



بهینه سازی عددی و تحلیلی خنک کن مدار *EGR* در موتورهای دیزلی

استفاده از لوله های مستقیم با شیار ماریپیچ به جای لوله های صاف یک روش موثر و کم هزینه به منظور افزایش بیشتر عملکرد و/یا کاهش سایز خنک کن *EGR* می باشد. مشکل طراحی دقیق خنک کن گازهای *EGR*، قرار گرفتن جریان گاز داخل لوله ها در ناحیه گذرا است. معادلات موجود برای این ناحیه بالاخص برای لوله های مستقیم با شیار ماریپیچ دارای خطای زیادی می باشد. به علاوه، با توجه به کوتاه بودن طول خنک کن گازهای *EGR*، و وابستگی شدید ضریب انتقال حرارت به طول ورودی در ناحیه گذرا، اثرات مربوط به طول ورودی جریان نیز باید در نظر گرفته شود. در این مقاله پارامترهای موثر در طراحی و بهینه سازی لوله های خنک کن *EGR* جهت افزایش بازده با در نظر گرفتن محدودیت های افزایش افت فشار به روش عددی مورد بررسی قرار گرفته است. ضرایب انتقال حرارت و اصطکاک با در نظر گرفتن نوع لوله، نوع جریان (جریان گذرا) و تأثیرات طول ورودی به روش عددی و روش رگرسیون خطی چند متغیره بدست آمده و سپس از روابط حاصله در روش تحلیلی طراحی خنک کن استفاده شده است. نتایج عددی دارای تطابق خوبی با نتایج موجود در ادبیات فن می باشد. همچنین تأثیر قطر ورودی پخش کننده (کلاهدک ورودی) نسبت به قطر پوسته جهت افزایش بیشتر بازده و دوام خنک کن به روش عددی بررسی شده است. استفاده از دو روش عددی و تحلیلی، زمان طراحی و بهینه سازی خنک کن را برای کاربردهای عملی به مقدار قابل توجهی کاهش داده است. لازم به ذکر است که خنک کن طراحی شده دارای استحکام بالایی بوده و علاوه بر بازده بیشتر نسبت به نمونه های خارجی، دارای کارکرد مناسبی با توجه به شرایط کاری در ایران می باشد.

محسن فلاح^۱

مربی

موسی محمدپور فرد^۲

استادیار

واژه های راهنما: خنک کن *EGR*، روش عددی، رگرسیون خطی چند متغیره، بهینه سازی

– مقدمه

مهمترین آلاینده های موتورهای دیزلی، اکسیدهای ازت (NO_x) و ذرات دوده می باشد. عمده چالش کاهش آلاینده های موتورهای دیزلی به منظور برآورد دقیق استانداردهای جدید زیست محیطی، کاهش همزمان این دو آلاینده است. چرا که روش های کاهش آلاینده NO_x باعث افزایش دوده و مصرف سوخت ویژه می شود و بالعکس. روش بازخورانی گازهای خروجی^۳ به محفظه احتراق یکی از روش های موثر در جهت کاهش آلاینده NO_x می باشد که به سه روش حرارتی، شیمیایی و رقیق سازی در کاهش NO_x تأثیر گذار است [۱]، [۲] و [۳]. در روش حرارتی، بخار آب و دی اکسید کربن حاصل از احتراق موجود در گازهای برگشتی که

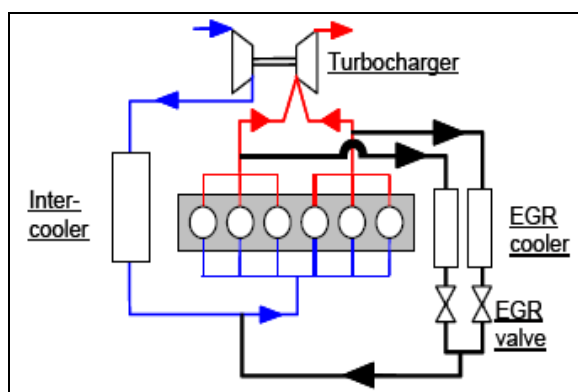
^۱ نویسنده مسئول، مربی، دانشگاه تربیت معلم آذربایجان، دانشکده فنی، گروه مهندسی مکانیک mfallah@azaruniv.edu

^۲ استادیار، دانشگاه تربیت معلم آذربایجان، دانشکده فنی، گروه مهندسی مکانیک Mohammadpour@azaruniv.edu

^۳ Exhaust Gas Recirculation (EGR)

ظرفیت حرارتی ویژه بالاتری نسبت به اکسیژن دارند، مقداری از حرارت محفظه احتراق را جذب کرده و افزایش دمای احتراق را محدود می کنند. تاثیر شیمیایی EGR به دلیل گرماگیری ناشی از انرژی تفکیک گونه های موجود در سوخت و هوا در طی فرایند احتراق می باشد. اثر رقیق سازی در واقع جایگزین شدن EGR به جای بخشی از اکسیژن هوا (O_2) می باشد. از آنجا که NO_x حرارتی از N_2 و O_2 تشکیل یافته است. با توجه به مکانیسم توسعه یافته زلدویچ، با کم شدن میزان اکسیژن داخل سیلندر، اکسید نیتروژن کمتری نیز تولید خواهد شد و البته میزان $SOOT$ را افزایش می دهد.

آزمایشات متعددی بر روی سیستم های مختلف EGR در موتورهای دیزلی سنگین، به منظور بررسی عملکرد، مصرف سوخت ویژه و آلودگی انجام گرفته است. نتایج نشان می دهد که روش EGR سرد و متغیر و مسیر کوتاه (فشار بالا)، با یک ونتوری متغیر، همراه با افزایش فشار پاشش و استفاده از توربوشارژر بهترین میزان کاهش NO_x با کمترین مقدار افزایش سوخت ویژه را در مقایسه با دیگر روش ها مانند به تأخیر انداختن زمان پاشش بدست می آورد. شکل (۱). EGR فشار بالا، همچنین از ایجاد رسوب در کمپرسور و اینترکولر جلوگیری می کند [۴] [۵].



شکل ۱- سیستم EGR فشار بالا

در EGR سرد، گازهای بازخورانی بوسیله یک مبادله کن گرمایی، که از این پس خنک کن EGR نامیده می شود، سرد می شوند و میزان جذب حرارت توسط EGR افزایش خواهد یافت [۲] [۳]. از سوی دیگر با کاهش دمای گازهای برگشتی، حد دوام شیرهای EGR و دیگر قسمت های وابسته به سیستم EGR افزایش می یابد. خنک کن EGR باید از بازده انتقال حرارت بالایی برخوردار باشد و برای نصب بر روی موتور فشردگی لازم را داشته باشد. طراحی و ساخت خنک کن EGR از اهمیت ویژه ای برخوردار است. خنک کن های EGR عمدتاً از نوع پوسته ای-لوله ای^۴ می باشند که نسبت های بزرگی از سطح انتقال گرما به حجم و وزن را فراهم می آورند. جریان گاز از داخل لوله ها و سیال خنک کننده که آب مصرفی در موتور می باشد در درون پوسته جریان دارد. این امر تمیزکاری آسان لوله ها و سهولت در کنترل دمای گازهای خروجی از خنک کن را دربر دارد.

طراحی و بهینه سازی خنک کن EGR به مانند مبدل های حرارتی از منظرهای مختلفی چون کاهش هزینه ساخت، افزایش عملکرد، افزایش حد دوام، کاهش اندازه و کاهش افت فشار قابل بررسی است. در مرجع [۶] جهت افزایش استحکام و دوام خنک کن، از صفحه های حمایت کننده به جای دیوارک استفاده شده است. در مرجع [۷] تاثیر اندازه خنک کن و شکل پخش کننده های ورودی بر بازده و افت فشار خنک کن EGR شبیه

⁴ Shell and Tube

سازی شده است. نتایج حاصله از این شبیه سازی نشان می دهد که افزایش تعداد لوله ها با قطر پوسته بزرگتر در نهایت بازده کلی انتقال حرارت را افزایش می دهد. اما این امر به نوبه خود باعث افزایش وزن و هزینه های ساخت خواهد شد. برای غلبه بر این مشکل، در مرجع [۸] نشان داده شده که استفاده از لوله های چند راه مارپیچ شرایط مناسبی به لحاظ افزایش بازده حرارتی ایجاد می کند. همچنین تاثیر مثبت استفاده از آرایش دایره ای لوله ها به جای آرایش مثلثی، مورد بررسی قرار گرفته است. استفاده از آرایش دایره ای لوله ها موجب یکنواخت کردن سرعت سیال در داخل پوسته شده و از ایجاد جوشش های موضعی آب جلوگیری می کند. این امر موجب کاهش تنش های حرارتی و افزایش دوام خنک کن می شود. اما در هیچ یک از این مطالعات روابط تحلیلی مناسب جهت انتقال حرارت و افت فشار در لوله های خنک کن EGR ارائه نشده است و بهینه سازی ها تنها به صورت تجربی و یا تماما با استفاده از شبیه سازی انجام گرفته است. در نتیجه اعمال تغییرات در پارامترهای موثر بهینه سازی و سپس شبیه سازی آن برای کل خنک کن، به ویژه تکرار آن برای موتورهای متنوع با درصد EGR مختلف، مستلزم صرف زمان بسیار زیادی می باشد.

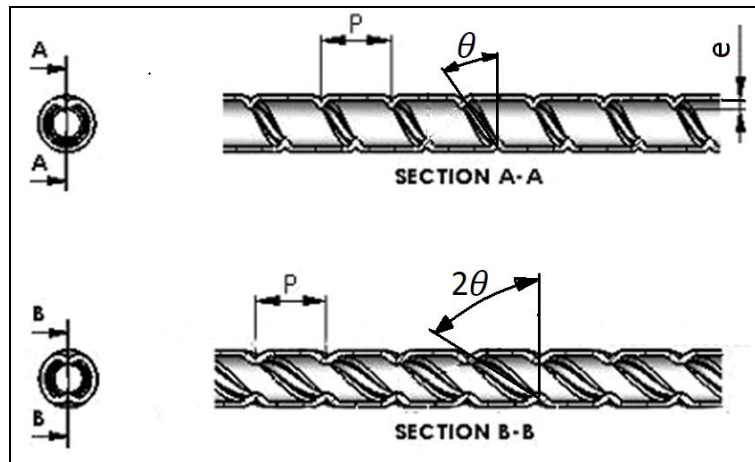
به منظور افزایش بیشتر عملکرد و/ یا کاهش اندازه مبدل های حرارتی نیز روش های مختلف افزایش انتقال حرارت وجود دارد. به طور کلی این روش ها به دو گروه فعال و غیر فعال تقسیم می شوند: روش های غیر فعال به منظور افزایش انتقال حرارت، شامل شکل های هندسی خاص سطوح و سیالات افزودنی می باشند ولی در روش های فعال نیاز به مولدهای خارجی نظیر الکتریسیته، مغناطیس، محرک های صوتی و ارتعاشی می باشد. شکل (۲) چهار نوع لوله گسترش یافته با روش های غیر فعال و لوله ساده را از نظر نرخ انتقال حرارت، افت فشار و هزینه ساخت با هم مقایسه می کند [۸].

