

بررسی امکان خنک کاری محفظه احتراق موتور توربین گاز دریایی به کمک محیط متخلخل

بهروز شهرياری^۱، مهرباب قربانی^۲

shahriari@mut-es.ac.ir

۱- دکتری مهندسی هوافضا، مجتمع دانشگاهی مکانیک و هوافضا، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، اصفهان

۲- کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان

چکیده

فناوری موتورهای توربین گاز دریایی با شتاب روز افزون به سمت افزایش عملکرد و کاهش هزینه‌ها در حال حرکت است. بزرگ‌ترین مانع در جهت پیشرفت این حوزه، مسایل مربوط به خنک کاری محفظه احتراق است به نحوی که با بالا رفتن دما، مواد به کار رفته در دیواره ذوب شده یا استحکام خود را از دست می‌دهند و عملاً امکان افزایش توان موتور یا زمان کارکرد آن وجود ندارد. یکی از ایده‌های بسیار سودمند برای حل این مشکل، استفاده از محیط متخلخل در مسیر سیال خنک کن محفظه احتراق است. مهم‌ترین مزیت تحقیق حاضر، عدم استفاده از فرض‌های ساده‌کننده و نزدیکی بسیار زیاد آن به شرایط عملی از جمله انتخاب هندسه و شرایط مرزی واقعی، استفاده از مدل عدم تعادل گرمایی محلی برای شبیه‌سازی محیط متخلخل و در نظر گرفتن خواص فیزیکی متغیر با دما برای سیال اشاره کرد. تاثیر عوامل مختلف از قبیل جنس سیال، جنس محیط متخلخل و اندازه حفره‌ها بر انتقال حرارت و افت فشار جریان در محدوده وسیعی از عدد رینولدز و شار گرما به طور جامع بررسی گردید. در نهایت مشخص شد استفاده از سیال هیدروژن به عنوان سیال خنک‌کن با محیط متخلخلی از جنس نیکل با اندازه حفره ۲۰ PPI مناسب‌ترین حالت برای خنک کاری محفظه احتراق است که در مقایسه با کانال ساده، بیشینه دمای دیواره را در اعداد رینولدز مختلف به طور متوسط در حدود ۶۰٪ کاهش می‌دهد. این حالت همراه با افت فشاری در حدود حداکثر ۵ kPa می‌باشد.

واژگان کلیدی: موتور توربین گاز دریایی، محفظه احتراق، خنک کاری، محیط متخلخل.

تاریخ دریافت مقاله: ۹۶/۰۳/۰۴

تاریخ پذیرش مقاله: ۹۷/۰۱/۲۷

۱- مقدمه

از زمان توسعه اولیه و کاربرد موتور توربین گاز در دهه ۱۹۳۰ میلادی تاکنون این تکنولوژی پیشرفت فوق العاده‌ای در زمینه سیستم پایشان هواپی، دریایی، تولید قدرت الکتریکی و محرک‌های مکانیکی برای کاربردهای صنعتی داشته است. امروزه توربین‌های گازی به طور گسترده در نیروی پایشان ناوهای نیروی دریایی، کشتی‌های باری، ناوچه‌های تندرو، هاورکرفت کشتی‌های مسافری سریع و گشت دریایی کاربرد دارند [۱ و ۲].

کاربرد توربین‌های گاز به عنوان نیروی پایشان کشتی در کشورهای صنعتی همواره در حال توسعه بوده است اما پیشرفت آن در سال‌های اخیر شدت بیشتری به خود گرفته است. از زمان تعریف توربین گاز به عنوان یک واحد پایشان دریایی در سال ۱۹۴۷ وقتی که نیروی دریایی سلطنتی بریتانیا یک توربین گاز با توان ۲۵۰۰ اسب بخار را در یک ناو کوچک توپدار به کار برد، گسترش در این زمینه وجود داشته است. این موتورها در ابتدا در شناورهای کوچک و قایق‌های تندرو و پس از آن در ناوچه‌ها و ناوشکن‌ها استفاده شدند. کاربرد دیگر آنها در سیستم‌های تولید برق در کشتی می‌باشد. مزایای توربین گازی دریایی بر سایر موتورها را بدین صورت می‌توان بیان نمود [۳-۷]:

۱- نسبت‌های توان به وزن بالا و توان به حجم بالا: موتورهای توربین گازی نوعا نسبت توان به وزنشان حداقل ۴ برابر موتورهای دیزل متوسط است. اشغال فضای کم و کم بودن وزن، فضای کاری را برای فعالیت‌های دیگر آزاد می‌سازد. به طور مثال موتور توربین گازی LM2500 جنرال الکتریک با توان ۲۵۰۰ kW، ۴/۷۵ متر طول و ۱/۶ متر قطر و وزنی برابر ۳/۵ تن دارد؛ این در حالی است که بهترین نمونه موتور دیزل Doxford نوع J شکل، با ۹ سیلندر که توان ۲۴۳۰۰ kW تولید می‌کند ۶۸۰ تن وزن دارد [۴]. این مثال به خوبی نشان می‌دهد که برای تولید توان مشابه، موتور دیزل نسبت به موتور توربین‌گاز بسیار سنگین‌تر بوده و در نتیجه نسبت توان به وزن آن نیز بسیار پایین‌تر از موتور توربین‌گاز است و این حاکی از برتری موتور توربین‌گاز در این زمینه است.

۲- کاهش سر و صدا و ارتعاشات

۳- آسانی نصب و سرویس که با طراحی مدولار و تجمیع سیستم‌های پشتیبان و کنترل موتور حاصل می‌شود.

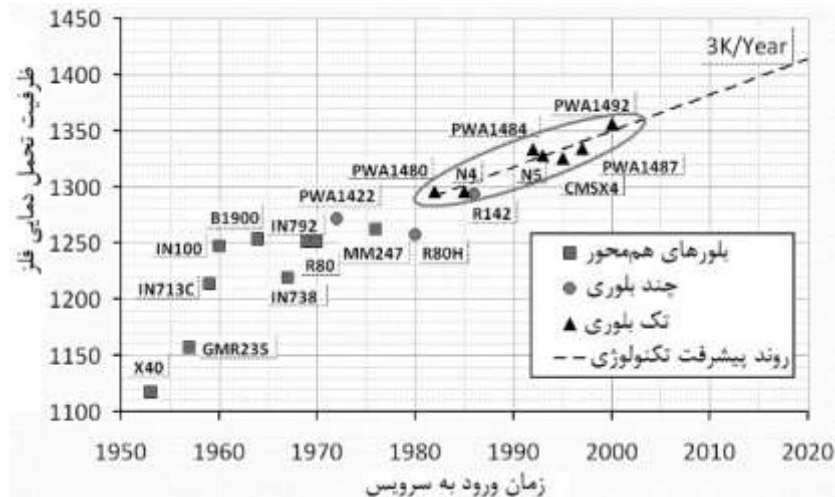
۴- هزینه‌های نگهداری نسبتا کم، نیازمندی کم به قطعات یدکی و آسانی تعویض قطعات
۵- سازگاری با محیط زیست (انتشار اکسیدهای نیتروژن و اکسیدهای گوگرد کمتر نسبت به موتورهای دیزل)
۶- کاهش نیاز به نیروی انسانی و اپراتوری با کاملا خودکار کردن موتور

۷- انعطاف عملکردی و سهولت استفاده: استارت سریع؛ عدم نیاز به گرم شدن و کارکردن بدون بار اولیه؛ شتاب‌گیری سریع، موتور در ۳۰ ثانیه به دور کاری خود می‌رسد، پس از خاموش شدن موتور کاهش شتاب به سرعت انجام می‌پذیرد؛ قابلیت استارت ثانویه حتی بعد از خاموش شدن موتور پس از کار زیاد (بدون محدودیت نیاز به خنک شدن موتور)

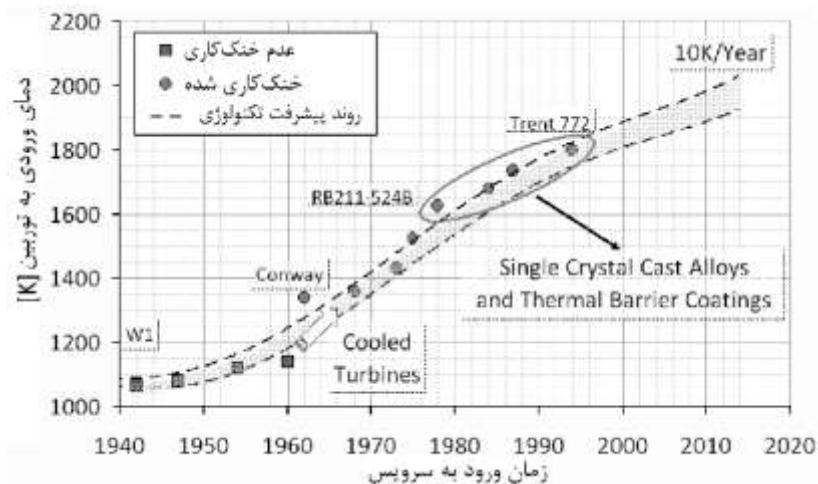
موتورهای توربین‌گاز در سرتاسر عمر بیش از ۸۰ ساله خود از موتور توربوجت ویتل تا موتورهای مدرن امروزی شاهد پیشرفت‌های زیادی بوده‌اند. روند توسعه موتورها به سمت افزایش نسبت فشار کل کمپرسور و در نتیجه افزایش دمای گاز ورودی به توربین است. افزایش دمای ورودی توربین به شرط تحمل دمای ناشی از احتراق توسط مواد، بهبود در مصرف سوخت ویژه (SFC) و توان را به همراه خواهد داشت. توسعه مواد مقاوم به حرارت به خصوص در محفظه احتراق، پره‌های راهنمای نازل و پره‌های توربین در این راستا افزایش عملکرد موتور را در پی داشته است (مطابق شکل (۱)).

