

مدل سازی عددی محفظه احتراق توربین SGT600 و تحلیل میدان جریان در شرایط کارکرد واقعی

محمد رضا علیگودرز^{۱*}

اطلاعات مقاله	چکیده
<p>واژگان کلیدی: محفظة احتراق، توربین گاز، مدل سازی عددی محفظه احتراق، توربین SGT600.</p>	<p>در این مقاله، محفظه احتراق توربین گاز SGT600 که دارای ۱۸ برنر مشابه می باشد، از خروجی کمپرسور تا ورودی توربین به صورت عددی با استفاده از نرم افزار ANSYS CFX مدل شده و پدیده های احتراق به صورت سه بعدی با مدل آشفنگی k-ε و مدل احتراقی TFC مورد تحلیل و بررسی قرار گرفته است. با شبیه سازی عددی میدان جریان و دما درون محفظه احتراق و مقایسه نتایج حاصل از مدل عددی با نتایج تجربی، انطباق بسیار مناسبی بین نتایج تحلیل عددی و تجربی مشاهده شد به طوری که میزان خطا در مورد محاسبه های دمای خروجی حدود ۰/۱ درصد است. در مدل عددی به کار رفته حداکثر دمای سپر حرارتی در حدود ۱۳۹۰ درجه کلوین به دست آمده است که با توجه به پوشش محافظ آن این مقدار دما برای سپر حرارتی قابل تحمل می باشد. همچنین در محاسبات عددی حداکثر دمای دیواره در حدود ۱۲۸۵ درجه کلوین محاسبه شد که کاهش دمای روی دیواره ها ناشی از خنک کاری دیواره ها می باشد. با توجه به نتایج به دست آمده از تحلیل عددی، مشخص شد که مدل CFD ایجاد شده، توانمندی بسیار خوبی در مدل سازی خنک کاری این محفظه داشته و قادر به تعیین نقاط حساس از دیدگاه عملکردی است.</p>

۱- مقدمه

شده است که به منظور شناخت روش های مدل سازی احتراق و آشفنگی در محفظه احتراق توربین گاز مختصری از آن ها ارائه می شوند.

اس.ان.سینگ و همکاران [۱] مشخصات جریان در یک محفظه احتراق حلقوی^۱ توربین گاز را برای جریان محترق با استفاده از نرم افزار فلوئنت مورد بررسی قرار دادند. محفظه احتراق مورد بررسی ایشان دارای ۸ سوپرل بوده و در بدنه هر یک از دو لاینر^۲ آن ۵۶ سوراخ برای هر یک از

جریان سیال درون محفظه احتراق شامل پیچیدگی های فرآیندهای احتراق، آشفنگی، انتقال حرارت، تغییر فاز و انتقال جرم می باشد. به همین دلیل شناخت دقیق و صحیح میدان جریان نیاز به مدل سازی دقیق جریان درون محفظه دارد. با توجه به پیچیده بودن جریان، شناخت میدان جریان تنها با روش های سه بعدی عددی پیشرفته امکان پذیر است. پژوهش هایی نیز در این زمینه انجام

* پست الکترونیک نویسنده مسئول: maligoodarz@yahoo.com

استادیار، دانشکده ی مهندسی مکانیک دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی، تهران، ایران

¹ Annular
² Liner

نشان داد که مدل احتراقی TFC و مدل آشفستگی RANS به خوبی می‌تواند محل جبهه شعله را نشان دهد. در سال ۲۰۰۶ دارییشر و همکارانش [۵] به بررسی عددی تاثیر افزایش دمای هوای ورودی محفظه و پیش گرم کردن سوخت در محفظه احتراق توربین گازی V94.3 شرکت زیمنس پرداختند. جهت انجام شبیه‌سازی عددی در این پژوهش جداسازی معادلات از دقت مرتبه دوم و مدل‌سازی آشفستگی با مدل RNG K-ε انجام گرفته‌است. در سال ۲۰۱۱ برنهارد و همکارانش [۶] از شرکت زیمنس با همکاری موسسه ANSYS به بررسی عددی برنر توربین گازی SGT8000 پرداختند. برای شبیه‌سازی عددی از نرم‌افزار تجاری ANSYS-CFX استفاده شد. شبیه‌سازی توربولانس جریان به‌وسیله مدل آشفستگی SST و برای مدل‌سازی فرآیند احتراق از مدل BURNING VELOCITY یا TFC استفاده شد.

باتوجه به این‌که شناخت دقیق و صحیح میدان جریان نیاز به مدل‌سازی دقیق جریان درون محفظه دارد، با بررسی تحقیقات پیشین، پژوهشی که در آن شبیه‌سازی با دقت بسیار بالا در مدل‌کردن سوراخ‌های هوا، سپر حرارتی، و پوسته انجام گرفته باشد، مشاهده نشد. بنابراین در این شبیه‌سازی به مدل‌کردن جزئیات بسیار کامل و دقیق محفظه‌ی احتراق پرداخته شد تا بتوان پس از اعتبار سنجی از دقت پاسخ‌های به‌دست آمده مطمئن بود. به‌عنوان مثال برای خنک‌کاری این محفظه سوراخ‌های بسیار ریزی بر روی دیواره محفظه وجود دارد که در این شبیه‌سازی تمامی این سوراخ‌ها با جزئیات مدل شده‌است. ولی در تحقیقات پیشین در مورد مدل‌سازی سوراخ‌های خنک‌کاری دیده شد که این سوراخ‌ها با شکاف‌هایی جایگزین شده‌است که این عمل به‌طور کامل اشتباه بوده و سبب تغییر نوع خنک‌کاری در محفظه و میدان جریان و دما در محفظه می‌شود. باتوجه به نتایج مشخص شد که مدل CFD ایجاد شده، توانمندی بسیار خوبی در مدل‌سازی خنک‌کاری این محفظه داشته و قادر به تعیین نقاط حساس از دیدگاه عملکردی است.

