



Numerical Analysis of Water Injection Effect on NO_x Reduction of MGT-40 Gas Turbine

ARTICLE INFO

Article Type

Original Research

Authors

Zhaleh Rafati M.¹ BSc,
Javadi A.² BSc,
Taheri Nejad M.³ MSc,
Chini S.F.^{*4} PhD

How to cite this article

Zhaleh Rafati M, Javadi A, Taheri Nejad M, Chini S.F. Numerical Analysis of Water Injection Effect on NO_x Reduction of MGT-40 Gas Turbine. Modares Mechanical Engineering. 2019;19(2):397-405.

¹Mechanical Engineering Department, Engineering Faculty, University of Zanjan, Zanjan, Iran

²Automotive Engineering Department, Mechanical Engineering Faculty, Shahid Montazeri Technical College of Mashhad, Mashhad, Iran

³MAPNA Turbine Engineering and Manufacturing Company (TUGA), Tehran, Iran

⁴Mechanical Engineering Faculty, University of Tehran, Tehran, Iran

*Correspondence

Address: Mechanical Engineering Faculty, University of Tehran, Tehran, Iran. Postal code: 1417613131
Phone: +98 (21) 61119977
Fax: +98 (21) 61119902
chini@ut.ac.ir

Article History

Received: May 30, 2018

Accepted: October 27, 2018

ePublished: February 01, 2019

ABSTRACT

Controlling the gas turbine emissions has led the manufacturers to use new technologies. Nitrogen oxides (NO_x) are one of the major pollutants of gas turbines with natural gas as fuel. Thermal NO_x is the main cause of NO_x formation in gas turbines at high temperatures. So, water injection can be useful in reducing the NO_x emission. In addition to NO_x reduction, water injection causes an increase in carbon monoxide emission and damage to combustion chamber. Therefore, it is desirable to find the optimum amount of water injected to the combustion chamber to meet the regulations. To find the optimal water mass flow rate, we numerically investigated the combustion inside the chamber for full load and part load before and after water injection. Then, the effect of water injection at different flow rates was studied to obtain optimal water flow rate. The results showed that for the full load, the optimal water flow rate was 100% of the fuel flow rate and the upstream pressure of the feed water system was 24.45 bar. For the part load (fuel flow rate equals to 75% of the full load), the optimum water injection rate is 80% of the fuel flow rate. In this case, the pressure required for water injection is about 16.5 bar. Results also show that the change in water temperature in the range of 10-80°C has no significant effect on NO_x formation and water can be injected at the ambient temperature.

Keywords Gas turbine; Nitrogen oxide (NO_x); Controlling environmental pollutants; Water injection; Temperature of combustion chamber

CITATION LINKS

[1] Gas turbine combustion: Alternative fuels and emissions [2] Gas turbine NO_x emissions approaching zero – is it worth the price? [3] Trends in NO_x abatement: A review [4] Combustion system performance and field test results of the MS7001F gas turbine [5] Low NO_x combustion systems for burning heavy residual fuels and high-fuel-bound nitrogen fuels [6] A numerical study on the effect of water addition on NO formation in counterflow CH₄/air premixed flames [7] An experimental and modeling study of humid air premixed flames [8] Experimental study of the interaction of water spray with swirling remixed natural gas flames [9] Influence of pressure and steam dilution on NO_x and CO emissions in a premixed natural gas flame [10] Gas turbine emissions and control [11] A numerical study of NO_x reduction by water spray injection in gas turbine combustion chambers [12] Design, development and testing of a gas turbine steam injection and water recovery system [13] Influence of gas turbine combustor design and operating parameters on effectiveness of NO_x suppression by injected steam or water [14] Computational and experimental study of premixed combustion at ultra wet conditions [15] Effect of steam addition pathways on NO reduction characteristics in a can-type spray combustor [16] Numerical simulation of wet combustion to control NO_x emission of a heavy-duty gas turbine combustor [17] FLUENT 6.3 getting started guide, documentation [18] A numerical approach to reduction of NO_x emission from swirl premix burner in a gas turbine combustor [19] Experimental study of flammability limits of methane/air mixtures at low temperatures and elevated pressures [20] Film thickness measurements in a simplex swirl atomizer [21] FLUENT 6.3 User's Guide - 22.8.2 The Pressure-Swirl Atomizer Model [22] Numerical simulation of pressure-swirl spray dispersion by using eulerian-lagrangian method [23] Theoretical formulation for sauter mean diameter of pressure-swirl atomizers [24] Numerical estimation of blowout, flashback, and flame position in MIT micro gas-turbine chamber

بررسی عددی تاثیر تزریق آب بر کاهش آلایندگی NOx توربین گاز MGT-40

میلاد ژاله‌رفعتی BSc

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه زنجان، زنجان، ایران

آیدین جوادی BSc

گروه مهندسی خودرو، دانشکده مکانیک، دانشکده فنی شهید منتظری مشهد، مشهد، ایران

مریم طاهری نژاد MSc

شرکت مهندسی و ساخت توربین مپنا (توگا)، تهران، ایران

سیدفرشید چینی PhD*

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، تهران، ایران

چکیده

برای کاهش آلایندگی‌های خروجی توربین گاز تولیدکنندگان این توربین‌ها همواره به دنبال تکنولوژی‌های جدید هستند. یکی از آلایندگی‌های مهم توربین‌های گاز در حالتی که گاز طبیعی می‌سوزانند، اکسیدهای نیتروژن است. در دماهای بالا NOx حرارتی اصلی‌ترین علت تشکیل NOx در توربین گاز است؛ در نتیجه تزریق آب در دماهای بالا منجر به کاهش NOx می‌شود. ولی باید توجه کرد که تزریق آب منجر به افزایش آلایندگی مونواکسید کربن و همچنین صدمه به محفظه احتراق می‌شود. در نتیجه مقدار بهینه دبی آب تزریق شده به داخل محفظه احتراق مقداری است که NOx را به حد مورد قبول استاندارد محیط زیست برساند. برای پی‌بردن به مقدار بهینه دبی آب، احتراق داخل محفظه را برای حالت‌های تمام‌بار و بارجزیی، ابتدا بدون تزریق آب و سپس با تزریق آب به روش عددی مورد بررسی قرار دادیم. تزریق آب با دبی و دماهای مختلف انجام شد تا مقدار بهینه دبی و دمای آب به دست آید. نتایج نشان داد که در حالت تمام‌بار دبی بهینه برای تزریق آب برابر با ۱۰۰٪ مقدار سوخت تزریق شده و فشار لازم برای تزریق آب نیز در حالت تمام‌بار برابر با ۲۴/۴۵ بار است. در حالت بار جزیی (دبی سوخت برابر ۷۵٪ دبی سوخت تمام‌بار) مقدار بهینه تزریق آب برابر با ۸۰٪ مقدار سوخت تزریق شده است. در این حالت فشار لازم برای تزریق آب حدود ۱۷/۵ بار است. همچنین نتایج نشان می‌دهند که تغییر دمای آب در محدوده ۸۰-۱۰۰°C تاثیر قابل توجهی بر تولید آلایندگی NOx ندارد و می‌توان آب را با همان دمای محیط برای تزریق ارسال کرد.

کلیدواژه‌ها: توربین گاز، اکسید نیتروژن (NOx)، کنترل آلایندگی‌های محیط زیستی، تزریق آب، دمای محفظه احتراق

تاریخ دریافت: ۹۷/۰۳/۰۹

تاریخ پذیرش: ۹۷/۰۸/۰۵

*نویسنده مسئول: chini@ut.ac.ir

۱- مقدمه

با توجه به گسترش استفاده از توربین گاز در صنایع مختلف، قوانین سخت‌گیرانه برای کنترل آلایندگی‌های خروجی توربین گاز وضع شده است. گازهای خروجی توربین گاز عبارت است از دی‌اکسید کربن، بخار آب، دی‌اکسید گوگرد، هیدروکربن‌های نسوخته، مونواکسید کربن، اکسیدهای نیتروژن (NOx)، ذرات معلق و اکسیژن و نیتروژن اضافی هوا هستند. در این بین بخار آب و دی‌اکسید کربن آلایندگی محسوب نمی‌شوند، اما در فرآیند گرمایش جهانی نقش موثری دارند^[1]. برای سوخت گاز طبیعی، آلایندگی‌های دی‌اکسید گوگرد، هیدروکربن‌های نسوخته و مونواکسید کربن عموماً قابل چشم‌پوشی هستند^[2]، اما اهمیت آلایندگی‌های NOx به قوت خود باقی است. NOx منجر به مشکلاتی نظیر غبار فوتوشیمیایی، باران‌های اسیدی، اوزون تروپوسفری، تخریب لایه اوزون و حتی افزایش دمای زمین می‌شود^[3].

