



3D Simulation of the Annular Combustion Chamber of a Micro-Turbine with Hydrogen-Methane Mixture and Partially Premixed Combustion Model

ARTICLE INFO

Article Type

Original Research

Authors

Sohrabi A.¹,
Mirsajedi S. M.^{1*}

How to cite this article

Sohrabi A, Mirsajedi S. M, 3D Simulation of the Annular Combustion Chamber of a Micro-Turbine with Hydrogen-Methane Mixture and Partially Premixed Combustion Model. Modares Mechanical Engineering; 2024;24(12):727-738.

¹ Aerospace Engineering, Faculty of Modern Technologies and Aerospace Engineering, Shahid Beheshti University, Tehran, Iran.

*Correspondence

Address: Aerospace Engineering, Faculty of Modern Technologies and Aerospace Engineering, Shahid Beheshti University, Tehran, Iran.

m_mirsajedi@sbu.ac.ir

Article History

Received: September 14, 2024

Accepted: January 21, 2025

ePublished: February 21, 2025

ABSTRACT

This study investigates the combustion of hydrogen-methane mixtures in the annular combustion chamber of a C30 microturbine. The primary objective is to evaluate the impact of premixed methane-hydrogen combustion on pollutant emissions and outlet temperature in an annular combustion chamber. Simulations were performed using a partially premixed combustion model and the k- ϵ turbulence model, employing the Probability Density Function (PDF) approach for chemical reaction modeling. To ensure a detailed analysis of pollutant emissions, comparisons were conducted at a constant turbine inlet temperature. The results indicate that adding hydrogen to methane increases NO_x emissions due to the higher flame temperature compared to pure methane, even at constant turbine inlet temperatures. However, this blend can reduce fuel consumption by up to 35%. Additionally, a fuel mixture of 60% methane and 40% hydrogen results in a 61% reduction in CO₂ emissions. The study further revealed that, owing to the premixed nature of the fuel-air mixture, the annular geometry, and the swirling flow pattern within the combustion chamber, a fuel blend containing 30% hydrogen can lower NO_x emissions to 16.1 ppm—significantly less than the 46 ppm reported in previous studies. Moreover, increasing the hydrogen fraction in the fuel reduced CO emissions by 16%. These findings demonstrate that annular combustion chambers with premixed flows and hydrogen-methane fuel blends have considerable potential for reducing pollutant emissions and optimizing fuel consumption.

Keywords Microturbine, Combustion Chamber, Hydrogen, Premixed Combustion

CITATION LINKS

1- Evaluation of a low emission ... 2- Analysis of NO_x Formation ... 3- A micro gas turbine fueled ... 4- Influence of air distribution on ... 5- Study on the fuel flexibility of ... 6- A computational study on the ... 7- Performance evaluation and emissions ... 8- Numerical study of blended fuel ... 9- Innovative combustion analysis of ... 10- Investigation of the characteristics of ... 11- An overview on dry low ... 12- Combustion Characterization in a Diffusive ... 13- Numerical analysis of the effect of the ... 14- Water and steam injection in micro ... 15- Gas turbine combustion: alternative ... 16- Optimization of Micro Gas Turbine Combustion ... 17- Decarbonisation of heavy-duty diesel engines ... 18- Fundamental study on hydrogen ... 19- Development of Hydrogen Fuelled Low ... 20- Physical and chemical features of ... 21- A comprehensive overview of hydrogen-fueled ... 22- Most effective combustion technologies ... 23- Modelling of a Hybrid Solar Micro-Gas ... 24- Thermal cycle and combustion analysis ... 25- Development of Ultra-Low Emission Diesel ... 26- Emissions optimization of a biodiesel fired ... 27- Numerical heat transfer and fluid flow. 28- Numerical study of dynamic response of ... 29- CFD simulation of a microturbine annular ... 30- ANSYS FLUENT 21.1. Theory Guide. 31- Theoretical and Numerical Combustion. 32- Simulation of combustion flow of methane ... 33- Flame stability of CO/H₂ syngas in the ... 34- A numerical prediction of stabilized ... 35- Characteristics of nitric oxide formation rates ... 36- Overall reaction rates of NO and N₂ formation ... 37- Investigating the effect of local addition of ... 38- Quality assurance guidance document-model ...

شبیه‌سازی سه‌بعدی محفظه احتراق حلقوی یک میکروتوربین با مخلوط هیدروژن-متان و مدل احتراقی نیمه پیش مخلوط

عارف سهرابی^۱، سید مهدی میرساجدی^{۱*}

^۱ مهندسی هوافضا، دانشکده فناوری‌های نوین و مهندسی هوافضا، دانشگاه شهید بهشتی، تهران، ایران

چکیده

این مطالعه به بررسی احتراق مخلوط هیدروژن و متان در محفظه احتراق حلقوی میکروتوربین C30 پرداخته است. هدف اصلی تحقیق ارزیابی تأثیر احتراق پیش مخلوط متان و هیدروژن بر میزان آلاینده‌گی و دمای خروجی در یک محفظه احتراق حلقوی است. شبیه‌سازی‌های انجام شده با استفاده از مدل احتراقی نیمه پیش‌آمیخته و مدل توربولانسی k-ε انجام شده و از تابع چگالی احتمال PDF برای شبیه‌سازی واکنش‌های شیمیایی استفاده می‌شود. برای تحلیل دقیق نتایج در رابطه با میزان آلاینده‌گی تولیدی، تحلیل و مقایسه در دمای ورودی توربین ثابت انجام شد. نتایج نشان می‌دهند که با افزودن هیدروژن به متان حتی در دمای ورودی توربین ثابت به علت افزایش دمای شعله در مقایسه با متان خالص، میزان آلاینده NOx افزایش پیدا می‌کند، اما می‌تواند به کاهش مصرف سوخت تا ۳۵ درصد کمک کند. همچنین مشخص شد که استفاده از مخلوط ۶۰ درصد متان و ۴۰ درصد هیدروژن موجب کاهش ۶۱ درصدی در تولید CO2 می‌شود. این مطالعه نشان داد می‌توان به علت پیش مخلوط بودن سوخت و هوا، هندسه حلقوی و الگوی چرخشی جریان در سراسر محفظه احتراق، در ترکیب سوخت شامل ۳۰ درصد هیدروژن، تولید NOx را به 1/16 ppm رساند، که به طور قابل توجهی کمتر از مقدار 46 ppm گزارش شده در مطالعات پیشین است. همچنین میزان آلاینده CO با افزایش سهم هیدروژن در سوخت ۱۶ درصد کاهش پیدا می‌کند. این نتایج نشان می‌دهد که محفظه احتراق‌های حلقوی با جریان پیش‌مخلوط و استفاده از ترکیب سوخت هیدروژن و متان، پتانسیل بالایی برای کاهش آلاینده‌ها و بهینه‌سازی مصرف سوخت دارند.

کلیدواژه‌ها: میکروتوربین، محفظه احتراق، هیدروژن، احتراق پیش آمیخته

تاریخ دریافت: ۱۴۰۳/۰۶/۲۴

تاریخ پذیرش: ۱۴۰۳/۱۱/۰۲

*نویسنده مسئول: m_mirsajedi@sbu.ac.ir

۱- مقدمه

میکروتوربین‌ها کوچک، سبک وزن و دارای قطعات متحرک کمتری در مقایسه با ژنراتورهای سنتی هستند. این سیستم‌ها می‌توانند با سوخت‌های مختلفی از جمله گاز طبیعی، پروپان، گازوئیل و بیوگاز کار کنند. به طور خلاصه، میکروتوربین‌ها یک راه حل همه کاره و کارآمد برای تولید برق غیرمتمرکز با کاربردهای مختلف از جمله تولید توان اضطراری تا تولید انرژی پایدار را ارائه می‌دهند. از طرفی میکروتوربین‌ها هنگام استفاده در پهنادهای مزایای متعددی دارند که آنها را به گزینه‌ای جذاب برای سیستم‌های پیشران تبدیل می‌کند.

امروزه استفاده از سوخت هیدروژن در سیستم‌های تولید توان روندی افزایشی دارد. هیدروژن یک سوخت تمیز است که تنها بخار آب را به عنوان محصول جانبی تولید می‌کند. با این حال در رابطه با میزان NOx تولیدی در سیستم‌هایی که از هیدروژن استفاده می‌کنند، مطالعات زیادی نیاز است. میکروتوربین‌ها معمولاً از CH₄ به عنوان سوخت استفاده می‌کنند، در نتیجه برای جایگزینی CH₄ با هیدروژن نیاز به اصلاحاتی در محفظه احتراق است. از طرفی می‌توان از مخلوط متان و هیدروژن، بدون ایجاد تغییرات اساسی در محفظه احتراق‌هایی که با متان کار می‌کنند، استفاده کرد. میزان پیش اختلاطی سوخت و هوا در میکروتوربین‌هایی که از هیدروژن استفاده می‌کنند بر میزان NOx تولیدی به شدت اثر گذار است [1].

