



# تحلیل و بهینه‌یابی یک مبدل حرارتی جهت کاربرد در سامانه خروج دود موتور دیزل

مصطفی محمودی<sup>۳</sup> 

مهدی هاشم‌آبادی<sup>۲</sup>

جاماسب پیرکندی<sup>۱\*</sup> 

دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی مالک‌اشتر، تهران، ایران  
(دریافت: ۱۴۰۱/۰۵/۲۸، بازنگری: ۱۴۰۱/۰۹/۳۰، پذیرش: ۱۴۰۱/۱۰/۲۱، انتشار: ۱۴۰۱/۱۲/۱۱)  
DOR: <https://dorl.net/dor/20.1001.1.23223278.1401.11.2.6.0>

## چکیده

در پژوهش حاضر به تحلیل و بهینه‌یابی یک مبدل حرارتی استفاده شده در سامانه خروج دود موتور دیزل پرداخته شده است. هدف عمده استفاده از این مبدل، کاهش دمای محصولات احتراق خروجی از موتور می‌باشد. این امر با قرار دادن یک مبدل حرارتی در مسیر خروجی دود موتور انجام خواهد گرفت. جهت تحلیل مساله چند طرح مختلف از انواع مبدل‌های حرارتی ارائه گردیده است. مبدل‌های حرارتی سه و پنج لوله‌ای با افزایش سطح تماس میان دود و آب خنک‌کن، دمای دود را تا حد قابل قبولی کاهش می‌دهند، اما افت فشار ایجاد شده در سمت دود در این طرح‌ها زیاد است. استفاده از پره‌های حلقوی و پره‌های طولی در مبدل حرارتی در سمت دود، با افزایش سطح تماس میان جریان دود و آب و افزایش اغتشاش در مسیر دود، منجر به افزایش تبادل حرارت می‌شود. در این طرح‌ها دمای خروجی مبدل حرارتی بیش از مقدار مجاز ( $350^{\circ}\text{C}$ ) بوده و افت فشار ایجاد شده در آنها نیز قابل توجه است. پس از بررسی طرح‌های پیشنهاد شده جهت کاهش دمای دود، مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله به‌عنوان طرح‌های نهایی این پژوهش انتخاب شدند. بررسی‌ها نشان داد که مبدل حرارتی پوسته و لوله قادر به کاهش دمای دود خروجی تا مقدار  $309/42^{\circ}\text{C}$  است.

**واژه‌های کلیدی:** مبدل حرارتی دو لوله‌ای، مبدل حرارتی پوسته و لوله، انتقال حرارت، جریان آشفته.

## Analysis and Finding Optimal Values of a Heat Exchanger for Using in Diesel Engine Exhaust System

Pirkandi, J.<sup>1\*</sup> 

Hashemabadi, M.<sup>2</sup>

Mahmoodi, M.<sup>3</sup> 

Malek Ashtar University of Technology, Tehran, Iran

(Received: 2022/08/19 ; revised: 2022/12/21 ; Accepted: 2023/01/11 ; published: 2023/03/02)

### ABSTRACT

In the presented research, the analysis and finding optimal values of a heat exchanger used in the exhaust system of a diesel engine has been discussed. The main purpose of using this heat exchanger is to reduce the temperature of combustion products exhausting from the engine. This can be done by mounting a heat exchanger at the exhaust gas path. In order to analyze the issue, different designs of heat exchangers have been regarded. Three- and five-tube heat exchangers reduce the temperature of the smoke to an acceptable level by increasing the contact surface between the smoke and the cooling water. However, the pressure drop created on the side of the smoke is high in these designs. The use of annular fins and longitudinal fins on the smoke side also increase the heat transfer by increasing the contact surface between the smoke and water flow and the turbulence in the smoke path. However, in this design the heat exchanger outlet temperature is higher than allowed value ( $350^{\circ}\text{C}$ ). Furthermore, in this design, the pressure drop also increases. After the investigations carried out to reduce the temperature of the smoke, shell and tube heat exchangers have been chosen as the final designs. The shell and tube heat exchangers is capable to reduce the exhaust temperature to  $309.42^{\circ}\text{C}$ .

**Keywords:** Annular Tube Heat Exchanger, Shell and Tube Heat Exchanger, Heat Transfer, Turbulent Flow

۱ - دانشیار (نویسنده مسئول) : [jpirkandi@mut.ac.ir](mailto:jpirkandi@mut.ac.ir)

۲ - استادیار : [hashemabadi@mut.ac.ir](mailto:hashemabadi@mut.ac.ir)

۳ - دانشیار : [mostafamahmoodi@mut.ac.ir](mailto:mostafamahmoodi@mut.ac.ir)

## فهرست علائم و اختصارات

کد مخازن تحت فشار و دیگ‌ها	BPVC
رتبه‌بندی و طراحی مبدل‌های حرارتی	EDR
طول مبدل حرارتی، $m$	L
فشار (Pa)	P
عدد پراتل	Pr
عدد رینولدز	Re
گروه با هنجار شده	RNG
انجمن مهندسان اتومبیل	SAE
انجمن سازندگان مبدل‌های لوله‌ای	TEMA
روش نیمه ضمنی برای معادله همبستگی فشار	SIMPLE
انتقال تنش برشی	SST
سرعت، $m/s$	$u, V$
معادله ناویر - استوکس میانگین‌گیری زمانی شده رینولدز	URANS
<b>علائم یونانی</b>	
ضریب نفوذ حرارتی	$\alpha$
لزجت سینماتیکی، $m^2/s$	$\nu$
دما ( $^{\circ}C$ )	$\theta$
انرژی جنبشی آشفته	$k$
نرخ اضمحلال انرژی جنبشی آشفته	$\varepsilon$
نرخ اضمحلال ویژه انرژی جنبشی آشفته	$\omega$
<b>زیرنویس</b>	
متغیر آشفته	$t$
<b>بالانویس</b>	
مؤلفه نوسانی	'
مؤلفه متوسط	-

## ۱- مقدمه

مبدل‌های حرارتی یکی از انواع پرکاربرد سیستم‌های حرارتی استفاده شده در مصارف خانگی، صنعتی و تجاری هستند. با بهبودبخشیدن عملکرد مبدل‌های حرارتی می‌توان نرخ تبادل حرارت بین سیال‌ها را افزایش داده و در مصرف انرژی صرفه‌جویی نمود. مبدل‌های حرارتی کاربردهای گسترده‌ای در صنایع شیمیایی، الکتریکی، نیروگاهی، پتروشیمی، تهیه‌مطبوع، تبرید، بازیابی حرارتی و ساخت و تولید دارند. در پژوهش حاضر برای خنک‌کاری دود خروجی از موتور دیزل از مبدل حرارتی دو لوله‌ای و مبدل حرارتی پوسته و لوله استفاده شده است. مبدل‌های حرارتی دو لوله‌ای از ساده‌ترین مبدل‌های حرارتی هستند که در آنها حرارت از سیال گرم به سرد از طریق یک دیواره جداکننده انتقال می‌یابد. این نوع مبدل به

طور گسترده در صنایع شیمیایی، غذایی، نظامی و نفت و گاز مورد استفاده قرار می‌گیرد. قطر نسبتاً کم و توان تحمل فشارهای بالا، از نکات مثبت این نوع از مبدل‌های حرارتی به شمار می‌رود.

بیشتر مبدل‌های حرارتی که با سیال مایع کار می‌کنند و تغییر فاز ندارند، از نوع پوسته و لوله هستند که در آن یک جریان درون لوله‌های صاف یا مدل سنجاق‌سری حرکت می‌کند و جریان دیگر مابین و اطراف این لوله‌ها و درون پوسته در جریان است. از مزایای مبدل‌های پوسته و لوله می‌توان به این موارد اشاره نمود. این مبدل‌ها نسبت سطح انتقال حرارت به حجم بالایی دارند. امکان طراحی برای اختلاف فشار بالا بین دو جریان سیال میسر است. قابلیت طراحی این نوع مبدل‌ها در اندازه‌های بسیار کوچک تا بسیار بزرگ وجود دارد. روش‌های طراحی، نرم‌افزارهای قابل اعتماد و تجهیزات کارگاهی برای طراحی و ساخت آسان در این مبدل‌ها وجود دارد. این مبدل‌ها انعطاف‌پذیری بالایی دارند و برای طیف گسترده‌ای از سرویس‌ها قابل استفاده هستند.

