

تحلیل تأثیر توزیع هوای متغیر بر جریان واکنشی محفظه احتراق مدل توربین گاز

فرزاد بازدیدي طهرانی^۱، حسین یزدانی احمدآبادی^۲ و محمد صادق عابدی نژاد^۳

۱- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران (نویسنده مخاطب)، bazdid@iust.ac.ir

۲- کارشناس ارشد، مهندسی هوافضا، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، h_yazdani91@mecheng.iust.ac.ir

۳- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، sadegh_abedi@mecheng.iust.ac.ir

(تاریخ دریافت: ۱۳۹۴/۳/۱۹، دریافت آخرین اصلاحات: ۹۴/۸/۱۵، پذیرش: ۹۴/۱۰/۱۴)

چکیده: هدف از مقاله حاضر بررسی اثر تغییر درصد دبی هوای توزیع شده از طریق چرخاننده، فواره‌های اولیه و فواره‌های رقیق‌سازی بر مشخصات جریان واکنشی و آلاینده‌های NO و CO در یک محفظه احتراق مدل توربین گاز است. برای حل معادلات حاکم از شبکه‌بندی منظم حجم محدود استفاده شده است. معادلات حاکم بر جریان به صورت ضمی خطی‌سازی شده و به صورت مرتبه دو گسسته‌سازی شده‌اند. جملات نفوذی در معادلات انتقال با استفاده از روش گسسته‌سازی مرکزی و عبارات جابه‌جایی به صورت مرتبه دو بالادست گسسته شده‌اند. در شبیه‌سازی عددی جریان دوفاز واکنشی این محفظه احتراق، از مدل آشفستگی $k - \epsilon$ ، مدل احتراقی فلیملت پایا و مدل تشعشی جهتهای مجزا استفاده شده است. پاشش قطرات سوخت مایع و محیط دوفازی قطره و هوا توسط روش اویلر-لاگرانژی مدل‌سازی شده است. پژوهش حاضر برای چهار حالت مختلف تزریق هوا انجام شده است که در حالت اول شرایط مرزی منطبق بر شرایط آزمایشگاهی بوده و پس از اعتبارسنجی نتایج حل عددی با داده‌های تجربی، حالت‌های بعدی بررسی شده‌اند. حاصل تحقیق حاضر، مقایسه توزیع سرعت، دما، درصد کسر جرمی دی‌اکسید کربن، منوکسید کربن و اکسید نیتروژن در مقطع خروجی، به همراه نحوه شکل‌گیری ساختار جریان در مقطع طولی محفظه احتراق، در چهار حالت تزریق هواست. نتایج نشان می‌دهند که توزیع هوای شرایط آزمایشگاهی به صورت بهینه نیست. در حالتی که دبی هوای بیشتری از فواره‌های اولیه به محفظه احتراق وارد شود، آلاینده NO کمتری تولید می‌شود و توزیع دمای مقطع خروجی، از یکنواختی بیشتری برخوردار است. همچنین، در این حالت، فرآیند احتراق نسبت به شرایط آزمایشگاهی، کامل‌تر بوده و CO₂ بیشتری تولید می‌شود.

کلیدواژگان: محفظه احتراق توربین گاز، جریان دوفاز، سوخت مایع، جریان واکنشی آشفته

مقدمه

در مطالعه محفظه احتراق سوخت مایع توربین گاز، مفاهیم پیچیده‌ای اعم از جریان واکنشی، پاشش، جریان آشفته، جریان چندفاز، فرآیندهای انتقال حرارت جابه‌جایی و تشعشع به همراه برهم‌کنش هر یک با دیگری وجود دارند. محفظه‌های احتراق در طی چهل سال اخیر توسعه پیوسته‌ای در تکامل ساختار اصلی محفظه داشته‌اند. محفظه‌های احتراق کنونی به طور کلی به سه دسته محفظه‌های استوانه‌ای شکل^۱، استوانه-حلقوی^۲ و حلقوی^۳ تقسیم می‌شوند. یک محفظه احتراق شامل اجزایی نظیر چرخاننده^۴، سوخت‌پاش، پخش‌کننده^۵، اتاق احتراق^۶، سوراخ‌های خنک‌کاری و رقیق‌سازی و غیره است.

1. Can
2. Can Annular
3. Annular
4. Swirler
5. Diffuser
6. Liner

محفظه احتراق توربین گاز به صورت کلاسیک به سه ناحیه اولیه، ثانویه و رقیق سازی تقسیم بندی می شود. در ناحیه اولیه، که بین سوخت پاش و فواره های اولیه^۱ قرار دارد، سوخت به درون جریان هوا تزریق می شود و احتراق در آن ناحیه شکل می گیرد. در ناحیه ثانویه، با ورود هوای اضافی به محفظه احتراق، احتراق کامل می شود. در ناحیه رقیق سازی، هوای ورودی از فواره های رقیق سازی^۲ با گازهای حاصل از احتراق مخلوط شده، تا هوای خروجی از محفظه به حد معقولي برسد و آن را یکنواخت تر سازد. با توجه به اینکه بازدهی احتراق و تشکیل آلاینده های حاصل از احتراق سوخت ارتباط مستقیمی با توزیع دما دارند، لذا نحوه شکل گیری جریان و در پی آن نحوه توزیع دما در طول و راستای شعاعی، از مسائل مهم در طراحی محفظه احتراق توربین گاز است.

در پژوهش های انجام شده، فیلهو و همکارانش در سال ۲۰۱۳ [۱] به بررسی عددی احتراق پاشش اتانول با استفاده از مدل آشفتگی RANS و مدل غیر پیش آمیخته تعادلی پرداختند. آن ها تاثیر آشفتگی جریان بر روی محاسبات ترمودینامیکی و کسر جرمی گونه ها را توسط تابع چگالی احتمال فرضی بتا^۳ (β PDF) اعمال کردند. در این کار، از روش اویلر-لاگرانژ و اتصال دوطرفه بین فاز پیوسته و گسسته استفاده شده و توزیع قطرات و تبخیر آن ها بررسی شده است. در نهایت، جهت اعتبارسنجی کار خود، توزیع دما، سرعت و تابع چگالی احتمال بر حسب قطر قطرات را با نتایج آزمایشگاهی مقایسه کردند.

زینی وند و بازدیدي طهراني در سال ۲۰۱۲ [۲] اثر تعداد و محل سوراخ های فواره هوا را روی احتراق و آلاینده NO_x در یک محفظه احتراق استوانه ای بررسی کردند. آن ها از مدل احتراقی نرخ محدود-اضمحلال گردابه^۴ و مدل آشفتگی $k-\epsilon$ Realizable استفاده کردند. سوخت مورد بررسی در این تحقیق کروسین بوده است و از مدل های اویلر-لاگرانژ و جهت های مجزا^۵ برای جریان دوفاز قطره و گاز و تشعشع استفاده کردند. آن ها به این نتیجه رسیدند که با افزایش فاصله محوری سوراخ های هوا از سوخت پاش، آلاینده NO_x کاهش پیدا می کند و به طور معکوس توان حرارتی آن افزایش می یابد. همچنین، با افزایش تعداد سوراخ های فواره (با احتساب سرعت فواره ورودی ثابت) هر دو پارامتر توان حرارتی و آلاینده NO_x افزایش می یابند. این تحقیق نشان داد که تشکیل NO_x بیشتر به محل فواره ها وابسته است تا تعداد سوراخ ها. با افزایش فاصله فواره ها از سوخت پاش، توزیع دمایی خروجی محفظه یکنواخت تر، ولی با افزایش تعداد سوراخ ها، توزیع دمایی خروجی غیر یکنواخت تر شده است.

اپته و معین در سال ۲۰۱۱ [۳] احتراق در یک محفظه احتراق توربین گاز را توسط مدل آشفتگی شبیه سازی گردابه های بزرگ^۶ (LES) و مدل احتراقی فلیملت^۷ شبیه سازی کردند. عمده کار آن ها در خصوص مدل های زیرشبکه برای مدل سازی شکست و تبخیر قطرات بوده است. بازدیدي طهراني و زینی وند در سال ۲۰۱۰ [۴] در کار دیگری عنوان کردند که مدل غیر پیش آمیخته تعادلی به همراه تابع چگالی احتمال فرضی بتا، توزیع دما را بهتر از مدل اضمحلال گردابه، مخصوصاً در نزدیکی دیوار پیش بینی می کند.

سانگپیل جو و همکارانش در سال ۲۰۰۸ [۵] به بررسی تاثیر دمایی هوای ورودی بر احتراق پاشش سوخت مایع در محفظه احتراق استوانه ای پرداختند. آن ها در این تحقیق از مدل $k-\epsilon$ RNG برای مدل کردن جریان آشفته و مدل شکست گردابه^۸ برای مدل کردن احتراق استفاده کرده و سازوکار^۹ NO_x تولیدی را بر مبنای سازوکار زلدوویچ در نظر گرفتند. نتایج آنها نشان می دهد که افزایش دمایی هوای ورودی، سبب افزایش عمق نفوذ فواره ها می شود. همچنین، با افزایش دمایی هوای ورودی، توزیع دمایی مقطع خروجی یکنواخت تر شده و NO_x افزایش می یابد.

1. Primary Jets
2. Dilution Jets
3. β Presumed Probability Density Function
4. Finite Rate- Eddy Dissipation
5. Discrete Ordinates
6. Large Eddy Simulation
7. Flamelet
8. Eddy Breakup
9. Mechanism

ون جی و گوتهیل در سال ۲۰۰۸ [۶] به بررسی پاشش متانول با استفاده از مدل‌های فلیملت همراه با تابع چگالی احتمال فرضی بهبودیافته β PDF و مدل تابع چگالی احتمال انتقالی^۱ برحسب روش مونت کارلو^۲ پرداختند. در این بررسی، از مدل آشفستگی $k - \varepsilon$ استفاده شده و متانول با جزئیات شیمیایی ۲۳ گونه و ۱۶۸ واکنش شیمیایی مدل می‌شود. طبق این بررسی، مدل فلیملت به همراه تابع بهبودیافته β PDF نتایج بسیار دقیق و منطبق با حل انتقالی تابع PDF ارائه می‌دهد. آن‌ها بیان کردند، با در نظر گرفتن جزئیات شیمیایی در مدل‌سازی احتراق، آلاینده‌ها و گونه‌های رادیکالی دقیق‌تر محاسبه می‌شوند. لی و همکاران در سال ۲۰۰۶ [۷] با استفاده از مدل آشفستگی انتقال تنش برشی^۳ (SST)، مدل احتراقی اضمحلال گردابه^۴ و مدل تشعشعی جهت‌های مجزای احتراق، کارایی خنک‌کاری در یک محفظه احتراق حلقوی هوایی را بررسی کردند. در این کار از توزیع رزین-رامر^۵ با قطر متوسط ۳۰ میکرومتر برای پاشش سوخت استفاده شده است. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که سوراخ‌های خنک‌کاری مناسب‌اند، ولی تزریق سوراخ‌های رقیق‌سازی مناسب نیست. تزریق نامناسب سبب می‌شود که هوا نفوذ کافی نداشته باشد. در نتیجه لایه پوششی مناسبی از هوا تولید نشده و توزیع دمای خروجی غیر یکنواخت می‌شود. سدیکی و همکاران (۲۰۰۵) [۸] به مدل‌سازی و بررسی اثر آشفستگی بر تبخیر، اختلاط و احتراق پاشش سوخت مایع پرداختند. در این تحقیق، تاثیر شدت آشفستگی بر روی توزیع و تبخیر قطرات در حالت غیرواکنشی بررسی شده است. همچنین، آن‌ها با استفاده از مدل احتراقی اضمحلال گردابه، تاثیر عدد چرخش^۶ بر روی احتراق پاششی را نیز بررسی کردند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که در تبخیر قطرات ریز، اثرات غیرتعادلی را نمی‌توان نادیده گرفت، زیرا حرکت گاز، با بالابردن نرخ اختلاط و نرخ تبخیر، شرایط مناسبی را برای اشتعال ایجاد می‌کند. سامرفلد و کیو (۱۹۹۸) [۹]، به منظور ایجاد یک مجموعه اطلاعات دقیق در خصوص پاشش و تبخیر قطرات، آزمایش‌هایی را انجام دادند. آن‌ها بدین منظور از دو استوانه داخل هم، که هوای داغ از استوانه داخلی آن می‌گذرد، استفاده کردند و یک سوخت‌پاش فشاری مخروطی^۷ در ورودی استوانه داخل قرار دادند. توزیع سرعت و سایز قطرات از مهم‌ترین خروجی‌های این گروه بوده است.

