

الگوریتم طراحی و بررسی عددی سیستم خنک کاری جداره‌آبی یک دیفیوزر شبیه‌ساز ارتفاع بالا

نعمت‌اله فولادی^۱، محمد فراهانی^{۲*}، میلاد مهدیان دولت‌آبادی^۲

^۱ استادیار، پژوهشکده سامانه‌های حمل و نقل فضایی، پژوهشگاه فضایی ایران، تهران، n.fouladi@isrc.ac.ir

^۲ استادیار، دانشگاه صنعتی شریف، تهران، mfarahani@sharif.edu

^۲ دانشجوی دکتری، دانشگاه صنعتی شریف، milad.mahdian@sharif.edu

* نویسنده مسئول

چکیده

در پژوهش حاضر الگوریتم طراحی سیستم خنک کاری برای دفع شارهای حرارتی بالا از دیواره‌های دیفیوزر شبیه‌ساز خلاء توسعه یافته است. در این الگوریتم، دبی سیال خنک‌کننده، ارتفاع کانال و طول کانال خنک کاری طوری تعیین می‌شود که با ارضاء شرایط دمایی بدنه و حفظ سهولت پیاده‌سازی طرح، افت فشار کل نیز در بازه مطلوب قرار می‌گیرد. از روش شبیه‌سازی عددی برای یافتن تقریب‌های مناسب انتقال حرارت و ارزیابی طراحی استفاده می‌شود. بررسی‌های حاضر نشان می‌دهد که تقریب‌های تجربی میر و کندا به ترتیب 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، به طوری که، برای یک شار حرارتی بحرانی (۲/۵ مگاوات بر متر مربع)، یک سیستم خنک کاری دو کاناله با دبی و ارتفاع کانال متفاوت طراحی شده است.

واژه‌های کلیدی

دیفیوزر فلزی، خنک کاری چند کاناله، روش جداره‌آبی، شار حرارتی بالا

A design algorithm and numerical investigation of a water-jacket cooling system for a high-altitude simulator diffuser

¹Nematollah Fouladi,² Mohammad Farahanic,³ Milad Mahdian Dowlatabadi

¹ Assistant Professor, Space Transportation Research Institute, Iranian Space Research Center, Tehran, Iran,
n.fouladi@isrc.ac.ir

² Assistant Professor, Department of Aerospace Engineering, Sharif University of Technology, Tehran, Iran,
mfarahani@sharif.edu

³ Ph.D. Student, Department of Aerospace Engineering, Sharif University of Technology, Tehran, Iran,
milad.mahdian@sharif.edu

* Corresponding author

Abstract

Usually, in a high-altitude test facility, an exhaust diffuser is applied to create and maintain a vacuum condition in the motor test chamber utilizing the energy of the exhaust gases. In this system, the temperature of the exhaust gases, which directly hit the diffuser's inner walls, is much higher than the tolerable temperature of the diffuser metal body. In the current research, a new algorithm has been developed in the design of the cooling system to remove high heat fluxes from the vacuum simulator diffuser walls. In this algorithm, the three parameters of coolant mass flow rate, channel height, and cooling channel length are calculated based on the heat flux distribution along the diffuser, in such a way that, in addition to satisfying the temperature conditions of the metal body and maintaining the ease of implementation of the design, the total pressure drop also is in the desired range. Due to the error of empirical and semi-empirical relationships used to estimate convection heat transfer coefficients in concentric annular flows with large wall surfaces and high heat flux, a numerical simulation technique has been used to find suitable correlations and evaluate the design. The present studies show that the experimental correlations of Meyer and Kaneda are suitable for estimating the Nusselt number (with a maximum error of 3.81 %) and the friction coefficient (with a maximum error of 1.06 %) in the conditions of the present problem, respectively. In the following, the high capability of the algorithm is shown by presenting design results with different heat flux distributions. So, by distributed heat flux attributed to the stable working conditions of the vacuum simulator, a single cooling channel with a height of 3.2 mm and a mass flow rate of 8.025 kg/s has been designed. While for a critical heat flux of about 2.5 MW/m², a two-channel cooling system with different mass flow rates and channel heights has been designed.

Keywords:

Metal diffuser, Multi-channel cooling, Water-jacket method, High heat flux

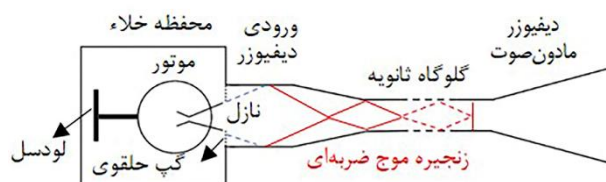
۱- مقدمه:

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 پیش گرم شده و نهایتاً 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 نسبتاً جامعی در زمینه طراحی این سیستم در مراجع وجود دارد [۳ و ۴].

در موتورهای سوخت جامد غالباً از تکنولوژی عایق، مخصوصاً عایق‌های کامپوزیتی برای حفاظت از بدنه فلزی موتور و نازل استفاده می‌شود و غالباً 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 واگرایی 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 بغرنج‌تر شدن شرایط دمایی در سکوی تست ارتفاع بالای موتورهای سوخت جامد نسبت به موتورهای سوخت مایع می‌شود [۵ و ۶]. در این تحقیق طراحی سیستم خنک‌کاری برای موتورهای سوخت جامد مد نظر است.

در خصوص خنک‌کاری بدنه دیفیوزر فلزی که عمدتاً 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 مطرح در دنیا برای حفاظت از بدنه دیفیوزر از روش خنک‌کاری جداره‌آبی استفاده شده است. برای خنک‌کاری دیفیوزر شبیه‌ساز خلاء به روش جداره‌آبی^۱، 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 هم وجود دارد

برای تست زمینی نازل‌های طول بلند (با نسبت انبساط بالا) که برای ایجاد نیروی پیشران در شرایط جوی رقیق طراحی شده‌اند، غالباً از تجهیزات تست ارتفاع بالا^۱ استفاده می‌شود. در یک شبیه‌ساز ارتفاع بالا، محیط اطراف موتور و نازل توسط یک محفظه تست (محفظه خلاء) و یک لوله گاز-دینامیکی (دیفیوزر) طولی 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 اعظم آن مافوق صوت باشد. با مافوق صوت شدن جریان گازها در دیفیوزر و انبساط گازهای خروجی از نازل در ورودی آن، گازهای موجود در محفظه تست تخلیه شده و محیط فشار پایین لازم در آن ایجاد می‌شود. این امر باعث ایجاد و حفظ خلاء مطلوب در محفظه تست می‌شود. بنابراین عملکرد موتور با نازل طول بلند بدون تشکیل موج ضربه‌ای و جدایش جریان در نازل آن مورد ارزیابی قرار می‌گیرد. از سال ۱۹۵۰ به بعد تحقیقات گسترده‌ای در خصوص شبیه‌ساز ارتفاع انجام شده است. موضوع بیش‌تر این تحقیقات طراحی و بررسی عملکرد دیفیوزر شبیه‌ساز ارتفاع بوده است [۱ و ۲].



شکل ۱: طرح شماتیک از یک دیفیوزر گلوگاه ثانویه و محفظه خلاء در عمل، گازهای احتراقی خروجی از نازل موتور با سرعت بالا (نزدیک به ۳۰۰۰ متر بر ثانیه) در داخل دیفیوزر با دمایی بالاتر از ۲۰۰۰ کلوین (گاهاً با ذرات مذاب بالای ۳۰۰۰ کلوین) که بالاتر از حد تحمل سازه‌ی دیفیوزر است، جریان می‌یابند. بنابراین استفاده از سیستم خنک‌کننده کارآمد برای محافظت از دیواره‌های دیفیوزر امری ضروری است. مطالعه مراجع نشان می‌دهد که در مورد حفاظت حرارتی بدنه موتور سوخت مایع و نازل آن تحقیقات گسترده‌ای با روش‌های مختلف خنک‌کاری بازیابی^۲ انجام شده است. ایده اصلی این روش استفاده از سوخت مایع موتور به‌عنوان سیال خنک‌کننده و برگشت انرژی دفع شده

^۱ Water-jacket

^۱ high altitude test facility

^۲ Regenerative cooling

که در آن از روش خنک کاری با اسپری آب برای حفاظت از بدنه فلزی دیفیوزر استفاده شده است [۷].