در فرآیند احتراق سه نوع NOx تولید می‌شود که عبارت از NOx

حرارتی، NOx سوختی و NOx سریع هستند. در فشارها و دماهای بالا بیشترین میزان NOx تولیدی، NOx حرارتی است. NOx سوختی مربوط به سوخت‌هایی است که شامل نیتروژن باشند (مانند زغال سنگ). NOx سریع نیز هنگامی که نسبت هم‌ارزی بیشتر از یک باشد، اتفاق می‌افتد، لذا در توربین گاز که بسیار رقیق‌سوز است (نسبت هم‌ارزی کمتر از یک است)، NOx سریع نیز ناچیز است. بنابراین در توربین‌های گاز که با گاز طبیعی کار کنند، مهم‌ترین عامل تولید NOx، مکانیزم NOx حرارتی خواهد بود.

روش‌های کاهش آلایندگی NOx به سه گروه زیر تقسیم می‌شوند:

۱- قبل از احتراق (مانند حذف نیتروژن از سوخت، استفاده از اکسیژن خالص برای احتراق و رقیق‌کردن سوخت با هوای اضافی)
۲- حین احتراق (مانند بازگردانی گازهای آگروز و تزریق بخار یا قطرات آب به محفظه)

۳- پس از احتراق (مانند جذب NOx موجود در محصولات احتراق، کاهش انتخابی کاتالیستی توسط آمونیاک و استفاده از مبدل کاتالیست بدون آمونیاک^[2,3]).

روش‌های حین احتراق معمولاً در دسترس‌ترین و مناسب‌ترین روش‌ها هستند. از آنجایی که NOx حرارتی با دما رابطه مستقیم دارد، کاهش دمای واکنش، حذف نقاط موضعی با دمای بسیار بالا (و نه کاهش دمای میانگین) و کاهش زمان ممکن برای تولید NOx می‌تواند به کاهش NOx کمک کنند. تا دهه ۱۹۸۰، بهترین تکنولوژی ممکن تزریق آب یا بخار آب بود که میزان NOx تولیدی را به ۲۵ppmv کاهش می‌داد^[4]. این تکنیک در نیروگاه‌های تولید توان نزدیک منابع آبی به‌طور گسترده استفاده می‌شود. میزان کاهش NOx حرارتی تولیدی در توربین گاز با تزریق آب را می‌توان به‌طور تقریبی از رابطه ۱ به دست آورد^[1].

$$\frac{\text{NOx تر}}{\text{NOx خشک}} = e^{-(0.2X^2 + 1.41X)} \quad (1)$$

در رابطه ۱، X نسبت جرمی آب به سوخت بوده و رابطه ۱ برای هر دو سوخت مایع و گاز صادق است. طبق این رابطه، با افزایش X میزان NOx حرارتی کاهش می‌یابد و به‌عنوان مثال در حالتی که دبی جرمی آب تزریقی با سوخت برابر باشد، NOx حرارتی تا ۸۰٪ کاهش پیدا می‌کند که با نتایج به‌دست‌آمده از داده‌های تجربی توربین MS7001F جنرال الکتریک صدق می‌کند^[4,5].

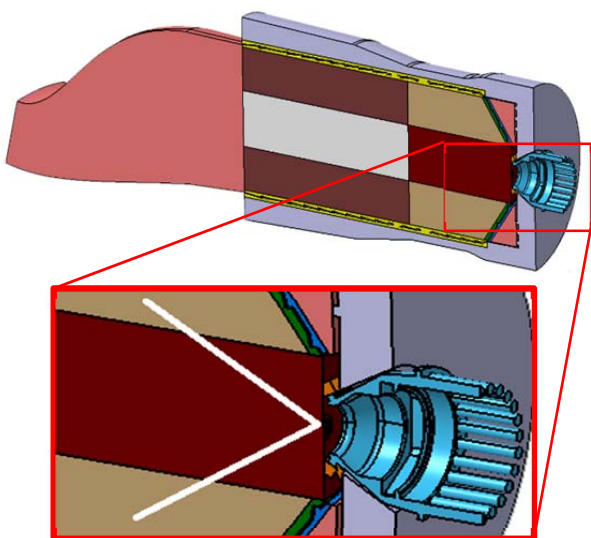
هر چند پاشش آب در کاهش NOx موثر است و توان خروجی را نیز (به‌علت افزایش دبی جرمی) اندکی افزایش می‌دهد، اما معایب افزایش هزینه اولیه (۱۰ تا ۱۵ دلار آمریکا به‌ازای هر کیلووات)، افزایش مصرف سوخت (۲ تا ۳٪)^[5]، نیاز به یک مجموعه برای تصفیه آب (به‌جای تصفیه آب می‌توان از بخار آب استفاده کرد، اما اثرگذاری بخار آب کمتر است. زیرا در روش تزریق آب میزان زیادی از کاهش دما به‌واسطه گرمای نهان تبخیر آب اتفاق می‌افتد. برای دستیابی به میزان یکسان کاهش NOx حدود ۶۰٪ بخار بیشتری نسبت به آب مورد نیاز است)^[1]، افزایش خوردگی نازل پاشش سوخت و محفظه (و افزایش دوره بازدید)، افزایش آلایندگی‌های دیگر (مونواکسید کربن و هیدروکربن‌های نسوخته) و افزایش نوسانات فشار در محفظه احتراق^[5] را نیز به‌همراه دارد.

کاهش تولید آلایندگی NOx در اثر تزریق آب به دو دلیل کاهش دمای احتراق و کاهش میزان اکسیژن آزاد اتفاق می‌افتد. مورد دوم هنگام تزریق بخار آب به مقدار قابل توجهی کمتر بوده^[6,7] و هنگام تزریق آب مایع قابل چشم‌پوشی است^[8]. گوکه و

یکی از ۱۰ محفظه احتراق توربین گاز MGT-40 مدل شده است. محفظه‌های احتراق این توربین از نوع جریان معکوس قوطی‌شکل هستند. در هندسه مورد بررسی، جریان هوا در خارج از محفظه احتراق نیز در نظر گرفته شده است. روی پوسته لاینر دو ردیف سوراخ اولیه، یک ردیف سوراخ پس‌سوزی و یک ردیف سوراخ رقیق‌ساز وجود دارد. علاوه بر سوراخ‌های مذکور، سوراخ‌های ریز اضافه‌ای نیز روی لاینر تعبیه شده‌اند که تعداد آنها در مجموع حدود ۲۰۰۰ عدد است و وظیفه دارند تا یک لایه هوای محافظ روی سطح داخلی لاینر ایجاد کنند.

دیواره پشت محفظه احتراق شامل دو قسمت میانی و خارجی می‌شود. قسمت میانی مجهز به مجرای چرخشی با مقطع متوازی‌الاضلاع است که سوخت گازی‌شکل به آنها وارد می‌شود. قسمت خارجی نیز شامل تعداد زیادی سوراخ گرد است و هوا را به پشت لوور (جهت‌دهنده جریان هوای محوری) وارد می‌کنند. لوور نیز دارای چند ردیف مجرای عبور است که الگوی خاصی به جریان هوای ورودی می‌دهد. وظیفه مجاری چرخشی و لوور، ایجاد یک مخلوط نیمه‌پیش‌آمیخته از هوا و سوخت است تا با هوای تامین‌شده توسط سوراخ‌های پس‌سوزی به‌طور کامل محترق شود. هندسه محاسباتی اصلی (مربوط به شبیه‌سازی احتراق) در شکل ۱ قابل مشاهده بوده که در آن، بلوک‌بندی استفاده‌شده در شبکه‌بندی با رنگ‌های مختلف نمایش داده شده است.