نواحی اولیه، ثانویه و رقیق‌سازی^۱ تعبیه شده‌است. برای شبیه‌سازی عددی، یک قطاع ۴۵ درجه از محفظه احتراق مدل شده‌است. مدل با ترکیبی از مش‌های با سازمان بی‌سازمان به تعداد ۷۸۰۰۰ سلول شبکه‌بندی شده‌است. در سال ۲۰۰۰ فلور و همکارش [۲] از شرکت آلستوم در زمینه مدل‌سازی محفظه احتراق‌هایی با مخلوط رقیق سوخت و هوا جهت کاهش آلاینده‌گی با کنترل دمای شعله تحقیق کردند. آن‌ها برای مدل‌سازی احتراق از مدل TFC^۲ و برای مدل‌سازی آشفستگی از مدل آشفستگی LES بهره جستند. برای ارزیابی روش عددی خود مدل‌سازی جریان احتراق پیش مخلوط در یک لوله را انجام دادند و با نتایج آزمایشگاهی مورد مقایسه قرار دادند. در شکل ۱ مقایسه میدان جریان حاصل از نتایج تجربی و عددی نشان داده شده‌است.



شکل ۱- مقایسه نتایج تجربی و عددی در رابطه با پدیده

شکست ورتکس [۲]

در گردهمایی که در سال ۲۰۰۱ درباره روش‌های عددی مدل‌سازی محفظه‌های پیش مخلوط رقیق در توربین‌های گازی در کشور ایتالیا برگزار شد، زیمونت و همکارانش [۳] در مورد مدل‌سازی احتراق پیش مخلوط با مدل TFC و با مدل آشفستگی RANS و LES، فردریک و همکارش [۴] در مورد مقایسه نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی با مدل احتراقی TFC با نتایج آزمایشگاهی احتراق پیش مخلوط رقیق در مورد مدل‌سازی احتراق در محفظه‌های DLE با مدل احتراقی TFC پرداختند. زیمونت به مزایای روش TFC برای مدل‌سازی احتراق‌های پیش مخلوط پرداخت و نیز محدودیت‌های این روش را ارایه نمود. فردریک نیز نتایج یک نمونه مدل‌سازی احتراق پیش مخلوط را با نتایج آزمایشگاهی مقایسه کرد. فردریک

¹ Primary, secondary and dilution

² Turbulent Flame Closure

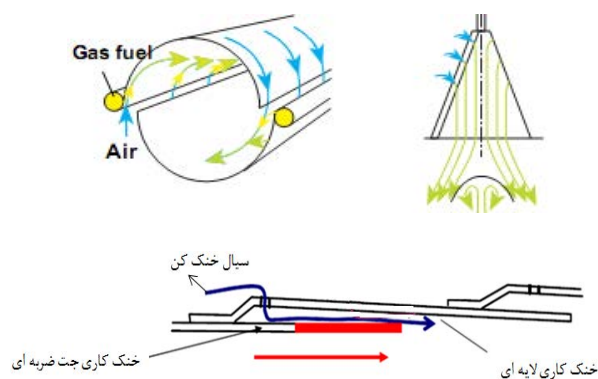
محفظه احتراق قابلیت کار با سوخت‌های متنوع را نیز دارد [۷]. جهت انجام این شبیه‌سازی از بین نرم‌افزارهای تجاری موجود، نرم‌افزار ANSYS CFX به‌خاطر توانایی بالای این نرم‌افزار در مدل‌سازی احتراق، انتقال حرارت و جریان آشفته انتخاب شد. اولین گام در تحلیل‌های عددی تولید هندسه می‌باشد. هندسه‌ی این محفظه‌ی احتراق با استفاده از بخش geometry نرم‌افزار ANSYS ایجاد شد. در تولید هندسه دقت مضاعفی به‌کار برده و از ساده‌سازی‌هایی که منجر به ایجاد خطا می‌شود، خودداری شد. پس از تولید هندسه، شبکه‌بندی هندسه در بخش mesh نرم‌افزار ANSYS انجام شد و پس از آن حل عددی انجام گرفت. تعیین مدل‌های آشفته‌گی مناسب، مدل احتراقی مناسب و شرایط مرزی صحیح از جمله موارد حیاتی در تحلیل عددی می‌باشد. باتوجه به این امر که عملکرد این محفظه به‌صورت کاملاً پیش مخلوط و جزیی پیش مخلوط می‌باشد و مدل احتراقی باید بتواند در هر دو حالت رفتار محفظه را به‌خوبی پیش‌بینی کند، برای مدل‌سازی فرآیند احتراق از مدل احتراقی TFC استفاده شد که برای برنرهای EV مناسب می‌باشد [۸] و [۹]. برای تعیین مدل آشفته‌گی مناسب، از سه مدل k-ε استاندارد، k-ε Realizable، RNG k-ε، و RSM [۱۰] استفاده شد. پس از بررسی نتایج مشاهده گردید که نتایج مدل آشفته‌گی RNG k-ε و RSM نسبت به دو مدل دیگر از دقت بالاتری برخوردار می‌باشند و در نهایت برای انجام این شبیه‌سازی از مدل آشفته‌گی RNG k-ε استفاده شد زیرا در این مدل نسبت به RSM مدت زمان کمتری صرف اجرای برنامه می‌شود.

۲-۱- تولید هندسه

در شکل ۳ هندسه ساخته شده برای مدل‌سازی محفظه احتراق نشان‌داده شده‌است. در این شکل کل مدل به‌صورت ۳۶۰ درجه نشان‌داده شده ولی در تحلیل عددی از یک قطاع ۲۰ درجه آن استفاده شده‌است. ارتفاع

۲- شبیه‌سازی عددی محفظه احتراق توربین گاز SGT600

محفظه احتراق مورد مطالعه از نوع Annular با ۱۸ عدد برنر مشابه و از نوع محفظه‌های احتراق DLE می‌باشد. این نوع محفظه در توربین‌های گازی SGT 600 به‌کار رفته است. توربین موردنظر، توربین گازی زیمنس با قدرت 25 MW است که عمدتاً به‌عنوان درایو کمپرسور در ایستگاه‌های تقویت فشار گاز از آن‌ها استفاده می‌شود. علیرغم این‌که این محفظه احتراق هیچ بخش متحرکی ندارد اما از دیدگاه سیالاتی از پیچیدگی زیادی برخوردار می‌باشد. هوای فشرده ورودی به محفظه احتراق به دو بخش تقسیم می‌شود. بخش عمده این هوا (در حدود ۸۰ درصد) از ورودی EV برنر وارد محفظه احتراق شده و پس از ترکیب‌شدن با سوخت در فرآیند احتراق شرکت می‌کند و بخش دیگر آن از سوراخ‌های موجود در دیواره‌های محفظه پس از خنک‌کاری دیواره محفظه، وارد محفظه احتراق می‌شود. شکل ۲ مکانیزم گردش هوا و سوخت در برنر را نشان می‌دهد.



