



دانشگاه صنعتی امیرکبیر
(پلی تکنیک تهران)

دوره ۴۸، شماره ۳، پاییز ۱۳۹۵، صفحه ۲۴۷ تا ۲۵۶
Vol. 48, No. 3, Autumn 2016, pp. 247-256



نشریه علمی پژوهشی امیرکبیر - مهندسی مکانیک
AmirKabir Journal of Science & Research
Mechanical Engineering
ASJR-ME

کاهش تولید NOx محفظه احتراق توربین گاز با تزریق بخار به روش CLN

شهیده صیادیان^۱، کیومرث مظاهری^{۲*}

۱- کارشناس ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس

۲- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس

(دریافت: ۱۳۹۳/۱۲/۵ پذیرش: ۱۳۹۴/۴/۲)

چکیده

اکسید نیتروژن یکی از مهم‌ترین آلاینده‌های توربین گازی است. در کار حاضر محفظه احتراق توربین گاز با هدف کاهش NOx شبیه‌سازی شده است. در اکثر کارهای تحقیقاتی و صنعتی، برای کاهش تولید NOx تزریق بخار به صورت جداگانه یا به صورت پیش‌آمیخته با هوا به محفظه احتراق انجام می‌شود. اما در روش CLN بخار به صورت پیش‌آمیخته با سوخت به محفظه احتراق تزریق می‌شود. شبیه‌سازی CFD برای یک محفظه احتراق غیرپیش‌آمیخته به صورت متقارن محوری انجام شده است. در این شبیه‌سازی، ابتدا تأثیر مدل‌های احتراق مختلف بر پیش‌بینی دما و میزان تولید NOx بررسی شده است. بر این اساس مدل EDC با توجه به این که قابلیت اعمال سینتیک‌های مختلف را دارد، برای پیش‌بینی NOx مدل مناسب‌تری است. همچنین تأثیر تزریق بخار به داخل محفظه به صورت پیش‌آمیخته با سوخت، بررسی و نتایج آن با حالت بدون تزریق بخار به داخل محفظه و حالت تزریق بخار به صورت پیش‌آمیخته با هوا مقایسه شد. تزریق بخار به داخل محفظه احتراق، با افزایش دبی جرمی از طریق افزایش قطر نازل در سرعت ورودی ثابت انجام می‌شود. نتایج نشان می‌دهند که تزریق بخار پیش‌آمیخته با سوخت، سبب ۸/۵ درصد و ۷/۴ درصد کاهش به ترتیب در تولید NOx و CO نسبت به حالت تزریق بخار پیش‌آمیخته با هوا می‌شود.

کلمات کلیدی:

محفظه احتراق توربین گاز، شبیه‌سازی عددی، کاهش NOx، تزریق بخار

برای ارجاع به این مقاله از عبارت زیر استفاده کنید:

Please site this article using:

Sayadian, S., Mazaheri, K., 2016. "Reducing NOx Emissions in Gas Turbine Combustor by Steam Injection Using CLN Technique". *Amirkabir Journal of Mechanical Engineering*, 48(3), pp. 247-256. URL: http://mej.aut.ac.ir/article_658.html

نویسنده مسئول و عهده‌دار مکاتبات: Email: kiumars@modares.ac.ir



۱- مقدمه

اکسیدهای نیتروژن و کربن مونواکسید، اصلی‌ترین آلاینده‌های تولیدی توربین گاز هستند. کربن مونواکسید در اثر احتراق ناقص سوخت‌های فسیلی، و اکسیدهای نیتروژن به‌طور عمده در اثر شکستن پیوندهای نیتروژنی هوا در دمای بالای ناشی از احتراق تولید می‌شوند. اکسیدهای نیتروژن گستره وسیعی از ترکیبات نیتروژن‌دار هستند که اثرات زیان‌باری بر سلامت انسان و محیط زیست بر جای می‌گذارند. اکسیدهای نیتروژن در فرآیند احتراق توربین‌های گازی، بیشتر به صورت مونواکسید نیتروژن تولید می‌شوند. به طور کلی ازدیاد انتشار اکسیدهای نیتروژن، نسبت مستقیم با ازدیاد دمای محفظه احتراق دارد [۱].

بنابراین یک راه ساده برای کاهش NOx، کاهش دمای منطقه احتراقی است. افزودن هوای اضافه، روش مؤثری برای کاهش NOx است [۱]، ولی به دلیل افزایش سرعت جریان در ناحیه اولیه و تأثیر بر پایداری شعله، زیاد مورد استفاده قرار نمی‌گیرد. یک روش جایگزین، ایجاد چاه حرارتی مانند آب یا بخار در منطقه احتراقی است.

اولین بار ایده تزریق بخار به سیکل توربین گاز در سال ۱۹۰۳ مطرح شد [۲]. هدف اصلی در تزریق بخار به سیکل توربین گاز، در ابتدا افزایش توان خروجی، با افزایش دبی جرمی سیکل بود. اما با توجه به تحقیقات انجام‌شده در این زمینه، مشاهده شد که تزریق بخار با کاهش دمای محفظه احتراق، سبب کاهش اکسیدهای نیتروژن تولیدشده در توربین گاز نیز می‌شود [۳].

گریوز^۱ و همکاران به مطالعه تجربی تأثیر تزریق آب به محفظه احتراق موتور دیزل، بر مصرف سوخت، تأخیر احتراق و آلاینده‌های کربن مونواکسید، NOx و هیدروکربن‌های نسوخته خروجی پرداختند. تزریق آب به سه روش تزریق آب در هوا، تزریق آب در سوخت و تزریق مستقیم آب به محفظه انجام شده و نتایج نشان می‌دهند که میزان تولید NOx ناشی از احتراق در تزریق آب به سوخت نسبت به تزریق آب به هوا یا تزریق مستقیم آب کاهش بیشتری دارد. علاوه بر آن در حالی که دو روش دیگر سبب افزایش تولید کربن مونواکسید و دوده می‌شوند، تزریق آب به سوخت، میزان تولید کربن مونواکسید را نسبت به احتراق بدون تزریق آب تا حدود ۵۰ درصد کاهش می‌دهد [۴].

وندروورت^۲ به مطالعه تجربی تأثیر تزریق آب و بخار بر میزان انتشار کربن مونواکسید و اکسیدهای نیتروژن نوع خاصی از محفظه احتراق که از روش مرحله‌ای کردن سوخت بهره می‌برد، پرداخت. در این محفظه، هم از سوخت مایع و هم از سوخت گاز استفاده شد. برای کاهش آلاینده‌ها، تزریق آب در حالت استفاده از سوخت مایع و تزریق بخار در حالت استفاده از سوخت گازی مورد بررسی قرار گرفت. البته از آنجایی که تزریق آب و بخار به یک محفظه احتراق با دو نوع سوخت متفاوت انجام شد، نتایج ارائه‌شده در این مقاله به صورت کمی قابل‌مقایسه نیست. اما وندروت با رقیق‌سازی ناحیه اولیه احتراق همزمان به کمک هوای اضافی و تزریق

آب یا بخار، تأثیر این پارامترها را بر کاهش NOx و کنترل استوکیومتری شعله بررسی کرد [۵].