بررسی مراجع موجود نشان می‌دهد که علی‌رغم وجود مراجع متعدد در خصوص خنک کاری محفظه موتور و نازل در خصوص طراحی و بررسی عملکرد سیستم خنک کاری دیفیوزر شبیه‌ساز ارتفاع بالا، مراجع نادری وجود دارد. مسیر و روش‌ها در سال ۲۰۱۳ [۸] هر دو روش خنک کاری با جداره‌آبی و اسپری آب برای حفاظت از بدنه فلزی دیفیوزر توصیه کرده‌اند. در تحقیق آنها یک سیستم خنک کاری پیچیده با روش جداره‌آبی که دارای ۵ کانال خنک کاری است توصیه شده است، به عبارت دیگر برای هر ناحیه یک سیستم خنک کاری مجزا در نظر گرفته شده است. این امر باعث پیچیدگی زیادی در مرحله 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 [۹]. 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 خنک کاری جداره‌آبی می‌توان از بدنه فلزی دیفیوزر محافظت کرد. پژوهشگران پژوهشکده سامانه‌های حمل و نقل 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 باعث ایجاد اغتشاشات ناخواسته در اجرای تست می‌شود و افت فشار کل بالایی را سبب می‌شود. فراهانی و همکاران در سال ۲۰۱۹ [۱۱] یک الگوریتم طراحی برای خنک کاری بدنه دیفیوزر فلزی به روش اسپری آب توسعه دادند. در تحقیق آن‌ها صحت الگوریتم طراحی با شبیه‌سازی عددی جریان ارزیابی شده است. فولادی و همکاران در سال ۲۰۱۹ [۷] به بررسی تجربی سیستم خنک کاری با اسپری آب با انجام تست‌های مقیاس کوچک موتورهای سوخت جامد در محیط شبیه‌ساز ارتفاع بالا پرداخته‌اند. آن‌ها کفایت الگوریتم طراحی با روش اسپری آب را اثبات کردند و نشان دادند که در عمل خطای این روش کمتر از ۱۰٪ است. در ادامه پژوهشگران پژوهشکده سامانه‌های حمل و نقل فضایی در سال ۲۰۲۰ [۱۲]، نتایج تست خلاء موتور سوخت جامد بلوک انتقال مداری سامان را با سیستم خنک کاری اسپری آب ارائه دادند. 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

خنک کاری با تغییرات سطح دیفیوزر، این روش در مرحله اجراء از دشواری‌های بالایی در نصب، راه‌اندازی و کنترل کیفی برخوردار است. ضمن اینکه با توجه به استفاده از تعداد زیادی نازل به طور هم‌زمان (در عمل بیش از ۲۰۰ عدد)، قابلیت اطمینان تست کاهش پیدا می‌کند. با این حال این روش برای مراحل اولیه توسعه فناوری موتورهای سوخت جامد مناسب بوده است. در سال ۲۰۲۱ جو و همکاران [۱۳] 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 خنک کاری جداره‌آبی (دو کاناله) جهت حفاظت حرارتی دیواره‌های دیفیوزر استفاده شده است. آن‌ها نشان داده‌اند که با این سیستم خنک کاری می‌توان دمای بدنه فلزی دیفیوزر را در محدود قابل تحمل آن حفظ کرد. البته در مطالعه آن‌ها بیش‌تر بر عملکرد سیستم خنک کاری پرداخته شده است و در خصوص طراحی سیستم خنک کاری و جزئیات سیستم مورد استفاده اطلاعاتی ارائه نشده است.

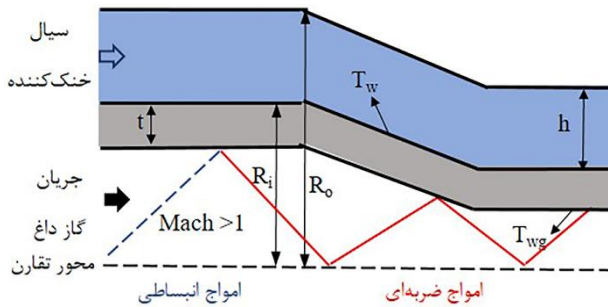
فولادی و همکاران در سال ۲۰۲۲، در یک مطالعه عددی اثر فشار جریان سیال خنک کننده را بر طراحی سیستم خنک کاری جداره‌آبی تک کاناله دیفیوزرهای با ابعاد بزرگ و شار حرارتی بالا مورد بررسی قرار دادند. بررسی‌های آن‌ها نشان داد که انتخاب فشار کاری مناسب در طراحی سیستم خنک کاری اهمیت زیادی دارد به طوری که افزایش فشار کاری از ۳ بار به ۱۰ بار، در شرایط یکسان، علاوه بر کاهش قابل توجه ابعاد سیستم خنک کاری، باعث کاهش ۷۵ درصدی دبی جرمی مصرفی می‌شود [۱۴].

طراحی و ساخت سیستم خنک کاری دیفیوزر استند خلاء برای موتورهای سوخت جامد به نحوی که از قابلیت اطمینان بالایی برخوردار بوده و از سهولت ساخت و اجراء برخوردار باشد، در عمل دشوار است. از طرفی در کشورهای در حال توسعه در صنعت فضایی مانند ایران علی‌رغم نیاز بالا به اکتساب این نوع فناوری‌ها تجربیات کافی در این زمینه‌ها وجود ندارد. همچنین مطابق با دانش نویسندگان، در خصوص نحوه طراحی سیستم خنک کاری جداره‌آبی دیفیوزر شبیه‌ساز ارتفاع بالا در تست موتور سوخت جامد تاکنون تحقیقی منتشر نشده است. در تست موتورهای سوخت جامد جریان گازهای احتراقی حاوی مذاب اکسید آلومینیوم با دمای بالا و مومنتوم 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 خنک کاری بزرگ، گزینه‌های متعددی

شرایط مختلف مسئله با اعمال شار حرارتی توزیعی و شار حرارتی بحرانی ارائه می‌شود.

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.



شکل ۲: طرح شماتیک دیواره دیفیوزر و کانال خنک‌کاری با نسبت

$$a = \frac{D_i}{D_o} = \frac{R_i}{R_o}$$

با توجه به هندسه شکل ۲ می‌توان معادله تبادل انرژی بین 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) 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:

$$\Delta P_0 = \frac{f}{2} \frac{L}{D_h} \rho v^2 \quad (2)$$

در کل 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].

$$\Delta P_0 \propto \frac{\dot{m}}{h^3} \quad (3)$$

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

در معادله (۴) α توان عدد رینولدز در رابطه تجربی h_w استفاده شده می‌باشد که غالباً برابر عدد ۰/۸ است. مطابق با

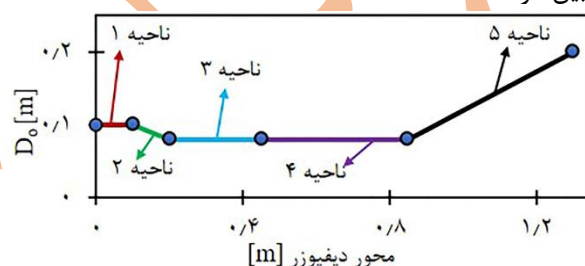
پیش روی یک طراح قرار دارد، مثلاً افزایش قابلیت دفع شار حرارتی بالا با افزایش دبی جرمی سیال خنک‌کننده که منجر به هزینه بالا می‌شود، تنگ‌تر کردن مجرای جریان خنک‌کننده که منجر به افت فشار کل بالا می‌شود و تقسیم بار حرارتی با افزایش تعداد کلنال‌های خنک‌کاری در طول دیفیوزر که منجر به پیچیدگی در اجرای تست 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 خصوصاً 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 این مسائل مورد بررسی قرار می‌گیرد.

در این پژوهش، به طراحی و تحلیل یک سیستم خنک‌کاری به روش جداره‌آبی برای سطوح متغیر و بزرگ و شار حرارتی بالای دیفیوزر شبیه‌ساز خلاء پرداخته می‌شود. در این راستا یک الگوریتم طراحی سیستم خنک‌کاری جدید به روش جداره‌آبی توسعه داده می‌شود. دبی جرمی کم‌تر، افت فشار کل محدود و سهولت ساخت و اجراء 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 هم محور، 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، نوآوری این تحقیق ارائه الگوریتم طراحی با قابلیت طراحی چند کاناله جداره‌آبی (کمترین تعداد لازم) برای سطوح خنک‌کاری بزرگ و شار حرارتی بالا بوده و همچنین تقریب‌های مناسب برای محاسبه ضریب انتقال حرارت و افت فشار در جریان حلقوی هم محور 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

روابط فوق در \dot{m} ثابت، افزایش دو برابری h باعث نصف شدن h_w و هشت برابر شدن ΔP_0 می‌شود. همچنین در h ثابت، h_w با توان α/\dot{m} و ΔP_0 با \dot{m} متناسب است.