استفاده از تکنیک‌های خنک‌کاری قطعات داغ در کنار توسعه مواد نقش چشمگیری در افزایش عملکرد موتور داشته است، شکل (۲). موتور توربین‌گاز از شتاب دادن و تخلیه شاره برای ایجاد توان و پایشان استفاده می‌کند. توان ایجاد شده می‌تواند به شکل‌های مختلفی از جمله حرکت پروانه کشتی مورد استفاده قرار گیرد. اثرگذارترین عامل در تعیین توان موتور توربین‌گاز، فرآیند احتراق است [۸]. نیاز به دسترسی به توان بالاتر، مستلزم افزایش دمای احتراق است که به نوبه خود چالش‌های جدیدی برای سیستم‌های خنک‌کاری ایجاد کرده است.

واکنش‌های شیمیایی در محفظه احتراق می‌تواند دمای دیواره محفظه را تا حد بسیار بالایی که بسیار بیش‌تر از دمای ذوب آن است افزایش دهد بنابر این بسیار مهم است که اطمینان حاصل شود که محفظه احتراق ذوب نشده و عملکرد مطلوب خود را در سرتاسر عمر کاری حفظ می‌کند.



شکل (۱) روند توسعه مواد مورد استفاده در قطعات داغ موتورهای توربین گاز [۷].



شکل (۲) نقش خنک کاری در افزایش دمای ورودی توربین [۷].

محفظه احتراق برگردانده و در آنجا مصرف شود [۹]. مشکل اصلی این روش آن است که مجرای خنک کننده دارای ضریب انتقال حرارت به حد کافی بزرگی نیست تا بطور مناسب دمای دیواره را کاهش دهد. این مسئله عمدتاً به دلیل خواص و دینامیک سیال خنک کاری است. یکی از ایده‌های مفید در این حوزه، استفاده از محیط متخلخل برای خنک کاری دیواره‌ها است. محیط‌های متخلخل دارای سطح تماس بزرگی با سیالات می‌باشند که می‌تواند موجب تقویت عمل انتقال حرارت شود. محیط متخلخل نه تنها شرایط میدان جریان را تغییر داده و موجب نازک‌تر شدن لایه مرزی می‌شود، بلکه ضریب انتقال حرارت هدایتی آن نیز معمولاً از مقدار مربوط به سیال مورد مطالعه، بیشتر است. در نتیجه، وارد کردن یک محیط متخلخل به درون یک کانال سیال، به طرز موثری خواص انتقال حرارتی آن را بهبود می‌بخشد.

از جمله اینکه دمای بسیار بالای دیواره می‌تواند باعث ایجاد تنش‌های حرارتی بسیار بزرگی می‌شود که منجر به ایجاد مشکلاتی در سازه سیستم و یا کاهش عمر آن می‌گردد. با وجود پیشرفت در ساخت مواد با تحمل دماهای بالا و هدایت گرمایی زیاد مانند مواد بر پایه کربن از جمله گرافیت، الماس و یا نانوتیوب‌های کربنی، افزایش توان موتور توربین گاز به دلیل محدودیت ظرفیت خنک کاری با مشکلات جدی روبرو است.

این موضوع بیشتر به دلیل ظرفیت پایین خنک کاری محفظه احتراق است. یکی از روش‌های خنک کاری محفظه احتراق نصب یک پوشش خنک کننده اطراف محفظه احتراق و جریان دادن یک سیال خنک‌کن مانند سوخت یا اکسید کننده در آن است. سیال مذکور هم می‌تواند در فضای بیرون تخلیه شود و هم می‌تواند با استفاده از سیستم چرخشی به

خنک کاری لوله‌ای که با محیط متخلخل پر شده را با سیال هلیوم انجام داده و به این نتیجه رسیدند که با این روش می‌توان مقادیر بسیار زیاد گرما را از دیواره دفع نمود. آن‌ها نتایج را برای حالت استفاده از هیدروژن را نیز تحلیل مقدماتی نمودند.

سوزن و دیویس [۱۵] خنک کاری تبخیری محفظه احتراق با استفاده از محیط متخلخل دو لایه از دو جنس متفاوت را به صورت عددی بررسی کردند. آن‌ها سیال را به صورت تراکم‌پذیر و تراکم‌ناپذیر بررسی و مشاهده نمودند که برای دبی جرمی یکسان در دو جریان، تفاوت در نمودارهای دما و فشار در دو جریان تراکم‌پذیر و تراکم‌ناپذیر ناچیز است. آن‌ها اثر عوامل مختلف مانند تغییر ضخامت و تخلخل دو لایه را بررسی کردند. لانجر و ولفردورف [۱۶] نیز به روش تجربی مسئله‌ای مشابه را بررسی کردند آنها سیال‌های هوا، هلیوم و آرگون را مورد استفاده قرار دادند و به این نتیجه رسیدند که با این روش می‌توان مقادیر بسیار بزرگ گرما را از روی دیواره دفع کرد. البته استفاده از روش خنک کاری تبخیری مشکلاتی نیز دارد که از آن جمله می‌توان به نیاز به تجهیزات جداگانه‌ای برای سیستم خنک کاری (که خود می‌تواند باعث ایجاد مشکلات دیگری شود)، لزوم استفاده از پوشش و طراحی خاص در دیواره، آتش‌گیری محلی در اطراف دیواره در صورتی که از سوخت به عنوان سیال خنک‌کن استفاده شود، کاهش راندمان فرآیند احتراق به دلیل نفوذ سیال خنک‌کن سرد به محفظه احتراق اشاره کرد. در مساله حاضر برخلاف این دست از تحقیق‌ها، سیال هم‌راستا با دیواره وارد مجرای خنک کاری شده و سپس خارج می‌شود. به همین دلیل در این روش نیاز به تجهیزات جداگانه برای سیستم خنک کاری وجود ندارد و تنها بخشی از هوای گذرا از کمپرسور کنارگذر می‌شود لذا از این نظر نسبت به روش تبخیری عملی‌تر به نظر می‌رسد.

در این بخش نیز پژوهش‌هایی انجام شده است. اوه نال [۱۷]، و یوان و همکاران [۱۸ و ۱۹] در پژوهش‌های خود به صورت آزمایشگاهی، اثر استفاده از محیط متخلخل بر انتقال حرارت و افت فشار ناشی از عبور جریان در پوشش خنک‌کننده اطراف محفظه احتراق را بررسی کرد. آن‌ها برای افزایش دقت خود هر دو سمت مجرای خنک‌کن یعنی محیط بیرونی و داخلی را در معرض شار ثابت و یکنواخت گرما قرار داد.

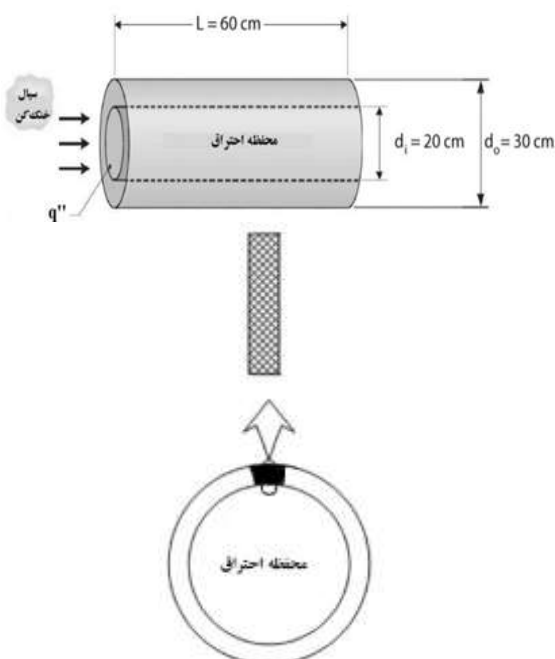
مطالعه مشخصات هیدرولیکی محیط متخلخل از آن جهت دارای اهمیت است که معمولاً با اضافه کردن محیط متخلخل به یک مبدل حرارتی، می‌توان انتقال حرارت را به طرز قابل ملاحظه‌ای افزایش داد اما از سوی دیگر، سیال در گذر از داخل ماتریس متخلخل، با افت فشار زیادی روبرو می‌شود. این پژوهش به طور خاص به بررسی این امکان در شرایط محفظه احتراق می‌پردازد.