فیتلبرگ^۳ تأثیر تزریق بخار را بر نوع جدیدی از محفظه‌های غیرپیش‌آمیخته بنام محفظه‌های LHE^۴ مطالعه کرد. در این نوع محفظه‌ها، تعداد، موقعیت و قطر سوراخ‌های هوای لاینر به گونه‌ای تغییر کرده است که هوادهی به ناحیه اولیه محفظه احتراق توربین گاز افزایش یافته و رقیق شدن این منطقه، سبب کاهش طول اغتشاشی شعله، کاهش زمان اقامت گازهای داغ در منطقه استوکیومتری و در نهایت کاهش میزان تولید NOx می‌شود. با افزایش دبی جرمی سوخت در دبی هوای ثابت، دمای خروجی از محفظه افزایش یافته و مقادیر NOx و CO در دماهای مختلف به صورت تجربی اندازه‌گیری شد. این اندازه‌گیری‌ها برای حالتی که تزریق بخار به محفظه انجام می‌شود، نیز تکرار شد. مقایسه نتایج برای حالت‌های بدون تزریق و با تزریق بخار نشان می‌دهد که تزریق بخار، در دماهای بالاتر تأثیر بیشتری بر کاهش NOx دارد. همچنین شبیه‌سازی عددی، برای مقایسه توزیع دمای گازهای خروجی برای محفظه استاندارد و محفظه LHE انجام شد [۶].

آسنی^۵ و همکاران تأثیر تزریق بخار بر عملکرد و آلاینده‌های سیکل توربین گازی را بررسی کردند. در این مطالعه، به کمک روابط تحلیلی ترمودینامیکی برای سیکل توربین گازی و روابط نیمه‌تجربی برای آلاینده‌ها، مشخصه‌های ترمودینامیکی سیکل و میزان آلاینده‌ها محاسبه و با تزریق بخار به داخل محفظه تأثیر این پارامتر بررسی شد. نتایج نشان می‌دهد که تزریق بخار سبب بهبود عملکرد سیکل، کاهش NOx تولیدی محفظه و افزایش کربن مونواکسید می‌شود [۷].

ایده روش CLN^۶ اولین بار در سال ۱۹۷۴ توسط چنگ^۷ مطرح شد و پس از انجام مطالعات وسیع و تحقیقات تجربی، در سال ۱۹۹۴ به صورت گسترده برای محفظه احتراق توربین گازی و سایر سیستم‌های احتراقی مورد استفاده قرار گرفت [۸]. در این روش بخار به شعله غیرپیش‌آمیخته تزریق شده و علاوه بر کاهش NOx، از افزایش کربن مونواکسید جلوگیری می‌کند. چنگ ادعا کرده است که پیش‌آمیختگی بخار با سوخت، علاوه بر کاهش دما، منطقه احتراقی که اکسیدهای نیتروژن در آن تولید می‌شود را محدود می‌کند. در شعله غیرپیش‌آمیخته وجود مناطق سوخت غلیظ و سوخت رقیق در کنار هم باعث می‌شود که در برخی مناطق، دما بالا رفته و تولید اکسیدهای نیتروژن افزایش یابد و در برخی مناطق، احتراق ناقص سبب افزایش تولید کربن مونواکسید شود. در سیستم CLN، با افزایش درجه همگنی^۸ مخلوط سوخت و بخار، فاصله مناطق سوخت غلیظ و سوخت رقیق کمتر شده و میزان تولید کربن مونواکسید نیز کاهش می‌یابد [۹]. از محدودیت‌های روش CLN این است که پیش‌آمیختن

3 Feitelberg

4 Lean Head End

5 Aissani

6 Cheng Low Nox

7 Cheng

8 Homogeneity

1 Greeves

2 Vandervort

معادله بقای جرم گونه‌های شیمیایی

$$\frac{\partial(\bar{\rho}Y_k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial X_j}(\bar{\rho}\tilde{u}_j Y_k) = -\frac{\partial}{\partial X_j} \left[\overline{\rho D_k \frac{\partial Y_k}{\partial X_j}} + \overline{\rho u_j'' Y_k''} \right] + \dot{\omega}_k \quad k=1, \dots, N \quad (5)$$

در روابط فوق، ρ جرم مخصوص بوده و از قانون گاز ایده‌آل به دست می‌آید. u میانگین سرعت، u'' نوسانات سرعت، p فشار، τ_{ij} تانسور تنش Y_k کسر جرمی گونه k ام، D_k ضریب نفوذ گونه k ام، h آنتالپی، T دما، ضریب نفوذ حرارتی و V_k سرعت نفوذ گونه k ام است. برای جریان سیالات تراکم‌پذیر، از معادلات بقا به صورت جرمی متوسط‌گیری شده و مورد استفاده قرار می‌گیرد. در روابط فوق علامت \sim نشان‌دهنده متوسط‌گیری جرمی است. نحوه مدل کردن $\dot{\omega}_k$ به مدل احتراقی مورد استفاده بستگی دارد.

معادله انتقال حرارت تشعشع در یک محیط فعال خاکستری جاذب، صادرکننده و پراکنده‌ساز ذره‌ای در موقعیت r و در جهت s به صورت رابطه ۶ است [۱۰]:

$$\frac{dl(r,s)}{ds} = a_g I_b + a_p I_{bp} - (a_g + a_p) I(r,s) - \sigma_{sp} I(r,s) + \frac{\sigma_{sp}}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(r,s') \Phi(s,s') d\Omega' \quad (6)$$

که در آن I شدت تشعشع، r بردار مکان، s محور جهت، s' محور جهت پخش، a_g ضریب جذب سیال، a_p ضریب جذب ذرات، σ_{sp} ضریب پخش ذرات، Φ تابع فاز و Ω' زاویه فضایی است.

معادله انتقال حرارت تشعشعی یک معادله دیفرانسیلی-انتگرالی است که به معادله انرژی مرتبط می‌شود.

برای مدل کردن تنش‌های رینولدزی در معادله بقای مومنتوم از مدل اغتشاشی دو معادله‌ای $k-\epsilon$ استاندارد استفاده می‌شود. همچنین برای حل معادله انتقال حرارت تشعشعی از مدل DOM^{11} استفاده شده و مدل احتراقی مفهوم اتلاف گردابه^{۱۲} با توجه به داده‌های تجربی انتخاب می‌شود. شبیه‌سازی عددی محفظه احتراق، به صورت متقارن محوری و با استفاده از نرم‌افزار فلوئنت انجام می‌شود. تصحیح فشار با الگوریتم سیمپل^{۱۳} انجام می‌شود [۱۱]. این الگوریتم در واقع یک روش پیش‌بینی و اصلاح فشار است، به این صورت که در ابتدا یک حدس برای میدان‌های سرعت و فشار انجام می‌شود. از آنجا که این حدس الزاماً درست نیست معادله پیوستگی را ارضا نمی‌کند. با استخراج معادلاتی که از گسسته‌سازی معادلات بقای مومنتوم حاصل می‌شود، میدان‌های سرعت و فشار طوری اصلاح می‌شوند که پیوستگی جرم تقویت شود و با تکرار این روش نهایتاً معادله پیوستگی تا حد مورد قبولی ارضا می‌شود. در نتیجه میدان‌های اصلاح شده سرعت و فشار هم معادلات مومنتوم و هم

بخار و سوخت کار ساده‌ای نیست و برای رسیدن به ترکیب سوخت و بخار با درجه همگنی بالا به تکنولوژی‌های خاصی نیاز است که هزینه‌های زیادی را بر سیستم تحمیل می‌کند.