		✓+ Best	✓ Good	✓- OK	✗ Not Good
Symbol	Tube Configuration	Heat Transfer Rate	Pressure Loss	Production Cost	
a	Straight	✗	✓+	✓+	
b	Dimple	✗	✓-	✓	
c	Ribbon	✓+	✗	✗	
d	Spring	✓+	✓-	✗	
e	Spiral	✓+	✓	✓	

شکل ۲- مقایسه لوله های مختلف مورد استفاده در مبدل کن گرما [۸]

در مورد افزایش انتقال حرارت، لوله با شیار مارپیچ از بازده بالاتری نسبت به سایر لوله ها با سطوح توسعه یافته^۵ برخوردار است، کمالینکه از بابت هزینه تولید و افت فشار نیز شرایط مطلوبتری را داراست. این نوع لوله ها کاربردهای وسیعی در فرایندهای بازیافت گرما، سیستم های تهویه مطبوع، سیستم های تبرید و غیره دارند. شکل (۳) پارامترهای مربوط به لوله با شیار مارپیچ را نشان می دهد.

⁵ Extended Surface



شکل ۳- مشخصات فیزیکی لوله های مارپیچ

به دلیل اهمیت این لوله ها، بررسی های متعددی بر روی آنها صورت گرفته است. در مرجع [۹] تاثیر شکل شیار مارپیچ با عمق نسبی و گام نسبی متفاوت شیار مورد بررسی قرار گرفته است. در مرجع [۱۰] نشان داده شده که به ازای یک توان پمپاژ ثابت، استفاده از لوله های چهار راه مارپیچ به جای لوله های صاف، در مبدل های گرمایش آب ($Pr=4.3$) تا ۱۰۰ درصد افزایش بازده و در گرمایش سیالات پرانتل بالا (۱۰۹ $Pr=$ تا ۱۵۰ درصد افزایش وجود دارد. در مرجع [۱۱] مشخصه های ضریب انتقال حرارت و افت فشار در لوله های مارپیچ برای جریان آشفته بررسی شده است. انتقال حرارت و افت فشار در جریان آرام و گذرا برای سیالات آب و اتیلن گلیکول به صورت تجربی در [۱۲] بررسی شده و روابطی برای ضرایب انتقال حرارت و اصطکاک به منظور استفاده در صنایع غذایی و شیمیایی در گستره وسیعی از شرایط مرزی ارائه شده است. بعلاوه نتایج حاصله نشان می دهد که در اعداد رینولدز (Re) بالا، انتقال حرارت لوله های با شیار مارپیچ تا ۳۰٪ و ضریب اصطکاک بین ۵ تا ۱۰ درصد نسبت به لوله های صاف افزایش می یابد. در مرجع [۱۳] تاثیر گام مارپیچ بر انتقال حرارت و افت فشار مبرد R-134a در سمت لوله به صورت تجربی بررسی شده است. در این مطالعه قطر لوله ها کمتر از ۱۰ mm و طول لوله ها ۲۰۰۰ mm بوده و عمق مارپیچ ثابت نگه داشته شده است. علاوه بر این ها، مطالعات زیادی توسط زیمپارو در این زمینه انجام گرفته است. بهبود معیار ارزیابی عملکرد در سطوح توسعه یافته به منظور افزایش انتقال حرارت برای شرایط دمایی ثابت دیواره [۱۴] و ارائه یک مدل ساده ریاضی برای پیش بینی ضریب انتقال حرارت و اصطکاک در لوله های مستقیم با شیار مارپیچ^۶ توام با نوار مارپیچ^۷ در داخل لوله برای جریان های آشفته کاملاً توسعه یافته [۱۵] و [۱۶] توسط او انجام گرفته است.

روابطی برای افت فشار و انتقال حرارت جریان آشفته تک فاز در لوله های مستقیم با شیار مارپیچ برای آب با گستره رینولدز ۶۰۰۰ تا ۹۳۰۰۰ و روغن با رینولدز ۳۲۰۰ تا ۱۹۰۰ با قطر لوله هایی بین ۱۶ mm تا ۲۲ mm و طول ۱۸۰۰ mm در [۱۷] بدست آمده است. بررسی های جریان آشفته در لوله های چهار راه مارپیچ با پارامترهای هندسی مختلف نشان می دهد که تاثیر افزایش عمق شیار مارپیچ (e در شکل ۳) در افزایش انتقال حرارت و اصطکاک بیشتر از تاثیر افزایش گام مارپیچ در کاهش انتقال حرارت و اصطکاک

^۶ Corrugate Tube

^۷ Twisted Tape

می‌باشد [۱۷]. در مرجع [۱۸] با استفاده از نتایج تجربی، روابطی برای ضریب انتقال حرارت و افت فشار در لوله‌های مارپیچ مورد استفاده در صنایع شیمیایی و غذایی، برای جریانهای آرام با رینولدزهای بین ۱۰۰ تا ۸۰۰ بیان شده است.

در مرجع [۱۹] با استفاده از یک مدل ساده روابطی برای افت فشار و انتقال حرارت در لوله‌های افقی با شیار مارپیچ برای جریان آشفته کاملاً توسعه یافته و برای سیالاتی با پراتنل بیشتر از ۳، ارائه و تاثیر قطر لوله بر ضریب انتقال حرارت بررسی شده است. در این تحقیق قطر لوله‌ها کمتر از 10 mm ، طول لوله‌ها 2000 mm و عمق شیار 1 mm ، 1.25 mm و 1.5 mm در نظر گرفته شده است. مقایسه نوسلت حاصله بوسیله آنها و مقایسه آن با روابط حاصله قبلی [۱۱] و [۱۲] که برای قطر لوله بزرگتر از 10 mm انجام شده بود، نشان داد که در شرایط پراتنل و رینولدز یکسان، مقدار بدست آمده برای عدد نوسلت با هم متفاوت است. علت این اختلاف به سه عامل قطر لوله، عمق نسبی و گام نسبی شیار بستگی دارد. مقدار نوسلت بدست آمده در مرجع [۱۹] با لوله‌های با قطر کوچکتر از 10 mm کمتر از لوله‌های با قطر بزرگتر از 10 mm بدست آمده است.

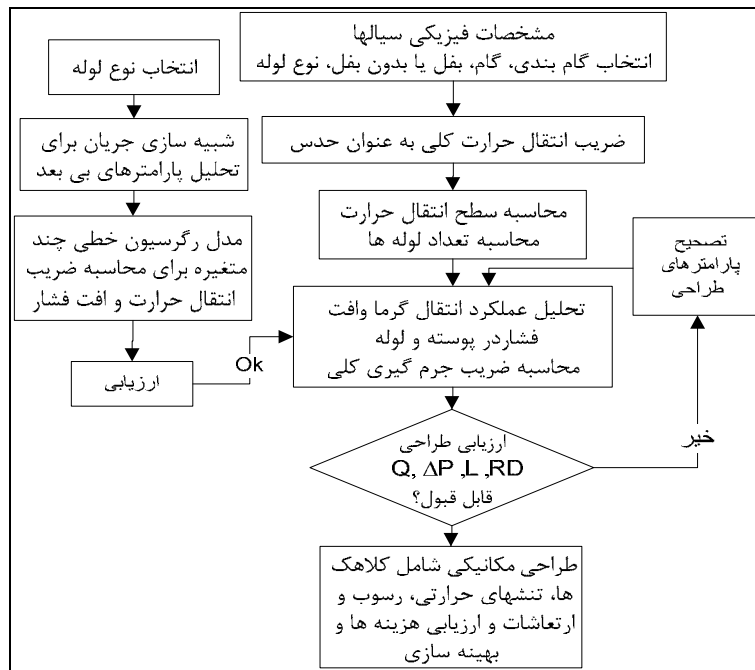
مطالعات زیاد دیگری بر روی لوله‌های با شیار مارپیچ انجام گرفته است. ولی اکثر مطالعات انجام گرفته برای قطر لوله بزرگتر از 10 mm می‌باشد و روابط حاصله برای سیالات با پراتنل بالا بدست آمده است. نوع جریان اکثراً آشفته و کاملاً توسعه یافته می‌باشد و ناحیه مربوط به طول ورودی نیز در محاسبه ضریب انتقال حرارت در نظر گرفته نشده است. بنابراین لزوم بررسی ضرایب انتقال حرارت و اصطکاک در لوله‌های مورد استفاده در خنک‌کن *EGR*، برای دستیابی به جواب‌های دقیق کاملاً احساس می‌شود.

همچنین با توجه به درصدهای مختلف دبی *EGR* و محدودیت سرعت گاز بخاطر ایجاد افت فشار در داخل لوله‌ها، گستره عدد رینولدز در خنک‌کن، از ۲۰۰۰ تا ۹۰۰۰ تغییر می‌کند. جریان گاز در این شرایط در ناحیه گذرا می‌باشد که روابط محدود موجود برای محاسبه ضریب انتقال حرارت در این ناحیه از درصد خطای بالای برخوردارند و تا حدی استفاده از روش‌های عددی را تحمیل می‌نماید.

نتایج عددی، پس از بررسی صحت آنها، به سه منظور مورد استفاده قرار گرفته است: اول برای بهبود پارامترهای ویژه طراحی از قبیل پارامترهای موثر انتقال حرارت در لوله‌ها که موجب طراحی لوله‌هایی بهینه به لحاظ بازده انتقال حرارت بالا با توجه به اثرات منفی افت فشار شده است؛ دوم بررسی تغییرات رینولدز، پراتنل، نوسلت و فشار در طول لوله‌های خنک‌کن و تهیه اطلاعات و داده‌های لازم برای بدست آوردن روابط انتقال حرارت و ضریب اصطکاک با استفاده از روش رگرسیون خطی چند متغیره. روابط حاصله علاوه بر اینکه پارامترهای مربوط به عمق و گام شیار مارپیچ را در برمی‌گیرد، شرایط مربوط به طول ورودی و جریان گذرا را نیز شامل می‌شود. این روابط در محاسبات تحلیلی مورد استفاده قرار گرفته است. و نهایتاً بررسی توزیع گازهای *EGR* در سرگاه (کلاهدک) ورودی به منظور افزایش بازده و استحکام خنک‌کن *EGR*.

۲- روش طراحی خنک کن

برای محاسبه اندازه های نامی عملکرد خنک کن EGR ، روش اختلاف دمای متوسط لگاریتمی^۸ بر اساس استاندارد بین المللی مبدل های حرارتی ($TEMA$) مورد استفاده قرار گرفته است. در مورد محاسبات مربوط به ضریب انتقال حرارت و ضریب اصطکاک از روابط حاصله از شبیه سازی عددی و رگرسیون خطی استفاده شده است. برای ارزیابی و تایید صحت محاسبات علاوه بر روش حل عددی از روش تعداد آحاد انتقال حرارت نیز استفاده شده است. شکل (۴) الگوریتم روش کار را نشان می دهد.



شکل ۴- الگوریتم حل مساله

۳- معادلات حاکم

در روش اختلاف دمای لگاریتمی سطح انتقال گرمای لازم از رابطه زیر بدست می آید [۱۲]، [۲۰] و [۲۱]:

$$A_{to} = \frac{Q}{U_o F_T \Delta T_{LN}} \quad (1)$$

که در آن F_T ، ضریب تصحیح بدون بعد در جریانهای متقاطع و چند گذر است. ΔT_{LN} اختلاف دمای لگاریتمی برای مبدل حرارتی جریان مخالف و U_o ، مقدار ضریب انتقال حرارت کلی نسبت به سطح بیرونی می باشد که به ترتیب از معادلات (۲) و (۳) بدست می آیند.

$$\Delta T_{LN} = \frac{(T_{h1} - T_{c2}) - (T_{h2} - T_{c1})}{\ln((T_{h1} - T_{c2}) / (T_{h2} - T_{c1}))} \quad (2)$$

⁸ Logarithmic Mean Temperature Difference

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o} + R_{f_o} + R_w A_o + \frac{1}{h_i \left(\frac{A_i}{A_o} \right)} + R_{f_i} \left(\frac{A_o}{A_i} \right) \quad (۳)$$

در رابطه (۲)، T دما، اندیس‌های c, h سیال سرد و گرم و اندیس‌های ۱ و ۲ سیال ورودی و خروجی می‌باشد. در رابطه (۳)، A سطح انتقال حرارت، R_f مقاومت رسوب، R_w مقاومت جداره، h ضریب انتقال حرارت سیال، اندیس‌های i و o نشان دهنده سیال داخل و خارج لوله می‌باشد. اطلاعات بیشتر در [۲۰]، [۲۱] و [۲۳] آمده است.