در روش خنک‌کاری جداره‌آبی 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 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.



شکل ۳: تقسیم‌بندی نواحی مختلف دیفیوزر

با علم بر این که 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 زنگ‌نزن انتخاب شود (که مقدار بالای ۹۰۰ کلوین است). پس بهتر است با حاشیه اطمینان مناسب دمای مجاز (T_{wa}) را برابر ۷۵۰ کلوین در نظر گرفت و اجازه داد در محدوده ۱۰ درصد آن تغییر داشته باشد.

۳- الگوریتم طراحی کانال خنک‌کاری به روش

جداره‌آبی

در شکل ۴ فلوچارت مربوط به الگوریتم توسعه داده شده برای طراحی سیستم خنک‌کاری به روش جداره‌آبی ارائه شده است. الگوریتم مزبور به این شکل عمل می‌کند که ابتدا به خاطر 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 ارضاء 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. هر وقت شرط دمایی با فرض $\dot{m} < \dot{m}_{max}$ ارضاء شد، آن وقت افت فشار کل جریان (ΔP_0) محاسبه می‌شود. اگر $\Delta P_0 < \Delta P_{0,max}$ باشد که کانال برای آن تعداد ناحیه نهایی می‌شود. ولی اگر $\Delta P_0 > \Delta P_{0,max}$ باشد، تلاش می‌شود که با افزایش پارامتر h ΔP_0 کاهش داده شود. اگر در این پروسه $h > h_{max}$ باشد و کماکان $\Delta P_0 > \Delta P_{0,max}$ باشد، در این صورت نیز می‌بایست تعداد نواحی کم‌تر شود و الگوریتم مجدداً برای نواحی کم‌تر، یک کانال مناسب طراحی کند. بعد 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.

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

گام دوم: شار حرارتی که می‌بایست از دیواره توسط سیستم خنک‌کاری دفع شود لحاظ می‌شود.

گام سوم: 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 چهارم: 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 هم معرف قطر دیفیوزر می‌باشد که در نواحی مختلف متغیر است.

گام پنجم: در ابتدا باید یک مقدار اولیه برای ارتفاع کانال خنک‌کاری در نظر گرفت که معمولاً این مقدار را برابر ۱ میلی‌متر می‌توان لحاظ کرد $(h = h_1)$. سپس می‌توان سطح مقطع عبور جریان را به کمک معادله (۵) محاسبه کرد.

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

گام ششم: 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 بدست آورد.

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

گام هفتم: برای محاسبه دمای بالک سیال خنک‌کننده می‌توان از معادله انتگرالی بقاء انرژی در طول داکت حلقوی استفاده کرده و با انتگرال گیری از آن، دمای بالک به صورت زیر بدست می‌آید.

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 آن قدر افزایش داد تا دمای فلز در سمت سیال خنک‌کننده به کم‌تر $T_{w,max}$ برسد.

جدول ۱: تقریب‌های محاسبه عدد ناسلت برای جریان در مقاطع

حلقوی و هم‌مرکز

مرجع	رابطه تقریب عدد ناسلت
دیرکر و میر [۱۶]	$Nu_{Dh} = C_0 Re_{Dh}^p Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$
	$C_0 = \frac{0.003 \times a^{-1.86}}{0.063a^{-3} - 0.67a^{-2} + A}$
	$A = \frac{2.225}{a} - 1.157$
	$P = 1.013e^{\frac{-0.067}{a}}$
سوامی و همکاران [۱۷]	$Nu_{Dh} = \frac{0.027}{\left(1 + \frac{1}{a}\right)^{0.2}} \times Re^{0.8} Pr^{1/3} B$
	$B = \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$
دیتوس و بولتر [۱۸]	$Nu_{Dh} = 0.023 Re_{Dh}^{0.8} Pr^n$ $n = 0.4 \text{ heating}$ $n = 0.3 \text{ cooling}$
ویگند [۱۹]	$Nu_{Dh} = 0.023 a^{-0.45} Re_{Dh}^{0.8} Pr^n B$
گنیلینسکی [۲۰]	$Nu_{Dh} = \frac{\frac{f}{8} Re_{Dh} Pr}{\phi + 12.7 \sqrt{\frac{f}{8}} (Pr^{2/3} - 1)} C$
	$C = \left[1 + \left(\frac{D_h}{L_{hx}} \right)^{(2/3)} \right] F_{ann} K$
	$\phi = 1.07 + \frac{900}{Re_{Dh}} - \frac{0.63}{1 + 10 Pr}$
	$K = \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0.11}; F_{ann} = 0.75 \times a^{-0.17}$
	$f = 1.8 \log_{10}(Re^*) - 1.5^{-2}$
	$Re^* = Re_{Dh} \frac{(1+a^2)\ln(a) + (1-a^2)}{(1-a^2)^2 \ln(a)}$

$$\int_0^x q''(x) * \pi * D_o(x) dx = \dot{m} C_p (T(x) - T_i) \Rightarrow T(x) =$$

$$T_i + \frac{1}{\dot{m} C_p} \int_0^x q''(x) \times \pi \times D_o(x) dx$$

گام هشتم: به کمک معادله (۸) می‌توان ضریب انتقال حرارت همرفت برای سیال خنک‌کننده را در نواحی مختلف کانال بدست آورد.

$$q''(x) = h_w (T_w(x) - T_b(x))$$

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

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 تاثیر گذار 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.

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

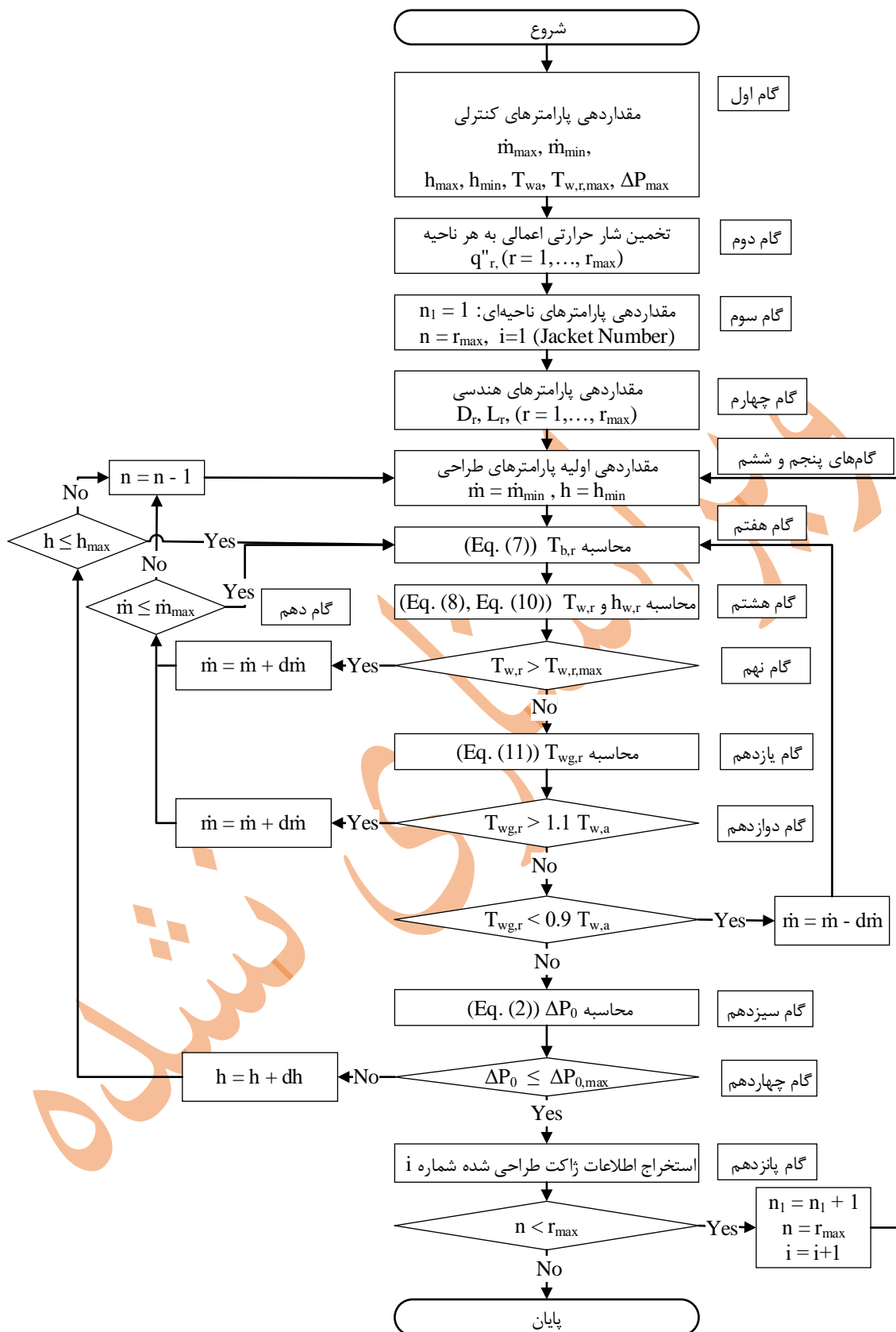
که در آن D_h قطر هیدرولیکی کانال است و مقدار آن برابر با $2D$ به‌دست آمده است. از ترکیب روابط (۶) تا (۹) می‌توان معادله (۱۰) را برای محاسبه دمای فلز در سمت سیال خنک‌کننده نوشت.