هدف از کار حاضر مطالعه عددی تأثیر تزریق بخار به شعله غیرپیش‌آمیخته محفظه احتراق توربین گازی است. در شعله غیرپیش‌آمیخته، سوخت به طور مستقیم به داخل هوا تزریق شده و در مرز بین سوخت و هوا، نسبت هم‌ارزی^۹ بین صفر تا یک متغیر است. سیستم غیرپیش‌آمیخته، متوسط دمای پایینی دارد ولی به دلیل غیریکنواختی سیستم، دمای موضعی در نقاطی که نسبت هم‌ارزی برابر یک باشد زیاد بوده، بنابراین میزان NOx قابل توجهی تولید می‌کند. در کار حاضر به منظور بررسی روش CLN، تأثیر تزریق بخار به صورت پیش‌آمیخته با سوخت بر میزان آلاینده‌های محفظه احتراق توربین گاز بررسی می‌شود. بدین منظور جریان غیرپیش‌آمیخته درون یک محفظه به صورت متقارن محوری به کمک نرم‌افزار فلوئنت^{۱۰} مدل شده و تأثیر تزریق بخار به داخل محفظه، در شرایط مختلف مطالعه می‌شود.

۲- معادلات حاکم و روش عددی

برای شبیه‌سازی جریان واکنشی، معادلات پیوستگی، بقای مومنتوم همراه با معادلات بقای انرژی و بقای جرم گونه‌های شیمیایی و معادله حالت گاز کامل حل می‌شوند. این معادلات به صورت روابط (۱) تا (۶) بیان می‌شوند.

معادله پیوستگی

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial X_j}(\bar{\rho}\tilde{u}_j) = 0 \quad (1)$$

معادله بقای مومنتوم

$$\frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial X_j}(\bar{\rho}\tilde{u}_j \tilde{u}_i) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial X_j} + \frac{\partial}{\partial X_j}(\bar{\tau}_{ij} - \bar{\rho}u_j'' u_i'') + \bar{\rho}g \quad (2)$$

معادله بقای انرژی

$$\frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{h})}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial X_j}(\bar{\rho}\tilde{u}_j \tilde{h}) = \bar{\omega}_r + \frac{Dp}{Dt} + \frac{\partial}{\partial X_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial X_j} - \overline{\rho u_j'' h''} \right) + \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial X_j} - \frac{\partial}{\partial X_j} \left(\rho \sum_{k=1}^N V_{k,i} Y_k h_k \right) \quad (3)$$

در رابطه (۳)، $\frac{Dp}{Dt}$ به صورت رابطه (۴) بیان می‌شود.

$$\frac{Dp}{Dt} = \frac{\partial \bar{p}}{\partial t} + \tilde{u}_j \frac{\partial \bar{p}}{\partial X_j} + u_j'' \frac{\partial p}{\partial X_j} \quad (4)$$

11 Discrete Ordinates Model

12 EDC

13 SIMPLE

9 Equivalence Ratio

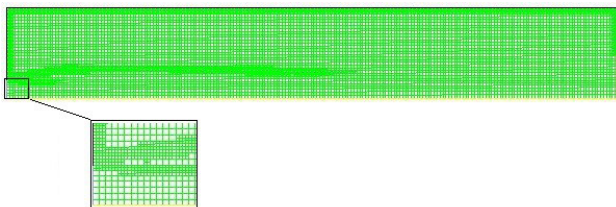
10 Fluent

۳- نتایج و بحث

در این قسمت ابتدا وابسته نبودن حل به تعداد سلول شبکه محاسباتی مورد بررسی قرار گرفته و برای راستی آزمایی حل، نتایج مربوط به شبکه مستقل با داده‌های تجربی مقایسه می‌شوند. همچنین مدل احتراقی مناسب برای پیش‌بینی دما و گونه NOx با توجه به داده‌های تجربی انتخاب می‌شود. در نهایت با تزریق بخار به محفظه شبیه‌سازی شده، به صورت پیش‌آمیخته با هوا و پیش‌آمیخته با سوخت، تاثیر بخار پیش‌آمیخته با سوخت بر تولید NOx بررسی شده و با حالت‌های بدون بخار و بخار پیش‌آمیخته با هوا مقایسه می‌شود.

۳-۱- راستی آزمایی و استقلال حل از تعداد سلول شبکه محاسباتی

برای راستی آزمایی حل، هندسه متقارن محوری محفظه احتراق با ابعاد واقعی شبیه‌سازی می‌شود که در آن دما و کسر جرمی گونه‌های مختلف در نقاط متعددی از محفظه با داده‌های تجربی گرتون و حل عددی داسیلوا^{۱۹} [۱۴] مقایسه می‌شود. برای مطالعه عددی از شبکه با سلول‌های تطبیق‌پذیر^{۲۰} استفاده می‌شود. سلول‌های تطبیق‌پذیر با توجه به گرادین دما تعیین شده‌اند. بدین صورت که مساله یک بار با سلول‌های با اندازه برابر حل شده و با توجه به توزیع دمای اولیه، اندازه برخی از سلول‌ها به گونه‌ای اصلاح می‌شود که در قسمت‌هایی که گرادین دما بیشتر است سلول‌های کوچکتر جایگزین سلول‌های قبلی شود. در شکل ۲ نمایی از شبکه‌بندی مساله ارائه شده است.



شکل ۲: نمایی از سلول‌های شبکه

برای بررسی وابسته نبودن نتایج حل به شبکه محاسباتی، پنج شبکه با تعداد سلول ۴۴۲۰، ۶۷۰۰، ۷۸۰۰، ۹۴۰۰ و ۱۰۶۰۰ انتخاب و نتایج حل روی هر کدام مقایسه شده‌است. شکل ۳ نتایج مربوط به دما در راستای محور محفظه را برای این پنج شبکه نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود نتایج دو شبکه با ۹۴۰۰ و ۱۰۶۰۰ تعداد سلول تفاوت چندانی با هم ندارد. بنابراین برای ادامه کار شبکه با ۹۴۰۰ سلول مورد استفاده قرار می‌گیرد.

