

شبیه‌سازی سه بعدی و مطالعه احتراق بیوگاز در محفظه احتراق حلقوی میکروتوربین C30

عارف سهرابی^۱، سید مهدی میرساجدی^{۲*}

۱- کارشناسی ارشد، مهندسی هوافضا، دانشگاه شهید بهشتی، تهران، a.sohrabishabjere@mail.sbu.ac.ir

۲- استادیار، مهندسی هوافضا، دانشگاه شهید بهشتی، تهران، m_mirsajedi@sbu.ac.ir

* نویسنده مخاطب

(تاریخ دریافت: ۱۴۰۳/۰۲/۲۲، دریافت آخرین اصلاحات: ۱۴۰۳/۰۴/۱۸، پذیرش: ۱۴۰۳/۰۵/۲۰)

چکیده: در این مطالعه عملکرد احتراقی محفظه احتراق میکروتوربین C30 با سوخت بیوگاز با کسرهای جرمی مختلفی از CO_2 مورد تحلیل و بررسی قرار گرفته است. با فرض هندسه متناوب و واکنش دو مرحله‌ای سوخت و اکسید، هزینه محاسباتی کاهش یافت. برای شبیه‌سازی جریان درون محفظه، از معادلات سه بعدی ناویر-استوکس و مدل آشفستگی $k - \epsilon$ برای مدل‌سازی اثرات آشفستگی استفاده شده است. جریان درون محفظه احتراق با اجزای سوخت متفاوت با مدل احتراقی EDDY DISSIPATION مورد تحلیل و بررسی قرار گرفت. برای انجام اعتبارسنجی حل و مقایسه نتایج با نمونه ساخته شده از CH_4 خالص به‌عنوان سوخت استفاده شد. در این مطالعه مشخص شد که در حالت دبی جرمی ثابت سوخت مصرفی، افزایش سهم CO_2 در سوخت با کسر جرمی‌های متفاوت، به علت کاهش ارزش حرارتی ایجاد شده باعث کاهش دمای تولیدی شده و همچنین مشخص شد که استفاده از بیوگاز به‌صورت پیش مخلوط موجب کاهش مطلوب میزان NOx می‌شود. با توجه به نتایج به‌دست آمده، پیشنهاد می‌شود میزان CO_2 در سوخت حداکثر ۱۰ درصد باشد، زیرا میزان دما تنها ۳۸ کلوین کاهش پیدا کرده و میزان NOx در خروجی نیز ۱/۴ ppm است.

کلیدواژگان: میکروتوربین، محفظه احتراق، بیوگاز، احتراق پیش مخلوط، آلاینده.

مقدمه

میکروتوربین‌ها مزایای متعددی نسبت به سایر فناوری‌ها برای تولید برق در مقیاس کوچک دارند و از طرفی قطعات متحرک کمی دارند، از نظر اندازه جمع و جور و سبک وزن هستند و نسبت به سایر فناوری‌ها دارای راندمان بیشتر و میزان آلاینده‌گی کمتری هستند. میکروتوربین‌ها قابلیت عملکرد با سوخت‌های متفاوتی از جمله سوخت‌های مایع مانند بنزین، نفت سفید، سوخت دیزل و همچنین سوخت‌های گازی از جمله گاز زیستی، CH_4 ، H_2 و سایر منابع سوخت را دارند [۱]. در حال حاضر، سوخت مورد استفاده در بیشتر میکروتوربین‌ها گاز طبیعی است که ذخایر آن در حال کاهش است. در دنیای امروزی نیاز مبرمی به سایر منابع انرژی سبز برای جایگزینی جزئی انرژی‌های فسیلی وجود دارد. در مقایسه با گاز طبیعی، بیوگاز به دلیل فرآیند تولید سبز آن از نظر زیست محیطی پایدارتر است. بیوگاز عمدتاً حاوی CH_4 و CO_2 است و به عنوان یک جایگزین امیدوارکننده گاز طبیعی در نظر گرفته می‌شود [۲]. بیوگاز به عنوان سوخت پاک در بسیاری از مناطق مورد استفاده قرار گرفته است. استفاده گسترده از آن در تولید حرارت و برق و در موارد خاص پهبادهای، در مقایسه با تولید تنها برق تأثیر مضر بر

محیط‌زیست را به شدت کاهش می‌دهد [۳]. در عین حال داشتن محفظه احتراقی مدرن که توانایی کار با انواع سوخت‌ها از جمله سوخت‌های با ارزش حرارتی پایین داشته باشد بسیار ضروری است.