میدان حل به دو بخش کلی تقسیم شد. بخش اول (که در قسمت‌های الف و ب از شکل ۲ قابل مشاهده است) به روش مثلثی و بخش دوم (که در قسمت‌های ج و د از شکل ۲ قابل مشاهده است)، به روش مکعبی شبکه‌بندی شدند. تعداد تقریبی سلول‌های موجود در هر کدام از شبکه‌بندی‌های نشان‌داده‌شده در بخش‌های الف، ب، ج و د از شکل ۲ به ترتیب برابر با ۴۰۰ هزار سلول، ۹/۲ میلیون سلول، ۷۰۰ هزار سلول و ۷ میلیون سلول هستند، یعنی شبکه‌بندی نهایی تقریباً شامل ۱۷/۳ میلیون سلول است. بعد از شبکه‌بندی جداگانه بخش‌های مختلف هندسه، در نهایت آنها را به‌صورت جداگانه وارد نرم‌افزار فلونت کردیم و با تعریف صفحات حائل، به هم پیوند دادیم.



شکل ۱) نمای برش‌خورده از هندسه محاسباتی مورد استفاده در شبیه‌سازی احتراق (محل تزریق آب مایع نیز در تصویر بزرگ‌نمایی‌شده نمایش داده شده است. تزریق در محل برخورد خطوط آغاز شده است و ریزقظرات آب، مشابه با خطوط و اگر به‌صورت یک مخروط توخالی پراکنده می‌شوند)

همکاران^[9] به روش تجربی و عددی نشان دادند که در شعله پیش‌آمیخته گاز طبیعی، کاهش آلایندة NOx در اثر تزریق بخار با افزایش فشار تشدید می‌شود، اما جذب رادیکال‌های آزاد توسط بخار آب تابع فشار نیست. گو و همکاران^[6] نیز نشان دادند که از نظر کاهش NOx، در شعله جریان معکوس پیش‌آمیخته متان، افزودن بخار آب بیشترین تاثیر را در مخلوط استوکیومتریکی و کمترین تاثیر را در مخلوط غنی دارد. همچنین جذب رادیکال‌های آزاد توسط آب در مخلوط استوکیومتریکی کمتر از مخلوط غنی یا رقیق است.

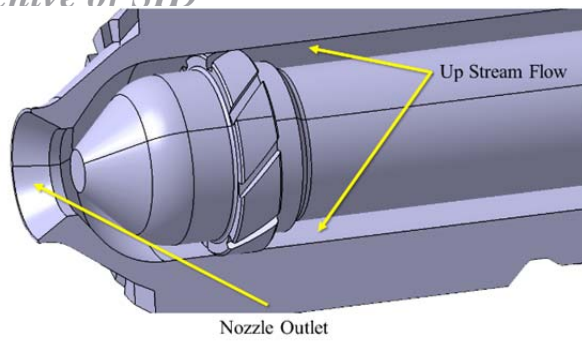
مقدار بهینه تزریق آب به داخل محفظه احتراق توربین گاز به‌منظور کاهش آلایندة NOx برای آب مایع برابر با مقدار سوخت تزریق شده است^[10, 11] و برای بخار آب به اندازه ۱/۵ برابر مقدار سوخت تزریق شده است^[12, 13]. افزایش مقدار آب تزریق‌شده همواره به‌معنی کاهش تولید NOx نیست. برای مثال در شعله پیش‌آمیخته گاز طبیعی (در فشار اتمسفری) افزودن بخار آب تنها تا ۲۰٪ (بر مبنای دبی جرمی نسبت به هوا) منجر به کاهش NOx می‌شود. یکی از مواردی که حداکثر مقدار تزریق آب را مشخص می‌کند، ناپایداری شعله است. در یک محفظه احتراق ساده با ورودی هوای چرخشی بیشترین مقدار آبی که منجر به ناپایداری شعله نمی‌شود، برای بخار آب (در حداقل نسبت هم‌ارزی ۰/۸) برابر با ۳۵٪ نسبت به دبی جرمی هوا^[14] و برای آب مایع (در نسبت هم‌ارزی یک)، ۲/۲۵ برابر دبی جرمی سوخت^[8] است.

فرخی‌پور و همکاران^[11] به روش عددی تاثیر پارامترهای تزریق آب (مقدار، مکان و راستای پاشش) در داخل محفظه احتراق یک توربین گاز را بر تولید آلایندة NOx بررسی کردند و نشان دادند که به‌طور کلی، مکان و راستای بهینه تزریق آب باید به‌گونه‌ای باشد که ریزقظرات داخل جریان‌های چرخشی ورودی هوا به داخل محفظه احتراق قرار گیرند تا مدت اقامت آنها در ناحیه احتراق به حداکثر برسد. فروهاتا و همکاران^[15] نیز بخار آب را از سه نقطه به داخل یک محفظه احتراق ساده قوطی‌شکل وارد کردند که شامل از اطراف ورودی سوخت، مخلوط با هوای ورودی و از دیواره محفظه احتراق (عمود بر محور آن) است. نتایج نشان داد که بیشترین کاهش تولید اکسید نیتروژن در حالت اول اتفاق می‌افتد. یکی دیگر از پارامترهای تاثیرگذار تزریق آب مایع، اندازه ریزقظرات است. طبق یافته‌های لک و همکاران^[8]، در یک مقدار مشخص برای تزریق آب، هر چقدر اندازه ریزقظرات کوچک‌تر باشد، تولید آلایندة NOx کمتر می‌شود. البته این امر تنها تا جایی که قطر D90 ریزقظرات به ۸۰ میکرومتر برسد صادق است و پس از آن، با کوچک‌تر شدن اندازه ریزقظرات، مقدار NOx تغییری نمی‌کند. این نتایج با یافته‌های کاپلنتی و همکاران^[16] نیز تطابق دارد.

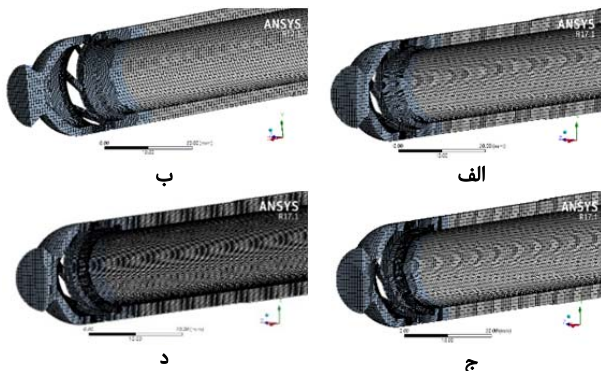
هدف اصلی این مقاله پیدا کردن میزان پاشش آب برای رساندن آلایندة NOx به زیر ۲۵ppmv است. حالت تمام بار و حالت بار جزئی مطالعه شده‌اند. همچنین با توجه به این که تزریق آب با هر دبی خاص، نیازمند فراهم کردن یک فشار خاص توسط پمپ آب در مدار تامین آب بوده، رابطه بین فشار و دبی آب نیز به‌صورت یک نمودار (که حاصل نتایج تحلیل عددی بوده) گزارش شده است. همچنین تاثیر دمای آب تزریق‌شده بر NOx در محفظه احتراق مورد بررسی قرار گرفته است.

۲- هندسه مورد بررسی

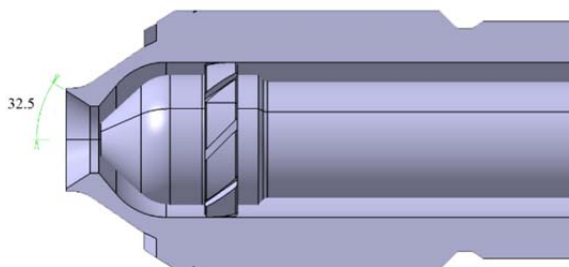
هندسه محاسباتی مربوط به شبیه‌سازی احتراق: برای ساده‌سازی،



شکل ۳) نمای برش خورده از هندسه تزریق کننده توربین گاز MGT-40



شکل ۴) شبکه بندی هندسه مربوط به حل جریان آب در انژکتور با تراکم های ۳۰۸ هزار سلول، ۳۵۹ هزار سلول، ۴۲۹ هزار سلول و ۱/۸۴۱ میلیون سلول؛ الف) ۳۰۸ هزار سلول، ب) ۳۵۹ هزار سلول، ج) ۴۲۹ هزار سلول، د) ۱/۸۴۱ میلیون سلول



شکل ۵) زاویه واگرایی نازل تزریق کننده آب که زاویه پاشش آب به داخل محفظه احتراق را تعیین می کند.