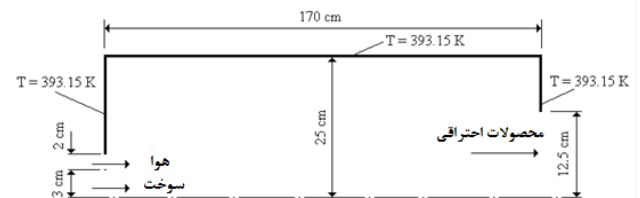
در شکل ۴ دمای به‌دست‌آمده از حل عددی کار حاضر در محور تقارن محفظه احتراق با داده‌های تجربی و نتایج حل عددی داسیلوا و همکاران مقایسه شده است. برای بررسی میزان دقت حل به‌دست‌آمده از پارامتری به نام تابع خطا، R^2 ، استفاده می‌شود. مقدار تابع خطا بین صفر و یک است که هرچه به یک نزدیکتر باشد خطای محاسبات کمتر بوده و دقت بیشتری دارد.

19 Da Silva
20 Adaptive

معادله پیوستگی را ارضا کرده و جواب مساله می‌باشند. همچنین در این مدل‌سازی از روش گسسته‌سازی با تقریب بالادست مرتبه دوم^{۱۴} استفاده می‌شود. در این شبیه‌سازی سینتیک GRI2.11 با ۴۹ گونه شیمیایی و ۲۷۷ واکنش مورد استفاده قرار می‌گیرد [۱۲].

۳-۲- مسئله شبیه‌سازی شده و شرایط مرزی

برای شبیه‌سازی عددی محفظه احتراق توربین گاز با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی، کار تجربی گرتون^{۱۵} و همکاران مبنای مطالعه و مدل‌سازی قرار می‌گیرد. ایشان در سال ۱۹۹۴ به مطالعه احتراق غیرپیش‌آمیخته گاز طبیعی درون یک محفظه استوانه‌ای پرداختند [۱۳]. طرحواره هندسه محفظه مورد نظر در شکل ۱ نشان داده شده است.



شکل ۱: طرحواره محفظه احتراق مورد مطالعه [۱۲]

سوخت ورودی به محفظه گاز طبیعی با ترکیب ۹۰٪ جرمی متان و ۱۰٪ جرمی نیتروژن است. همچنین ترکیب هوای ورودی به صورت ۲۳٪ جرمی اکسیژن و ۷۶٪ جرمی نیتروژن و ۱٪ جرمی بخار آب می‌باشد. شرایط و دبی سوخت و هوای ورودی در جدول ۱ ارائه شده است. با توجه به دبی‌ها و قطر نازل‌ها، سرعت سوخت ۷/۷۶ m/s و سرعت هوا ۳۶/۲۹ m/s می‌باشد.

جدول ۱: شرایط عملکرد محفظه احتراق

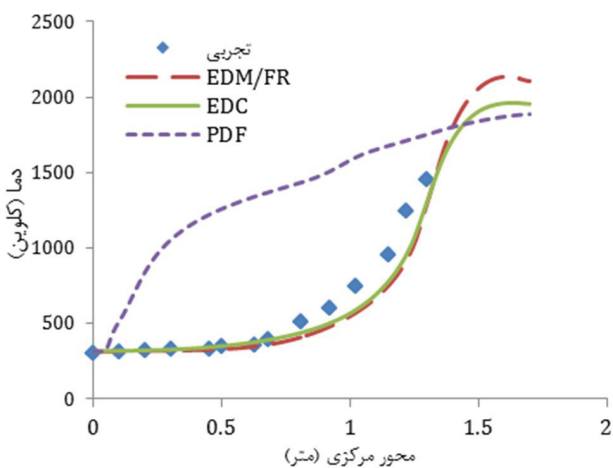
دبی (kg/s)	دما (K)	
۰/۰۱۲۵	۳۱۳/۱۵	سوخت
۰/۱۱۸۶	۱۳۲/۱۵	هوا

در مرز ورودی که محل ورود سوخت و هوا به صورت مجزا است، شرط مرزی، سرعت ورودی^{۱۶} سوخت و هواست. در محل خروج گازهای احتراقی روی مرز خروجی، از شرط فشار نسبی صفر استفاده می‌شود. در مرز مشترک سیال با دیواره کوره، از شرط مرزی عدم لغزش^{۱۷} روی دیواره‌ها برای سرعت استفاده می‌شود. همچنین دیواره محفظه در دمای ثابت قرار دارد. برای مسئله متقارن محوری^{۱۸} محور محفظه به عنوان محور تقارن در نظر گرفته شده و تغییرات حول محور تقارن، صفر است.

14 Second-order upwind scheme(SOU)
15 Garreton
16 Velocity Inlet
17 No slip
18 Axisymmetric

سینتیک مورد استفاده برای ترکیب مدل اتلاف گردابه و روش آرنیوس، سینتیک دو مرحله‌ای با واکنش‌های کلی است [۱۵].

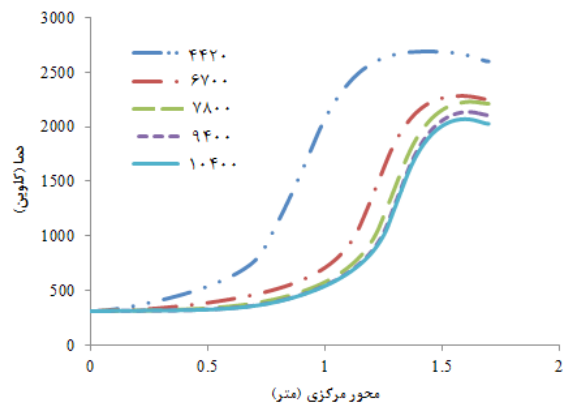
در شکل ۵ نمودار دما در امتداد محور محفظه احتراق برای سه مدل احتراقی مذکور نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود مدل کسر مخلوط به هیچ عنوان برای پیش‌بینی جریان احتراقی درون محفظه مناسب نیست. در مدل کسر مخلوط، با تعریف پارامتر کسر مخلوط به صورت نسبت جرم مواد موجود در سوخت به جرم مخلوط، f ، معادلات انتقال بر پایه این پارامتر نوشته می‌شوند. سپس بر اساس معادلات تعادلی و تابع چگالی احتمال مقادیر گونه‌ها، نرخ احتراق و دما محاسبه می‌شوند. در این مسئله بر مبنای محاسبات تعادلی بیشینه دما به خوبی پیش‌بینی نمی‌شود. اما مدل‌های مفهوم اتلاف گردابه و ترکیب مدل اتلاف گردابه و روش آرنیوس، با توجه به داده‌های تجربی دمای درون محفظه را به خوبی پیش‌بینی می‌کنند. این دو مدل گرچه رفتار یکسانی دارند، اما ترکیب مدل اتلاف گردابه و روش آرنیوس، بیشینه دمای روی محور محفظه را بیشتر از مدل مفهوم اتلاف گردابه پیش‌بینی می‌کند.