در روش بازده - تعداد آحاد انتقال حرارت $(\varepsilon - NTU)^1$ ، ضریب تأثیر یا بازده انتقال گرما ε نسبت آهنگ واقعی انتقال گرما به حداکثر نرخ انتقال گرمای ممکن به لحاظ ترمودینامیکی و NTU ، تعداد آحاد انتقال حرارت است [۲۱] و [۲۲].

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{C_h(T_{h1} - T_{h2})}{C_{min}(T_{h1} - T_{C1})} = \frac{C_c(T_{C2} - T_{C1})}{C_{min}(T_{h1} - T_{C1})} \quad (۴)$$

$$NTU = \frac{AU}{C_{min}} \quad (۵)$$

Q مقدار انتقال گرمای واقعی، Q_{max} ماکزیمم مقدار انتقال گرما، C ظرفیت گرمایی ویژه، اندیس‌های c و h سیال سرد و گرم و اندیس‌های ۱ و ۲ سیال ورودی و خروجی را نشان می‌دهد. افت فشار سمت لوله از رابطه زیر بدست می‌آید [۲۴]:

$$\Delta P_t = f \frac{LN_p}{D_h} \frac{G_t^2}{2\rho} \quad (۶)$$

که G_t سرعت جرمی، L طول موثر لوله در یک گذر لوله و N_p تعداد گذرهای لوله است. اطلاعات بیشتر در زمینه روابط و طراحی مبدلهای حرارتی در [۲۱] آمده است.

۳-۱- انتقال حرارت و افت فشار سمت پوسته

معادله پایه برای محاسبه متوسط ضریب انتقال حرارت سمت پوسته با دیوارک، بر اساس روش بل دیلاور [۲۳] و [۲۴] با رابطه زیر بیان می‌شود:

$$h_o = h_{id} J_c J_l J_b J_s J_r \quad (۷)$$

که h_{id} ضریب انتقال گرما برای جریان کاملاً متقاطع با مجموعه (بانک) لوله ایده‌آل می‌باشد و از رابطه (۸) بدست می‌آید و ضرایب J ضرایب تصحیح برای نشتی‌ها و جریان‌های کنارگذر می‌باشد [۲۲].

$$h_{id} = j_i c_{ps} \left(\frac{\dot{m}_s}{S_m} \right) \left(\frac{k_s}{c_{ps} \mu_s} \right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{\mu_s}{\mu_{s,w}} \right)^{0.14} \quad (۸)$$

⁹ Number of Transfer Units

که در آن j_i فاکتور کالبرن بانک لوله ایده‌آل، μ ویسکوزیته مولکولی، k ضریب رسانایی، c_p ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت، \dot{m} دبی جرمی، S_m سطح جریان متقاطع در و یا نزدیک خط مرکزی پوسته، اندیس S مربوط به سیال پوسته و W خاصیت در دمای دیواره را نشان می‌دهد. اطلاعات کامل برای محاسبات ضریب انتقال حرارت و افت فشار در سمت پوسته در مراجع [۲۲] و [۲۳] آمده‌است.

در مورد پوسته بدون دیوارک انتقال حرارت بر مبنای قطر معادل (D_e) ، و روابط انتقال حرارت در لوله‌ها، و افت فشار نیز براساس قطر هیدرولیکی معادل (D_h) ، و روابط افت فشار در لوله‌ها محاسبه می‌شود. D_h و D_e به توجه به روابط (۹) و (۱۰) تعریف می‌شوند [۲۳]. در این روابط D_o قطر خارجی لوله، D_s قطر داخلی پوسته و N_t تعداد لوله‌ها می‌باشد.

$$D_e = \frac{D_s^2 - N_t D_o^2}{N_t D_o} \quad (۹)$$

$$D_h = D_s - N_t D_o \quad (۱۰)$$

نتایج بدست آمده از طراحی خنک‌کن با دیوارک‌های منحرف‌کننده^{۱۰} و بدون آن نشان می‌دهد که دیوارک‌ها تاثیر زیادی در افزایش ضریب انتقال حرارت و کاهش طول خنک‌کن ندارد. چرا که فیلم انتقال حرارت سمت آب به مراتب بیشتر از سمت گاز می‌باشد. لذا فیلم سمت گاز تاثیر گذارتر است. به منظور کاهش هزینه‌ها و سادگی ساخت، خنک‌کن بدون دیوارک در نظر گرفته شده است.

۳-۲- محاسبه تعداد لوله‌ها

برای محاسبه تعداد لوله‌ها روابط متعددی وجود دارد. در مرجع [۲۵] روابط (۱۱) و (۱۲) برای قطر پوسته کوچکتر از 230mm و در مرجع [۲۰]، رابطه (۱۳) پیشنهاد شده است. رابطه (۱۱) برای گام مثلثی و (۱۲) برای گام بندی مربعی و مربعی دوران یافته می‌باشد. به منظور بررسی روابط داده شده و رسیدن به کمترین درصد خطا ترسیمه‌های متعددی برای قطرهای مختلف داخلی پوسته و قطرهای مختلف بیرونی لوله با استفاده از نرم‌افزار *Solid work* انجام گرفت. نتیجه این بررسی‌ها نشان داد که روابط (۱۱) و (۱۲) برای قطر خارجی لوله بزرگتر از 9mm و رابطه (۱۳) برای قطر لوله کوچکتر از 9mm نتایج دقیقتری می‌دهد.

$$N_t = \frac{3\delta}{4} \left(3 \frac{D_s - D_o}{2P_t} \right) \left(\frac{D_s - D_o}{2P_t} + 1 \right) + 1 \quad (۱۱)$$

$$N_t = \frac{3\delta}{4} \left(0.886 \frac{D_s - D_o}{P_t} + 1 \right)^2 \quad (۱۲)$$

δ برای یک و دو گذر لوله به ترتیب ۱ و 0.92 است [۲۵]. محاسبات نشان می‌دهد که تعداد لوله‌ها در آرایش مثلثی و آرایش دایره ای برابر است.

¹⁰ Baffle

$$N_t = C \left(\frac{D_s}{D_o} \right)^n \quad (13)$$

در رابطه بالا مقدار C و n از جدول (۱) بدست می‌آید [۲۰].

جدول ۱- ضرایب C و n مربوط به رابطه شمار لوله‌ها

تعداد گذر لوله	۱	۲	۴	۶
گام‌بندی مثلثی ($P = 1.25 d_o$)				
ضریب C	۰.۳۱۹	۰.۲۴۹	۰.۱۷۵	۰.۰۷۴۳
ضریب n	۲.۱۴۲	۲.۲۰۷	۲.۲۸۵	۲.۴۹۹
گام‌بندی مربعی و مربعی دوران یافته ($P = 1.25 d_o$)				
ضریب C	۰.۲۱۵	۰.۱۵۶	۰.۱۵۸	۰.۰۴۰۲
ضریب n	۲.۲۰۷	۲.۲۹۱	۲.۲۶۳	۲.۶۱۷

۳-۳- محاسبه ضریب انتقال حرارت و ضریب اصطکاک

همانطور که اشاره شد، نوع جریان در لوله‌های خنک‌کن گذرا می‌باشد. به دلیل کوچک بودن طول خنک‌کن و تاثیر زیاد طول ورودی در انتقال حرارت، برای محاسبه ضریب انتقال حرارت در لوله، ارتباط عدد نوسلت با هر یک از پارامترهای موثر در آن، به ازای دبی‌های مختلف در طول لوله صاف و مارپیچ، با استفاده از روش حل عددی بررسی شده و در نهایت با استفاده از روش رگرسیون خطی چند متغیره و بررسی ضریب همبستگی، معادله مربوط به عدد نوسلت در لوله بدست آمده است.

برای ارزیابی روش حل، نتایج حاصله از رابطه بدست آمده با نتایج روابط بدست آمده از داده‌های تجربی مراجع [۲۱]، [۲۲] و [۲۳] برای لوله‌های صاف و [۲۱] برای لوله‌های مارپیچ مقایسه شده است که تطبیق بسیار خوبی را نشان می‌دهد.

۴- روش رگرسیون خطی چند متغیره^{۱۱}

یکی از روش‌ها برای پیش‌بینی رفتار یک متغیر وابسته نسبت به متغیرهای مستقل، مدل رگرسیونی خطی چند متغیره است [۲۶].

با توجه به اینکه عدد نوسلت در داخل لوله تابعی از عدد رینولدز، پراتل و نسبت طول به قطر لوله (x/D) است و می‌توان آنرا با رابطه زیر نشان داد [۲۱]:

$$Nu = \alpha Re^\beta Pr^\gamma (x/D)^\delta \quad (14)$$

با لگاریتم گرفتن از طرفین رابطه، و اعمال روش رگرسیون خطی چند متغیره می‌توان ضرایب مجهول را بدست آورد. به منظور یافتن رابطه‌ای که تاثیرات مربوط به عمق مارپیچ (e) و گام مارپیچ (p) را شامل شود،

¹¹ Multiple Linear Regression

عمق و گام نسبی شیار مارپیچ نیز به عنوان پارامترهای بی بعد در نظر گرفته شده است.

$$Nu = \alpha Re^\beta Pr^\gamma (x/D)^\lambda (e/D)^\xi (p/D)^\eta \quad (15)$$

با تغییر تعداد شیار مارپیچ، گام و عمق شیار مارپیچ می توان لوله های متفاوتی بدست آورد. هر سری لوله با تعداد، گام و عمق شیار مارپیچ مشخص، به عنوان یک خانواده در نظر گرفته شده است. در هر خانواده از لوله های مارپیچ به جای قطر (D) باید از قطر هیدرولیکی D_h (چهار برابر سطح مقابل جریان به محیط تر شده) در روابط بالا استفاده شود.

افت فشار در لوله مارپیچ بیشتر از لوله صاف است. ضریب اصطکاک ظاهری از رابطه $f = \frac{\Delta P}{0.5\rho V^2} \frac{A_0}{A}$ بدست می آید که در آن، A_0 و A به ترتیب مساحت سطح مقطع و مساحت کل سطح انتقال گرما هستند. بنابراین ضریب اصطکاک کلی برای جریان داخل لوله را می توان به صورت زیر نیز نشان داد [۲۸]:

$$f = \frac{\pi^2 D_h^5 \Delta P}{8\rho l Q^2} = \frac{\Delta P}{(\rho V^2 / 2)(l / D_h)} \quad (16)$$

که در آن ΔP اختلاف فشار بین دو مقطع از لوله به فاصله l ، Q دبی حجمی، D_h قطر هیدرولیکی و V سرعت متوسط جریان در فاصله l می باشد.

۵- انتخاب بهینه قطر سرگام ورودی به قطر پوسته

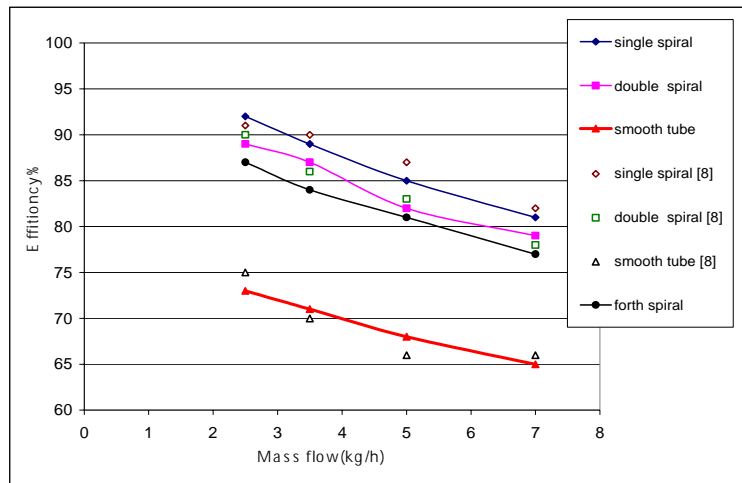
توزیع یکنواخت جریان در لوله ها به لحاظ افزایش بازده و حد دوام از اهمیت ویژه ای برخوردار است.

