیستم خنک‌کاری دو کاناله طراحی شده است. در نهایت، تحلیل‌های دمایی و افت فشار در کل سیستم مورد بررسی قرار گرفت و صحت طراحی‌ها با شبیه‌سازی عددی مورد تایید قرار گرفت.
- فهرست علائم**
- علائم لاتین
 - A : سطح مقطع، m^2 ؛
 - C_p : ظرفیت گرمایی ویژه $J/kg.K$ ؛
 - D_h : قطر هیدرولیکی m ؛
 - h : ارتفاع کانال m ؛
 - h_w : ضریب انتقال حرارت همرفت $W/m^2.K$ ؛
 - K_{st} : ضریب انتقال حرارت رسانش جداره $W/m.K$ ؛
 - M : عدد ماخ؛
 - Nu : عدد ناسلت؛
 - P_r : عدد پرانتل؛
 - r : نواحی دیفیوزر؛
 - t : ضخامت دیواره m ؛
 - علائم یونانی
 - ΔP : افت فشار کل %؛
 - ε : زبری سطح m ؛
 - μ : لزجت دینامیکی $Pa.s$ ؛
 - \bar{v} : سرعت متوسط m/s ؛
 - ρ : چگالی kg/m^3 ؛
 - a : نسبت قطر حلقوی؛
 - D : قطر m ؛
 - f : ضریب اصطکاک داری؛
 - h_g : ضریب انتقال حرارت همرفت سیال گاز داغ $W/m^2.K$ ؛
 - K : ضریب انتقال حرارت رسانش $W/m.K$ ؛
 - L : طول کانال m ؛
 - \dot{m} : دبی جرمی جریان kg/s ؛
 - P : فشار Pa ؛
 - q : شار حرارتی W/m^2 ؛
 - Re : عدد رینولدز؛
 - T : دما K ؛
 - زیرنویس‌ها
 - ad : آدیباتیک؛
 - b : بالک؛
 - g : گاز داغ؛
 - w : سمت سیال خنک‌کننده؛
 - wg : سمت گاز داغ.

پانویس‌ها

1. High Altitude Test Facility
2. Regenerative Cooling
3. Water-Jacket
4. Matlab
5. Ansys Workbench
6. Ansys Geometry
7. Ansys Meshing
8. Ansys Fluent
9. Coupled

منابع (References)

1. Kumaran, R.M., Sundararajan, T. and Manohar, D.R., 2010. Performance evaluation of second-throat diffuser for high-altitude-test facility. *Journal of Propulsion and Power*, 26(2), pp.248-258. <https://doi.org/10.2514/1.43298>.
2. Park, B.H., Lim, J., Park, S., Lee, J.H. and Yoon, W.S., 2012. Design and Analysis of a second-throat exhaust diffuser for altitude simulation. *Journal of Propulsion and Power*, 28(5), pp.1091-1104. <https://doi.org/10.2514/1.B34342>.
3. Marchi, C.H., Laroca, F., Silva, A.F.C.D. and Hinckel, J.N., 2004. Numerical solutions of flows in rocket engines with regenerative cooling. *Numerical Heat Transfer; Part A: Applications*, 45(7), pp.699-717. <https://doi.org/10.1080/10407780490424307>.
4. Ulas, A. and Boysan, E., 2013. Numerical analysis of regenerative cooling in liquid propellant rocket engines. *Aerospace Science and Technology*, 24(1), pp.187-197. <https://doi.org/10.1016/j.ast.2011.11.006>.
5. Brewster, M.Q., 1989. Radiation-stagnation flow model aluminized solid rocket motor internal insulator heat