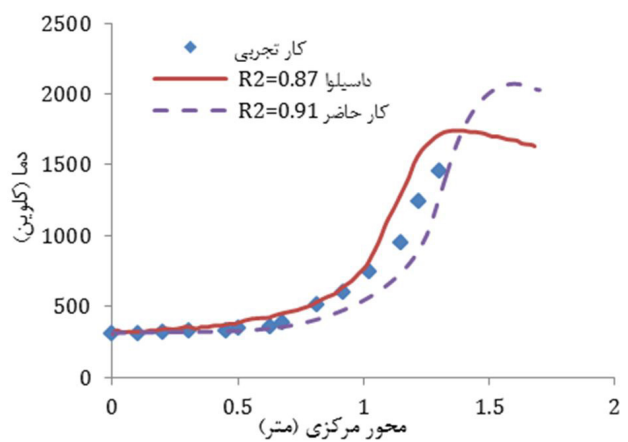
شکل ۵: دما در محور مرکزی محفظه برای مدل‌های احتراقی مختلف

از آنجایی که هدف کار حاضر پیش‌بینی مقدار NOx تولید شده در محفظه و کاهش آن است، انتخاب مدل مناسب تنها بر مبنای پیش‌بینی دما کافی نیست. در شکل ۶ کسر مولی گونه NO در محور محفظه برای دو مدل احتراقی بر حسب ppm ارائه شده است.

از آنجایی که NO جزو گونه‌های واکنش دو مرحله‌ای مورد استفاده در مدل ترکیب اتلاف گردابه و آرنیوس نیست، پیش‌بینی آن از حل مستقیم مسئله امکان‌پذیر نیست. به کمک روش‌های پس از پردازش^{۲۵} مقادیر NOx تولیدشده از مکانیزم‌های حرارتی و سریع محاسبه می‌شود. همان‌طور که مشاهده می‌شود NO پیش‌بینی‌شده به روش EDM/FR نه تنها با مقادیر داده‌های تجربی اختلاف زیادی دارد، بلکه با آن‌ها روند تغییرات یکسانی نیز ندارد. علت این امر آن است که گونه NO از دسته گونه‌های شیمی آرام^{۲۶} بوده و سینتیک واکنش در تولید آن تأثیر



شکل ۳: دما در محور محفظه برای بررسی استقلال حل از شبکه



شکل ۴: مقایسه دما در محور محفظه با نتایج تجربی و حل عددی

تابع خطا برای حل عددی داسیلوا و همکاران که از مدل تشعشی متفاوتی نسبت به کار حاضر (روش منطقه‌ای^{۲۱}) استفاده کرده است، ۰/۸۷ و برای کار حاضر ۰/۹۱ است که میزان خطای کمتری را نشان می‌دهد. همان‌طور که ملاحظه می‌شود نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی با داده‌های تجربی هماهنگی خوبی دارند. همچنین نتایج کار حاضر نسبت به نتایج حل عددی داسیلوا و همکاران تطابق بهتری با داده‌های تجربی دارد. مدل تشعشی به کار رفته در کار ایشان با کار حاضر متفاوت است.

۳-۲- بررسی مدل‌های احتراقی

مدل‌سازی تقابل اغتشاش و سینتیک یکی از پیچیده‌ترین قسمت‌های مدل‌سازی محفظه‌های احتراق است. در محفظه احتراق مورد مطالعه فرآیند احتراق به صورت غیرپیش‌آمیخته صورت می‌گیرد. انتخاب یک مدل احتراقی مناسب با توجه به زمان حل و پیش‌بینی مناسب گونه‌های تولیدی محفظه بسیار مهم می‌باشد. در این بخش مدل‌های احتراقی مفهوم اتلاف گردابه^{۲۲}، ترکیب مدل اتلاف گردابه و روش آرنیوس^{۲۳} و مدل کسر مخلوط^{۲۴} مورد بررسی قرار می‌گیرند.

21 Zonal Method

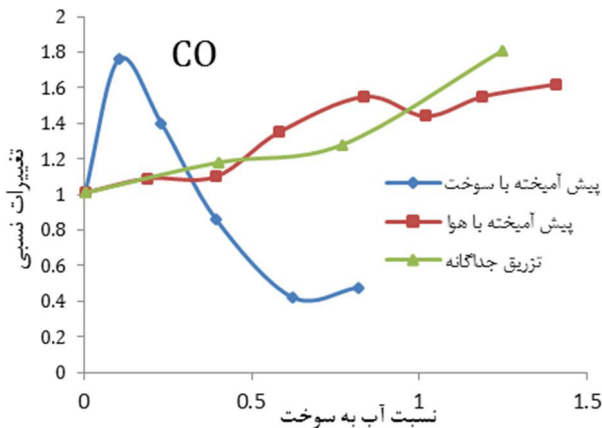
22 Eddy Dissipation Concept

23 EDM/FR

24 Mixture fraction

25 Post Processing

26 Slow Chemistry



شکل ۸: مقایسه تغییرات تولید CO در اثر تزریق آب از طریق هوا، تزریق آب از طریق سوخت و تزریق آب به صورت جداگانه در کار تجربی گریوز و همکاران [۴]

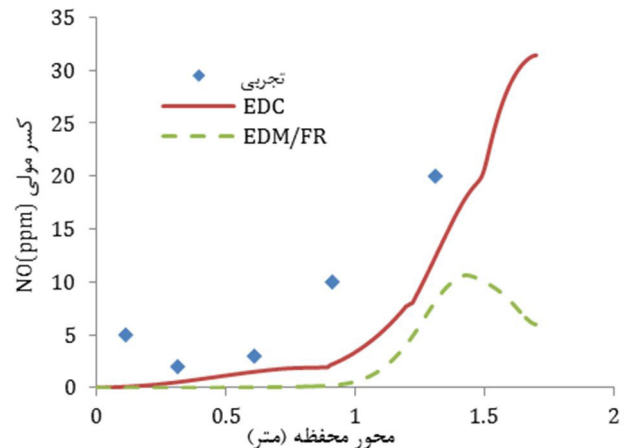
همان‌طور که در شکل‌های فوق قابل مشاهده است، تولید NOx در حالت تزریق آب از طریق سوخت کمتر از حالتی است که آب به صورت جداگانه یا از طریق هوا به محفظه تزریق می‌شود. همچنین در این حالت برای محدوده مشخصی از نسبت آب به سوخت، کربن مونواکسید کاهش می‌یابد. ایشان علت این موضوع را افزایش نفوذ هوای اطراف جت سوخت به داخل آن و افزایش اختلاط سوخت و هوا در اثر تزریق آب از طریق سوخت عنوان کردند [۴]. این پدیده سبب می‌شود جرم سیال اطراف جت، به صورت شعاعی به داخل سطح مخروطی جت کشیده شود. دبی جرمی ورودی به مقطع عمود بر محور جت^{۲۸} از رابطه زیر به دست می‌آید [۱۷]:

$$m = 0.32 \frac{x}{d_0} \left(\frac{\rho_1}{\rho_0}\right)^{0.5} m_0 \quad (7)$$

در رابطه فوق d_0 ، m_0 و ρ_0 به ترتیب دبی جرمی، قطر و چگالی جت بوده و ρ_1 و x چگالی سیال اطراف جت و فاصله از سر نازل می‌باشند. این رابطه نشان می‌دهد که دبی جرمی سیال اطراف جت که به داخل آن کشیده می‌شود مستقیماً متناسب با دبی جرمی جت است. بنابراین با تزریق بخار از طریق سوخت، دبی جرمی جت سوخت افزایش یافته و دبی جرمی هوای اطراف سوخت که به داخل آن نفوذ می‌کند نیز افزایش می‌یابد. بنابراین در این حالت اختلاط سوخت و هوا در طول کوتاه‌تری نسبت به سر نازل صورت گرفته و این موضوع سبب محدود شدن منطقه شعله می‌شود.