به علت پرکاربرد بودن مبدل‌های حرارتی و اهمیت موضوع بهره‌وری انرژی، برای افزایش کارایی مبدل‌های حرارتی در هر دو زمینه آزمایشگاهی و عددی پژوهش‌های بسیار گسترده‌ای انجام شده و روش‌های متنوعی در این زمینه پیشنهاد گردیده است. محمد و همکاران [۱] در تحقیقی به مطالعه عددی تاثیر استفاده از نوارهای فلزی همراه با حائل در لوله داخلی یک مبدل حرارتی دو لوله‌ای پرداختند. آنها در این تحقیق میزان افت فشار و انتقال حرارت در مبدل حرارتی دو لوله‌ای را با فرض شار ثابت و با روش آشفته  $k-\varepsilon$  RNG بررسی کردند. طبق نتایج آنها، قرار دادن نوارهای فلزی همراه با حائل باعث افزایش هر دو پارامتر انتقال حرارت و افت فشار به میزان قابل توجهی می‌شود. ساید و همکاران [۲] در تحقیقی به بررسی تاثیر پره‌های با سطوح مقطع مثلثی و مستطیلی و با ضخامت متغیر در عملکرد مبدل حرارتی پرداختند. بررسی‌ها نشان می‌داد که استفاده از پره‌های با سطح مقطع مستطیلی باعث افزایش عدد ناسلت و ضریب عملکرد پره‌ها به میزان ۱۷۸ و ۸۹ درصد می‌گردد. این در حالیست که این مقادیر برای پره‌ها با سطح مقطع مثلثی به ترتیب ۹/۵ و ۱۹ درصد می‌باشد. شیخ الاسلامی و همکاران [۳] در پژوهش تجربی و عددی خود به بررسی تاثیر حلقه‌های سوراخ دار بر انتقال حرارت و افت فشار در یک مبدل حرارتی دو لوله‌ای پرداختند. آنها برای تحلیل عددی میدان جریان از روش آشفته  $k-\varepsilon$  Realizable استفاده کرده بودند. تحقیق آنها نشان داد

نسبت ارتفاع به ضخامت پره وابسته است. آنها همچنین مشاهده نمودند که نسبت عدد ناسلت مربوط به فضای حلقوی در حالت پره دار به حالت فضای حلقوی بدون پره کوچکتر از یک می‌باشد و این نسبت با افزایش رینولدز روندی نزولی را طی می‌کند. لذا نتیجه گرفتند که این نوع پره تأثیر منفی بر روی ضریب عملکرد دارد. تابورک [۹] در یک پژوهش تجربی به بررسی مبدل‌های حرارتی دو لوله‌ای و چند لوله‌ای در حالت لوله‌های ساده و لوله‌های پره دار طولی با سه مقطع سهموی، مثلثی و مستطیلی پرداخت. نتایج وی نشان داد که پره‌های سهموی انتخاب بهتری نسبت به دو آرایش دیگر هستند. اقبال و همکاران [۱۰] در یک بررسی عددی به طراحی بهینه پره‌های طولی واقع بر روی سطح خارجی لوله داخلی در یک مبدل حرارتی دو لوله‌ای پرداختند. هدف آنها از این کار افزایش ضریب انتقال حرارت جابجایی بود. پره‌های موجود در سه حالت مختلف ذوزنقه‌ای، سهموی و مستطیلی شبیه‌سازی شده‌اند. نتایج بهینه بر حسب قطر معادل لوله دارای پره، افزایش ۲۸۹ درصدی انتقال حرارت نسبت به لوله بدون استفاده از پره را نشان می‌دهد. نافون [۱۱] در یک پژوهش تجربی به بررسی انتقال حرارت و افت فشار در مبدل حرارتی دو لوله‌ای افقی در دو حالت عدم وجود تیغه‌های تابیده شده و وجود تیغه‌های تابیده شده پرداخت. نتایج نشان داد که تأثیر تیغه‌های تابیده شده بر روی انتقال حرارت بسیار بالا است. همچنین روابط ارائه شده در این کار باعث شد که بتوان با دقت قابل قبولی نرخ انتقال حرارت و افت فشار را پیش بینی کرد. ژانگ و همکاران در تحقیقی [۱۲] به مطالعه تجربی تأثیر قرار دادن آشفته‌ساز همراه با زائده‌های اضافی (گردابه‌ساز) در لوله داخلی پرداختند. آنها در این تحقیق افت فشار و انتقال حرارت را در مبدل حرارتی دو لوله‌ای و در محدوده جریان آشفته محاسبه نمودند. زائده‌های مورد بررسی در سه حالت گسترده شده، مارپیچ و مارپیچ پلکانی طراحی شده بودند. آنها مشاهده نمودند که افزایش عدد ناسلت با استفاده از این روش، حدود ۴۶ تا ۷۱/۵ درصد و افزایش ضریب اصطکاک در حدود ۷۴/۸ تا ۱۲۲ درصد نسبت به لوله با سطح صاف (بدون زائده) بوده است. نافون [۱۳] در تحقیقی به مطالعه تأثیر سیم‌های فنری بر افزایش انتقال حرارت و افت فشار لوله‌های هم مرکز افقی پرداخت. نتایج وی نشان می‌داد که با افزایش عدد رینولدز، تأثیر این نوع سیم‌ها بر انتقال حرارت کمتر می‌شود. همچنین در این پژوهش روابطی تجربی نیز برای پیش بینی ضریب انتقال حرارت و ضریب اصطکاک مبدل حرارتی با قرار دادن سیم‌های فنری ارائه شده بود. آنها مشاهده کردند که آشفته سازها باعث آشفته

که استفاده از حلقه‌های سوراخدار، باعث افزایش انتقال حرارت و همچنین کاهش افت فشار مبدل حرارتی نسبت به استفاده از حلقه‌های بدون سوراخ می‌شود. همچنین طبق نتایج آنها یک فاصله بهینه بین حلقه‌ها به منظور دستیابی به حداکثر مقدار انتقال حرارت و حداقل افت فشار وجود دارد. ال ماکول و همکاران [۴] در مطالعه خود از پره‌های طولی پیوسته به منظور افزایش انتقال حرارت استفاده کردند. پره‌های استفاده شده بر روی سطح بیرونی لوله داخلی مبدل حرارتی قرار داشتند. آنها در شبیه‌سازی خود برای مدل‌سازی جریان از مدل آشفستگی  $k-\epsilon$  Realizable استفاده کردند. طبق نتایج بدست آمده، با افزایش گام پره‌ها میزان انتقال حرارت و همچنین افت فشار افزایش می‌یابد. آنها دریافتند که بخش اعظم افت فشار مربوط به ناحیه ورودی مبدل حرارتی است. در پژوهشی دیگر، ال ماکول و همکاران [۵] تأثیر استفاده از بافل‌های مارپیچی پیوسته بر انتقال حرارت و افت فشار را بررسی کردند. آنها در شبیه‌سازی‌های خود برای مدل‌سازی جریان از مدل آشفستگی  $k-\epsilon$  Realizable استفاده کردند. نتایج آنها نشان داد که در بهترین حالت با استفاده از این بافل‌ها، عدد ناسلت متوسط مبدل حرارتی به میزان ۴۵ درصد و افت فشار به میزان حداکثر ۲ برابر نسبت به مبدل حرارتی ساده افزایش می‌یابد. پژوهش انجام شده توسط نوربخش و همکاران [۶] به شبیه‌سازی عددی انتقال حرارت در مبدل دو لوله‌ای با قرار دادن نوارهای پیچ خورده در هر دو سمت مبدل حرارتی اختصاص داشت. آنها برای مدل‌سازی جریان آشفته از مدل آشفستگی  $k-\epsilon$  Realizable استفاده کرده بودند. طبق نتایج آنها در بهترین حالت عدد ناسلت مبدل ۳ درصد و افت فشار ۶۴ درصد نسبت به مبدل حرارتی ساده افزایش می‌یابد. با توجه به این مقادیر می‌توان گفت استفاده از این روش به علت افزایش شدید افت فشار، در موارد بسیاری به صرفه نمی‌باشد. مظفری و همکاران [۷] در پژوهشی عددی، تأثیر استفاده از پره‌های حلقوی بر انتقال حرارت و افت فشار مبدل دو لوله‌ای را بررسی کرده‌اند. شبیه‌سازی آنها شامل بررسی ارتفاع، گام پره و عدد رینولدز بوده است. مدل آشفستگی استفاده شده در تحقیق آنها، مدل  $k-\epsilon$  Realizable در نظر گرفته شده است. نتایج آنها نشان داد که با افزایش ارتفاع پره‌ها و همچنین کاهش گام پره‌ها، انتقال حرارت و افت فشار هر دو افزایش می‌یابند. بارگا و سابویا [۸] در مطالعه خود به بررسی انتقال حرارت، افت فشار و بازده پره‌های مستطیلی طولی در فضای حلقوی یک مبدل حرارتی دو لوله‌ای در رژیم جریان آشفته پرداختند. آنها بیان نمودند که بازده پره به پارامترهای فیزیکی بدون بعد مانند