گوچینی (۲۰۰۲) [۱۰] به بررسی نقش فواره هوای ورودی در ناحیه اولیه پرداخت. وی بیان کرد که در احتراق توربین گاز، سوراخ‌های اولیه نقش حیاتی در کنترل دمای احتراق، افزایش اختلاط و رسیدن به کارایی مناسب احتراق ایفا می‌کنند. این فواره‌ها، احتراق را یکنواخت‌تر کرده و آلاینده‌گی را کمتر می‌کنند. توزیع دمای مناسب در خروجی محفظه احتراق تا حد زیادی به اختلاط هوا در این ناحیه، محل و قطر سوراخ‌ها و محصولات احتراق در ناحیه رقیق‌سازی مربوط است. طبق نتایج گوچینی، بیشینه NO_x تولیدی در حالت سوختن استوکیومتریک به دست می‌آید. همچنین، وقتی که همه واکنشگرها در ناحیه گنبدی^۸ قرار داشته باشند، آلاینده‌های کمتری تولید می‌گردد. آنها بهترین محل فواره‌های ورودی را در فاصله‌ی نصف ارتفاع گنبدی در پایین دست محفظه احتراق بیان کرده‌اند.

گروه تحقیقاتی ساموئلسن و همکاران [۱۱-۱۳]، در دانشگاه کالیفرنیا-ایرواین^۹، از سال ۱۹۸۱ تا ۱۹۹۳ تحقیقات تجربی بر روی یک محفظه احتراق استوانه‌ای مدل انجام دادند. در طول این سال‌ها، محل و نحوه توزیع سوراخ‌های اولیه و ثانویه، بازشدگی ورودی محفظه، سوخت‌های مختلف، دوده و NO_x به همراه توزیع سرعت، دما و قطرات بررسی شده‌اند. با توجه به وجود اطلاعات هندسی و تجربی که از این تحقیقات موجود است، شبیه‌سازی و تحلیل این هندسه می‌تواند راه‌گشای دیگر مسائل احتراق و پاشش سوخت مایع باشد.

1. Transport Probability Density Function
2. Monte- Carlo
3. Shear Stress Transport
4. Eddy Dissipation
5. Rosin- Rammler
6. Swirl Number
7. Cone
8. Dome
9. University of California- Irvine

تحقیق حاضر به بررسی تاثیر تغییر دبی تزریق هوا از چرخاننده، فواره‌های اولیه و فواره‌های رقیق‌سازی بر روی توزیع سرعت و دمای جریان واکنشی دوفاز و آلاینده‌های CO و NO در محفظه احتراق مدل توربین گاز کامرون و همکاران [۱۱] می‌پردازد. تمایز این تحقیق با پژوهش‌های قبلی، به‌کارگیری یک هندسه محفظه احتراق مدل بوده که همه اجزای محفظه‌های احتراق اعم از چرخاننده، سوخت‌پاش ایربلاست^۱، سوراخ‌های اولیه و ثانویه را شامل می‌شود. در شبیه‌سازی عددی جریان دوفاز واکنشی این محفظه احتراق، از مدل آشفستگی $k - \varepsilon$ Realizable، مدل احتراقی فلیملت پایا^۲ و مدل تشعشعی جهات مجزا^۳ استفاده می‌شود. پاشش قطرات سوخت مایع و محیط دوفازی قطره و هوا توسط روش اولیور-لاگرانژی^۴ مدل‌سازی می‌شوند. پژوهش حاضر در چهار حالت مختلف تزریق هوا انجام شده است که در حالت اول شرایط مرزی منطبق بر شرایط آزمایشگاهی [۱۱] بوده و پس از اعتبارسنجی نتایج حل عددی با داده‌های تجربی، حالت‌های بعدی بررسی می‌شوند. حاصل تحقیق حاضر، مقایسه توزیع سرعت، دما، درصد کسر جرمی دی‌اکسید کربن، منوکسید کربن و اکسید نیتروژن در صفحه خروجی، به‌همراه نحوه شکل‌گیری ساختار جریان در مقطع طولی محفظه احتراق، در چهار حالت تزریق هوا و انتخاب بهینه‌ترین حالت است.

معادلات حاکم

معادلات حاکم بر جریان واکنشی آشفته شامل معادله بقای جرم، بقای تکانه، بقای انرژی و بقای جرم اجزای واکنشی است که در ادامه به آن‌ها اشاره می‌شود.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j}{\partial x_j} = S_m \quad (۱)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j} = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + F \quad (۲)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho Y_i) + \frac{\partial \rho Y_i u_j}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\lambda}{Le_i c_p} \frac{\partial Y_i}{\partial x_j} \right] + \dot{\omega}_i + S_i \quad (۳)$$

$$\frac{\partial \rho h}{\partial t} + \frac{\partial \rho h u_j}{\partial x_j} = \frac{Dp}{Dt} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\lambda}{Le_i} \frac{\partial h}{\partial x_i} + \frac{\lambda}{c_p} \sum_{i=1}^{N_s} \left(\frac{1}{Le_i} - 1 \right) h_i \frac{\partial Y_i}{\partial x_i} \right] \quad (۴-الف)$$

$$h = \sum Y_i h_i, \quad h_i = \int_{T_{ref,i}}^T c_{p,i} dT + h_i^{\circ}(T_{ref,i}) \quad (۴-ب)$$

که u مولفه سرعت، S_m انتقال جرم از قطرات سوخت مایع به فاز گازی، τ_{ij} تنش‌های رینولدز، p فشار، ρ چگالی، Y_i نسبت جرمی گونه i ام، λ نسبت ظرفیت گرمایی ویژه، c_p ظرفیت گرمایی فشار ثابت، Le عدد لوئیس، h آنتالپی، T دما، $\dot{\omega}_i$ نرخ تولید جزء i توسط واکنش شیمیایی و S_i نرخ ایجاد فاز گسسته است که به‌عنوان منبع در نظر گرفته می‌شود.

مدل آشفستگی

عبارت τ_{ij}^{RANS} تنش‌های رینولدز نامیده می‌شود که به‌دلیل غیرخطی بودن جمله جابجایی در معادله (۲) ایجاد شده است. مسئله با مشکل بسته‌بودن روبه‌رو است. به‌عبارت دیگر، تعداد معادلات و مجهولات حاکم بر جریان برابر نیست و برای برطرف کردن این مشکل، جمله مورد نظر مدل خواهد شد. برای این کار، از مدل‌های رایجی چون $k - \varepsilon$ یا $k - \omega$ استفاده می‌شود که در هر یک از آن‌ها، از معادلات انتقال یا معادلات جبری برای محاسبه خواص فیزیکی مانند انرژی جنبشی استفاده می‌شود. بنابر تحقیقات گذشته [۵،۲]، در پژوهش حاضر از مدل $k - \varepsilon$ Realizable برای مدل‌سازی آشفستگی جریان در محفظه احتراق مدل توربین گاز استفاده می‌شود. معادلات انتقال در مدل $k - \varepsilon$ Realizable به‌وسیله شیخ و همکاران [۱۴] ارائه شده است که به‌صورت زیر است:

1. Airblast
2. Steady Flamelet Combustion Model
3. Discrete Ordinate Radiation Model
4. Euler- Lagrangian Method

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \rho u_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G + B - \rho \varepsilon \quad (5)$$

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho u_i \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\frac{\mu \varepsilon}{\rho}}} \quad (6-f)$$

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \eta = S \frac{k}{\varepsilon} \quad (6-b)$$

$$S = \sqrt{2 S_{i,j} S_{i,j}}, \mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (6-c)$$

$$C_2 = 1.9, \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.2 \quad (6-d)$$

پارامتر η بیان کننده نسبت زمان مشخصه آشفته‌گی به زمان مشخصه میدان جریان، k انرژی جنبشی و ε نرخ اضمحلال است.

مدل احتراقی

از مهم‌ترین عوامل موثر در شبیه‌سازی دقیق جریان‌های واکنشی، مدل احتراق است. مدل‌سازی واکنش شیمیایی یکی از پیچیده‌ترین قسمت‌های مدل‌سازی محفظه احتراق توربین گاز است، زیرا، علاوه بر تعیین مقدار گونه‌ها و محصولات احتراق، بایستی آهنگ آزاد شدن انرژی حاصل از ترکیب سوخت و اکسیدکننده نیز تعیین شود. آهنگ آزاد شدن انرژی در اثر پیشرفت واکنش‌های احتراقی بر مقدار و توزیع دما در نقاط مختلف موثر است و دمای هر نقطه بر رفتار جریان از جمله مؤلفه‌های سرعت، فشار و مشخصات سیال در آن نقطه تاثیر می‌گذارد. سرعت پیشرفت واکنش‌های شیمیایی و آزاد شدن گرما به سرعت ترکیب سوخت و اکسیدکننده بستگی دارد. آهنگ ترکیب سوخت و اکسیدکننده تابع عوامل مختلف از جمله اختلاط سوخت و هوا، غلظت واکنش‌دهنده‌ها، دمای محفظه احتراق و غیره است. بنابراین، مدلی مناسب است که اثر تمام این عوامل را منظور کند. در مقاله حاضر، از مدل احتراقی فلیمیت پایا استفاده می‌شود. ارتباط بین جریان آشفته و جریان احتراقی غیرپیش‌آمیخته، توسط تابع چگالی احتمال فرضی بتا (BPDF) برقرار می‌شود.

مدل احتراقی فلیمیت

در مدل احتراقی فلیمیت، شعله نفوذی آشفته به صورت یک مجموع آماری از شعله‌های کوچک (فلیمیت‌های) آرام در نظر گرفته می‌شود [۱۵]. از آنجایی که معمولاً مقیاس زمانی واکنش کوچک است (اختلاط کنترل‌کننده پدیده‌های شعله است)، شیمی احتراق در لایه نازکی، که لایه مصرف سوخت و لایه داخلی نامیده می‌شود، بسیار فعال است (شکل ۱).