روبرتو ده رابو در سال ۲۰۱۷ با استفاده از مخلوط‌های H_2 و گاز CH_4 پایداری احتراق و میزان تولید NO_x را در محفظه احتراق C30 شبیه‌سازی کرد. او نتیجه گرفت که افزودن مقدار H_2 راندمان احتراق را بهبود نمی‌بخشد و این با نتایج تجربی نشان داده شده در ادبیات فنی مغایرت دارد [۴]. گرگوری در سال ۲۰۱۵ عملکرد اتمیزه‌سازی و احتراق سوخت‌های زیستی تجدیدپذیر و اثرات اختلاط اتانول در بیودیزل را به صورت تجربی بررسی کرد. نتایج نشان داد که چگونه نوع سوخت بر ویژگی‌های اتمیزه‌سازی، اسپری و نهایتاً احتراق تأثیر می‌گذارد. سوخت‌های زیستی عملکرد مشابهی در اتمیزه شدن داشتند. افزودن اتانول اندازه قطرات را کاهش می‌دهد. افزایش اختلاط اتانول باعث کاهش انتشار NO_x شد اما راندمان احتراقی را کاهش داد. [۵]. وینسنت مک‌دونل و همکاران در سال ۲۰۱۹ تجزیه و تحلیل تشکیل NO_x در یک میکروتوربین با سوخت هیدروژن را انجام دادند. نتایج نشان داد با پیش اختلاط تقریباً کامل، مشخص می‌شود که موتور، زمانی که با هیدروژن کار می‌کند، مقدار بیشتری NO_x نسبت به زمانی که با گاز طبیعی کار می‌کند، تولید می‌کند [۶]. بامیس و همکاران در سال ۲۰۲۱ عملکرد یک محفظه احتراق استوانه‌ای با استفاده از گاز طبیعی و گاز سنتز را بررسی کردند. نتایج نشان داد که میدان‌های دما و سرعت برای احتراق طبیعی و گاز سنتز را می‌توان به درستی پیش‌بینی کرد. علاوه بر این، امکان پیش‌بینی دقیق گونه‌های شیمیایی NO_x ، CO ، CO_2 و H_2O در گازهای خروجی وجود دارد [۷]. پائلو لارنسی و همکاران یک فعالیت عددی در دانشگاه پروجائون انجام دادند، در واقع آن‌ها یک محفظه احتراق حلقوی میکرو توربین گازی ۸۰ کیلوواتی را به صورت عددی برای تأیید الزامات احتراق، عمدتاً بین نسبت هوا به سوخت و ارزش حرارتی پایین‌تر، مدل‌سازی کردند. نتایج نشان داد که توربین می‌تواند به درستی با سوخت‌های گازی مشتق شده از زیست توده آزمایش شده و با استفاده از محفظه احتراق بهینه شده با سوخت‌های با ارزش حرارتی پایین کار کند [۸]. مانگرا در سال ۲۰۲۰، یک محفظه احتراق حلقوی برای استفاده در پهپادها را مدل‌سازی کرد. نتایج به دست آمده نشان داد که شعله در ناحیه مرکزی محفظه ایجاد می‌شود و بدین ترتیب