فرکلنس و همکاران عملکرد یک میکروتوربین گازی تغذیه شده با سوخت هیدروژن را بررسی کردند. آنها چند مدل انژکتور با پیش اختلاطی تقریباً کامل ساختند. انژکتورها با طول‌های اختلاط متفاوت با جریان‌های شعاعی ساخته شدند. در این مطالعه مشخص شد زمانی که میکروتوربین با هیدروژن کار می‌کند، حدود ۱۵ برابر بیشتر از زمانی که با گاز طبیعی کار می‌کند، NOx تولید می‌کند [2]. ریئل و همکاران در سال ۲۰۱۲ میزان آلاینده‌های تولیدی یک میکروتوربین ۱۰۰ کیلوواتی را بررسی کردند. آنها از مخلوط هیدروژن و متان حاوی ۱۰ درصد هیدروژن و مدل احتراقی نرخ محدود - اتلاف گردابی استفاده کردند. همچنین برای شبیه‌سازی اثرات توربولانسی از مدل k-ε استفاده شد. نتایج نشان داد که اختلاط هیدروژن و متان تأثیری بر میزان CO و NOx تولیدی نمی‌گذارد [3]. جین لو و همکاران تأثیر توزیع هوا بر ویژگی‌های احتراق یک توربین گاز میکرو با سوخت هیدروژن و متان را شبیه‌سازی کردند. برای کاهش پیچیدگی حل، واکنش دو مرحله‌ای احتراق متان و واکنش یک مرحله‌ای احتراق هیدروژن در فرآیند محاسبه عددی در نظر گرفته شد. هنگامی که مقدار هوای پیش مخلوط ۳۰ درصد بود، توزیع دمای خروجی محفظه احتراق یکنواخت و دمای میانگین خروجی ۱۱۷۲ کلوین بود. مشخص شد که در مقدار هوای پیش مخلوط تا ۴۰ درصد، میزان NOx تا ۲۴ ppm افزایش پیدا می‌کند [4]. دی ناردو و همکاران، عملکرد احتراقی یک میکروتوربین تغذیه شده با CH₄، H₂ و CO₂ را شبیه‌سازی کردند. با استفاده از شبیه‌سازی CFD در هندسه سه‌بعدی، عملکرد محفظه در بار کامل و نیمه‌بار از نظر کارایی احتراق تحلیل شد. استفاده از شبیه‌سازی CFD روی هندسه سه‌بعدی کامل محفظه، دقت بیشتری به تحلیل‌ها افزود. نتایج نشان داد که محتوای CO₂ در مخلوط نباید از ۵۰ درصد حجمی تجاوز کند، زیرا عملکرد به شدت کاهش می‌یابد [5]. شین و همکاران، یک مطالعه عددی در مورد احتراق سوخت‌های ترکیبی هیدروژن و متان برای میکروتوربین‌ها را انجام دادند. شبیه‌سازی‌ها با مدل جریان آشفته k-ε تراکم‌پذیر سه‌بعدی و

تا ۸۰۰ کلوبین افزایش می‌یابد [12]. یواهیون و همکاران، تجزیه و تحلیل عددی اثر ترکیب هیدروژن بر روی یک محفظه احتراق توربین گازی را انجام دادند. این مطالعه با استفاده از شبه‌سازی‌های گردابه‌های بزرگ (LES) به بررسی تأثیر ترکیب‌های مختلف سوخت (CH_4/H_2) بر ساختار شعله و نوسانات فشاری در یک محفظه احتراق توربین گاز پرداخته و نتایج عددی را با داده‌های آزمایشگاهی مقایسه کرده است. نتایج نشان داد هنگامی که سهم هیدروژن افزایش می‌یابد، شعله کوتاه‌تر و ضخیم‌تر می‌شود و تأثیر آن بر ناحیه گردش بیرونی به حداقل می‌رسد [13]. ریئل و سانینو، احتراق مرطوب مخلوط هیدروژن و متان را در یک محفظه احتراق استوانه‌ای بررسی کردند. این تحقیق با تحلیل ترمودینامیکی و شبه‌سازی CFD به بررسی عملکرد یک میکروتوربین گازی، با سوخت متان ترکیب شده با هیدروژن (تا ۳۰٪ حجمی) و چرخه مرطوب شده پرداخته و اثرات تزریق بخار بر رفع پدیده بازگشت شعله (Flashback) را ارزیابی کرده است. آنها تا ۱۲۵ درصد دبی جرمی سوخت، بخار تزریق کردند. نتایج نشان داد تزریق بخار آب باعث تولید ۱۸ ppm آلایند CO می‌شود [14].

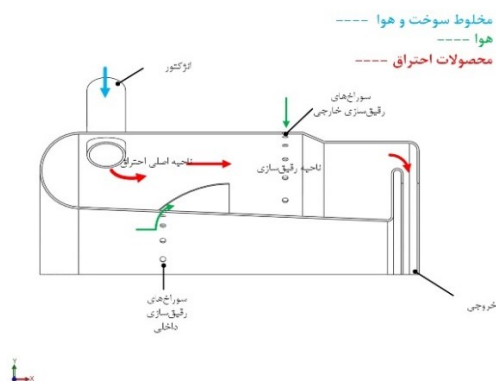
در میکروتوربین‌ها معمولاً از محفظه احتراق‌های استوانه‌ای به علت کم هزینه بودن آنها استفاده می‌شود، اما این نوع محفظه دارای آلایندگی بیشتری نسبت به نوع حلقوی است. محفظه احتراق‌های حلقوی احتراق یکنواخت‌تر، اندازه کوچک و در نتیجه وزن کمتری دارند. علاوه بر این، معمولاً دمای خروجی بسیار یکنواختی دارند [15]. در طراحی محفظه‌های احتراق، چالش‌های متعددی از جمله دستیابی به کاهش آلاینده‌ها و بهبود پایداری شعله مورد توجه قرار می‌گیرد. به عنوان نمونه، [16] مطالعه‌ای جامع روی محفظه احتراق یک میکروتوربین انجام داده است. با استفاده از روش‌های عددی و تجربی، طراحی و بهینه‌سازی چرخاننده محفظه به منظور کاهش آلاینده‌های CO و NOx و همچنین بهبود یکنواختی دما صورت گرفت. در این پژوهش، چرخاننده‌ای با زاویه ۶۰ درجه، ۱۲ پره و ضخامت ۰/۷۵ میلی‌متر به‌عنوان گزینه بهینه معرفی شد که ضمن کاهش آلاینده‌ها، یکنواختی دمای داخلی را افزایش داد. با این حال مشکلات زیست محیطی و آلایندگی همچنان رو به افزایش است، در نتیجه کاهش استفاده از سوخت‌های فسیلی و داشتن احتراقی سبز با آلایندگی کمتر بسیار مهم است.

یکی از چالش‌های اصلی در استفاده از میکروتوربین‌ها، میزان آلاینده‌های تولیدی به‌ویژه NOx است که به طور مستقیم بر کیفیت هوا و محیط زیست تأثیر می‌گذارد. مطالعات نشان داده‌اند که استفاده از هیدروژن به‌عنوان یک سوخت پاک، ضمن کاهش آلاینده‌های کربنی، می‌تواند به افزایش NOx منجر شود [17-19]. راهکار موثر برای کنترل این مسئله، استفاده از مخلوط

تابع چگالی احتمال برای واکنش شیمیایی انجام شد. نتایج نشان داد در صورت استفاده از مخلوط هیدروژن و متان با دبی جرمی سوخت ثابت، دمای شعله با افزایش سهم هیدروژن، افزایش می‌یابد [6]. دو تایت و همکاران، عملکرد و کاهش انتشار یک توربین گازی کوچک از طریق احتراق همزمان ترکیبات سوخت $H_2 / CH_4 / CO_2$ را ارزیابی کردند. این تحقیق نشان داده است که افزودن هیدروژن می‌تواند انتشار CO و NOx را به ترتیب تا ۲۹/۸٪ و ۴۷/۱٪ کاهش دهد. [7]. مزیان و همکاران، احتراق گاز طبیعی و هیدروژن را در یک محفظه احتراق بررسی کردند. این مطالعه با استفاده از شبه‌سازی عددی CFD اثر افزودن هیدروژن (۹۰٪ تا ۱۰۰٪) به گاز طبیعی بر عملکرد احتراق در محفظه RQL را بررسی کرده و از مکانیزم واکنش کاهش‌یافته GRIMECH 3.0 استفاده کرده است. نتایج نشان داد هنگامی که مخلوط سوخت با دبی جرمی ثابت تزریق می‌شود، دمای خروجی بالاتر می‌رود و میزان NOx تولیدی تا ۸۰۰۰ ppm افزایش پیدا می‌کند [8]. درایو احتراق را در یک مشعل میکروتوربین گازی با مخلوط هیدروژن و گاز طبیعی را تجزیه و تحلیل کرد. این تحقیق با استفاده از شبه‌سازی CFD به بررسی عملکرد محفظه احتراق با مخلوط‌های هیدروژن-گاز طبیعی پرداخته و شرایط بهینه تزریق سوخت به صورت غیر پیش آمیخته برای پایداری احتراق و کاهش تولید NOx را تعیین کرده است. همچنین از مدل شیمی و آشفستگی Steady Laminar Flamelet استفاده شد. نتایج نشان داد سوخت حاوی ۲۵ درصد هیدروژن باعث افزایش تولید آلایند NOx به میزان ۲۷۶ ppm خواهد شد [9]. سربین و همکاران، جریان واکنشی در یک محفظه احتراق استوانه‌ای کم انتشار که با مخلوطی از گاز طبیعی و هیدروژن کار می‌کرد را شبه‌سازی کردند. آنها از دو مدل احتراقی نرخ محدود و اتلاف گردابی استفاده کردند. نتایج نشان داد که افزایش سهم هیدروژن در سوخت باعث تولید آلایند NOx به مقدار ۴۶ ppm شده و آلایند CO تقریباً ثابت می‌ماند [10]. فونک و همکاران، یک سیستم احتراق میکرومیکس با انتشار کم برای کاربرد در توربین‌های گاز صنعتی با سوخت هیدروژن توسعه دادند. در محدوده عملیاتی ارزیابی شده، که با شرایط بارگذاری جزئی، کامل و اضافه بار توربین گاز مرتبط است، راندمان سیستم احتراق بررسی شده از ۹۹٪ فراتر می‌رود. همچنین غلظت آلایند NOx تقریباً به ۲/۵ ppm کاهش پیدا می‌کند [11]. کاراسوتو و همکاران، خصوصیات احتراق در مشعل توربین گازی با سوخت مخلوط هیدروژن و متان را بررسی کردند. این تحقیق با استفاده از شبه‌سازی CFD به بررسی رفتار احتراق در یک مشعل توربین غیرپیش‌مخلوط طراحی شده برای گاز طبیعی پرداخته است که با مخلوط‌های گاز طبیعی-هیدروژن (۰ تا ۵۰ درصد حجمی هیدروژن) تغذیه می‌شود. آنها نتیجه گرفتند که هنگامی که متان با هیدروژن مخلوط می‌شود، در صورت عدم اتخاذ تدابیر متقابل، دمای پیک