از جمله شرایط محفظه احتراق می‌توان به عدد رینولدز و شار گرمای بسیار بالا اشاره کرد بنابراین تنها تحقیق‌های مرتبط در این زمینه مورد بررسی قرار می‌گیرند. مطالعات زیادی پیرامون افزایش انتقال حرارت در یک مبدل حرارتی در اثر استفاده از محیط متخلخل انجام شده است. بروکمیر و همکاران [۱۰] مزایای استفاده از فوم فلزی بر افزایش انتقال حرارت را نشان دادند. آن‌ها از فوم‌هایی از جنس نیکل و مس استفاده و ذکر کردند برای اینکه این روش برای افزایش انتقال حرارت مفید باشد باید بتواند ضمن افزایش انتقال حرارت، وزن کمی داشته باشد، خواص دمایی آن با افزایش دما بهبود یابد و هزینه‌ها را کاهش دهد. آن‌ها دریافته‌اند که انتقال حرارت در ساختار فوم به دلیل افزایش مسیرهای جریان بسیار سودمند است و نسبت به صفحه ساده، انتقال حرارت تقریباً با ضریب ۴ برای مبدل‌های فومی فشرده افزایش پیدا می‌کند. یکی از روش‌های خنک کاری محفظه احتراق، روش خنک کاری تبخیری است. در این روش دیواره محفظه احتراق متخلخل است. در این ناحیه متخلخل، سیال خنک‌کن جریان پیدا کرده و با نفوذ به محفظه احتراق، فیلم نازک خنک کاری نزدیک دیواره در داخل و بیرون محفظه احتراق ایجاد می‌کند. گاهی باقی فضای موجود در مجرای خنک کاری توسط یک نگه‌دارنده یا محیط متخلخل از جنس دیگر پر می‌شود. چوی و همکاران [۱۱] به روش تجربی، خنک کاری محفظه احتراق به روش تبخیری را بررسی کردند. آن‌ها از سیال هلیوم به عنوان سیال خنک‌کن استفاده و اثر استفاده از سیال هیدروژن برای این موضوع را پیش‌بینی کردند. گروئل و همکاران [۱۲] به کمک روش‌های عددی و تجربی توزیع سیال خنک‌کن در محیط متخلخل و دبی بهینه آن را پیدا کردند. ریکیوس و همکاران [۱۳] در تحقیق خود به روش عددی هر دو گونه گاز خنک‌کن و گاز گرم را به صورت جداگانه مدل کردند. سونگ و همکاران [۱۴] با روش تجربی،

استفاده شده است که با این روش، برخلاف برخی از پژوهش‌های پیشین، نتایج حاصل کاملاً منطبق بر واقعیت خواهد بود. با بررسی همه جوانب استفاده از محیط متخلخل، تحلیل جامعی در این زمینه ارائه شده و به امکان‌سنجی استفاده از محیط متخلخل به منظور خنک‌کاری دیواره محفظه احتراق پرداخته می‌شود.

۲- تعریف مساله

جریان سیال به صورت دوبعدی، دائمی، با خواص فیزیکی متغیر با دما، و سرعت و دمای ثابت در ورودی فرض شده است. همچنین با توجه به پژوهش‌های پیشین محدوده‌های کاربردی و وسیعی برای متغیرها انتخاب شده است. هندسه مساله مورد بررسی در شکل (۳) نشان داده شده است. شار گرمای روی دیواره پایینی در محدوده $10000 \leq q'' \leq 100000$ $[\frac{W}{m^2}]$ و عدد رینولدز در محدوده $10000 \leq Re \leq 100000$ تغییر می‌کنند. همچنین سیال با دمای ثابت $290K$ وارد مجرا می‌شود و دمای دیواره بالایی نیز همین مقدار است. شرط مرزی خروجی، فشار خروجی اعمال شده است به نحوی که فشار جریان در خروجی مجرا برابر با فشار محیط باشد. تمامی دیواره‌ها دارای شرط مرزی عدم لغزش هستند. میزان تخلخل مطابق با اکثر پژوهش‌های پیشین برابر با 0.95 در نظر گرفته می‌شود.



شکل (۳) شکل شماتیک مساله.

کارهای آن‌ها بیشتر به صورت مدل و در مقیاس بسیار کوچک صورت گرفت.

چانگ و همکاران [۲۰] نیز مورد مشابهی را با کارهای قبلی را این بار به صورت عددی و آزمایشگاهی انجام دادند. در مساله آن‌ها از سمت سطح زیرین گرما دریافت می‌شد و سه سطح دیگر عایق بود. آن‌ها میزان افزایش انتقال حرارت را به ازای افت فشار ثابت و دبی جرمی ثابت نسبت به حالت ساده بین 130 تا 170 درصد گزارش کردند. بای و چانگ [۲۱] به روش تحلیلی و عددی امکان‌پذیری استفاده از مجرای متخلخل را بررسی کرده و مدلی تحلیلی ارائه نمودند. آن‌ها در تحقیقی دیگر [۲۲] همین مسئله را با روش عددی مورد بررسی قرار داده و به این نتیجه رسیدند که در افت فشار برابر، استفاده از محیط متخلخل میزان انتقال حرارت را 110 درصد افزایش می‌دهد. هندسه‌ای که آن‌ها برای کار خود استفاده کردند هندسه متقارن و هر دو صفحه بالا و پایین کانال در معرض شار گرما قرار می‌گیرند. بررسی کارهای انجام شده حاکی از آن است که تعداد تحقیقات بسیار کمی در زمینه خنک‌کاری محفظه احتراق به کمک محیط متخلخل انجام شده که بخش عمده‌ای از آن‌ها دارای فرض‌های ساده‌کننده زیادی هستند که آن‌ها را از شرایط واقعی دور می‌کند. به عنوان مثال در اکثر این تحقیقات شرایط دیواره بالا و پایین مجرای خنک‌کاری یکسان است؛ این در حالی است که شرایط عمل بدین‌گونه نیست و تنها دیواره داخلی که در تماس با محفظه احتراق است در معرض گرما و دیواره بیرونی در تماس با هوای محیط است. همچنین ابعاد مساله در تحقیقات قبلی بسیار کوچک و در مقیاس آزمایشگاهی است که با توجه به شرایط خاص مساله حاضر مانند سرعت و شار بسیار زیاد، این عامل می‌تواند باعث بروز تفاوت‌هایی در جواب‌های حاصل شود. برای رفع این مشکل و انجام بررسی دقیق از ابعاد کاملاً واقعی استفاده شده است. افزون بر این، در تحقیقات پیشین تاثیر استفاده از محیط متخلخل بر دمای دیواره محفظه احتراق که مهم‌ترین و بحرانی‌ترین عامل در مساله است مورد بررسی قرار نگرفته است. در این تحقیق برخلاف پژوهش‌های پیشین که از اثر انتقال حرارت هدایتی صرف‌نظر شده است، این موضوع لحاظ شده و بنابراین نتایج تحقیق حاضر به واقعیت نزدیک‌تر خواهد بود. برای مدل‌سازی محیط متخلخل از مدل عدم تعادل گرمایی بین فاز جامد و سیال در محیط متخلخل

میزان تخلخل، K نفوذپذیری محیط متخلخل و F ترم اینرسی است.

عدد رینولدز در این مساله حداقل برابر با ۱۰۰۰۰ در نظر گرفته شده است لذا باید از مدل های جریان مغشوش استفاده شود. در این تحقیق از مدل اغتشاشی $k-\omega$ مبتنی بر انتقال تنش برشی استفاده می شود که در آن معادلات اضافی انرژی جنبشی مغشوش و انرژی اتلافی به صورت معادلات (۶) و (۷) است [۲۳].

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i}(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_i}) + G_k - Y_k + S_k \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i}(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_i}) + G_\omega - Y_\omega + S_\omega + D_\omega \quad (7)$$

ω نرخ اتلاف اغتشاشی، k انرژی جنبشی اغتشاشی، $G_{k,\omega}$ تولید k و ω ، $Y_{k,\omega}$ اتلاف k و ω بر اثر اغتشاش، $\Gamma_{k,\omega}$ پخش موثر k و ω ، D_ω پارامتر پخش عرضی، و S مربوط به تنش برشی ناشی از اغتشاش می باشند. مدل ذکر شده کارایی بالایی در شبیه سازی لایه مرزی با دقت بسیار بالا دارد [۲۳]. از نظر معادله انرژی می توان از دو معادله گرمایی مختلف استفاده کرد: مدل تعادل گرمایی موضعی و مدل عدم تعادل گرمایی موضعی. مدل تعادلی این فرض را در خود دارد که در هر مکان، دمای فاز جامد در محیط متخلخل تقریباً مساوی دمای فاز سیال است. این فرض از نظر تئوری و حل عددی ساده است. این تخمین در شرایطی مانند مسائل شدیداً گذرا و بعضی مسائل حالت دائم که میزان تغییرات زیاد است برقرار نیست و باید از مدل عدم تعادل گرمایی استفاده کرد. در پژوهش اخیر نیز این فرض برقرار نبوده و معادلات انتقال گرما برای فاز جامد و سیال به ترتیب به صورت معادلات (۸) و (۹) خواهد بود [۲۳]:

$$(1-\varepsilon)(\rho c)_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = (1-\varepsilon)\nabla \cdot (k_s \nabla T_s) + (1-\varepsilon)q_s'' + h(T_f - T_s) \quad (8)$$

$$\varepsilon(\rho c)_f \frac{\partial T_f}{\partial t} + (\rho c_p)_f v \cdot \nabla T_f = \varepsilon \nabla \cdot (k_f \nabla T_f) + \varepsilon q_f'' + h(T_s - T_f) \quad (9)$$

به دلیل اینکه در این مساله سرعت های زیاد جریان سیال وجود دارد تراکم پذیری جریان بررسی و مشخص شد که در محدوده متغیرهای ذکر شده، بیشینه مقدار عدد ماخ کمتر از ۰/۱ می گردد، بنابراین جریان وارد ناحیه تراکم پذیری نمی شود.