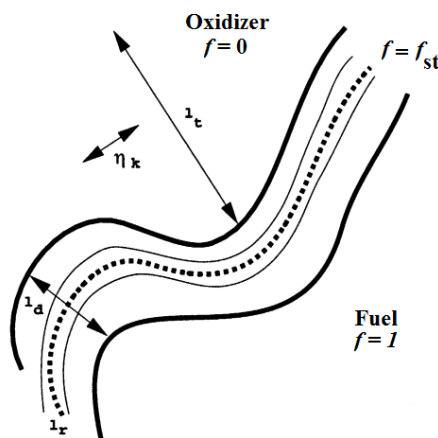


Figure 1- Layers in the diffusion flame [15]

شکل ۱- لایه‌های موجود در شعله نفوذی [۱۵]

اگر اين لايه در مقايسه با کوچک ترين مقياس جريان، يعني مقياس گردابه کولموگروف نازک باشد، مي توان فرض کرد که احتراق در بين یک جريان شبه آرام احاطه شده و فرض فليملت آرام صادق است. ولي اگر اغتشاش آن قدر شديد باشد که گردابه کولموگروف کوچک تر از لايه داخلي شده و در آن نفوذ کند، مي تواند ساختار آن لايه را بر هم زده و احتمال خاموشي وجود دارد.

بنابراين، با فرضيات ارائه شده برای فليملت، واکنش های شيميايي و فرآيندهای اختلاط آشفته را مي توان به طور جداگانه در نظر گرفت، به طوري که ساختار ناحيه واکنش آرام باقي مي ماند [۱۶].

فرمولاسيون معادله فليملت

استخراج معادلات فليملت در دو مرحله صورت مي گيرد [۱۷]:

در مرحله اول، دستگاه مختصات از دستگاه فضايي به دستگاه کسر مخلوط توسط روابط (۸) انتقال داده مي شود (شکل ۲).

$$\frac{\partial}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial f} \frac{\partial}{\partial t} \quad (۸-الف)$$

$$\frac{\partial}{\partial y} = \frac{\partial f}{\partial y} \frac{\partial}{\partial f} \quad (۸-ب)$$

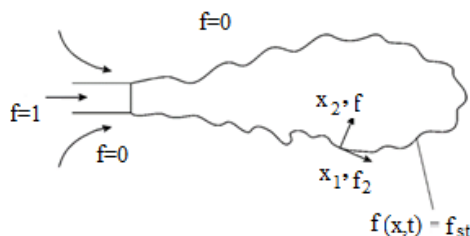


Figure 2- Schematic representation of the coordinate transformation for deriving flamelet equations [16]

شکل ۲- تغيير دستگاه مختصات برای استخراج معادلات فليملت [۱۶]

در مرحله دوم، از دو فرض زير برای ساده سازی معادلات استفاده مي شود [۱۷]:

- فرض اول: گرايدان کميت ها در جهت مماس بر سطح شعله، در مقايسه با جهت عمود بر شعله، قابل صرف نظر است (رفتار یک بعدی در پيشانی شعله).

- فرض دوم: عدد لوئيس کسر مخلوط (نسبت جابه جايی آشفته بر پخش مولکولی کسر مخلوط) برابر با یک باشد. در نهايت معادله کسر جرمی و معادله دمای اجزای (حاصل شده از معادله انرژی) ساده و انتقال داده شده به دستگاه کسر مخلوط، به صورت زير به دست مي آيند:

$$\frac{\partial Y_i}{\partial t} = \frac{1}{2} \rho \chi \frac{\partial^2 Y_i}{\partial f^2} + S_i \quad (۹)$$

$$\rho \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{2} \rho \chi \frac{\partial^2 T}{\partial f^2} - \frac{1}{c_p} \sum_i H_i S_i + \frac{1}{2c_p} \rho \chi \left[\frac{\partial c_p}{\partial f} + \sum_i c_{p,i} \frac{\partial Y_i}{\partial f} \right] \frac{\partial T}{\partial f} \quad (۱۰)$$

در معادلات بالا، Y_i نسبت جرمی گونه نام، $c_{p,i}$ گرمای ویژه گونه نام و c_p گرمای ویژه میانگين ترکیب است. S_i نیز نرخ واکنش، H_i آنتالپی ویژه گونه نام و پارامتر χ نرخ استهلاك اسکالر^۱ است.

برای به دست آوردن توزيع نرخ استهلاك در شعله، معادله بقای کسر مخلوط در شعله های نفوذی جريان مخالف به کمک روش تشابهی حل مي شود. نرخ استهلاك اسکالر برحسب کسر مخلوط و نرخ واکنش در هر نقطه به صورت بسط زير و با چگالی متغير قابل محاسبه است:

1. Scalar Dissipation Rate

$$\chi(f) = \frac{\alpha_s}{4\pi} \frac{3 \left(\sqrt{\rho_\infty/\rho} + 1 \right)^2}{2 \sqrt{\rho_\infty/\rho} + 1} \exp(-2[\operatorname{erfc}^{-1}(2f)]^2) \quad (11)$$

که χ_{st} نرخ استهلاک اسکالر در $f = f_{st}$ ، α_s نرخ تغییر شکل مشخصه، f_{st} کسر مخلوط استوکیومتریک، erfc^{-1} معکوس تابع خطای مکمل و ρ_∞ چگالی جریان اکسیدکننده است. به عبارتی دیگر می توان نوشت:

$$\chi = \chi_{st} \frac{F(f)}{F(f_{st})} \quad (12)$$

که در این رابطه $F(f)$ همان تابع نمایی رابطه (۱۰) است. در این معادلات، دما و کسر جرمی گونه‌ها در حالت پایا، تابعی از کسر مخلوط و کمیت غیرتعادلی نرخ استهلاک اسکالر بوده که بیانگر اثر میدان جریان روی ساختار فلیملت است. توزیع گونه‌ها و دما به صورت زیر تعریف می‌شوند.

$$\begin{aligned} Y_i &= Y_i(f, \chi) \\ T &= T(f, \chi) \end{aligned} \quad (13)$$

از آنجایی که طبق معادله (۱۲) χ تابعی از f و χ_{st} بوده، بنابراین، حل معادلات فلیملت در حالت پایا تابعی از دو پارامتر ذکر شده خواهد بود.

$$\begin{aligned} Y_i &= Y_i(f, \chi_{st}) \\ T &= T(f, \chi_{st}) \end{aligned} \quad (14)$$

بدین ترتیب معادلات فلیملت (۹) و (۱۱) در فضای کسر مخلوط، همراه با شرایط مرزی تعریف شده و همچنین داشتن یک سازوکار شیمیایی برای مقادیر مختلف نرخ استهلاک اسکالر قابل انتگرال‌گیری بوده و مقادیر کسر جرمی و دما در حالت پایا به صورت تابعی از کسر مخلوط و نرخ استهلاک اسکالر (استوکیومتریک) به دست می‌آیند.

کمیت‌های ترموشیمیایی تولیدی از فلیملت تشکیل یک بانک اطلاعاتی می‌دهند. این کمیت‌ها توابعی غیرخطی از کسر مخلوط‌اند و برای به دست آوردن مقدار متوسط این کمیت‌ها، تنها دانستن کسر مخلوط متوسط کافی نبوده و باید نوسانات آن را نیز در نظر گرفت. تاثیر نوسانات آشفته‌گی بر روی این کمیت‌ها با استفاده از توابع چگالی احتمال فرضی بتا $p(f, \chi_{st})$ مورد استفاده قرار می‌گیرد [۱۸]:

$$\phi_i = \int_0^\infty \int_0^1 \phi_i(f, \chi_{st}) p(f, \chi_{st}) df d\chi \quad (15)$$

معمولاً فرض می‌شود که توابع چگالی احتمال کسر مخلوط و نرخ استهلاک اسکالر از لحاظ آماری مستقل‌اند. لذا، می‌توان نوشت:

$$p(f, \chi_{st}) = p(f)p(\chi_{st}) \quad (16)$$

در نهایت، با جایگذاری در روابط بالا، رابطه (۱۷) به دست می‌آید.

$$\phi_i = \int_0^\infty \int_0^1 \phi_i(f, \chi_{st}) p(f)p(\chi_{st}) df d\chi_{st} \quad (17)$$

اندیس ∞ بیانگر جریان اکسیدکننده است. برای نرخ استهلاک اسکالر از تابع دلتا استفاده می‌شود. تابع دلتا به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$p(\chi_{st}) = \delta(\chi - \chi_{st}) \quad (18)$$

مقادیر کسر مخلوط و واریانس آن از حل معادلات انتقال آن‌ها به دست می‌آیند:

$$\frac{\partial(\bar{\rho}f)}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho}\vec{v}f) = -\nabla \cdot (\bar{\rho}\vec{v}''f) \quad (19)$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho}f''^2)}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho}\vec{v}f''^2) = -\nabla \cdot (\bar{\rho}\vec{v}''f''^2) + 2\bar{\rho}D_t(\nabla f)^2 - \bar{\rho}\chi \quad (20)$$

نرخ استهلاک اسکالر استوکیومتریکی از معادلات جریان براساس معیار زیر محاسبه می‌شود [۱۹]:

$$\tilde{\chi}_{st} = \tilde{\chi}, \quad \tilde{\chi} = c_\chi \frac{\varepsilon}{k} f''^2 \quad (21)$$

در این روابط، k انرژی جنبشی آشفته و ε استهلاک آشفته است و ضریب c_χ معمولاً برابر با ۲ در نظر گرفته می‌شود [۲۰]. در مقاله حاضر، تعداد ۱۳ فلیمت آرام در بسته نرم‌افزاری انسیس فلونت [۱۹] ایجاد شده است که در نهایت خاموشی شعله، در نرخ استهلاک بین ۱۲ و ۱۳ رخ می‌دهد. تولید بانک اطلاعاتی فلیمت پایا براساس سازوکار کاهش یافته و ۲۶ مرحله‌ای سوخت Jet-A انجام شده است [۲۱]. در شکل ۳، نمودار دما برحسب کسر مخلوط، در نرخ استهلاک‌های مختلف رسم شده است. حداکثر دمای بیشینه و ناحیه باریک‌تر دمابالا، در نرخ اضمحلال‌های پایین‌تر مشاهده می‌شوند. با افزایش نرخ استهلاک، بیشینه دما کاهش یافته و محدوده بیشتری به دماهای بالاتر اختصاص می‌یابد. در نهایت با نزدیک شدن نرخ استهلاک به عدد ۱۳، شعله خاموش می‌شود.