جدول ۱) جزئیات عملکردی میکروتوربین C30

پارامتر	مقدار	واحد
دمای ورودی توربین	۱۱۷۳	کلوین
فشار خروجی محفظه احتراق	۳۳۳۷۴۷	پاسکال
نسبت فشار	۳/۴۵	-
دبی جرمی خروجی	۰/۳	کیلوگرم بر ثانیه
راندمان الکتریکی	۲۶	%
سرعت	۹۶۰۰۰	دور در دقیقه
توان	۳۰	کیلووات



شکل ۱) نمای محفظه احتراق به همراه نحوه ورود و خروج جریان

طراحی هندسی این محفظه به دلیل چیدمان خاص اجزا و تجهیزات میکروتوربین، تفاوت‌های قابل توجهی با سایر محفظه‌های احتراق حلقوی دارد. انژکتورهای محفظه احتراق میکروتوربین C30 به صورت لوله‌ای با قطر ۲/۶۷ سانتی‌متر طراحی شده‌اند و شامل سوراخ‌های مماسی و محوری هستند که به بهبود اختلاط سوخت و هوا قبل از ورود به محفظه احتراق کمک می‌کنند [26]. این انژکتورها جریان مخلوط سوخت و هوا را به صورت مماسی به داخل محفظه احتراق هدایت می‌کنند.

۴- شبیه‌سازی

در این مطالعه از فرم سه‌بعدی معادلات ناویر-استوکس استفاده شده است. از آنجا که جریان داخل لاینر از جریان داخل حلقه بیرونی جدا است، برای کمتر شدن هزینه محاسباتی و پیچیدگی حل تنها جریان داخل لاینر مدل شد. در این تحقیق، یک شبیه‌سازی سه‌بعدی و پایا، با روش حجم محدود و الگوریتم کوپل شده انجام شد [27]. جریان داخل محفظه احتراق به صورت تراکم پذیر و آشفته است. مدلسازی احتراق به صورت نیمه پیش آمیخته انجام گرفت و در داخل محفظه احتراق مخلوط هیدروژن

متان-هیدروژن همراه با طراحی بهینه محفظه‌های احتراق با شرایط اختلاط مناسب است.

تحقیقات پیشین نشان داده‌اند که با افزایش سهم هیدروژن در مخلوط سوخت، دمای شعله و در نتیجه میزان تولید NO_x افزایش می‌یابد [20, 21]. همچنین، شبیه‌سازی‌های انجام‌شده توسط سایر پژوهشگران تأیید می‌کند که طراحی، نوع محفظه احتراق و نوع اختلاط سوخت و هوا تأثیر چشمگیری بر کاهش یا افزایش این آلاینده دارد [22]. با وجود تلاش‌های پیشین، هنوز چالش‌های زیادی در دستیابی به ترکیبی از هندسه محفظه احتراق، پیش اختلاط سوخت-هوا و الگوی جریان وجود دارد که بتواند تولید آلاینده‌ها را به حداقل ممکن برساند. در این میان، محفظه احتراق‌های حلقوی به دلیل طراحی مدرن‌تر، با جریان چرخشی و قابلیت کاهش آلاینده‌ها، پتانسیل بالایی دارند اما بهینه‌سازی عملکرد آنها در مواردی همچون پیش مخلوط بودن سوخت و هوا و نوع سوخت نیازمند مطالعات بیشتری است.

در این مطالعه از محفظه احتراق حلقوی میکروتوربین C30 برای شبیه‌سازی استفاده شده است. شبیه‌سازی جریان واکنشی به صورت 3D انجام گرفت. با انتخاب مدل احتراقی نیمه پیش مخلوط، مخلوط سوخت و هوا به صورت پیش مخلوط وارد محفظه احتراق شد. در این شبیه‌سازی ابتدا عملکرد محفظه احتراق با سوخت CH_4 خالص بررسی شده و سپس نتایج به دست آمده با نمونه ساخته شده اعتبارسنجی می‌شود. با هدف کاهش میزان آلاینده‌ها، مصرف سوخت و بررسی احتراق پیش مخلوط ترکیب سوخت در محفظه احتراق حلقوی، از مخلوط سوخت متان و هیدروژن استفاده شد.

۲- میکروتوربین C30

میکروتوربین‌های کپستون به‌عنوان سیستم‌های پیشرفته‌ای با آلاینده‌های پایین شناخته می‌شوند که برای تولید همزمان برق و حرارت به کار می‌روند. میکروتوربین‌های کپستون از فناوری‌های پیشرفته احتراقی بهره می‌برند که به کاهش آلاینده‌ها کمک می‌کند. این سیستم‌ها همچنین دارای یک محفظه احتراق حلقوی با سه انژکتور هستند. در جدول ۱ جزئیات عملکردی میکروتوربین C30 آورده شده است [23].

۳- هندسه محفظه احتراق

محفظه احتراق میکروتوربین C30 به صورت محفظه احتراق حلقوی با جریان معکوس طراحی شده است. هندسه این محفظه با بهره‌گیری از داده‌های هندسی موجود در منابع [24, 25] و به کمک نرم‌افزار سالیدورک مدل‌سازی شده است. در شکل ۱، نمای سه‌بعدی محفظه احتراق میکروتوربین C30 نشان داده شده که ترتیب قرارگیری انژکتورها و نحوه ورود مخلوط سوخت و هوا به محفظه را به تصویر می‌کشد.

شده است. این مدل با ارائه یک توصیف آماری و احتمالی از احتراق، نیاز به حل سینتیک شیمیایی را کاهش داده و در نتیجه موجب کاهش زمان و هزینه‌های محاسباتی می‌شود. در حالی که دقت نتایج همچنان در سطح بالایی حفظ می‌گردد. همچنین از رویکرد تعادل شیمیایی برای شبیه‌سازی احتراق استفاده شده است که در آن واکنش‌ها به سرعت به تعادل می‌رسند. سیستم‌های احتراق پیش آمیخته جزئی، شعله‌های پیش‌آمیخته با مخلوط‌های اکسیدکننده و سوخت غیریکنواخت هستند. تحت فرضیات خاصی، ترموشیمی را می‌توان به یک پارامتر یعنی کسر مخلوط کاهش داد. کسر مخلوط که با f نشان داده می‌شود، کسر جرمی است که از جریان سوخت منشأ می‌گیرد. به عبارت دیگر، کسر جرمی محلی عناصر جریان سوخت سوخته و نسوخته (H , C ، و غیره) در همه گونه‌ها (H_2O , CO_2 , O_2 ، و غیره) است. به نوبه خود، کسر مخلوط یک کمیت اسکالر حفظ شده است. احتراق به یک مسئله اختلاط، ساده شده است و از مشکلات مربوط به بسته شدن میانگین نرخ‌های واکنش غیرخطی اجتناب می‌شود. در این مدل احتراقی معادلات تک تک گونه‌ها حل نمی‌شود. در عوض، غلظت گونه‌ها از میدان‌های کسر مخلوط پیش‌بینی شده به دست می‌آیند. برهمکنش تلاطم و شیمی با شکل فرضی یک تابع چگالی احتمال (PDF) محاسبه می‌شود [30]. مدل تابع چگالی احتمال (PDF) در شبیه‌سازی تأثیر سینتیک شیمیایی در جریان‌های آشفته با مدل احتراق نیمه پیش‌آمیخته ترجیح داده می‌شود [31].