های تنش‌های رینولدز و شار حرارتی آشفتگی هستند. برای بستن معادلات URANS فوق، باید تنش‌های رینولدز  $\overline{\rho u_i' u_j'}$  و شار حرارتی آشفتگی  $\overline{u_j' \theta'}$  بر حسب متغیرهایی قابل اندازه‌گیری بیان شوند. برای این امر، از روش مدل لزجت گردابه‌ای استفاده شده است. در این مدل، شارهای آشفتگی مجهول جریان،  $\overline{u_i' u_j'}$ ، با نرخ کرنش جریان متوسط، برآورد می‌شوند:

$$\overline{u_i' u_j'} = \frac{2}{3} k \delta_{ij} - \nu_t \left( \frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (۴)$$

همچنین در این رهیافت، شارهای حرارتی مجهول  $\overline{u_j' \theta'}$  با نرخ تغییرات مکانی دمای متوسط در میدان جریان، برآورد می‌شوند:

$$\overline{u_j' \theta'} = - \frac{\nu_t}{Pr_t} \frac{\partial \overline{\theta}}{\partial x_j} \quad (۵)$$

## ۲-۲ مدل سازی آشفتگی

مدل‌های آشفتگی بر پایه لزجت گردابه‌ای سعی در ارائه روابطی برای مدل سازی ترم لزجت سینماتیکی آشفتگی  $\nu_t$  دارند. در پژوهش حاضر از دو مدل آشفتگی  $k-\varepsilon$  و Realizable  $k-\omega$  استفاده شده است.

معادلات انتقال در مدل Realizable  $k-\varepsilon$  به‌وسیله شیخ و همکاران [۱۶] ارائه شد که به‌صورت زیر هستند:

$$\frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + P_k - \varepsilon \quad (۶)$$

$$\frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\varepsilon 1} S \varepsilon - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} \quad (۷)$$

مدل انتقال تنش برشی  $k-\omega$  توسط منتر [۱۷] به‌منظور ترکیب دقت مدل  $k-\varepsilon$  در جریان آزاد دوردست و مدل  $k-\omega$  در نواحی نزدیک دیواره، معرفی شد. معادلات انتقال برای این مدل آشفتگی به‌صورت زیر هستند [۱۵]:

$$\frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \sigma_k \nu_t \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta^* \omega k \quad (۸)$$

$$\frac{D\omega}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \sigma_\omega \nu_t \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \frac{\gamma}{\nu_t} P_k - \beta \omega^2 \quad (۹)$$

$$+ 2(1-F_1) \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}$$

کردن جریان سیال شده و انتقال حرارت را افزایش می‌دهند، اما بسته به نوع آنها، آشفتگی سازها افت فشار را نیز به مقدار زیادی افزایش می‌دهند. خانی و حمیدی [۱۴] از یک سامانه سرمایش جذبی خورشیدی به‌عنوان یکی از روش‌های سرمایش خورشیدی استفاده کردند. آنها با استفاده از کلکتور حرارتی و یخچال جذبی در کنار هم و بطور همزمان از حرارت باقیمانده جهت گرمایش و تولید آب گرم و یا آب جوش نیز استفاده کردند. آنها در تحقیق خود به بررسی تاثیر دبی و دمای مبدل بر انتقال حرارت پرداختند. در نهایت آنها بهترین حالت از نظر داشتن ضریب انتقال حرارت بالاتر را معرفی کردند. سیاوشی و همکاران [۱۵] طی پژوهشی عددی به بهینه‌سازی انتقال حرارت و توان مصرفی پمپ یک مبدل حرارتی با استفاده از فوم‌های متخلخل لایه‌ای پرداختند. آنها با استفاده از روش‌های بهینه‌سازی مختلف، بهترین چینش و تعداد لایه‌های فوم متخلخل برای حداقل کردن افت فشار و حداکثر کردن انتقال حرارت را ارائه کردند.

از میان تمامی طرح‌های مذکور، قراردادن پره‌های طولی و حلقوی در سمت جریان دود برای بررسی در پژوهش حاضر انتخاب شده‌اند. استفاده از این نوع پره‌ها نه تنها باعث افزایش کارایی مبدل حرارتی می‌شوند، بلکه از نظر ساخت و اجرا نیز محدودیتی ندارند و به علت مرسوم بودن انواع پره، در دسترس هستند.

## ۲- معادلات حاکم و روش حل

### ۲-۱- معادلات حاکم

معادلات متوسط‌گیری شده زمانی پیوستگی، ممنتوم و انرژی برای جریان تراکم‌ناپذیر با خواص ثابت، به‌صورت زیر بیان می‌شوند:

$$\frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (۱)$$

$$\frac{\partial \overline{u}_i}{\partial t} + \overline{u}_j \frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_j} = \overline{B}_i - \frac{\partial \overline{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \nu \frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_j} - \overline{u_i' u_j'} \right) \quad (۲)$$

$$\frac{\partial \overline{\theta}}{\partial t} + \overline{u}_j \frac{\partial \overline{\theta}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \alpha \frac{\partial \overline{\theta}}{\partial x_j} - \overline{u_j' \theta'} \right) \quad (۳)$$

در این معادلات،  $\nu$  لزجت سینماتیکی،  $\overline{u}_i$  میدان سرعت متوسط،  $\overline{\theta}$  دمای متوسط و  $\overline{P}$  فشار متوسط هستند. همچنین  $\alpha$  ضریب نفوذ حرارتی،  $\overline{u_i' u_j'}$  و  $\overline{u_j' \theta'}$  به ترتیب مؤلفه

### ۳-۲ ملاحظات شبیه‌سازی

برای شبیه‌سازی عددی مسئله از الگوریتم سمپل استفاده شده و روش گسسته‌سازی متغیرها در جدول (۱) آمده است.

جدول (۱): روش گسسته‌سازی متغیرها

ردیف	متغیر	روش گسسته‌سازی
۱	مکانی - گرادیان متغیرها	کمترین مربعات سلول
۲	مکانی - فشار	مرتبه دوم
۳	مکانی - مومنتوم	مرتبه دوم بالادست
۴	مکانی - متغیرهای آشفتگی	مرتبه اول بالادست
۵	مکانی - انرژی	مرتبه دوم بالادست

### ۳- طراحی و نتایج

#### ۳-۱- بررسی مبدل حرارتی دو لوله‌ای

جهت کاهش دمای گازهای خروجی از موتور ابتدا یک مبدل حرارتی دو لوله‌ای در خروجی موتور قرار داده شده است. مبدل فوق یک مبدل حرارتی دو لوله‌ای با آرایش جریان مخالف است. در این مبدل جریان دود خروجی از آگروز موتور در لوله داخلی و جریان آب‌خنک کن در جهت مخالف و در پوسته خارجی آن از یک لوله با قطر ۲ اینچ جریان دارد. همچنین برای طراحی مبدل حرارتی جدید محدودیت‌های ابعادی وجود دارند. افت فشار ایجاد شده در طول مبدل حرارتی برای دود نیز باید در محدوده قابل قبول باشد. محدودیت‌های طراحی در جدول (۲) آورده شده‌اند.