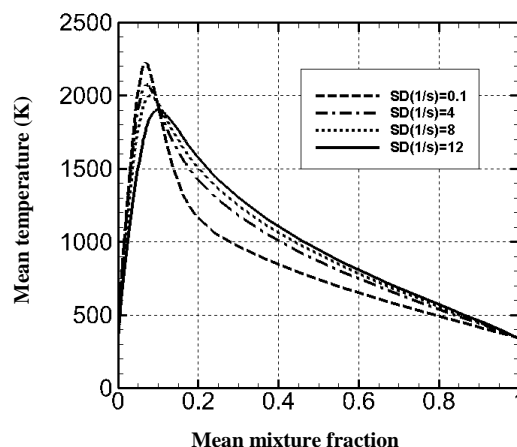


Figure 3- Variation of flame mean temperature with mean mixture fraction at different scalar dissipation rates

شکل ۳- نمودار تغییرات دما برحسب کسر مخلوط در نرخ استهلاک‌های مختلف

در کار حاضر، دو نوع NOx حرارتی و فوری محاسبه شده‌اند. برای محاسبه NOx حرارتی از سازوکار توسعه یافته زلدوویچ [۲۲] و برای محاسبه رادیکال‌های O و OH، از فرض تعادل جزیبی استفاده شده است [۲۳]. نرخ تشکیل NOx فوری، از رابطه ارائه شده توسط دسویت [۲۴] به دست می‌آید. برای کسب اطلاعات بیشتر در خصوص نحوه محاسبه NOx، مراجع [۲]، [۱۹] و [۲۳] مفید خواهند بود.

مدل سازی فاز گسسته

جریان گاز به عنوان فاز پیوسته است و به صورت اویلری مدل می‌شود. اما در ناحیه نزدیک به سوخت پاش، به دلیل پاشش قطرات که در محدوده میکرومترند و کسر حجمی آن‌ها کمتر از ۱۰ درصد کسر حجمی فاز گازی می‌شود، فاز گسسته‌ای ایجاد می‌شود که برای مدل کردن آن از مدل لاگرانژی استفاده می‌شود. در این مقاله، فرض می‌شود که قطرات سوخت به صورت پودر شده و

طبق توزیع رزین-راملر با پارامتر توزیع $q = 3$ وارد محفظه احتراق شوند [۲۶،۲۵،۵،۴]. با توجه به تحقیق انجام شده توسط فیس [۲۷]، توزیع ۵ تایی و ۲۰ تایی تاثیر زیادی بر توزیع قطرات نداشته و فقط هزینه محاسبات را بالا برده است. لذا، در این پژوهش، توزیع قطرات در کلاس ۱۰ تایی و در محدوده $8 \mu m$ تا $44 \mu m$ در نظر گرفته می‌شوند. جدول ۱ قطرات و جدول ۲ توزیع رزین-راملر داده شده به بسته نرم‌افزاری فلوننت را نشان می‌دهند. توزیع در نظر گرفته شده بر پایه پژوهش‌های قبلی انجام شده [۱۳-۴،۱۱،۲] و حدس ابتدایی از الگوریتم^۱ LISA [۲۸] بوده است که در نهایت با کمک آزمون و خطا تعیین شده است.

جدول ۱- طبقه‌بندی سایز قطرات

Table 1- Droplet size classification

Droplet classes	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
Size (μm)	8	12	16	20	24	28	32	36	40	44

جدول ۲- توزیع سایز قطرات در قالب توزیع رزین راملر

Table 2- The Rosin-Rammler distribution of droplet size

$d_{10\%}$	$12 \mu m$
$d_{50\%}$	$24 \mu m$
$d_{90\%}$	$36 \mu m$

معادلات حاکم بر جریان گسسته

معادلات حاکم بر جریان گسسته به صورت زیر ارائه می‌شود:

معادله حرکت قطرات مبتنی بر قانون دوم نیوتن است که مجموع نیروهای وارد بر جرم باعث شتاب آن می‌شود. مسیر حرکت قطرات از معادله حرکت به دست می‌آید [۱۹].

$$\frac{d\vec{u}_p}{dt} = F_D(\vec{u} - \vec{u}_p) \quad (22)$$

عبارت سمت چپ، اینرسی یک قطره است که شرح‌دهنده مقاومت جرم برای تغییر سرعت و جهت آن است. عبارت سمت دوم شرح‌دهنده نیروی پسای اصطکاکی است که به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$F_D = \frac{18\mu C_D Re}{\rho_p d_p^2} \frac{C_D Re}{24} \quad (23)$$

در اینجا، \vec{u} سرعت فاز پیوسته، \vec{u}_p سرعت قطره، μ گرانیوی مولکولی سیال، ρ چگالی سیال، ρ_p چگالی قطره و d_p قطر قطره است. Re عدد رینولدز نسبی است که به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$Re = \frac{\rho d_p |\vec{u}_p - \vec{u}|}{\mu} \quad (24)$$

ضریب پسا C_D برای مدل کردن وابستگی پیچیده بین قطر و شرایط سیال به کار می‌رود. ضریب پسا ثابت نیست و به گرانیوی فاز پیوسته، سرعت نسبی و شکل قطره وابسته است. در این پژوهش، ضریب پسا برای قطره کروی استفاده می‌شود و از طریق روابط (۲۵) محاسبه می‌شود:

$$C_D = \frac{24}{Re} \left(1 + \frac{1}{6} Re^{2/3}\right) \quad Re \leq 1000 \quad (25\text{-الف})$$

$$C_D = 0.44 \quad Re \geq 1000 \quad (25\text{-ب})$$

مدل دمایی یکنواخت (تعادلی) برای مدل کردن دمایی قطره استفاده شده است. همچنین فرض شده است که تغییر دمایی درون قطره وجود ندارد و دمایی داخل قطره همگن است [۲۹،۱۹]. بنابراین، قطرات گسسته‌سازی نمی‌شوند و هزینه محاسبات کاهش می‌یابد.

1. Linearized Instability Sheet Atomization

برای نرخ تبخیر بالا، تاثیر جریان جابه‌جایی از سطح قطره به فاز پیوسته مهم می‌شود (جریان استغنان). نرخ تبخیر $\frac{dm_p}{dt}$ از طریق رابطه انتقال جرم اطراف قطره محاسبه می‌شود [۳۰، ۲۶].

$$\frac{dm_p}{dt} = \pi d_p \rho_\infty D_{i,m} Sh_{AB} \ln(1 + B_m) \quad (26)$$

که d_p قطر قطره، ρ_∞ چگالی فاز گازی و $D_{i,m}$ ثابت نفوذ بخار در فاز گاز است. Sh_{AB} و B_m به ترتیب عدد شروود^۱ و عدد جرم اسپالدینگ^۲ هستند که به صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$Sh_{AB} = 2 + 0.6 Re_d^{1/2} Sc^{1/3} \quad (27)$$

$$B_m = \frac{Y_{i,s} - Y_{i,\infty}}{1 - Y_{i,s}} \quad (28)$$

که $Y_{i,s}$ و $Y_{i,\infty}$ دلالت بر کسر جرمی بخار روی صفحه و کسر جرمی بخار موجود در فاز گازی دارند و Sc عدد اشمیت^۳ است. دمای قطره بر اساس معادله تعادل حرارتی قطره به‌روزرسانی می‌شود.

$$m_p C_p \frac{dT_p}{dt} = h A_p (T_\infty - T_p) - \frac{dm_p}{dt} h_{fg} \quad (29)$$

که $\frac{dm_p}{dt}$ ، T_∞ ، h ، T_p ، C_p و h_{fg} به ترتیب ظرفیت گرمایی ویژه قطره در فشار ثابت، دمای قطره، ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی، دمای فاز پیوسته، نرخ تبخیر و حرارت تغییر فازند. ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی با استفاده از رابطه عدد ناسلت به دست می‌آید:

$$Nu = \frac{h d_p}{k_\infty} = \frac{\ln(1 + B_T)}{B_T} \left(2 + 0.6 Re_d^{1/2} Pr^{1/3} \right) \quad (30)$$

که k_∞ ضریب انتقال حرارت هدایت فاز پیوسته، Pr عدد پرانتل فاز پیوسته و B_T عدد انتقال حرارت اسپالدینگ است که در این پژوهش فرض می‌شود که عدد انتقال حرارت و انتقال جرم اسپالدینگ با یکدیگر برابرند [۳۱، ۲۹]. اثر جریان آشفته بر روی توزیع قطرات در فاز پیوسته به وسیله مدل حرکت تصادفی، که شامل سرعت آبی آشفته مسیر قطره است، انجام می‌شود. مقدار سرعت آبی جریان گاز به صورت زیر است:

$$u = \bar{u} + u' \quad (31)$$

که \bar{u} سرعت میانگین فاز پیوسته و u' سرعتی است که به واسطه حضور گردابه‌ها ایجاد می‌شود و از توزیع احتمالی گوسی به دست می‌آید:

$$u' = \xi \sqrt{u'^2} = \xi \sqrt{\frac{2k}{3}} \quad (32)$$

که ξ توزیع نرمال عدد تصادفی و مقدار محلی RMS از مولفه‌های نوسانات سرعت از انرژی جنبشی آشفته تحت فرض ایزوتروپیک بودن جریان آشفته حاصل می‌شود [۱۹].

مدل‌سازی انتقال حرارت تشعشع

معادله انتقال حرارت تشعشعی در محیط‌های گازی یک معادله انتگرال-دیفرانسیلی است و حل آن بسیار مشکل است [۳۲]. لذا، جهت حل معادله بالا، استفاده از روش‌های عددی و مدل‌سازی انتقال حرارت تشعشع مقبولیت خاصی پیدا کرده است. در محفظه‌های احتراقی که شامل سطوح و گازهای مختلف نشردهنده و جذب‌کننده شارهای حرارتی تابشی‌اند، نیاز به مدلی است که انتقال حرارت تابشی را با دقت کافی و هزینه محاسباتی مناسب تقریب زند. بعضی از مدل‌های انتقال حرارت تشعشعی عبارت‌اند از: مدل انتقال تابش مجزا^۴، مدل P-1، مدل رزلند^۵ و مدل جهات مجزا. در این تحقیق، به دلیل دقت و هزینه

1. Sherwood number
2. Spalding mass transfer number
3. Schmidt number
4. Discrete transfer radiation model
5. Rosseland

محاسباتی معقول از مدل جهات مجزا استفاده شده است. همچنین، با توجه به تغییرات دایمی دما، فشار، غلظت گونه‌ها در احتراق و گازهای حاصل از آن، ثابت گرفتن ضریب جذب باعث کاهش دقت محاسبات می‌شود. لذا، در این تحقیق از مدل توزیع وزنی مجموع گازهای خاکستری، که توسط اسمیت^۱ و همکاران [۳۳] پیشنهاد شده، برای به دست آوردن ضریب جذب گازهای حاصل از احتراق استفاده شده است. در مراجع [۱۹] و [۳۲] توضیحات بیشتری در این خصوص ارائه شده است.

حل گر محاسباتی

شبیه‌سازی جریان در بسته نرم‌افزاری انسیس فلونت ۱۵/۰ [۱۹] با معیار همگرایی 10^{-5} برای معادله بقای پیوستگی، 10^{-6} برای معادلات انرژی، تکانه، اجزاء، معادلات مدل‌های احتراقی، فاز گسسته و تشعشع گرمایی انجام شده است. معادلات حاکم بر جریان به صورت ضمنی خطی‌سازی شده و به صورت مرتبه دو گسسته‌سازی شده‌اند. جملات نفوذی در معادلات انتقال، با استفاده از روش اختلاف مرکزی^۲ و عبارات جابه‌جایی به صورت مرتبه دو بالادست^۳ گسسته شده‌اند. الگوریتم سیمپل [۱۹]C عبارت فشار و سرعت را به یکدیگر متصل می‌کند.