۶- حل عددی و ارزیابی نتایج

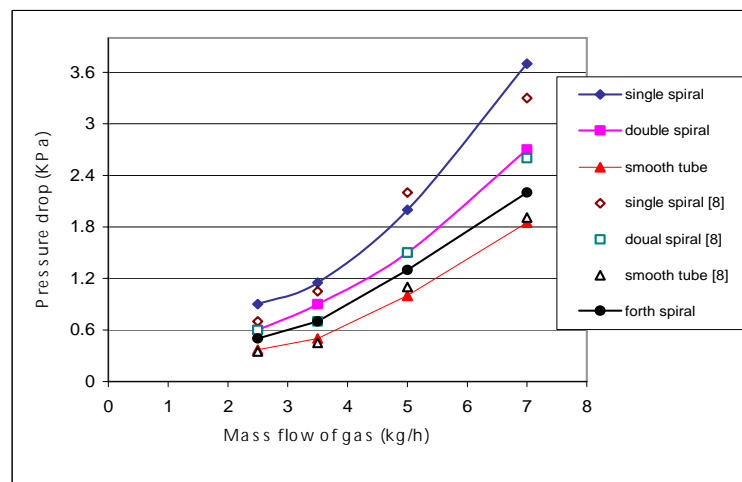
به منظور انجام شبیه سازی ها از نرم افزار فلونت استفاده شده است. در شبیه سازی ها از الگوریتم فشار مبنای SIMPLE برای حل متوالی معادلات دیفرانسیلی تبدیل شده به فرم عددی استفاده شده است. در هر مرحله از شبیه سازی استقلال روند حل از شبکه مورد ارزیابی قرار گرفته است.

با توجه به تغییر شکل های ناگهانی جریان در داخل دیفیوزر و شیپوره، مدل تنش های رینولدز، RS ، نسبت به روش $k-\varepsilon$ در نرخ کرنش های متوسط ارجحیت داشته، ولی هنگام حل حافظه بیشتری نسبت به روش $k-\varepsilon$ اشغال می کند و در نتیجه زمان طولانی تری برای همگرا شدن صرف می شود [۷]. به خاطر چرخش جریان در دیفیوزر ورودی و خروجی، در مواردی که تحلیل کلی خنک کن مد نظر می باشد از روش RS استفاده شده است برای تحلیل جریان در لوله ها نیز، روش $k-\varepsilon$ به منظور صرفه جویی در زمان به کار برده شده است.

مقایسه ی بین داده های تجربی [۸] و نتایج عددی برای لوله های صاف، یک و دو راه مارپیچ، شکل (۵) و شکل (۶)، دقت بالای محاسبات را نشان می دهد. در شکل (۵) بازده با توجه به رابطه (۴) و با علم به اینکه C_{min} مربوط به سیال گاز است، بدست می آید.

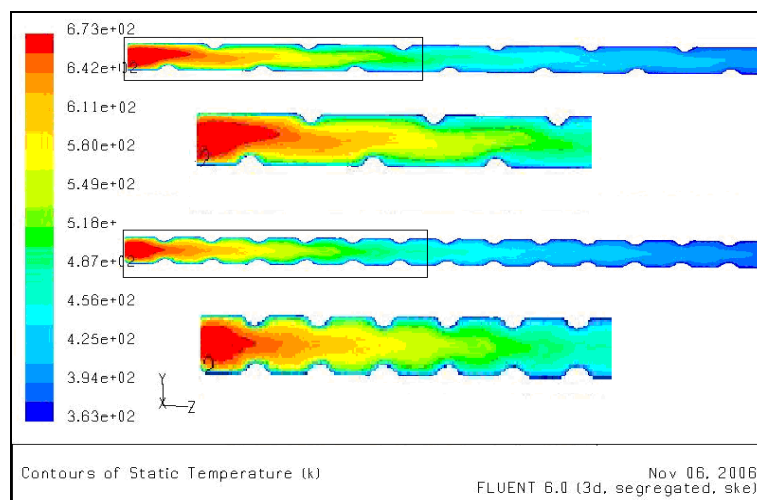


شکل ۵- بازده در لوله ساده، یک، دو و چهار راه مارپیچ



شکل ۶- افت فشار در لوله ساده، یک، دو و چهار راه مارپیچ

شکل (۷) تحلیل انتقال حرارت را برای لوله یک و دو راه مارپیچ را نشان می دهد. همانطور که در شکل (۷) دیده می شود افزایش تعداد راه مارپیچ و کاهش گام مارپیچ باعث افزایش انتقال حرارت می شود.



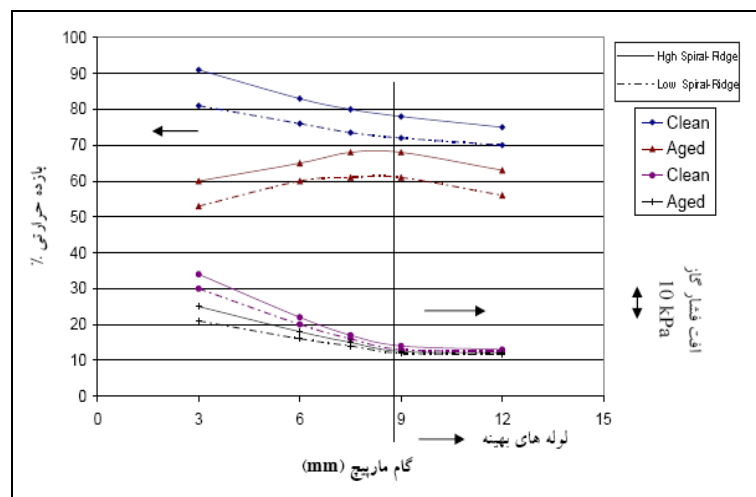
شکل ۷- تحلیل انتقال حرارت در لوله یک راه و دو راه مارپیچ

شیار مارپیچ سبب چرخش سیال در مسیر مارپیچ، ایجاد نیروی گریز از مرکز و جدایش لایه مرزی تشکیل یافته در نزدیکی دیواره داخلی می‌شود. این تأثیرات ضخامت لایه مرزی و در نتیجه مقاومت حرارتی دیواره را نسبت به لوله ساده کاهش می‌دهد. در نتیجه ضریب انتقال حرارت در نزدیک دیواره مارپیچ بیشتر شده و نرخ انتقال حرارت از گاز به دیوار و افت فشار افزایش می‌یابد. با توجه به اینکه افزایش افت فشار یک پارامتر منفی در لوله‌های خنک‌کن می‌باشد، تأثیر افزایش تعداد مارپیچ بر روی افت فشار و انتقال حرارت نیز بررسی شده است.

لازم به ذکر است افزایش تعداد مارپیچ از یک به دو و چهار، با ثابت نگه داشتن گام مارپیچ و قطر هیدرولیکی، باعث تقارن مرکزی جریان، افزایش سرعت دورانی و کاهش سرعت انتقالی سیال شده و در نتیجه افت فشار حاصله نسبت به لوله تک مارپیچ کمتر می‌شود. همچنین با افزایش سطح انتقال حرارت به دلیل افزایش مارپیچ، کاهش چشمگیری در بازده حرارتی نسبت به لوله یک راه مارپیچ مشاهده نمی‌شود. نتایج حاصله در شکل (۵) و شکل (۶) نشان داده شده است.

افزایش رسوب بر جداره لوله‌ها باعث کاهش ضریب انتقال حرارت کلی می‌شود. بخصوص ته نشست گوگرد و چگالش بخار آب، ایجاد محیط اسیدی بسیار خورنده می‌نماید. هر چه سرعت چرخشی سیال در داخل لوله بیشتر باشد، تشکیل رسوب کمتر و اثر خودتمیزکاری در داخل لوله بیشتر خواهد بود.

با بررسی افزایش تعداد، گام و عمق مارپیچ برای لوله‌های تمیز و مقایسه آن با لوله‌های رسوب گرفته [۸]، حالت بهینه طراحی به گونه‌ای انتخاب شده است که بهترین شرایط را به لحاظ افزایش بازده با توجه به اثر منفی افت فشار داشته باشیم. این حالت در شکل (۸) نشان داده شده است.



شکل ۸- تأثیر گام و ارتفاع مارپیچ در بازده حرارتی و افت فشار برای دو حالت تمیز و رسوب گرفته

۷- نتایج و بحث

۷-۱- عدد نوسلت و ضریب اصطکاک

شرایط فیزیکی مربوط به لوله صاف با قطر خارجی نامی $9/5 \text{ mm}$ و قطر داخلی $7/7 \text{ mm}$ ، و لوله یک راه مارپیچ با همان مشخصات و گام مارپیچ 12 mm ، سطح مقطع $44/8 \text{ mm}^2$ می‌باشد. طول هر دو لوله mm

۲۰۰ ثابت در نظر گرفته می‌شود. سیال گرم، گازهای آگروز با شرایط ورودی دمای 673 K و دبی های مختلف $1/0.2$ ، $1/0.53$ ، $2/1.4$ و $3/0.5$ کیلوگرم بر ساعت می باشد. شرط مرزی خروجی نیز، جریان خروجی (*Outflow*) است. دمای سطح لوله در سمت آب 90°C و ثابت فرض شده است که با توجه به سرعت بالای آب، که توسط واترپمپ ایجاد شده، فرض قابل قبولی است.

برای بررسی صحت نتایج، رابطه حاصل از داده های نرم افزاری و تحلیل رگرسیونی برای لوله صاف که به رابطه (۱۷) برای عدد نوسلت می‌انجامد با رابطه (۱۸) از مرجع [۲۳] و رابطه (۱۹) ارائه شده در مراجع [۲۰] و [۲۷] که توسط گنیلنسکی از داده‌های تجربی بدست آمده است مقایسه شده است.

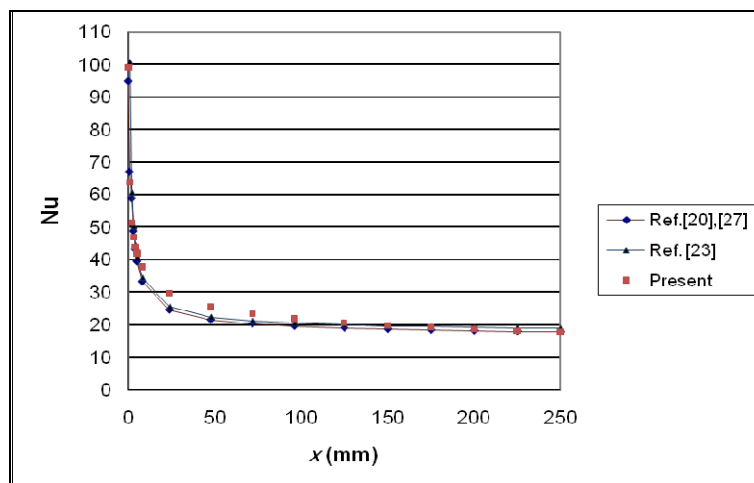
$$Nu = 1.49 \left(\frac{x}{D} \right)^{-0.22} Re^{0.385} Pr^{0.128} \quad (17)$$

$$Nu = 0.116 (Re^{2/3} - 125) Pr^{1/3} \left(1 + \left(\frac{D}{x} \right)^{2/3} \right) \quad (18)$$

$$Nu = \frac{(f/2)(Re - 1000) Pr}{1.07 + 12.7(f/2)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \left(1 + \left(\frac{D}{x} \right)^{2/3} \right), \quad (19)$$

$$(f = (1.58 \ln Re - 3.28)^{-2})$$

در روابط بالا D قطر داخلی لوله، x فاصله از ورودی لوله، f ضریب اصطکاک، Nu عدد نوسلت، Re عدد رینولدز و Pr عدد پرانتل می باشد. شکل (۹) این مقایسه را نشان می دهد.

