

بررسی و ارائه الگوی تاثیر تزریق بخار به محفظه احتراق توربین های گازی به منظور افزایش راندمان

داوود نادری^۱، میلاد حیدری^۲

^۱ دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه دشتستان، بوشهر، ایران

^۲ دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه دشتستان، بوشهر، ایران

چکیده

نقش توربین گاز در قرن هسته‌ای و صنعتی فعلی نسبت به دهه‌های گذشته بسیار مورد توجه قرار گرفته است. به منظور بهبود عملکرد توربین گاز روش‌های مختلفی نظیر بازیابی، خنک کننده واسط درونی، پیش گرمایش و تزریق بخار آب استفاده شده است. در این تحقیق تزریق بخار آب به جریان بالا دست محفظه احتراق پیشنهاد شده است. در اینجا از کد عددی نرم‌افزار تجاری فلونت برای شبیه‌سازی احتراق استفاده شده است. برای شبیه‌سازی احتراق به یک مدل احتراقی مناسبی نیاز است. مدل فلیملت به دلیل ویژگی‌های متعدد از جمله جدا کردن واکنش‌های شیمیایی از میدام مغشوش، یکی از پرکاربردترین مدل‌های ارائه شده در منابع است. در این پژوهش شعله محفظه احتراق با استفاده از سینتیک مکانیزم شیمیایی DRM22 (با ۲۲ گونه شیمیایی و ۱۰۴ واکنش) مدل شده است. نتایج نشان داد که دو منطقه چرخشی در محفظه احتراق ایجاد می‌گردد. این مناطق نشان می‌دهند که میدان جریان درون محفظه احتراق بسیار پیچیده می‌باشد. در محفظه احتراق یک ورتکس درونی در طول محور مرکزی و یک ورتکس بیرونی نزدیک نازل تزریق سوخت تا دیواره محفظه احتراق تشکیل می‌گردد که با تزریق بخار آب ورتکس سوم در ناحیه نزدیک به نازل بخار آب ورودی تشکیل می‌شود. نتایج نشان داد که با تزریق بخار آب دمای درون محفظه احتراق اندکی افزایش خواهد یافت. این پدیده به این علت تجزیه مولوکول‌های بخار آب بدلیل دمای فوق العاده بالای درون محفظه احتراق می‌باشد. بعد از تجزیه، هیدروژن به عنوان سوخت و اکسیژن نیز به عنوان اکساینده وارد واکنش شده و منجر به افزایش دمای شعله و علی‌الخصوص دمای هسته مرکزی شعله می‌شوند. اما با تزریق بیشتر بخار آب ورودی تا نسبت دبی جرمی ۰.۲ مشاهده می‌شود که دمای هسته مرکزی شعله کاهش می‌یابد. با تزریق بخار آب از نسبت دبی جرمی ۰.۰۵ تا ۰.۱ مشاهده می‌شود که کسر جرمی ناکس خروجی از محفظه احتراق افزایش خواهد یافت که به دلیل تجزیه مولوکول‌های بخار آب و افزایش دمای محفظه احتراق می‌باشد. اما با افزایش بیشتر بخار آب ورودی، ناکس خروجی از محفظه به شدت کاهش می‌یابد به طوری که در نسبت دبی جرمی ۰.۲ اختلاف قابل ملاحظه‌ای میان ناکس خروجی در حالت بدون تزریق بخار آب ($\dot{m}_w/\dot{m}_a = 0$) و حالت تزریق بخار آب ($\dot{m}_w/\dot{m}_a = 0.2$) مشاهده شده است.

واژه‌های کلیدی: محفظه احتراق، مدل فلیملت، تزریق بخار آب، آلاینده NO.

مقدمه

توربین گاز یک ماشین دوار است که بر اساس انرژی گازهای ناشی از احتراق کار می‌کند. هر توربین گاز شامل یک کمپرسور برای فشرده کردن مولکولهای هوا به کمک تعدادی پره‌های ثابت و متحرک، یک محفظه احتراق برای مخلوط کردن سوخت با هوای فشرده و محترق کردن آن و یک توربین برای تبدیل کردن انرژی مکانیکی تولید شده در توربین، صرف چرخاندن کمپرسور خود توربین شده و باقی انرژی، بسته به کاربرد توربین گاز ممکن است ژنراتور برق را بچرخاند (توربوژنراتور)، به هوا سرعت دهد (توربو جت و توربو فن) و یا مستقیماً (یا بعد از تغییر سرعت چرخش توسط جعبه دنده) به همان صورت مصرف شود (توربوشفت، توربوپراپ و توربو فن). از آنها بطور قابل ملاحظه‌ای برای تولید نیروی محرکه در انواع مختلف هواپیما و همچنین نیروگاه‌های صنعتی برای بکار انداختن تجهیزات مکانیکی نظیر پمپ و کمپرسور و ژنراتورهای الکتریکی کوچک استفاده می‌شود. همچنین برای تولید توان الکتریکی در اوج بار مفید هستند و یا می‌توان از آنها در نیروگاه‌های سیکل ترکیبی استفاده کرد (مک گرا^۱، ۱۹۴۸ و پاتر^۲، ۱۹۷۶). سیکل پایه و ایده‌آل آن که سیکل ژول نیز خوانده می‌شود به عنوان سیکل ثابت شناخته شده است زیرا فرآیندهای گرمایش و سرمایش در فشار ثابت صورت گرفته است. اساس کارکرد موتورهای توربین گاز از نظر ترمودینامیکی چرخه برایتون^۳ می‌باشد. این چرخه برای توربین گاز به صورت ساده و ایده‌آل شامل مراحل مذکور می‌باشد: ۱- هوای محیط وارد کمپرسور شده و متراکم می‌شود. ۲- هوا در فشار ثابت با سوخت ترکیب شده و محترق می‌شود. ۳- هوا در توربین منبسط می‌شود. به منظور بهبود عملکرد توربین گاز روش‌های مختلفی نظیر بازیابی، خنک کننده واسط درونی، پیش گرمایش و تزریق بخار آب استفاده شده است. در این روش تزریق بخار آب به جریان بالا دست محفظه احتراق پیشنهاد شده است. در این تحقیق سیکل توربین گاز با تزریق بخار در بالا دست محفظه احتراق اصلاح شده است. تزریق بخار بر روی گازهای خروجی ناکس (NO_x) و منواکسید کربن تاثیر خواهد گذاشت. اکسیدهای نیتروژن و منواکسید کربن و دیگر محصولات جانبی احتراق توربین گاز مدت طولانی است که به عنوان آلاینده‌های جوی مضر محیط زیست و انسان شناخته شده است. در این پژوهش، محفظه احتراق توربین گاز بر اساس اصول اولیه مهندسی برای پیش بینی پارامترهای عملکردی محفظه احتراق و آلودگی‌های منواکسید کربن و اکسید نیتروژن مدل شده است. نتایج پژوهش‌های صورت گرفته در این حوزه نشان می‌دهد که روش تزریق بخار به محفظه احتراق توربین گاز جهت افزایش بازده، عملکرد توربین و کاهش آلاینده‌ها بیشتر مفید است. در نتیجه در این پژوهش به بررسی عددی تاثیر تزریق بخار به محفظه احتراق با استفاده از کد عددی فلونت خواهیم پرداخت.

فرضیات شبیه‌سازی

جهت انجام شبیه‌سازی رادیاتور، علاوه بر قوانین عمومی ارائه شده توسط معادلات پیوستگی، ممنتوم، انرژی مذکور در بخش - های گذشته، فرضیات مذکور نیز استوار است: ۱- جریان پایدار، مغشوش، دو بعدی متقارن محوری چرخشی^۴ فرض شده است. ۲- اثر تشعشع صرف نظر شده است.

به واسطه تجاربی که در طراحی توربین‌های بخار و توربین‌های گاز کسب شده است، تعجب آور نیست که کمپرسور، ژنراتور، توربین‌ها و توربین‌های زیرکش شباهت قابل توجهی با یکدیگر داشته باشند. همچنین نباید تعجب کرد که محور جریان کمپرسورهای توربین‌های گازی امروزی شبیه به توربین بخار واکنشی با جهت جریان معکوس باشد (تونی^۵، ۲۰۰۶).

¹ McGraw

² Potter

³ brayton

⁴ Axis symmetric swirl

⁵ Tony

انواع محفظه احتراق

۱- **محفظه احتراق لوله‌ای:** یک محفظه احتراق لوله‌ای شامل یک سیلندر خطی است که بطور هم مرکز در یک غلاف سیلندری دیگری سوار شده است. اکثر موتورهای جت اولیه، نظیر Whittle W2B، Jumo 004، و RR Nena، و حتی موشک هوای هوا به زمین هم با محفظه‌های احتراق لوله‌ای ترکیب شده‌اند. مزیت اصلی سیستم‌های لوله‌ای نسبتاً کم است و برای پیشرفت آنها زمان و هزینه شده است. اگرچه طول بیش از حد و وزن آنها مانع بکارگیری در موتورهای هواپیما می‌شود، عمده کاربردهای آنها در واحدهای صنعتی است که در آنجا امکان دسترسی و راحتی نگهداری وسایل مهمترین ملاحظات هستند.

۲- **محفظه احتراق حلقوی:** در این نوع، یک حلقه خطی بطور هم مرکز درون یک غلاف حلقوی دیگر نصب شده است. بطور کلی این یک محفظه احتراق ایده‌آل می‌باشد، زیرا افت فشار کمتری نسبت به دیگر انواع محفظه‌های احتراق دارد. عیب این نوع از محفظه‌های احتراق هزینه بسیار بالای تامین هوا در سطوح فشار، دما و نرخ جریان مورد احتیاج می‌باشد.

سیستم آماده‌سازی سوخت: یکی از روش‌های معمول دستیابی به اتمیزاسیون اعمال فشار به سوخت از طریق یک آری-فیس طراحی شده مخصوص می‌باشد. از آنجای که نیاز به حداقل‌سازی طول محفظه احتراق است، یک زاویه هسته اسپری در حدود ۱۱۰ درجه متعارف است.