هندسه و شرایط مرزی

در مقاله حاضر، از هندسه محفظه احتراق استوانه‌ای مدل کامرون و همکاران [۱۱] جهت بررسی مشخصه‌های جریان و انتقال حرارت استفاده شده است. شکل ۴ طرحواره‌ای از این هندسه را نشان می‌دهد.

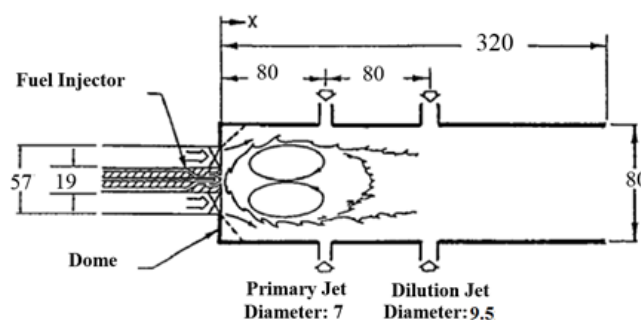


Figure 4- A schematic view of the model combustion chamber (dimensions in mm) [11]

شکل ۴- طرحواره‌ای از محفظه احتراق مدل (ابعاد میلی‌متر) [۱۱]

محفظه احتراق WJCC^۴، که حاصل تحقیقات ۱۲ ساله سامونلسن و همکاران است، از یک شش‌ضلعی به طول ۳۲۰ میلی‌متر و قطر ۸۰ میلی‌متر تشکیل شده است. چهار فواره اولیه عمود بر هم به قطر ۷/۵ میلی‌متر در فاصله ۸۰ میلی‌متری از صفحه ورودی محفظه احتراق، جهت بهبود احتراق و کمک به تشکیل ناحیه بازگردش تعبیه شده است. یک ردیف چهارتایی سوراخ دیگر نیز به قطر ۹ میلی‌متر در فاصله ۱۶۰ میلی‌متری از ورودی محفظه احتراق قرار داده شده است تا ضمن رقیق‌سازی گازهای حاصل از احتراق، دمای خروجی از محفظه احتراق را یکنواخت‌تر سازد. یکی از اجزای مهم در محفظه احتراق، چرخاننده است که جهت پراکندگی بیشتر جریان و پایدارتر کردن شعله در محفظه احتراق به کار می‌رود. سوئیچرلر مورد استفاده در محفظه WJCC از نوع محوری بوده که قطر داخلی آن ۱۹ میلی‌متر و قطر خارجی آن ۵۷ میلی‌متر است. عدد سوئیچرلر و سالیدتی^۵ سوئیچرلر اصلی به ترتیب ۱/۴ و ۱۰۰ درصد بوده و ۱۲ پره آن زاویه ۶۰ درجه با یکدیگر دارند. نازل پاشش سوخت این

1. Smith
2. Central Difference
3. Upwind
4. Wall Jet Can Combustor
5. Solidity

اين محفظه نيز از نوع ايربلاست^۱ است. هواي ورودی به محفظه احتراق ۱۶۳ کيلوگرم بر ساعت بوده که در دمای ۳۷۳ کلوین و فشار ۱ اتمسفر، ۲۵ درصد آن به سوئیرلر و از باقی مانده آن، ۳۵ درصد سهم فواره‌های اولیه و ۴۰ درصد مابقی صرف رقیق-سازي جریان درون محفظه می‌شود. سوخت Jet-A به میزان ۳/۲۷ کيلوگرم بر ساعت در دمای ۳۰۰ کلوین از نازل سوخت ايربلاست وارد محفظه می‌شود. در کل اطلاعات هندسي محفظه احتراق WJCC به صورت خلاصه در جدول ۱ ارائه شده‌اند. شرایط مرزی در ورودی و خروجی دامنه محاسباتی به ترتیب جریان جرمی ورودی^۲ و فشار خروجی^۳ لحاظ شده‌اند. با توجه به اینکه محاسبات عددی به مقادیر اولیه، به خصوص نرخ اضمحلال آشفستگی حساس است، برای تقریب اولیه k و ε ، از معادلات (۳۳) و (۳۴) استفاده می‌شوند [۲،۴]. در مسئله حاضر شرایط مرزی گرمایی و سرعت دیوار به ترتیب بی‌دررو و عدم لغزش^۴ فرض شده‌اند.

$$k_{inlet} = \frac{3}{2} (|U_{inlet}| I_t)^2 \quad (33)$$

$$\varepsilon_{inlet} = C_\mu^{3/4} \frac{k_{inlet}^{3/2}}{0.07 D_h} \quad (34)$$

جدول ۳- اطلاعات هندسي محفظه احتراق WJCC

Table 3- Geometrical specifications of the WJCC

Parameter	Value
Combustor's diameter (m)	0.08
Combustor's length (m)	0.32
Type of fuel	Jet-A
Operation pressure (atm)	1
Swirler diameter (m)	inside: 0.019 outside: 0.057
Swirl number	1.4
Spray angle (degree)	60

شبکه‌بندی هندسه

جهت شبکه‌بندی محفظه احتراق WJCC، از بسته نرم‌افزاری گمبیت^۵ [۳۴] استفاده شده است. شبکه مورد استفاده از نوع سازمان‌یافته بوده و با توجه به این که در نواحی اولیه محفظه احتراق، پدیده احتراق رخ می‌دهد و فواره‌های اولیه و رقیق‌سازی نیز تاثیر زیادی بر جریان می‌گذارند، در این نواحی از سلول‌های ریزتری برای شبکه‌بندی استفاده شده است. جهت رسیدن به نتایج پایدار و مستقل از شبکه، از سه سایز شبکه مختلف برای شبیه‌سازی جریان درون محفظه WJCC استفاده شده است که شبکه‌های (الف)، (ب) و (ج) به ترتیب دارای دویست و پنجاه هزار، هشتصد و هفتاد هزار و یک میلیون و دویست هزار سلول محاسباتی‌اند. شکل ۵ توزیع سرعت محوری را در این سه شبکه نشان می‌دهد. براساس شکل ۵، با توجه به دقت مناسب و هزینه کمتر شبکه (ب) نسبت به دو شبکه دیگر، از شبکه (ب) برای شبیه‌سازی نهایی جریان درون محفظه استفاده می‌شود. شکل ۶ شبکه نهایی مورد استفاده برای شبیه‌سازی‌ها را نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل ۶ مشاهده می‌شود، در نواحی که گرادیان سرعت و غلظت دارای شیب تند بوده، بر تراکم سلول‌ها اضافه شده است. با توجه به استفاده از مدل آشفستگی Realizable $k - \varepsilon$ برای شبیه‌سازی جریان آشفته، تراکم سلول‌های نزدیک به دیواره‌ها و فاصله اولین سلول برحسب واحد دیواره به گونه‌ای انتخاب شده است که Y^+ در محدوده ۳۰ برای اعمال توابع دیواره باشد [۳۵].

1. Airblast
2. Mass Flow Inlet
3. Pressure Outlet
4. No-slip
5. GAMBIT

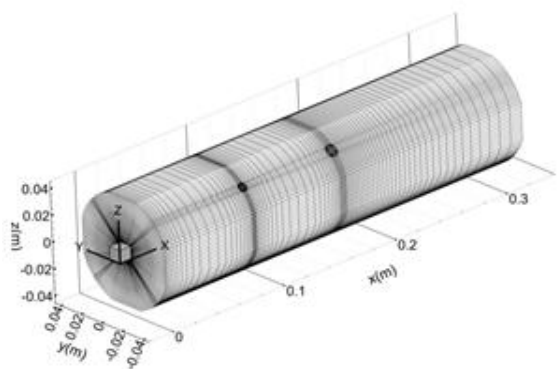


Figure 6- Structured mesh on the WJCC geometry
شکل ۶- هندسه محفظه احتراق WJCC شبکه‌بندی شده

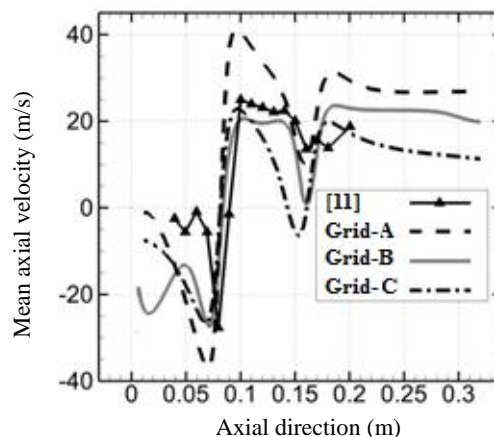


Figure 5- Grid independence test
شکل ۵- تست استقلال از شبکه [۱۱]

بحث و نتایج

در این قسمت نتایج حل عددی برای کمیت‌های فیزیکی سرعت، دما، ناحیه بازگردش جریان، دی اکسید کربن و منو اکسید کربن در چهار حالت مختلف از درصد توزیع هوای محفظه احتراق (جدول ۴) مورد بحث و بررسی قرار گرفته‌اند. شکل ۷ تغییر درصد توزیع هوا در چهار حالت مختلف در راستای طولی محفظه احتراق را نشان داده است. تزریق دبی هوا در حالت‌های اول، دوم، سوم و چهارم به ترتیب افزایشی، کاهش‌ی، افزایشی-کاهش‌ی و افزایشی بوده است. نتایج تجربی با درصد توزیع هوا در حالت اول به‌دست آمده است.

جدول ۴- درصد توزیع هوا در حالت‌های مختلف

Table 5- The percentage of distributed air at different cases

Case	Swirler (%)	Primary jets (%)	Dilution jets (%)
First	25	35	40
Second	40	35	25
Third	35	40	25
Fourth	35	25	40

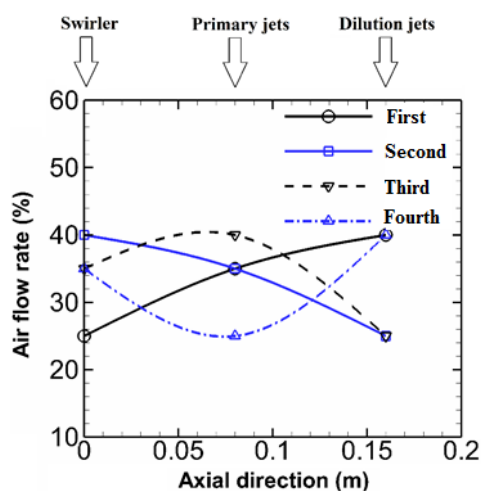


Figure 7- Distribution of air flow rate for four different cases
شکل ۷- توزیع نرخ جریان هوا در چهار حالت مختلف

شکل ۸ توزیع مولفه محوری سرعت در راستای شعاع در مقطع $x=0.04m$ را نشان داده است. حالات اول و سوم نسبت به حالات دوم و چهارم سرعت کمتری پیش‌بینی کرده است. علت آن مربوط به بالاتر بودن درصد دبی هوای فواره‌های اولیه نسبت به دبی هوای چرخاننده بوده که به سبب آن، جریان برگشتی قوی‌تری به سمت ابتدای محفظه احتراق رخ داده است. در شکل ۹، توزیع مولفه محوری سرعت در راستای شعاع در مقطع $x=0.1m$ نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، با افزایش درصد دبی فواره‌های اولیه، سرعت جریان بعد از فواره‌ها افزایش می‌یابد. در این ناحیه اثر فواره‌های اولیه غالب است و اثر جریان چرخشی چرخاننده، بعد از فواره‌های اولیه از بین می‌رود.