۳- شبیه سازی عددی احتراق

مدل های فیزیکی و شروط مرزی: برای مدل سازی تاثیر تزریق آب روی میزان آلاینده NOx تولیدی، ابتدا فرآیند احتراق بدون تزریق آب مدل شد. سپس برای مدل سازی تزریق آب، با توجه به مجهول بودن فشار ورودی مجرای آب به مدل سازی جریان آب درون این سیستم به شکل دو فاز پرداختیم. با به دست آمدن فشار تزریق آب، مدل تزریق گسسته مخروطی را به احتراق خشک افزوده و تاثیر تزریق آب بر آلاینده NOx را بررسی کردیم.

مدل سازی محفظه احتراق: برای شبیه سازی عددی احتراق از نرم افزار فلونت استفاده شد. از آنجایی که ماده مورد تحلیل، سیال است، معادله پیوستگی به طور خودکار توسط نرم افزار در نظر گرفته می شود. از طرفی با توجه به این که در مسایل احتراق، تولید و انتقال حرارت مطرح است، به حل معادله انرژی نیز نیاز خواهد بود. انتقال حرارت تابشی در حل مساله در نظر گرفته شد و برای ساده سازی معادله تابش از مدل P1 استفاده شد [17]. برای شبیه سازی اغتشاشات جریان از مدل اغتشاش $K-\epsilon$ نوع



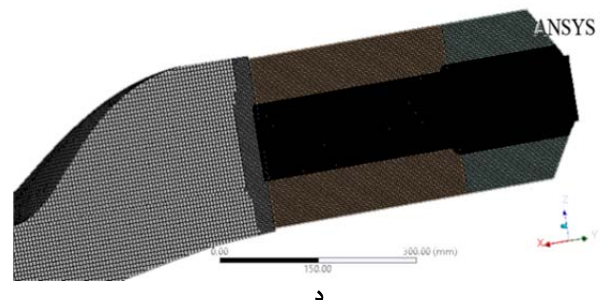
الف



ب



ج



د

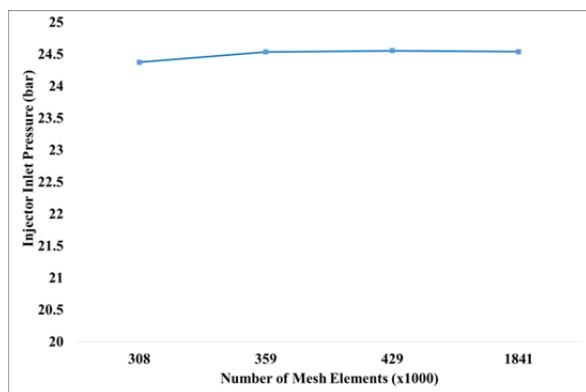
شکل ۲) شبکه بندی قسمت های مختلف هندسه محاسباتی به روش مثلثی و مکعبی؛ الف و ب) به روش مثلثی، ج و د به روش مکعبی

هندسه محاسباتی مربوط به شبیه سازی جریان داخل تزریق کننده آب: برای شبیه سازی تزریق آب با دبی های مختلف، فشار آب در هر دبی مورد نیاز است. تزریق کننده آب توربین گاز MGT-40 از نوع فشاری چرخشی بوده و دارای مجرای چرخشی است که به جریان آب حرکت چرخشی با زاویه ۴۵ درجه می دهند. جریان آب پس از عبور از مجاری چرخشی وارد محفظه چرخشی با زاویه همگرایی تقریبی ۵۰ درجه می شود و توسط آن به سمت نازل خروجی هدایت می شود. لازم به ذکر است که مساحت تقریبی عبور آب در بالادست جریان برابر با ۱۷۳ میلی متر مربع است. نمای برش خورده از هندسه تزریق کننده موتور MGT-40 در شکل ۳ نشان داده شده است.

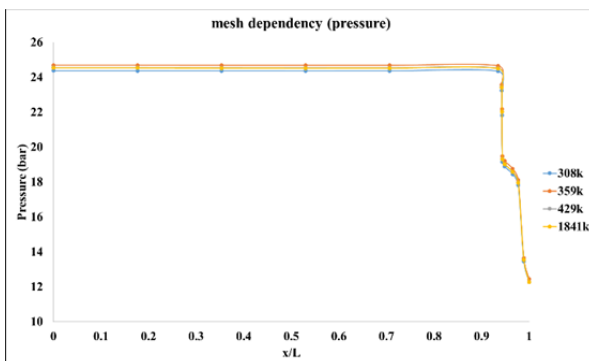
برای بررسی عدم وابستگی نتایج حل به تراکم شبکه بندی، چهار نوع شبکه بندی با تراکم های ۳۰۸ هزار سلول، ۳۵۹ هزار سلول، ۴۲۹ هزار سلول و ۱/۸۴۱ میلیون سلول ایجاد شدند که در شکل ۴ قابل مشاهده هستند.

خصوصیات تزریق (سرعت و قطر ریزقراط)، باید ابتدا رابطه‌ای بین دبی و فشار آب در بالادست تزریق‌کننده به دست آوریم. برای شبیه‌سازی جریان آب داخل انژکتور، از تحلیل دوفازی در نرم‌افزار فلونت استفاده شد. فاز اصلی هوا در نظر گرفته شد و فرض بر این بود که آب از ورودی با دبی مشخص به داخل محفظه جریان پیدا می‌کند. برای تحلیل جریان سیال از مدل احتشاش $K - \epsilon$ نوع Standard Wall Function با Realizable استفاده و کشش سطحی آب نیز در حل معادلات در نظر گرفته شد. گسسته‌سازی فشار از نوع PRESTO! و گسسته‌سازی بقیه معادلات از نوع مرتبه دوم انتخاب شد. در ورودی مجرا از شرط مرزی دبی جرمی و در خروجی شرط مرزی فشار خروجی اعمال شد. فشار در نظر گرفته شده برای شرط مرزی خروجی از شبیه‌سازی احتراق در حالت خشک (یعنی بدون تزریق آب) به دست آمد.

بررسی حساسیت نتایج حل عددی به شبکه‌بندی هندسه: فشار در ورودی تزریق‌کننده آب بر حسب تعداد سلول‌های شبکه‌بندی در نمودار ۱ آورده شده است. نمودار ۲ نیز تغییرات فشار در مقاطع مختلف تزریق‌کننده را برای چهار تراکم مختلف شبکه‌بندی نشان می‌دهد. سرعت در ورودی تزریق‌کننده بر حسب تعداد سلول‌های شبکه‌بندی نیز در نمودار ۳ قابل مشاهده است. همان طور که از این نمودارها پیداست، مقادیر پیش‌بینی شده توسط شبکه‌بندی‌ها با تراکم‌های ۳۵۹ هزار سلول، ۴۲۹ هزار سلول و ۸۴۱/۱ میلیون سلول بسیار به هم نزدیک هستند. اما نتایج شبکه‌بندی با تراکم ۳۰۸ هزار سلول نسبت به این مقادیر انحراف پیدا کرده است. در نتیجه تراکم ۳۵۹ هزار سلول به عنوان سبک‌ترین شبکه‌بندی که منجر به پاسخ صحیح می‌شود، انتخاب شد.