کوسکوکی و همکارانش (۲۰۰۵) عملکرد دو نوع از سیستم توربین گاز تزریق بخار احیا شده (RSTIG) را آنالیز کرده و عملکرد آنرا توربین گاز ساده، احیا شده، تزریق آب و تزریق بخار آب (STIG) را مقایسه کردند. نتایج آنها نشان داد که بازده حرارتی سیستم‌های RSTIG بالاتر از سیستم‌های احیاء شده، تزریق آب و STIG می‌باشد و قدرت مخصوص آنها از سکیل احیا شده نیز بیشتر می‌باشد. نسبت فشار بهینه برای راندمان حداکثر سیستم RSTIG نسبتاً کم است و بنابراین وضعیت تزریق بخار آب می‌تواند در سیستم‌های تولید همزمان حرارت و قدرت منعطف بکار گرفته شود و راندمان کلی سیستم همزمان RSTIG به بیش از ۷۰٪ خواهد رسید. اکسیو و روی (۲۰۱۶) تاثیر بخار آب را بر فرآیند احتراق درون محفظه احتراق بررسی کردند. آنها عملکرد توربین گاز را با طراحی محفظه احتراق کامل کرده و یک روبه مفصلی برای محفظه‌های احتراق حلقه‌ای منفرد با توجه دقیقی با بخار اضافه شده را فرموله کردند. پیش‌بینی‌های مدل با داده‌های حاصل از دو موتور واقعی مقایسه شدند و نتایج آنها دقت خوبی داشت. ژانگ و همکارانش^۱ (۲۰۱۵) عملکرد توربین گاز اکسیداسیون جزئی (POGT) با سیکل توربین گاز تزریق بخار (STIG) را حساب کردند و عملکرد کلی این سیکل‌ها و اثرات متغییرهای کلیدی‌شان را بررسی کردند. نتایج محاسبات آنها نشان داد که دمای خروجی محفظه احتراق و نسبت فشار کمپرسور سیکل توربین گاز تحتانی، و دمای اکسیداسیون جزئی بر راندمان و کار ویژه خروجی این سیکل بطور واضح اثر گذار است. نتایج بررسی انجام شده توسط الوکیل و آبرالا روی سیکل توربین گاز تزریق بخار نشان داد که نرخ توزیع انرژی با دمای خنک کننده بخار اشباع کاهش یافته و راندمان نیروگاه در بالاترین دمای خنک کننده بخار اشباع افزایش خواهد یافت. تومزاک و همکارانش^۲ (۲۰۰۲) مطالعه‌ای بر روی نفوذ شعله محفظه احتراق توربین گازی که با ترکیب گاز طبیعی و هیدروژن تغذیه شده را انجام دادند. مطالعات CFD به کمک FLUENT حاصل شده بود. ترکیبات سوخت از گاز خالص تا هیدروژن خالص تغییر می‌کرد. آنها نتیجه گرفتند که با اصلاح ترکیب سوخت، سطح نشر NO_x افزایش آشکاری را نشان می‌دهد، در حالیکه توزیع دمای ماده بطور ناچیزی تغییر می‌کند. نتایج محاسبه شده دمای استاتیک گاز طبیعی و ترکیب آن تا هیدروژن خالص در شکل زیر نشان داده شده است. تمام این محاسبات برای عملکرد ثابت در حدود ۸/۶ MW (شرایط بار مینا) بدست آمده بودند. با افزایش سهم هیدروژن یک تغییر قابل توجهی در شکل شعله می‌تواند دیده شده باشد. نتایج نشان داد که شعله هیدروژن بیشتر فشرده و کوتاه‌تر بوده و دمای آن نیز بالاتر است. در حالیکه وسیع‌ترین منطقه داغ از سوختن گاز طبیعی درست در جلوی منطقه رقیق بوده، و ناحیه

¹ Zhang et al.

² Tomczak et al.

بالاترین دمای سوختن هیدروژن به سمت پایین دست جریان نسبت به بخش جلوی محفظه احتراق (درجهت ورودی گاز) حرکت کرده است. مقادیر بیشترین دما با سوختن هیدروژن خالص در حدود ۲۳۳۰ درجه کلوین بوده در حالیکه با استفاده از گاز طبیعی در حدود ۲۲۹۰ درجه کلوین می‌باشد. در سال ۲۰۱۳ شعبانیان و همکارانش از مدل‌های EDC، Flamelet و PDF در احتراق با مدل توربولانسی k-ε و دو مکانیزم سینتیکی GRI-Mech 3.0 و POLIMI جهت بررسی عددی احتراق شعله جت اتیلن استفاده کردند. نتایج نشان داد که مدل EDC واکنش شعله را بهتر پیش‌گویی کرده ولی ارتفاع آنرا خیلی خوب پیش‌بینی نمی‌کند. مردانی و همکارانش در سال ۲۰۱۶ محفظه احتراق یک توربین گاز را با استفاده از دو مدل واکنشی مختلف EDC^۱ و TPDF^۲ بررسی کردند. در این شبیه‌سازی سینتیک DRM22 با ۲۲ گونه شیمیایی و ۲۲۷ واکنش مورد بررسی قرار گرفته بوده است. نتایج کار آنها نشان داد که هر دو مدل‌سازی می‌تواند تقریباً ساختار میدان جریان اصلی درون محفظه را تسخیر نماید. روش EDC در مقایسه با TPDF در پایین دست محفظه احتراق بهتر کار می‌کند و پیش‌بینی حداکثر دمای و گونه‌های اصلی (H₂O و H₂، O₂، CO₂) دقیقتر است.

از آنجایی که حل تحلیلی و کامل این معادلات اغلب سخت و یا غیر ممکن است یکی از راه‌های جایگزین موجود در این زمینه، استفاده از روش‌های عددی است. در این فصل معادلات حاکم بر فیزیک مسئله مورد بررسی در این تحقیق، بیان شده است. در این بخش از مقاله به بررسی معادلات حاکم بر جریان سیال پرداخته می‌شود. این معادلات شامل معادله بقای جرم، معادلات ناویر-استوکس و معادلات مربوط به مدل‌های تلاطم می‌باشند. معادله مومنتوم فقط در حالت دائم بررسی می‌شود، در نتیجه برای جریان تراکم‌ناپذیر خواهیم داشت:

معادله بقای جرم:

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_j} = 0 \quad (1)$$

معادله ناویر-استوکس:

Error! No text of specified style in document.

$$\frac{\partial (U_j U_i)}{\partial x_j} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \overline{u'_i u'_j} \right)$$

در اینجا جمله $\overline{u'_i u'_j}$ معلوم نمی‌باشد و به تنش رینولدز معروف می‌باشد. مدل معروف تقریب تنش رینولدز، بر اساس فرضیه بوزینیسک^۳ استوار می‌باشد، که در آن فرض می‌شود تانسور تنش رینولدز با تانسور نرخ کرنش متناسب است و به صورت زیر بیان می‌شود:

Error! No text of specified style in document.

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

در معادله فوق ν_t ویسکوزیته گردابه و k انرژی سینماتیک تلاطم نام دارد که به صورت زیر تعریف می‌شود و δ_{ij} دلتای کرونیکر^۴ می‌باشد:

¹ Eddy Dissipation Concept

² Transported Probability Density Function

³ Boussinesq hypothesis

⁴ Kronecker delta

$$k = \frac{\overline{u'_1 u'_1}}{2} \quad (۴)$$

ویسکوزیته گردابه، ν_t ، در سیستم SI دارای بعد m^2/s می‌باشد. روش‌های مرسوم جهت تعریف ν_t ترکیبی از انرژی سینماتیکی تلاطم^۱، k ، و نرخ توزیع پراکندگی، ε ، بصورت $\nu_t = C_\mu k^2 / \varepsilon$ است و یا ترکیب انرژی سینماتیکی تلاطم با نرخ توزیع پراکندگی مخصوص^۲، ω ، بصورت $\nu_t = k / \omega$ می‌باشد. لذا معادلات اضافی انتقال دوگانه‌ای برای k و ε یا k و ω مورد نیاز است تا مجموعه معادلات توصیف شده در بالا تکمیل شود. در پژوهش حاضر از مدل توربولانسی رایج k - ε استاندارد جهت مدلسازی توربولانسی استفاده شده است.

برای شبیه‌سازی کلی جریان توربولانس اغلب از مدل‌های دو معادله‌ای استفاده می‌شود. مدل‌های دو معادله‌ای سرعت توربولانسی و مقیاس طولی مستقل را حل می‌کنند. یک رویکرد جهت تعیین توربولانس محلی تعیین شده تا معادله انرژی سینماتیکی (k) برای مقیاس سرعت را حل نماید و یک معادله با خاصیتی که می‌تواند مقیاس طولی را تعیین کند. برای نمونه خاصیت‌ها عبارتند از: مقیاس ورتیسیتیته (ω)، مقیاس فرکانسی (f)، مقیاس زمانی (τ)، نرخ اتلاف نرخ اتلاف (ε) و خود مقیاس طولی میدان. بیشترین متغیر ترکیب شده در توصیف توربولانسی حل شده‌اند، معادلات k و ε هستند. به این ترکیب معادلات اصطلاحاً مدل k - ε اطلاق می‌شود.

Error! No)

text of specified style in document.

$$l = \sqrt{k} \frac{k}{\varepsilon} = \frac{k^{3/2}}{\varepsilon}$$

ویسکوزیته توربولانسی می‌تواند توسط رابطه زیر بدست آید:

Error! No)

text of specified style in document.

$$\nu_T = C_\nu ul = C_\nu k^{1/2} \frac{k^{3/2}}{\varepsilon} = C_\nu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

برای نمایش ساختار جریان از مفهوم تابع جریان استفاده می‌شود و معادله ریاضی حاکم بر آن به صورت مقابل است:

Error! No)

text of specified style in document.

$$\psi = \int (u dy - v dx)$$

همچنین ورتیسیتیته ω به صورت زیر تعریف می‌گردد:

$$\omega = \frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y} \quad (۸)$$

تنش برشی روی سطوح مطابق رابطه زیر می‌باشد:

¹ Turbulent kinetic energy

² Specific dissipation rate

$$\tau = \rho v_{\text{eff}} \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \quad (9)$$

در این پژوهش از مدل فلیملت پایا^۱ با مکانیزم DRM22 (با ۲۲ گونه و ۱۰۴ واکنش) در شبیه‌سازی شعله مغشوش استفاده شده است. بطور کلی برای تشریح ساختار شعله‌های غیر پیش مخلوط، می‌توان از کمیتی بنام کسر مخلوط^۲ استفاده کرد. کسر مخلوط کمیتی بقایی بوده که نشان دهنده اختلاط بین اکسید کننده و سوخت است. بیلگر برای این کمیت رابطه زیر را بیان کرد (بیلگر^۳، ۱۹۸۹):

$$Z = \frac{\frac{2(Z_C - Y_{C,2})}{MW_C} + \frac{2(Z_H - Y_{H,2})}{MW_H} + \frac{2(Z_{O,2} - Y_{O,1})}{MW_O}}{\frac{2(Y_{C,1} - Y_{C,2})}{MW_C} + \frac{2(Z_{H,1} - Y_{H,2})}{MW_H} + \frac{2(Z_{O,2} - Y_{O,1})}{MW_O}} \quad (10)$$

در رابطه بالا Y_S کسر جرمی عناصر، MW_S وزن مولکولی اتمی آنها و اندیس ۱ و ۲ مربوط به جریان سوخت و اکسند است. در شعله‌های نفوذی، احتراق معمولاً در یک لایه نازک در مجاورت سطح مخلوط استوکیومتری اتفاق می‌افتد. در جایی که اختلاط کنترل کننده پدیده‌های یک شعله باشد و کوچکترین گردابه‌ها نتوانند در لایه نازک واکنشی نفوذ کنند، ساختار شعله می‌تواند آرام فرض شود. ایده اصلی روش فلیملت از شعله‌های آرام بدست می‌آید و در شعله‌های مغشوش نیز قابل استفاده است (کلارامونت^۴، ۲۰۰۵). معادلات فلیملت را می‌توان از معادلات بقای انرژی و گونه‌ها با انتقال دستگاه مختصات فیزیکی به فضای کسر مخلوط به صورت زیر بدست آورد (کیم، ۱۹۹۹):

$$\rho \frac{\partial Y_i}{\partial t} - \frac{\rho \chi}{2} \frac{d^2 T}{dz^2} - \dot{\omega}_i = 0 \quad (11)$$

$$\rho \frac{\partial T}{\partial t} - \frac{\rho \chi}{2} \frac{d^2 T}{dz^2} - \frac{1}{c_p} \sum_{i=1}^N h_i \dot{\omega}_i + \frac{Q_R}{c_p} = 0 \quad (12)$$

برای بدست آوردن معادلات بالا، عدد لوئیس^۵ برابر یک در نظر گرفته شده است. در رابطه بالا، Y_i کسر جرمی گونه، T دما، $\dot{\omega}_i$ نرخ تولید شیمیایی گونه i ، Q_R میزان انتقال حرارت تشعشی و h_i آنتالپی گونه i است. همچنین نرخ استهلاک اسکالر بوده و بیانگر میزان گرادیان کسر مخلوط در جهت y (عمود بر سطح شعله) است.