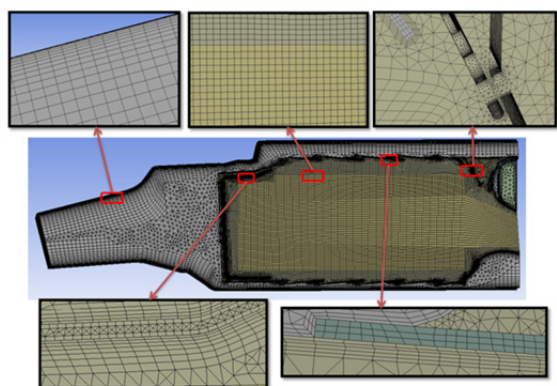
شکل ۲- مکانیزم گردش هوا در برنر و نحوه خنک‌کاری دیواره‌های محفظه

گرچه از محفظه مرحله‌ای در این نوع محفظه احتراق استفاده نشده‌است اما آلودگی NO_x آن در حدود 25 PPM برای حالت بار کامل و بار جزیی است. این سیستم شامل ۶ عدد شیر کنترلی است که باعث کاهش مقدار آلاینده‌گی CO می‌شود. همچنین این

۲-۲- تولید شبکه محاسباتی

قدم بعدی در شبیه‌سازی عددی، شبکه‌بندی می‌باشد. این مرحله یکی از اساسی‌ترین قسمت‌های فرآیند مدل‌سازی پیش از شروع حل عددی و پس از تعیین حوزه محاسباتی می‌باشد.

شبکه‌ی نواحی دارای گرادیان‌های شدید مولفه‌های جریان مانند کنار دیواره‌ها و سوراخ‌های خنک‌کاری باید ریزتر باشد. در صورتی که در این سوراخ‌های خنک‌کاری شبکه ریز نشود، میزان دبی عبوری از سوراخ به درستی پیش‌بینی نشده و سبب می‌شود تا دما روی سپر حرارتی و روی دیواره‌ها به درستی محاسبه نشود. در دیواره‌ها از شبکه‌ی لایه مرزی استفاده شده تا باعث افزایش دقت حل و افزایش نرخ همگرایی گردد. در شکل ۵ شبکه ایجاد شده روی محفظه با استفاده از نرم‌افزار ANSYS-Mesh و ریز شدن آن و همچنین مش لایه مرزی در برخی نقاط دارای گرادیان نشان داده شده‌است.

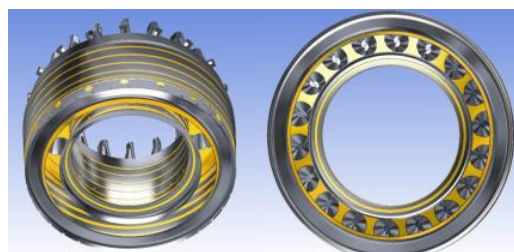


شکل ۵- شبکه‌بندی محفظه و استفاده از شبکه با سازمان و شبکه‌بندی لایه مرزی در نقاط مختلف

۳- تعریف شرایط مرزی

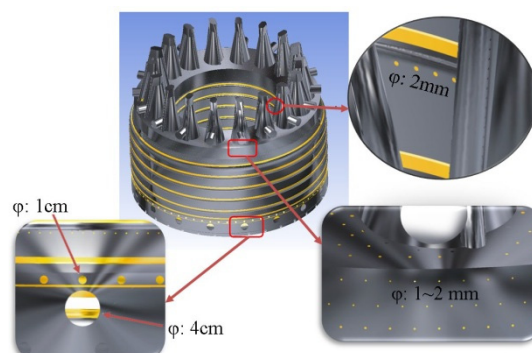
داده‌های مورد نیاز جهت شبیه‌سازی عبارتند از دبی جرمی هوا (فشار و دمای هوا ورودی محفظه)، دبی سوخت اصلی، دبی سوخت پیلوت، افت فشار محفظه. دبی جرمی هوا در این محفظه در ورودی هوا ۷۰/۲ کیلوگرم

محفظه‌ی احتراق ۸۵ سانتیمتر و ابعاد سوراخ‌های خنک‌کاری پشت سپر حرارتی ۱ الی ۲ میلی‌متر، رقیق‌سازی ۱ سانتیمتر، کاهش مونوکسید کربن ۵ سانتیمتر و پاشش سوخت ۲ میلی‌متر می‌باشد.



شکل ۳- هندسه ساخته شده برای مدل‌سازی محفظه احتراق (مدل ۳۶۰ درجه)

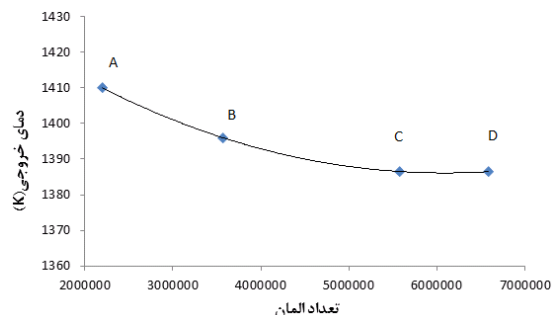
در شکل ۴ مکان سوراخ‌های خنک‌کاری پشت سپر حرارتی و سوراخ‌های رقیق‌سازی و کاهش مونوکسید کربن انتهایی محفظه، سوراخ‌های سوخت برنر و خنک‌کاری پوسته داخلی محفظه نشان داده شده‌است.