نمودار ۱) فشار در ورودی تزریق‌کننده آب در یک دبی خاص بر حسب تعداد سلول‌های شبکه‌بندی در تحلیل عددی



نمودار ۲) فشار در مقاطع مختلف تزریق‌کننده آب در یک دبی خاص برای ۴ تراکم مختلف ۳۰۸ هزار سلول، ۳۵۹ هزار سلول، ۴۲۹ هزار سلول و ۸۴۱/۱ میلیون سلول شبکه‌بندی

Realizable با Standard Wall Function استفاده شد [18]. در نتیجه، برای تحلیل جریان سیال علاوه بر معادلات مومنتوم، معادلات انرژی جنبشی مغشوش و نرخ پراکندگی اغتشاش نیز حل شدند. برای شبیه‌سازی احتراق از مدل احتراق غیرپیش‌آمیخته (به کمک تابع چگالی احتمال) استفاده شد. این روش تمرکز گونه‌های مختلف را با حل دو معادله میانگین ترکیبات مخلوط و واریانس ترکیبات مخلوط محاسبه می‌کند. برای محاسبه حد غنی اشتعال‌پذیری از رابطه ۲ استفاده شد [19].

$$P_{P,T} = (-2.2981 - 0.3623 \ln P) [-10.1692 - 0.01166(T - 273)]$$

در رابطه ۲، P فشار محفظه احتراق و T دمای محفظه احتراق است. با استفاده از رابطه ۲، مقدار تمرکز حجمی سوخت برای حد غنی اشتعال‌پذیری برابر با ۲۴/۸۷۹۶٪ به دست می‌آید که به معنی مقدار ۱۸۴۲۳٪ برای جزء جرمی سوخت برای حد غنی اشتعال‌پذیری است. از مقدار جزء جرمی سوخت مربوط به حد غنی اشتعال‌پذیری در محاسبه جدول چگالی احتمال استفاده شد. گفتنی است که در محاسبه جدول چگالی احتمال، انتشار ورودی نیز در نظر گرفته شد.

در شبیه‌سازی تولید آلاینده NOx، NOx سریع و NOx حرارتی در نظر گرفته شدند. برای تعیین تمرکز رادیکال اکسیژن از روش تعادل جزیی استفاده شد [17]. همچنین در شبیه‌سازی اثر اغتشاشات جریان بر تولید آلاینده NOx، تابع چگالی احتمال اغتشاشات میدان دما از نوع بتا مورد استفاده قرار گرفت و معادله واریانس دما نیز از نوع انتقال‌یافته فرض شد. در شبیه‌سازی NOx سریع مقدار نسبت هم‌ارزی برابر با ۳۳۵۴/۰ محاسبه شد [17].

با توجه به عدم اطلاع از مقدار دقیق آشفستگی جریان در ورودی سوخت، مقدار ۵٪ برای شدت اغتشاش و ۱۰٪ برای نسبت لزجت مغشوش در نظر گرفته شدند. برای ورودی هوا نیز با توجه به این که هوای خروجی کمپرسور به آن وارد می‌شود، مقدار ۱۰٪ برای شدت اغتشاش و ۱۰٪ برای نسبت لزجت اغتشاش در نظر گرفته شدند [17].

برخی مقادیر مربوط به فاکتورهای آرامش، طبق جدول ۱ انتخاب شدند و بقیه فاکتورهای آرامش به صورت پیش‌فرض در نظر گرفته شدند [17]. گسسته‌سازی معادلات نیز با طرح نیمه‌ضمنی، برای فشار به روش PRESTO! و برای بقیه معادلات به روش مرتبه دوم انتخاب شد [6, 7]. در ورودی هوا و سوخت شرط مرزی دبی جرمی و در خروجی، شرط مرزی بقای جرم اعمال شد. فشار کاری نیز برابر با ۱۲/۳ بار در نظر گرفته شد.

جدول ۱) مقادیر مربوط به فاکتورهای آرامش استفاده شده در شبیه‌سازی احتراق

فاکتور آرامش	مقدار
فشار	۰/۵
چگالی	۰/۸
مومنتوم	۰/۳
انرژی جنبشی مغشوش	۰/۷
نرخ پراکندگی اغتشاش	۰/۷
انرژی و دما	۰/۹

مدل‌سازی مجرای آب: بعد از مدل‌سازی احتراق خشک، برای تزریق آب به شبیه‌سازی از مدل فاز گسسته و یک تزریق به شکل مخروط توخالی استفاده شد. اما برای انجام محاسبات مربوط به

$$r_i = \sqrt{r_o^2 - \frac{\dot{m}_L}{u\pi\rho_l}} \quad (7)$$

در رابطه ۷، r_o شعاع خارجی انژکتور و r_i شعاع داخلی آن بوده و ضخامت فیلم برابر با $t = r_o - r_i$ است.

قطر لیگامنت (d_L) و در نتیجه قطر متوسط ریزقطرات (d_d) با استفاده از روابط ۸ و ۹ قابل محاسبه خواهند بود [23]:

$$d_L = 0.9615 \cos \theta \left(\frac{t^4 \sigma^2 \cos^2 \theta}{u^4 \rho_a \rho_l} \right)^{\frac{1}{6}} \left[1 + 2.6 \mu_l \cos \theta \left(\frac{t^2 \rho_a^4 u^7}{72 \rho_l^2 \sigma^5 \cos^8 \theta} \right)^{\frac{1}{3}} \right]^{0.2} \quad (8)$$

$$d_d = 1.89 d_L \quad (9)$$

در رابطه ۸، σ کشش سطحی آب، ρ_a چگالی هوا و μ_l ویسکوزیته آب هستند. رابطه ۹ نیز، مکانیزم ریلی در فروپاشی فیلم سیال است و طبق فرضیات آن باید شعاع نازل به مراتب بزرگتر از ضخامت فیلم باشد، ویسکوزیته سیال کم ولی کشش سطحی آن زیاد باشد و سرعت نسبی بین سیال و محیطی که سیال در آن تزریق شده است کمتر از سرعت صوت باشد.

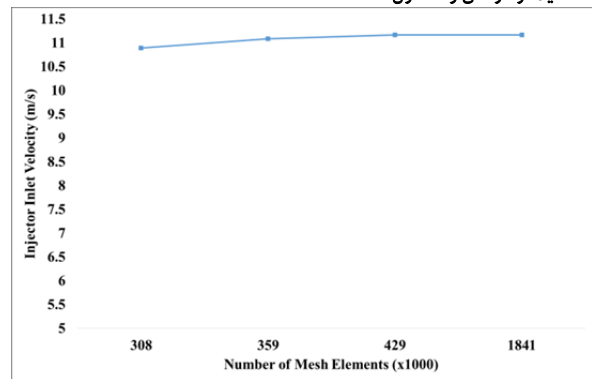
با استفاده از روابط ۳، ۸ و ۹، هنگامی که دبی آب برابر با دبی سوخت باشد، قطر ریزقطرات حدود ۵۵ میکرون و سرعت مطلق ریزقطرات حدود ۴۵ متر بر ثانیه هستند. در بخش ۴ (نتایج شبیه‌سازی عددی) نشان خواهیم داد که تغییر دمای آب در محدوده ۱۰ تا ۸۰°C، تاثیر خیلی کمی بر تولید آلاینده NOx دارد، در نتیجه، خواص آب در روابط ۳ تا ۹ در دمای ۴۰°C استفاده شده‌اند.

۴- نتایج شبیه‌سازی عددی

همان طور که در نمودار ۴ نشان داده شده است، میزان NOx کاهش مقدار سوخت گازی کاهش می‌یابد. لازم به ذکر است که در تمام نقاط نمودار ۴، تشکیل شعله صورت گرفت، بنابراین کمبود NOx در دبی سوخت پایین به علت خاموشی شعله نیست. نقطه در نظر گرفته شده برای بار جزئی نیز نشان داده شده است که در این نقطه دبی سوخت ۷۵٪ دبی سوخت تمام‌بار است.

با افزایش دبی سوخت از حالت بار جزئی به تمام بار در نمودار ۵، دمای خروجی محفظه احتراق افزایش می‌یابد. همچنین با افزایش این دما بارده توربین نیز افزایش می‌یابد. در حالت خشک (بدون تزریق آب) و تمام‌بار، میانگین جرمی دما، آلاینده NOx و آلاینده مونواکسید کربن در خروجی محفظه احتراق به ترتیب ۱۴۰۸/۳ کلوین، ۱۷۰ ppmvd و ۰/۰۶ ppmvd هستند. رابطه بین فشار در بالادست مسیر پاشش آب و دبی پاشش آب نیز در نمودار ۶ قابل مشاهده است.