Error! No)

$$\chi = 2D \left(\frac{dZ}{dy} \right)^2 \quad \text{text of specified style in document.} \quad (13)$$

که D ضریب پخش است. واحد χ ، $1/s$ بوده و در واقع، χ معکوس مقیاس زمانی پخش (شبه کرنش) است. این پارامترها شارهای نفوذی ناشی از گرادیان‌های فضایی را به عنوان یک تابع گردیان کسر مخلوط توصیف می‌کند و به همین دلیل، تاثیر میدان جریان بطور کامل بوسیله این کمیت نشان داده می‌شود.

نرخ استهلاک اسکالر می‌تواند به عنوان یک تابع از کسر مخلوط در نظر گرفته شود (پیتر^۶، ۱۹۸۴):

$$\chi(Z) = \frac{a_s}{\pi} \exp(-2[erfc^{-1}2Z]^2) \quad (14)$$

¹ Laminar Flamelet model

² Mixture fraction

³ Bilger

⁴ Claramunt

⁵ Lewis Number

⁶ Peters

در رابطه بالا $erfc^{-1}$ معکوس تابع خطای متمم و a_s گرادیان سرعت در نقطه سکون است. در رابطه فوق می‌توان مقادیر استوکیومتریکی بصورت زیر بیان شود:

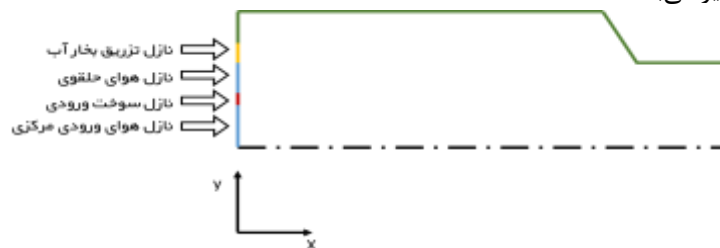
$$\chi = \chi_{st} \frac{f(Z)}{f(Z_{st})} \quad (15)$$

روش پژوهش

در اینجا فرض می‌شود که جریان هوای تراکم‌ناپذیر با سرعت یکنواخت چرخشی وارد میدان جریان می‌شود. سیال عامل در نظر گرفته شده جهت شبیه‌سازی عددی جریان، ترکیب هوا و سوخت متان (CH_4) می‌باشد. جریان با دما و سرعت ثابتی وارد دامنه محاسباتی می‌شود. جهت گسسته‌سازی معادلات برای دقت بالاتر از روش اویلر پیشرو مرتبه دوم استفاده شده است. همچنین جهت گسسته‌سازی جمله نفوذ نیز به همین دلیل، از روش اختلاف محدود مرکزی مرتبه دوم استفاده شده است. در گزارش‌های ارائه شده در این پژوهش جهت اتصال بین میدان سرعت و فشار از الگوریتم SIMPLE استفاده شده است. جهت مدل‌سازی جمله توربولانسی در معادلات حاکم، در اینجا از مدل $k-\epsilon$ استاندارد استفاده شده است. همچنین جهت حل معادلات از تکنیک حجم کنترل در حالت ضمنی استفاده شده است. در نرم‌افزار فلوئنت از تکنیک حجم کنترل برای حل معادلات حاکم استفاده می‌شود.

محفظه احتراق از سه قسمت تشکیل شده است: قسمت اول نازل‌های ورودی هوا و سوخت، قسمت دوم بدنه محفظه و قسمت سوم اگزوز^۱ می‌باشد که در انتهای محفظه احتراق قرار گرفته است. انژکتور متشکل از نازل هوای مرکزی و نازل سوخت و نازل هوای حلقوی بیرونی می‌باشد. هر دو نازل هوا یک هوای چرخشی^۲ را تحت شرایط محیط از یک پلنیوم^۳ تامین می‌کنند. قطر نازل هوای مرکزی ۱۵ م.م. و قطر درونی نازل حلقوی ۱۷ م.م. و قطر بیرونی آن ۲۵ م.م. است. فرض شده که هوای ورودی از طریق نازل مرکزی تقریباً ۴۰٪ از کل هوای تامین شده باشد. همچنین فرض می‌شود که سوخت تحت شرایط غیر چرخشی تزریق می‌گردد. قطر بدنه اصلی محفظه احتراق ۸۵ م.م. و ارتفاع آن ۱۱۰ م.م. می‌باشد. همچنین در خروجی محفظه احتراق یک اگزوز با قطر ۴۰ م.م. و ارتفاع ۵۰ م.م. قرار دارد.

جهت کاهش ابعاد مساله از سه بعد به دو بعد می‌توان از شرط متقارن محوری استفاده کرد، همچنین از آنجایی که هوا در مساله فوق بصورت چرخشی وارد می‌شود، از شرط متقارن محوری چرخشی دو بعدی^۴ جهت شبیه‌سازی میدان استفاده شده است. از آنجایی که در مدل مذکور به بررسی تاثیر تزریق بخار آب پرداخته نشده است، برای پژوهش حاضر بایستی یک نازل ورودی بخار آب در قطر ۵۰ م.م. مقطع ورودی محفظه احتراق به ضخامت ۲ م.م. در نظر گرفته شود. مدل مورد بررسی در پژوهش حاضر به صورت زیر می‌باشد:



شکل (۱): شماتیک مدل بکار گرفته در پژوهش حاضر

شکل محفظه احتراق بانازل‌های هوا و سوخت و نازل تزریق بخار آب

¹ exhaust

² swirling

³ plenum

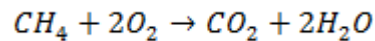
⁴ 2D-axisymmetric swirl

در پژوهش حاضر فرض می‌شود که هوا مانند شبیه‌سازی تحت جریان چرخشی وارد محفظه احتراق می‌شود. بطور عملی جریان هوا را به روش‌های مختلفی می‌توان به چرخش درآورد. در شبیه‌سازی‌های صورت گرفته توسط سایر محققین جهت ایجاد جریان چرخشی در مسیر جریان هوا یک ماردونی^۱ قرار داده‌اند، بطوری که هوا بعد از عبور از ماردونی به شکل جریان چرخشی وارد محفظه احتراق می‌شود. همچنین در شبیه‌سازی صورت گرفته در مرجع (مردانی، ۲۰۱۶) هوا از یک مکانیزم چرخان^۲ عبور داده شده است. هوا بعد از عبور از این مکانیزم بصورت چرخشی وارد محفظه احتراق می‌شود. مقدار دبی جرمی هوا و سوخت تزریق شده در جدول زیر آورده شده است:

جدول (۱): مشخصات هوا و سوخت ورودی

	دبی جرمی (g/min)	دما (k)
هوا	۱۰۹۵	۲۹۵
سوخت	۴۱/۸	۲۹۵

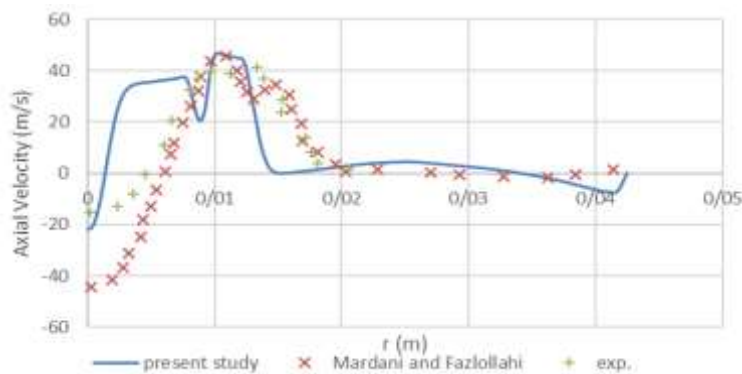
هوای ورودی متشکل از گونه‌های اکسیژن (23%) و نیتروژن (77%) می‌باشد. همچنین سوخت ترکیبی از متان (CH₄) و هیدروژن (H₂) باشد. واکنش استوکیومتری هوا و سوخت بصورت زیر می‌باشد.



فرض می‌شود که محصولات حاصل از احتراق تحت فشار نسبی صفر از محفظه احتراق خارج می‌شوند. به همین دلیل از شرط مرزی فشار جریان خروجی (Pressure Outlet) استفاده شده است.

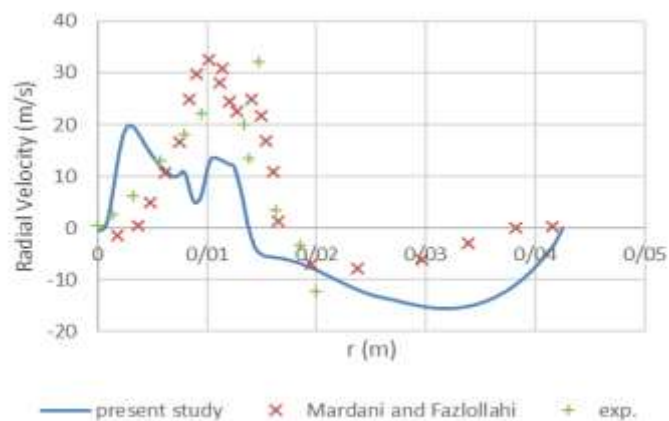
همانطور که گفته شده جهت کاهش ابعاد مساله از سه بعد به دو بعد و همچنین بدلیل ماهیت متقارن محوری بودن محفظه احتراق از شرط مرزی محور (Axis) استفاده شده است. شرط مرزی محور به عنوان خط مرکزی یک هندسه متقارن محوری انتخاب شده و تغییرات حول آن صفر می‌باشد.