کسر مخلوط f کسر جرمی است که توسط جریان سوخت ایجاد می‌شود و توسط رابطه (۴) بیان می‌شود:

$$f = \frac{Z_i - Z_{i,oxid}}{Z_{i,fuel} - Z_{i,oxid}} \quad (4)$$

در جایی که Z_i کسر جرمی عنصر i است، Z_{ox} و Z_{fuel} به ترتیب برای اکسیدکننده و سوخت در ورودی جریان هستند. اگر ضرایب انتشار برای همه گونه‌ها برابر باشد، معادله بالا برای همه عناصر یکسان است. بنابراین کسر مخلوط، کسر جرمی عنصری است که از جریان سوخت منشأ می‌گیرد [30]. بر اساس فرضیه انتشار برابر، معادله کسر مخلوط میانگین (متوسط چگالی) عبارت است از [9] و [32]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{f}) + \nabla \cdot (\rho V \bar{f}) \\ = \nabla \cdot \left(\left(\frac{k}{C_p} + \frac{\mu_t}{\sigma_t} \right) \nabla \bar{f} \right) + S_m \\ + S_{user} \end{aligned} \quad (5)$$

که در آن k هدایت حرارتی مخلوط، C_p گرمای ویژه مخلوط، σ_t عدد پرانتل، و μ_t ویسکوزیته آشفته است. سورس ترم S_m صرفاً به دلیل انتقال جرم به فاز گاز از قطرات سوخت مایع یا ذرات

و متان با هوای خالص سوزانده شد. همچنین در این شبیه‌سازی از اثرات گرانش صرف نظر شده است.

شکل کلی معادلات حاکم بقای جرم، مومنتوم و انرژی برای جریان‌های واکنشی آشفته به شرح زیر است [6]:

بقای جرم (۱):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V) = 0 \quad (1)$$

که در این رابطه ρ چگالی و V سرعت است.

بقای مومنتوم (۲):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho V) + \nabla \cdot (\rho V V) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\tau}) + \rho g \quad (2)$$

در معادله (۲)، p فشار استاتیک، $\bar{\tau}$ تانسور تنش و ρg نیروی حجمی گرانشی هستند که در شبیه‌سازی انجام گرفته نیروی گرانشی لحاظ نشد.

بقای انرژی (۳):

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left(\rho \left(e + \frac{V^2}{2} \right) \right) + \nabla \cdot \left(\rho v \left(h + \frac{V^2}{2} \right) \right) \\ = \nabla \cdot \left(k_{eff} \nabla T \right. \\ \left. - \sum_j h_j J_j + \bar{\tau}_{eff} \cdot v \right) \\ + S_h \end{aligned} \quad (3)$$

در این معادله k_{eff} رسانایی موثر و J_j شار انتشار گونه j است. سه عبارت اول در سمت راست معادله (۳) به ترتیب نشان دهنده انتقال انرژی ناشی از هدایت، انتشار گونه‌ها و پراکندگی ویسکوز است و ترم S_h گرمای حاصل از واکنش شیمیایی یا هر منبع حرارتی در میدان است.

جریان داخل محفظه احتراق میکروتوربین، یک جریان کاملاً مغشوش و چرخشی است. برای مدلسازی اثرات آشفته‌گی جریان‌های داخل محفظه احتراق اغلب از مدل‌های $k-\epsilon$ و $k-\omega$ استفاده می‌شود. مدل $k-\epsilon$ یک مدل دومعادله‌ای است که از دقت و پایداری خوبی برای اهداف مدل‌سازی‌های عمومی برخوردار است و به سبب قدمت و هزینه محاسباتی پایین، یکی از پرکاربردترین مدل‌های اغتشاشی در مسائل مهندسی است [28]. در این شبیه‌سازی از مدل آشفته‌گی $k-\epsilon$ Realizable به علت نتایج عددی قابل قبول در مقایسه با تجربی و هزینه محاسباتی بسیار کم در مقایسه با مدل LES استفاده شده است [29].

برای مدلسازی احتراق از مدل احتراقی پیش آمیخته جزئی استفاده شده است، زیرا شرایط مسئله به طور غالب شامل احتراق پیش‌آمیخته است. این مدل به طور خاص برای شبیه‌سازی فرایندهای احتراق پیش‌آمیخته یا نیمه پیش‌آمیخته طراحی

جدول ۲) شرایط مرزی

پارامتر (واحد)	مقدار
دبی جرمی سوخت (کیلوگرم بر ثانیه)	۰/۰۰۳۲
کسر مخلوط میانگین ورودی	۰/۰۳۱۵
دمای ورودی مخلوط سوخت و هوا (کلوین)	۸۷۰
دبی جرمی هوا (کیلوگرم بر ثانیه)	۰/۳۱
فشار خروجی (کیلو پاسکال)	۳۳۳

۶- مطالعه شبکه

هندسه محفظه احتراق با تعداد مختلف المان‌ها شبکه‌بندی شد. با توجه به تناوب هندسه محفظه احتراق، شبکه به صورت پریودیک تولید شد. به دلیل پیچیدگی ساختار مدل، از شبکه‌بندی بی‌سازمان استفاده شد. شبکه محاسباتی به‌گونه‌ای طراحی شد که هر ناحیه با توجه به ویژگی‌های هندسی و فیزیکی خاص خود بهینه‌سازی شود. برای ناحیه‌های کلیدی، شامل ورودی مخلوط سوخت و هوا، ناحیه احتراق، سوراخ‌های رقیق‌سازی، دیواره‌ها و ناحیه خروجی، تقسیم‌بندی مجزا در نظر گرفته شد. شبکه در نواحی حساس مانند سوراخ‌های رقیق‌سازی و ناحیه احتراق به دلیل تغییرات شدید دما، سرعت و گونه‌های شیمیایی به صورت ریزتر طراحی شد. ریز کردن شبکه بر اساس پیش‌بینی معیارهایی نظیر گرادیان دما و غلظت گونه‌ها انجام شد تا دقت نتایج افزایش یابد. در نزدیکی دیواره‌ها نیز از شبکه‌ای با لایه‌های متراکم‌تر و نسبت رشد کمتر استفاده شد تا انتقال حرارت و اثرات لایه مرزی به‌درستی مدل‌سازی شود. چهار نوع شبکه با تعداد المان‌های ۱۳۱۵۴۲۵، ۱۵۹۲۶۶۷، ۱۷۹۲۳۳۴ و ۱۸۹۰۴۵۶، با تنظیم پارامتر اندازه شبکه ایجاد گردید. در شکل ۲، نمونه‌ای از این شبکه‌ها برای محفظه احتراق نشان داده شده است. آزمون استقلال شبکه با بهره‌گیری از چهار نوع شبکه مختلف در نرم‌افزار انسیس فلوئنت، تحت شرایط اولیه و مرزی یکسان انجام شد. در این مطالعه، دما در طول محفظه احتراق برای چهار نوع شبکه با تعداد مختلف المان‌ها مقایسه شد. از آنجا که دما یکی از شاخص‌های کلیدی در ارزیابی عملکرد احتراق محسوب می‌شود، دقت در پیش‌بینی آن اهمیت بالایی دارد. در شکل ۳ نشان داده شده است که با افزایش تعداد المان‌ها، تغییرات دما در طول محفظه به تدریج کاهش یافته و در نهایت به مقدار ناچیزی می‌رسد، که نشان‌دهنده کم‌اهمیت بودن تاثیر افزایش تعداد المان‌های شبکه بر نتایج محاسبات است.

واکنش دهنده (مثلاً زغال سنگ) است. S_{user} نیز هر عبارت منبع تعریف شده توسط کاربر است.

علاوه بر حل کسر مخلوط میانگین ($\bar{f}$)، یک معادله بقای واریانس کسر مخلوط ($\bar{f}'$) نیز حل می‌شود [33]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{f}'^2) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \bar{f}'^2) \\ = \nabla \cdot \left[\left(\frac{k}{C_p} + \frac{\mu_t}{\sigma_t} \right) \nabla \bar{f}'^2 \right] \\ + C_g \mu_t (\nabla \bar{f})^2 - C_d \rho \frac{\varepsilon}{k} \bar{f}'^2 \\ + S_{user} \end{aligned} \quad (6)$$

که در آن $f' = f - \bar{f}$ و مقادیر پیش‌فرض برای ثابت‌های C_g ، σ_t و C_d به ترتیب ۰/۸۵، ۲/۸۶ و ۲/۰۱ هستند [30]. به طور خلاصه مدل یک معادله انتقال را برای کسر مخلوط میانگین و واریانس کسر مخلوط حل می‌کند [34].

در این مطالعه از مخلوط متان و هیدروژن به عنوان سوخت استفاده شده است و از هوای خالص به عنوان اکسید کننده استفاده شد. برای ایجاد تعادل بین دقت و هزینه محاسباتی، نرم افزار فلوئنت تعداد گونه‌های شیمیایی را بر اساس شرایط سوخت و اکسیدکننده موجود انتخاب می‌کند. واکنش حاصل شامل ۱۹ گونه است که عبارتند از: H_2 ، CH_4 ، N_2 ، O_2 ، H_2O ، CO ، CO_2 ، OH ، H ، OHO_2 ، H_2O_2 ، $HONO$ ، HCO ، CHO ، $HOCO$ ، O_3 ، $HCOOH$ ، CH_2O ، HNO_2 .

در این مطالعه برای پیش‌بینی میزان NO_x تولید شده، مکانیسم NO_x حرارتی بر اساس مکانیسم توسعه یافته Zeldovich [35] و NO_x سریع [36] اتخاذ شده است.