همان طور که در نمودار ۷ نشان داده شده است، با افزایش پاشش آب میزان NOx کاهش می‌یابد و این روند با داده‌های مربوط به توربین گاز فریم ۷ جنرال الکتریک [10] نیز همخوانی دارد (نمودار ۷- الف). کاهش دبی سوخت و افزایش دبی آب ورودی هر دو مواردی هستند که شعله را به سمت ناپایداری نزدیک‌تر می‌کنند [14، 24]. در نمودار ۷- ب با کاهش دبی سوخت و افزایش دبی آب در نسبت دبی جرمی آب به سوخت ۱۲۰٪ افزایش شدید CO نسبت به سایر دبی‌ها مشاهده شد که این افزایش بیانگر نزدیک‌تر شدن به شرایط شعله ناپایدار است، اما دمای شعله در این دبی آب نسبت



نمودار ۳) سرعت در ورودی تزریق‌کننده آب در یک دبی خاص بر حسب تعداد سلول‌های شبکه‌بندی در تحلیل عددی

مدل‌سازی تزریق آب به محفظه احتراق: با داشتن رابطه بین فشار و دبی آب در بالادست تزریق‌کننده آب، خصوصیات تزریق قابل محاسبه خواهند بود. برای شبیه‌سازی تزریق آب از مدل فاز گسسته استفاده شد. به این منظور، یک تزریق مخروطی در نظر گرفتیم که نیم‌زاویه مخروط با توجه به هندسه برابر با ۳۲/۵ درجه فرض شد (شکل ۵).

برای محاسبه قطر متوسط ریزقطرات، ابتدا باید ضخامت فیلم در نازل (منظور از نازل، خروجی تزریق‌کننده است) معلوم باشد. برای محاسبه ضخامت فیلم در نازل از رابطه ۳ استفاده شده است [20]:

$$t = \frac{0.00805 \sqrt{\rho_l} FN}{d_0 \cos \theta} \quad (3)$$

در رابطه ۳، t ضخامت فیلم در نازل، ρ_l چگالی آب، FN عدد مشخصه جریان، d_0 قطر نازل و θ زاویه پاشش آب هستند. عدد مشخصه جریان نیز از رابطه ۴ محاسبه می‌شود [20]:

$$FN = \frac{\dot{m}_L}{\sqrt{\Delta P \rho_l}} \quad (4)$$

در رابطه ۴، \dot{m}_L دبی جرمی آب و ΔP اختلاف فشار ورودی و خروجی مجرای آب هستند.

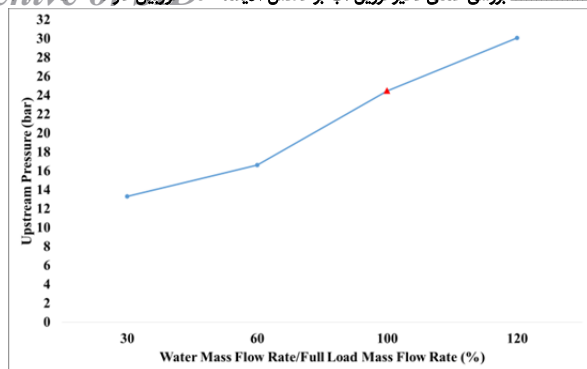
البته محاسبه ضخامت فیلم در نازل با استفاده از نظریه جریان غیرلزج نیز ممکن است (البته استفاده از این روش ضخامت فیلم در نازل را کمتر و با خطای ۹/۴۳٪ پیش‌بینی می‌کند). برای این منظور، ابتدا با نوشتن معادله برنولی بین یک نقطه از بالادست جریان و یک نقطه در نازل، سرعت مطلق در نازل را با استفاده از رابطه ۵ محاسبه می‌کنیم:

$$V_d = \sqrt{\frac{2(P_u - P_d)}{\rho_l} + V_u^2} \quad (5)$$

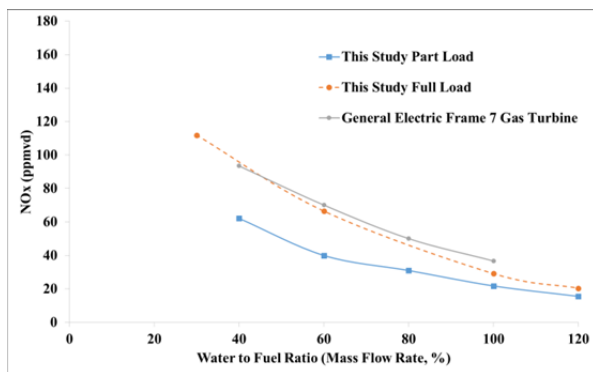
در رابطه ۵، V_d سرعت پایین‌دست، P_u فشار بالادست، P_d فشار پایین‌دست و V_u سرعت بالادست است. سرعت در بالادست جریان با توجه به معلوم‌بودن دبی و سطح مقطع به دست می‌آید. سپس با فرض این که تمام مولفه مماسی سرعت بعد از خروج از نازل به مولفه شعاعی تبدیل می‌شود [21، 22]، سرعت محوری با استفاده از زاویه پاشش به کمک رابطه ۶ قابل محاسبه خواهد بود:

$$u = V_d \cos \theta \quad (6)$$

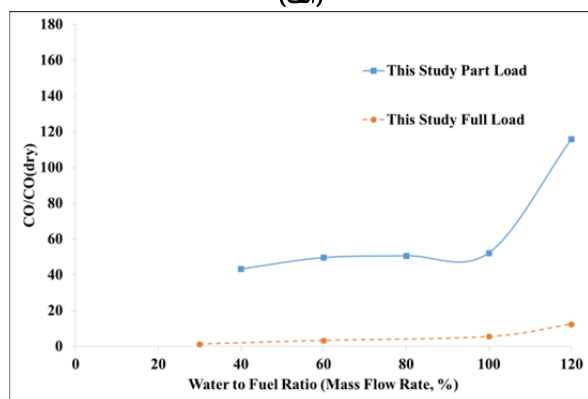
که u سرعت محوری است. در نهایت با داشتن سرعت محوری، دبی و شعاع خارجی نازل، ضخامت فیلم در نازل با استفاده از رابطه ۷ قابل محاسبه خواهد بود.



نمودار ۶) نمودار تغییرات فشار بالادست جریان با دبی آب در حال تزریق (حالتی که دبی پاشش آب برابر دبی سوخت بوده، با قرمز (مثلت) نشان داده شده است)

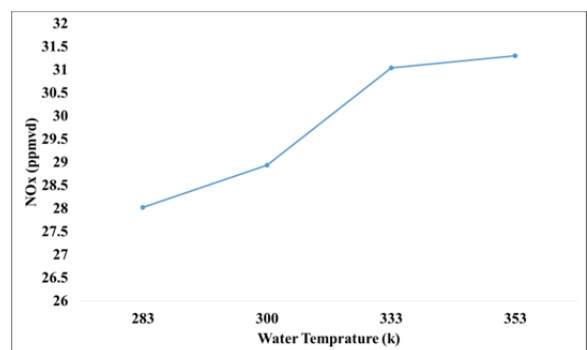


(الف)



(ب)

نمودار ۷) اثر پاشش آب بر NOx در حالت تمام بار، بار جزئی و داده‌های فریم ۷ شرکت جنرال الکتریک و اثر پاشش آب بر مونواکسید کربن در حالت تمام بار و بار جزئی؛ الف) اثر پاشش آب بر NOx در حالت تمام بار، بار جزئی و داده‌های فریم ۷ شرکت جنرال الکتریک، ب) اثر پاشش آب بر مونواکسید کربن در حالت تمام بار و بار جزئی



نمودار ۸) تغییرات آلاینده NOx در خروجی محفظه احتراق نسبت به دمای آب تزریق شده در حالت تمام بار و نسبت آب به دبی ۱ به ۱

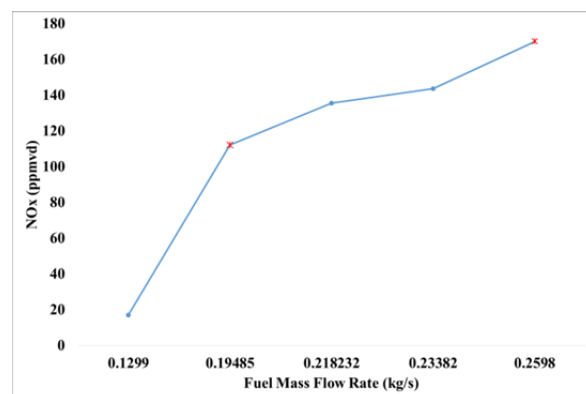
به سایر دبی‌ها تغییر شدیدی نکرده بود که بیانگر پایداری شعله است. بنابراین شعله به سمت ناپایداری حرکت کرده، اما همچنان در این دبی سوخت و آب در شرایط پایدار است. در واقع، در هر دو حالت تمام بار و بار جزئی با افزایش پاشش آب، NOx کاهش و مونواکسید کربن افزایش می‌یابد. در حالتی که نسبت دبی آب بیشتر از دبی سوخت شود، افزایش مونواکسید کربن شدت می‌گیرد.