در پژوهش حاضر از مدل احتراقی فلیمت پایا به همراه سینتیک مکانیزم DRM22 استفاده شده است. برای این منظور پروفیل‌های سرعت محوری، شعاعی و چرخشی بدست آمده در مقاطع مختلفی از محفظه احتراق با نتایج عددی و آزمایشگاهی (مردانی، ۲۰۱۶) مقایسه شده‌اند.

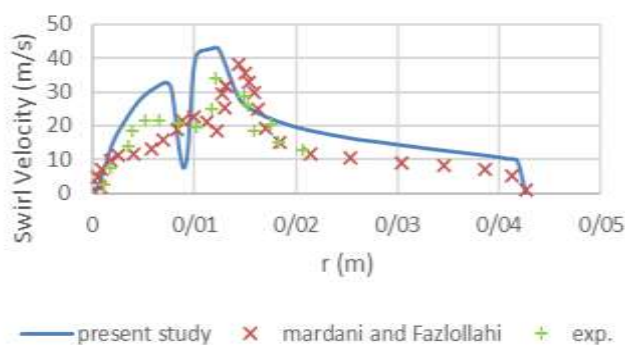


شکل (۲): (الف) پروفیل مولفه سرعت محوری در مقطع ۲/۵ میلی‌متر در محفظه احتراق

^۱ helical^۲ swirler

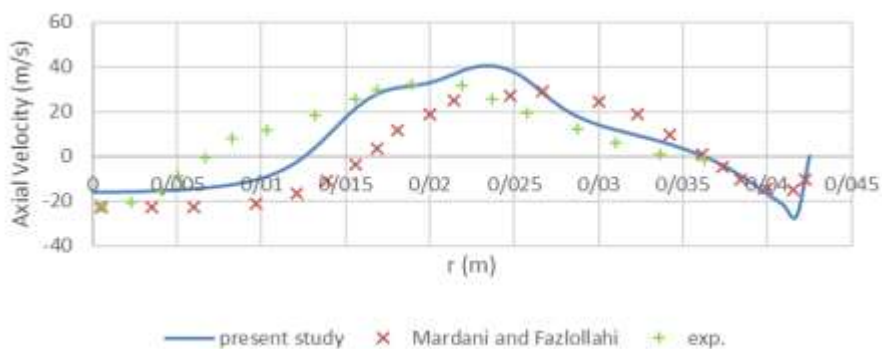


شکل (۳): (ب) پروفیل مولفه سرعت شعاعی در مقطع ۲/۵ میلی‌متر در محفظه احتراق

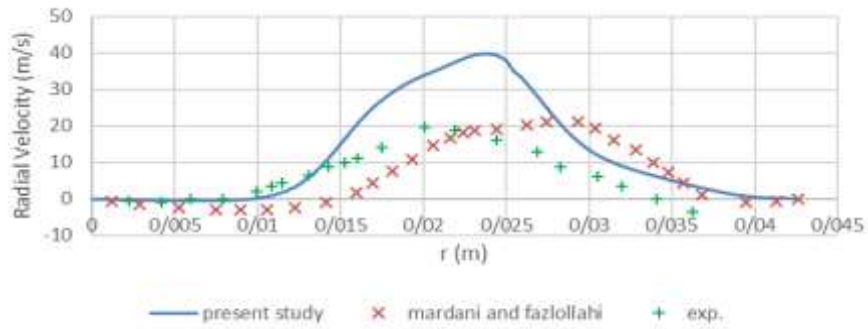


شکل (۴): (ج) پروفیل مولفه سرعت چرخشی در مقطع ۲/۵ میلی‌متر در محفظه احتراق

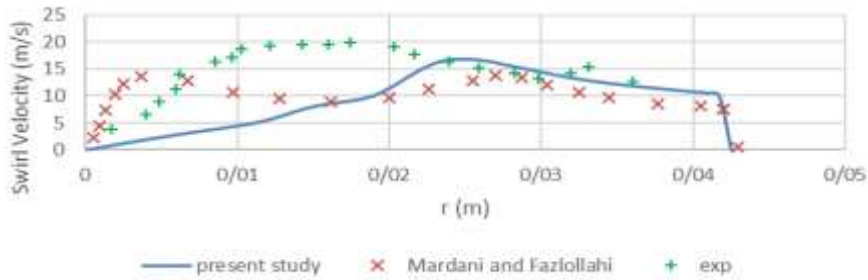
مقایسه مولفه‌های سرعت محوری، شعاعی و چرخشی بدست آمده از کار حاضر با نتایج عددی و آزمایشگاهی (مردانی، ۲۰۱۶) در مقطع $x=2.5\text{mm}$.



شکل (۵): (الف) پروفیل مولفه سرعت محوری در مقطع ۲۰ میلی‌متر محفظه احتراق

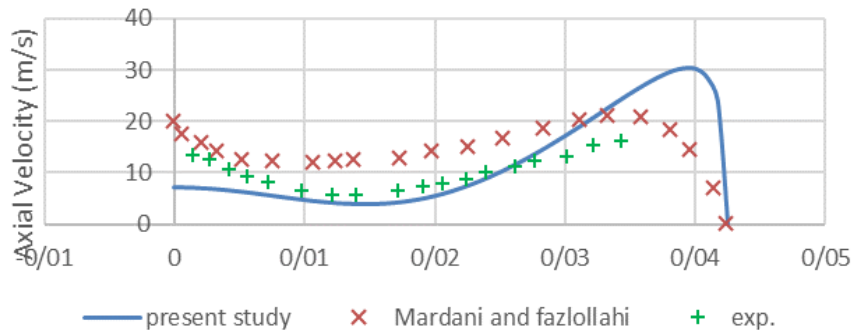


شکل (۶): (ب) پروفیل مولفه سرعت شعاعی در مقطع ۲۰ میلی‌متر محفظه احتراق

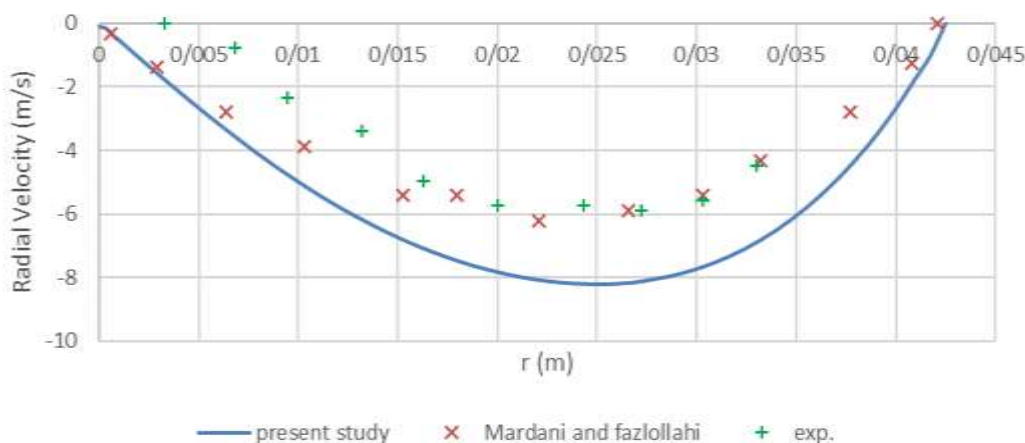


شکل (۷): (ج) پروفیل مولفه سرعت چرخشی در مقطع ۲۰ میلی‌متر محفظه احتراق

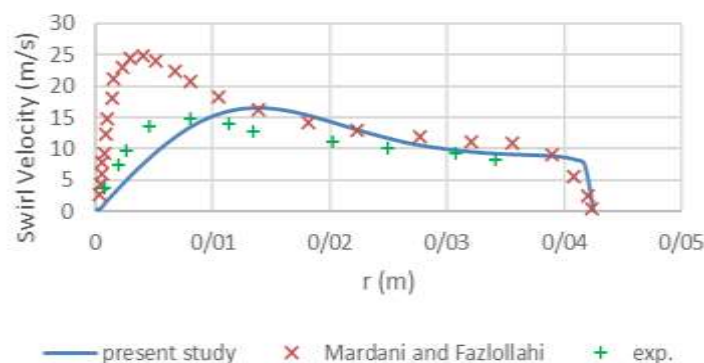
مقایسه مولفه‌های سرعت محوری، شعاعی و چرخشی بدست آمده از کار حاضر با نتایج عددی و آزمایشگاهی (مردانی، ۲۰۱۶) در مقطع $x=20\text{mm}$.



شکل (۸): (الف) پروفیل مولفه سرعت محوری در مقطع ۹۰ میلی‌متر محفظه احتراق



شکل (۹): (ب) پروفیل مولفه سرعت شعاعی در مقطع ۹۰ میلی‌متر محفظه احتراق



شکل (۱۰): (ج) پروفیل مولفه سرعت چرخشی در مقطع ۹۰ میلی‌متر محفظه احتراق

مقایسه مولفه‌های سرعت محوری، شعاعی و چرخشی بدست آمده از کار حاضر با نتایج عددی و آزمایشگاهی (مردانی، ۲۰۱۶) در مقطع $x=90\text{mm}$

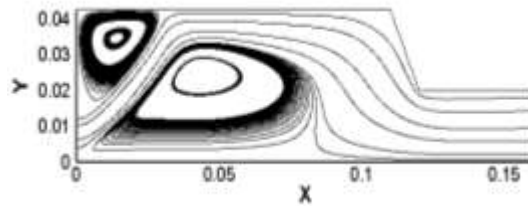
نتایج در این پژوهش به دو گروه محفظه احتراق بدون تزریق بخار آب و به همراه تزریق بخار آب دسته بندی می‌شوند. و نتایج هر کدام جداگانه بحث شده و با یکدیگر مقایسه خواهد شد.

بحث میدان سرعت

خطوط مسیر پیش‌بینی شده برای میدان جریان در شکل حاضر ارائه شده است. در این شکل دو منطقه چرخشی مشاهده می‌شود. این مناطق نشان می‌دهند که میدان جریان درون محفظه احتراق بسیار پیچیده می‌باشد. در اینجا یک منطقه چرخشی قوی‌تر درونی (IRZ^1) در طول محور مرکزی و یک منطقه چرخشی بیرونی (ORZ^2) نزدیک نازل تزریق سوخت تا دیواره محفظه احتراق خواهیم داشت. حد وسط این ورتکس‌ها یک جریان قوی درون محفظه احتراق ایجاد می‌کند و می‌تواند به عنوان یک علامت از عملکرد خوب کیفی از مدل انتخاب شده فرض شده باشد، زیرا در واقعیت این پدیده بطور تجربی مشاهده شده است. شایسته است به این نکته دقت شود که یک مدل توربولانسی مناسب نقش مهمی را در تسخیر مشاهدات آزمایشگاهی از طریق مدلسازی عددی بازی می‌کند. همانطور که مشخص است مدل عددی بکار رفته در مطالعه حاضر بطور کیفی با نتایج آزمایشگاهی تطابق دارد و علت اختلاف در برخی موارد نیز می‌تواند در عدم اطلاع از برخی شرایط مرزی فرض شده در روش آزمایشی دانست.