- transfer. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 3(2), pp.132-139. <https://doi.org/10.2514/3.139>.
6. Li, K.Z., Shen, X.T., Li, H.J., Zhang, S.Y., Feng, T. and Zhang, L.L., 2011. Ablation of the carbon/carbon composite nozzle-throats in a small solid rocket motor. *Carbon*, 49(4), pp.1208-1215. <https://doi.org/10.1016/j.carbon.2010.11.037>.
 7. Fouladi, N., Mirbabaei, S.A. and Khosroanjom, M., 2019. Experimental Study of the supersonic exhaust diffuser spray cooling system. *Amirkabir Journal of Mechanical Engineering*, 52(7), pp.61-70. [In Persian]. <https://doi.org/10.22060/mej.2019.15138.6038>.
 8. Massier, P.F. and Roschke, E.J., 2013. Experimental investigation of exhaust diffusers for rocket engines. *Progress In Astronautics and Rocketry: Liquid Rockets and Propellants*, 2, pp.3-75. <https://doi.org/10.2514/4.864759>.
 9. Yim, K., Kim, H. and Kim, S., 2014. A Numerical study on flow and heat transfer characteristics of supersonic second throat exhaust diffuser for high altitude simulation. *Journal of the Korean Society of Propulsion Engineers*, 18(5), pp.70-78. <https://doi.org/10.6108/KSPE.2014.18.5.070>.
 10. Group, P.R., 2016. Arash22 motor development serial tests, space transportation research institute (STRI). Upper Stage IranSat2 Project, Report Number: STRISC9SDC11Y/01-R-I-03/49. [In Persian].
 11. Farahani, M., Fouladi, N. and Mirbabaei, A., 2019. Design and analysis of a cooling system for a supersonic exhaust diffuser. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering*, 233(14), pp.5253-5263. <https://doi.org/10.1177/0954410019840970>.
 12. Group, P.R., 2020. Thermal protection of diffuser metal body using a cooling system. Tehran, Space Transportation Research Institute, Report Number: Stri-Ssd9980-01-R. [In Persian].
 13. Jo, S., Han, S., Kim, H.J. and Yim, K.J., 2021. Numerical study on the flow and heat transfer characteristics of a second throat exhaust diffuser according to variations in operating pressure and geometric shape. *Energies*, 14(3), <https://doi.org/10.3390/en14030532>.
 14. Fouladi, N., Farahani, M. and Mahdian, M., 2022. Numerical Investigation of coolant flow pressure effect on the water jacket design for large scale diffuser at high heat fluxes. *Space Science, Technology & Applications*, 2(1), pp.34-50. [In Persian]. <https://doi.org/10.22034/JSSTA.2022.328818.1077>.
 15. Mahdian, M., 2021. Design and analysis of an optimal cooling system for a supersonic exhaust diffuser using a water jacket. Master's Thesis, Dept. Aerospace Eng., Sharif Univ. of Tech., Tehran, Iran. [In Persian].
 16. Dirker, J. and Meyer, J.P., 2004. Convection heat transfer in concentric annuli. *Experimental Heat Transfer*, 17(1), pp. 19-29. <https://doi.org/10.1080/08916150490246528>.
 17. Swamee, P.K., Aggarwal, N. and Aggarwal, V., 2008. Optimum design of double pipe heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51(9-10), pp.2260-2266. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.10.028>.
 18. Dittus, F.W. and Boelter, L.M.K., 1930. University of California publications on engineering. *University of California Publications in Engineering*, 2, p.371.
 19. Wiegand, J.H., 1945. Discussion on annular heat transfer coefficients for turbulent flow. *AIChE*, 41, pp.147-153. <https://cir.nii.ac.jp/crid/1573950399020515328>.
 20. Gnielinski, V., 2009. Heat transfer coefficients for turbulent flow in concentric annular ducts. *Heat Transfer Engineering*, 30(6), pp.431-436. <https://doi.org/10.1080/01457630802528661>.
 21. Jones, O.C. and Leung, J.C.M., 1981. An improvement in the calculation of turbulent friction in smooth concentric annuli. *Journal of Fluids Engineering*, 103(4), pp.615-623. <https://doi.org/10.1115/1.3241781>.
 22. Bhatti, M.S., 1987. *Turbulent and Transition Flow Convective Heat Transfer In Ducts*. Handbook of single-phase convective heat transfer [Preprint]. <https://cir.nii.ac.jp/crid/1573387448915440896>.
 23. Kaneda, M., Yu, B., Ozoe, H. and Churchill, S.W., 2003. The characteristics of turbulent flow and convection in concentric circular annuli. *Part I: Flow International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46(26), pp. 5045-5057. [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(03\)00365-X](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(03)00365-X).
 24. Bergman, T.L., Incropera, F.P., DeWitt, D.P. and Lavine, A.S., 2011. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 6 Ed., John Wiley & Sons. <https://books.google.com/books?id=vvyIoXEywMoC>.
 25. MATLAB version 9.4.0.813654 (R2018a), In, The Mathworks, Inc., Natick, Massachusetts.
 26. Ansys Workbench (2019 R1)- Fluid Flow (Fluent)-in 2019.
 27. Vicente, P.G., Garcia, A. and Viedma, A., 2004. Experimental investigation on heat transfer and frictional characteristics of spirally corrugated tubes in turbulent flow at different Prandtl numbers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47(4), pp. 671-681. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2003.08.005>.
 28. Córcoles- Tendero, J., Belmonte, J., Molina, A. and Almendros-Ibáñez, J., 2018. Numerical simulation of the heat transfer process in a corrugated tube. *International Journal of Thermal Sciences*, 126(July 2017), pp. 125-136. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2017.12.028>.
 29. Guide, A.F.T., 2013. Ansys fluent tutorial guide. Ansys INC nd, 15.
 30. Fouladi, N., Mohamadi, A. and Rezaei, H., 2016. Numerical design and analysis of supersonic exhaust diffuser in altitude test simulator. *Modares Mechanical Engineering*, 16(8), pp.159-168. [In Persian]. <http://dorl.net/dor/20.1001.1.10275940.1395.16.8.31.8>.
 31. Mirbabaei, A., 2018. Design and analysis of hot gas diffuser for high altitude simulation. Master of Science Thesis, Department of Aerospace Engineering, Sharif University of Technology, Tehran, Sharif University of Technology. [In Persian].