$$T_w(x) = T_b(x) + \frac{q''(x)}{\left(\frac{k}{2h} \right) \times Nu_{Dh}}$$

$$\Rightarrow T_w(x) = T_i + \frac{q''(x)}{\left(\frac{k}{2h} \right) \times Nu_{Dh}} +$$

$$\frac{1}{\dot{m} C_p} \int_0^x q''(x) \times \pi \times D_o(x) dx$$

گام نهم: پس از محاسبه دمای فلز در سمت سیال خنک‌کننده باید مقبولیت T_w را بررسی کرد. برای این‌که در سیال خنک‌کننده درون کانال خنک‌کاری جوشش رخ ندهد، باید یک حد بیشینه برای دمای فلز در سمت سیال خنک‌کننده ($T_{w,max}$)



شکل ۴: فلوچارت طراحی سیستم خنک‌کاری جداره‌آبی

جدول ۲: تقریب‌های محاسبه ضریب اصطکاک برای مقاطع حلقوی و هم‌مرکز

مرجع	رابطه تقریب ضریب اصطکاک
جانز و لونگ [۲۱]	$f = 2 \log_{10}(Re^* \sqrt{f}) - 0.8$ $Re^* = Re_{Dh} E$ $E = \frac{(1+a^2) \ln(a) + (1-a^2)}{(1-a)^2 \ln(a)}$
باهاتی و شاه [۲۲]	$f = 1 + 0.0925a \times B$ $B = 0.86859 \ln(F)^{-2}$ $F = \left(\frac{Re_{Dh}}{1.964 \ln Re_{Dh} - 3.8215} \right)$
کندا و همکاران [۲۳]	$\frac{f}{8} = \left(1.61 + \frac{1}{0.436} \ln \left(\frac{Re_{Dh}}{\sqrt{\frac{8}{f}}} \right) - G \right)^{-2}$ $G = \frac{550}{Re_{Dh} \sqrt{\frac{f}{8}}}$
گنیلینسکی [۲۰]	$f = 1.8 \log_{10}(Re^*) - 1.5$
بلازیوس [۲۴]	$f = 0.3164 Re_{Dh}^{-0.25}$

۴- روش شبیه‌سازی عددی

در سیستم خنک‌کاری جداره‌آبی از داکت‌های حلقوی هم‌مرکز به عنوان کانال خنک‌کاری استفاده می‌شود، همچنین برای محاسبه عدد ناسلت و ضریب اصطکاک درون داکت‌های حلقوی هم‌مرکز تقریب‌های تجربی و نیمه‌تجربی 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 بیش‌تر تقریب‌های ارائه شده ارتفاع مجرای عبور جریان نسبت به قطر جسم مرکزی خیلی کوچک نیست. این امر ممکن است باعث 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 R۲۰۱۸a [۲۵] توسعه داده شده و از نرم‌افزار انسیس ورکبنچ^۵ نسخه R۲۰۱۹ [۲۶] برای شبیه‌سازی عددی استفاده شده است. هندسه کانال

گام دهم: در صورت افزایش دبی جرمی در گام نهم، با هر بار افزایش دبی جرمی باید شرط مقبولیت \dot{m} را بررسی کرد. در صورت ارضاء 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 یازدهم: 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.

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

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

گام دوازدهم: 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 ارضاء شود (در افزایش دبی جرمی همانند گام ۱۰ عمل می‌شود).

گام سیزدهم: 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 نیمه‌تجربی ارائه شده برای مقاطع حلقوی و هم‌مرکز مطابق جدول ۲ استفاده می‌شود. گام چهاردهم: شرط مقبولیت افت فشار کل بررسی می‌شود. اگر ΔP_0 (و دبی جرمی) فاکتور هزینه پمپ را برآورد کند $(\Delta P_0 < \Delta P_{0,max})$ ، گام ۱۵ اجرا می‌شود. در غیر اینصورت 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} مفروض هنوز شرط افت فشار کل برآورد 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 پانزدهم: اگر تعداد نواحی (n) که داکت برای آن طراحی شده است برابر تعداد ناحیه بیشینه r_{max} باشد، به معنی اتمام طراحی است. ولی اگر پارامتر n کم‌تر از r_{max} باشد، به این معنی است که داکت طراحی شده هنوز ناحیه یا نواحی آخری را پوشش نمی‌دهد. بنابراین اطلاعات داکت طراحی شده ذخیره سازی شده و برای نواحی باقی مانده با سیال ورودی جدید، داکت دیگری طراحی می‌شود این کار تا زمانی ادامه می‌یابد که برای تمامی نواحی کانال خنک‌کاری طراحی شود.

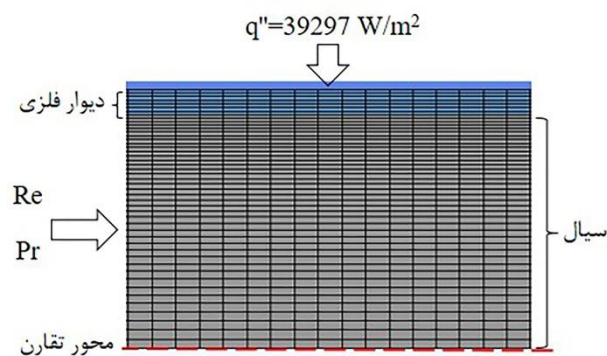
^۵ Ansys Workbench

^۴ Matlab

تندرو و همکاران [۲۸] در یک مطالعه عددی، پژوهش ویسنه و همکاران را با روش شبیه سازی عددی مورد بررسی قرار داده اند. در مطالعه حاضر استقلال حل از شبکه محاسباتی برای سه شبکه با تعداد گره های 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 هندسه مذکور را نشان داده است. در راستای محور Y ، برای قسمت پوسته فلزی Y المان و برای قسمت سیال 40 المان با ضریب رشد $1/0.3$ و در راستای محور X برای کل لوله 6432 المان در نظر گرفته شده است. لازم به ذکر است که فاصله اولین گره تا دیوار بالایی 0.125 میلی متر و پارامتر Y^+ از نرم افزار انسیس-فلوئنت در حدود 5 گزارش شده است. قابل ذکر است که مطابق توصیه مراجع با مدل آشفتگی $k-\epsilon$ -Realizable و Enhanced wall treatment (که در تحقیق حاضر استفاده می شود)، مقدار Y^+ حدود 5 و پایین تر مناسب است [۲۸ و ۲۹].

جدول ۳: بررسی استقلال حل از شبکه محاسباتی

موقعیت	طولی (m)	۱۴۷۲۱۹	۳۰۸۷۸۴	۱۲۲۸۵۹۱
فشار کل (متوسط سطحی) (Pa)	۲/۲۵	۶۹۸۳/۳۰	۷۳۲۲/۰۰	۷۳۶۰/۹۰
دمای پالک (K)	۲/۲۵	۳۱۳/۳۳	۳۱۳/۱۳	۳۱۳/۱۳
	۳/۵	۳۱۵/۱۶	۳۱۴/۹۶	۳۱۴/۹۶
	۴/۷۵	۳۱۶/۹۹	۳۱۶/۷۹	۳۱۶/۷۹



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

خنک کاری که از کد محاسباتی بدست آمده است در نرم افزار انسیس جئومتری^۶ مدل سازی کرده و به کمک نرم افزار انسیس مشینگ^۷ یک شبکه با سازمان بر روی آن ایجاد می شود. سپس به کمک نرم افزار انسیس فلوئنت^۸ با استفاده از حلگر فشار مینا به صورت دوبعدی متقارن محوری تحلیل عددی صورت می گیرد. برای مدلسازی آشفتگی جریان از مدل $k-\epsilon$ -Realizable استفاده می شود. 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 شبیه سازی عددی از فرضیات جریان پایا، تقارن محوری، سراسر توربولانت، جریان تک فاز با ثابت بودن ویژگی های دمایی سیال خنک کننده استفاده شده است. همچنین از انتقال حرارت تشعشعی صرف نظر شده و دیواره بیرونی سیستم خنک کاری آدیاباتیک فرض شده است. اتخاذ این فرضیات در مسئله حاضر مطابق با روال بررسی مرسوم در مراجع مشابه بوده و تاثیر ناچیزی در دقت ارزیابی طراحی مفهومی دارد.