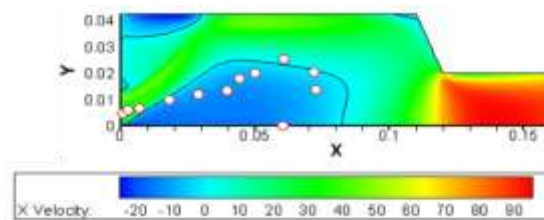
¹ inner recirculation zones

² outer recirculation zones



شکل (۱۱): میدان سرعت و جریان و خطوط جریان درون محفظه احتراق در حالت بدون تزریق بخار آب

کانتور میدان سرعت در شکل موجود نمایش داده شده است. مقادیر سرعت منفی و گرادیان‌های بزرگ سرعت درون منطقه IRZ نتیجه شکستن ادی قوی هستند که راه را به سمت جریان رو به جلو هوای ورودی مرکزی باز می‌کند، علاوه بر این، این پدیده را می‌توان در گوشه ORZ از دامنه محاسباتی دید. باید گفته شود که میدان سرعت و میدان دما نتیجه شده از احتراق با یکدیگر در تعامل هستند.

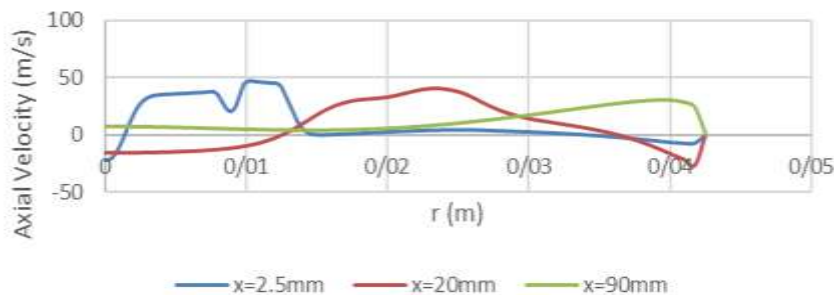


شکل (۱۲): کانتور مولفه محوری میدان سرعت.

خطوط مشکی موقعیت سرعت صفر محوری را نشان می‌دهد. نقاط سفید نیز مرز ناحیه IRZ بدست آمده از نتایج آزمایشگاهی (مردانی، ۲۰۱۶) را نشان می‌دهند

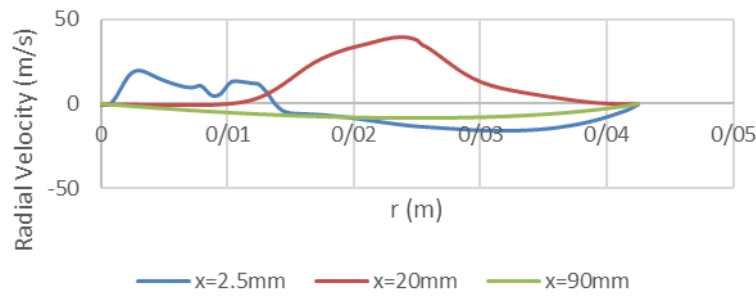
نقاط سفید رنگ نمایانگر مرزهای ناحیه IRZ نتیجه شده از آزمایش و خطوط مشکی بیانگر موقعیت سرعت محوری صفر (یعنی $V_{axial}=0$) حاصل از کار حاضر می‌باشند. در مقایسه نتایج کار حاضر با داده‌های آزمایشگاهی، شکل نشان می‌دهد که میدان جریان به لحاظ ظاهری از دقت خوبی برخوردار است. ارتفاع ناحیه سرعت محوری صفر پیشگویی شده از شبیه‌سازی حاضر تقریباً برابر با 0.8mm است در حالیکه برای نتایج آزمایشگاهی ارتفاع 0.73mm گزارش شده است.

در شکل بعد پروفیل مولفه سرعت محوری بر حسب شعاع محفظه برای مقاطع مختلف رسم شده است. در این شکل مقادیر حداکثر سرعت به تنش برشی میان نواحی IRZ و ORZ وابسته هستند در حالیکه مقادیر کمینه سرعت که در محور شعاع ایجاد می‌شود، ناحیه‌هایی که در آنجا جریان برگشتی به سمت مرکز محور هوای ورودی است را نشان می‌دهد.



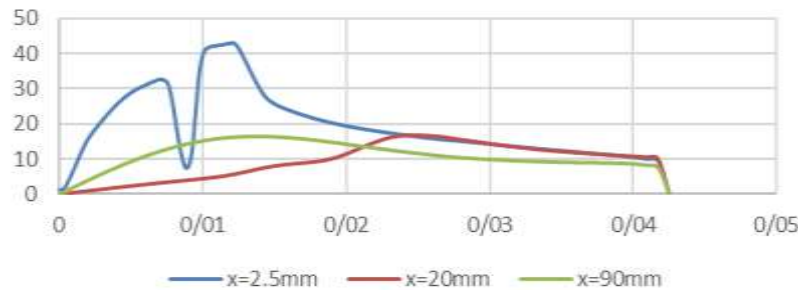
شکل (۱۳): پروفیل مولفه سرعت محوری در مقاطع مختلف در محفظه احتراق.

پروفیل مولفه سرعت شعاعی در مقاطع مختلف محفظه احتراق در شکل بعد نشان داده شده است. در پروفیل سرعت مقطع $x=2.5\text{mm}$ ، ناحیه بیرون از سومین قله حداکثر سرعت مثبت و نیز موقعیتی که در آن سرعت‌های شعاعی به سمت مرکز ایجاد می‌شود به منطقه ORZ وابسته است، و موقعیت قله سوم تقریباً ناحیه IRZ را نشان می‌دهد.



شکل (۱۴): پروفیل مولفه سرعت شعاعی در مقاطع مختلف در محفظه احتراق.

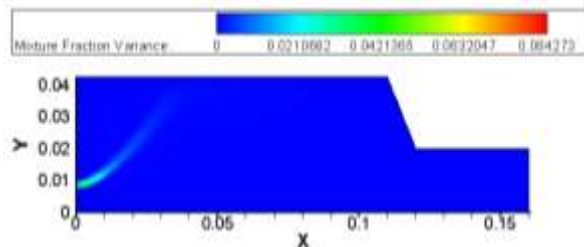
پروفیل مولفه سرعت چرخشی برای سه مقطع مختلف در شکل بعد نشان داده شده است. پروفیل سرعت چرخشی در موقعیت $x=2.5\text{mm}$ دو مقدار بیشینه مثبت را در نواحی که هوای ورودی چرخشی جریا دارد رخ می‌دهد، و یک مقدار کمینه بین این دو ایجاد می‌شود که وابسته به ناحیه غیر چرخشی جریان سوخت ورودی می‌باشد.



شکل (۱۵): پروفیل مولفه سرعت چرخشی در مقاطع مختلف در محفظه احتراق.

بحث میدان دما و گونه‌ها

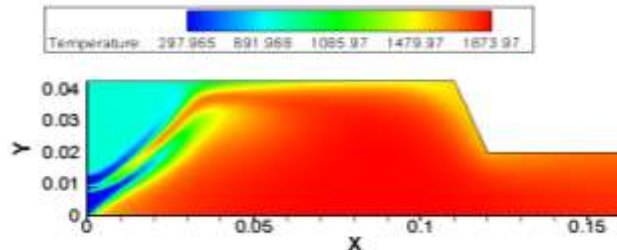
در این بخش به بررسی احتراق در محفظه با استفاده از سطح اختلاط، پروفیل دما، و غلظت گونه‌ها در محفظه احتراق پرداخته می‌شود. اختلاط می‌تواند توسط توزیع کسر اختلاط اندازه گرفته شده و بوسیله فرمول بیلگر (۱۹۹۰) حساب شده باشد. کانتور اختلاط میانگین در **Error! Reference source not found.** شکل بعد نشان داده شده است. همانطور که مشخص است کسر اختلاط در بیشترین ناحیه از محفظه احتراق برابر با صفر می‌باشد و این به این معنی است که حداکثر اختلاط در حالت محفظه احتراق بدون تزریق بخار آب در بین نواحی IRZ و ORZ رخ می‌دهد. یعنی جایی که حداکثر تنش بین دو جریان وجود دارد. در نتیجه انتظار می‌رود به همین دلیل در ناحیه شعله شکل بگیرد. با رسم کانتور دما، از موقعیت و شکل شعله آگاه خواهیم شد.



شکل (۱۶): کانتور کسر اختلاط میانگین در محفظه احتراق بدون تزریق بخار آب

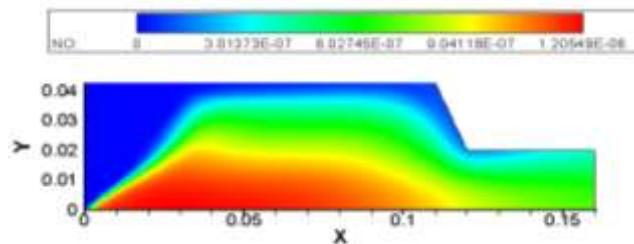
در شکل فوق کانتور دمای مطلق در محفظه احتراق بدون تزریق بخار آب رسم شده است. همان طور که ذکر شد، بین نواحی IRZ و ORZ حداکثر تنش میان دو جریان و در نتیجه حداکثر کسر اختلاط را خواهیم داشت. در نتیجه انتظار می‌رود که

شعله بین این دو ناحیه مهم تشکیل شود. و شکل شعله تحت تاثیر این ناحیه باشد. با توجه به کانتور دمای رسم شده در شکل بعد مشخص خواهد شد که شعله از بین نواحی IRZ و ORZ شروع شده و سپس با گسترش در محفظه احتراق دمایش نیز افزایش می‌یابد. حداکثر دمای پیش بینی شده در محفظه احتراق تقریباً برابر با ۱۸۷۰ درجه کلوین می‌باشد. نتایج عددی و آزمایشگاهی (مردانی، ۲۰۱۶) گزارش شده به ترتیب برابر با ۱۸۳۹k و ۱۸۰۰k کلوین می‌باشد که می‌توان نتیجه گرفت که کار حاضر از دقت خوبی در مقایسه نتایج تجربی برخوردار است. نتایج نشان می‌دهد که حداکثر دما در ناحیه IRZ رخ می‌دهد.