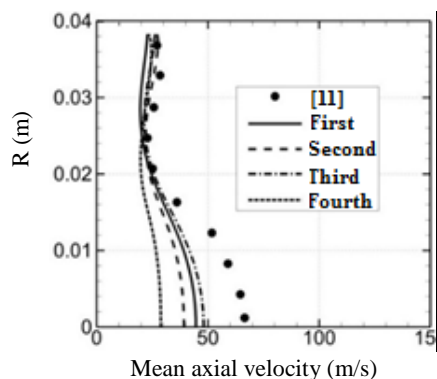


Figure 9- Comparison of distribution of mean axial velocity and experiment at $x=0.1m$ in radial direction [11]

شکل ۹- مقایسه توزیع مولفه محوری سرعت در راستای شعاع و در مقطع $x=0.1m$ با نتایج تجربی [۱۱]

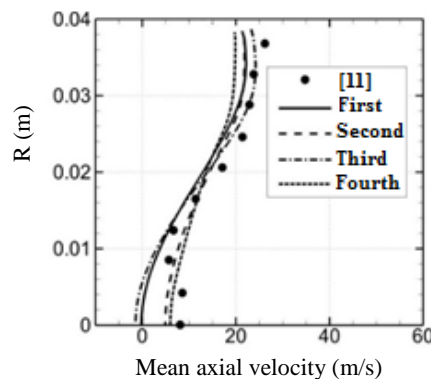


Figure 8- Comparison of distribution of mean axial velocity and experiment at $x=0.04m$ in radial direction [11]

شکل ۸- مقایسه توزیع مولفه محوری سرعت در راستای شعاع و در مقطع $x=0.04m$ با نتایج تجربی [۱۱]

شکل ۱۰ توزیع مولفه محوری سرعت در راستای شعاع در مقطع $x=0.2m$ را نشان می‌دهد. با کاهش درصد دبی فواره‌های رقیق‌سازی، سرعت جریان برای خروج از محفظه احتراق کاهش می‌یابد. در این مقطع، اختلاف سرعت نتایج عددی با نتایج تجربی حداکثر به ۲۰ درصد و اختلاف سرعت بین تمام حالات توزیع هوا، حداکثر به ۱۵ درصد رسیده است. در شکل ۱۱، توزیع دمای شعاعی در مقطع $x=0.03m$ ، که معرف بخش ابتدایی شعله است، به‌نمایش گذاشته شده است. در این ناحیه، توزیع دمای کمتری در حالت‌های دوم و چهارم، نسبت به حالت‌های اول و سوم پیش‌بینی شده است که می‌تواند ناشی از جریان برگشتی کمتر، در دو حالت دوم و چهارم باشد که سبب عدم اختلاط مناسب سوخت-هوا و خروج سریع شعله از آن ناحیه می‌شود.

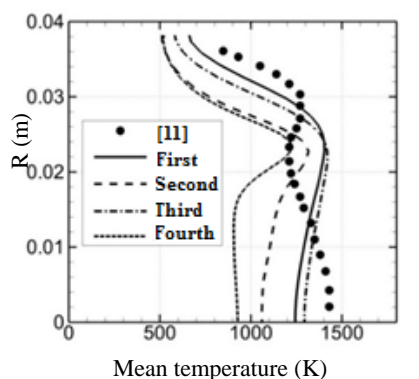


Figure 11- Comparison of distribution of mean temperature and experiment at $x=0.03m$ in radial direction [11]

شکل ۱۱- مقایسه توزیع دما در راستای شعاع و در شکل ۱۱- مقایسه توزیع دما در راستای شعاع و در مقطع $x=0.03$ با نتایج تجربی [۱۱]

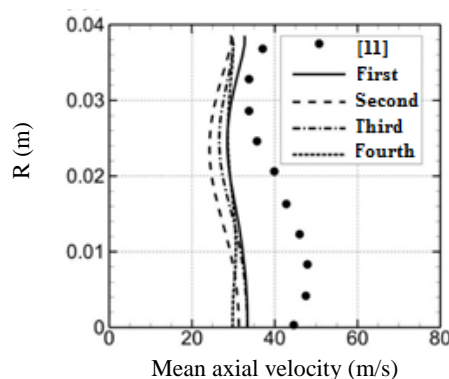


Figure 10- Comparison of distribution of mean axial velocity and experiment at $x=0.2m$ in radial direction [11]

شکل ۱۰- مقایسه توزیع مولفه محوری سرعت در راستای شعاع و در مقطع $x=0.2m$ با نتایج تجربی [۱۱]

در شکل ۱۲، توزیع دمای شعاعی در مقطع $x=0.1m$ نشان داده شده است. در این ناحیه توزیع دما در تمام حالات تقریباً یکسان است. دمای این ناحیه به شدت به درصد دبی هوای فواره‌های اولیه وابسته است. از طرفی درصد دبی هوای فواره‌های اولیه در تمام چهار حالت به هم نزدیک هستند. توزیع دمای شعاعی در مقطع $x=0.18m$ در شکل ۱۳ نشان داده شده است. در این شکل، تاثیر دبی فواره‌های رقیق‌سازی، بر شکل‌گیری توزیع دمای خروجی از محفظه احتراق قابل بررسی است. در حالات دوم و سوم، با کاهش دبی هوای رقیق‌سازی، توزیع دمای خروجی افزایش یافته است.

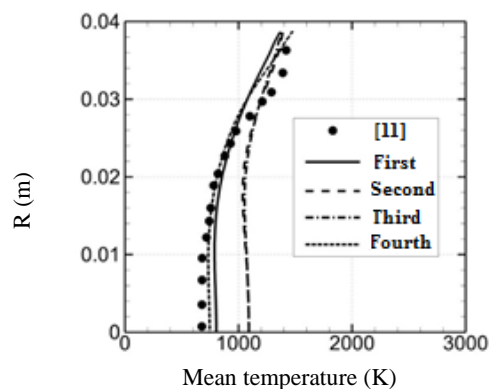


Figure 13- Comparison of distribution of mean temperature and experiment at $x=0.18m$ in radial direction [11]

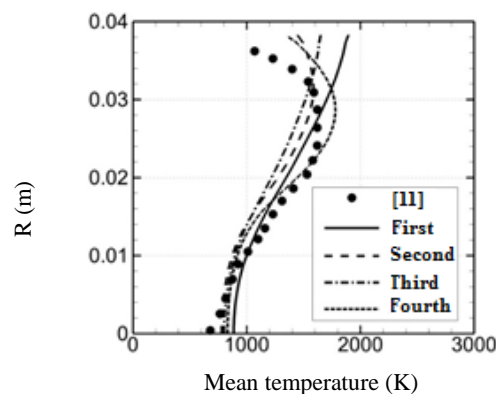


Figure 12- Comparison of distribution of mean temperature and experiment at $x=0.1m$ in radial direction [11]

شکل ۱۲- مقایسه توزیع دما در راستای شعاع و در مقطع $x=0.1m$ با شکل ۱۳- مقایسه توزیع دما در راستای شعاع و در مقطع $x=0.18m$ با نتایج تجربی [۱۱]

با توجه به شکل‌های ۸ تا ۱۳، روند تغییرات در نتایج حاصل از شبیه‌سازی حالت اول، شبیه به نتایج تجربی موجود است. در شکل‌های ۸، ۱۲ و ۱۳ بین نتایج شبیه‌سازی و نتایج تجربی اختلاف ناچیزی وجود دارد، ولی در شکل‌های ۹ تا ۱۱ نزدیک به ۲۵ درصد خطا مشاهده می‌شود. از جمله دلایل این اختلاف می‌توان به موارد زیر اشاره کرد:

- در نظر نگرفتن خنک‌کاری دیواره در شبیه‌سازی (در آزمون تجربی، دیواره محفظه احتراق با آب خنک می‌شود، اما به دلیل عدم وجود اطلاعات کافی در خصوص دبی و دمای آب خنک‌کاری، از این موضوع صرف‌نظر شده و شرط مرزی دیواره بی‌دررو در نظر گرفته شده است).

- ساخت نامتقارن و همراه با خطای انژکتور استفاده شده در آزمون تجربی (طبق ادعان نویسندگان مراجع مربوط به اطلاعات آزمایشگاهی [۱۱-۱۳]، انژکتور، به دلیل ساخت نامناسب، از پاشش سوخت نامتقارنی برخوردار است. تکانه حاصل از پاشش و احتراق سوخت بر روی مؤلفه محوری سرعت و توزیع دما تاثیرگذار است).

شکل ۱۴ غلظت گونه CO_2 در مقطع خروجی محفظه احتراق ($x=0.32m$) را نشان داده است. غلظت CO_2 در صفحه خروجی محفظه احتراق در چهار حالت بررسی شده، دارای دو محور تقارن است. حالت اول و چهارم به ترتیب کمترین و بیشترین مقدار متوسط غلظت CO_2 را به خود اختصاص داده‌اند. کمینه‌بودن غلظت گونه CO_2 در حالت اول، ناشی از دمای بالای شعله آن است. اگر دما از یک حد معین بالاتر رود، گونه CO_2 شروع به شکست واکنشی کرده و به گونه CO تبدیل می‌شود [۳۶، ۲۵]. در حالات دوم و سوم، ورود درصد هوای زیاد از چرخاننده و فواره‌های اولیه سبب سرد شدن موضعی شعله و کاهش غلظت گونه CO_2 می‌شود.

شکل ۱۵ غلظت آلاینده CO در مقطع خروجی محفظه احتراق را نشان داده است. این شکل مکمل شکل ۱۴ برای فهم بیشتر در پدیده احتراق است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، غلظت CO در صفحه خروجی محفظه احتراق مانند غلظت CO_2

در تمام چهار حالت دارای دو محور است. در نواحی که غلظت CO_2 بیشتر بوده، غلظت CO کمتر و در نواحی که غلظت CO_2 کمتر بوده، غلظت CO بیشتر بوده است. افزایش غلظت CO_2 و کاهش غلظت CO در محصولات احتراق مطلوب است و نشان‌دهنده احتراق کامل است.