دیواره‌های آن در معرض دمای بالا قرار نمی‌گیرند [۹]. نودری و همکاران، انتشار و عملکرد یک محفظه احتراق میکرو توربین با سوخت آمونیاک-گاز طبیعی را بررسی کردند. نتایج نشان داد که با افزایش ۱۲ درصد آمونیاک در سوخت، انتشار NO_x به طور چشمگیری افزایش می‌یابد و به ۳۳۰ PPM می‌رسد، اما پس از یک آستانه خاص (حدود ۱۲/۵ درصد مولی آمونیاک)، افزودن بیشتر آمونیاک باعث کاهش انتشار NO می‌شود. علاوه بر این، به دلیل پایین‌تر بودن ارزش حرارتی آمونیاک نسبت به گاز طبیعی، دمای کلی محفظه احتراق با افزودن آمونیاک کاهش می‌یابد [۱۰]. کدورین و همکاران تحلیل عددی احتراق یک توربین گازی میکرو ۱۰۰ کیلوواتی که با گاز طبیعی و گاز سنتز حاصل از زیست توده تغذیه می‌شود، انجام شده است. مشخص شد که رفتار دینامیکی سیال محفظه احتراق به طور قابل توجهی تحت تأثیر توزیع سوخت بین دو خط تأمین قرار نمی‌گیرد. اما توزیع دما به شدت تحت تأثیر توزیع سوخت در محفظه احتراق است. همچنین نتایج نشان داد که در صورت استفاده از گاز سنتز، با افزایش تعداد سوراخ‌های رقیق‌سازی میزان دمای ورودی به توربین افزایش پیدا می‌کند. [۱۱]. موردونت و همکاران با طراحی یک دستگاه احتراقی، تأثیر اضافه شدن CO_2 به CH_4 خالص را بررسی کردند. با استفاده از یک مشعل گردابی با فشار اتمسفر، داده‌های آلاینده‌گی و محدودیت‌های پایداری شعله اندازه‌گیری و تحلیل شد. نتایج عددی و تجربی وابستگی مشابه آلاینده‌ها به نسبت هم‌ارزی، افزودن CO_2 ، دمای هوای ورودی و زمان ماندگاری مشعل را نشان داد [۱۲]. چی رانگ لیو و همکاران در سال ۲۰۱۸ یک مدل محفظه احتراق استوانه‌ای شکل برای کاربرد احتراق گاز سنتز طراحی و شبیه‌سازی کردند. در این پژوهش، طراحی بهبودیافته مشعل مورد بررسی قرار گرفته و شبیه‌سازی محفظه احتراق به صورت سه‌بعدی و تراکم‌پذیر با مدل آشفتگی $k - \epsilon$ انجام شد. نتایج مدل‌سازی نشان داد که شعله‌های با دمای بالا در مرکز منطقه اولیه با تزریق شعاعی سوخت به سمت داخل تثبیت می‌شوند. [۱۳]. ماسمیلیانو رنزی و همکاران تأثیر استفاده از گاز سنتز با تزریق بخار آب در فرایند احتراق یک میکروتوربین را بررسی کردند. نتایج نشان داد که با تزریق بخار آب میزان آلاینده NO_x