شکل ۴- سوراخ‌های خنک‌کاری پشت سپر حرارتی (پایین سمت راست)، سوراخ‌های رقیق‌سازی و کاهش مونوکسید کربن (پایین سمت چپ) و سوراخ‌های سوخت برنر (بالا سمت راست)

همان‌طور که دیده می‌شود در مدل این محفظه پیچیدگی‌های زیادی وجود دارد که سعی شده این هندسه با بالاترین دقت و با در نظر گرفتن اکثر جزئیات ساخته شود تا هندسه ساخته شده با مدل واقعی یکی باشد.

چنین شبکه‌ای، نمودار تغییرات دمای خروجی محفظه بر حسب تعداد المان مطابق نمودار شکل ۷ رسم و تعداد شبکه متناظر با نقطه C و با تعداد المان ۵۵۷۸۰۰۰ تعیین شد.



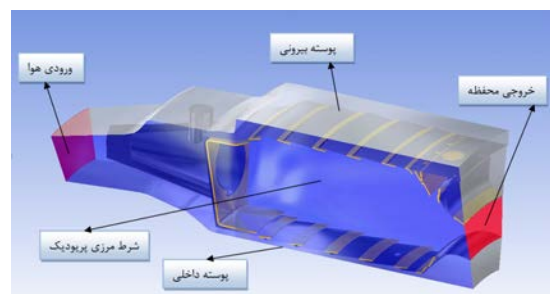
شکل ۷- تغییرات دمای خروجی محفظه بر حسب تعداد المان انجام محاسبات با موازی نمودن دو کامپیوتر با پردازشگر Intel Core i7 و حافظه‌ی (RAM) ۱۶ گیگابایت انجام گرفت.

۵- اعتبار سنجی روش عددی

برای ارزیابی روش عددی از نتایج تجربی موجود آزمایشگاهی که عبارت از دمای خروجی محفظه است استفاده شد. دمای خروجی محفظه ۱۳۸۸ درجه کلوین در حالت ISO می‌باشد. این درحالی است که نتایج عددی میزان دمای خروجی را ۱۳۸۶٫۵ درجه کلوین پیش‌بینی کرده‌است. با توجه به نتایج عددی و آزمایشگاهی درصد خطا برای این پارمتر در حدود ۰/۱ درصد می‌باشد که این مقایسه نشان از دقت ساخت هندسه، شبکه‌بندی و روش عددی موردنظر دارد. علاوه بر این مقایسه‌ای کیفی بین میدان جریان حاصل از این شبیه‌سازی و تست‌های تجربی انجام شده توسط شرکت آلستوم [۷] انجام شده‌است. در شکل ۸ مقایسه کیفی بین نتایج عددی و تجربی آلستوم (تشکیل شکست گردابه و نواحی بازچرخش) با شبیه‌سازی سه‌بعدی حاضر انجام شده‌است. همان‌طور که دیده می‌شود دو عدد ورتکس در برنر در تست‌های تجربی دیده می‌شود و این دو ورتکس در شبیه‌سازی نیز به‌خوبی دیده می‌شود.

بر ثانیه می‌باشد و دمای هوای ورودی آن ۶۷۰ درجه کلوین فرض شده‌است. سوخت مورد استفاده متان بوده و از اثر تشعشع گازهای احتراقی صرف‌نظر شده‌است. دبی سوخت اصلی و پیلوت به ترتیب ۱/۲۸ و ۰/۳۲ کیلوگرم بر ثانیه در نظر گرفته شده‌است. دمای سوخت ۳۰۰ درجه کلوین در نظر گرفته شده‌است. در خروجی محفظه از شرط مرزی فشار استفاده شده‌است. در تمام دیواره‌ها از شرط مرزی عدم لغزش استفاده شده‌است. در دیواره‌های داخلی محفظه معادلات انتقال حرارت حل می‌شود. در پوسته‌های بیرونی محفظه نیز از شرط مرزی آدیاباتیک استفاده شده‌است. این شرایط در شکل ۶ نشان داده شده‌است.

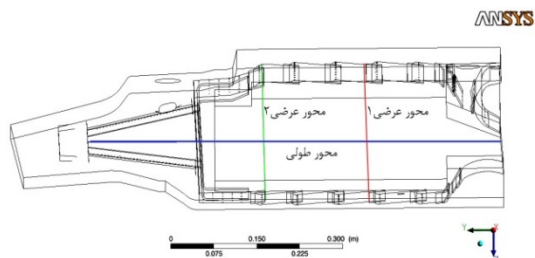
در این شبیه‌سازی از شرط مرزی پرئودیک استفاده شده که سبب می‌شود نیاز به مدل کردن کل محفظه نباشد و به‌جای مدل‌سازی ۱۸ برنر، تنها یک برنر مدل‌سازی شود. همچنین میزان باقیمانده‌ای که با رسیدن به آن انجام مراحل تکراری حل معادلات متوقف می‌شود 10^{-5} در نظر گرفته شده‌است.



شکل ۶- شرایط مرزی مختلف برای سطوح جانبی محفظه

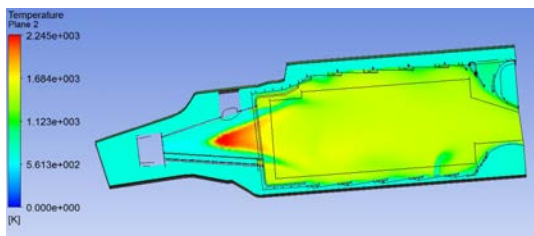
۴- بررسی استقلال حل از شبکه

تعیین سایز مناسب شبکه بیشترین زمان تحلیل سه‌بعدی را به خود اختصاص می‌دهد، چرا که کیفیت شبکه‌بندی، روند همگرایی را به شدت تحت تاثیر قرار می‌دهد. حل یک مسئله دینامیک سیالات عددی باید مستقل از شبکه باشد یعنی تغییرات جواب‌ها به‌ازای ریزتر شدن شبکه قابل صرف‌نظر باشد. با توجه به این‌که تنها داده‌ی عددی قابل مقایسه با آزمایشات دمای خروجی است، جهت یافتن