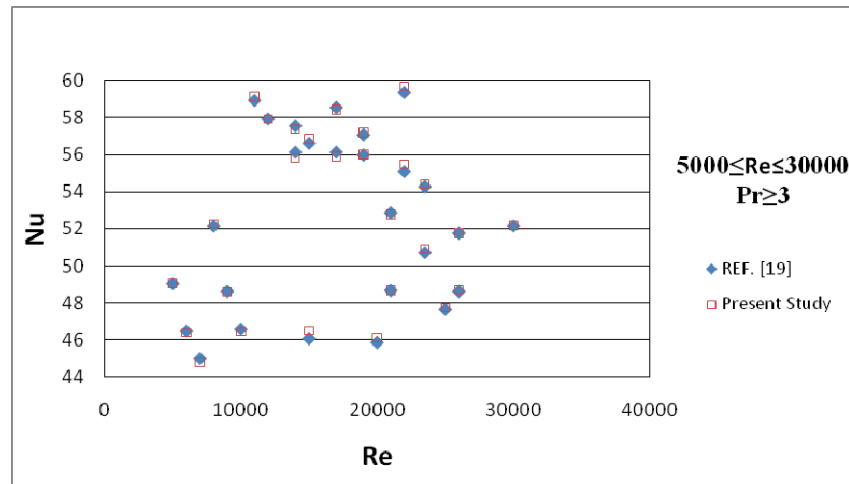


شکل ۹- مقایسه رابطه رگرسیونی با رابطه گنیلنسکی

همچنین به منظور اطمینان بیشتر مشخصات فیزیکی لوله های مربوط به مرجع [۱۹] برای آب شبیه سازی شده است که به رابطه زیر می انجامد.

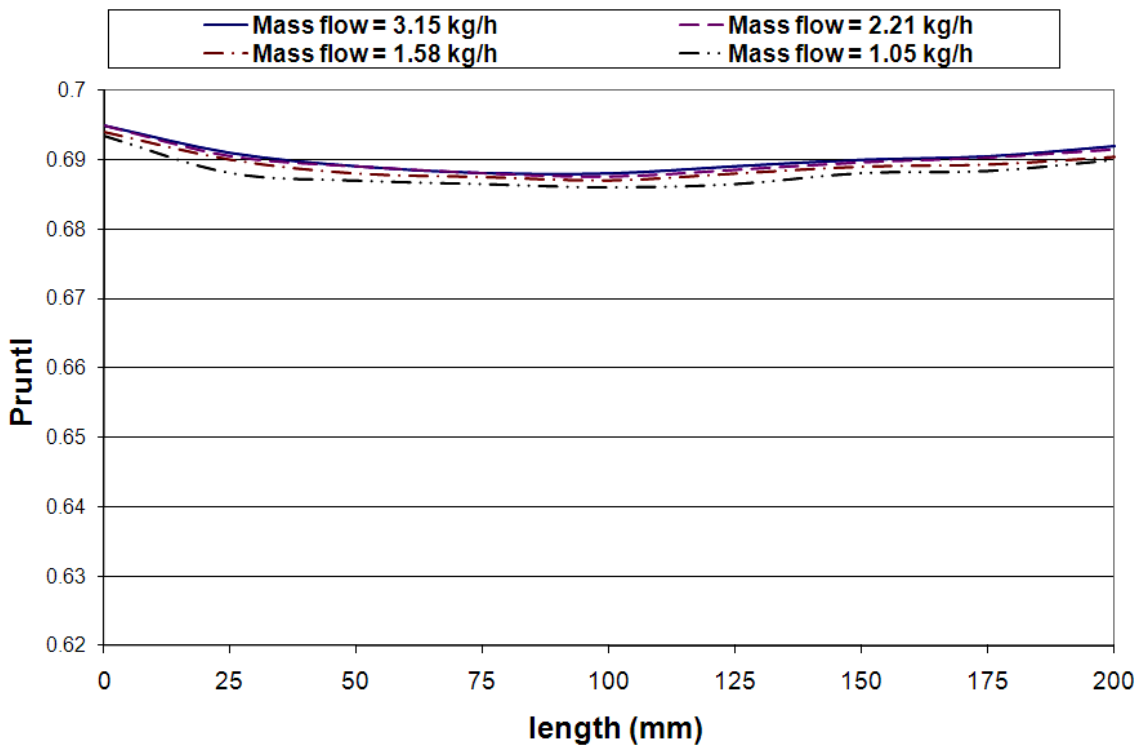
$$Nu = 42.86 \left(\frac{e}{D} \right)^{0.87} \left(\frac{P}{D} \right)^{-0.956} (Re - 1500)^{0.268} Pr^{-0.235} \quad (20)$$

شکل (۱۰) دقت بالای روش حل را نشان می دهد.

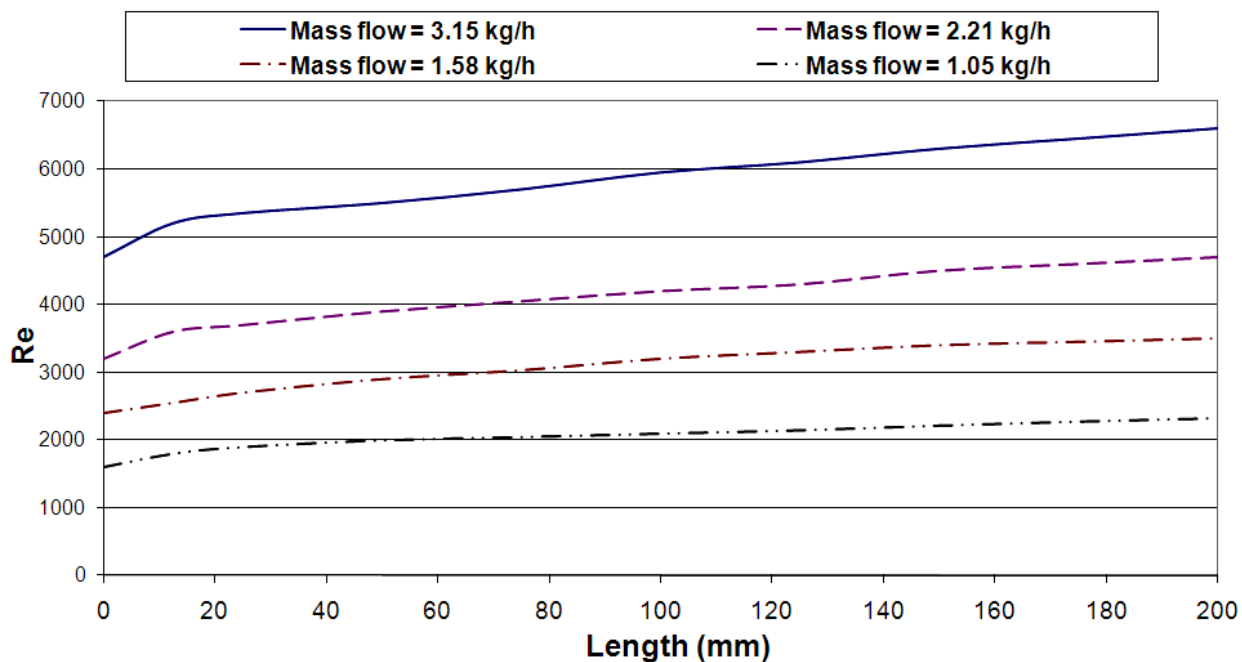


شکل ۱۰- مقایسه نتایج با نتایج حاصل از رابطه مرجع [۱۹]

نمودارهای پرانتل، رینولدز و نوسلت برای لوله مارپیچ بازای دبی های مختلف گاز *EGR* در شکل های (۱۱)، (۱۲) و (۱۳) نشان داده شده است. با توجه به شکل (۱۱) عدد پرانتل در طول لوله بازای دبی و تغییر دماهای مختلف، تغییر چندانی پیدا نمی کند. شکل (۱۲) مقایسه عدد رینولدز در دبی های مختلف را نشان می دهد. به وضوح روشن است که با افزایش میزان دبی، مقدار عدد رینولدز افزایش می یابد. برای دبی یکسان در طول لوله، ویسکوزیته مخلوط گاز با کاهش دما، کاهش می یابد. از این رو، عدد رینولدز در طول لوله افزایش می یابد.

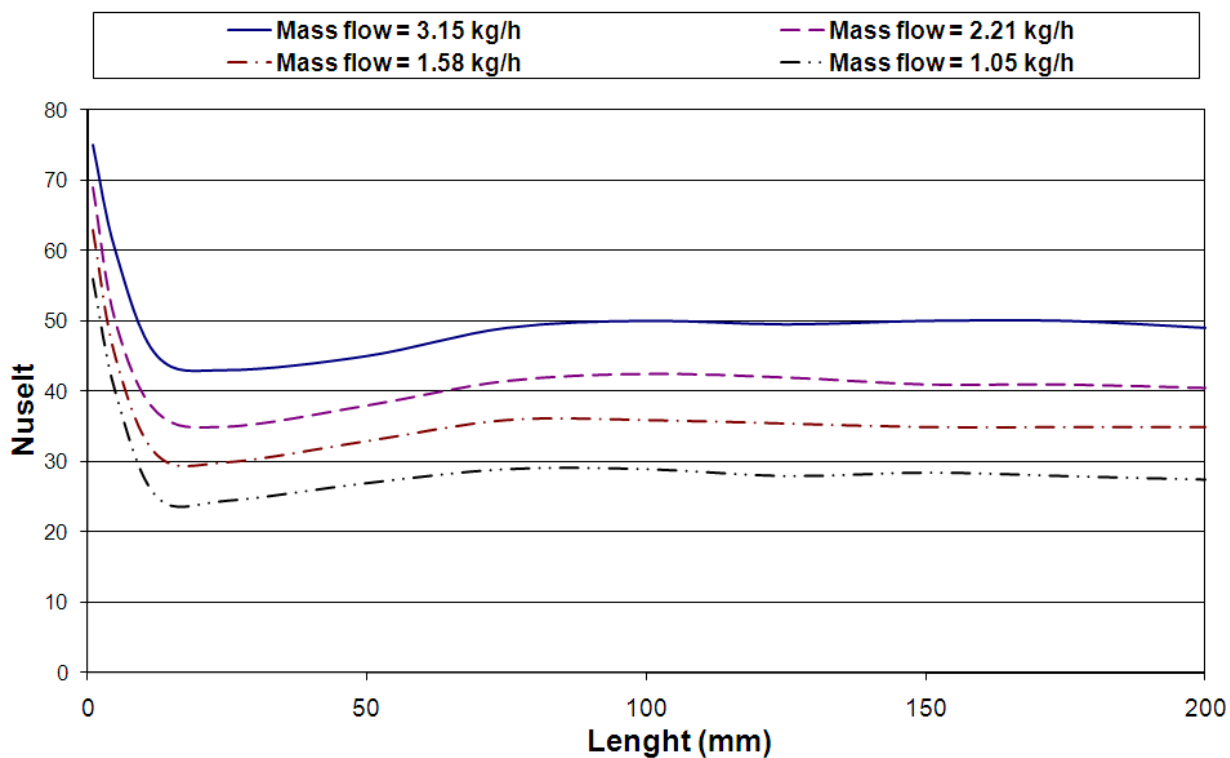


شکل ۱۱- تغییر عدد پرانتل در طول لوله



شکل ۱۲- مقایسه عدد رینولدز در دبی های مختلف

شکل (۱۳)، مقایسه عدد نوسلت را با دبی های مختلف نشان می دهد. مقدار عدد نوسلت در ورودی، عدد بسیار بزرگی است و در امتداد جریان تا یک سوم طول لوله کاهش می یابد و در دو سوم انتهایی طول لوله تقریباً ثابت است.