در کار حاضر، به منظور بررسی تأثیر تزریق بخار بر میزان تولید NOx، سه حالت در نظر گرفته می‌شود. حالتی که تزریق بخار به داخل محفظه وجود ندارد، حالتی که بخار به صورت پیش‌آمیخته با هوا به داخل محفظه تزریق می‌شود و حالتی که بخار به صورت پیش‌آمیخته با سوخت است. افزایش دبی جرمی هوا و سوخت، برای حالت‌های دوم و سوم، از طریق افزایش قطر نازل در سرعت ورودی ثابت صورت می‌گیرد.

در شکل ۹ کانتور کسر مخلوط درون محفظه برای این سه حالت

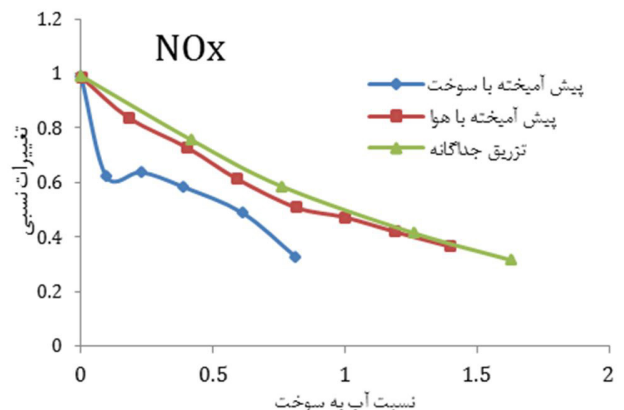


شکل ۶: کسر مولی NO در محور برای مدل‌های احتراقی مختلف

زیادی دارد. بنابراین مدل EDC با به کارگیری سینتیک کامل، پیش‌بینی مناسب‌تری از کسر مولی NO ارائه می‌دهد.

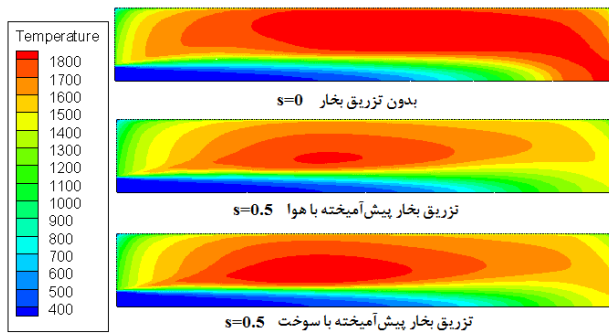
۳-۴- تزریق بخار

ایده اصلی روش CLN، تزریق بخار به صورت پیش‌آمیخته با سوخت به محفظه احتراق است. چنگ^{۲۷} ادعا کرده است که تزریق بخار پیش‌آمیخته با سوخت سبب محدود شدن منطقه شعله و محدود شدن منطقه احتراقی دما بالایی می‌شود که NOx در آن تولید می‌شود [۱۶]. مطالعه عددی در زمینه بررسی تأثیر تزریق بخار به صورت پیش‌آمیخته با سوخت به محفظه احتراق در بررسی منابع توسط نویسنده تاکنون مشاهده نشده است. تنها مورد قابل ذکر، مطالعه تجربی گریوز و همکاران است که تأثیر تزریق آب بر تولید اکسید نیتروژن و کربن مونوکسید را به صورت پیش‌آمیخته با سوخت و پیش‌آمیخته با هوا برای محفظه احتراق موتور دیزل بررسی کردند. نتایج کار ایشان در شکل‌های ۷ و ۸ نشان داده شده است [۴]. در این نمودارها محور افقی نسبت آب به سوخت و محور عمودی تغییرات تولید گونه مورد نظر در اثر تزریق آب نسبت به حالتی است که تزریق آب به محفظه وجود ندارد.

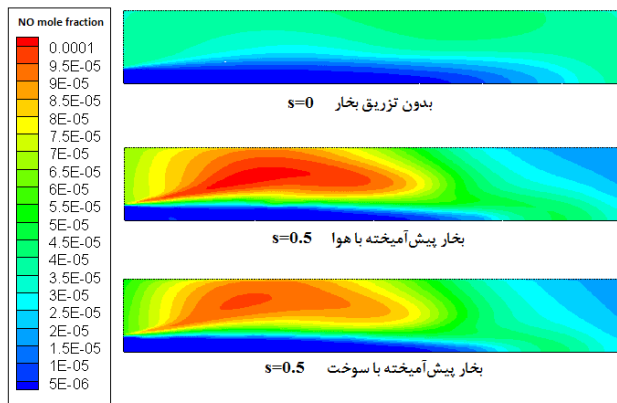


شکل ۷: مقایسه تغییرات تولید NOx در اثر تزریق آب از طریق هوا، تزریق آب از طریق سوخت و تزریق آب به صورت جداگانه در کار تجربی گریوز و همکاران [۴]

دلیل افزایش مومنتم جت، زمان اقامت گازهای داغ داخل محدوده شعله کاهش یافته و فرصت کافی برای تشکیل NOx فراهم نمی‌شود.



شکل ۱۰: کانتور دما در محفظه احتراق برای سه حالت بدون تزریق بخار، تزریق بخار پیش‌آمیخته با هوا و تزریق بخار پیش‌آمیخته با سوخت



شکل ۱۱: کانتور کسر مولی NO در محفظه احتراق برای سه حالت بدون تزریق بخار، تزریق بخار پیش‌آمیخته با هوا و تزریق بخار پیش‌آمیخته با سوخت

در شکل ۱۲ کسر مولی کربن مونواکسید داخل محفظه نشان داده شده است. این شکل نشان می‌دهد که گرچه تزریق بخار سبب افزایش میزان کربن مونواکسید نسبت به حالت بدون تزریق می‌شود، اما میزان این افزایش در حالتی که بخار به صورت پیش‌آمیخته با سوخت است کمتر از حالت تزریق بخار پیش‌آمیخته با هواست. در این حالت ممکن است افزایش نرخ نفوذ هوا به داخل جت به دلیل اختلاط سوخت و هوا، سبب جلوگیری از احتراق ناقص شده و با افزایش کربن مونواکسید تولیدشده در محفظه، کارایی احتراق را نسبت به حالت تزریق بخار پیش‌آمیخته با هوا افزایش دهد.