جدول (۲): محدودیت‌های طراحی

ردیف	پارامتر	مقدار
۱	طول مبدل	۷۰ cm
۲	حداکثر قطر مبدل	۳۰ cm
۳	حداکثر افت فشار	۲۸/۳ mbar
۴	حداکثر دمای خروجی دود	۳۵۰ °C

فرضیات انجام شده در شبیه‌سازی شامل موارد ذیل هستند:

جریان تراکم‌ناپذیر و پایا فرض شده است و شرط عدم لغزش در دیواره‌ها وجود دارد. در مبدل حرارتی گاز حاصل از احتراق گازوئیل در لوله داخل و سیال خنک‌کننده که آب تصفیه نشده است، در لوله بیرونی جریان دارد. در تمامی شبیه‌سازی‌ها، از جنس فولاد ضدزنگ SAE 316L برای لوله یا تیوب‌های داخلی و همچنین پوسته خارجی استفاده شده است. دلیل

انتخاب این جنس، مقاوم‌بودن فولاد SAE 316L نسبت به دمای بالا و همچنین خوردگی ناشی از املاح موجود در آب است. برای مدل‌سازی گاز داغ ناشی از احتراق در موتور، از معادله احتراق ایده‌آل گازوئیل با نسبت سوخت به هوای ۱/۱۶ استفاده شده است. خواص ترموفیزیکی مانند چگالی، لزجت، ظرفیت حرارتی ویژه و ضریب انتقال حرارت هدایتی با استفاده از معادله احتراق در نظر گرفته شده است. برای اعمال خواص محصولات احتراق در نرم‌افزار فلونت، از مدل گونه‌ها استفاده شده است. شرایط مرزی جریانی و دمایی مبدل حرارتی در جدول (۳) قابل مشاهده است. مشخصات هندسی مبدل دو لوله‌ای پایه در جدول (۴) و هندسه مسئله و شرایط مرزی در شکل (۱) نشان داده شده‌اند. به‌منظور عمومیت بخشیدن به مسئله حاضر و امکان استفاده گسترده‌تر از نتایج، تمامی ابعاد با قطر لوله داخلی مبدل حرارتی بی‌بعد شده‌اند. همچنین در شرط مرزی سرعت ورودی، عدد رینولدز گاز و آب آورده شده است.

جدول (۳): شرایط مرزی جریانی و دمایی مبدل حرارتی

ردیف	پارامتر	مقدار
۱	ورودی گاز	سرعت ورودی: $V_{gas} = 13.04 \text{ m/s}$ $Re_{gas} = 59350.72$
۲		فشار ورودی: $P_{Total-in,gas} = 1.26 \text{ bar}$
۳		دمای ورودی: $T_{in,gas} = 498^\circ \text{C}$
۴	خروجی گاز	فشار خروجی: $P_{Total-out,gas} = 1.2 \text{ bar}$
۵	ورودی آب	سرعت ورودی: $V_{water} = 3 \text{ m/s}$ $Re_{water} = 23830.22$
۶		دمای ورودی: $T_{in,water} = 30^\circ \text{C}$
۷	خروجی آب	فشار خروجی اتمسفر

جدول (۴): مشخصات هندسی مبدل دو لوله‌ای پایه

ردیف	پارامتر	مقدار
۱	قطر داخلی لوله	۱۳۹/۸ mm
۲	ضخامت لوله بی‌بعد شده	۰/۰۲۴
۳	قطر داخلی پوسته بی‌بعد شده	۱/۴
۴	ضخامت پوسته بی‌بعد شده	۰/۰۲۴
۵	طول مبدل بی‌بعد شده	۵

اعتبارسنجی نتایج شبیه‌سازی عددی است. برای اعتبارسنجی نتایج مبدل حرارتی دو لوله‌ای، نتایج خروجی با استفاده از شبیه‌سازی عددی با نتایج خروجی این نرم‌افزار مقایسه شده‌اند. در جدول (۶) دمای متوسط گاز خروجی از مبدل حرارتی دو لوله‌ای حل عددی و نرم‌افزار آسپن قابل مشاهده است. همان گونه که مشاهده می‌شود، نتایج حل عددی تطابق خوبی با نتایج حاصل از نرم‌افزار دارند، طوریکه انحراف نتایج شبیه‌سازی عددی از نتایج نرم‌افزار ۰/۱۲٪ است.

**جدول (۶):** اعتبارسنجی دمای متوسط گاز خروجی از مبدل حرارتی دو لوله‌ای

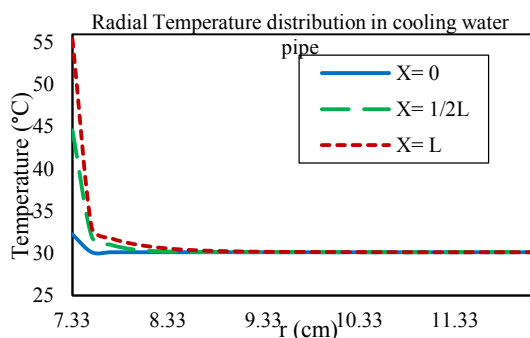
پارامتر	نرم‌افزار فلونت	نرم‌افزار آسپن
دمای متوسط گاز خروجی	۴۷۱/۵۳ C°	۴۷۲/۱۱ C°

نتایج شبیه‌سازی مبدل حرارتی دو لوله‌ای در جدول (۷) آمده است همان گونه که مشاهده می‌شود، مبدل موجود توانایی خنک‌کاری گاز خروجی از موتور را ندارد.

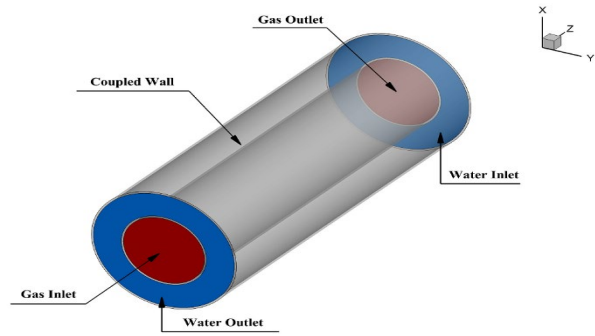
**جدول (۷):** نتایج شبیه‌سازی مبدل حرارتی دو لوله‌ای

ردیف	پارامتر	مقدار
۱	افت فشار گاز در طول مبدل حرارتی	۲۶/۸۳ Pa
۲	افت فشار آب در طول مبدل حرارتی	۱۷/۵۱ Pa
۳	دمای متوسط خروجی گاز	۴۷۱/۵۳ C°
۴	دمای متوسط خروجی آب	۳۰/۲۳ C°

در شکل (۳) توزیع شعاعی دمای آب سرد در پوسته بیرونی در سه مقطع  $X/L=0$ ,  $X/L=1/2$ ,  $X/L=1$  آورده شده است. همان گونه که قابل مشاهده است، تقریباً بعد از ۲ سانتی‌متر شعاع پوسته، دمای آب ثابت می‌ماند و تحت تأثیر دمای گاز داغ قرار نمی‌گیرد. این به آن معنی است که می‌توان از قطر پوسته خارجی کم کرد و از فضای به وجود آمده به طور بهینه استفاده نمود.



**شکل (۳):** توزیع شعاعی دمای آب سرد در پوسته بیرونی در سه مقطع از مبدل حرارتی دو لوله‌ای



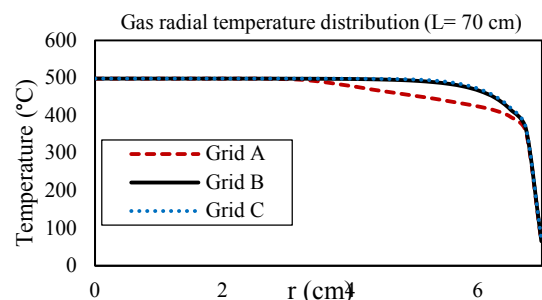
**شکل (۱):** شرایط مرزی مبدل حرارتی دو لوله‌ای

به منظور اطمینان از حل عددی صحیح، بررسی استقلال حل عددی از اندازه شبکه محاسباتی ضروری است. سه شبکه برای اطمینان از استقلال حل عددی از اندازه شبکه در نظر گرفته شده‌اند که در جدول (۵) آورده شده‌اند.

**جدول (۵):** نام شبکه و تعداد سلول‌های محاسباتی مبدل دو لوله‌ای

نام شبکه	وضعیت شبکه	تعداد سلول‌ها
Grid A	درشت	۳۲۹,۰۲۴
Grid B	متوسط	۴۷۸,۰۱۶
Grid C	ریز	۵۶۵,۴۸۸

توزیع شعاعی دمای دود در خروجی مبدل برای سه شبکه بررسی شده بر حسب شعاع در شکل (۲) رسم شده است. اختلاف میان دمای دو شبکه متوسط و ریز ناچیز است. به همین دلیل از شبکه متوسط (Grid B) به عنوان مرجع برای ادامه محاسبات استفاده شده است.