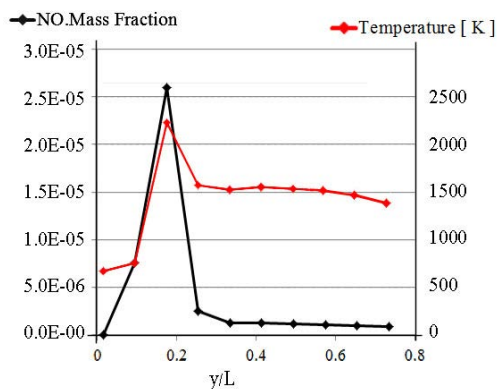
شکل ۱۰- موقعیت مکانی محورهای طولی و عرضی در نظر گرفته شده

در شکل ۱۱ کانتور دما در صفحه میانی محفظه نشان داده شده است. همان طور که دیده می شود شعله تا حدی به داخل برنر کشیده شده است. حداکثر دما در حدود ۲۲۴۰ درجه کلوین می باشد. اما سیال خنک کاری، سبب شده است تا دمای سیال نزدیک دیواره ها تا حد زیادی کاهش یابد. در قسمت ورودی برنر دما پایین می باشد و در حدود ۶۷۰ درجه کلوین (دمای هوای ورودی به برنر) می باشد و این نشان می دهد که در این قسمت از محفظه احتراقی صورت نمی گیرد. در خروجی محفظه حداکثر دما در مرکز است و در دو سمت دیواره های خروجی دما پایین تر می باشد. این موضوع در مورد پروفیل دمای خروجی در کانتورهای بعدی نیز قابل مشاهده است.

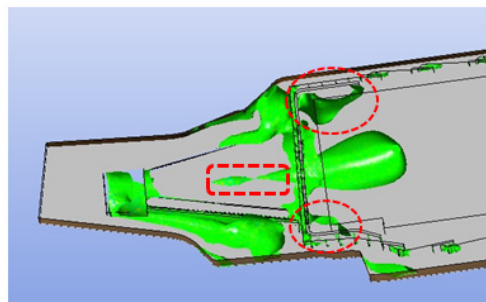


شکل ۱۱- کانتور دما بر روی صفحه میانی

نمودار دما و درصد جرمی NO در طول محفظه در نمودار شکل ۱۲ نشان داده شده است.

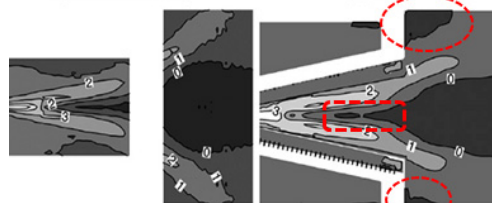


شکل ۱۲- نمودار درصد جرمی NO و دما در طول محفظه



Experiments - Water rig

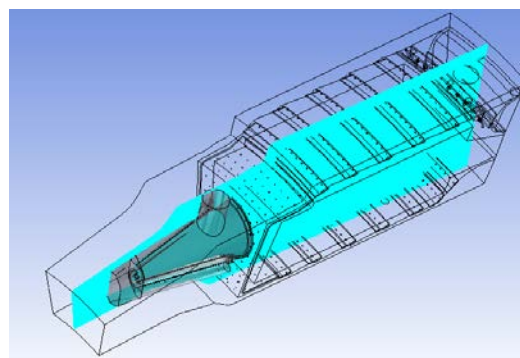
CFD - LES



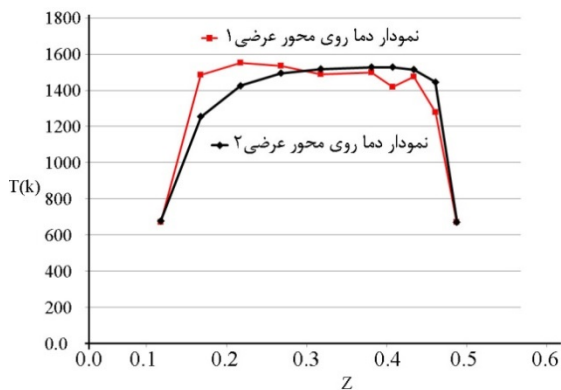
شکل ۸- مقایسه بین نتایج عددی و تجربی آلستوم (تشکیل شکست گردابه و نواحی بازچرخش) و شبیه سازی سه بعدی

۶- نتایج حاصل از حل عددی

در این قسمت نتایج تحلیل عددی که در نرم افزار ANSYS-CFD POST به دست آمده، شامل کانتورهای دما، فشار، سرعت و ... بر روی صفحه میانی محفظه آورده می شود. در شکل ۹ موقعیت مکانی این صفحه در محفظه نشان داده شده است. همچنین به منظور رسم متغیرهایی همچون دما و سرعت در طول و عرض محفظه احتراق محورها طولی و عرضی مطابق شکل ۱۰ در نظر گرفته شده که تغییرات دما و سرعت روی این محورها نشان داده می شود.