با تغییر دمای آب پاشیده شده، میزان NOx تغییر اندکی می‌کند و می‌توان در نظر گرفت که دمای آب تاثیری بر تغییرات NOx ندارد (نمودار ۸).

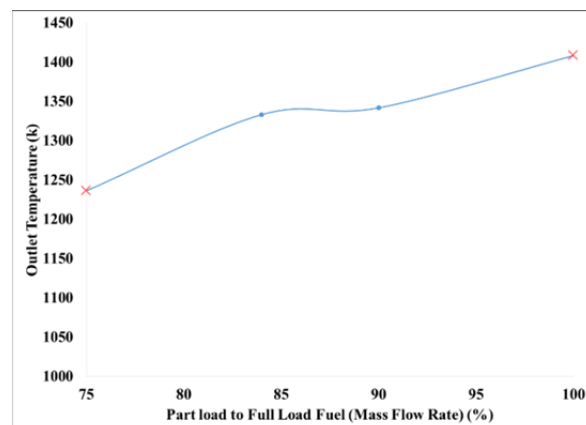
همان طور که در نمودار ۹ نشان داده شده است، با افزایش دبی آب تزریقی به محفظه احتراق در دو حالت تمام بار و بار جزئی، دمای خروجی محفظه احتراق کاهش می‌یابد. این کاهش دما منجر به کاهش بازده توربین می‌شود که یکی از نکات منفی استفاده از تزریق آب در محفظه احتراق توربین است.

با توجه به نمودار ۱۰ در دو حالت تمام بار و بار جزئی با افزایش دبی آب تزریقی به محفظه احتراق، دمای بیشینه محفظه کاهش می‌یابد که باعث کاهش تولید NOx حرارتی می‌شود که بخش عمده NOx تولیدی است.

با افزایش تزریق آب به محفظه احتراق، بازده احتراق کاهش می‌یابد. همان طور که در نمودار ۱۱ مشهود بوده، این کاهش برای نسبت دبی آب به سوخت ۱۲۰٪ شدیدتر از سایر نسبت‌ها است.



نمودار ۹) نمودار تغییرات آلاینده NOx در خروجی محفظه احتراق بر حسب دبی سوخت گازی (نقاط مربوط به حالت تمام بار و حالت بار جزئی با قرمز (x) نشان داده شده است)



نمودار ۱۰) تغییرات دمای خروجی محفظه احتراق با دبی جرمی سوخت در حالت تمام بار (نقاط مربوط به حالت تمام بار و حالت بار جزئی با قرمز (x) نشان داده شده است)

همان طور که قبلاً گفته شد، تزریق آب باعث بالارفتن هزینه و صدمه به محفظه احتراق می‌شود. بنابراین یک مقدار بهینه برای مقدار آب تزریق شده کمترین مقداری است که NOx را به حد نسبتاً قابل قبول برساند. این مقدار بهینه تزریق آب برای حالت تمام‌بار برابر با ۱۰۰٪ دبی سوخت است و با تزریق آب برابر با ۱۰۰٪ دبی سوخت آلاینده NOx به حد مطلوب (۲۵ppmv) رسیده است (Federal Register 71 FR 38482 dated July 6, 2006 Standards 40 CFR Part 60). برای حالت بار جزئی (دبی سوخت ۷۵٪ دبی سوخت تمام‌بار)، مقدار بهینه تزریق آب به سوخت ۱۰۰٪ است. لازم به ذکر است که تزریق آب بیشتر، با توجه به هزینه‌هایی که تزریق آب تصفیه شده به همراه دارد و همچنین آسیب‌های جانبی که آب تزریق شده در طولانی‌مدت به قطعات موتور وارد می‌کند، لزومی ندارد.

با توجه به موارد مذکور، مقدار آب بهینه برای تزریق در حالت تمام‌بار برابر با مقدار سوخت است. فشار مورد نیاز برای تزریق آب با دبی مذکور نیز با توجه به نمودار ۶ برابر با ۲۴/۴۵ بار است. با توجه به نمودار ۸، دمای آب پاشیده شده تأثیر بسیار کمی بر تغییر مقدار آلاینده NOx تولید شده دارد. در نتیجه، نیاز به استفاده از سیستم‌های کنترل دمای آب وجود ندارد و می‌توان آب را با همان دمای محیط برای تزریق پمپ کرد. عدم نیاز به وجود سیستم‌های کنترل دمای آب، هزینه و پیچیدگی اسکید تزریق آب را، چه در مرحله طراحی و چه در مرحله ساخت آن کاهش می‌دهد.

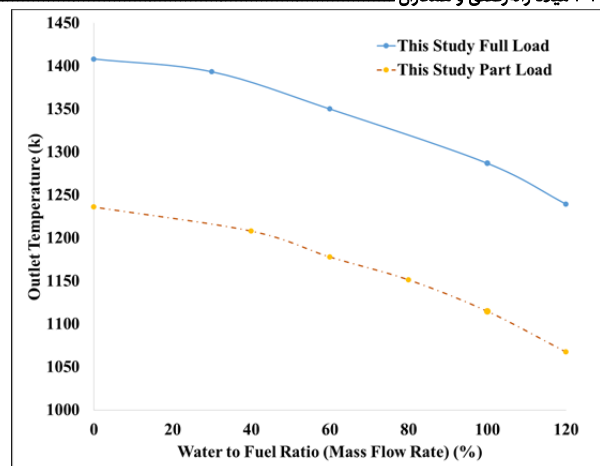
دبی سوخت برای حالت بار جزئی برابر با ۷۵٪ دبی سوخت تمام‌بار انتخاب شد. همان طور که گفته شد، مقدار بهینه آب برای تزریق در حالت بار جزئی نیز برابر با ۸۰٪ مقدار سوخت است. فشار مورد نیاز برای تزریق آب با دبی مذکور نیز با توجه به نمودار نمودار ۶ حدود ۱۸/۶ بار است.

۵- نتیجه گیری

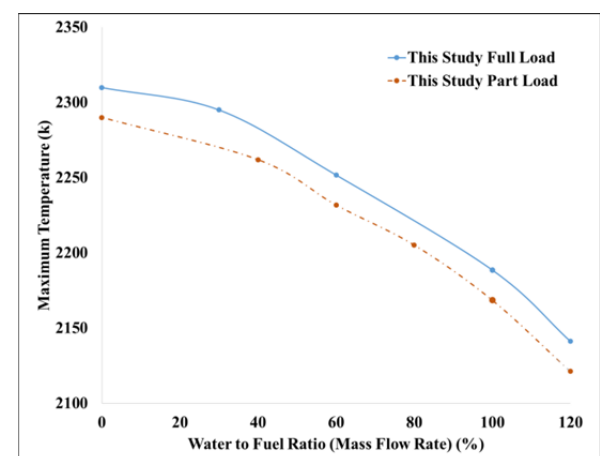
با توجه به این که عامل اصلی تولید NOx، دمای موضعی زیاد است، تزریق آب به داخل محفظه احتراق یکی از روش‌های فراگیر برای کاهش آلاینده NOx محسوب می‌شود. تزریق آب به داخل محفظه احتراق، علاوه بر کاهش آلاینده NOx، منجر به افزایش آلاینده مونواکسید کربن و صدمه به محفظه احتراق می‌شود. در نتیجه مقدار بهینه دبی آب تزریق شده به داخل محفظه احتراق، مقداری است که NOx را به حد مطلوب برساند. برای پی‌بردن به مقدار بهینه دبی آب، احتراق داخل محفظه را ابتدا بدون تزریق آب و سپس با تزریق آب به روش عددی مورد بررسی قرار دادیم. تزریق آب با دبی و دماهای مختلف انجام شد تا مقدار بهینه دبی و دمای آب به دست آید. نتایج بررسی‌های انجام شده نشان داد که در حالت تمام‌بار دبی بهینه برای تزریق آب برابر با ۱۰۰٪ مقدار سوخت تزریق شده است. فشار لازم برای سیستم تزریق آب حدود ۲۴/۴۵ بار به دست آمد. همچنین نتایج نشان می‌دهند که تغییر دمای آب در محدوده ۱۰ تا ۸۰°C، تأثیر قابل توجهی بر تولید آلاینده NOx ندارد و در نتیجه می‌توان آب را با همان دمای محیط برای تزریق ارسال کرد.