شکل ۱۳- مقایسه عدد نوسلت در دبی های مختلف

با استفاده از نتایج بدست آمده از شبیه سازی به عنوان داده های روش رگرسیون خطی چند متغیره، رابطه همبستگی زیر برای عدد نوسلت در مورد این لوله بدست می آید.

$$Nu = 0.59 Re^{0.561} Pr^{0.91} \left(\frac{x}{D_h} \right)^{-0.037} \quad (21)$$

برای لوله مارپیچ، تحلیلها را برای نسبتهای مختلف عمق مارپیچ به قطر داخلی و گام مارپیچ به قطر داخلی با توجه به مشخصات جدول (۲) انجام داده و تحلیل آماری مربوطه به رابطه (۲۲) می انجامد. در صورت استفاده از این روش برای هر نوع لوله با شرایط فیزیکی دلخواه، می توان رابطه همبستگی مناسب را بدست آورد و از آن استفاده نمود. در برنامه نوشته شده نتایج حاصله در پایگاه داده ها، به صورت زیر برنامه جمع آوری و ثبت شده و قابل توسعه برای نتایج جدید نیز می باشد.

جدول ۲- مشخصات فیزیکی لوله مارپیچ

اندازه	پارامترها
۹/۵ mm	قطر خارجی لوله
۷/۷ mm	قطر داخلی لوله
۲۴، ۱۸، ۱۲، ۶ mm	گام مارپیچ
۱، ۱/۴، ۱/۸ mm	عمق شیار مارپیچ
۰/۷۸، ۱/۵۶، ۲/۳۳۸، ۳/۱۲	نسبت گام مارپیچ به قطر داخلی
۰/۱۲۹۹، ۰/۰۳۲۵، ۰/۰۱۶۲	نسبت عمق شیار مارپیچ به قطر داخلی

$$Nu = 1.153 Re^{0.5586} Pr^{-0.28} \left(\frac{x}{D_h} \right)^{-0.0412} \left(\frac{e}{D_h} \right)^{0.494} \left(\frac{P}{D_h} \right)^{0.0064} \quad (22)$$

ضریب همبستگی (R) در هر یک از روابط بدست آمده بالای ۰/۹۸ می باشد. تحلیل های صورت گرفته برای لوله های بهینه شده نیز منجر به نتیجه زیر شده است.

$$Nu = 0.586 Re^{0.551} Pr^{0.91} \left(\frac{x}{D_h} \right)^{-0.0431} \quad (23)$$

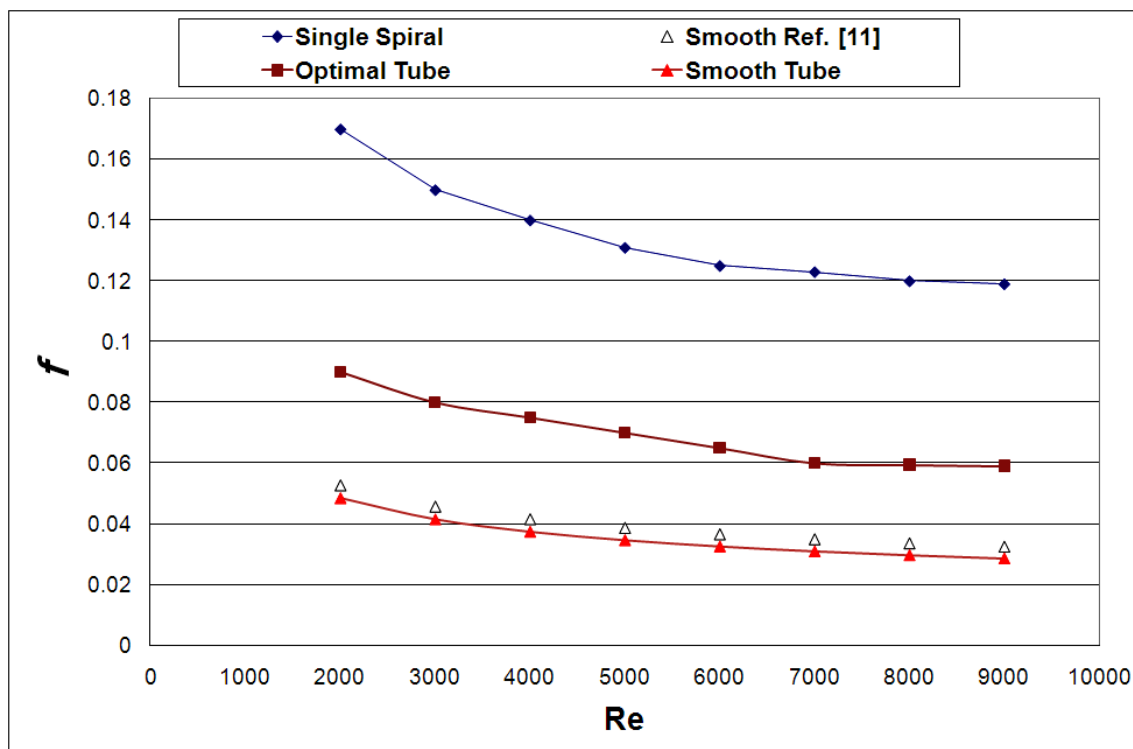
نتایج مربوط به ضریب اصطکاک در مورد لوله ساده، یک راه مارپیچ و لوله بهینه شده را نسبت به عدد رینولدز در شکل (۱۴) برای رینولدزهای بین ۲۲۰۰ تا ۹۰۰۰ که جریان گذراست، نشان داده شده است. برای بررسی صحت روابط، نتایج حاصله برای لوله صاف با نتایج رابطه مربوط به ضریب افت فشار [۲۲]، مورد ارزیابی قرار گرفته است که دقت بالای رابطه را نشان می دهد. روابط حاصله برای لوله ساده، یک راه مارپیچ و لوله بهینه شده به ترتیب (۲۴)، (۲۵) و (۲۶) بدست آمده است:

$$f = -0.0127 Ln(Re) + 0.1433 \quad (24)$$

$$f = -0.0352 \ln(\text{Re}) + 0.435 \quad (25)$$

$$f = -0.0226 \ln(\text{Re}) + 0.2623 \quad (26)$$

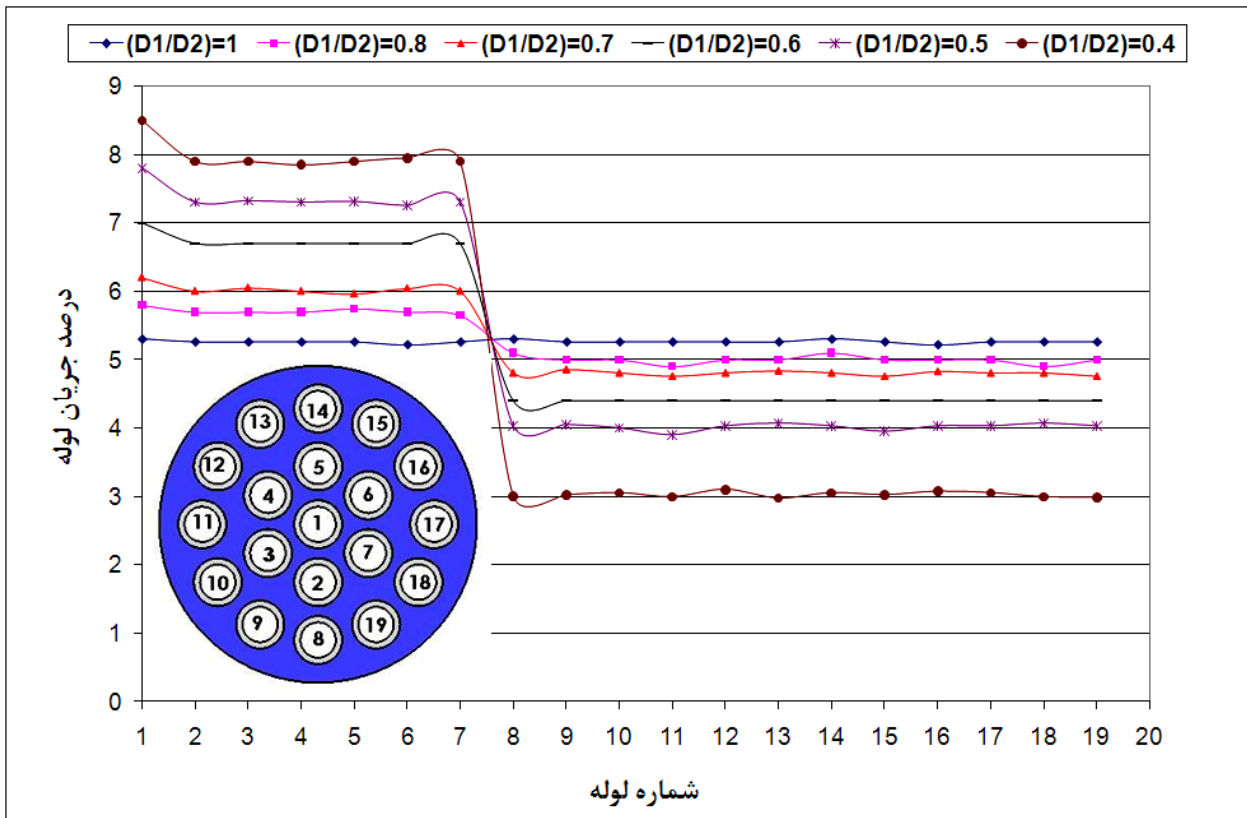
در این رابطه ها، ضریب همبستگی بالای ۰/۹۸ بدست آمده است.