کاهش پیدا می‌کند [۱۴]. کامرتی و همکارش یک میکروتوربین گازی هیبریدی خورشیدی که با زیست توده حاصل از محصولات کشاورزی تغذیه می‌شود را مدل‌سازی کردند. نرم‌افزار تجاری ترموفلکس^۱ برای مدل‌سازی کل نیروگاه مورد استفاده قرار گرفته است. نتایج حاصل از نظر بازده و تأثیر زیست‌محیطی گزارش و با نتایج به دست آمده از میکروتوربین گازی سنتی با سوخت گاز طبیعی مقایسه شده است. نتایج نشان داد که در صورت استفاده از سوخت زیستی انتشار CO₂ نسبت به حالت استفاده از گاز طبیعی بیشتر خواهد شد. [۱۵].

دو نوع اصلی محفظه احتراق وجود دارد، استوانه‌ای و حلقوی. در میکروتوربین‌ها معمولاً از محفظه احتراق‌های استوانه‌ای به علت کم هزینه بودن آن‌ها استفاده می‌شود، اما این نوع محفظه دارای آلاینده‌گی و مصرف سوخت بیشتری نسبت به نوع حلقوی است. انتخاب نوع و طرح احتراق تا حد زیادی با طراحی کلی موتور و نیاز به استفاده موثر از فضای موجود تعیین می‌شود. در طرح محفظه احتراق حلقوی، یک آستر حلقوی به صورت متحدالمرکز در داخل یک پوشش حلقوی نصب می‌شود. از بسیاری جهات این یک هندسه ایده‌آل از محفظه احتراق است، زیرا طرح آیرودینامیکی مناسب آن منجر به یک واحد فشرده با افت فشار کمتر نسبت به سایر انواع محفظه‌های احتراق می‌شود. محفظه احتراق‌های حلقوی احتراق یکنواخت‌تر، اندازه کوچک و در نتیجه وزن کمتری دارند. علاوه بر این، معمولاً دمای خروجی بسیار یکنواختی دارند. محفظه احتراق‌های حلقوی به علت طرح هندسی که دارند تمام سوخت وارد شده محترق شده و احتراقی کامل با آلاینده‌گی نسبتاً کم ارائه می‌دهند [۱۶]. با این حال مشکلات زیست محیطی و آلاینده‌گی همچنان رو به افزایش است، در نتیجه کاهش استفاده از سوخت‌های فسیلی و داشتن احتراقی سبز با آلاینده‌گی کمتر بسیار مهم است.

در این مطالعه محفظه احتراق حلقوی میکروتوربین C30 انتخاب شده و برای اولین بار از سوخت بیوگاز به صورت پیش مخلوط استفاده شده است. شبیه‌سازی میدان جریان در نرم‌افزار فلونت و به صورت سه‌بعدی صورت گرفته است. در این شبیه‌سازی ابتدا عملکرد محفظه احتراق با سوخت CH₄ خالص بررسی شده و سپس نتایج به دست آمده با نمونه ساخته شده اعتبارسنجی می‌شود. با هدف کاهش میزان آلاینده‌گی، با افزودن CO₂ به CH₄ و تشکیل سوخت بیوگاز، CH₄ و CO₂ به عنوان دو جز اصلی سوخت به صورت پیش مخلوط با هوا وارد محفظه احتراق می‌شوند و در پایان نتایج حاصل مورد تحلیل و بررسی قرار می‌گیرند.

میکروتوربین C30

میکروتوربین‌های کیستون^۲ نوعی از سیستم‌های میکروتوربین با آلاینده‌گی کم هستند که برای کاربردهای ترکیبی توان و حرارت استفاده می‌شوند. میکروتوربین‌های کیستون با سوخت‌های گازی، تجدیدپذیر و مایع، از جمله گاز طبیعی، پروپان، گاز مشعل، گاز محل دفن زباله، گازوئیل و نفت سفید کار می‌کنند. آن‌ها از ۳۰ کیلووات تا ۳۰ مگاوات مقیاس‌پذیر هستند و دارای کنترل‌های احتراق پیشرفته هستند که منجر به آلاینده‌گی کم بدون تصفیه‌ی گازهای خروجی آگروز می‌شود.

در شبیه‌سازی حاضر از میکروتوربین C30 به علت وجود داده‌های عملکردی و هندسی، برای شبیه‌سازی استفاده شده است. در جدول (۱) جزئیات عملکردی میکروتوربین C30 آورده شده است.

راندمان الکتریکی این میکروتوربین ۲۶ درصد است و راندمان ترکیبی توان و حرارت می‌تواند تا ۹۰ درصد افزایش یابد. دمای آگروز میکروتوربین ۲۷۵ درجه سانتی‌گراد (۵۳۰ درجه فارنهایت) و جریان گاز خروجی ۰/۳۱ کیلوگرم بر ثانیه (۰/۶۸ پوند بر ثانیه) است.