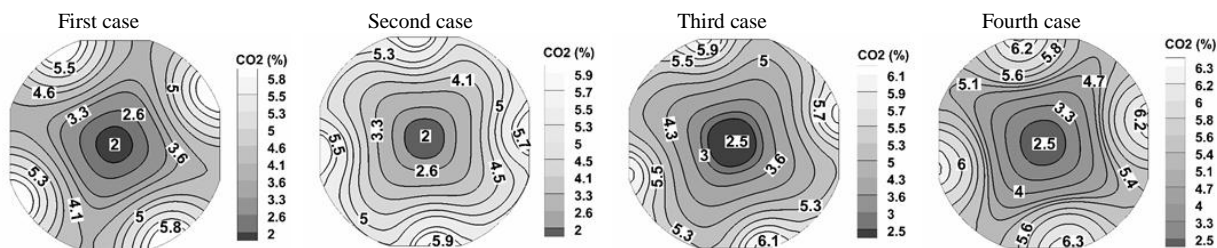


Figure 14- Present profiles of CO_2 concentration at exit plane of combustor ($x=0.32m$)

شکل ۱۴- غلظت گونه CO_2 در مقطع خروجی محفظه احتراق ($x=0.32m$)

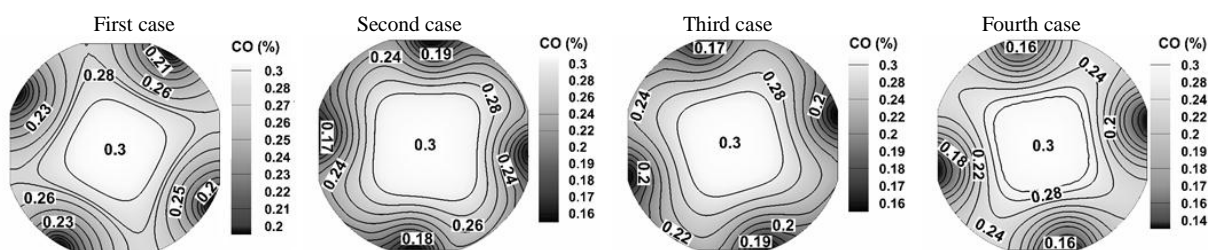


Figure 15- Present profiles of CO concentration at exit plane of combustor ($x=0.32m$)

شکل ۱۵- غلظت آلاینده CO در مقطع خروجی محفظه احتراق ($x=0.32m$)

شکل ۱۶ غلظت آلاینده NO در مقطع خروجی محفظه احتراق ($x=0.32m$) را نشان می‌دهد. در حالات اول و چهارم، بیشترین و در حالات دوم و سوم، کمترین مقادیر اکسید نیتروژن به دست آمده است. بالغ بر ۷۰ درصد NO تولیدی در محفظه‌های احتراق کلاسیک توربین گاز، متعلق به NO حرارتی بوده که غلظت آن به شدت به دمای شعله و نحوه خنک‌کاری آن توسط فواره‌های هوا وابسته است. با توجه به توزیع دما در مقاطعی که احتراق روی می‌دهد (شکل‌های ۱۱ و ۱۲) و همچنین کانتور دمای نشان داده شده در شکل ۱۷، بیشترین دما در این ناحیه متعلق به حالت‌های اول و چهارم است. بنابراین، دلیل بالا بودن NO تولیدی در حالت اول نسبت به حالت سوم، ناشی از دمای شعله بالای آن است که منجر به تولید NO حرارتی بیشتری شده است.

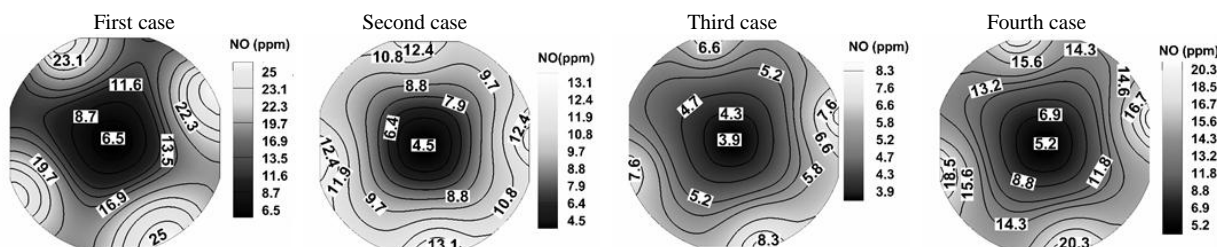


Figure 16- Present profiles of NO concentration at exit plane of combustor ($x=0.32m$)

شکل ۱۶- غلظت آلاینده NO در مقطع خروجی محفظه احتراق ($x=0.32m$)

برای تعیین حالت بهینه توزیع هوا در محفظه احتراق توربین گاز، اکتفا کردن به تولید آلاینده کمتر چندان منطقی به نظر نمی‌رسد. لذا، پارامتر مهمی به نام فاکتور طرح^۱ جهت بررسی یکنواختی توزیع دمای خروجی از محفظه احتراق تعریف می‌شود [۲۵].

$$P.F = \frac{T_{max} - T_{mean}}{T_{mean} - T_{inlet}} \quad (35)$$

که T_{max} ، T_{mean} و T_{inlet} به ترتیب بیشینه دمای خروجی از محفظه احتراق، متوسط دمای خروجی از محفظه احتراق و دمای ورودی به محفظه احتراق است. هر چه مقدار پارامتر فاکتور طرح کوچک‌تر باشد، دمای خروجی از یکنواختی بیشتری برخوردار است. در جدول ۵، متوسط کسر جرمی گونه‌های CO_2 ، CO ، NO به همراه فاکتور طرح ارائه شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، حالت سوم نسبت به حالت‌های دیگر، آلاینده NO کمتری تولید کرده و توزیع دمای مقطع خروجی آن از یکنواختی بیشتری برخوردار است. همچنین، در حالت سوم، فرآیند احتراق نسبت به حالت‌های اول و دوم کامل‌تر بوده و CO_2 بیشتری تولید می‌شود.

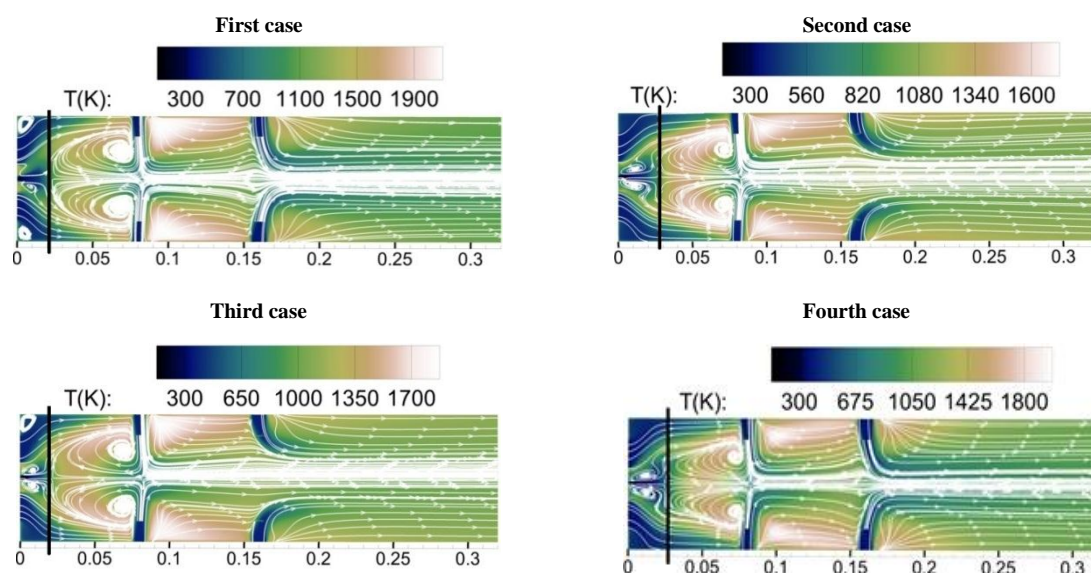


Figure 17- Temperature distribution and stream line in the axial direction and through the air injection holes

شکل ۱۷- توزیع دما و خطوط جریان، در راستای طولی و در صفحه گذرنده از سوراخ‌های تزریق هوا

جدول ۵- مقادیر متوسط کسر جرمی گونه‌های CO_2 ، CO ، NO و مقدار فاکتور طرح

Table 5- Values of CO_2 ، CO and NO concentrations and pattern factor

	CO_2 (%)	CO (%)	NO (ppm)	P.F
Maximum	Fourth case (4.80)	First case (0.280)	First case (8.7)	Fourth case (0.277)
	Third case (4.47)	Second case (0.276)	Fourth case (6.4)	First case (0.215)
	Second case (4.13)	Third case (0.271)	Second case (5.3)	Second case (0.198)
Minimum	First case (3.86)	Fourth case (0.264)	Third case (3.1)	Third case (0.181)

توزیع دما و خطوط جریان در راستای طولی و در صفحه گذرنده از سوراخ‌های تزریق هوا در شکل ۱۷ نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، به دلیل نزدیک‌تر بودن خطوط جریان قبل از فواره‌های اولیه، ناحیه بازگردش در حالت‌های

1. Pattern Factor

اول و سوم نسبت به حالت‌های دوم و چهارم از قدرت بیشتری برخوردار است. ضمن اینکه طبق خط عمودی ترسیم‌شده در شکل ۱۷، ناحیه بازگردش در دو حالت اول و سوم، از طول بیشتری برخوردار است. ناحیه بازگردش نقش بسزایی در پایداری شعله درون محفظه احتراق ایفا می‌کند. بازگردش جریان متاثر از برخورد جریان چرخشی چرخاننده و جریان خروجی از فواره‌های هواست. در ناحیه بین فواره‌های اولیه و رقیق‌سازی، به دلیل به‌دام افتادن شعله، دما افزایش می‌یابد. به دلیل بالا بودن درصد هوای فواره‌های رقیق‌سازی، حالت‌های اول و چهارم نسبت به حالت‌های دوم و سوم، از عمق نفوذ بیشتری برخوردارند. این امر سبب تمرکز بیشتر خطوط جریان به سمت محور طولی محفظه احتراق می‌شود. بیشینه و کمینه دمای شعله در محفظه احتراق WJCC به ترتیب مربوط به حالت‌های اول و دوم و با مقادیر ۱۹۰۰ و ۱۶۰۰ کلوین است.

نتیجه‌گیری

در مقاله حاضر، تاثیر تغییر درصد هوای توزیع‌شده از طریق چرخاننده، فواره‌های اولیه و فواره‌های رقیق‌سازی بر سرعت، دما و غلظت گونه‌های احتراقی در یک محفظه احتراق مدل تحلیل و بررسی شده است. چرخش جریان و ایجاد ناحیه بازگردش تاثیر بسیاری بر شکل‌گیری ساختار جریان واکنشی درون محفظه احتراق دارد. چرخش جریان به وسیله فواره‌های هوای اولیه و چرخاننده ایجاد می‌شوند.