تشکر و قدردانی: نویسندگان از مشارکت و حمایت شرکت مهندسی و ساخت توربین مینا (توگا) کمال قدردانی می‌نمایند.

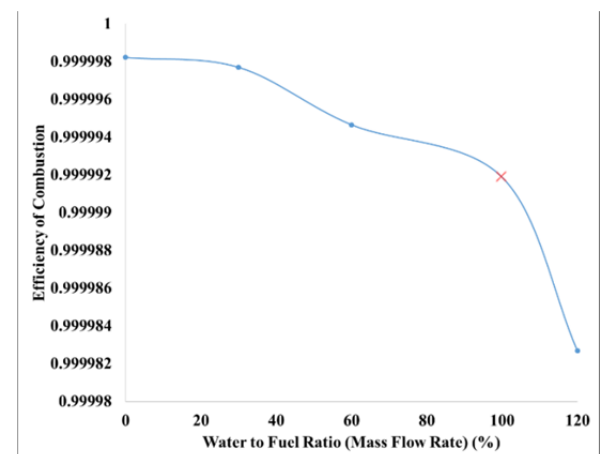
تأییدیه اخلاقی: این مقاله تاکنون در نشریه دیگری (به‌طور کامل یا بخشی از آن) به چاپ نرسیده است. همچنین برای بررسی یا چاپ به نشریه دیگری ارسال نشده است.



نمودار ۹) اثر پاشش آب بر دمای خروجی محفظه احتراق در حالت تمام‌بار و بار جزئی



نمودار ۱۰) اثر پاشش آب بر دمای بیشینه محفظه احتراق در حالت تمام‌بار و بار جزئی



نمودار ۱۱) اثر پاشش آب بر بازده احتراق در محفظه احتراق در حالت تمام‌بار

تحلیل نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی: پاشش آب به داخل محفظه احتراق باعث خنک شدن موضعی و در نتیجه کاهش تولید آلاینده NOx می‌شود. ولی افزایش تزریق بیش از حد ۱۰۰٪ دبی سوخت نه تنها باعث کاهش زیاد NOx نمی‌شود، بلکه باعث افزایش شدید مونواکسید کربن می‌شود. البته توربین‌های گاز موتورهای بسیار رقیق‌سوز هستند و تولید آلاینده مونواکسید کربن در این موتورها حتی پس از تزریق آب فراوان نیز بحرانی نیست. اما

VV. Design, development and testing of a gas turbine steam injection and water recovery system. ASME Proceedings. 2001;3:V003T02A005.

13- Touchton GL. Influence of gas turbine combustor design and operating parameters on effectiveness of NO_x suppression by injected steam or water. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 1985;107(3):706-713.

14- Göke S, Göckeler K, Krüger O, Paschereit CO. Computational and experimental study of premixed combustion at ultra wet conditions. ASME Proceedings | Combustion, Fuels and Emissions. 2010;2:1125-1135.

15- Furuhashi T, Kawata T, Mizukoshi N, Arai M. Effect of steam addition pathways on NO reduction characteristics in a can-type spray combustor. Fuel. 2010;89(10):3119-3126.

16- Cappelletti A, Insinna M, Martelli F. Numerical simulation of wet combustion to control NO_x emissions of a heavy-duty gas turbine combustor. 22nd International Symposium on Air Breathing Engines, ISABE 2015, Phoenix, USA. Bedfordshire: International Symposium on Air Breathing Engines; 2015.

17- Fluent Inc. FLUENT 6.3 getting started guide, documentation [Internet]. Ontario: Sharcnet; 2007 [cited 2017 July 6]. Available from: <https://www.sharcnet.ca/Software/Fluent6/pdf/gst/flgs.pdf>.

18- Cho CH, Baek MG, Sohn HC, Cho JH, Kim SH. A numerical approach to reduction of NO_x emission from swirl premix burner in a gas turbine combustor. Applied Thermal Engineering. 2013;59(1-2):454-463.

19- Cui G, Li Z, Yang C. Experimental study of flammability limits of methane/air mixtures at low temperatures and elevated pressures. Fuel. 2016;181:1074-1080.

20- Lefebvre AH, Suyari M. Film thickness measurements in a simplex swirl atomizer. 1986;2(6):528-533.

21- Fluent Inc. FLUENT 6.3 User's Guide - 22.8.2 The Pressure-Swirl Atomizer Model [Internet]. Ontario: Sharcnet; 2007 [cited 2017 September 13]. Available from: <https://www.sharcnet.ca/Software/Fluent6/html/ug/node825.htm>

22- Bafekr SH, Shams M, Ebrahimi R, Shadaram A. numerical simulation of pressure-swirl spray dispersion by using eulerian-lagrangian method. Journal of Dispersion Science and Technology. 2010;32(1):47-55.

23- Couto HS, Carvalho JA, Bastos-Netto D. Theoretical formulation for sauter mean diameter of pressure-swirl atomizers. Journal of Propulsion and Power. 1997;13(5):691-696.

24- Ganji HB, Ebrahimi R. Numerical estimation of blowout, flashback, and flame position in MIT micro gas-turbine chamber. Chemical Engineering Science. 2013;104:857-867.

تعارض منافع: موردی از سوی نویسندگان گزارش نشد.

سهم نویسندگان: میلاد ژاله‌رفعتی (نویسنده اول)، نگارنده مقدمه/اروش‌شناس/پژوهشگر اصلی/نگارنده بحث (۳۰٪)؛ آیدین جوادی (نویسنده دوم)، نگارنده مقدمه/اروش‌شناس/پژوهشگر اصلی/نگارنده بحث (۳۰٪)؛ مریم طاهری‌نژاد (نویسنده سوم)، اروش‌شناس (۱۰٪)؛ سیدفرشید چینی (نویسنده چهارم)، اروش‌شناس/پژوهشگر اصلی (۳۰٪)

منابع مالی: این تحقیق با مشارکت و حمایت مالی شرکت مهندسی و ساخت توربین مینا (توگا) به انجام رسیده است.

منابع

- 1- Lefebvre AH, Ballal DR. Gas turbine combustion: Alternative fuels and emissions. Boca Raton: CRC Press; 2010.
- 2- Schorr MM, Chalfin J. Gas turbine NO_x emissions approaching zero – is it worth the price?. General Electric Power Systems. 1999;GER 4172.
- 3- Skalska K, Miller JS, Ledakowicz S. Trends in NO_x abatement: A review. Science of The Total Environment. 2010;408(19):3976-3989.
- 4- Claeys JP, Elward KM, Mick WJ, Symonds RA. Combustion system performance and field test results of the MS7001F gas turbine. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 1993;115(3):537-546.
- 5- White DJ, Batakis A, LeCren RT, Yacobucci HG. Low NO_x combustion systems for burning heavy residual fuels and high-fuel-bound nitrogen fuels. Journal of Engineering for Power. 1982;104(2):377-385.
- 6- Guo H, Neill SW, Smallwood GJ. A numerical study on the effect of water addition on NO formation in counterflow CH₄/air premixed flames. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 2008;130(5):054502
- 7- Bhargava A, Colket M, Sowa W, Casleton K, Maloney D. An experimental and modeling study of humid air premixed flames. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 2000;122(3):405-411.
- 8- Lellek S, Barfuß C, Sattelmayer T. Experimental study of the interaction of water spray with swirling remixed natural gas flames. ASME Proceedings. 2016;4A:V04AT04A008.
- 9- Göke S, Schimek S, Terhaar S, Reichel T, Göckeler K, Krüger O, et al. Influence of pressure and steam dilution on NO_x and CO emissions in a premixed natural gas flame. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 2014;136(9):091508.
- 10- Pavri R, Moore GD. Gas turbine emissions and control. Atlanta: GE Energy Services; 2001.
- 11- Farokhipour A, Hamidpour E, Amani E. A numerical study of NO_x reduction by water spray injection in gas turbine combustion chambers. Fuel. 2018;212:173-186.
- 12- Lupandin VV, Romanov VI, Krivutsa VA, Lupandin