۵- شرایط مرزی

با بهره‌گیری از پارامترهای عملکردی میکروتوربین C30، شرایط مرزی برای حالت بارگذاری کامل با سوخت متان خالص تنظیم شد. انژکتورها به عنوان نازل‌هایی در نظر گرفته شده‌اند که مخلوط سوخت و اکسید را به صورت از پیش مخلوط شده به داخل محفظه احتراق وارد می‌کنند. دیواره‌های محفظه احتراق به صورت سطوح ثابت و غیرقابل نفوذ با شرایط بدون لغزش مدل‌سازی شده‌اند. ورودی‌های محفظه، شامل انژکتورها و سوراخ‌های رقیق‌سازی، به عنوان ورودی‌های سرعت در نظر گرفته شده‌اند. همچنین، خروجی محفظه به عنوان خروجی فشار تعریف شده است. جزئیات شرایط مرزی برای بارگذاری کامل با متان خالص در جدول ۲ ارائه شده است.

جدول (۳) مقایسه نتایج تجربی و عددی

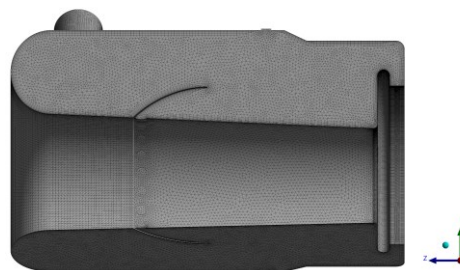
پارامتر	نتایج تجربی	نتایج عددی
دمای خروجی		
محفظه احتراق	۱۱۷۳	۱۱۹۳
(کلوین)		
خروجی NOx	۹	۹/۴
(ppm)		

۸- تحلیل نتایج

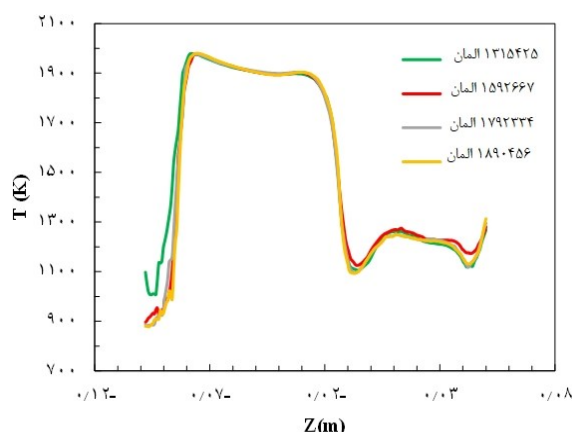
استفاده از مخلوط متان و هیدروژن در محفظه احتراق می‌تواند بر عملکرد احتراقی بسیار تاثیر گذار باشد. همانطور که اشاره شد هیدروژن یک سوخت تمیز است که تنها بخار آب را به عنوان محصول جانبی تولید می‌کند در نتیجه مطالعه احتراق مخلوط متان و هیدروژن می‌تواند بسیار مفید باشد. هیدروژن دارای چگالی حدود ۰/۰۸۹۸ کیلوگرم بر مترمکعب بوده و میزان ارزش حرارتی آن تقریباً ۱۲۱/۲ مگاژول بر کیلوگرم است. در جدول ۴ جزئیات جزئیات سوخت مورد استفاده در این شبیه‌سازی را مشاهده می‌کنید. همانطور که مشاهده می‌شود با اضافه شدن هیدروژن به متان میزان ارزش حرارتی مخلوط به تدریج افزایش پیدا می‌کند و میزان چگالی مخلوط نیز کاهش می‌یابد. مخلوط سوخت و هوا از انژکتورها به صورت مماسی به ناحیه اصلی احتراق وارد می‌شود، که منجر به حرکت جریان به صورت محیطی در داخل محفظه احتراق و انجام احتراق بهینه می‌گردد. به دلیل طراحی خاص و ویژگی‌های جریان در محفظه احتراق، شعله به طور پایدار درون محفظه حفظ می‌شود. خطوط جریان در شکل ۴ به نمایش درآمده است. درون محفظه احتراق، یک لاینر داخلی وجود دارد که جریان اصلی را در مرکز محفظه حفظ می‌کند.

جدول (۴) ترکیب سوخت‌های مورد استفاده

ارزش چگالی	حرارتی	مخلوط	مورد	CH ₄ (%)	H ₂ (%)	(مگاژول (کیلوگرم
۱	۱۰۰	۰	۵۰/۰۲	۰/۶۵۶	۵۰/۰۲	۰/۶۵۶
۲	۹۰	۱۰	۵۶/۹۹۶	۰/۵۹۹	۵۶/۹۹۶	۰/۵۹۹
۳	۸۰	۲۰	۶۳/۹۹	۰/۵۴۳	۶۳/۹۹	۰/۵۴۳
۴	۷۰	۳۰	۷۰/۹۸	۰/۴۸۶	۷۰/۹۸	۰/۴۸۶
۵	۶۰	۴۰	۷۷/۹۸	۰/۴۳	۷۷/۹۸	۰/۴۳



شکل (۲) شبکه‌بندی محفظه احتراق



شکل (۳) تغییرات دما در طول محفظه با تعداد المان‌های متفاوت

به منظور دستیابی به تعادل بین دقت نتایج و کارایی محاسباتی، شبکه‌ای با تعداد المان ۱۷۹۲۳۳۴ برای ادامه محاسبات انتخاب شد.

۷- اعتبارسنجی

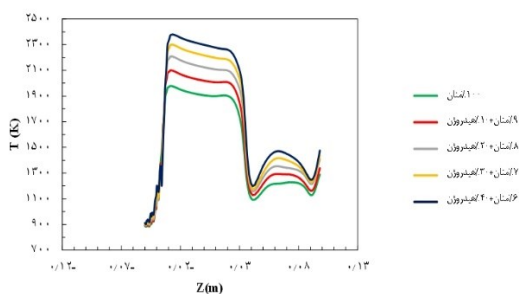
عملکرد میکروتوربین C30 با استفاده از سوخت CH₄ خالص در حالت بارگذاری کامل به عنوان مبنا برای مقایسه نتایج در نظر گرفته شده است. دمای خروجی محفظه احتراق و میزان آلاینده‌ها به عنوان پارامترهای اصلی برای اعتبارسنجی انتخاب شدند. در جدول ۳، مقایسه‌ای بین دمای خروجی و مقدار اکسید نیتروژن حاصل از شبیه‌سازی و داده‌های رسمی ارائه شده توسط سازنده میکروتوربین C30 [23] انجام شده است.

مقایسه نتایج داده‌های تجربی و عددی نشان می‌دهد که اختلاف دمای خروجی تنها ۲۰ کلوین می‌باشد که دارای خطای ۱/۷ درصدی است. همچنین نتایج به دست آمده در رابطه با NOx نشان دهنده خطای ۴ درصدی است که ناچیز می‌باشد. برای دقیق‌تر شدن نتایج باید از مکانیزم‌های پیچیده‌تر مانند مدل اتلاف گردابی استفاده کرد که باعث افزایش هزینه محاسباتی و پیچیده شدن مسئله در این مطالعه خواهد شد. این موضوع صحت داده‌های به دست آمده حاصل از شبیه‌سازی را نشان می‌دهد و این نتایج در این سطح از شبیه‌سازی قابل قبول است.

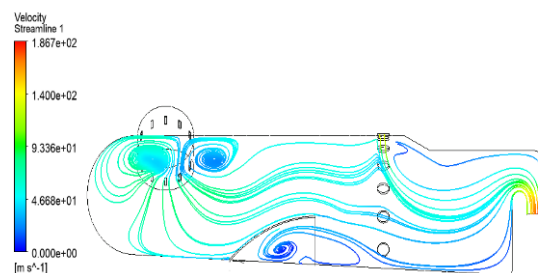
میزان چگالی مخلوط کاهش می‌یابد. با توجه به کاهش چگالی مخلوط، میزان دبی جرمی سوخت ورودی به محفظه کاهش می‌یابد. دبی جرمی سوخت ورودی در زمان استفاده از متان خالص ۰/۰۰۳۲ کیلوگرم است، که این مقدار با افزایش ۱۰ درصدی هیدروژن در سوخت در هر مرحله کاهش پیدا می‌کند. برای مثال میزان دبی جرمی زمانی که مخلوط از ۴۰ درصد هیدروژن تشکیل شده ۱۱ درصد کاهش پیدا کرده است.

در شکل ۶ نحوه توزیع دما در جهت محوری محفظه احتراق با اجزای سوخت متفاوت، در کسر جرمی سوخت ثابت دیده می‌شود. توزیع دما در طول یک خط از ورودی انژکتور تا خروجی محفظه بررسی شده است. مکان این خط از میانگین قطر داخلی و خارجی محفظه به دست آمده است. در حالت استفاده از متان خالص، میزان دما در طول محفظه ابتدا در محدود ۹۰۰ کلوین است سپس میزان دما تا تقریباً ۲۰۰۰ کلوین افزایش پیدا می‌کند و با ورود به ناحیه رقیق‌سازی به علت تزریق هوای اضافی به تدریج کاهش پیدا می‌کند. با افزودن هیدروژن به متان به علت افزایش ارزش حرارتی مخلوط، میزان دما در طول محفظه افزایش پیدا می‌کند، به طوری که در ناحیه اصلی احتراق دما به حداکثر مقدار تقریباً ۲۴۰۰ کلوین می‌رسد.