¹Thermax

² Capstone

جدول ۱- اطلاعات عملکردی میکرو توربین گازی C30

Table1- C30 micro gas turbine datasheet

Parameter	Value	Unit
Turbine inlet temperature	1173	K
Chamber outlet pressure	333747	pa
Pressure Ratio	3.45	-
Exhaust Mass flow	0.31	Kg/s
Electric efficiency	0.26	-
Speed	96000	rpm
Net Power output	30	kw

هندسه محفظه احتراق

محفظة احتراق میکروتوربین C30، یک محفظه احتراق حلقوی حلقوی جریان معکوس است. هندسه محفظه احتراق میکروتوربین با استفاده از اطلاعات هندسی موجود در منابع [۱۷-۲۰] در نرم افزار سالیدورک^۱ ایجاد شد. هندسه ایجاد شده به دلیل عدم ارائه اطلاعات رسمی از طرف سازنده، کمی با هندسه واقعی متفاوت است. در شکل (۱) نمای ایزومتریک میکروتوربین C30 با ترتیب قرارگیری انژکتورها و نحوه اختلاط سوخت و هوا قبل از ورود به محفظه احتراق قابل مشاهده است. در شکل (۲) هندسه سه بعدی برش خورده محفظه احتراق قابل مشاهده است. هندسه محفظه احتراق مورد نظر با بسیاری از محفظه احتراق های حلقوی به علت چیدمان خاص متعلقات میکروتوربین متفاوت است. انژکتورهای محفظه احتراق میکروتوربین C30 به شکل یک لوله با قطر ۲/۶۷ سانتی متر، دارای یک سری سوراخ های مماسی و محوری برای افزایش اختلاط سوخت و هوا قبل از ورود به محفظه احتراق می باشند [۲۱]. در شکل (۳) نمای برش خورده انژکتور پیش مخلوط را مشاهده می شود. این انژکتورها جریان از پیش مخلوط شده سوخت و هوا را به صورت مماسی به داخل محفظه احتراق وارد می کنند.

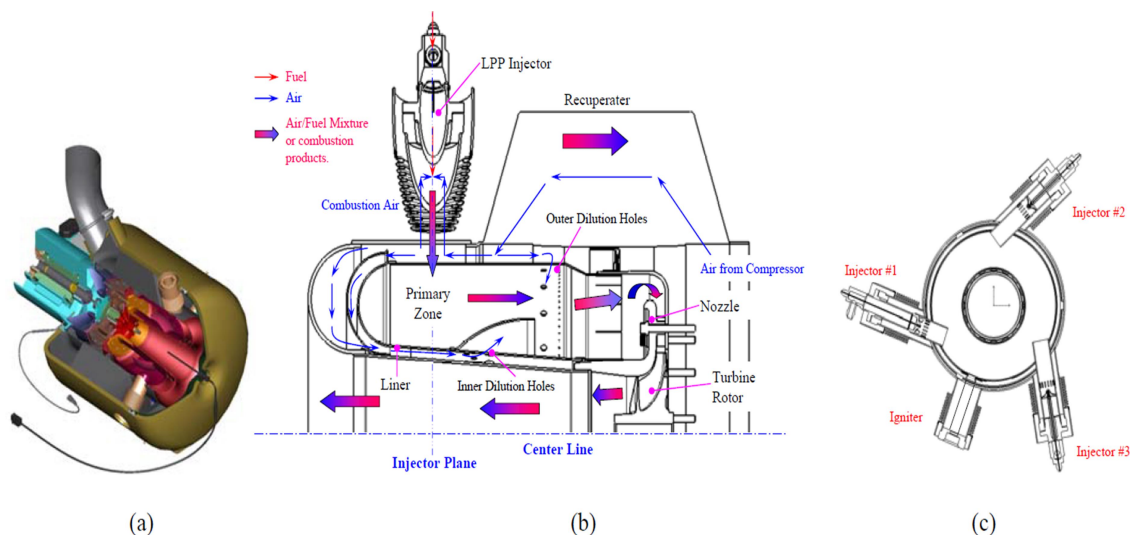


Figure 1- a) Isometric View of C30 MicroTurbine Engine without Fuel Injectors; b) C30 Combustor Cross Section View with Air/Fuel Flow Indicated; c) Injector Arrangement