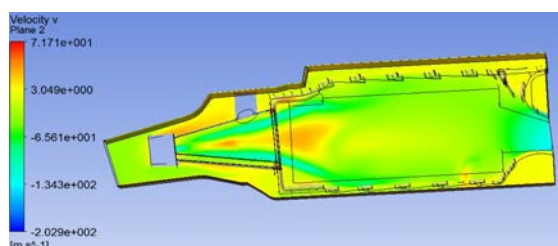


شکل ۹- موقعیت مکانی صفحه میانی برای بررسی پارامترهای مختلف



شکل ۱۵- تغییرات شعاعی دما بر روی محورهای عرضی

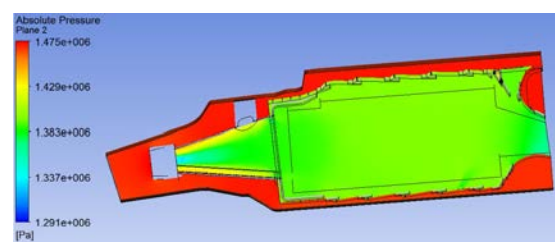
در شکل ۱۶ کانتور سرعت محوری (سرعت در جهت طولی محفظه) و در نمودار شکل ۱۷ تغییرات سرعت در طول محفظه بر روی محور طولی نشان داده شده است. در این شکل و نمودار جهت منفی سرعت به سمت راست و انتهای محفظه می باشد. در داخل برنر و نزدیک به دیواره آن سرعت دارای بیشترین مقدار است (به مقادیر مثبت و منفی سرعت توجه شود)، این عامل به خاطر تشکیل گردابه در مرکز خروجی برنر می باشد. به جهت این که در این مکان سرعت محوری خلاف جهت وجود دارد اکثر مومنتوم جریان از کناره های دیوار برنر خارج می شود. این پدیده و نحوه طراحی شکل برنر، عامل اساسی در نحوه اختلاط سوخت و هوا می باشد. نکته دیگر متفاوت بودن سرعت در پوسته بیرونی (هوای خارج از برنر) در بالا و پایین برنر می باشد، که علت آن متفاوت بودن شکل پوسته بیرونی و داخلی و وجود استوانه تقسیم سوخت می باشد. این تغییرات سرعت باعث تغییر فشار و تفاوت در توزیع دبی خنک کاری خواهد شد. از همین موضوع اهمیت ساخت دقیق هندسه با حداکثر جزئیات مشخص می شود.



شکل ۱۶- کانتور سرعت محوری

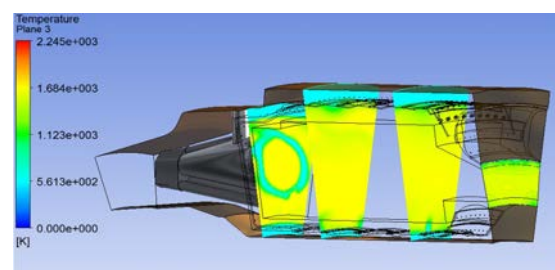
همان طور که ملاحظه می شود بیشترین دما مربوط به نقطه ی تشکیل شعله بوده و در نقطه ی بیشترین دما، بیشترین درصد جرمی NO نیز وجود دارد.

در شکل ۱۳ کانتور فشار مطلق در محفظه نشان داده شده است. دیده می شود در نزدیکی دیواره ها افت فشار وجود دارد. علاوه بر دیواره ها در نزدیکی شکاف های وردی هوا نیز افت فشار نسبتا محسوسی دیده می شود که این افت فشار ناشی از فرآیند اختلاط سوخت با هواست که منجر به ایجاد افت فشار می شود.



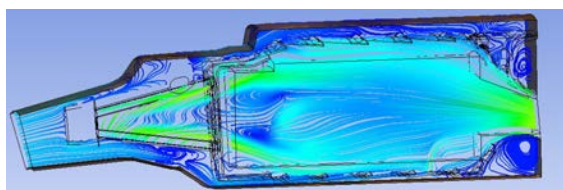
شکل ۱۳- کانتور فشار مطلق

در شکل ۱۴ کانتور دما در چند صفحه در امتداد عرضی برنر و همچنین صفحه خروجی محفظه، و در نمودار شکل ۱۵ تغییرات شعاعی دما روی دو محور عرضی نشان داده شده است. همان طور که دیده می شود دما در مرکز محفظه بالا و در نزدیکی دیواره ها دما پایین می باشد. که این کاهش دما ناشی از خنک کاری دیواره محفظه می باشد. همچنین هرچه جریان از محل تشکیل شعله دورتر می شود دمای آن یکنواخت تر می شود.



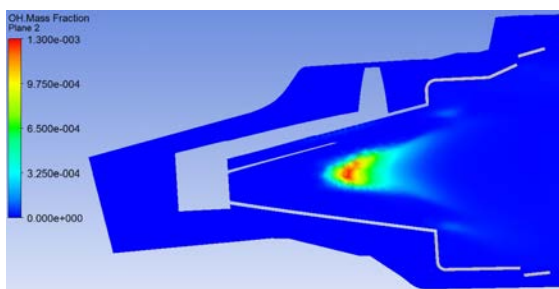
شکل ۱۴- کانتورهای دما در صفحات عرضی و خروجی محفظه

جریان سبب افزایش ضریب انتقال حرارت شده و به خنک شدن دیواره محفظه کمک می کند.



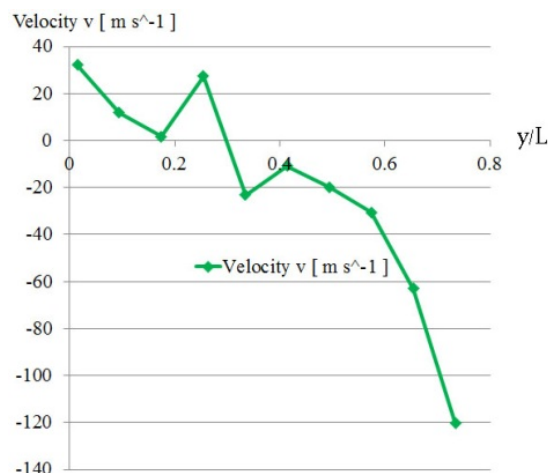
شکل ۱۹- خطوط جریان بر روی صفحه میانی محفظه

در شکل ۲۰ کانتور کسر حجمی OH نشان داده شده است. در کارهای تجربی از کسر حجمی OH به عنوان نشان دهنده شکل شعله استفاده می شود. در این شکل نیز مشاهده می شود که علاوه بر این که کسر حجمی OH در مرکز شعله بالاست در نواحی انتهایی شعله (دو گوش بالا و پایین) نیز OH تشکیل شده است که نشان دهنده وجود گردیدن دما و شکل جبهه شعله در این نواحی می باشد.