**شکل (۲):** توزیع شعاعی دمای دود در خروجی مبدل حرارتی دو لوله‌ای برای سه شبکه بررسی شده

به علت موجود نبودن داده‌های تجربی به منظور اعتبارسنجی مسئله، اعتبارسنجی با مقایسه نتایج حل عددی و نتایج به دست آمده از نرم‌افزار آسپن انجام شده است. این نرم‌افزار جزء پراستفاده‌ترین نرم‌افزارهای تجاری موجود جهت طراحی مبدل‌های حرارتی است. این نرم‌افزار از روش‌های تجربی و نیمه تجربی استفاده می‌کند؛ بنابراین، معیار خوبی برای

### ۳-۲- مبدل حرارتی سه لوله‌ای

### جدول (۹): نتایج شبیه‌سازی مبدل حرارتی سه لوله‌ای

ردیف	پارامتر	مقدار
۱	افت فشار گاز در طول مبدل حرارتی	۳۴/۱۸ Pa
۲	افت فشار آب در طول مبدل حرارتی (داخلی)	۳۵/۴۶ Pa
۳	افت فشار آب در طول مبدل حرارتی (خارجی)	۵۴/۰۷ Pa
۴	دمای متوسط خروجی گاز	۴۲۱/۳۶ °C
۵	دمای متوسط خروجی آب (داخلی)	۳۰/۷۱ °C
۶	دمای متوسط خروجی آب (خارجی)	۳۰/۸۵ °C

### ۳-۳- مبدل حرارتی پنج لوله‌ای

با مشاهده نتایج دمای گاز داغ خروجی در جدول (۹) می‌توان مشاهده نمود که افزایش سطح تماس گاز داغ و آب‌خنک کن تأثیر مثبتی بر دمای گاز خروجی از مبدل حرارتی داشته است؛ لذا برای ادامه این رهیافت، می‌توان از لوله‌های تودرتوی بیشتری استفاده کرد تا سطح تماس بین گاز داغ با آب‌خنک کن و در نتیجه انتقال حرارت افزایش یابد. این رهیافت منجر به طراحی مبدل حرارتی پنج لوله‌ای گردید. در این بخش شبیه‌سازی به‌صورت سه‌بعدی با استفاده از مدل آشفتگی  $k-\omega$  SST انجام گرفته است. اطلاعات هندسی مبدل پنج لوله‌ای در جدول (۱۰) آورده شده است. همچنین هندسه مسئله و شرایط مرزی در شکل (۵) نشان داده شده است. نتایج شبیه‌سازی مبدل حرارتی پنج لوله‌ای در جدول (۱۱) آمده است.

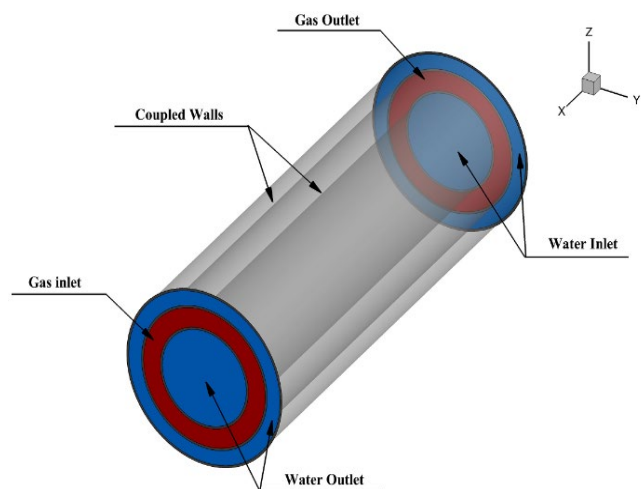
### جدول (۱۰): مشخصات هندسی مبدل حرارتی پنج لوله‌ای

ردیف	پارامتر	مقدار
۱	قطر داخلی لوله آب (داخلی)	۱۱۲mm
۲	قطر داخلی لوله گاز (داخلی) بی‌بعد شده	۱/۳۸
۳	قطر داخلی لوله آب (میانی) بی‌بعد شده	۱/۷۵
۴	قطر داخلی لوله گاز (خارجی) بی‌بعد شده	۲/۰۲
۵	قطر داخلی لوله آب (خارجی) بی‌بعد شده	۲/۳۱
۶	ضخامت تمامی لوله‌ها بی‌بعد شده	۰/۰۳
۷	طول مبدل حرارتی بی‌بعد شده	۶/۲۵

با افزایش سطح انتقال حرارت میان سیال گرم و سرد، می‌توان انتقال حرارت و خنک‌کاری گاز داغ را افزایش داد. طرح اولیه برای افزایش خنک‌کاری گاز خروجی، افزایش سطح انتقال حرارت بین گاز و آب‌خنک از طریق سه لوله‌ای کردن مبدل حرارتی است. در این طرح، گاز داغ از دو سطح داخلی و میانی مورد خنک‌کاری قرار می‌گیرد. سطح مقطع‌ها برای گاز و آب به‌گونه‌ای انتخاب شده‌اند که با سطح مقطع‌های موجود در مبدل حرارتی دو لوله‌ای پایه برابر باشند. در این بخش شبیه‌سازی به‌صورت سه‌بعدی و با استفاده از مدل آشفتگی  $k-\omega$  SST انجام گرفته است. اطلاعات هندسی مبدل سه لوله‌ای پایه در جدول (۸) آورده شده است. همچنین هندسه مسئله و شرایط مرزی در شکل (۴) نشان داده شده است. نتایج شبیه‌سازی مبدل سه لوله‌ای در جدول (۹) آمده است.

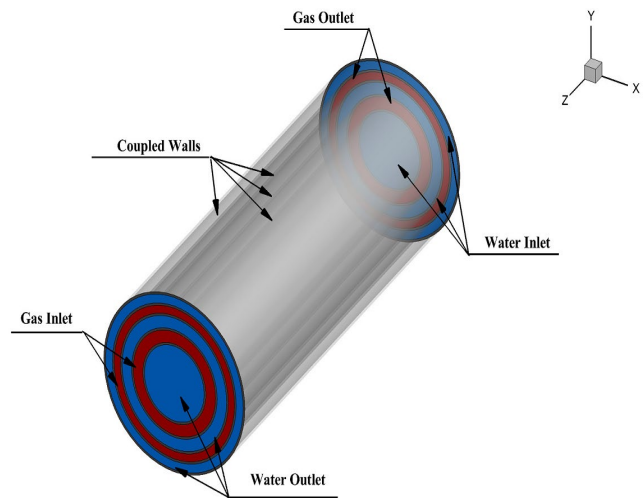
### جدول (۸): مشخصات هندسی مبدل حرارتی سه لوله‌ای

ردیف	پارامتر	مقدار
۱	قطر داخلی لوله آب (داخلی)	mm ۱۳۸/۲
۲	قطر داخلی لوله گاز بی‌بعد شده	۱/۴۵
۳	قطر داخلی لوله آب (خارجی) گاز بی‌بعد شده	۱/۸
۴	ضخامت تمامی لوله‌ها گاز بی‌بعد شده	۰/۰۲۵
۵	طول مبدل حرارتی گاز بی‌بعد شده	۵۰/۶۵



شکل (۴): شرایط مرزی مبدل حرارتی سه لوله‌ای

آب‌خنک کن در راستای شعاع از دمای گاز داخلی تأثیر نمی‌پذیرد؛ بنابراین؛ می‌توان از شعاع لوله حاوی آب کم کرده و از این فضا به صورت بهینه‌تری برای جریان گاز داغ و تعبیه پره‌ها استفاده کرد. طبق استانداردهای ASME BPVC [۱۸] کمترین فاصله بین دو خط جوش، ۲ اینچ است؛ بنابراین کمترین فاصله پره‌ها از یکدیگر برابر این مقدار در نظر گرفته شده است. به علت متقارن بودن هندسه در این بخش، شبیه‌سازی میدان جریان و دما به صورت متقارن محوری و با استفاده از مدل آشفتگی  $k-\epsilon$  Realizable انجام گرفته است. مشخصات هندسی کامل مبدل حرارتی در حالت پایه بدون تعبیه پره‌ها و با اصلاح سطوح مقطع در جدول (۱۲) ارائه شده است. پارامترهای بی‌بعد، نسبت به قطر داخلی لوله آب بی‌بعد شده‌اند.