شکل ۱- الف) نمای ایزومتریک موتور میکروتوربین C30 بدون انژکتور سوخت، ب) نمای مقطع محفظه احتراق C30 با نمایش جریان هوا/سوخت، ج) ترتیب چیدمان انژکتورها [۱۷]

¹ SOLIDWORK

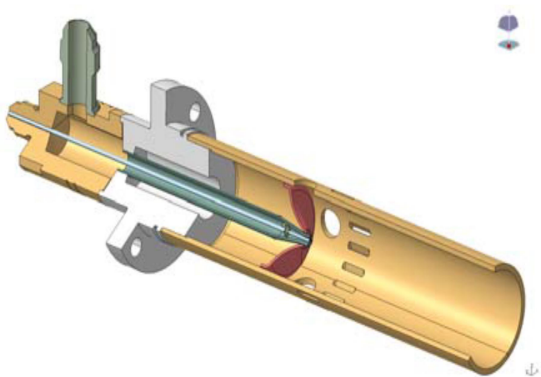


Figure 3- premixed injector
شکل ۳- انژکتور پیش مخلوط [۱۷]

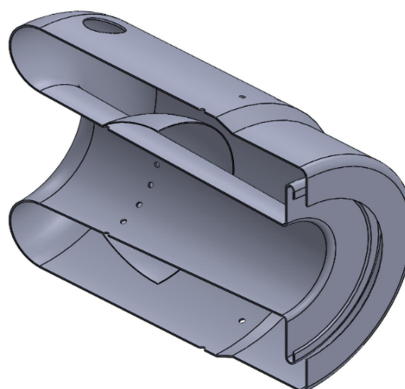


Figure 2- Combustion chamber geometry
شکل ۲- هندسه محفظه احتراق

روابط حاکم و شبیه‌سازی

در این تحقیق، شبیه‌سازی به صورت کاملاً سه‌بعدی و پایا با استفاده از فرم سه بعدی معادلات ناویر استوکس انجام شد. معادلات بقای جرم (۱)، بقای مومنتم (۲)، بقای انرژی (۳) و معادله انتقال گونه‌ها (۴) مورد استفاده در این شبیه‌سازی به شرح زیر هستند [۲۲].

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

معادله (۱) شکل کلی معادله بقای جرم است و برای جریان‌های تراکم‌ناپذیر و همچنین تراکم‌پذیر معتبر است.

معادله‌ی بقای مومنتوم توسط رابطه زیر بیان می‌شود:

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

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.

نرم افزار انسیس فلونت معادله‌ی انرژی را به شکل زیر حل می‌کند:

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

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 S_h گرمای حاصل از واکنش شیمیایی یا هر منبع حرارتی در میدان است.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho Y_i) + \nabla \cdot (\rho V Y_i) = -\nabla \cdot J_j + R_i \quad (4)$$

که در آن R_i نرخ خالص تولید گونه i ام توسط واکنش شیمیایی است و Y_i کسر جرمی گونه i ام است.

جریان داخل محفظه احتراق میکروتوربین، یک جریان کاملاً مغشوش و چرخشی است. برای مدل‌سازی اثرات آشفتگی جریان‌های داخل محفظه احتراق اغلب از مدل‌های $k - \varepsilon$ و $k - \omega$ و مدل‌های تنش رینولدزی استفاده می‌شود. مدل $k - \varepsilon$ 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. مدل‌های $k - \omega$ از نظر دقت نتایج به صورت عمومی از مدل‌های $k - \varepsilon$ برتر هستند و برای جریان‌های داخلی و لایه مرزی بیشتر توصیه می‌شوند. مدل تنش رینولدزی یک مدل هفت معادله‌ای است که برای جریان‌های پیچیده سه‌بعدی با انحناهای زیاد در خطوط جریان و محفظه