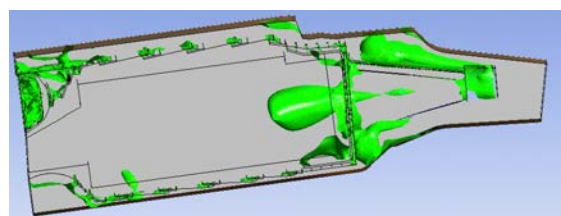
شکل ۲۰- کانتور کسر حجمی OH

در شکل ۲۱ نحوه اختلاط سوخت و هوا در کانتورهایی عمود بر برنر EV نشان داده شده است. همان طور که دیده می شود در صفحات ابتدایی میزان سوخت به هوا بالا می باشد و در ادامه و در صفحات انتهایی این میزان کمتر شده است. در صفحه انتهایی مخلوطی نسبتاً یکنواختی سوخت و هوا به دست آمده است. دو عامل سبب یکنواختی مخلوط سوخت و هوا می شود. اولی فرآیند و نحوه ترکیب شدن سوخت و هوا می باشد، در این محفظه سوخت به صورت جت از سوراخ های اصلی و پیلوت وارد جریان هوا می شود و از سوی دیگر به علت مولفه چرخشی هوای عبوری از شکاف های برنر که ناشی از هندسه EV محفظه می باشد اختلاط مناسبی از سوخت و هوا صورت می گیرد.



شکل ۱۷- تغییرات سرعت محوری

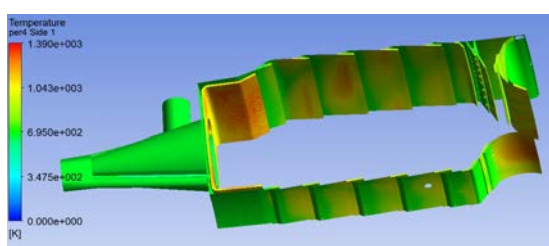
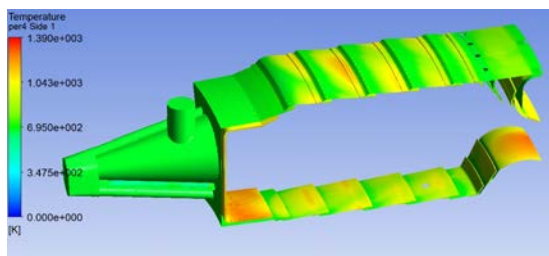
در شکل ۱۸ مکان هندسی نقاطی نشان داده شده است که در آن سرعت محوری صفر می باشد. در خروجی برنر پدیده شکست گردابه قابل مشاهده است. همان طور که دیده می شود دو گردابه وجود دارد: یکی در داخل برنر و یک گردابه بزرگتر بعد از آن، که این گردابه بزرگتر سبب پایداری شعله می شود. در واقع شعله بین این دو گردابه تشکیل می شود و گردابه بزرگ مانند یک نگهدارنده مجازی عمل می کند و سبب می شود تا شعله در این مکان تشکیل شود.



شکل ۱۸- پدیده شکست گردابه و نواحی باز چرخش در خروجی برنر

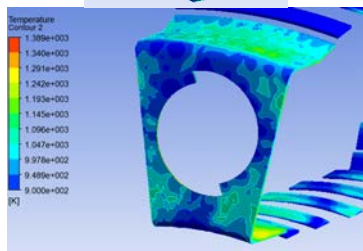
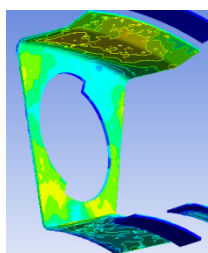
در شکل ۱۹ خطوط جریان در صفحه میانی محفظه نشان داده شده است. همان طور که دیده می شود یک گردابه بزرگ در مرکز برنر و دو گردابه در گوشه های خروجی برنر تشکیل شده است. نکته مورد توجه مرکز گردابه اصلی است که خود از دو ناحیه باز چرخش در خلاف جهت هم تشکیل شده است. در انتهایی محفظه قبل از خروجی نیز دو گردابه کوچک تشکیل شده است. این گردابه های انتهایی محفظه با ایجاد توربولانس شدید در

همان طور که در شکل‌ها دیده می‌شود سیال خنک‌کاری خوبی توانسته است دمای دیواره را تا حد مطلوبی کاهش دهد. از طرفی حداکثر دمای لاینر نیز برابر ۱۲۸۵ درجه کلوین است.



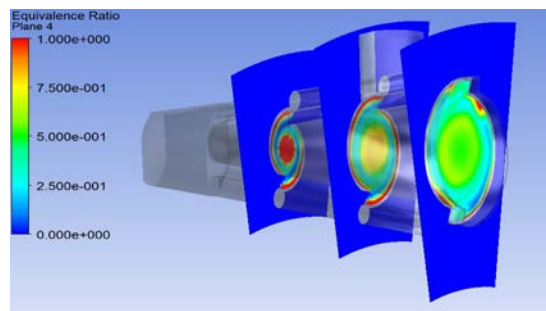
شکل ۲۳- کانتور دمای لاینر، دیواره‌های جامد و سپر حرارتی

در شکل ۲۴ کانتور دما در دو سمت سپر حرارتی نشان داده شده‌است. در طرفین سپر حرارتی گرادیان حرارتی قابل محسوسی وجود دارد و این گرادیان حرارتی ناشی از مقاومت هدایتی سپر حرارتی می‌باشد. علت خنک شدن سمت بیرونی سپر حرارتی، وجود سیال خنک‌کاری می‌باشد که به پشت سپر حرارتی برخورد کرده و به صورت جت ضربه‌ای سپر حرارتی را خنک می‌کند.



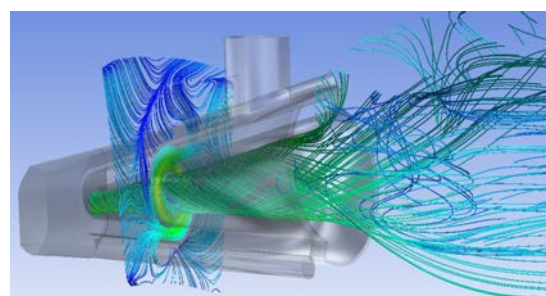
شکل ۲۴- کانتور دما در دو سمت سپر حرارتی

دومین عامل دستیابی به ترکیب یکنواخت سوخت و هوا در پدیده شکست گردابه می‌باشد. پدیده شکست گردابه سبب افزایش توربولانس جریان شده و به یکنواختی مخلوط سوخت و هوا کمک می‌کند.