۱-۴ اعتبارسنجی و بررسی استقلال حل از شبکه

اعتبارسنجی روش حل عددی پژوهش حاضر با داده های تجربی مرجع [۲۷] انجام می شود در این مرجع ویسنه و همکاران در یک مطالعه تجربی به بررسی انتقال حرارت درون یک لوله با سطح مقطع دایره ای به طول 6 متر، قطر داخلی 18 میلی متر و ضخامت 1 میلی متر پرداخته اند. در پژوهش آن ها سیال عامل، اتیلن گلیکول-آب بوده است. آن ها طول لوله را به سه ناحیه تقسیم کرده اند که عبارت اند از: ناحیه اول، یک ناحیه بدون شار حرارتی با طول $2/16$ متر برای تضمین شرایط کاملاً توسعه یافته؛ ناحیه دوم، یک ناحیه با شار حرارتی ثابت 39297 وات بر متر مربع با طول $2/7$ متر و ناحیه سوم یک ناحیه بدون شار حرارتی با طول $1/14$ متر که به عنوان خروجی عمل می کند. اگرچه طول لوله 6 متر است، اما انتقال حرارت و مقدار عدد ناسلت فقط در ناحیه 2 بررسی می شود و همچنین مقدار ضریب اصطکاک و افت فشار در یک ناحیه به طول $5/2$ متر در فاصله 40 سانتی متری از ابتدای لوله اندازه گیری می شوند. در این مطالعه میانگین عدد ناسلت و ضریب اصطکاک در جریان هایی با اعداد رینولدز و پرانتل متفاوت بررسی شده است. در سال 2018 ،

^۸ Ansys Fluent

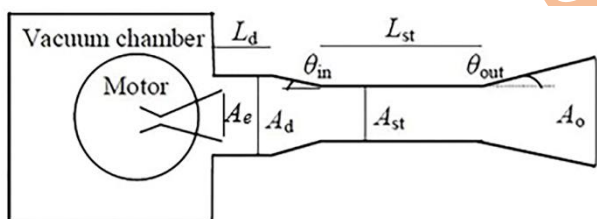
^۶ Ansys Geometry

^۷ Ansys Meshing

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 دمایی 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 ۱۱ میلی‌متر می‌باشد، طراحی شده است. پارامترهای هندسی دیفیوزر شبیه‌ساز خلاء طراحی شده مطابق با پارامترهای شکل ۸ در جدول ۴ گزارش شده است.



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

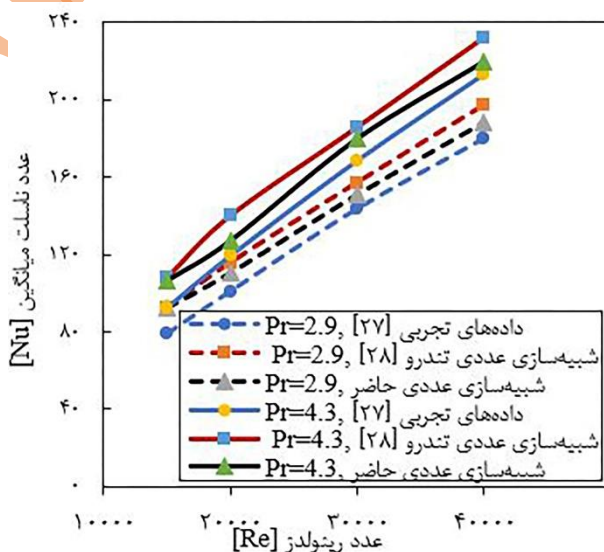
جدول ۴: مقادیر پارامترهای طراحی دیفیوزر و نسبت انبساط نازل

پارامتر	مقدار	پارامتر	مقدار
A_e/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

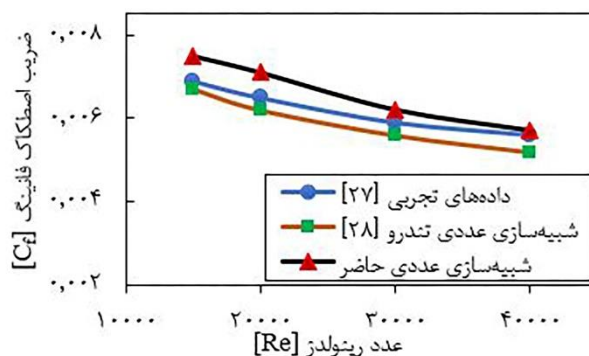
در ابتدا نتایج دمایی به دست آمده از به کار بردن تقریب‌های مختلف برای محاسبه عدد ناسلت که در جدول ۱ گزارش شدند با نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی کانال خنک‌کاری مقایسه می‌شود. در این پژوهش جریان سیال در کانال خنک‌کاری به صورت متقارن محوری با حل گر فشار مبنا و با مدل توربولانسی k-ε-Realizable در نرم‌افزار انسیس فلونت شبیه‌سازی

شکل ۶ میانگین عدد ناسلت در اعداد رینولدز متفاوت که از داده‌های تجربی ویسنته [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 ناسلت متوسط و مقایسه نتایج شبیه‌سازی حاضر با نتایج تجربی نشان می‌دهد که بیشینه درصد خطا در اعداد رینولدز ۳۰۰۰ و ۴۰۰۰ زیر ۱۰ درصد است.

شکل ۷ مقایسه‌ای بین 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 ۸/۴ درصد است. با توجه به نمودار شکل‌های ۶ و ۷، می‌توان گفت نتایج به دست آمده از شبیه‌سازی‌های انجام شده دارای دقت خوبی است.



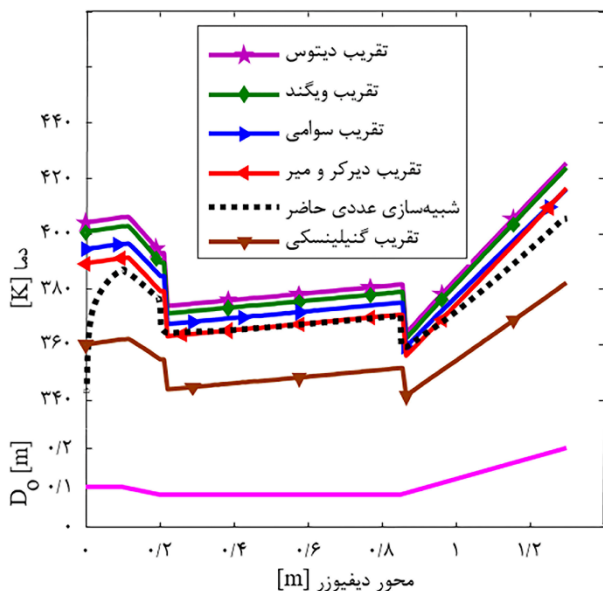
شکل ۶: میانگین عدد ناسلت در اعداد رینولدز متفاوت



شکل ۷: ضریب اصطکاک فانیگ در اعداد رینولدز متفاوت

قابل اغماض است. با صرف نظر از ناحیه ورودی کانال، از مقایسه نتایج به دست آمده از تقریب میر با نتایج شبیه سازی عددی، می توان دریافت که تقریب میر با بیشینه درصد خطا ۳/۸۱ درصد، نزدیک ترین پاسخ را به نتایج شبیه سازی عددی ارائه می کند.

جدول ۵ نتایج شبیه سازی عددی را با نتایج تقریب های مختلف برای محاسبه افت فشار درون کانال خنک کاری مقایسه می کند. لازم به ذکر است که در این پژوهش، فشار کاری سیال خنک کننده ۵ بار در نظر گرفته شده است. از نتایج جدول ۵ واضح است که نتایج به دست آمده با تقریب کندا نزدیک ترین نتیجه را به شبیه سازی 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 می شود.