شکل ۱۴- ضریب افت فشار برای لوله های صاف، یک راه و دو راه مارپیچ

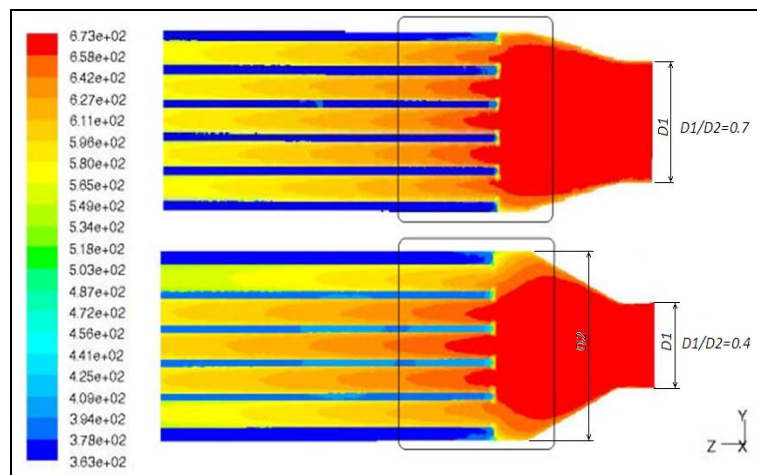
۷-۲- تاثیر نسبت قطر سرگاہ ورودی گاز به قطر پوسته

شکل (۱۵) جانمایی دایره ای برای ۱۹ لوله سه- هشتم اینچ درون پوسته با قطر 63 mm و درصد جریان جرمی درون لوله ها را نشان می دهد. لوله ها از ۱ تا ۱۹ شماره گذاری شده است تا در نمودار به راحتی مشخص شود. در نسبت های قطر ورودی دیفیوزر (DI) به قطر پوسته ی ($D2$) کوچک، درصد دبی در لوله های کناری کاهش می یابد و در نتیجه دبی بیشتری از لوله های داخلی عبور می نماید. به عنوان مثال با توجه به شکل (۱۵) در $DI/D2=0.4$ ، دبی جریان درون لوله های میانی در حدود ۶۵ درصد بیشتر از دبی جریان در لوله های کناری است. این امر از یک سو باعث افت فشار بالا در لوله های داخلی شده و از سوی دیگر باعث افزایش دمای سیال خنک کننده در اطراف لوله های داخلی و در نتیجه بروز جوشش محلی آب می شود. ترکیدن حبابهای آب به همراه تکانهای خنک کن در شرایط کارکرد موتور و وسیله نقلیه در جاده، تنش های حرارتی شدیدی ایجاد می نماید. همچنین کاهش دبی و در نتیجه آن کاهش انرژی توربولانس در لوله های کناری، نرخ انتقال حرارت محلی در آن لوله ها را کاهش می دهد. کاهش سرعت سیال افزایش رسوب گذاری را نیز در بر دارد. این عوامل در مجموع باعث کاهش راندمان حرارتی کلی خنک کن و کاهش حد دوام خنک کن می شود.



شکل ۱۵- تأثیر قطر ورودی سرگاه به قطر پوسته در میزان دبی لوله ها

شکل (۱۶) تاثیر نسبت قطر ورودی دیفیوزر به قطر پوسته را بر دمای گاز عبوری از لوله‌ها و دمای آب خنک‌کننده، برای نسبت های ۰/۷ و ۰/۴ نشان می‌دهد. در این شکل افزایش دما در لوله های مرکزی بدلیل عبور بیشتر سیال گاز و دمای بالاتر سیال خنک کننده در نواحی اطراف آن، در نسبت ۰/۴ به وضوح مشخص است.



شکل ۱۶- تاثیر قطر دیفیوزر ورودی نسبت به قطر پوسته بر دمای گاز عبوری از لوله‌ها و دمای آب خنک‌کننده

از سوی دیگر در صورتی که نسبت ($D1/D2$) کوچک باشد برای تقسیم مناسب جریان نیاز به طول بزرگتر دیفیوزر می‌باشد. این امر خود باعث بزرگتر شدن طول خنک‌کن و افت فشار بیشتر طرف گاز می‌شود. بسته

به نوع اتصالات و لوله های رابط EGR و نتایج حاصله، نسبت $(D1/D2)$ بین ۶۰ الی ۷۵ درصد پیشنهاد می شود.

۷-۳- طراحی خنک کن برای یک موتور نمونه

به منظور بررسی صحت محاسبات کلی طراحی، نتایج حاصله با یک نمونه خنک کن با لوله های صاف [8] مورد ارزیابی قرار گرفته است که تطابق بسیار بالایی را نشان می دهد. نتیجه ارزیابی به همراه نتایج حاصل از طراحی خنک کن EGR ، با لوله های صاف و مارپیچ بهینه شده، برای موتور شش سیلندر ۶۰-۶ سیلندر شرکت موتورسازان، پس از انجام تستهای عملکرد و آلاینده و محاسبه مقدار ماکزیمم EGR ، در جدول (۳) آمده است. طراحی خنک کن EGR برای لوله های ساده با سه قطر متفاوت لوله به ابعاد ۱/۴، ۳/۸ و ۱/۲ اینچ با $BWG 20$ و آرایش دایره ای انجام شده است. استفاده از لوله های با قطر کوچکتر، به ازای دبی یکسان ورودی به داخل خنک کن و سطح مقابل جریان کلی یکسان، سبب افزایش تعداد لوله و در نتیجه افزایش سطح تبادل گرما می شود که خود عاملی برای کوچکتر شدن طول کلی خنک کن می باشد. از طرفی بدلیل وجود گوگرد زیاد در سوخت گازوئیل موجود در ایران که بالاتر از حد استاندارد می باشد، استفاده از لوله های با قطر یک-چهارم اینچ پیشنهاد نمی شود. بنابراین خنک کن، با لوله های سه-هشتم اینچ شرایط مطلوبتری را دارا می باشد.

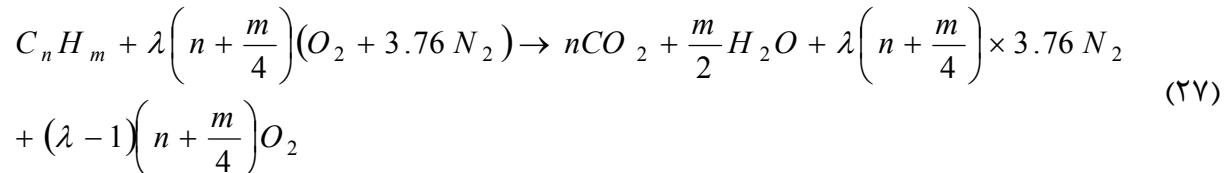
جدول ۳- ارزیابی و نتایج طراحی خنک کن موتور ۶۰-۶

مقایسه ابعاد طراحی با [8]		نتایج طراحی برای موتور دیزلی ۶۰-۶		پارامتر
نمونه تجربی	نمونه طراحی	لوله صاف	لوله بهینه	
۰/۰۱۳۹	۰/۰۱۳۹	۰/۰۱۵۳	۰/۰۱۵۳	دبی گاز ورودی (kg/s)
۶۷۳	۶۷۳	۷۲۳	۷۲۳	(K) دمای ورودی گاز
۴۷۳	۴۷۸	۴۷۴	۴۷۴	(K) دمای خروجی گاز
۵/۸۵	۵/۸۵	۷	۷/۲	(mm) قطر داخلی لوله
۸	۸	۹/۵	۹/۵	(mm) قطر خارجی لوله
۳۱	۳۰	۱۹	۱۹	تعداد لوله
۲۹۰	۳۲۲	۴۱۰	۲۹۳	طول لوله (mm)
۱۸۴	۱۷۸	۲۵۷	۳۶۲	افت فشار لوله (Pa)
۰/۲۶۵	۰/۲۶۵	۰/۱۸۹	۰/۱۸۱	دبی آب (kg/s)
۸۵	۸۵	۸۵	۸۵	(°C) دمای ورودی آب
۹۰	۹۰	۹۰	۹۰	(°C) دمای خروجی آب
۵۲	۵۳	۶۳	۶۳	(mm) قطر داخلی پوسته

نتایج تحقیقات مرجع [۲۹] نشان می دهد که افزایش EGR بیشتر از ۲۰ درصد، افزایش دوده را به طور قابل ملاحظه ای افزایش می دهد. با توجه به آزمایش های انجام گرفته با درصد های مختلف EGR برای

موتور نمونه، مقدار EGR مناسب برای این موتور ۱۰ درصد می باشد.

سیستم EGR فشار بالا بر روی موتور نصب شده است. خواص ترمودینامیکی گازهای EGR را میانگین جرمی ترکیبات اگزوز که از سوختن گازوئیل (به فرمول شیمیایی $C_{12}H_{26}$) با هوا بدست می آید، در نظر گرفته شده است. معادله سوختن این نوع هیدروکربن به صورت زیر می باشد:



مقدار ظرفیت حرارتی ویژه گاز، C_p ، بعد از انجام محاسبات حدود $1100 J/kg.K$ و چگالی گازهای اگزوز $0.165 kg/m^3$ بدست آمده است. لزجت مولکولی از رابطه آرنیوس بدست آمده است. محاسبات مربوط به واکنش شیمیایی سوخت و میانگین جرمی محصولات احتراق در برنامه نویسی لحاظ شده است تا برای سوختهایی با ترکیبات شیمیایی مختلف مورد استفاده قرار گیرد.

محدوده دمای خنک کاری بسیار دارای اهمیت است. کارهای تئوری و تجربی نشان می دهد که نقطه شبنم اسیدسولفوریک اگزوز از سوخت با $370 ppm$ سطح سولفور در حدود $130^\circ C$ است [۲۴]. این در حالی است که میزان گوگرد موجود در گازوئیل ایران به مراتب بیشتر از این می باشد. کاهش بیشتر دما از نقطه شبنم محصولات باعث چگالش بخار آب موجود در گازهای برگشتی و حل شدن گوگرد در آب شده و با تشکیل اسید سولفوریک باعث خوردگی لوله های خنک کن، شیرها و اتصالات سیستم EGR و محفظه احتراق می شود. بالا بودن دمای گازهای خروجی نیز مانع از اثر مطلوب بر کاهش NOx و دوده می شود. با توجه به تستهای انجام شده، دمای خروجی از خنک کن حدود $170^\circ C$ تا $210^\circ C$ دمای مطلوبی می باشد.

۸- نتیجه گیری

پارامترهای زیادی از قبیل طول لوله، تعداد لوله، عمق، گام، تعداد مارپیچ و... در طراحی و بهینه سازی لوله های خنک کن EGR موثر است. لذا تحلیل هر خنک کن با اعمال تغییرات توسط نرم افزارهای CFD ، مستلزم صرف زمان طولانی می باشد. استفاده همزمان از روش طراحی مبدلهای حرارتی (روش تحلیلی) و روش عددی (CFD) باعث افزایش چشمگیر سرعت و دقت انجام محاسبات طراحی بهینه خنک کن برای موتورهای متنوع با درصدهای مختلف EGR شده است.

در این روش مشکلات مربوط به طول ورودی و ناحیه گذرا در نظر گرفته شده که بسیار حائز اهمیت است. برنامه نوشته شده قابل ارتقا بوده و به راحتی می توان نتایج مربوط به لوله های مختلف را به آن افزود.

شبیه سازی های انجام شده، با در نظر گرفتن گام، عمق و تعداد مارپیچ و تاثیر رسوب گذاری منجر به طراحی لوله های ایده آل و بهینه ای با ایجاد توازن بین بازده انتقال حرارت و افت فشار، در گستره کاری خنک کن EGR شده است. استفاده از روابط همبستگی منجر به حصول ضرایب انتقال حرارت و افت فشار برای این لوله ها شده که کار را برای طراحی خنک کن های EGR مورد استفاده در موتورهای مختلف بسیار سریع و

آسان می‌نماید. روش ارائه شده راه حلی عملی و بسیار سریع جهت طراحی خنک کن های *EGR* برای موتورهای دیزلی مختلف می باشد.

بدلیل چرخش سیال داخل لوله های مارپیچ، خنک کن دارای اثر خودتمیز کاری می باشد که خود باعث کاهش رسوب گیری و ایجاد خوردگی در لوله ها شده است.

طراحی دیفیوزر ورودی و نسبت قطر ورودی آن به قطر پوسته به منظور تقسیم مناسب جریان و در نتیجه افزایش بازده حرارتی و کاهش افت فشار مورد ارزیابی قرار گرفته است. شکل مخروطی دیفیوزر با نسبت قطر ورودی به قطر پوسته ۶۰ الی ۷۰ درصد، بهترین نتیجه را ارائه می دهد.

نتایج حاصل از این پژوهش، طراحی بهینه، سریع و دقیق خنک کن های *EGR* است که علاوه بر افزایش بازده و استحکام نسبت به نمونه های خارجی، سازگاری کاملی نیز با شرایط کاری در ایران (با توجه به درصد بالای گوگرد) دارد.