- ۱- افزایش درصد هوای فواره‌های اولیه سبب چرخش بیشتر جریان و ناحیه بازگردش قوی‌تری در ناحیه قبل از فواره‌های اولیه می‌شود. در ناحیه بین فواره‌های اولیه و رقیق‌سازی، تاثیر چرخاننده بر جریان کم‌رنگ شده و اثر فواره‌های اولیه بر جریان اصلی غالب است. در این ناحیه، با افزایش درصد دبی فواره‌های اولیه، سرعت جریان بعد از فواره‌ها افزایش می‌یابد. با کاهش درصد دبی فواره‌های رقیق‌سازی، سرعت جریان برای خروج از محفظه احتراق کاهش می‌یابد.
- ۲- برگشت جریان سبب اختلاط بیشتر سوخت و هوا و ایجاد احتراق کامل‌تر می‌شود که متعاقباً باعث افزایش دما می‌شود. در ناحیه بین فواره‌های اولیه و رقیق‌سازی، تغییر درصد هوای ورودی، تاثیر چندانی بر روی دما نگذاشته است. با افزایش دبی فواره‌های رقیق‌سازی، دمای جریان واکنشی کاهش می‌یابد.
- ۳- در حالت‌های اول و چهارم، بیشینه درصد هوای ورودی به فواره‌های رقیق‌سازی تعلق گرفته و دمای شعله بالاتری ایجاد شده که باعث افزایش تولید NO بالایی شده است. اگر دما از یک حد معین بالاتر رود، گونه CO₂ شروع به شکست واکنشی کرده و به گونه CO تبدیل می‌شود، این اتفاق در حالت اول رخ داده است. حالات دوم و سوم، درصد هوای زیادی به چرخاننده و فواره‌های اولیه تعلق گرفته و سبب سرد شدن موضعی شعله و احتراق ناقص سوخت شده است و در پی آن دمای شعله، غلظت گونه CO₂ و غلظت آلاینده NO کاهش یافته است.
- ۴- بالاترین مقادیر غلظت آلاینده‌های CO و NO در حالت اول، که کمترین درصد هوا به چرخاننده تعلق گرفته، به دست آمده است. این در حالی است که حالت سوم نسبت به دیگر حالت‌ها، آلاینده NO کمتری تولید کرده و توزیع دمای مقطع خروجی آن از یکنواختی بیشتری برخوردار است. همچنین، در حالت سوم، فرآیند احتراق نسبت به حالت‌های اول و دوم کامل‌تر بوده و CO₂ بیشتری تولید می‌شود.

منابع

1. F. L. S. Filho, N. K. Fukumasu and G. C. Krieger, "Numerical Simulation of an Ethanol Turbulent Spray Flame with RANS and Diffusion Combustion Model," *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 35, 2013, pp. 189-198.
2. H. Zeinivand and F. Bazdidi-Tehrani, "Influence of Stabilizer Jets on Combustion Characteristics and NO_x Emission in a Jet-Stabilized Combustor," *Applied Energy*, 92, 2012, pp. 348-360.
3. S. V. Apte and P. Moin, "Spray Modeling and Predictive Simulations in Realistic Gas-Turbine Engines," *Handbook of Atomization and Sprays*, US, Springer, 2011, pp. 811-835.

4. F. Bazdidi-Tehrani and H. Zeinivand, "Presumed PDF Modeling of Reactive Two-phase Flow in a Three Dimensional Jet-Stabilized Model Combustor," *Energy Conversion and Management*, 51, 2010, pp. 225-234.
5. S. Jo, H. Y. Kim and S. S. Yoon, "Numerical Investigation on the Effects of Inlet Air Temperature on Spray Combustion in a Wall Jet Can Combustor Using the $k - \epsilon$ Turbulence Model," *Numerical Heat Transfer*, 54, 2008, pp. 1101-1120.
6. H. Wen Ge and E. Gutheil, "Simulation of a Turbulent Spray Flame using Coupled PDF Gas Phase and Spray Flamelet Modeling," *Combustion and Flame*, 153, 2008, pp. 173-185.
7. L. Li, X. F. Peng, T. Liu, "Combustion and Cooling Performance in an Aero-engine Annular Combustor," *Applied Thermal Engineering*, 26, 2006, pp. 1771-1779.
8. A. Sadiki, M. Chrigui, J. Janicka and M. R. Maneshkarimi, "Modeling and Simulation of Effects of Turbulence on Vaporization, Mixing and Combustion of Liquid-Fuel Sprays," *Flow Turbulence and Combustion*, 25, 2005, pp. 105-130.
9. M. Sommerfeld and H. Qiu, "Experimental Studies of Spray Evaporation in Turbulent Flow," *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 19, 1998, pp. 10-22.
10. S. Gogineni, D. Shouse, C. Frayne, J. Stutrud and G. Sturgess, "Combustion Air Jet Influence on Primary Zone Characteristics for Gas-Turbine Combustors," *Journal of Propulsion and Power*, 18, 2002, pp. 407-416.
11. C. D. Cameron, J. Brouwer, C. P. Wood and G. S. Samuelsen, "A Detailed Characterization of the Velocity and Thermal Fields in a Model Can Combustor with Wall Jet Injection," *Gas Turbine Power*, 111, 1989, pp. 31-35.
12. C. D. Richards and G. S. Samuelsen, "The Role of Primary Jets in the Dome Region Aerodynamics of a Model Can Combustor," *Gas Turbine Power*, 114, 1992, pp. 20-26.
13. C. D. Cameron, J. Brouwer and G. S. Samuelsen, "A Model Gas Turbine Combustor with Wall Jets and Optical Access for Turbulent Mixing Fuel Effects and Spray," *Twenty-Second Symposium (International) on Combustion*, Combustion Institute, Pittsburgh, PA (US), 1988, pp. 465-474.
14. T. H. Shih, W. W. Liou, A. Shabbir, Z. Yang and J. Zhu, "A new k- ϵ Eddy Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows-Model Development and Validation," *Computers Fluids*, 24, No. 3, 1995, pp. 227-238.
15. D. Veynante and L. Vervisch, "Turbulent Combustion Modeling," *Energy Combustion*, 28, 2002, pp. 193-266.
16. N. Peters, *Turbulent Combustion*, Cambridge University Press, 2000.
17. H. Pitsch and N. Peters, "A Consistent Flame Let Formulation for Non-premixed Combustion Considering Differential Diffusion Effects," *Combustion and Flame*, 114, 1998, pp. 26-40.
18. F. Chitgarha, *Modelling and simulation of flame behavior by using steady and unsteady flame let combustion models*, Ms Thesis, Department of Mechanical Engineering, Isfahan University of Technology, Isfahan, 2012. (In Persian)
19. ANSYS *FLUENT User's Manual*, Version 15.0, 2013.
20. K. Claramunt, *Numerical simulation of non-premixed laminar and turbulent flames by means of flame let modeling approaches*, PhD Thesis, Department of Heat Engines, Universitat Politècnica de Catalunya, 2005.
21. K. Kundu, P. Penko and S. Yang, "Simplified Jet-A/Air Combustion Mechanisms for Calculation of NO_x Emissions," *AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, 34 th*, Cleveland, 1998.
22. Y. B. Zeldovich, P. Y. Sadovnikov and D. A. Frank-Kamenetskii, "Oxidation of Nitrogen in Combustion," Publishing House of the Acad of Sciences of USSR, Institute of Chemical physics, Moscow-Leningrad, 1947.
23. C. Westbrook and F. Dryer, "Chemical Kinetic Modelling of Hydrocarbon Combustion," *Progress in Energy and Combustion Science*, 10, 1984, pp. 1-57.
24. De Soete, "Overall Reaction Rates of NO and N₂ Formation from Fuel Nitrogen," *Proc. Combust. Inst.*, 15 th, Tokyo, Japan, 1975, pp. 1093-1102.
25. A. H. Lefebvre and D. R. Ballal, *Gas Turbine Combustion, Alternative Fuels and Emissions*, 3rd Edition, U.S., CRC Press, Taylor & Francis Group, 2010.
26. J. H. Park, Y. Yoon and S. S. Hwang, "Improved Tab-Model for Prediction of Spray Droplet Deformation and Breakup," *Atomization and Sprays*, 12, 2002, pp. 387-402.
27. G. M. Faeth, "Evaporation and Combustion of Sprays," *Progress in Energy and Combustion Science*, 9, 1983, pp. 1-76.
28. P. K. Senecal, D. P. Schmidt, I. Nouar, C. J. Rutland, R. D. Reitz and M. L. Corradini, "Modeling High-Speed Viscous Liquid Sheet Atomization," *International Journal of Multiphase Flow*, 25, 1999, pp. 1073-1097.
29. S. S. Sazhin, "Advanced Models of Fuel Droplet Heating and Evaporation," *Progress in Energy and Combustion Science*, 32, 2006, pp. 162-214.
30. A. Berlemont, M. S. Grancher and G. Gouesbet, "Heat and Mass Transfer Coupling between Vaporizing Droplets and Turbulence using a Lagrangian Approach," *Heat and Mass Transfer*, 38, 1995, pp. 3023-3034.
31. A. Lefebvre, *Atomization and Sprays*, Hemisphere Pub. Corp, New York, 1989.
32. M. F. Modest, *Radiative Heat Transfer*, Third Edition, Academic Press, U.S., 2013.
33. T. F. Smith, Z. F. Shen and J. N. Friedman, "Evaluation of Coefficients for the Weighted Sum of Gray Gases Model," *Heat Transfer*, 104, 1982, pp. 602-608.
34. GAMBIT User's Manual, Version 2.4.6.
35. L. Davidson, *Fluid Mechanics, Turbulent Flow and Turbulence Modeling*, Chalmers University of Technology, Sweden, 2011.
36. B. K. Sharma, *Air Pollution*, U.K., Goel Publishing House, Fourth Edition, 2005.

English Abstract

Analysis of Influence of Variable Airflow Distribution on Reactive Flow in a Gas Turbine Model Combustion Chamber

Farzad Bazdidi-Tehrani, Hosein Yazdani Ahmadabadi, Mohammad Sadegh Abedinejad

Heat Transfer Research Laboratory, School of Mechanical Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran.

(Received: 2015.6.8, Received in revised form: 2015.11.5, Accepted: 2016.1.3)

The objective of the present work is to investigate the influence of varying the percentage of distributed air flow rate via swirler, primary jets and dilution jets on reactive flow characteristics and NO_x and CO emissions in a gas turbine model combustor. A Finite Volume staggered grid approach is employed to solve the governing equations that are linearized implicitly and also discretized by a second order method. The central difference discretization and second-order upwind schemes are applied respectively for the space derivatives of the diffusion and the advection terms in all transport equations. In the numerical simulation of reactive two-phase flow of this combustion chamber, the realizable $k-\epsilon$ turbulence model, steady flamelet combustion model and discrete ordinates radiation model have been used. The spray and atomization of liquid fuel droplet is modeled by an Eulerian-Lagrangian method. The present study is performed for four different cases of air injection and in the first case, boundary conditions are based on the laboratory conditions. After validation of the numerical results for the first case using experimental data, the subsequent cases are studied. Among the outcomes of the present work, the followings can be mentioned: comparison of velocity and temperature distributions, mass fraction percentage of the carbon dioxide, carbon monoxide and nitrogen oxide concentration at exit plane, as well as the formation method of flow structure in longitudinal cross-section of combustion chamber for the above-mentioned four reactive flow cases. Results show that the air distribution of the first case in laboratory conditions is not optimal and in the case where the air flow rate is reduced from the beginning to the end of the combustion chamber, the mass fraction of carbon monoxide and nitrogen oxide are minimum and the amount of carbon dioxide is maximum.

Keywords: Gas Turbine Combustion Chamber, Two-Phase Flow, Liquid Fuel, Reaction-Turbulent Flow