شکل ۹: توزیع دمای فلز سمت سیال خنک کننده
جدول ۵: افت فشار کل درون کانال خنک کاری

نوع تقریب	افت فشار درون کانال خنک کاری [%]	درصد خطا در مقایسه با شبیه سازی عددی [%]
شبیه سازی 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

می شود. در تحلیل های 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 خنک کننده، شرط مرزی متصل^۹ و در سطح بیرونی سیال خنک کننده شرط مرزی دیواره آدیاباتیک اعمال شده است. ابتدا تقریب های تجربی و نیمه تجربی مناسب با هندسه مذکور که برای عدد ناسلت ارائه شده اند بررسی می شوند. ارتفاع کانال خنک کاری و دبی جرمی جریان برای تمامی حالت ها یکسان و به ترتیب برابر ۴/۲ میلی متر و ۱۰ کیلوگرم بر ثانیه می باشد. برای شبیه سازی هندسه مذکور در نرم افزار انسیس فلونت، یک شبکه با سازمان با تعداد ۷۰۶۲۵۰ المان ایجاد شده است. لازم به ذکر است در شبکه محاسباتی مذکور فاصله اولین گره تا دیواره بالایی ۰/۰۲۳ میلی متر و پارامتر Y^+ در نرم افزار فلونت حدود ۵ گزارش شده است. با توجه به تقسیم بندی دیفیوزر مطابق شکل ۳، توزیع شار حرارتی اعمالی به دیواره دیفیوزر در نواحی مختلف متغیر لحاظ می گردد، بدین صورت که به ناحیه های یک و دو شار حرارتی ۲/۵ مگاوات بر متر مربع، به ناحیه های سه و چهار شار حرارتی ۲ مگاوات بر متر مربع و به ناحیه پنج شار حرارتی ۱/۵ مگاوات بر متر مربع اعمال می شود.

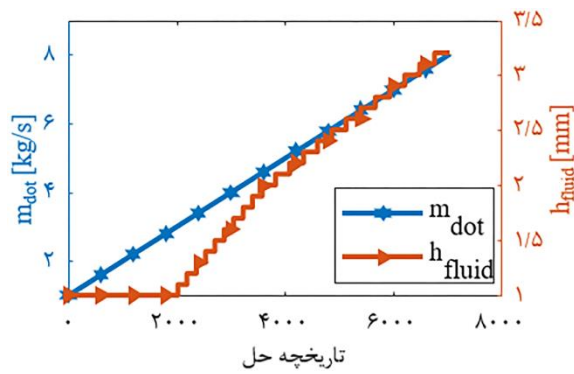
شکل ۹ توزیع دمای فلز در سمت سیال خنک کننده را در طول دیفیوزر برای تقریب های مختلف عدد ناسلت نشان می دهد. نحوه تغییرات دما در نواحی مختلف دیفیوزر بیشتر متأثر از تغییرات هندسی، شار حرارتی، سرعت جریان در کانال و دمای بالک است که در مثال های بعدی با جزئیات بیشتر مورد تشریح قرار می گیرد. با توجه به شکل مزبور، روند تغییرات دمای فلز در سمت سیال خنک کننده در طول دیفیوزر در همه تقریب ها با روند به دست آمده از شبیه سازی عددی یکسان است. با توجه به نتایج به دست آمده واضح است که نزدیک ترین نتیجه به نتایج شبیه سازی عددی مربوط به تقریب میر^{۱۰} می باشد. همانطور که در شکل مشخص است به غیر از ناحیه ابتدایی ورودی کانال، در سایر قسمت های دیفیوزر نتایج تقریب میر و شبیه سازی عددی همخوانی قابل قبولی دارند. لازم به ذکر است که دلیل اختلاف زیاد نتایج تجربی با عددی در بخش کوچک ناحیه ورودی کانال، به تفاوت الگوی جریان در شبیه سازی عددی نسبت به فرضیات تقریب های تجربی بر می گردد. در شبیه سازی عددی الگوی جریان ورودی شبیه سازی شده است، در حالی که تقریب های تجربی برای جریان های توسعه یافته ارائه شده اند. در کل با توجه به کوچک بودن این ناحیه تاثیر آن در نتایج طراحی مفهومی

^{۱۰} Meyer

^۹ Coupled

۲-۵ طراحی سیستم خنک‌کاری جداره‌آبی با توزیع شارحرارتی

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 دیفیوزر (شکل ۸ و جدول ۴) با فرض شارحرارتی توزیعی برای نواحی مختلف طراحی شده است که توزیع شارحرارتی اعمالی به نواحی مختلف دیفیوزر در شکل ۱۰ نشان داده شده است. دلیل انتخاب شارحرارتی توزیعی بارحرارتی متغیر اعمال شده از گازهای احتراقی به دیواره در طول دیفیوزر است که طبق بررسی‌های انجام شده در مراجع [۷ و ۳۱] در شرایط کارکرد دائم و پایدار دیفیوزر با روش تجربی و روش شبیه‌سازی عددی تخمین زده شده است. کمینه و بیشینه مقادیر ارتفاع کانال ۱ 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.

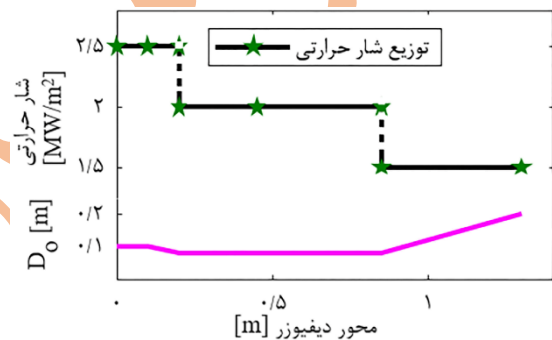


شکل ۱۱: تاریخچه طراحی سیستم خنک‌کاری تک کانال

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 تک کانال 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 ارضاء شرایط دمایی دیواره‌ها بوده است. در گام آخر کمینه ارتفاع کانال به شرط ارضاء 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 بالک سیال خنک‌کننده، دمای فلز سمت سیال خنک‌کننده و دمای فلز سمت گاز داغ را نشان می‌دهد. مطابق شکل مزبور بیشینه مقدار دمای فلز سمت سیال خنک‌کننده و سمت گاز داغ به ترتیب از ۴۲۵ کلوین و ۹۰۰ کلوین 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 ۵ بار برآورد کرده است.

در مورد نحوه تغییرات منحنی دمای بالک و دمای دیواره‌ها قابل ذکر است که با توجه به ماهیت انتگرالی دمای بالک، واضح است که مقدار آن در یک کانال ثابت، پیوسته افزایشی است و با تغییرات محلی شارحرارتی و یا تغییرات محلی سطح دیفیوزر، تغییرات کمی در شیب آن ایجاد شده است. اما دمای دیواره‌ها کمیت محلی است و تغییرات آن وابستگی نسبتاً شدیدی به تغییر در شارحرارتی، 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 شارحرارتی و دبی جرمی، به دلیل کاهش سطح تبادل حرارتی (به خاطر شیب منفی همگرایی دیفیوزر) و افزایش سرعت جریان (به خاطر کوچک‌تر شدن مقطع حلقوی عبور جریان) دمای دیواره در این ناحیه در طول دیفیوزر کاهش می‌یابد. افت شدید دمای دیواره