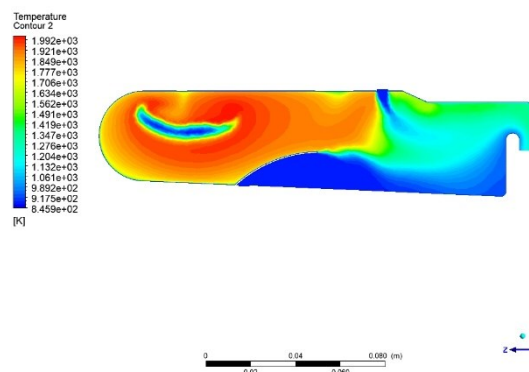
با افزایش دمای تولیدی در محفظه میزان دمای ورودی توربین افزایش پیدا می‌کند. در شکل ۷ دمای ورودی توربین و کسر جرمی CO_2 در خروجی محفظه به ازای افزایش سهم هیدروژن در سوخت مشاهده می‌شود. با توجه به شکل زمانی که مخلوط از ۴۰ درصد هیدروژن تشکیل شده میزان دمای ورودی توربین تقریباً تا ۱۳۶۴/۹ کلوین افزایش پیدا می‌کند. همچنین با افزایش سهم هیدروژن در سوخت، میزان CO_2 در خروجی محفظه احتراق به تدریج کاهش پیدا می‌کند. زمانی که در کسر جرمی سوخت ثابت هیدروژن به متان اضافه می‌شود، سهم متان کاهش پیدا می‌کند. با کاهش میزان متان، میزان CO_2 همانطور که انتظار می‌رفت تا ۴۲ درصد کاهش پیدا کرد. مکانیزم‌های تولید NO_x حرارتی و سریع برای پیش بینی NO_x در این مطالعه اعمال شده است. میزان غلظت NO_x و CO وابستگی شدیدی به میزان دما دارند [15]. با افزایش دما میزان NO_x تولیدی همواره زیاد خواهد شد و با کاهش دما میزان NO_x کم خواهد شد.



شکل ۶) توزیع دما در طول محفظه در کسر جرمی سوخت ثابت



شکل ۴) خطوط جریان



شکل ۵) کانتور دما

همچنین، موقعیت سوراخ‌های ناحیه رقیق‌سازی که برای تکمیل احتراق و کنترل دمای خروجی محفظه طراحی شده‌اند، به وضوح نمایش داده شده است.

در شکل ۵، کانتور دما در حالت استفاده از ۱۰۰٪ متان خالص، بر حسب کلوین، نمایش داده شده است. زمانی که ترکیب سوخت و هوا از طریق انژکتورها به ناحیه اصلی احتراق محفظه وارد می‌شود، احتراق به طور کامل انجام می‌گیرد و شعله‌ای پایدار ایجاد می‌شود. پس از ورود مخلوط سوخت و هوا به ناحیه اصلی و آغاز احتراق، دمای داخل محفظه تا حدود ۱۹۰۰ کلوین افزایش پیدا می‌کند.

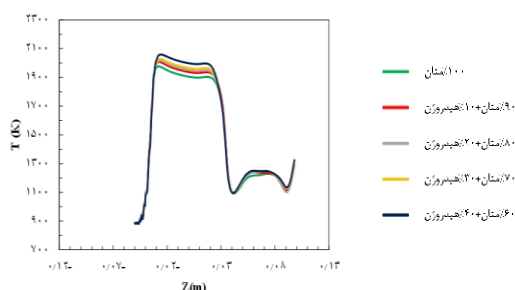
با ادامه حرکت و پیشروی جریان به سمت خروجی محفظه، جریان به ناحیه رقیق‌سازی وارد می‌شود. در این ناحیه، برای کنترل دمای محصولات احتراق برای ورود به توربین، هوای اضافی به محصولات احتراق تزریق می‌شود. در ناحیه خروجی، دما به طور قابل توجهی یکنواخت است، که این یکنواختی دما به افزایش طول عمر پره‌های توربین کمک می‌کند.

۹- اثر افزودن هیدروژن در کسر جرمی سوخت ثابت

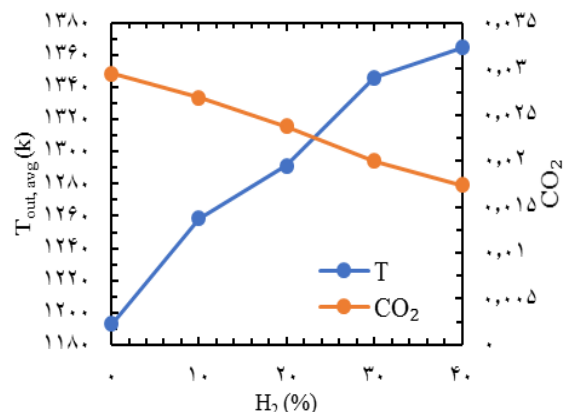
مطالعه احتراق مخلوط هیدروژن و متان ابتدا در کسر جرمی سوخت ورودی ثابت انجام شد. مخلوط سوخت و هوا در تمامی حالت‌های جدول ۴ با سرعت ۷۷ متر بر ثانیه توسط انژکتور به ناحیه اصلی احتراق تزریق می‌شود. با اضافه شدن هیدروژن به متان با توجه به اینکه چگالی هیدروژن بسیار کمتر از متان است،

هیدروژن، باید عملکرد احتراقی محفظه در دمای ورودی توربین یکسان بررسی شود [2]. میزان سوخت ورودی به محفظه برای دست یابی به دمای ورودی توربین یکسان، کاهش یافت. مجدداً سوخت با ترکیب‌های متفاوت طبق جدول ۴ وارد محفظه شد. در شکل ۹ توزیع دما در طول محفظه در دمای ورودی توربین ۱۱۹۳ کلوین مشاهده می‌شود. همانطور که مشاهده می‌شود با افزایش سهم هیدروژن در مخلوط، میزان دما در ناحیه اصلی احتراق نسبت به استفاده از متان خالص باز هم افزایش پیدا می‌کند و به حداکثر مقدار ۲۰۶۰ کلوین می‌رسد. اما همه حالت‌ها نشان دهنده این هستند که با ورود جریان به ناحیه رقیق سازی، رفتار دما یکسان می‌شود و نهایتاً به دمای ۱۱۹۳ کلوین در خروجی محفظه می‌رسد. علت افزایش دما در ناحیه اصلی احتراق خواص احتراقی متفاوت هیدروژن و متان در سرعت واکنش، سرعت شعله و دمای شعله است [2].

میزان سوخت ورودی و آلایند CO₂ هر دو با افزایش سهم هیدروژن در سوخت، کاهش پیدا می‌کنند. در مقایسه با انجام احتراق در کسر جرمی سوخت ثابت میزان مصرف سوخت و آلایند CO₂ کاهش بسیار بیشتری دارند، زیرا دبی جرمی سوخت ورودی، برای دستیابی به دمای ورودی توربین یکسان در حالت‌های مختلف کاهش یافته است و میزان متان ورودی نیز کاهش یافته است. میزان دبی جرمی سوخت ورودی به محفظه در زمانی که سوخت از ۴۰ درصد هیدروژن تشکیل شده است تقریباً ۳۵ درصد کاهش می‌یابد. همچنین میزان آلایند CO₂ در خروجی نیز تقریباً ۶۱ درصد کاهش یافته است. نتایج بخش قبل نشان داد که میزان آلایند‌های NO_x و CO وابستگی شدیدی به میزان دمای تولیدی دارند، برای همین بررسی میزان این آلایند‌ها در یک دمای ورودی توربین یکسان بسیار سودمند است. در شکل ۱۰ میزان آلایند CO و NO_x با افزایش سهم هیدروژن در سوخت مشاهده می‌شود. میزان NO_x با افزایش سهم هیدروژن به تدریج افزایش پیدا می‌کند و به حداکثر مقدار ppm ۲۳/۶ می‌رسد.

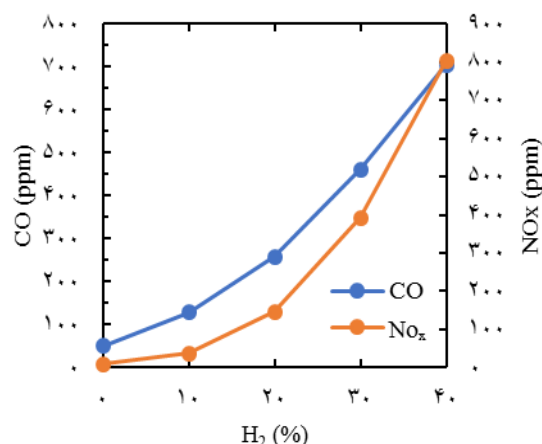


شکل ۹) توزیع دما در طول محفظه در دمای ورودی توربین ثابت



شکل ۷) میزان دما و کسر جرمی CO₂ به ازای افزایش هیدروژن در کسر جرمی سوخت ثابت

اما میزان CO در محدوده دمای ۱۵۰۰ تا ۱۸۵۰ کلوین روند کاهشی دارد اما با افزایش دما میزان CO مجدداً افزایش پیدا می‌کند. پس برای اینکه محفظه احتراق کمترین میزان آلایندگی را داشته باشد باید در محدوده دمای کاری ۱۷۰۰ تا ۱۹۰۰ کلوین کار کند [15]. با توجه به شکل ۶ مشاهده شد که با افزودن هیدروژن به سوخت میزان دما از ۲۰۰۰ کلوین فراتر می‌رود، پس هر دو آلایند NO_x و CO باید روند افزایشی داشته باشند. در شکل ۸ میزان آلایند‌های NO_x و CO در درصد جرمی‌های متفاوت هیدروژن دیده می‌شود. همانطور که مشاهده می‌شود با افزایش هیدروژن در مخلوط سوخت ورودی میزان آلایند‌ها از جمله CO و NO_x افزایش پیدا می‌کنند.