۳- روابط حاکم و حل عددی

معادله بقای جرم برای مسئله به صورت رابطه (۱) است [۲۳]:

$$\frac{\partial}{\partial z}(\rho u) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho v) = 0 \quad (1)$$

معادله مومنتوم در راستای r و z برای سیال در معادله (۲) و (۳) و به طور مشابه برای محیط متخلخل در معادله (۴) و (۵) آورده شده است [۲۳].

$$\frac{\partial}{\partial z}(\rho u u) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho v u) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial z}(\mu_f \frac{\partial u}{\partial z}) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \mu_f \frac{\partial u}{\partial r}) \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial r}(\rho u v) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho v v) = -\frac{\partial p}{\partial r} + \frac{\partial}{\partial z}(\mu_f \frac{\partial v}{\partial z}) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \mu_f \frac{\partial v}{\partial r}) - \frac{\mu_f v}{r^2} \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial z}(\frac{\rho}{\varepsilon} u u) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \frac{\rho}{\varepsilon} v u) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial z}(\frac{\mu_f}{\varepsilon} \frac{\partial u}{\partial z}) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \frac{\mu_f}{\varepsilon} \frac{\partial u}{\partial r}) \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial r}(\frac{\rho}{\varepsilon} u v) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \frac{\rho}{\varepsilon} v v) = -\frac{\partial p}{\partial r} + \frac{\partial}{\partial z}(\frac{\mu_f}{\varepsilon} \frac{\partial v}{\partial z}) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \frac{\mu_f}{\varepsilon} \frac{\partial v}{\partial r}) - \frac{\mu_f v}{\varepsilon r^2} - \frac{\mu_f v}{K} - \frac{\rho F \varepsilon}{\sqrt{K}} |u| u \quad (5)$$

که در آن زیرنویس s به جامد و f به سیال اشاره می کند. همچنین u مولفه سرعت در جهت z ، v مولفه سرعت در جهت r ، T دما، t زمان، p فشار، ρ چگالی، μ ویسکوزیته، ε

همگرایی مقیاس شده استفاده شده است. معیار همگرایی برای انرژی برابر با ۸-۱۰ و برای بقیه متغیرها برابر با ۴-۱۰ می باشد.

در این مساله به دلیل یکسان نبودن شرایط دو دیواره بالا و پایین نمی توان از معیارهای رایج برای بررسی نسبت عملکرد استفاده از محیط متخلخل بر انتقال حرارت و افت فشار که بر مبنای مقایسه عدد ناسلت و ضریب افت فشار در حالت مجرای ساده و مجرای متخلخل است [۲۶] استفاده کرد.

در ادامه مشخصات محیط متخلخل بر حسب قطر سوراخها، میزان تخلخل و هدایت گرمایی آورده شده است اما با همین موارد ذکر شده نیز می توان سایر متغیرهای محیط متخلخل مانند عدد دارسی را محاسبه نمود. عدد دارسی به صورت معادله (۱۳) محاسبه می شود [۲۷]:

$$Da = \frac{K}{R_h^2} = \frac{K}{((d_o - d_i)/4)^2} \quad (13)$$

که در آن Da عدد دارسی و Rh قطر هیدرولیکی مجراست. از از طرفی نفوذپذیری محیط متخلخل از رابطه (۱۴) محاسبه می شود [۲۷]:

$$K = \frac{\varepsilon^3 d_{particle}^2}{150(1 - \varepsilon)^2} \quad (14)$$

که در آن dp قطر ذره است و از طریق رابطه (۱۵) به قطر سوراخ مرتبط می شود [۲۷]:

$$d_{particle} = 1.5 \frac{(1 - \varepsilon)}{\varepsilon} d_{pore} \quad (15)$$

با محاسبه قطر سوراخ برای حالت های ۱۰، ۲۰ و ۴۰ PPI و جایگذاری مقادیر معلوم مساله در روابط ۱۳ تا ۱۵، در نهایت اعداد دارسی مساله برای حالت های ۱۰، ۲۰ و ۴۰ PPI به ترتیب ۴-۱۰/۴۶، ۵-۱۰/۶۶، ۶-۱۰/۱۴ محاسبه می گردد.

در این تحقیق شبکه بندی مورد استفاده توسط سلول های مستطیلی و به دقت تولید شده است. با توجه به امکان استفاده از شبکه سازمان یافته و همچنین دقت بالای این نوع شبکه، از شبکه سازمان یافته استفاده شده است. با توجه به مغشوش بودن و سرعت بالای جریان و به منظور افزایش دقت و صحت حل عددی از شبکه لایه مرزی در نزدیکی دیواره ها استفاده شده به نحوی که پارامتر y^+ که از طریق رابطه (۱۶) محاسبه می شود، در حدود ۱ باشد [۲۸]:

$$y^+ = \frac{\rho u_\tau \Delta y}{\mu} \quad (16)$$

در معادلات بالا c گرمای ویژه جامد، cp گرمای ویژه در فشار ثابت سیال، k هدایت گرمایی، q" گرمای تولید شده در واحد حجم و h ضریب انتقال حرارت است. همچنین V سرعت دارسی است که به صورت $v = \varepsilon V$ تعریف می شود و در آن V بردار سرعت می باشد. از گرمای تولید شده در واحد حجم نیز صرف نظر می گردد. برای تعیین مقدار مناسب h بر طبق اصلاحات انجام شده روی بسترهای متخلخل ذرات خواهیم داشت [۲۳]:

$$h = a_{fs} h^* \quad (10)$$

افس برابر با سطح ویژه (سطح به ازای واحد حجم) برابر است با [۲۳]:

$$a_{fs} = 6(1 - \varepsilon)/d_p \quad (11)$$

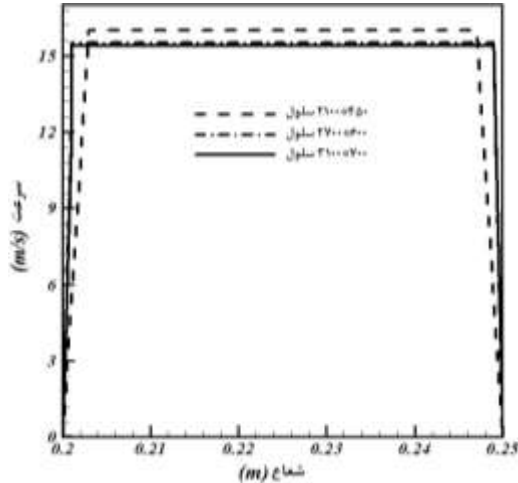
که در آن dp قطر ذرات است. همچنین h^* از طریق رابطه (۱۲) بدست می آید [۲۳]:

$$\frac{1}{h^*} = \frac{d_p}{Nu_{fs} k_f} + \frac{d_p}{\beta k_s} \quad (12)$$

Nu_{fs} ضریب انتقال حرارت سیال به جامد، ε میزان تخلخل و β=10 است، اگر ذرات محیط متخلخل کروی فرض شوند [۲۳]. برای استفاده از مدل عدم تعادل گرمایی باید معادلات (۸) و (۹) با توجه به شرایط مرزی حل شوند. در این مطالعه برای محاسبه Nu_{fs}، مشابه کار فروهلهک و همکاران [۲۴] از روابط موجود در تحقیق ویتاکر [۲۵] استفاده شد. با مقایسه نتایج حاصل با نتایج تجربی مشابه اوه نال [۱۷] صحت مقادیر به دست آمده برای تحقیق حاضر تایید شد.

برای شبیه سازی از نرم افزار فلونت استفاده شده است. با توجه به تراکم ناپذیر بودن جریان و اینکه عدد ماخ در بیشترین حالت به ۰/۱ می رسد بنابراین از حل گر بر مبنای فشار استفاده شده است. همچنین الگوریتم SIMPLE به منظور کوپل کردن فشار و سرعت به کار برده شده است.

روش حل عددی نرم افزار فلونت، حجم محدود است. و در آن فرم انتگرالی معادلات بقای جرم، مومنتوم، انرژی و مقادیر اسکالر و ... حل خواهد شد. برای همگرایی بهتر در تمامی حالت ها از روش بالا دست مرتبه دوم استفاده شده است. استفاده از روشی با مرتبه دقت بالاتر، از پخش عددی جلوگیری کرده و جواب های دقیق تری به دست می دهد. ارتباط بین معادلات سرعت و فشار با استفاده از الگوریتم ساده پاتانکار برقرار شده است. همچنین از دقت دو برابر در نرم افزار فلونت استفاده شده است. در این تحقیق از معیار



شکل (۴) بررسی استقلال شبکه برای پروفیل سرعت با سه اندازه شبکه مختلف در کانال با محیط متخلخل مس ۱۰ PPI و $Re=10000$.