در جدول ۲ دمای گازهای خروجی از محفظه و کسر مولی اکسید نیتروژن و کربن مونواکسید در گازهای خروجی برای سه حالت نشان داده شده است. درصد کاهش تولید NOx و افزایش تولید کربن مونواکسید در حالت تزریق بخار پیش‌آمیخته با سوخت نسبت به حالت بدون تزریق به ترتیب ۴۳/۶ و ۳۰/۹ و همین مقادیر برای حالت بخار پیش‌آمیخته با هوا نسبت به حالت بدون تزریق به ترتیب ۳۷/۸ و ۳۵/۶ درصد می‌باشد. همان‌طور که ملاحظه می‌شود تولید NOx در حالت تزریق بخار

نشان داده شده است. برای محاسبه پارامتر کسر مخلوط در میدان کوره از رابطه (۸) استفاده می‌شود [۱۸]:

$$f = Y_F + \left(\frac{1}{\nu + 1}\right) Y_{Pr} \quad (8)$$

که در آن f ، کسر مخلوط، Y_F ، کسر جرمی سوخت، Y_{Pr} ، کسر جرمی محصولات و ν ضریب استوکیومتری هوا در واکنش احتراق سوخت می‌باشد.

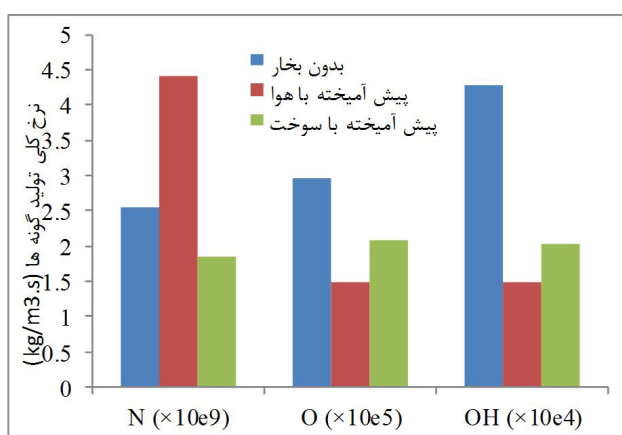


شکل ۹: کانتور کسر مخلوط در محفظه احتراق برای سه حالت بدون تزریق بخار، تزریق بخار پیش‌آمیخته با هوا و تزریق بخار پیش‌آمیخته با سوخت

همان‌گونه که از شکل مشاهده می‌شود در حالتی که بخار به صورت پیش‌آمیخته با سوخت به داخل محفظه تزریق می‌شود، پارامتر کسر مخلوط درون محفظه نسبت به دو حالت دیگر، توزیع یکنواخت‌تری دارد. بدین صورت که نواحی با کسر مخلوط بالا از بین رفته و نواحی با کسر مخلوط پایین کوچکتر شده‌اند. این توزیع یکنواخت نشان می‌دهد در حالتی که بخار به صورت پیش‌آمیخته با سوخت به داخل محفظه تزریق شود، نفوذ سوخت در هوا افزایش می‌یابد. در این شکل‌ها k نسبت دبی جرمی بخار به دبی جرمی سوخت می‌باشد.

در شکل‌های ۱۰ و ۱۱ به ترتیب کانتور دما و کسر مولی اکسید نیتروژن درون محفظه برای سه حالت مذکور نشان داده شده است. همان‌طور که در شکل مشاهده می‌شود، دما برای حالت‌هایی که تزریق بخار به داخل محفظه وجود دارد به دلیل تأثیر حرارتی بخار بر فرایند احتراق، کمتر از حالت بدون تزریق است. همچنین گرچه در حالتی که بخار به صورت پیش‌آمیخته با سوخت به محفظه تزریق می‌شود، دما بیشتر از حالت تزریق بخار به صورت پیش‌آمیخته با هواست، اما کسر مولی اکسید نیتروژن در این حالت کمتر از حالتی است که بخار به صورت پیش‌آمیخته با هوا به داخل محفظه تزریق می‌شود. همان‌طور که در شکل ۱۱ مشاهده می‌شود تزریق بخار به صورت پیش‌آمیخته با سوخت، به طور قابل‌ملاحظه‌ای سبب کاهش تولید NOx درون محفظه می‌شود. در این حالت احتمالاً به دلیل افزایش نرخ نفوذ هوا به داخل سوخت و اختلاط سوخت و هوا در طول کوتاه‌تر، منطقه شعله محدودتر شده و حجم ناحیه دما بالایی که NOx در آن تولید می‌شود، کاهش می‌یابد. همچنین به

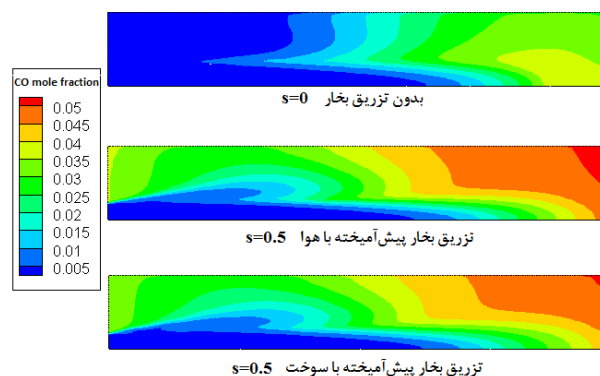
در شکل ۱۴ نرخ کلی تولید برخی گونه‌های آزاد که در تولید NOx نقش دارند، ارائه شده است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود گرچه تزریق بخار به صورت پیش‌آمیخته با سوخت سبب کاهش کمتری در نرخ تولید گونه‌های اکسیژن و هیدروکسید، نسبت به حالت تزریق بخار به صورت پیش‌آمیخته با هوا، می‌شود ولی بخار پیش‌آمیخته با هوا نرخ کلی تولید گونه نیتروژن را نسبت به حالت بدون تزریق افزایش می‌دهد. در حالی که بخار پیش‌آمیخته با سوخت سبب کاهش نرخ کلی تولید گونه نیتروژن نسبت به حالت بدون تزریق می‌شود.