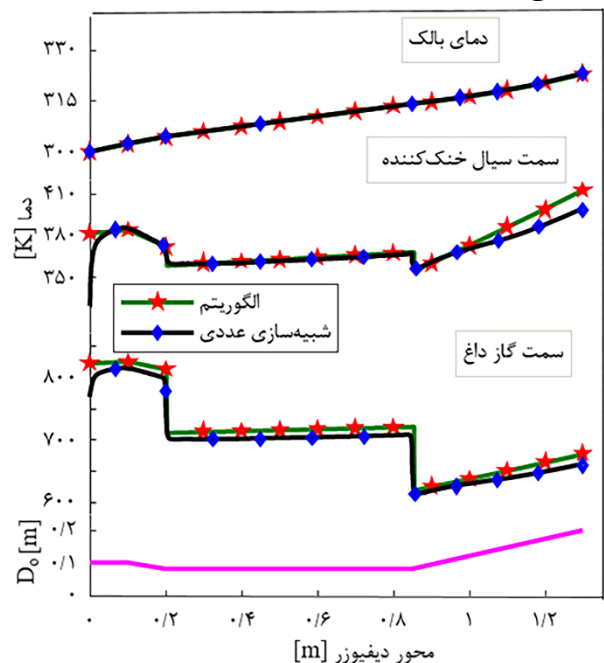


شکل ۱۰: توزیع شارحرارتی اعمالی به دیواره دیفیوزر

تاریخچه تغییرات پارامترهای دبی جرمی و ارتفاع کانال در این طراحی در شکل ۱۱ نمایش داده شده است. مطابق شکل مزبور، جستجوی حالت مطلوب از مقادیر اولیه ۱ کیلوگرم بر ثانیه (دبی جرمی) و (۱ میلی‌متر ارتفاع کانال) شروع شده است. در این جستجو تا دبی جرمی ۳ کیلوگرم بر ثانیه، مقدار ارتفاع ثابت بوده و تغییری نکرده است. به عبارت دیگر در ارتفاع کانال برابر ۱ میلی‌متر و دبی جرمی پایین‌تر از ۳ کیلوگرم بر ثانیه، کلاً قیود دمایی مطابق الگوریتم ارضاء نشده است. مطابق شکل در دبی جرمی بالاتر از ۳ کیلوگرم بر ثانیه، ارتفاع کانال شروع به افزایش کرده است. به این معنی است که علی‌رغم ارضاء 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 ارضاء نمی‌شوند و لازم است دوباره دبی جرمی افزایش یابد. این روند افزایش مقادیر هر دو پارامتر تا جایی ادامه می‌یابد که هم شرایط دمایی ارضاء شود و هم افت فشار کل در محدوده قابل قبول قرار گیرد.

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 ثابت، سطح تبادل حرارت ثابت و سرعت جریان ثابت است، افزایش تدریجی با شیب ملایم دمای دیواره، به دلیل افزایش دمای بالک اتفاق افتاده است. همین‌طور 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 (بزرگ‌تر 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 فلونت حدود ۵ گزارش شده است. مطابق شکل مذکور با صرف نظر از ناحیه ورودی کانال، بیشینه درصد خطا بین نتایج دمایی حاصل از کد محاسباتی با نتایج شبیه‌سازی عددی، مربوط به انتهای ناحیه پنج 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 می‌باشد.

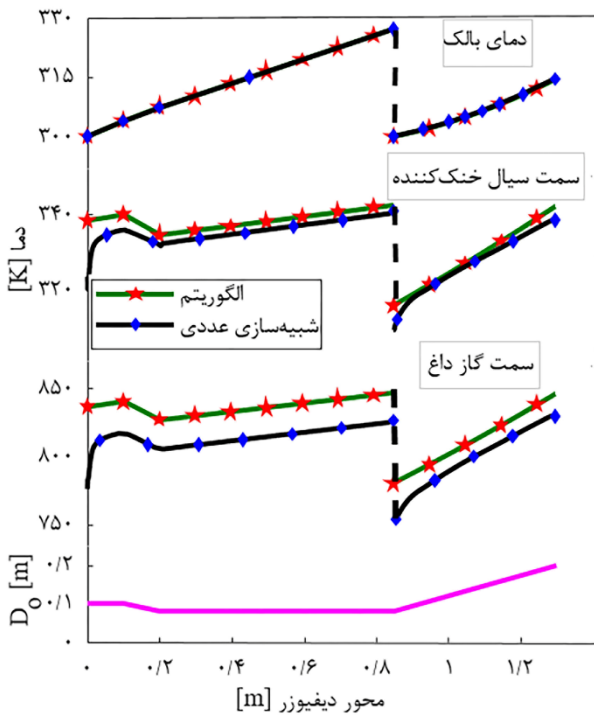


شکل ۱۲: توزیع دما در طول کانال خنک‌کاری

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 [۷] مقدار بحرانی برای این سیستم شبیه‌ساز خلاء می‌باشد. همچنین در شرایط گذرای روشن شدن و خاموشی موتور ممکن است بار حرارتی اعمالی شده به کل بدنه دیفیوزر از سمت گازهای احتراقی به حالت بحرانی نزدیک‌تر 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 ۱ کیلوگرم بر ثانیه (دبی جرمی) و ۱ 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 ۱ میلی‌متر و دبی جرمی پایین‌تر از ۵/۸ کیلوگرم بر ثانیه، شرایط دمایی مطابق الگوریتم ارضاء نشده است. مطابق شکل، در دبی جرمی بالاتر از این مقدار، علی‌رغم ارضاء 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 ارضاء 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 است. با توجه به این‌که در این حالت هنوز شرط افت فشار کل ارضاء نشده است، به ناچار یک ناحیه (ناحیه ۵) از طراحی حاضر کنار گذاشته شده است و ابتدا طراحی سیستم خنک‌کاری برای ۴ ناحیه اولی 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 ۴/۹ کیلوگرم بر ثانیه و ۲/۴ 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 ۲ میلی‌متر و دبی جرمی جریان برابر ۸/۲ کیلوگرم بر ثانیه محاسبه شده است.

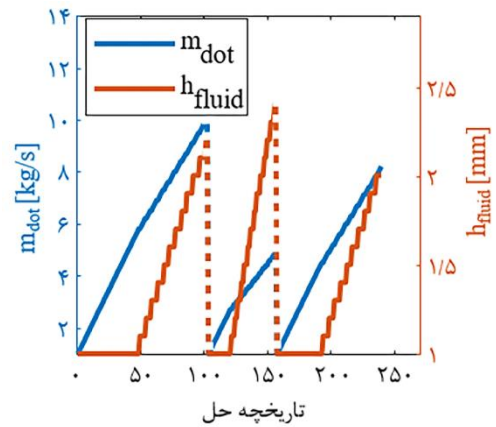
کد محاسباتی با نتایج شبیه‌سازی عددی، مربوط به انتهای ناحیه یک می‌باشد که برای دمای فلز سمت سیال خنک‌کننده خطا برابر ۲/۶۱ درصد و برای دمای فلز سمت گاز داغ برابر ۳/۴۲ درصد می‌باشد. افت فشار کل که از شبیه‌سازی عددی به دست آمده است برای کانال اول ۲۲/۱۴ درصد و برای کانال دوم ۲۴/۹۷ درصد می‌باشد. بنابراین افت فشار حاصل از کد محاسباتی در مقایسه با شبیه‌سازی عددی برای کانال اول و دوم به ترتیب دارای ۴/۱۹ درصد و ۱/۵۴ درصد خطا می‌باشد.



شکل ۱۴: توزیع دما در طول کانال خنک‌کاری

۴- جمع‌بندی

در این پژوهش یک الگوریتم جدید برای طراحی سیستم خنک‌کاری دیفیوزر به روش جداره‌آبی 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 طوری 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 نیمه‌تجربی موجود در مراجع برای تخمین ضرایب انتقال حرارت همرفت و افت فشار در مقاطع حلقوی هم محور استفاده شد. با توجه به بازه‌های محدود هندسی و شار حرارتی و یا عدد رینولدز این روابط، وجود خطا در محاسبات حاضر اجتناب‌ناپذیر است. بنابراین از روش شبیه‌سازی عددی جریان برای انتخاب روابط



شکل ۱۳: تاریخچه طراحی سیستم خنک‌کاری دو کاناله

شکل ۱۴ توزیع دمای بالک سیال خنک‌کننده، توزیع دمای فلز سمت سیال خنک‌کننده و توزیع 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 ۳۰۰ کلوین است. تغییرات دمای بالک و تغییرات 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 جابجایی) 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 این مقاله 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، توزیع دمای دیواره سیال خنک‌کننده و سمت گاز داغ نیز در شکل ۱۴ آورده شده است. لازم به ذکر است که برای انجام شبیه‌سازی عددی کانال اول از شبکه‌ای با ۲۸۰۰۰۰ المان و برای کانال دوم از ۲۵۰۰۰۰ المان استفاده شده است. همچنین برای هر دو شبکه پارامتر Y^+ از نرم‌افزار فلوئنت حدود ۵ گزارش شده است. مطابق شکل مذکور با صرف نظر از ناحیه ورودی کانال‌ها، بیشینه درصد خطا بین نتایج حاصل از

۸- مراجع

[۱] R.M. Kumaran, T. Sundararajan, D.R. Manohar, "Performance evaluation of second-throat diffuser for high-altitude-test facility", Journal of propulsion and power, ۲۶(۲) (۲۰۱۰) ۲۴۸-۲۵۸.

[۲] B.H. Park, J. Lim, S. Park, J.H. Lee, W.-S. Yoon, "Design and analysis of a second-throat exhaust diffuser for altitude simulation", Journal of Propulsion and Power, ۲۸(۵) (۲۰۱۲) ۱۰۹۱-۱۱۰۴.