برای شروع بررسی ابتدا شبیه‌سازی مجرای ساده انجام شده است. چون حل تحلیلی افت فشار سیال در مجرای ساده موجود است می‌توان برای صحت‌سنجی مساله حاضر از آن استفاده کرد. همچنین از نتایج این مرحله برای مقایسه تاثیر استفاده از محیط متخلخل بر روی میزان افت فشار و انتقال حرارت مساله استفاده کرد. در مجرای ساده، افت فشار برای دبی‌های کم و اعداد رینولدز پایین، کوچک است اما با ورود به ناحیه جریان مغشوش و سرعت‌های بالا، افت فشار نیز به شدت افزایش پیدا می‌کند. افت فشار در جریان توسعه یافته از طریق ضریب افت و به شکل رابطه (۱۹) محاسبه می‌شود [۲۹]:

$$f = \frac{(\Delta p / \Delta l)(d_o - d_i)g}{(1/2 \rho u^2)} \quad (19)$$

که در آن f ضریب افت فشار، d_i قطر استوانه کوچک، d_o قطر استوانه بزرگ و g ثابت جهانی گرانش است. همچنین ضریب افت فشار نیز توسط رابطه‌ای که پرانتل ارائه کرد به شکل رابطه (۲۰) محاسبه می‌شود [۲۹]:

$$\frac{1}{f^{1/2}} = 2.0 \log(Re f^{1/2}) - 0.8 \quad (20)$$

که در آن Re بیانگر عدد رینولدز بوده و به صورت $Re = \rho V D_0 / \mu$ تعریف می‌شود. D_h بیانگر قطر هیدرولیکی مجراست و در اینجا برابر با $D_h = D_o - D_i$ است. در شکل (۵) نمودار افت فشار بر واحد طول بر حسب عدد رینولدز آورده شده است. از نمودار مشخص است که با افزایش عدد رینولدز، افت فشار افزایش پیدا می‌کند. برای

که در آن $u\tau$ سرعت اصطکاکی و Δy ارتفاع اولین سلول از سطح است. متغیر $u\tau$ به صورت رابطه (۱۷) تعریف می‌شود [۲۸]:

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (17)$$

و τ_w تنش برشی دیواره است که مطابق با رابطه (۱۸) تعریف می‌شود [۲۸]:

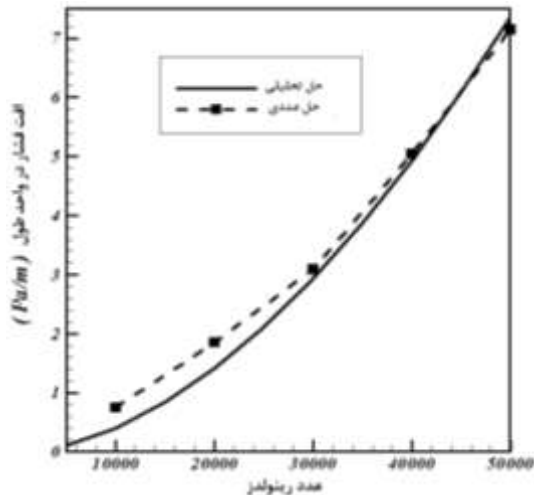
$$\tau_w = \frac{\rho U^2 c_f}{2}, c_f = 0.079 Re^{-0.25} \quad (18)$$

و در رابطه بالا c_f ضریب اصطکاک سطح است. به عنوان نمونه، از محاسبات بالا، میزان Δy برای $Re=10000$ در حدود 0.199 میلی‌متر به دست می‌آید.

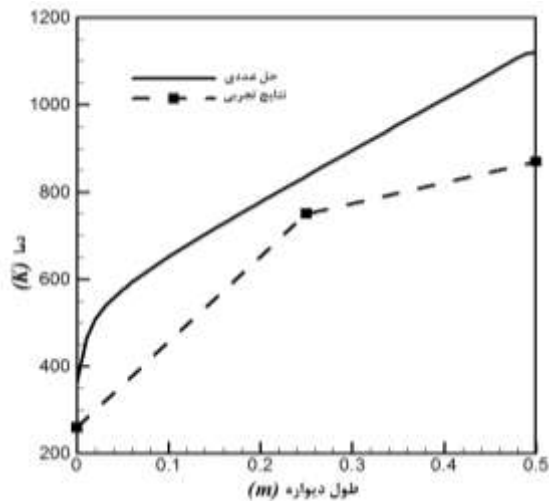
۴- نتایج تحلیل

در تمامی نتایج بدست‌آمده در تحقیق حاضر، استقلال جواب‌ها از شبکه بررسی شده است. برای نشان دادن روند کلی انجام کار، در ادامه یک نمونه از بررسی استقلال شبکه آورده شده است. در شکل (۴) نمودار سرعت برای $Re=10000$ در کانال متخلخل برای سه اندازه شبکه مختلف آورده شده است. برای این کار سه شبکه مختلف با تعداد 3100×700 ، 2700×600 ، 2100×450 شبکه مورد بررسی قرار گرفت. سه شبکه مورد استفاده در این ارزیابی به ترتیب دارای فاصله اولین گره از سطحی برابر با 0.19 میلی‌متر، 0.15 میلی‌متر و 0.132 میلی‌متر هستند که Δy محاسبه شده در بخش قبل را به طور کامل پوشش می‌دهند. این موضوع برای سایر حل‌های عددی نیز به طور کامل مورد بررسی و کنترل قرار گرفته است.

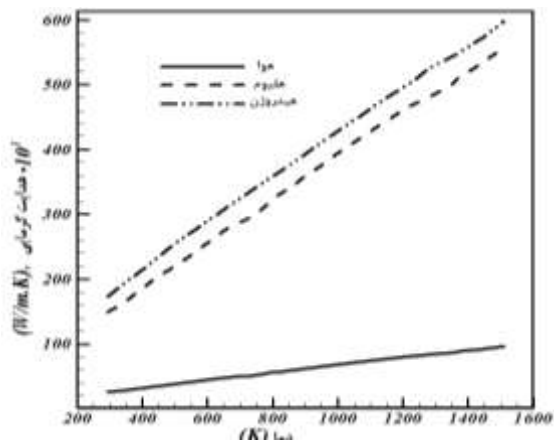
با بررسی نتایج شکل (۴) مشخص شد اختلاف بین جواب‌ها در شبکه با اندازه متوسط با شبکه با اندازه ریز حداکثر 0.2% است؛ بنابراین با استفاده از شبکه متوسط می‌توان با دقت و هزینه محاسباتی مناسب به جواب‌های دقیق دست یافت. پیوندهای داخل محیط متخلخل به شدت اغتشاش جریان را افزایش می‌دهند و باعث می‌شوند پروفیل سرعت در مقطع عرضی کانال تقریباً صاف و مسطح و در لایه مرزی بسیار نازک شود. در نتیجه پروفیل سرعت در بخش عمده‌ای از مقطع عرضی کانال تقریباً یکنواخت است اما در ناحیه نازک لایه مرزی در نزدیک دیواره‌ها گرادیان سرعت بسیار بزرگی وجود دارد.



شکل (۵) مقایسه حل‌های عددی و تحلیلی گرادیان فشار در لوله بر حسب عدد رینولدز.



شکل (۶) مقایسه حل عددی با حل تجربی [۱۷] در $Re=14800$ و $q''=19200 \text{ W/m}^2$ با محیط متخلخل از جنس مس با اندازه حفره‌های PPI 20 و سیال هوا.

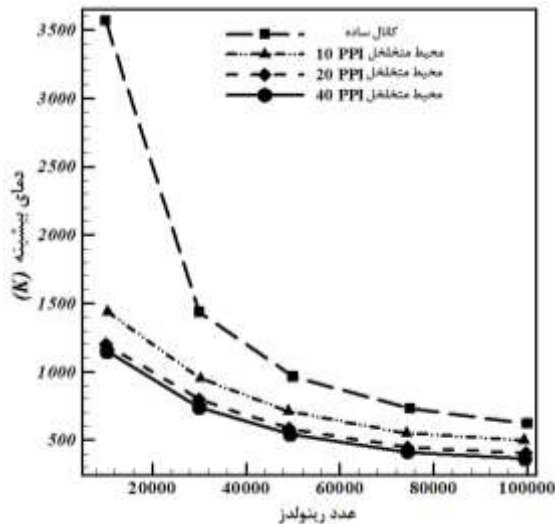


شکل (۷) وابستگی ضریب هدایت گرمایی سه گاز هوا، هلیوم و هیدروژن با دما.

مقایسه افت فشار حل عددی با پیش‌بینی تحلیلی مقایسه شد. تطبیق خوبی بین نتایج حل عددی و حل تحلیلی مشاهده می‌شود. از نمودار مشخص است که در مقادیر رینولدز پایین‌تر میزان افت فشار بیش‌تر از مقدار پیش‌بینی شده توسط تئوری می‌باشد و با افزایش عدد رینولدز این فاصله کم‌تر شده و در رینولدزهای بالا، مقادیر افت فشار بر واحد طول حل عددی کم‌تر از مقادیر تحلیلی می‌باشد.

همان‌گونه که در بخش روابط حاکم ذکر شد، برای صحت‌سنجی شبیه‌سازی محیط متخلخل با استفاده از مدل عدم تعادل گرمایی، نتایج با استفاده از نتایج تجربی اوهنال [۱۷] مقایسه گردید. البته باید توجه کرد که در کار تجربی، هر دو دیواره بالایی و پایینی در معرض شار ثابت هستند اما در مساله حاضر تنها دیواره پایینی شار گرما دریافت می‌کند. با اعمال تغییرات مذکور و برخی یکسان‌سازی ابعاد مطابق با مرجع [۱۷] در نهایت مقایسه بین دمای دیواره و به ازای عدد رینولدز ۱۴۸۰۰ و شار 19200 W/m^2 انجام شد که این مقایسه در شکل (۶) آورده شده‌است. اختلاف بین دماها در دو حل مختلف در ابتدای کانال حدود ۲۶٪ و در مرکز و انتهای کانال به ترتیب ۱۰ و ۲۱ درصد است. دلیل اختلاف در ورودی می‌تواند ناشی از مشکل در تماس هیترها با ابتدای کانال و در خروجی ناشی از ناشی اثرات خروجی بر جریان داخل کانال باشد چون طول لوله در کار اوهنال $L=0.5 \text{ m}$ اما در کار حاضر $L=0.6 \text{ m}$ بود و دمای دیواره تا طول $L=0.5 \text{ m}$ برای مقایسه آورده شده‌است. اوهنال در کار خود به برخی محدودیت‌ها در خصوص دقت وسایل اندازه‌گیری و آزمایش ذکر کرده که به نظر می‌رسد با در نظر گرفتن همه عوامل، تطابق بین جواب‌ها معقول به نظر می‌رسد.