شکل ۱۴: نرخ کلی تولید برخی گونه‌های موثر در تولید اکسید نیتروژن

۴- نتیجه‌گیری

در کار حاضر با شبیه‌سازی محفظه احتراق توربین گاز، در ابتدا تأثیر مدل‌های احتراق مختلف بر پیش‌بینی دما و میزان تولید NOx بررسی گردید. بر این اساس مدل EDC، برای پیش‌بینی NOx مدل مناسب‌تری می‌باشد. همچنین تأثیر تزریق بخار به داخل محفظه به صورت پیش‌آمیخته با سوخت بررسی و نتایج آن با حالت بدون تزریق بخار به داخل محفظه و حالت تزریق بخار به صورت پیش‌آمیخته با هوا مقایسه شد. نتایج نشان می‌دهد که تولید NOx و کربن مونواکسید در حالت تزریق بخار پیش‌آمیخته با سوخت، نسبت به حالت تزریق بخار پیش‌آمیخته با هوا به ترتیب ۵/۸ درصد و ۴/۷ درصد کاهش بیشتری داشته است. در واقع تزریق بخار پیش‌آمیخته با سوخت، سبب کاهش بیشتر NOx نسبت به حالت تزریق بخار پیش‌آمیخته با هوا شده و از افزایش تولید کربن مونواکسید جلوگیری می‌کند. علت این امر، افزایش نرخ نفوذ هوا به داخل سوخت، محدود شدن منطقه شعله، دور شدن مخلوط سوخت و هوا از ناحیه استوکیومتری با رقیق‌سازی سوخت، کاهش دما و کاهش زمان اقامت گازهای داغ در محدوده شعله است.



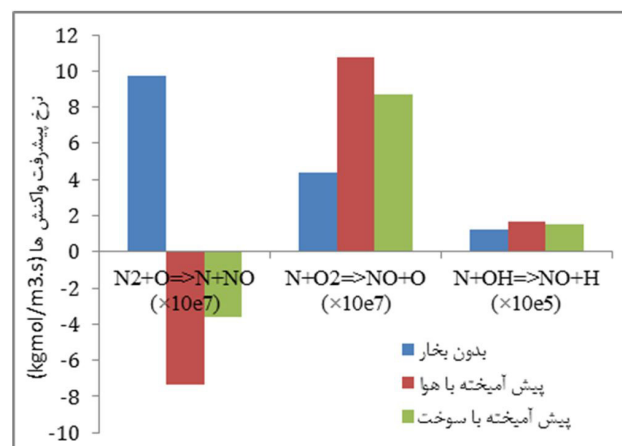
شکل ۱۲: کانتور کسر مولی CO در محفظه احتراق برای سه حالت بدون تزریق بخار، تزریق بخار پیش‌آمیخته با هوا و تزریق بخار پیش‌آمیخته با سوخت

پیش‌آمیخته با سوخت، ۵/۸ درصد بیشتر از حالت تزریق بخار پیش‌آمیخته با هوا کاهش می‌یابد. همچنین تولید کربن مونواکسید در حالت اول ۴/۷ درصد کمتر از حالت دوم است.

جدول ۱۸: دما، کسر مولی اکسید نیتروژن و کربن مونواکسید در گازهای خروجی

کسر مولی CO	کسر مولی NO (ppm)	دما (کلوین)	حالت
۰/۰۳۲۳	۳۲/۸	۱۷۴۸	بدون تزریق بخار
۰/۰۴۳۸	۲۰/۴	۱۵۳۷	پیش‌آمیخته با هوا
۰/۰۴۲۳	۱۸/۵	۱۵۹۹	پیش‌آمیخته با سوخت

در شکل ۱۳ نرخ پیشرفت برای واکنش‌های اصلی تولیدکننده اکسید نیتروژن نشان داده شده است. تزریق بخار سبب می‌شود NOx در واکنش اول مصرف شود. همچنین در حالت بخار پیش‌آمیخته با سوخت، نرخ پیشرفت واکنش‌های دوم و سوم افزایش کمتری نسبت به حالت بخار پیش‌آمیخته با هوا دارد.



شکل ۱۳: نرخ پیشرفت واکنش‌های موثر در تولید اکسید نیتروژن

- under 18 ppm NO_x and zero CO”, *Gas Turbine World Magazine*, July-August.
- [10] M. F. Modest. 2003. “Radiative Heat Transfer”, 2nd ed. *Academic press*, p. 860.
- [11] B. E. Van doornaal, G. D. Raithby, 1984. “Enhancements of the SIMPLE method for predicting incompressible fluid flows”, *Numerical Heat Transfer*, 7, p. 147.
- [12] http://combustion.berkeley.edu/Combustion_Laboratory/grimech/,”Gri2.11 Chemistry and thermodynamic files”.
- [13] D. Garréton, O. Simonin, 1994. “Aerodynamics of steady state combustion chambers and furnaces”, *ASCF Ercoftac CFD Workshop*, EDF Org, Chatou, France.
- [14] C. V. da Silva, H. A. Vielmo, F. H. R. Franca, 2005. “Numerical Simulation of the Combustion of Methane and Air in a Cylindrical Chamber”, *18th International Congress of Mechanical Engineering*, Ouro Preto.
- [15] A.O. Nieckele, M.F., Naccache, M.S.P., Gomes, J.E., Carneiro, R., Serfaty, 2001. “Evaluation of models for combustion processes in a cylindrical furnace”, *International Conference of Mechanical Engineering*, ASME-IMECE, New York.
- [16] D. Y. Cheng, 2002. “Method and Apparatus to Homogenize Fuel and Diluent for Reducing Emissions in Combustion Systems”, *United States Patent Number 6,418,724 B1*.
- [17] F. P. Ricou, D. B. Spalding, 1960. “*Measurements of Entrainment by Axisymmetrical Turbulent Jets*”, Mechanical Engineering Department, Imperial College of Science and Technology, London.
- [18] S. R. Turns, 2000. “*An Introduction to Combustion-Concepts and Application*”, Chap. 6, McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering, 2nd Edition.
- [1] B. S. Brewster, S. M. Cannon, J. R. Farmer, F. Meng, 1999. “Modeling of lean premixed combustion in stationary gas turbines”, *Progress in Energy and Combustion Science*, 25, pp. 353–385.
- [2] J.B. Burnham, M.H. Giuliani, D.J. Moeller, 1987. “Development, Installation, and Operating Results of Steam Injection System (STIG) in a General Electric LM500 Gas Generator”, *ASME, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, 109, pp 25-34.
- [3] H. Shaw, 1974. “The Effect of Water, Pressure, and Equivalence Ratio on Nitric Oxide Production in Gas Turbine”, *ASME, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, 96, pp. 240-246.
- [4] G. Greeves, I. M. Khan, G. Onion, 1977. “Effects of water introduction on diesel engine combustion and emissions”, *International Symposium on Combustion*, 16, pp. 321–336
- [5] C. L. Vandervort, 2001. “9 ppm Nox/CO Combustion System for “F” Class Industrial Gas Turbine”, *ASME, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, 123, pp. 317-321.
- [6] A. S. Feitelberg, V. E. Tangirala, R. A. Elliot, R. E. Pavri, R. B. Schiefer, 2001. “Reduced NO_x Diffusion Flame Combustors for Industrial Gas Turbine”, *ASME, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, 123, pp. 757-765.
- [7] S. Aissani, A. Bouam, R. Kadi, “Evaluation of Gas Turbine Performances and NO_x and CO Emissions during the Steam Injection in the Upstream of Combustion Chamber”, 2007. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, pp. 327-335.
- [8] <http://www.chengpower.com/>,” Cheng Power System”.
- [9] V. Biasi, 2012. “CLN uprates 501 to 6 MW with