[۳] C.H. Marchi, F. Laroca, A.F.C.d. Silva, J.N. Hinckel, "Numerical solutions of flows in rocket engines with regenerative cooling", Numerical Heat Transfer, Part A: Applications, ۴۵(۷) (۲۰۰۴) ۶۹۹-۷۱۷.

[۴] A. Ulas, E. Boysan, "Numerical analysis of regenerative cooling in liquid propellant rocket engines", Aerospace Science and Technology, ۲۴ (۲۰۱۳) ۱۸۷-۱۹۷.

[۵] M. Brewster, "Radiation-stagnation flow model aluminized solid rocket motor internal insulator heat transfer", Journal of Thermophysics and Heat Transfer, ۳(۲) (۱۹۸۹) ۱۳۲-۱۳۹.

[۶] K.-Z. Li, X.-T. Shen, H.-J. Li, S.-Y. Zhang, T. Feng, L.-L. Zhang, "Ablation of the carbon/carbon composite nozzle-throats in a small solid rocket motor", Carbon, ۴۹(۴) (۲۰۱۱) ۱۲۰۸-۱۲۱۵.

[۷] N. Fouladi, S.A. Mirbabaie, M. Khosroanjom, "Experimental Study of the Supersonic Exhaust Diffuser Spray Cooling System", Amirkabir Journal of Mechanical Engineering, ۵۲(۷) (۲۰۱۹) ۱۷۹۳-۱۸۰۸ (In Persian).

[۸] P.F. Massier, E.J. Roschke, "Experimental investigation of exhaust diffusers for rocket engines", Progress in Astronautics and Rocketry, ۲ (۲۰۱۳) ۳-۷۵.

[۹] K. Yim, H. Kim, S. Kim, "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, ۱۸(۵) (۲۰۱۴) ۷۰-۷۸.

تجربی و نیمه‌تجربی 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 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، نهایتاً توسط کد محاسباتی یک سیستم خنک‌کاری دو کاناله طراحی شد. به عبارت دیگر، در مسئله دوم با توجه به قیدهایی بیشینه دبی جرمی و بیشینه افت فشار مجاز، امکان این که یک سیستم خنک‌کاری تک کاناله طراحی شود وجود نداشته و سیستم خنک‌کاری دو کاناله طراحی شده است. تحلیل‌های دمایی و افت فشار در کل سیستم مورد بررسی قرار گرفت و صحت طراحی‌ها با شبیه‌سازی عددی مورد تایید قرار گرفت.

۷- فهرست علائم

علائم لاتین

A	سطح مقطع، m^2	a	نسبت قطر حلقوی
C_p	ظرفیت گرمایی ویژه، J/kg.K	D	قطر، m
D_h	قطر هیدرولیکی، m	f	ضریب اصطکاک داری
h	ارتفاع کانال، m	h_g	ضریب انتقال حرارت همرفت سیال گاز داغ، $W/m^2.K$
h_w	ضریب انتقال حرارت همرفت، $W/m^2.K$	K	ضریب انتقال حرارت رسانش، $W/m.K$
K_{st}	ضریب انتقال حرارت رسانش جداره، $W/m.K$	L	طول کانال، m
M	عدد ماخ	\dot{m}	دبی جرمی جریان، kg/s
Nu	عدد ناسلت	P	فشار، Pa
Pr	عدد پرانتل	q	شار حرارتی، W/m^2
r	نواحی دیفیوزر	Re	عدد رینولدز
t	ضخامت دیواره، m	T	دما، K

علائم یونانی

ΔP	افت فشار کل، %	ad	آدیاباتیک
ε	زبری سطح، m	b	بالک
μ	لزجت دینامیکی، Pa.s	g	گاز داغ
\bar{v}	سرعت متوسط، m/s	w	سمت سیال خنک‌کننده
ρ	چگالی، kg/m^3	wg	سمت گاز داغ

- [۱۸] F. Dittus, L. Boelter, "publications on engineering", University of California, Berkley ۲(۱۹۳۰) ۴۴۳.
- [۱۹] J. Wiegand, "Discussion on Annular Heat Transfer Coefficients for Turbulent Flow", AIChE, ۴۱ (۱۹۴۵) ۱۴۷-۱۵۳.
- [۲۰] V. Gnielinski, "Heat transfer coefficients for turbulent flow in concentric annular ducts", Heat transfer engineering, ۳۰(۶) (۲۰۰۹) ۴۳۱-۴۳۶.
- [۲۱] O. Jones Jr, J. Leung, "An improvement in the calculation of turbulent friction in smooth concentric annuli", Journal of Fluids Engineering, ۱۰۳ (۱۹۸۱) ۶۱۵-۶۲۳.
- [۲۲] M. Bhatti, "Turbulent and transition flow convective heat transfer in ducts", Handbook of single-phase convective heat transfer, (۱۹۸۷).
- [۲۳] M. Kaneda, B. Yu, H. Ozoe, S.W. Churchill, "The characteristics of turbulent flow and convection in concentric circular annuli. Part I: flow", International Journal of Heat and Mass Transfer, ۴۶(۲۶) (۲۰۰۳) ۵۰۴۵-۵۰۵۷.
- [۲۴] T.L. Bergman, F.P. Incropera, D.P. DeWitt, A.S. Lavine, "Fundamentals of heat and mass transfer", ۶ ed., John Wiley & Sons, ۲۰۱۱.
- [۲۵] MATLAB version ۹,۴,۰,۸۱۳۶۵۴ (R۲۰۱۸a), in, The Mathworks, Inc., Natick, Massachusetts, ۲۰۱۸.
- [۲۶] Ansys Workbench (۲۰۱۹ R۱) - Ansys Fluent, in, ۲۰۱۹.
- [۲۷] P.G. Vicente, A. Garcia, A. Viedma, "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, ۴۷(۴) (۲۰۰۴) ۶۷۱-۶۸۱.
- [۲۸] J. Córcoles-Tendero, J. Belmonte, A. Molina, J. Almendros-Ibáñez, "Numerical simulation of the heat transfer process in a corrugated tube",
- [۱۰] P.R. Group, "Arash Motor Development Serial Tests", Space Transportation Research Institute (STRI), Upper Stage IranSat Project, Report Number: STRI-SC۹SDC۱۱Y/۰۱-R-I-۰۳/۴۹, ۲۰۱۶ (In Persian).
- [۱۱] M. Farahani, N. Fouladi, A. Mirbabaei, "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, ۲۳۳(۱۴) (۲۰۱۹) ۵۲۵۳-۵۲۶۳ (In Persian).
- [۱۲] P.R. Group, "Thermal Protection of Diffuser Metal Body Using A Cooling System", Tehran, Space Transportation Research Institute, Report Number: Stri-Ssd۹۹۸۰۰۱-R, ۲۰۲۰ (In Persian).
- [۱۳] S. Jo, S. Han, H.J. Kim, K.J. Yim, "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, ۱۴(MDPI) (۲۰۲۱) ۵۳۲.
- [۱۴] N. Fouladi, M. Farahani, and M. Mahdian, "Numerical Investigation of Coolant Flow Pressure Effect on the Water Jacket Design for Large Scale Diffuser at High Heat Fluxes", Journal of *Space Science. Technology and Applications*, vol. ۷, no. ۱, pp. ۳۴-۵۰, ۲۰۲۲ (In Persian).
- [۱۵] M. Mahdian, "Design and analysis of an optimal cooling system for a supersonic exhaust diffuser using a water jacket", Master's Thesis, Sharif University of Technology, ۲۰۲۱ (In Persian).
- [۱۶] J. Dirker, H. Vyver, J. Meyer, "Convection Heat Transfer in Concentric Annuli", Experimental Heat Transfer, ۱۷ (۲۰۰۴) ۱۹-۲۹.
- [۱۷] P.K. Swamee, N. Aggarwal, V. Aggarwal, "Optimum design of double pipe heat exchanger", International Journal of Heat and Mass Transfer, ۵۱(۹-۱۰) (۲۰۰۸) ۲۲۶۰-۲۲۶۶.

International Journal of Thermal Sciences, ۱۲۶
(۲۰۱۸) ۱۲۵-۱۳۶.

[۲۹] A. Inc., ANSYS Fluent User's Guide, in, ۲۰۱۳.

[۳۰] N. Fouladi, A. Mohamadi, H. Rezaei,
"Numerical design and analysis of supersonic
exhaust diffuser in altitude test simulator", Modares
Mechanical Engineering, ۱۶(۸) (۲۰۱۶) ۱۵۹-۱۶۸ (In
Persian).

فصل استادی
نشریه

[۳۱] A. Mirbabaee, "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 ۲۰۱۸ (In Persian).

فصل استادی
نشریه