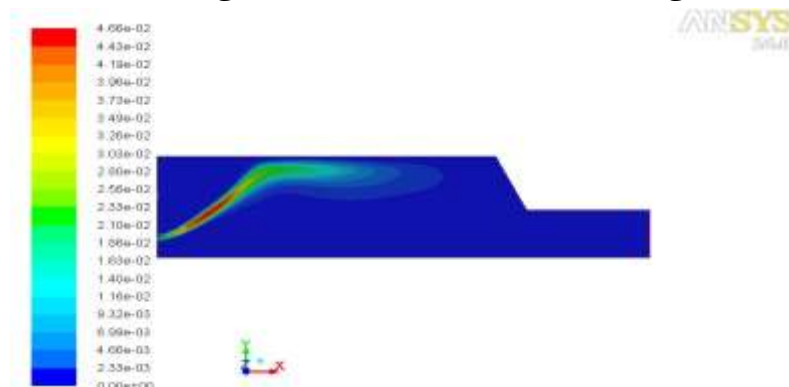
شکل (۱۷): کانتور دما برای محفظه احتراق بدون تزریق بخار آب.

از آنجایی که موضوع اصلی این پایان نامه بررسی تاثیر تزریق بخار آب به محفظه احتراق است در ادامه به نحوه توزیع گونه‌های NO و CO خواهیم پرداخت. در شکل بعد کانتور آلاینده ناکس درون محفظه احتراق در حالت بدون تزریق بخار آب رسم شده است. همانطور که مشخص است بیشترین ناکس درون ناحیه IRZ رخ می‌دهد، یعنی محلی که حداکثر دما و ورتکس قوی در این ناحیه تشکیل می‌شود، نیز حداکثر آلاینده ناکس در این ناحیه تشکیل می‌شود.



شکل (۱۸): کانتور کسر جرمی آلاینده NO ناکس در محفظه احتراق بدون تزریق بخار آب.

(شکل موجود) غلظت آلاینده ناکس در بین نواحی IRZ و ORZ بیشتر می‌باشد، یعنی جایی که حداکثر تنش بین دو جریان درونی و بیرونی، و در حقیقت محلی که حداکثر کسر اختلاط وجود دارد، انتظار می‌رود که غلظت آلاینده CO نیز بیشتر باشد.



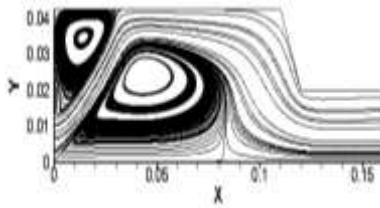
شکل (۱۹): کانتور کسر جرمی آلاینده CO در محفظه احتراق بدون تزریق بخار آب.

محفظه احتراق با تزریق بخار آب

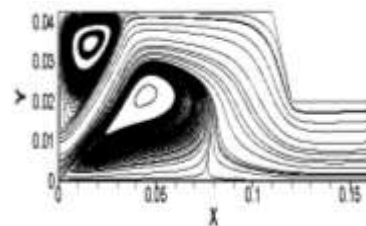
در این بخش به بررسی تاثیر تزریق بخار آب به محفظه احتراق خواهیم پرداخت.

بحث میدان سرعت

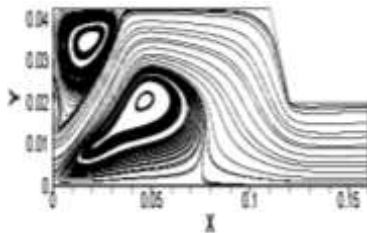
برای مقایسه بهتر تاثیر تزریق آب به محفظه احتراق در اینجا خطوط جریان برای نسبت‌های دبی‌های جرمی بخار آب به هوا (\dot{m}_w/\dot{m}_a) ، ۰.۰۵، ۰.۱ و ۰.۱۵ آورده شده است و آنرا با حالت بدون تزریق بخار مقایسه خواهیم کرد.



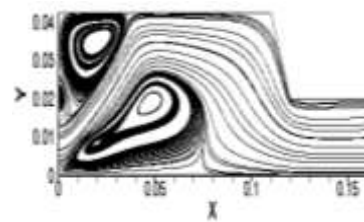
(الف) میدان سرعت بدون تزریق آب



(ب) میدان سرعت با تزریق بخار آب با نسبت دبی جرمی ۰/۰۵



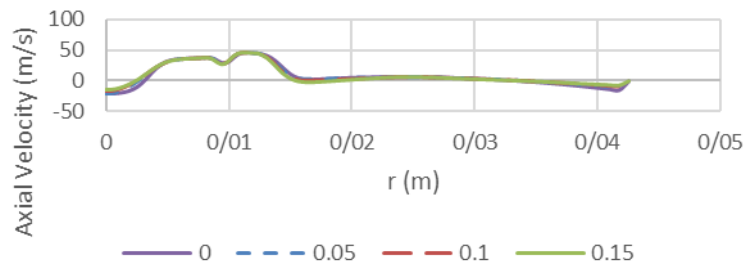
(ج) میدان سرعت نسبت دبی جرمی ۰/۱



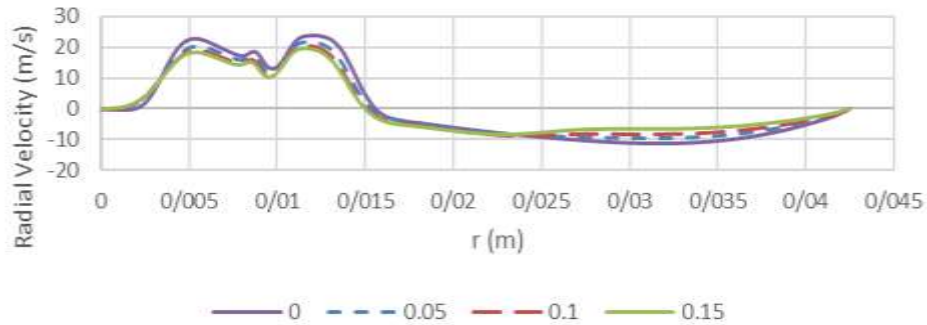
(د) میدان سرعت با تزریق بخار آب با نسبت دبی جرمی ۰/۱۵

تاثیر تزریق بخار آب به محفظه احتراق، (الف) بدون تزریق بخار آب، (ب) $\dot{m}_w/\dot{m}_a = 0.05$ (ج) $\dot{m}_w/\dot{m}_a = 0.1$ و (د) $\dot{m}_w/\dot{m}_a = 0.15$

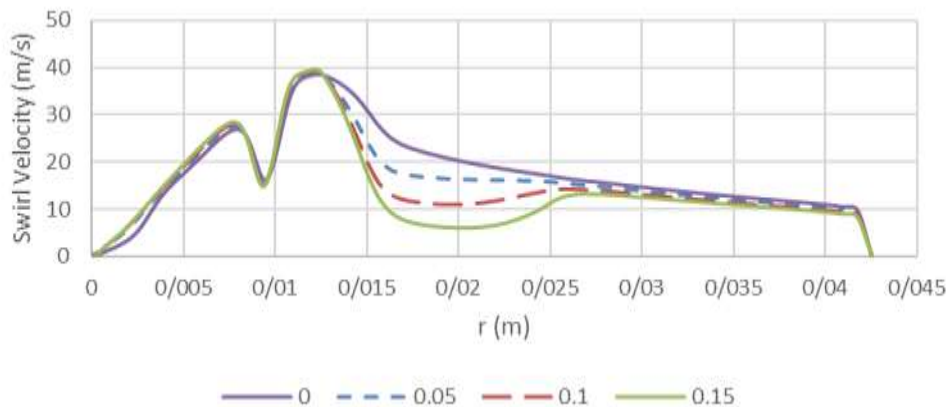
همانطور مشخص است با تزریق بخار آب الگوی جریان دستخوش تغییراتی می‌گردد. با تزریق بخار آب با نسبت دبی بخار آب به هوا از ۰.۰۵ تا ۰.۱۵ تقریباً در موقعیت $y=0.02$ از محور محفظه احتراق در ناحیه ORZ بین نازل هوای ورودی حلقوی و نازل ورودی بخار آب یک ورتکس سوم بسیار کوچک تشکیل می‌گردد که با افزایش دبی بخار آب، اندازه این ورتکس نیز افزایش می‌یابد. با ایجاد ورتکس سوم در این ناحیه، ورتکس‌های جریان درونی و بیرونی نیز دچار تغییر شکل می‌شوند. همانطور که از شکل فوق مشخص است طبیعتاً با تزریق بخار آب ورتکس ناحیه ORZ کمی به سمت جلو منتقل می‌شود و ورتکس قوی درونی ناحیه IRZ کمی لاغرتر شده و از اندازه طولی آن کاسته می‌شود. با ایجاد تغییر در الگوی جریان انتظار می‌رود سایر کمیت‌ها نیز دستخوش تغییراتی شوند. در ادامه جهت بررسی دقیق‌تر بر روی میدان سرعت، توزیع پروفیل سرعت محوری، شعاعی و چرخشی برای هر سه نسبت دبی بخار آب در مقاطع مختلفی از محفظه احتراق بررسی می‌شود.



شکل (۲۰): (الف) پروفیل مولفه سرعت محوری با نسبت دبی جرمی مختلف در مقطع ۵ میلیمتر در محفظه احتراق



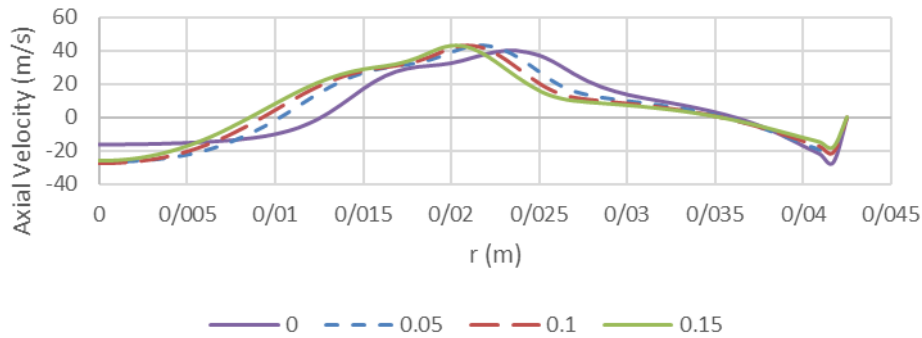
شکل (۲۱): (ب) پروفیل مولفه سرعت شعاعی با نسبت دبی جرمی مختلف در مقطع ۵ میلیمتر در محفظه احتراق