شکل (۵): هندسه مبدل پنج لوله‌ای

جدول (۱۱): نتایج شبیه‌سازی مبدل حرارتی پنج لوله‌ای

ردیف	پارامتر	مقدار
۱	افت فشار گاز در طول مبدل حرارتی (داخلی)	۵۷/۷۲ Pa
۲	افت فشار گاز در طول مبدل حرارتی (خارجی)	۹۷/۹۰ Pa
۳	افت فشار آب در طول مبدل حرارتی (داخلی)	۱۳/۲۵ Pa
۴	افت فشار آب در طول مبدل حرارتی (میانی)	۳۲/۴۲ Pa
۵	افت فشار آب در طول مبدل حرارتی (خارجی)	۴۱/۹۵ Pa
۶	دمای متوسط خروجی گاز (داخلی)	۳۸۳/۷۸ °C
۷	دمای متوسط خروجی گاز (خارجی)	۳۱۷/۳۸ °C
۸	دمای متوسط خروجی آب (داخلی)	۳۰/۷۹ °C
۹	دمای متوسط خروجی آب (میانی)	۳۲/۳۳ °C
۱۰	دمای متوسط خروجی آب (خارجی)	۳۱/۴۷ °C

جدول (۱۲): مشخصات هندسی مبدل حرارتی اصلاح شده

جهت قراردادن پره حلقوی

ردیف	پارامتر	مقدار
۱	قطر داخلی لوله آب (داخلی)	۱۱۲ mm
۲	قطر داخلی لوله گاز (داخلی) بی‌بعد شده	۱/۳۸
۳	قطر داخلی لوله آب (میانی) بی‌بعد شده	۱/۷۵
۴	قطر داخلی لوله گاز (خارجی) بی‌بعد شده	۲/۰۲
۵	قطر داخلی لوله آب (خارجی) بی‌بعد شده	۲/۳۱
۶	ضخامت تمامی لوله‌ها بی‌بعد شده	۰/۰۳
۷	طول مبدل حرارتی بی‌بعد شده	۶/۲۵

در جدول (۱۳) مشخصات هندسی پره‌های حلقوی شبیه‌سازی شده در این بخش آورده شده است. تعداد، ارتفاع و ضخامت پره‌ها در این جدول ارائه شده است. در ادامه نمونه‌ای از هندسه مسئله و شرایط مرزی پره‌های حلقوی (Case D) استفاده شده در مبدل حرارتی تحلیل شده در شکل (۶) نشان داده شده است.

جدول (۱۳): مشخصات هندسی پره‌های حلقوی

Case	تعداد پره‌ها	ارتفاع پره‌های بی‌بعد شده	ضخامت پره‌های بی‌بعد شده
0	۰	۰	۰
A	۱۲	۰/۲۴	۰/۰۴۵
B	۱۲	۰/۳۶	۰/۰۴۵
C	۹	۰/۲۴	۰/۱۸
D	۹	۰/۳۶	۰/۱۸

### ۳-۴- استفاده از پره‌های حلقوی

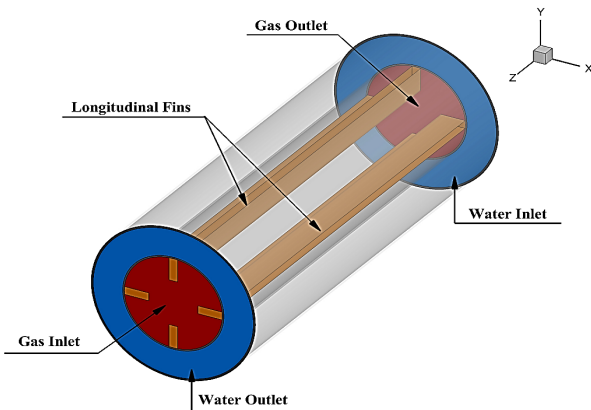
یکی از انواع پره‌های معمول جهت افزایش انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی، استفاده از پره‌های حلقوی است. در پژوهش حاضر پره‌های حلقوی بر روی محیط داخلی سمت دود لوله قرار می‌گیرند و با افزایش سطح تماس دو جریان با یکدیگر و همچنین با ایجاد اغتشاش در جریان داخلی، باعث افزایش انتقال حرارت می‌شوند. پارامترهای قابل تغییر در این نوع پره‌ها ارتفاع پره، ضخامت پره و تعداد پره‌ها در طول مبدل حرارتی هستند. طبق نتایج به دست آمده در بخش شبیه‌سازی مبدل حرارتی دو لوله‌ای می‌توان دریافت بخش قابل توجهی از دمای



جدول (۱۵): مشخصات هندسی پره‌های طولی

Case	تعداد پره‌ها	ارتفاع پره‌های بی‌بعد شده	ضخامت پره‌های بی‌بعد شده
0	۰	۰	۰
A	۴	۰/۲۴	۰/۱۳
B	۴	۰/۳۶	۰/۱۳
C	۸	۰/۳۶	۰/۰۶

نمونه‌ای از هندسه مسئله و شرایط مرزی پره‌های طولی (Case C) در شکل (۷) نشان داده شده است.



شکل (۷): شرایط مرزی مبدل حرارتی با پره‌های طولی

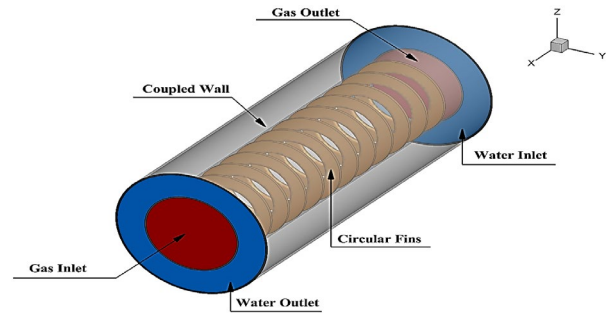
در جدول (۱۶) نتایج شبیه‌سازی پره‌های طولی قابل مشاهده است.

جدول (۱۶): نتایج شبیه‌سازی پره‌های طولی

Case	افت فشار سمت گاز (Pa)	دمای گاز خروجی در مرکز لوله (°C)	دمای متوسط گاز خروجی (°C)
0	۶/۵۹	۴۹۷/۹۹	۴۷۵/۱۶
A	۱۰/۱۱	۴۹۷/۹۲	۴۶۳/۶۷
B	۱۲/۳۲	۴۹۷/۸۷	۴۵۹/۴۹
C	۱۶/۸۸	۴۹۷/۹۲	۴۵۲/۰۱

همان گونه که از جدول (۱۶) قابل مشاهده است، علی‌رغم افزایش افت فشار نسبت به مبدل حرارتی ساده، استفاده از پره‌های طولی به کاهش دمای گاز خروجی کمک زیادی می‌کند. باین حال دمای متوسط گاز خروجی و همچنین دمای مرکز لوله در خروجی گاز در مرکز لوله همچنان زیاد است و بالاتر از دمای قابل قبول قرار دارد.

در میان نمونه‌های بررسی شده در این بخش، مطلوب‌ترین حالت استفاده از پره‌های طولی، استفاده از Case C است؛ زیرا این طرح نسبت به گزینه‌های دیگر، بیشترین انتقال حرارت و کمترین افت فشار را دارا است.



شکل (۶): شرایط مرزی مبدل حرارتی با پره‌های حلقوی (Case D)

در جدول (۱۴) نتایج شبیه‌سازی پره‌های حلقوی ارائه شده است.

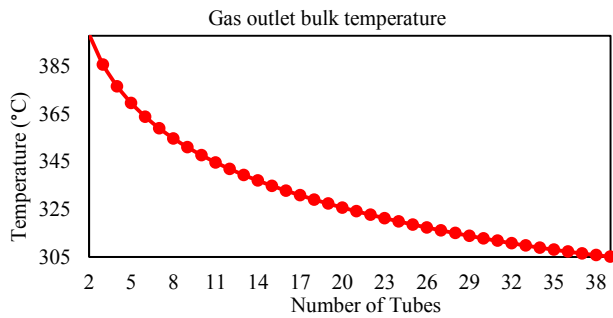
جدول (۱۴): نتایج شبیه‌سازی پره‌های حلقوی

Case	افت فشار سمت گاز (Pa)	دمای گاز خروجی در مرکز لوله (°C)	دمای متوسط گاز خروجی (°C)
0	۱۳/۱۲	۴۸۲/۸۱	۴۷۲/۵۳
A	۴۱۷/۰۵	۴۹۷/۲۲	۴۱۸/۰۱
B	۱۵۶۵/۷۵	۴۹۴/۴۳	۳۹۱/۰۴
C	۳۹۳/۶۵	۴۹۷/۳۱	۴۱۷
D	۱۴۲۱/۱۷	۴۹۷/۹۲	۳۹۵/۹۱

همان گونه که از جدول (۱۴) قابل مشاهده است، علی‌رغم افزایش افت فشار نسبت به مبدل حرارتی ساده، استفاده از پره‌های حلقوی به کاهش دمای گاز خروجی کمک زیادی می‌کند. باین حال دمای متوسط گاز خروجی و همچنین دمای گاز خروجی در مرکز لوله همچنان زیاد است و بالاتر از دمای قابل قبول قرار دارد. در این مبدل در اثر ایجاد پره‌های حلقوی در مسیر جریان، گردابه‌هایی ایجاد می‌شوند. گردابه‌های ایجاد شده باعث افزایش نرخ انتقال حرارت می‌شوند. مطلوب‌ترین حالت استفاده از پره‌های حلقوی، استفاده از Case B است. زیرا این طرح نسبت به طرح‌های دیگر، بیشترین انتقال حرارت و کمترین افت فشار را دارا است.