شکل ۲۱- نحوه اختلاط سوخت و هوا در صفحات عمودی برنر

در شکل ۲۲ خطوط جریان هوا در ورودی به برنر نشان داده شده‌است. همان طور که دیده می‌شود جریان هوا قبل از ورود به برنر دارای مولفه چرخشی است. در این شکل خطوط جریان سوخت پیلوت نیز نشان داده شده‌است. نحوه طراحی برنر و چرخش شدید هوا در ورودی به برنر باعث ایجاد مولفه چرخشی در سوخت پیلوت می‌شود که در شکل قابل مشاهده است. این چرخش عامل اصلی در مخلوط شدن سوخت و هوا و تشکیل پدیده شکست گردابه می‌باشد.



شکل ۲۲- خطوط جریان دوبعدی هوای ورودی به برنر و خطوط جریان سه‌بعدی سوخت پیلوت

در شکل ۲۳ کانتور دما روی لاینر، دیواره‌های جامد و سپر حرارتی نشان داده شده‌است. حداکثر دما در بخش‌هایی از صفحه داخلی سپر حرارتی وجود دارد که مقدار آن در حدود ۱۳۹۰ درجه کلوین می‌باشد.

۷- نتیجه گیری

شد که برای برنرهای EV مناسب می‌باشد. نتایج تحلیل نشان داد که:

- حداکثر دمای سیال در مرکز شعله در حدود ۲۲۴۰ درجه کلوین می‌باشد.
- حداکثر دمای سپر حرارتی در حدود ۱۳۹۰ درجه کلوین می‌باشد که باتوجه به پوشش محافظ آن، این مقدار دما برای سپر حرارتی قابل تحمل می‌باشد.
- حداکثر دمای لاینر برابر ۱۲۸۵ درجه کلوین می‌باشد.
- برای ارزیابی روش عددی دمای خروجی با نتایج آزمایشگاهی مقایسه شد که خطا در مورد دمای خروجی در حدود ۰/۱ درصد بود. باتوجه به این درصد خطا نتیجه گرفته می‌شود که ساخت هندسه، شبکه‌بندی و روش عددی در این پروژه از دقت بسیار خوبی برخوردار بوده و از این تحلیل‌ها می‌توان به‌عنوان یک آزمایشگاه مجازی برای بررسی سایر پارامترها مانند تغییرات هندسه، میزان آلاینده‌گی، بررسی جنس محفظه، تغییرات در نوع خنک‌کاری، بررسی اثر سیستم کنترلی کاهش CO، تغییرات پروفیل دمای خروجی و ... استفاده کرد.

در این تحقیق محفظه احتراق توربین گاز SGT600 از خروجی کمپرسور تا ورودی توربین به‌صورت عددی شبیه‌سازی گردید. جهت انتخاب نرم‌افزار جهت شبیه‌سازی فرآیند احتراق مطالعات زیادی صورت گرفت که در نهایت منجر به انتخاب نرم‌افزار ANSYS CFX استفاده شد که در بین سایر نرم‌افزارها از دقت بالاتری برخوردار می‌باشد. دقت این نرم‌افزار برای تحلیل عددی محفظه‌های نسل DLE تا حد زیادی مطلوب است به‌طوری که شرکت زیمنس با وجود داشتن کد اختصاصی از این نرم‌افزار جهت تحلیل عددی محفظه خود استفاده کرده است. تولید هندسه و شبکه‌بندی برای این شبیه‌سازی با دقت بسیار بالایی انجام گرفت و سعی شد تا از هرگونه ساده‌سازی خودداری شود. در نقاط با گرادیان‌های جریانی و یا دمایی شبکه تا حد زیادی ریز و در نقاط اطراف دیواره‌ها از شبکه لایه مرزی استفاده شد تا بتوان اثرات دیواره را به خوبی پیش‌بینی کرد. برای شبیه‌سازی آشفستگی از مدل $k-\epsilon$ و برای احتراق از مدل TFC استفاده

مراجع

- [1] Singh, S.N., Seshadri, V., Singh R.K., Mishra, T. (2006). "Flow characteristics of an annular gas turbine combustor model for reacting flows using CFD". Journal of Scientific & Industrial Research, Vol. 65, pp. 921-934.
- [2] Flohr, P., Pitsch, H. (2000). "A turbulent flame speed closure model for LES of industrial burner flows". Center for Turbulence Research, Proceedings of the Summer Program, pp. 169-179.
- [3] Zimont, V. (2001). "Numerical modeling of transient premixed turbulent flames: problems and solutions based on the TFC combustion model". CRS4 Research Center, Mini-Symposium MS04 – Italy, Paper No. MS041.
- [4] Dinkelacker, F., Muppala, R. (2001). "Comparison of the TFC combustion model with premixed flame experiments". Lehrstuhl für Technische Thermodynamik, Universität Erlangen, Mini-Symposium MS04 – Italy, Paper No. MS042.
- [5] Darbyshire, O.R., Wilson, C.W. (2006). "CFD based analysis of burner fuel air mixing over a range of air inlet and fuel preheat temperatures for a Siemens V94.3A gas turbine burner". Proceedings of ASME Turbo Expo 2006, GT2006-90944.
- [6] Wegner, B., Gruschka, U., Krebs, W., Egorov, Y., Forkel, H., Ferreira, J., Aschmoneit, K. (2011). "CFD Prediction of partload CO emissions using a two-timescale combustion model". Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 133, No. 7.

- [7] Güthe, F., Lachner, R., Schuermans, B., Biagioli, F., Geng, W. (2006). "Flame Imaging on the ALSTOM EV-Burner: Thermoacoustic Pulsations and CFD-Validation". 44th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit.
- [8] Zimont, V.L. (2001). "Numerical modeling of transient premixed turbulent flames: problems and solutions based on the TFC combustion model". Mini-Symposium MS04 - Transient Premixed Turbulent Flames: the TFC Mode. CRS4 Research Center, Italy.
- [9] Zimont, VL. (2001). "Physical background of the TFC combustion model at RANS and LES formulations". ITALY: Mini-Symposium MS04 - Transient Premixed Turbulent Flames: the TFC Model, Paper No. MS041.
- [10] White, F. (2005). "Viscous fluid flow". Mcgraw-Hill Education.