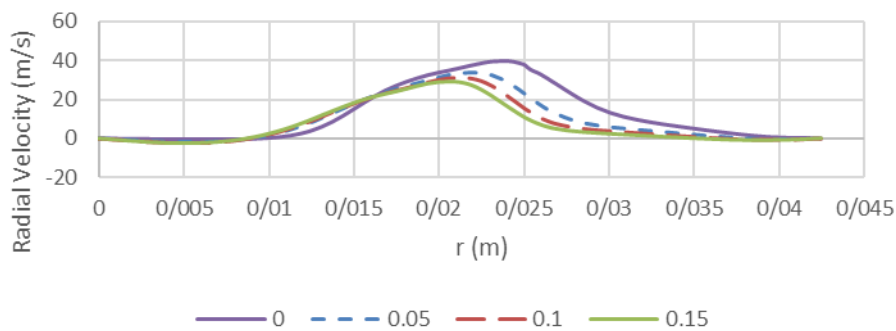
شکل (۲۲): (ج) پروفیل مولفه سرعت چرخشی با نسبت دبی جرمی مختلف در مقطع ۵ میلیمتر در محفظه احتراق
تاثیر تزریق بخار آب به محفظه احتراق در مقطع $x=5\text{ mm}$ ، (الف) پروفیل سرعت محوری، (ب) پروفیل سرعت شعاعی و (ج) پروفیل سرعت چرخشی

همانطور که از **Error! Reference source not found.** ۲۰ بعد (الف) مشخص است، تزریق بخار تاثیر اندکی بر ناحیه برشی یعنی ناحیه بین جریانهای ورتکس درونی و بیرونی IRZ و ORZ دارد و نمودارها در این ناحیه تقریباً بر هم منطبق هستند، اما در ابتدا و انتها ناحیه جریان بیرونی ORZ تاثیر کمی ولی قابل مشاهده‌ای داشته است که این اثر به دنبال ایجاد ورتکس سوم می‌تواند باشد. تزریق بخار بر پروفیل سرعت شعاعی در شکل بعد (ب) آورده شده است. در اینجا تزریق بخار بر ناحیه برشی تاثیر بیشتری داشته است، که به دلیل تغییر شکل ورتکس ناحیه درونی IRZ می‌باشد. همچنین در ناحیه ورتکس بیرونی ORZ با افزایش دبی جرمی بخار آب اندازه سرعت شعاعی کاهش می‌یابد که به دلیل تغییر در شکل ورتکس بیرونی ORZ می‌باشد. تزریق بخار بر پروفیل سرعت در شکل بعد (ج) آورده شده است. بیشترین تاثیر بخار آب بر توزیع

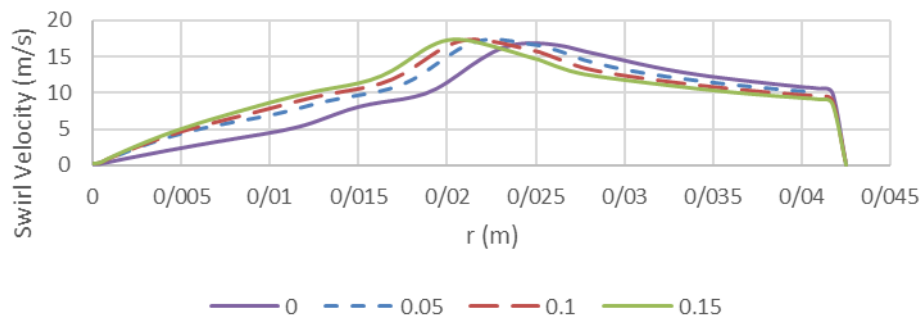
سرعت چرخشی در موقعیت $y=0.02$ رخ می‌دهد. یعنی جایی که ورتکس سوم شکل می‌گیرد. پس می‌توان نتیجه گرفت که توزیع سرعت چرخشی در ناحیه تحت تاثیر ورتکس سوم می‌باشد.



شکل (۲۳): (الف) پروفیل مولفه سرعت محوری با تزریق بخار آب بانسبت دبی جرمی مختلف در مقطع ۲۰ میلی‌متر محفظه احتراق



شکل (۲۴): (ب) پروفیل مولفه سرعت شعاعی با تزریق بخار آب بانسبت دبی جرمی مختلف در مقطع ۲۰ میلی‌متر محفظه احتراق

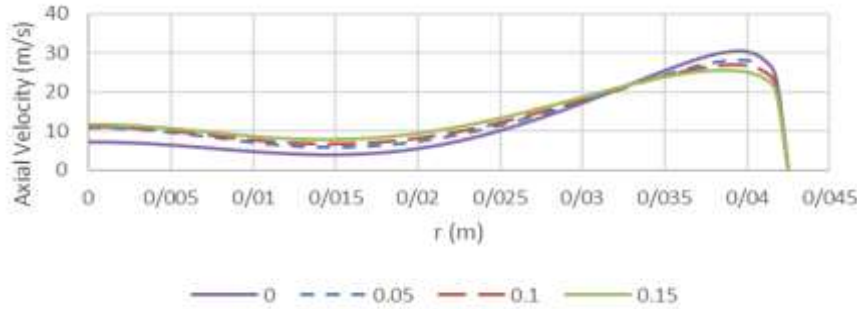


شکل (۲۵): (ج) پروفیل مولفه سرعت چرخشی با تزریق بخار آب بانسبت دبی جرمی مختلف در مقطع ۲۰ میلی‌متر محفظه احتراق

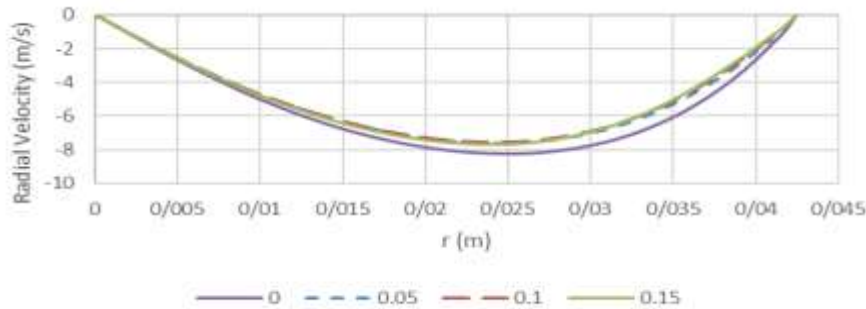
تاثیر تزریق بخار آب به محفظه احتراق در مقطع $x=20 \text{ mm}$ ، (الف) پروفیل سرعت محوری، (ب) پروفیل سرعت شعاعی و (ج) پروفیل سرعت چرخشی

تزریق بخار بر توزیع سرعت محوری، شعاعی و چرخشی در مقطع $x=20 \text{ mm}$ را می‌توان به ترتیب در شکل (الف)، (ب) و (ج) مشاهده کرد. تزریق بخار آب باعث کاهش سرعت محوری در ناحیه ORZ و افزایش قدر مطلق سرعت محوری در ناحیه IRZ می‌شود. همچنین بطور مشابه تزریق بخار آب باعث می‌شود تا سرعت شعاعی در ناحیه ORZ بطور قابل محسوسی کاهش

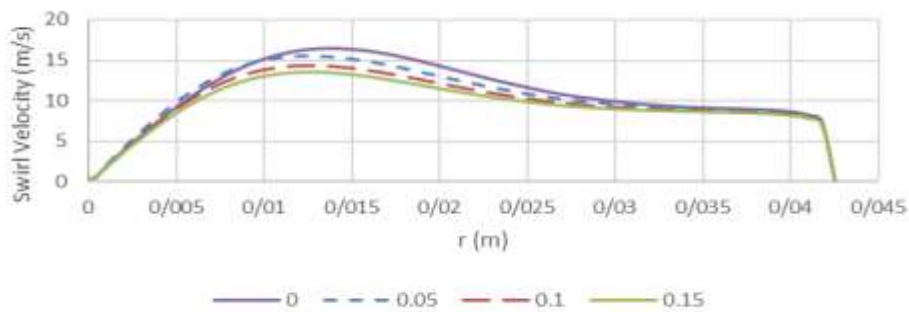
یابد و اندکی سرعت شعاعی در ناحیه IRZ افزایش یابد. در نهایت تزریق بخار آب باعث می‌شود تا سرعت چرخشی به سمت محور محفظه احتراق متمایل شود، هرچند که تاثیر ناچیزی بر اندازه آن دارد. در شکل ذیل می‌توان تاثیر تزریق بخار آب را بر توزیع سرعت محوری، شعاعی و چرخشی در مقطع $x=90\text{ mm}$ را مشاهده کرد. از آنجایی که این موقعیت ($x=90\text{ mm}$) به دور از دو جریان ورتکس درونی و بیرونی می‌باشد، پس این دو جریان بر توزیع سرعت محوری، شعاعی و چرخشی تاثیر گذار نیستند.



شکل (۲۶): (الف) پروفیل مولفه سرعت محوری با تزریق بخار آب در مقطع ۹۰ میلی‌متر در محفظه احتراق



شکل (۲۷): (ب) پروفیل مولفه سرعت شعاعی با تزریق بخار آب در مقطع ۹۰ میلی‌متر در محفظه احتراق



شکل (۲۸): (ج) پروفیل مولفه سرعت چرخشی با تزریق بخار آب در مقطع ۹۰ میلی‌متر در محفظه احتراق

تاثیر تزریق بخار آب به محفظه احتراق در مقطع $x=90\text{ mm}$ ، (الف) پروفیل سرعت محوری، (ب) پروفیل سرعت شعاعی و (ج) پروفیل سرعت چرخشی

تزریق بخار آب باعث کاهش افزایش سرعت در هسته مرکزی شعله می‌شود اما در ناحیه نزدیک به دیواره از قدرت آن کاسته می‌شود. تزریق بخار آب منجر به کاهش سرعت شعاعی می‌شود. اما با افزایش دبی جرمی آب تاثیری بر پروفیل سرعت شعاعی مشاهده نمی‌شود. همچنین تزریق بخار آب منجر به کاهش سرعت چرخشی در این موقعیت می‌شود. اما در اینجا با افزایش دبی جرمی آب، پروفیل سرعت چرخشی بیشتر تنزل می‌یابد.

برای تکمیل نتایج در این قسمت کانتورهای دما را برای نسبت‌های دبی جرمی مختلف بخار آب ورودی آورده شده است.