در این مسئله به دلیل ماهیت بالا بودن بسیار زیاد محدوده دما در آن، استفاده از فرض ثابت بودن خواص فیزیکی سیال با دما فرض معقولی نیست. خواصی مانند هدایت گرمایی، گرمای ویژه و ویسکوزیته با افزایش دما در طول کانال تغییر می‌کند که این تغییرات می‌تواند بر روی جواب‌ها اثرگذار باشد. به عنوان نمونه نتایج حاصل از متغیر فرض کردن ضریب انتقال گرمای هدایتی در شبیه‌سازی عددی در شکل (۷) آورده شده‌است. این شکل نحوه تغییرات ضریب هدایت گرمایی سه گاز هوا، هلیوم و هیدروژن با دما را در محدوده ۱۵۰۰-۲۹۰ کلوین نشان می‌دهد.



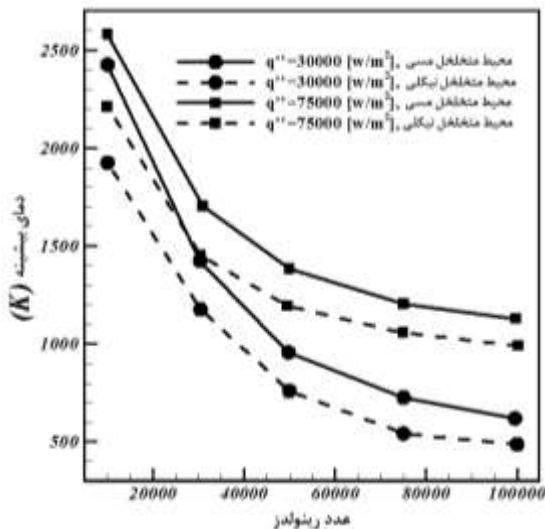
شکل (۸) مقایسه دمای بیشینه دیواره بر حسب عدد رینولدز برای شار گرمای $q''=30000[w/m^2]$ در حالت مجرای ساده و حالت مجرای با محیط متخلخل از جنس مس.

در واقع با ریز شدن سوراخ‌ها مدت زمان و سطح تماس سیال و محیط متخلخل که حامل گرما است بیشتر شده و در نتیجه انتقال حرارت افزایش پیدا می‌کند. میزان کاهش دما در اثر استفاده از محیط متخلخل نسبت به کانال ساده، بسته به اندازه حفره و عدد رینولدز، بین ۲۰٪ تا ۶۸٪ است. هرچه حفره‌ها ریزتر باشند دمای دیواره کم‌تر خواهد بود که نشان‌دهنده این است که در حفره‌های ریزتر انتقال حرارت به صورت موثرتری نسبت به حفره‌های درشت‌تر انجام می‌شود. همچنین با ریزتر شدن حفره‌ها میزان تغییرات دما در اثر تغییر عدد رینولدز کم‌تر است و نمودار آن صاف‌تر می‌شود. همچنین میزان کاهش دما به ازای استفاده از محیط متخلخل ۲۰ PPI نسبت به ۱۰ PPI بیشتر از تبدیل محیط متخلخل از ۲۰ PPI به ۴۰ PPI است به گونه‌ای که استفاده از محیط متخلخل ۲۰ PPI و ۴۰ PPI تفاوت محسوسی وجود ندارد. به عنوان مثال در اثر استفاده از محیط متخلخل ۲۰ PPI نسبت به ۱۰ PPI در مقایسه با مجرای ساده، میزان کاهش دما در رینولدزهای پایین در حدود ۱۰ درصد است. این میزان برای استفاده از محیط متخلخل ۲۰ PPI در مقایسه با ۴۰ PPI در حدود ۳ درصد است. از روند کلی نمودارها هم مشاهده می‌شود که با زیاد شدن عدد رینولدز به تدریج شیب منفی نمودار دما که نزولی است کم و کم‌تر می‌شود. این مورد شاید به این دلیل باشد که به دلیل پایین بودن ظرفیت حرارتی سیال، توانایی سیال در جذب گرما محدود است و سیال در ابتدای جریان به مقدار زیادی گرم

از شکل استنباط می‌شود که در محدوده مذکور، ضریب هدایت گرمایی به صورت خطی افزایش می‌یابد. همچنین ضریب هدایت حرارتی هلیوم و هیدروژن در دمای ۱۵۰۰ کلوین در حدود ۳ برابر ضریب هدایت حرارتی در دمای ۲۹۰ کلوین است. این نسبت برای هوا در حدود ۴ برابر است. بنابراین استفاده از فرض خواص متغیر با دما فرضی منطقی است. نتایج شکل (۷) در تطابق با نتایج مراجع [۱۴، ۱۶، ۲۹] است.

در ادامه به بررسی انتقال حرارت در مجرا پرداخته می‌شود. مکانیزم کلی انتقال حرارت به این صورت است که سطح گرم به صورت منبع انتقال حرارت عمل می‌کند با عمل هدایت حرارتی گرما را به محیط متخلخل و از طریق جابجایی به سیال خنک‌کن منتقل می‌کند. بنابر این هر چه مقاومت تماسی بین سطح و محیط متخلخل کم‌تر باشد و هر چه ضریب هدایت حرارتی محیط متخلخل بیشتر باشد، در نتیجه انتقال حرارت موثرتر خواهد بود. در این تحقیق از انتقال حرارت تشعشعی صرف نظر شده اما با توجه به بالا بردن محدوده دماها، استفاده از دیواره‌های شفاف که باعث فعال شدن این مکانیزم انتقال حرارت گردد نیز می‌تواند آثار سودمندی داشته باشد. همچنین در نظر گرفتن مکانیزم انتقال حرارت به روش تشعشع نیز دیگر عاملی است که می‌تواند اثرات سودمندی داشته باشد.

محیط متخلخل نیز به روش هدایت و جابجایی حرارت را به سیال منتقل می‌کند. در این حالت از اعداد رینولدز بالا استفاده می‌شود زیرا سرعت جریان برای کاربردهایی از این دست بسیار بالاست در شکل (۸) تاثیر استفاده از محیط متخلخل بر روی کاهش دمای بیشینه دیواره محفظه احتراق نسبت به حالت ساده آورده شده است. در این نمودار دمای بیشینه بر حسب عدد رینولدز برای شار گرمای ثابت $q''=30000[w/m^2]$ برای کانال ساده و همچنین محیط متخلخل از جنس مس با اندازه سوراخ‌های متفاوت نشان داده شده است. همان گونه که از شکل مشخص است با افزایش عدد رینولدز انتقال حرارت افزایش پیدا کرده و در نتیجه دمای دیواره کاهش پیدا می‌کند زیرا مقدار بیش‌تری سیال از کانال عبور کرده و بنابراین حرارت بیشتری را با خود حمل و به بیرون منتقل می‌کند. با استفاده از محیط متخلخل در مجرا، دمای دیواره به شدت کاهش می‌یابد که این میزان با ریزتر شدن سوراخ‌ها افزایش می‌یابد.



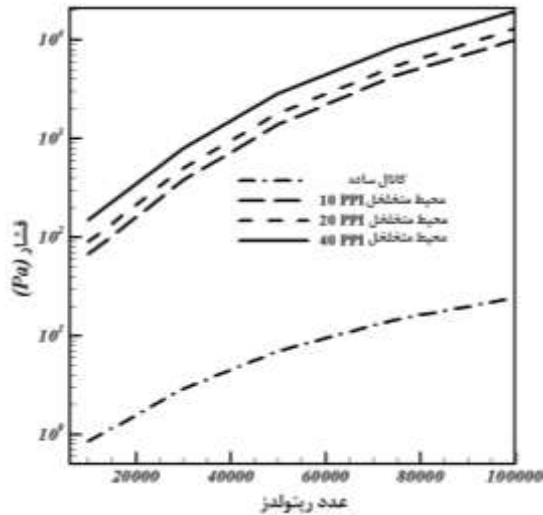
شکل (۹) دمای بیشینه دیواره بر حسب عدد رینولدز برای محیط‌های متخلخلی از جنس نیکل و مس.

ویژگی‌هایی چون آتشگیر نبودن و به تاخیر انداختن آتش باعث سازگاری بیشتری هلیوم برای این کاربرد هستند. هیدروژن نیز ظرفیت گرمایی پایینی دارد و از آن به عنوان سوخت در محفظه احتراق استفاده می‌شود. به همین دلیل این سه گاز برای بررسی انتخاب گردیدند. استفاده از سیال هوا در این تحقیق فرض بسیار معقولی است اما هوا ضریب هدایت گرمایی پایینی دارد. البته بجز هوا برای بکارگیری دو گاز دیگر باید از یک سیکل بسته استفاده کرد. تاثیر تغییر نوع سیال خنک‌کن بر بیشینه دمای دیواره در شکل (۱۰) آمده است. بیشینه دما دیواره بر حسب عدد رینولدز برای سه سیال هوا، هلیوم و هیدروژن در یک شار گرمایی ثابت نشان داده شده است. تاثیر نوع سیال بر بیشینه دمای دیواره در اعداد رینولدز کم، ناچیز است؛ به نحوی که در $Re=10000$ تفاوت بیشینه دمای دیواره هلیوم نسبت به هوا ۱۷٪ کم‌تر است. این تفاوت برای هوا و هیدروژن ۲۵٪ می‌باشد. با افزایش سرعت جریان اختلاف بین نمودارها افزایش پیدا می‌کند و آن‌ها از هم فاصله می‌گیرند. در $Re=100000$ تفاوت بیشینه دمای دیواره هوا نسبت به هلیوم ۱۶/۵٪ و این تفاوت برای هوا و هیدروژن ۲۴٪ خواهد بود. در رینولدزهای پایین، مکانیزم غالب در دفع گرما، هدایت حرارتی محیط متخلخل است که این موضوع با افزایش عدد رینولدز جای خود را به انتقال حرارت جابجایی می‌دهد و بدین ترتیب تاثیر نوع سیال نمود بیشتری پیدا می‌کند.