مراجع

- [1] Alain Maiboom, Xavier Tauzia, and Jean-Francoist Hetet, "Experimental Study of Various Effects of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on Combustion and Emissions of an Automotive Direct Injection Diesel Engine", *Energy*, Vol. 33, pp. 22–34, (2008).
- [2] Hountalas, D.T., Mavropoulos, G.C., and Binder, K.B., "Effect of Exhaust Gas Recirculation (EGR) Temperature for Various EGR Rates on Heavy Duty DI Diesel Engine Performance and Emissions", *Energy*, Vol. 33, pp. 272–283, (2008).
- [3] Nidal, H., and Abu-Hamdeh, "Effect of Cooling the Recirculated Exhaust Gases on Diesel Engine Emissions", *Energy Conversion and Management*, Vol. 44, pp. 3113–3124, (2003).
- [4] Torregrosa, A.J., Olmeda, P., Martín, J., and Degraeuwe, B, "Experiments on the Influence of Inlet Charge and Coolant Temperature on Performance and Emissions of a DI Diesel Engine", *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 30, pp. 633–641, (2006).
- [5] Zhang, R., Charles, F., and Ewing, D., "Effect of Diesel Soot Deposition on the Performance of Exhaust Gas Recirculation Cooling Devices", *SAE Paper 2004-01-0122*, (2004).
- [6] Kazunori Takikawa, Seigi Yamoto, and Yuji Miyauchi, "Apparatus for Cooling EGR Gas", *United States Patent*, No. 5,915,472, (1999).
- [7] Lucien Charnay, Hans-Erik Ångström, and Lena Andersson, "CFD Optimization of an EGR Cooler for Heavy-duty Diesel Engines", *SAE Paper 2001-01-1755*, (2001).
- [8] Honma, J., Murao, T., and Yamashita, Y., "Development of a Highly Efficient and Reliable Multi Tube EGR Cooler", *SAE Paper 2004-01-1446*, (2004).

- [9] Mimura, K., and Isozaki, A., "Heat Transfer and Pressure Drop of Corrugated Tubes", *Desalination*, Vol. 22, pp. 131–139, (1977).
- [10] Ganeshan, S., and Rao, M.R., "Studies on Thermo Hydraulics of Single and Multi Start Spirally Corrugated Tubes for Water and Time Independent Power Law Fluids", *Heat and Mass Transfer*, Vol. 25, pp. 1013–1022, (1982).
- [11] Vicente, P.G., Garcia, A., and Viedma, A., "Experimental Investigation on Heat Transfer and Friction Factor Characteristics of Spirally Corrugated Tubes in Turbulent Flow at Different Prandtl Number", *Heat and Mass Transfer*, Vol. 47, pp. 671–681, (2004).
- [12] Vicente, P.G., Garcia, A., and Viedma, A., "Mixed Convection Heat Transfer and Isothermal Pressure Drop in Corrugated Tubes for Laminar and Transition Flow", *Heat and Mass Transfer*, Vol. 31, pp. 651–662, (2004).
- [13] Suriyan, L., and Somchai, W., "The Effects of Corrugation Pitch on the Condensation Heat Transfer Coefficient and Pressure Drop of R-134a Inside Horizontal Corrugated Tube", *Heat and Mass Transfer*, Vol. 53, pp. 2924–2931, (2010).
- [14] Zimparov, V., "Extended Performance Evaluation Criteria for Enhanced Heat Transfer Surfaces: Heat Transfer Through Ducts with Constant Wall Temperature", *Heat and Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 3137–3155, (2000).
- [15] Zimparov, V., "Prediction of Friction Factors and Heat Transfer Coefficients for Turbulent Flow in Corrugated Tubes Combined with Twisted Tape Inserts, Part 1: Friction Factors", *Heat and Mass Transfer*, Vol. 47, pp. 589–599, (2004).
- [16] Zimparov, V., "Prediction of Friction Factors and Heat Transfer Coefficients for Turbulent Flow in Corrugated Tubes Combined with Twisted Tape Inserts, Part 2: Heat Transfer Coefficients", *Heat and Mass Transfer*, Vol. 47, pp. 385–393, (2004).
- [17] Dong, Y., Huixiong, L., and Tingkuan, C., "Pressure Drop, Heat Transfer and Performance of Single-phase Turbulent Flow in Spirally Corrugated Tubes", *Exp. Thermal Fluid Science*, Vol. 24, pp. 131–138, (2001).
- [18] Barba, A., Rainieri, S., and Spiga, M., "Heat Transfer Enhancement Corrugated Tube", *Heat and Mass Transfer*, Vol. 22, pp. 313–322, (2002).
- [19] Paisarn, N., Manachai, N., and Jutarat, K., "Tube Side Heat Transfer Coefficient and Friction Factor Characteristics of Horizontal Tubes with Helical Rib", *Energy Conversion and Management*, Vol. 47, pp. 3031–3044, (2006).
- [20] Patel, V.K., and Rao, R.V., "Design Optimization of Shell and Tube Heat Exchanger using Particle Swarm Optimization Technique", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, pp. 1417–1425, (2010).
- [21] Resat, S., and Marcus, R., "A New Design Approach for Shell and Tube Heat Exchangers using Genetic Algorithms From Economic Point of View", *Chemical Engineering and Processing*, Vol. 45, pp. 268–275, (2006).

- [22] Sanaye, S., and Hajabdollahi, H., "Multi-objective Optimization of Shell and Tube Heat Exchangers", Applied Thermal Engineering, Vol. 30, pp. 1937-1945, (2010).
- [23] Bejan, A., and Kraus, A. D., "Heat Transfer Handbook", 3th Edition, John Wiley and Sons, New York, Chapter 11, Heat Exchanger Design, (2003).
- [24] Kakac S., and Liu H., "Heat Exchangers Selection, Rating and Thermal Design", CRC Press, Washington D.C., pp. 318–335, (2002).
- [25] Azarkish, H., Hoseini, M., and Ehteshami, H., "Exergetic Optimization of Shell and Tube Heat Exchanger using a Genetic Based Algorithm", Applied Thermal Engineering, Vol. 27, pp. 1849-1856, (2007).
- [26] Freund, J. E., "Mathematical Statistics", 5th Edition, Prentice-Hall, New York, (1992).
- [27] Fesanghary, M., Damangir E., and Soleimani, I., "Design Optimization of Shell and Tube Heat Exchangers using Global Sensitivity Analysis and Harmony Search Algorithm", Applied Thermal Engineering, Vol. 29, pp. 1026–1031, (2009).
- [28] Wei Li, and Guanqiu, Li, "Modeling Cooling Lower Fouling in Helical-rib Tubes Based on von-Karman Analogy", Heat and Mass Transfer, Vol. 53, pp. 715–721, (2010).
- [29] Hitoshi Yokomura, Susumu Kouketsu, Seijiro Kotooka, and Yoshiyuki Akao, "Transient EGR Control for a Turbocharged Heavy Duty Diesel Engine", SAE Paper 2004-01-0120, (2004).

فهرست نمادهای انگلیسی

A_{to}	: سطح کلی انتقال حرارت (m^2)
A_o	: سطح بیرونی انتقال حرارت لوله، (m^2)
A_i	: سطح داخلی انتقال حرارت لوله، (m^2)
C_h	: ظرفیت گرمایی ویژه سیال گرم، (J/kg.K)
C_{ps}	: ظرفیت گرمایی ویژه سیال پوسته (سیال خنک کننده)، (J/kg.K)
D	: قطر داخلی لوله، (m)
D_h	: قطر هیدرولیکی معادل، (m)
D_e	: قطر معادل برای انتقال حرارت در پوسته بدون دیوارک، (m)
D_o	: قطر خارجی لوله، (m)
D_s	: قطر داخلی پوسته، (m)
E	: عمق مارپیچ لوله، (m)
f_o	: ضریب اصطکاک سمت پوسته با دیوارک
f_i	: ضریب اصطکاک سمت لوله

فاکتور تصحیح اختلاف دمای صحیح در جریانهای چندگذر	F_T
نرخ جریان جرمی داخل لوله، (kg/m ² .s)	G_t
ضریب انتقال حرارت پوسته در مدل ایده آل جریان، (W/m ² .K)	h_{id}
ضریب تصحیح برای فاصله بین دیوارکها در ورودی و خروجی، (V)	J_s
ضریب انتقال حرارت پوسته، (V)، (W/m ² .K)	h_o
ضریب انتقال حرارت سمت لوله (W/m ² .K)	h_t
ضریب تصحیح برای اثرات ناشی دیوارک	J_l
ضریب تصحیح برای جریانهای کنار گذر	J_b
ضریب تصحیح برای رینولدز کمتر از ۱۰۰	J_r
ضریب تصحیح برای درصد برش دیوارکها و فاصله بین آنها	J_c
ضریب هدایت گرمایی سمت پوسته، (W/m.K)	k_s
ضریب هدایت گرمایی دیواره (W/m.K)	k_w
طول لوله، (m)	L
دبی سیال پوسته، (kg/s)	\dot{m}_s
تعداد گذر لوله	N_p
تعداد لوله	N_t
عدد واحد انتقال حرارت	NTU
عدد نوسلت سمت لوله	Nu
گام لوله ها، (m)	P_t
گام مارپیچ لوله، (m)	P
عدد پراتل	Pr
افت فشار لوله (Pa)	ΔP_t
آهنگ انتقال حرارت واقعی، (W)	Q
عدد رینولدز	Re
ضریب رسوب داخل لوله، (m ² .K/W)	R_i
ضریب رسوب بیرون لوله، (m ² .K/W)	R_o
مقاومت دیواره، (m ² .K/W)	R_w
اختلاف دمای لگاریتمی، (K)	ΔT_{LN}
دمای سیال گرم، (K)	T_h
دمای سیال سرد، (K)	T_c
ضریب کلی انتقال حرارت، (W/m ² .K)	U_o
سرعت متوسط جریان در فاصله l ، (m/s)	V
فاصله از ورودی لوله، (m)	X

نمادهای یونانی

ضرایب رگرسیون خطی چند متغیره	: β_i
ویسکوزیته مولکولی سیال پوسته (آب)، (N.s/m ²)	: μ_s
ویسکوزیته مولکولی سیال پوسته در دمای دیواره، (N.s/m ²)	: $\mu_{s,w}$
ویسکوزیته مولکولی گاز (N.s/m ²)	: μ_t
ضریب تاثیر، بدون بعد	: ε
چگالی سیال، (kg/m ³)	: ρ
ضریب مربوط به تعداد گذر، بدون بعد	: δ
درصد هوای اضافه، بدون بعد	: λ

Abstract

Using corrugate spirally tube instead of smooth tube is an effective and low costly method to increase performance and/or to reduce EGR cooler size. The most important challenge in designing EGR cooler is transient regime of gas flow through the cooler tubes. In this regime, results of available equations show enormous errors especially for straight spiral tubes. In addition, because of small length of EGR cooler and strong dependence of heat transfer coefficient to Entrance Length in the transient regime, affects of the Entrance Length should be considered. In this paper, in order to increase efficiency considering restrictions of pressure drop growth, the influence of effective parameters to design and optimize of EGR cooler tubes has been investigated numerically. Heat transfer and friction coefficients have obtained regarding tube type, flow type (transient flow) and affects of the Entrance Length, using Numerical and multiple linear regressions methods. Then, obtained relations are utilized in theoretical design of EGR cooler method. Comparison of the numerical results with experimental ones shows good agreement. In addition, the influence of ratio of entrance diameter of diffuser per shell diameter to improve efficiency has been studied. Using both numerical and theoretical methods has shortened considerably duration of EGR cooler designing and optimizing for practical application. It should be noted that the designed cooler has high strength. Moreover, in addition to higher efficiency than similar foreign samples it reveals a good performance considering working conditions in Iran.