### ۳-۵- استفاده از پره‌های طولی

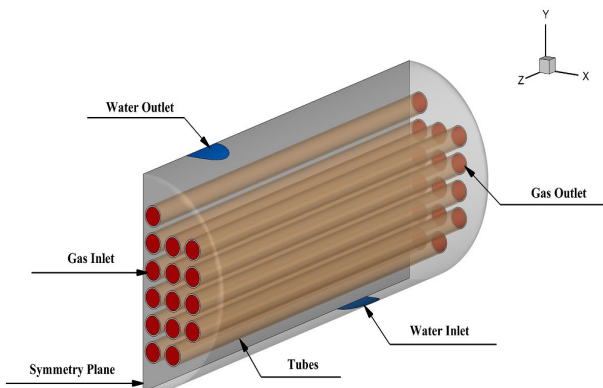
نوع دیگر از پره‌های قابل استفاده جهت افزایش انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی، پره‌های طولی هستند. هندسه مسئله در این بخش، هندسه اصلاح شده در بخش پره‌های حلقوی است. شبیه‌سازی میدان جریان و دما در این بخش به صورت سه‌بعدی و با استفاده از مدل آشفتگی  $k-\epsilon$  انجام گرفته است. در جدول (۱۵) مشخصات هندسی پره‌های طولی شبیه‌سازی شده آورده شده است.



شکل (۸): دمای متوسط گاز خروجی بر حسب تعداد لوله‌های مبدل حرارتی پوسته و لوله

جدول (۱۷): مشخصات هندسی مبدل پوسته و لوله ۳۰ لوله‌ای

ردیف	پارامتر	مقدار پارامتر
۱	قطر خارجی لوله‌ها	۲۵/۴ mm
۲	قطر خارجی پوسته بی‌بعد	۱۰
۳	ضخامت پوسته بی‌بعد	۰/۱۳
۴	طول مبدل بی‌بعد	۲۷/۵۶
۵	ضخامت لوله‌ها بی‌بعد	۰/۰۶
۶	تعداد لوله‌ها	۳۰ عدد
۷	آرایش لوله‌ها	مربعی (با فاصله بی‌بعد ۱/۲۳)
۸	قطر خارجی لوله آب ورودی / خروجی پوسته بی‌بعد	۳/۰۷
۹	ضخامت لوله آب ورودی / خروجی پوسته بی‌بعد	۰/۲۲
۱۰	فاصله مرکز لوله ورودی آب از انتهای لوله بی‌بعد	۵/۹۸
۱۱	فاصله مرکز لوله خروجی آب از ابتدای لوله بی‌بعد	۵/۹۸



شکل (۹): شرایط مرزی مبدل پوسته و لوله ۳۰ لوله‌ای

### ۳-۶- طراحی مبدل حرارتی پوسته و لوله

باتوجه به نتایج ارائه شده در بخش‌های پیشین، به نظر می‌رسد طرح‌های ارائه شده بر پایه مبدل حرارتی دو لوله‌ای، توانایی خنک‌کاری دود خروجی با افت فشار مناسب را ندارند. برای دستیابی به این منظور، در این بخش استفاده از مبدل حرارتی پوسته و لوله مورد بررسی قرار می‌گیرد. به علت جریان داشتن گازهای ناشی از احتراق درون لوله‌ها و همچنین استفاده از آب به‌عنوان سیال خنک‌کن، مبدل حرارتی مورد استفاده نیاز به بازرسی و تمیزکاری دوره‌ای دارد. برای سهولت در این امر، برای جانمایی لوله‌ها درون پوسته از آرایش مربعی استفاده شده است. قطر بهینه لوله‌ها ۱ اینچ انتخاب شده است. طبق استاندارد TEMA [۱۹]، حداکثر تعداد لوله برای پوسته با قطر ۱۰ اینچ، ۳۹ عدد است. برای انتخاب تعداد لوله‌های مناسب، دمای متوسط گاز خروجی بر حسب تعداد لوله‌ها بررسی شده است. برای این منظور، از اطلاعات خروجی نرم‌افزار آسپن با هندسه و اطلاعات ورودی مشابه استفاده شده است. نمودار دمای متوسط گاز خروجی در مبدل حرارتی در شکل (۸) آورده شده است. با استفاده از شکل (۸) می‌توان دریافت که کاهش دمای ایجاد شده توسط مبدل حرارتی با تعداد ۳۰ لوله، معادل ۹۵/۸۵٪ کاهش دمای مبدل حرارتی با تعداد ۳۹ لوله (حداکثر تعداد لوله‌ها) است. باتوجه به موارد فوق در ادامه به شبیه‌سازی دو مورد مبدل حرارتی پوسته و لوله ۳۰ لوله‌ای و ۳۹ لوله‌ای پرداخته شده است. همچنین شایان ذکر است برای یکسان بودن نتایج شبیه‌سازی حاضر با اطلاعات طراحی نرم‌افزار آسپن، ورودی آب خنک‌کن به مبدل از ۲ به ۳ اینچ تغییر یافته است و به تبع آن، سرعت جریان آب ورودی نیز ۱/۲۳ m/s منظور شده است. مشخصات هندسی مبدل حرارتی پوسته و لوله ۳۰ لوله‌ای در جدول (۱۷) آورده شده است.

به دلیل متقارن بودن دامنه مسئله، شبیه‌سازی مبدل حرارتی پوسته و لوله به صورت متقارن انجام شده است. همچنین برای مدل‌سازی آشفتگی، از مدل  $k - \epsilon$  Realizable استفاده شده است. شرایط مرزی به همراه صفحه تقارن (Symmetry Plane) مبدل حرارتی پوسته و لوله ۳۰ لوله‌ای در شکل (۹) آورده شده است.

نتایج شبیه‌سازی مبدل حرارتی ۳۰ لوله‌ای در جدول (۱۸) آمده است.

جدول (۲۰): نتایج شبیه‌سازی مبدل حرارتی ۳۹ لوله‌ای

مقدار	پارامتر	ردیف
۸۹/۱۹ Pa	افت فشار گاز در طول مبدل حرارتی	۱
۲/۷۱ kPa	افت فشار آب در طول مبدل حرارتی	۲
۳۰۹/۴۲ °C	دمای متوسط گاز خروجی	۳
۳۱/۹۸ °C	دمای متوسط آب خروجی	۴

## ۴- نتیجه‌گیری

طبق نتایج شبیه‌سازی‌های انجام شده، به دلیل افت فشار زیاد استفاده از مبدل‌های دو لوله‌ای و نمونه‌های مشابه دیگر آن (سه لوله‌ای و پنج لوله‌ای) مناسب نمی‌باشند. همچنین استفاده از پره‌های حلقوی و محوری نیز نمی‌تواند دمای خروجی را تا مقدار مجاز کاهش دهد. در جداول (۱۸) و (۲۰) و مقایسه این نتایج با نتایج دیگر شبیه‌سازی‌ها (مبدل حرارتی چندلایه و استفاده از پره‌ها)، می‌توان نتیجه گرفت که استفاده از مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله ۳۰ و ۳۹ لوله‌ای، بهترین گزینه‌های موجود برای کاهش دمای گازهای خروجی هستند. مبدل حرارتی پوسته و لوله ۳۹ لوله‌ای دارای بهترین نتایج از نظر افت فشار و نرخ انتقال حرارت است و به‌عنوان مبدل پیشنهادی بهینه ارائه شده است. دمای متوسط دود خروجی مبدل حرارتی پوسته و لوله ۳۹ لوله‌ای °C ۳۰۹/۴۲ برآورد شده است که پایین‌تر از دمای مجاز بوده و مورد قبول است. برای ساخت مبدل حرارتی با طول عمر بالا و امکان تشکیل دوده و رسوب روی سطح لوله‌ها در بلندمدت، استفاده از مبدل حرارتی پوسته و لوله ۳۹ لوله‌ای پیشنهاد می‌شود.