می‌شود و در انتهای مجرا برای جذب گرما کمتر موثر خواهد بود. در نتیجه افزایش عدد سرعت جریان نیز از حدی بالاتر نمی‌تواند بر روی افزایش میزان انتقال حرارت و کاهش دمای سطح موثر واقع شود. در اینجاست که بررسی ظرفیت گرمایی سیال اهمیت پیدا می‌کند. در این شکل و برخی از شکل‌هایی که در ادامه می‌آید به دلیل نزدیکی خطوط به یکدیگر و برای جلوگیری از تداخل نشان‌ها و وضوح بهتر نتایج، از نمایش علایم صرف نظر شده و تنها خطوط رسم شده‌اند.

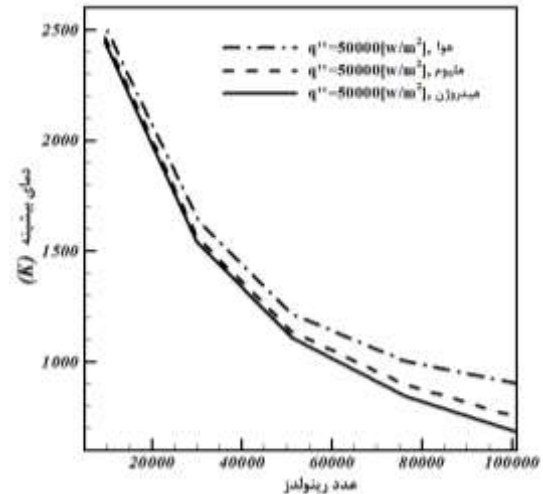
از دیگر عواملی که در میزان انتقال حرارت در مجرای همراه با محیط متخلخل موثر باشد، جنس محیط متخلخل است. تاثیر تغییر جنس محیط متخلخل در شکل (۹) نشان داده شده است. در این شکل نمودار دمای بیشینه دیواره بر حسب عدد رینولدز برای محیط‌های متخلخلی از جنس نیکل و مس، که دو جنس متداول برای محیط متخلخل هستند؛ نشان داده شده است. همان‌گونه که از شکل مشخص است چون ضریب هدایت حرارتی نیکل از مس بیشتر است در نتیجه دمای بیشینه دیواره‌ای که از محیط متخلخل نیکلی استفاده می‌کند نیز کمتر از نمونه مشابه از جنس مس می‌باشد. برای شار $q''=30000[w/m^2]$ استفاده از جنس محیط متخلخل نیکلی باعث می‌شود دمای بیشینه دیواره در حدود ۲۰٪ کاهش پیدا کند. این مقدار برای شار $q''=75000[w/m^2]$ در حدود ۱۴٪ است. این نسبت در اعداد رینولدز مختلف تقریباً ثابت است. با توجه به اینکه نیکل سبک‌تر از مس می‌باشد، از این رو استفاده از فلز نیکل سودمندتر به نظر می‌رسد. همچنین باید به این نکته توجه کرد که افت فشار سیال به جنس محیط متخلخل وابسته نیست. در این تحقیق از سیال‌های هوا، هلیوم و هیدروژن به عنوان سیال خنک‌کن استفاده و نتایج از لحاظ هیدرودینامیکی و گرمایی مقایسه شده‌اند. دلیل بررسی این سه گاز این است که هوا به علت در دسترس بودن همواره یکی از گزینه‌های مطلوب و مدنظر است.

هلیوم دارای ظرفیت گرمایی ویژه بسیار زیاد است و برای افزایش دما، نیاز به گرفتن گرمای زیادی از اطراف دارد. این عامل باعث شده تا در مقاصد خنک‌کاری به ویژه خنک‌کاری راکتورها استفاده شود. این گاز جزو گازهای ایده‌آل است و در شرایط خاص مانند دما و فشار بالا با مواد دیگر واکنش نمی‌دهد.



شکل (۱۱) مقایسه افت فشار سیال هوا برای مجرای ساده و مجرای متخلخل با اندازه سوراخ‌های متفاوت.

علت اصلی افزایش بیش از حد فشار در کانال متخلخل، افزایش بسیار زیاد سطح تماس جامد با سیال به ازای واحد حجم است. این عامل باعث می‌شود که افت سطحی در اثر عبور سیال از محیط متخلخل بیشتر شود. در واقع سیال برای عبور از کانال با سطح بسیار بیشتری نسبت به کانال ساده در تماس است و این امر اختلاف فشار را افزایش می‌دهد. عامل دیگر افزایش افت فشار، انبساط و انقباض‌هایی است که سیال در اثر عبور از محیط متخلخل پیدا می‌کند. از نمودار مشخص است که همه نمودارها روند یکسانی دارند و اختلاف بین نمودارها تقریباً ثابت می‌ماند. به‌طور کلی افت فشار با کاهش سایز حفره‌های متخلخل افزایش پیدا می‌کند. افت فشار در حفره‌های ۲۰ PPI در حدود ۲۵٪ بیشتر از ۱۰ PPI و برای ۴۰ PPI در حدود ۴۰٪ بیشتر از ۲۰ PPI است. همچنین با توجه به نتایج شکل (۸) به نظر می‌رسد استفاده از محیط متخلخل با حفره‌های ۴۰ PPI مناسب نباشد. افت فشار ایجاد شده در مجرا با سیال هوا حداکثر ۱۰ kPa است که نسبتاً زیاد نبوده و تامین آن به راحتی قابل انجام است. از سوی دیگر با بررسی افت فشار سیال‌های مختلف در اثر عبور از محیط متخلخل، مشخص شد که نسبت افت فشار سیال‌های مختلف تقریباً ثابت و مستقل از عدد رینولدز است. هیدروژن افت فشار کم‌تری نسبت به دو سیال دیگر دارد. افت فشار هیدروژن در حدود ۱۰٪ کمتر از هواست. افت فشار هلیوم در حدود ۷٪ بیشتر از هوا است. بنابراین افت فشار هیدروژن حداکثر ۵ kPa خواهد بود.



شکل (۱۰) دمای بیشینه دیواره بر حسب عدد رینولدز در یک شار گرمایی ثابت برای سه سیال خنک‌کن متفاوت.

نتایج نشان داد در اثر استفاده از هیدروژن بجای هلیوم، خنک‌کنندگی بیشتری ایجاد می‌شود. زیرا با وجود اینکه این دو سیال ضریب هدایت گرمایی تقریباً مشابهی دارند، هیدروژن گرمای ویژه بیشتر و سرعت جریان بیشتر به دلیل مقطع عرضی اتمی کوچک‌تر و لزجت کمتر دارد. لذا در مواردی که امکان استفاده از هیدروژن وجود داشته باشد استفاده از هیدروژن بجای هلیوم می‌تواند سودمندتر باشد. نمودار افت فشار کلی سیال هوا در اثر عبور از مجرا بر حسب عدد رینولدز برای مجرای ساده و برای محیط متخلخل با اندازه حفره‌های متفاوت در شکل (۱۱) آمده است. برای یک محیط متخلخل که در آن میزان تخلخل و اندازه حفره‌ها ثابت باشد، افت فشار تنها به سرعت بستگی دارد زیرا پیچ و خم ایجاد شده در جریان در اثر عبور از حفره‌های محیط متخلخل، شدت اغتشاش جریان را به شدت افزایش می‌دهد. از طرفی محیط متخلخل دارای سطح تماس بیشتری برای سیال ایجاد می‌کنند و سیال افت فشار بیشتری در عبور از این سطح گسترده تجربه می‌کند. دیگر عاملی که در افزایش افت فشار مجراهای متخلخل می‌تواند موثر باشد لبه‌های تیز محیط متخلخل است که می‌تواند باعث ایجاد اغتشاش و گردابه جریان گردد. مجموعه این عوامل در کنار یکدیگر می‌تواند منجر به افزایش افت فشار شود. مطابق شکل افت فشار در کانال متخلخل در حدود ۲ مرتبه و یا بیشتر نسبت به شرایط مشابه در کانال ساده افزایش پیدا می‌کند. برای نمایش بهتر، نمودار در مقیاس لگاریتمی رسم شده است.

۵- نتیجه‌گیری

کنترل دمای اجزای محفظه احتراق و مسایل مربوط به خنک‌کاری آن یکی از بزرگترین موانع در توسعه و افزایش توان توربین‌های گازی است. در این تحقیق ایده استفاده از محیط متخلخل در مجرای خنک‌کننده محفظه احتراق به منظور افزایش میزان دفع گرما در قالب تحقیقی جامع امکان‌سنجی شد. نتایج مدل‌سازی افت فشار در کانال ساده و همچنین دمای دیواره در مجرای متخلخل به ترتیب با نتایج تحلیلی و تجربی مقایسه و پس از مشاهده تطابق بسیار خوب بین نتایج، صحت مدل‌سازی تایید شد. سعی شد تا شرایط مساله به نحوی تعیین شود که مسئله شبیه‌سازی شده کاملاً عملی و کاربردی بوده و بیشترین شباهت را با مساله اصلی داشته باشد؛ بدین منظور از مدل عدم تعادل گرمایی در مدل‌سازی محیط متخلخل و خواص ترمودینامیکی متغیر با دما استفاده شد. با توجه به شرایط مساله، متغیر بیشینه دمای دیواره به عنوان متغیر بحرانی مساله انتخاب شد. همه عوامل تاثیرگذار بر جریان و انتقال حرارت مسئله مانند سرعت سیال، نوع سیال، نوع محیط متخلخل و اندازه حفره محیط متخلخل به طور کامل مورد بررسی قرار گرفت.