شکل ۸) غلظت آلایند NO_x و CO₂ با افزایش سهم هیدروژن در سوخت در کسر جرمی سوخت ثابت

۱۰- اثر اضافه کردن هیدروژن در دمای ورودی توربین ثابت

در بخش قبل مشاهده شد که افزودن هیدروژن در کسر جرمی سوخت ثابت نهایتاً منجر به افزایش آلایند‌های مضر مانند CO و NO_x می‌شود. با توجه به تفاوت خواص احتراقی متان و

مرجع [37] هم CO ۲۱ درصد کاهش می‌یابد. در نتیجه می‌توان با پیش مخلوط کردن سوخت و هوا، میزان NO_x تولیدی را در سوخت‌های با محتوای بالای هیدروژن کاهش داد. برای ترکیب سوخت ۳۰ درصد هیدروژن و ۷۰ درصد متان، مقادیر NO_x و CO به ترتیب برابر با ۱۶/۱ ppm و ۴۳/۳ ppm و برای ترکیب ۴۰ درصد هیدروژن و ۶۰ درصد متان، مقادیر NO_x و CO به ترتیب برابر با ۲۳/۶ ppm و ۴۲/۹ ppm در شرایط ۱۵ درصد O₂ مرجع به دست آمد. مقایسه این نتایج با استانداردهای EPA ایالات متحده نشان می‌دهد که حداکثر مقادیر مجاز NO_x و CO برای میکروتوربین‌ها به ترتیب ۲۵ ppm و ۵۰ ppm است. بر این اساس، هر دو ترکیب سوخت مورد استفاده توانسته‌اند مقادیر آلاینده‌های تولیدی را در محدوده استانداردهای مجاز نگه دارند. افزایش سهم هیدروژن در ترکیب سوخت، با وجود افزایش مقدار NO_x، همچنان مقادیر تولیدی را در محدوده استاندارد حفظ کرده و به‌طور همزمان باعث کاهش مقدار CO شده است. این موضوع نشان‌دهنده تأثیر مثبت ترکیب سوخت غنی از هیدروژن در کاهش آلاینده CO و سازگاری کلی محفظه احتراق با الزامات زیست‌محیطی است [38].

۱۱- نتیجه‌گیری

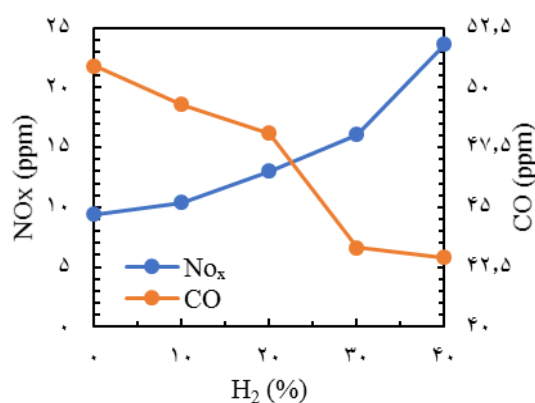
نتایج شبیه‌سازی انجام‌شده در این تحقیق نشان داد که استفاده از مدل احتراقی نیمه پیش‌آمیخته و افزایش سهم هیدروژن در سوخت، تغییرات چشمگیری در تولید آلاینده‌ها و مصرف سوخت محفظه احتراق میکروتوربین ایجاد می‌کند. این پژوهش نشان داد که در شرایط پیش‌آمیخته بودن سوخت و هوا با افزودن ۳۰ درصد هیدروژن به متان، به علت هندسه حلقوی محفظه احتراق و الگوی چرخشی جریان، می‌توان تولید آلاینده NO_x را به ۱۶/۱ ppm رساند. این مقدار به میزان قابل‌توجهی کمتر از مقادیر گزارش‌شده در مطالعات پیشین ۴۶ ppm است و نشان‌دهنده تأثیر طراحی بهینه بر عملکرد احتراقی و کاهش آلاینده‌هاست.

یکی دیگر از یافته‌های این پژوهش، بررسی اثر افزایش سهم هیدروژن بر تولید دیگر آلاینده‌ها مانند CO₂ و مصرف سوخت بود. نتایج نشان داد که آلاینده CO با فرض دمای ورودی توربین ثابت حداکثر ۱۶ درصد کاهش پیدا می‌کند. همچنین به دلیل ارزش حرارتی بالای هیدروژن، مصرف سوخت ۳۵ درصد کاهش پیدا می‌کند و آلاینده CO₂ نیز به علت کاهش سهم متان در ترکیب سوخت حداکثر ۶۱ درصد کاهش می‌یابد. اگرچه افزودن هیدروژن به متان منجر به افزایش دمای شعله و در نتیجه افزایش پتانسیل تولید آلاینده NO_x می‌شود، اما نتایج نشان داد که در ترکیب مناسب سوخت و شرایط احتراق پیش‌آمیخته در یک محفظه احتراق حلقوی، این افزایش به‌طور قابل‌ملاحظه‌ای کنترل می‌شود.

علت افزایش NO_x رابطه مستقیم آن با میزان دما است [15]. اما میزان آلاینده CO با افزایش سهم هیدروژن در سوخت کاهش می‌یابد. کاهش میزان آلاینده CO از این جهت می‌باشد که از سهم متان در سوخت کم شده و به میزان هیدروژن افزوده می‌شود و از طرفی دبی جرمی سوخت ورودی نیز کاهش پیدا کرده است، همچنین هیدروژن در صورت احتراق هیچ آلاینده‌ای از خانواده کربن اکسید تولید نمی‌کند [8].

نتایج شبیه‌سازی انجام شده در رابطه با میزان NO_x و CO در جدول ۵ با مراجع [10] و [37] مقایسه شده است. در این مراجع نویسندگان از طریق محاسبات عددی و آزمایش، نتایج را در رابطه با انتشار NO_x و CO ارائه می‌کنند. علارغم تفاوت در آزمایش‌ها و مدل‌های احتراقی مورد استفاده، از ترکیبات سوخت مشابهی برای احتراق استفاده شده است. به طور کلی نتایج حاصل با مراجع نامبرده از لحاظ کیفی مشابه می‌باشند.

نتایج شبیه‌سازی حاضر نشان می‌دهد که میزان NO_x تولیدی در مقایسه با این مراجع کاهش یافته است، به طوری که زمانی سوخت از ۳۰ درصد هیدروژن تشکیل شده میزان NO_x تولیدی ۱۶/۱ ppm است و در مقابل مراجع [37] و [10] به ترتیب نشان دهنده غلظت NO_x به میزان ۴۶ ppm و ۴۵/۹ ppm هستند. در نتیجه استفاده از مدل احتراقی نیمه پیش‌آمیخته با محتوای بالای هیدروژن، با فرض پیش مخلوط بودن سوخت و هوا قبل از ورود به محفظه باعث کاهش NO_x تولیدی خواهد شد. همانطور که مشاهده می‌شود با افزایش سهم هیدروژن در سوخت میزان CO تولیدی نسبت به حالت مبنا کاهش پیدا می‌کند. نتایج مرجع [37] نیز نشان دهنده کاهش CO تولیدی است. در مطالعه حاضر میزان غلظت CO در حالت مبنا یعنی ۱۰۰ درصد متان خالص، بسیار بیشتر از مرجع [37] است.



شکل ۱۰ غلظت آلاینده‌های NO_x و CO₂ با افزایش سهم هیدروژن در سوخت در دمای ورودی توربین ثابت

در مدل احتراقی نیمه پیش‌آمیخته، با محتوای بالای هیدروژن در سوخت و پیش مخلوط بودن سوخت و هوا قبل از ورود به محفظه باعث کاهش ۱۶ درصدی CO تولیدی می‌شود و طبق

جدول ۵) مقایسه غلظت NOx و CO با مراجع [10] و [37] در دمای ورودی توربین ثابت

ترکیب سوخت	NO _x (ppm)	NO _x (ppm)	CO (ppm)	CO (ppm)	CO (ppm)
(شبه‌سازی حاضر)	[10]	[37]	(شبه‌سازی حاضر)	[10]	[37]
%۱۰۰CH _۴	۹/۴	۹/۴۴	۵۰/۹	۱۵/۲۳	N/A
%۹۰CH _۴ + %۱۰H _۲	۱۰/۴	۱۰/۰۸	۴۹/۳	۱۴	N/A
%۸۰CH _۴ + %۲۰H _۲	۱۳	۱۳/۰۹	۴۸/۱	۱۳/۳	N/A
%۷۰CH _۴ + %۳۰H _۲	۱۶/۱	۴۵/۹	۴۳/۳	۱۲/۰۱	N/A

H2/CH4/CO2 fuel blends. Sustainable Energy Technologies and Assessments. 2020 Jun 1;39:100718.