## ۵- مراجع

- Mohammed, H. A., Husam, A. H., and Wahid, M. A. "Heat Transfer Enhancement of Nanofluids in a Double Pipe Heat Exchanger with Louvered Strip Inserts", International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 40, pp. 36-46, 2013.
- Syed, K. S., Muhammad, I., Zafar, I., and Ahmad, H. "Numerical Study of an Innovative Design of a Finned Double-Pipe Heat Exchanger with Variable Fin-Tip Thickness", Energy Conversion and Management, Vol. 98, pp. 69-80, 2015.
- Sheikholeslami, M., and Ganji, D.D. "Heat Transfer Improvement in a Double Pipe heat Exchanger by means of Perforated Turbulators", Energy Conversion and Management, Vol. 127, pp. 112-123, 2016.

جدول (۱۸): نتایج شبیه‌سازی مبدل حرارتی ۳۰ لوله‌ای

مقدار	پارامتر	ردیف
۱۷۵/۹۵ Pa	افت فشار گاز در طول مبدل حرارتی	۱
۱/۷۹ kPa	افت فشار آب در طول مبدل حرارتی	۲
۳۳۶/۱ °C	دمای متوسط گاز خروجی	۳
۳۱/۷۵ °C	دمای متوسط آب خروجی	۴

طبق نتایج جدول (۱۸) دمای متوسط گاز خروجی به مقدار قابل قبولی رسیده است. افت فشار گاز نیز در محدوده قابل قبولی قرار دارد؛ بنابراین، این طرح یکی از طرح‌های قابل قبول و قابل اجرا است.

در صورت تمایل به استفاده از حداکثر فضای داخل پوسته، باید تعداد حداکثر لوله قابل قبول (۳۹ عدد لوله) در پوسته قرار بگیرد. مشخصات هندسی مبدل حرارتی پوسته و لوله ۳۹ لوله‌ای در جدول (۱۹) آورده شده است. به دلیل متقارن بودن دامنه مسئله، شبیه‌سازی مبدل حرارتی پوسته و لوله به‌صورت متقارن انجام شده است. همچنین برای مدل‌سازی آشفتگی، از مدل  $k-\epsilon$  Realizable استفاده شده است.

نتایج شبیه‌سازی مبدل حرارتی ۳۹ لوله‌ای در جدول (۲۰) آمده است. همان گونه که در جدول (۲۰) مشاهده می‌شود، دمای متوسط گاز خروجی و افت فشار سمت گاز مبدل حرارتی ۳۹ لوله‌ای نسبت به مبدل حرارتی ۳۰ لوله‌ای کمتر است؛ بنابراین، این طرح از نظر افت فشار و نرخ انتقال حرارت بهترین طرح پیشنهادی در این پژوهش و همچنین طرحی قابل اجرا است.

جدول (۱۹): مشخصات هندسی مبدل حرارتی ۳۹ لوله‌ای

مقدار پارامتر	پارامتر	ردیف
۲۵/۴ mm	قطر خارجی لوله‌ها	۱
۱۰	قطر خارجی پوسته بی‌بعد	۲
۰/۱۳۴	ضخامت پوسته بی‌بعد	۳
۲۷/۵۶	طول مبدل بی‌بعد	۴
۰/۰۶	ضخامت لوله‌ها بی‌بعد	۵
عدد ۳۹	تعداد لوله‌ها بی‌بعد	۶
مربعی (با فاصله بی‌بعد (۱/۲۵ mm)	آرایش لوله‌ها	۷
۳/۰۷	قطر خارجی لوله آب ورودی / خروجی پوسته بی‌بعد	۸
۰/۲۲	ضخامت لوله آب ورودی / خروجی پوسته بی‌بعد	۹
۵/۹۸	فاصله مرکز لوله ورودی آب از انتهای لوله بی‌بعد	۱۰
۵/۹۸	فاصله مرکز لوله خروجی آب از ابتدای لوله بی‌بعد	۱۱

- Twisted Tape Insert”, International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 33, NO. 2, pp. 166-175, 2006.
12. Zhang, Li., Hongmei, G., Jianhua, W., and Wenjuan, D. “Compound Heat Transfer Enhancement for Shell Side of Double-Pipe heat Exchanger by Helical Fins and Vortex Generators”, Heat and Mass Transfer, Vol. 48, NO. 7, pp. 1113-1124, 2012.
  13. Naphon, P. “Effect of Coil-Wire Insert on Heat Transfer Enhancement and Pressure Drop of the Horizontal Concentric Tubes”, International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 33, NO. 6, pp. 753-763, 2006.
  14. Khani, N., and Hamidi, H. “Designing of the Solar Absorption Refrigerator Heat Transfer System Using Solar Pannels”, Biseasonal Journal of Fluid Mechanics and Aerodynamics, Vol. 3, 2015. (in Persian)
  15. Siavashi, M., Bahrami, H.R.T., and Aminian, E. "Optimization of Heat Transfer Enhancement and Pumping Power of a Heat Exchanger Tube Using Nanofluid with Gradient and Multi-Layered Porous Foams", Applied Thermal Engineering, 138, pp.465-474, 2018.
  16. Shih, T.H., Liou, W.W., Shabbir, A., Yang, Z., and Zhu, J. “A New  $k-\epsilon$  Eddy Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows”, Comput. Fluids, Vol. 24, pp. 227-238, 1995.
  17. Menter, F. R. “Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications”, AIAA Journal, Vol. 32, NO. 8, pp. 1598-1605, 1994.
  18. American Society of Mechanical Engineers, “ASME Boiler and Pressure Vessel Code”, New York, 2019.
  19. TEMA, “Standards of The Tubular Exchanger Manufacturers Association, Tenth ed. Tubular Exchanger Manufacturers Association”, New York, 2019.
  4. Maakoul, A.E., El Metoui, M., Abdellah, A., Saadeddine, S., and Meziane, M. “Numerical Investigation of Thermohydraulic Performance of Air to Water Double-Pipe Heat Exchanger with Helical Fins”, Applied Thermal Engineering, Vol. 127, pp. 127-139, 2017.
  5. El Maakoul, A., Laknizi, A., Saadeddine, S., Abdellah, A., Meziane, M., and El Metoui, M. “Numerical Design and Investigation of Heat Transfer Enhancement and Performance for an Annulus with Continuous Helical Baffles in a Double-Pipe Heat Exchanger”, Energy Conversion and Management, Vol. 133, pp. 76-86, 2017.
  6. Noorbakhsh, M., Zaboli, M., and Mousavi Ajarostaghi, S.S. “Numerical Evaluation of the Effect of Using Twisted Tapes as Turbulator with Various Geometries in Both Sides of a Double-Pipe Heat Exchanger”, J of Thermal Analysis and Calorimetry, Vol. 140, NO. 3, pp. 1341-1353, 2020.
  7. Mozafarie, S.Sh., Javaherdeh, K., and Ghanbari, O. “Numerical Simulation of Nanofluid Turbulent Flow in a Double-Pipe Heat Exchanger Equipped with Circular Fins”, J. Thermal Analysis and Calorimetry, Vol. 143, NO. 6, pp. 4299-4311, 2021.
  8. Braga, C.V.M., and Saboya, F.E.M. “Turbulent Heat Transfer, Pressure Drop and Fin Efficiency in Annular Regions with Continuous Longitudinal Rectangular Fins”, Experimental Thermal and Fluid. Sci, Vol. 20, NO. 2, pp. 55-65. 1999.
  9. Taborek, J. “Double-Pipe and Multitube Heat Exchangers with Plain and Longitudinal Finned Tubes”, Heat Transfer Engineering, Vol. 18, NO. 2, pp. 34-45, 1997.
  10. Iqbal, Z., Syed, K. S., and Ishaq, M. “Fin Design for Conjugate Heat Transfer Optimization in Double Pipe”, International J of Thermal Sic, Vol. 94, pp. 242-258, 2015.
  11. Naphon, P. “Heat Transfer and Pressure Drop in the Horizontal Double Pipes with and without