با بررسی نتایج مشخص شد که در محدوده دمای مورد بررسی، خواص سیال به شدت تغییر می‌کند به نحوی که ضریب هدایت حرارتی هلیوم و هیدروژن در انتهای بازه دمایی مذکور در حدود ۳ برابر و ضریب مذکور برای هوا ۴ برابر ابتدای بازه خواهد شد. همچنین مشخص شد که میزان کاهش دمای دیواره کانال دارای محیط متخلخل از جنس مس با سیال هوا نسبت به کانال ساده، بسته به شرایط در حدود ۲۰ تا ۶۸ درصد است که با افزایش سرعت جریان، این اختلاف کم‌تر می‌شود. اثر تغییر اندازه حفره‌های محیط متخلخل بر کاهش دما در تغییر از ۱۰ PPI به ۲۰ PPI محسوس‌تر از تغییر از ۲۰ PPI به ۴۰ PPI است به گونه‌ای که این نسبت در سرعت‌های کم جریان در حدود ۳ برابر است.

در این تحقیق از جنس محیط متخلخل مس و نیکل استفاده شد که ضریب هدایت حرارتی بالایی دارند و برای این کاربردها بسیار متداول می‌باشند. تغییر جنس محیط متخلخل نشان داد بسته به شرایط، استفاده از محیط متخلخل نیکلی در مقایسه با محیط متخلخل مسی منجر به کاهش بیش‌تر دما در حدود ۲۰-۱۴ درصد می‌شود.

در ادامه بررسی استفاده از سیال‌هایی با ظرفیت گرمایی بالاتر از جمله هلیوم و هیدروژن بر دمای دیواره بررسی و مشخص شد که در رینولدزهای پایین، دمای دیواره حداکثر ۱/۷٪ برای هلیوم و ۲/۵٪ برای هیدروژن و در رینولدزهای بالا در حدود ۱۶/۵٪ برای هلیوم و برای هیدروژن ۲۴٪ کم‌تر از هوا خواهد بود.

افزایش انتقال حرارت با استفاده از محیط متخلخل، همواره با یک عامل منفی همراه است که آن افزایش افت فشار است. افت فشار در کانال متخلخل در حدود ۲ مرتبه بیش‌تر از کانال ساده است. همچنین افت فشار محیط متخلخل با حفره‌های ۲۰ PPI در حدود ۲۵٪ بیش‌تر از ۱۰ PPI و حفره‌های ۴۰ PPI در حدود ۴۰٪ بیش‌تر از ۲۰ PPI است. از طرفی با بررسی افت فشار سیال‌های مختلف مشخص شد که افت فشار سیال هیدروژن تقریباً ۱۰۰٪ کمتر از هوا و افت فشار هلیوم ۷٪ بیش‌تر از هواست.

با توجه به موارد ذکر شده مشخص شد استفاده از سیال هیدروژن با محیط متخلخلی از جنس نیکل با اندازه حفره ۲۰ PPI مناسب‌ترین حالت برای خنک‌کاری محفظه احتراق است که در مقایسه با کانال ساده، بیشینه دمای دیواره را به طور متوسط در اعداد رینولدز مختلف در حدود ۶۰٪ کاهش می‌دهد. این حالت همراه با افت فشاری در حدود حداکثر ۵ kPa می‌باشد. گرچه برای این کار باید چرخه بسته‌ای ایجاد کرد. در این حالت در صورتی که از هیدروژن به عنوان سوخت استفاده شود بازه فرآیند احتراق نیز افزایش پیدا می‌کند.

۶- مراجع

- [1] El-Sayed, and Ahmed F., "Aircraft Propulsion and Gas Turbine Engines", CRC Press, Taylor & Francis Group, 2008.
- [2] Earl Logan, Jr., "Handbook of Turbomachinery: Revised and Expanded", 2nd ed., Marcel Dekker, Inc, 2003.
- [3] Walsh, P., and Fletcher, P., "Gas Turbine Performance", Blackwell, 2nd. ed., 2004.
- [4] Doug Woodyard, "Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbines", 9th ed., Elsevier Butterworth-Heinemann, 2009.
- [5] Claire Soares, "Gas Turbines: A Handbook of Air, Land and Sea Applications", Butterworth - Heinemann, 2nd. ed., 2015.
- [6] Dzida, M., "On the Possible Increasing of Efficiency of Ship Power Plant with the System Combined of Marine Diesel Engine, Gas Turbine and Steam Turbine at the Main Engine-Steam

- [19] Yuan, K., Ji, Y. and Chung, J. N., "Feasibility Study of Cooling Enhancement with Porous Metal Inserts", *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, Vol.22, No.3. 2008
- [20] Chung, J. N., Tully, L., Kim, J. H., Jones, G. W. and Watkins, W., "Evaluation of Open Cell Foam Heat Transfer Enhancement for Liquid Rocket Engines", The 42nd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference, Sacramento, California. 2006.
- [21] Bai, M. and Chung, J. N., "Heat transfer Enhancement in a Cooling Channel with Metal Foam Inserts", The 43rd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference, Cincinnati, 2007.
- [22] Bai, M. and Chung, J. N., "Enhanced Cooling of a Liquid-Fueled Rocket Thrust Chamber by Metal Foams", *Journal of Propulsion and Power*, Vol.28, No.2, pp.23-32, 2012.
- [23] Nield, D. A. and Bejan, A., "Convection in Porous Media", 4th ed., Springer, 2013.
- [24] Frohlike, K., Haidn, O. J. and Serbest, E., "New Experimental Results on Transpiration Cooling for Hydrogen/Oxygen Rocket Combustion Chambers", Space Propulsion Division, German Aerospace Center DLR, Published by the American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1998.
- [25] Whitaker, S., "Forced Convection Heat Transfer Correlations for Flow In Pipes, Past Flat Plates, Single Cylinders, Single Spheres, and for Flow In Packed Beds and Tube Bundles", *AIChE Journal*, March 1972.
- [26] Webb, R. L., "Principles of Enhanced Heat Transfer", John Wiley, & Sons., , 1994.
- [27] Ergun, S., "Fluid Flow Through Packed Columns", *Chemical Engineering progress*, Vol.48, pp.89-94, 1952.
- [28] Ansys Fluent Theory Guide, Release 14.5, 2012.
- [29] Fox, R. W., McDonald, A. T., Pritchard, P. J., "Introduction to Fluid Mechanics", John Wiley & Sons Inc., New York. 2008.
- Turbine Mode of Cooperation", *Polish Maritime Research*, Vol.16, No.1, pp.47-52, 2009.
- [7] Ernesto Benini, "Advances in Gas Turbine Technology", InTech, 2011.
- [8] Loftin Jr, K. L., "Quest for Performance, The Evolution of Modern Aircraft", pp.194-199, Washington, D.C: NASA Scientific and Technical Information Branch, 1985.
- [9] Marchi, C. H., Laroca, F., Silva, A. F. C. and Hinckel, J. N., "Numerical Solutions of Flows in Rocket Engine with Regenerative Cooling", *Numerical Heat Transfer*, Vol.45, No.7, 2004.
- [10] Brockmeyer, J. W., Fortini, A. J., Williams, B. E. and Tuffias, R. H., "High-Efficiency Open-Cell Foam Heat Exchangers for Actively Cooled Propulsion Components", The 34th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference, Pacoima, United States, 1998.
- [11] Choi, S. H., Scotti, S. J., Song, K. D. and Ries, H., "Transpiring Cooling of a Scram Jet Engine Combustion Chamber", NASA Langley Research Center, Hampton, Virginia American Institute of Aeronautics and Astronautics , Inc., 1997.
- [12] Greuel, D., Herbertz, A., Haidn, O. J., Ortelt, M. and Hald, H., "Transpiration Cooling Applied to C/C Liners of Cryogenic Liquid Rocket Engines", in The 40th AIAA/ASME/SAE /ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, Fort Lauderdale, Florida, 2004.
- [13] Riccius, J. R., , Greuel, D., Haidn, O. J., and Leicht, T., "Coupled CFD Analysis of the Hot Gas and the Coolant Flow in Effusion Cooled Combustion Chambers", The 41st AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference, Tucson, Arizona, 2005.
- [14] Song, K. D., Choi, S. H. and Scotti, S. J., "Transpiration Cooling Experiment for Scramjet Engine Combustion Chamber by High Heat Fluxes", *Journal of Propulsion and Power*, Vol.22, No.1, 2006.
- [15] Sözen, M. and Davis, P. A., "Transpiration Cooling of a Liquid Rocket Thrust Chamber Wall", The 44th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference, Hatford, United States, 2008.
- [16] Langener, T., Wolfersdorf, J. S. and Steelant, J., "Experimental Investigations on Transpiration Cooling for Scramjet Application Using different Coolants", *AIAA Journal*, Vol.49, No.7, 2011.
- [17] Avenall, R. J., "Use of Metallic Foams for Heat Transfer Enhancement in the Cooling jacket of a Rocket Propulsion Element", M.Sc thesis, Department of Mechanical Engineering, University of Florida. 2004.
- [18] Yuan, K., Avenall, R. J., Chung, J. N. and Carroll, B. F., "Enhancement of Thrust Chamber Cooling with Porous Media Inserts", The 41st AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference, Tucson, Arizona, 2005