8- Meziane S, Bentebbiche A. Numerical study of blended fuel natural gas-hydrogen combustion in rich/quench/lean combustor of a micro gas turbine. International journal of hydrogen energy. 2019 Jun 7;44(29):15610-21.

9- De Robbio R. Innovative combustion analysis of a micro-gas turbine burner supplied with hydrogen-natural gas mixtures. Energy Procedia. 2017 Sep 1;126:858-66.

10- Serbin S, Burunsuz K, Chen D, Kowalski J. Investigation of the characteristics of a low-emission gas turbine combustion chamber operating on a mixture of natural gas and hydrogen. Polish Maritime Research. 2022 Jun 1;29(2):64-76.

11- Funke HW, Beckmann N, Abanteriba S. An overview on dry low NOx micromix combustor development for hydrogen-rich gas turbine applications. International Journal of Hydrogen Energy. 2019 Mar 8;44(13):6978-90.

12- Carusotto S, Goel P, Baratta M, Misul DA, Salvadori S, Cardile F, Forno L, Toppino M, Valsania M. Combustion Characterization in a Diffusive Gas Turbine Burner for Hydrogen-Compliant Applications. Energies. 2022 Jun 3;15(11):4117.

13- Nam J, Lee Y, Joo S, Yoon Y, Yoh JJ. Numerical analysis of the effect of the hydrogen composition on a partially premixed gas turbine combustor. International Journal of Hydrogen Energy. 2019 Mar 1;44(12):6278-86.

14- Reale F, Sannino R. Water and steam injection in micro gas turbine supplied by hydrogen enriched fuels: Numerical investigation and performance analysis. International Journal of Hydrogen Energy. 2021 Jul 9;46(47):24366-81.

15- Lefebvre AH, Ballal DR. Gas turbine combustion: alternative fuels and emissions. CRC press; 2010 Apr 26.

16- Tabejamaat S. Optimization of Micro Gas Turbine Combustion Chamber by Changing the Swirler Numerically and Experimentally. Modares Mechanical Engineering. 2022 Jul 10;22(7):473-83.

17- Wright ML, Lewis AC. Decarbonisation of heavy-duty diesel engines using hydrogen fuel: A review of the potential impact on no x emissions.

به‌ویژه، در ترکیب سوخت با مقادیر بالاتر از ۲۰ درصد هیدروژن، تولید NOx در این تحقیق نسبت به مطالعات مشابه کاهش یافت.

علاوه بر این، مطالعه حاضر مسیرهایی برای تحقیقات آینده فراهم می‌کند. از جمله بررسی تأثیر ترکیبات سوخت دیگر، طراحی هندسی متفاوت و شبه‌سازی شرایط عملیاتی پیچیده‌تر، می‌تواند در راستای دستیابی به فناوری‌های پیشرفته‌تر و پایدارتر مؤثر باشد.

تأییدیه اخلاقی: محتویات این مقاله حاصل پژوهش نویسندگان است و در هیچ نشریه ایرانی یا خارجی منتشر نشده است.

تعارض منافع: این مقاله برگرفته از پایان‌نامه نویسنده اول است.

منابع مالی: آزمایشگاه احتراق و پیش‌رانش شهید بهشتی.

منابع

- 1- Therkelsen P, Mauzey J, McDonell V, Samuelsen S. Evaluation of a low emission gas turbine operated on hydrogen. In Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air 2006 Jan 1 (Vol. 42363, pp. 557-564).
- 2- Therkelsen P, Werts T, McDonell V, Samuelsen S. Analysis of NO x Formation in a Hydrogen-Fueled Gas Turbine Engine.
- 3- Reale F, Calabria R, Chiariello F, Pagliara R, Massoli P. A micro gas turbine fuelled by methane-hydrogen blends. Applied Mechanics and Materials. 2012 Dec 19;232:792-6.
- 4- Lu J, Fu Z, Liu J, Pan W. Influence of air distribution on combustion characteristics of a micro gas turbine fuelled by hydrogen-doped methane. Energy Reports. 2022 May 1;8:207-16.
- 5- Di Nardo A, Bo A, Calchetti G, Giacomazzi E, Messina G. Study on the fuel flexibility of a microgas turbine combustor burning different mixtures of H2, CH4, and CO2. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 2020 Jun 1;142(6):061001.
- 6- Shih HY, Liu CR. A computational study on the combustion of hydrogen/methane blended fuels for a micro gas turbines. International Journal of Hydrogen Energy. 2014 Sep 12;39(27):15103-15.
- 7- Du Toit M, Engelbrecht N, Oelofse SP, Bessarabov D. Performance evaluation and emissions reduction of a micro gas turbine via the co-combustion of

- 33- Choi BC, Kim HT. FLAME STABILITY OF CO/H₂ SYNGAS IN THE DIFFUSION FLAME BY USING LAB-SCALE BURNER. *Environmental Engineering Research*. 2003 Oct 30;8(4):193-201.
- 34- Medhat M, Yehia M, Franco MC, Rocha RC. A numerical prediction of stabilized turbulent partially premixed flames using ammonia/hydrogen mixture. *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences*. 2021;87(3):113-33.
- 35- Caldeira-Pires A, Heitor MV, Carvalho Jr JA. Characteristics of nitric oxide formation rates in turbulent nonpremixed jet flames. *Combustion and flame*. 2000 Feb 1;120(3):383-91.
- 36- De Soete GG. Overall reaction rates of NO and N₂ formation from fuel nitrogen. In *Symposium (international) on combustion 1975 Jan 1 (Vol. 15, No. 1, pp. 1093-1102)*. Elsevier.
- 37- Hussain T, Talibi M, Balachandran R. Investigating the effect of local addition of hydrogen to acoustically excited ethylene and methane flames. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2019 Apr 23;44(21):11168-84.
- 38- Epa U. United States environmental protection agency. Quality assurance guidance document-model quality assurance project plan for the PM ambient air. 2001 Mar;2:12.
- Environmental Science: Atmospheres. 2022;2(5):852-66.
- 18- Kikuchi K, Hori T, Akamatsu F. Fundamental study on hydrogen low-NO_x combustion using exhaust gas self-recirculation. *Processes*. 2022 Jan 9;10(1):130.
- 19- Unni JK, Bhatia D, Dutta V, Das LM, Jilakara S, Subash GP. Development of Hydrogen Fuelled Low NO_x Engine with Exhaust Gas Recirculation and Exhaust after Treatment. *SAE International Journal of Engines*. 2017 Feb 1;10(1):46-54.
- 20- Shchepakina EA, Zubrilin IA, Kuznetsov AY, Tsapenkov KD, Antonov DV, Strizhak PA, Yakushkin DV, Ulitichev AG, Dolinskiy VA, Hernandez Morales M. Physical and chemical features of hydrogen combustion and their influence on the characteristics of gas turbine combustion chambers. *Applied Sciences*. 2023 Mar 15;13(6):3754.
- 21- Stępień Z. A comprehensive overview of hydrogen-fueled internal combustion engines: Achievements and future challenges. *Energies*. 2021 Oct 11;14(20):6504.
- 22- Ommi F, Azimi M. Most effective combustion technologies for reducing Nox emissions in aero gas turbines. *The International Journal of Multiphysics*. 2012 Dec 31;6(4):417-24.
- 23- Cameretti MC. Modelling of a Hybrid Solar Micro-Gas Turbine fuelled by biomass from agriculture product. *Energy Reports*. 2020 Feb 1;6:105-16.
- 24- Abagnale C, Cameretti MC, De Robbio R, Tuccillo R. Thermal cycle and combustion analysis of a solar-assisted micro gas turbine. *Energies*. 2017 Jun 2;10(6):773.
- 25- Chen J, Mitchell MG, Nourse JG. Development of Ultra-Low Emission Diesel Fuel-Fired Microturbine Engines for Vehicular Heavy Duty Applications: Combustion Modifications. In *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air 2010 Oct 10 (Vol. 44007, pp. 521-530)*.
- 26- Bolszo CD, McDonell VG. Emissions optimization of a biodiesel fired gas turbine. *Proceedings of the Combustion Institute*. 2009 Jan 1;32(2):2949-56.
- 27- Patankar S. Numerical heat transfer and fluid flow. CRC press; 2018 Oct 8.
- 28- Chen S, Zhao D, Li HK, Ng TY, Jin X. Numerical study of dynamic response of a jet diffusion flame to standing waves in a longitudinal tube. *Applied Thermal Engineering*. 2017 Feb 5;112:1070-82.
- 29- Fantozzi F, Laranci P, Bianchi M, De Pascale A, Pinelli M, Cadorin M. CFD simulation of a microturbine annular combustion chamber fuelled with methane and biomass pyrolysis syngas: Preliminary results. In *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air 2009 Jan 1 (Vol. 48838, pp. 811-822)*.
- 30- Manual U. ANSYS FLUENT 21.1. Theory Guide. 2009.
- 31- Poinso T. Theoretical and Numerical Combustion. RT Edwards. 2005.
- 32- Xiao C, Omid M, Surendar A, Alizadeh AA, Bokov DO, Binyamin, Toghraie D. Simulation of combustion flow of methane gas in a premixed low-swirl Burner using a partially premixed combustion model. *Journal of Thermal Science*. 2022 Sep;31(5):1663-81.