با توجه به شکل فوق مشاهده می‌شود که در ناحیه نزدیک به نازل بخار آب تزریق شده میدان دما دستخوش تغییراتی می‌شود. عبارتی با تزریق بخار آب دما در این ناحیه کاهش می‌یابد. همچنین با تزریق بخار آب حداکثر دما در محفظه احتراق تقریباً برابر با ۱۹۱۰ درجه کلوین می‌باشد که این مقدار اندکی از حالت بدون تزریق بخار آب (حداکثر دمای ۱۸۷۰ درجه کلوین) بیشتر می‌باشد. این پدیده به این علت می‌باشد که با تزریق بخار بدلیل دمای فوق العاده بالای درون محفظه احتراق، مولکول‌های بخار به عناصر اولیه خود یعنی هیدروژن و اکسیژن شکسته می‌شوند، سپس هیدروژن به عنوان سوخت و اکسیژن تجزیه شده نیز به عنوان اکساینده وارد واکنش شده و منجر به افزایش دمای شعله و علی‌الخصوص دمای هسته مرکزی شعله می‌شوند. اما با تزریق بیشتر بخار آب ورودی تا نسبت دبی جرمی ۰.۲ مشاهده می‌شود که دمای هسته مرکزی شعله کاهش می‌یابد. در نتیجه این عوامل می‌توانند بر روی غلظت ناکس خروجی از محفظه احتراق تاثیر گذار باشند. همانطور که مشخص است با تزریق بخار آب از نسبت دبی جرمی ۰.۰۵ تا ۰.۱ کسر جرمی ناکس خروجی از محفظه احتراق افزایش یافته که به دلیل شکسته شدن مولکول‌های بخار آب و افزایش دمای محفظه احتراق می‌باشد. اما با افزایش بیشتر بخار آب ورودی، ناکس خروجی از محفظه به شدت کاهش می‌یابد به طوری که در نسبت دبی جرمی ۰.۲ اختلاف قابل ملاحظه‌ای میان ناکس خروجی در حالت بدون تزریق بخار آب ($\dot{m}_w/\dot{m}_a = 0$) و حالت تزریق بخار آب ($\dot{m}_w/\dot{m}_a = 0.2$) مشاهده شده است.

نتیجه‌گیری

در این پژوهش بکمک اصول دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) به شبیه‌سازی عددی یک محفظه احتراق با سوخت متان پرداخته‌ایم. شبیه CFD با استفاده از حلگر نرم‌افزار تجاری فلوئنت صورت گرفته، و برای تولید شبکه از نرم‌افزار گمبیت بهره گرفته شده است. در نرم‌افزار فلوئنت از تکنیک حجم کنترل برای حل معادلات حاکم استفاده می‌شود. این تکنیک شامل انتگرال‌گیری معادلات حاکم حول هر حجم کنترل و بر اساس ارضای قانون بقای جرم در آن المان می‌باشد. جهت ایجاب شرط همگرایی حل در پژوهش حاضر فرض شده بود که مقدار باقیمانده برای تمام معادلات حاکم کمتر از 10^{-6} شود. در این پژوهش از مدل فلیمت پایا با مکانیزم DRM22 (با ۲۲ گونه و ۱۰۴ واکنش) در شبیه‌سازی شعله مغشوش استفاده شده است. همچنین جهت کاهش ابعاد مساله از سه بعد به دو بعد و همچنین بدلیل ماهیت متقارن محوری بودن محفظه احتراق از شرط مرزی محور (Axis) استفاده شده است. در کار حاضر فرض می‌شود که هوا تحت جریان چرخشی وارد محفظه احتراق می‌شود.

نتایج در این پژوهش به دو گروه محفظه احتراق بدون تزریق بخار آب و به همراه تزریق بخار آب دسته بندی شدند و نتایج هر کدام جداگانه بحث شده و با یکدیگر مقایسه شدند. نتایج نشان داد که دو منطقه چرخشی در محفظه احتراق ایجاد می‌گردد. این مناطق نشان می‌دهند که میدان جریان درون محفظه احتراق بسیار پیچیده می‌باشد. یک منطقه چرخشی قوی‌تر درونی (IRZ^1) در طول محور مرکزی و یک منطقه چرخشی بیرونی (ORZ^2) نزدیک نازل تزریق سوخت تا دیواره محفظه احتراق خواهیم داشت. حد وسط این ورتکس‌ها نیز یک جریان قوی درون محفظه احتراق ایجاد می‌شود که به اختلاط میان دو جریان و یا عبارتی اختلاط مواد واکنش‌دهنده کمک می‌نماید. نتایج نشان داد که تنش موجود بین نواحی IRZ و ORZ منجر به تشکیل شعله در این ناحیه می‌شود که در طول محفظه احتراق گسترش می‌یابد. در بخشی از مقاله حاضر به مطالعه تاثیر تزریق بخار آب بر روی توزیع دما و ناکس خروجی از محفظه احتراق پرداختیم. نتایج نشان داد که با تزریق بخار آب دمای درون محفظه احتراق اندکی افزایش خواهد یافت. این پدیده به این علت می‌باشد که با تزریق بخار بدلیل دمای فوق العاده بالای درون محفظه احتراق، مولکول‌های بخار به عناصر اولیه خود یعنی هیدروژن و اکسیژن تجزیه می‌شوند، سپس هیدروژن به عنوان سوخت و اکسیژن تجزیه شده نیز به عنوان اکساینده وارد واکنش شده و منجر به افزایش دمای شعله و علی‌الخصوص

¹ inner recirculation zones

² outer recirculation zones

دمای هسته مرکزی شعلع می‌شوند. اما با تزریق بیشتر بخار آب ورودی تا نسبت دبی جرمی ۰.۲ مشاهده می‌شود که دمای هسته مرکزی شعلع کاهش می‌یابد. با تزریق بخار آب از نسبت دبی جرمی ۰.۰۵ تا ۰.۱ کسر جرمی ناکس خروجی از محفظه احتراق افزایش یافته که به دلیل شکسته شدن مولکول‌های بخار آب و افزایش دمای محفظه احتراق می‌باشد. اما با افزایش بیشتر بخار آب ورودی، ناکس خروجی از محفظه به شدت کاهش می‌یابد به طوری که در نسبت دبی جرمی ۰.۲ اختلاف قابل ملاحظه‌ای میان ناکس خروجی در حالت بدون تزریق بخار آب ($\dot{m}_w/\dot{m}_a = 0$) و حالت تزریق بخار آب ($\dot{m}_w/\dot{m}_a = 0.2$) مشاهده شده است.

پیشنهادات

برای ادامه این پژوهش پیشنهادهای زیر می‌توانند معرفی شده باشند: ۱- تاثیر نوع سوخت ورودی بر الگوی جریان و سایر کمیت‌های درون محفظه احتراق نظیر ناکس ۲- تاثیر تزریق هیدروژن مایع به سوخت و اثر آن بر ناکس خروجی ۳- تاثیر شکل محفظه احتراق بر الگوی جریان و دما و به دنبال آن اثرش بر ناکس خروجی

منابع

1. Bilger, R. The structure of turbulent nonpremixed flames. in Symposium (International) on Combustion. 1989. Elsevier.
2. Bilger, R., S. Stårner, and R. Kee, On reduced mechanisms for methane air combustion in nonpremixed flames. *Combustion and Flame*, 1990. 80(2): p. 135-149.
3. Claramunt Altimira, K., Numerical Simulation of Non-premixed Laminar and Turbulent Flames by means of Flamelet Modelling Approaches. 2005: Universitat Politècnica de Catalunya.
4. El, W.M., *Power Plant Technology*. 1984, McGraw-Hill International.
5. Kim, S., T. Liu, and K. Huh, Implementation of the conditional moment closure model to a turbulent nonpremixed H₂/CO-air flame stabilized on a bluff body. 1999.
6. Mardani, A. and A. Fazlollahi-Ghomshi, Numerical Investigation of a Double-Swirled Gas Turbine Model Combustor Using a RANS Approach with Different Turbulence-Chemistry Interaction Models. *Energy & Fuels*, 2016. 30(8): p. 6764-6776.
7. Nishida, K., T. Takagi, and S. Kinoshita, Regenerative steam-injection gas-turbine systems. *Applied Energy*, 2005. 81(3): p. 231-246.
8. Peters, N., Laminar diffusion flamelet models in non-premixed turbulent combustion. *Progress in energy and combustion science*, 1984. 10(3): p. 319-339.
9. Potter, P.J., *Power plant theory and design, of steam power plant*. 1976, John Wiley & sons, New York, Chichester, Brisbane, Toronto.
10. Shabanian, S.R., et al., Kinetic and fluid dynamic modeling of ethylene jet flames in diluted and heated oxidant stream combustion conditions. *Applied Thermal Engineering*, 2013. 52(2): p. 538-554.
11. Tomczak, H., et al., Investigation of a gas turbine combustion system fired with mixtures of natural gas and hydrogen. *IFRF combustion Journal*, 2002. 19.
12. Tony, G., *Gas turbine handbook: principles and practices*. 2006.
13. Xue, R., et al., Effect of steam addition on gas turbine combustor design and performance. *Applied Thermal Engineering*, 2016. 104: p. 249-257.
14. Zhang, S.-j., J.-l. Chi, and Y.-h. Xiao, Performance analysis of a partial oxidation steam injected gas turbine cycle. *Applied Thermal Engineering*, 2015. 91: p. 622-629.

Investigating and Presenting the Effect of Steam Injection into Combustion Chamber of Gas Turbines to Increase Efficiency

Davoud Naderi¹, Milad Heidari²

1. Faculty of Engineering, Dashtestan University, Bushehr, Iran
2. Faculty of Engineering, Dashtestan University, Bushehr, Iran

Abstract

The role of the gas turbine in the current century's nuclear and industrial sectors has been very much appreciated over the past decades. In order to Improvement of gas turbine function has been used for various methods such as recovery, internal cooling, preheating and water vapor injection. In this study, the injection of water vapor into the upper stream of the combustion chamber is proposed. Here is a numerical code for Fluent commercial software used to simulate combustion. An appropriate combustion model is required to simulate combustion. Felimelt's model is one of the most widely used models in the resources due to its numerous characteristics, including the separation of chemical reactions from the turbulent beam. In this study, the flame combustion chamber was modeled using the kinetics of the chemical mechanism DRM22 (with 22 chemical species and 104 reactions). The results showed that two rotary regions in the combustion chamber were created. These areas indicate that the flow field inside the combustion chamber is very complex. In the combustion chamber, an inner vortex along the central axis and an outer vortex close to the fuel injection nozzle is formed up to the wall of the combustion chamber, which is formed by injecting a third vortex water vapor in an area close to the inlet water nozzle. The results showed that with the injection of water vapor, the temperature inside the combustion chamber would increase slightly. This phenomenon is due to the decomposition of water vapor molecules due to the extremely high temperature inside the combustion chamber. After decomposition, hydrogen as a fuel and oxygen is also reacted as an oxidizer, resulting in increased flame temperature and, especially, the temperature of the core core of the mold. However, by injecting more inlet water vapor to a mass ratio of 0.2, it is observed that the core core temperature of the flame decreases. By injecting water vapor from a mass ratio of 0.05 to 0.1, the mass fraction of the Knox outlet from the combustion chamber will increase, due to the decomposition of the water vapor molecules and the increase of the combustion chamber temperature. However, with further increase in the inlet water vapor, Knox exits from the chamber sharply decreases so that in a mass ratio of 0.2, the significant difference between the output knox in the non-injecting mode of water vapor ($m_w / m_a = 0$) and The mode of water vapor injection ($m_w / m_a = 0.2$) has been observed.

Keyword: Combustion Chamber, Flamelite Model, Water Vapor Injection, NO pollutant