احتراق‌های چرخشی مناسب است. مدل تنش رینولدزی به لحاظ عددی بسیار پیچیده بوده و همگرایی سخت‌تری نسبت به سایر مدل‌های اشاره شده دارد. شبیه‌سازی محفظه احتراق‌های سه‌بعدی حلقوی دارای هزینه محاسباتی و پیچیدگی حل زیادی است. در این شبیه‌سازی به علت متناوب بودن هندسه و کاهش پیچیدگی حل از مدل آشفتگی $k - \epsilon$ استفاده شده است. از آنجا که جریان داخل لاینر از جریان داخل حلقه بیرونی^۱ جدا است، برای کمتر شدن هزینه محاسباتی و پیچیدگی حل تنها جریان داخل لاینر مدل شد. در این مطالعه برای مدل‌سازی احتراق از مدل انتقال گونه‌ها با مدل برهمکنش شیمی_آشفتگی EDDY DISSIPATION استفاده شده و CH_4 به عنوان سوخت و هوا به عنوان اکسید کننده در یک واکنش دو مرحله‌ای در نظر گرفته شده‌اند. این مدل نسبت به سایر مدل‌های احتراقی همگرایی مناسب‌تر و دقت بیشتری دارد. در جدول (۲) تنظیمات حلگر و راه‌حل مورد استفاده مشاهده شود.

جدول ۲- تنظیمات حلگر و راه‌حل مورد استفاده برای مطالعه احتراق

Table2- Solver and solution Schemes used for combustion study

Parameter	Schemes Used
Solver	Solver Segregated RANS Pressure-Based Steady
Space	3D
Turbulence model	$k - \epsilon$, Realizable
Species Model	Species Transport
NO_x	Thermal NO_x Prompt NO_x
Solution method	Converge scheme: Coupled Pressure: Linear
Fuel	CH_4
Oxidizer	$79\%N_2+21\%O_2$

با استفاده از پارامترهای عملکردی میکروتوربین C30 شرایط مرزی در این مطالعه اعمال شد. انژکتورها به صورت نازل‌هایی فرض شده‌اند که مخلوط سوخت و اکسید را به صورت از پیش مخلوط شده به داخل محفظه تزریق می‌کنند. ورودی‌های محفظه یعنی انژکتورها، سوراخ‌های رفیق‌سازی به صورت ورودی سرعت در نظر گرفته شده‌اند. همچنین خروجی محفظه به صورت خروجی فشار فرض شده است. جزئیات شرایط مرزی اعمالی در جدول (۳) قابل مشاهده است.

جدول ۳- شرایط مرزی

Table3-Boundary conditions

Parameter (Unit)	Value
Fuel mass flow (kg/s)	0.0053
The temperature of the fuel-air mixture from the injector inlet (K)	870
Air mass flow (kg/s)	0.31
Outlet pressure (KPa)	333

مطالعه شبکه

هندسه محفظه احتراق با تعداد المان‌های متفاوت با استفاده از نرم‌افزار انسیس مشینگ^۲ شبکه بندی شد. با توجه به تناوب هندسه محفظه احتراق مطالعه به صورت پرئودیک انجام گرفت، همچنین به دلیل ساختار پیچیده مدل، از شبکه‌بندی چند وجهی به صورت بی سازمان استفاده شد. چهار نوع شبکه با تعداد المان‌های ۱۵۹۱۰۷۲، ۱۷۶۴۸۳۹، ۲۰۳۹۹۲۳، ۲۲۴۶۱۲۲ با

¹ Annulus

² Ansys-meshing

تنظیم فاکتور اندازه شبکه تولید شدند. در شکل (۴) یک نمونه از شبکه‌های تولید شده برای محفظه احتراق مورد نظر مشاهده می‌شود.

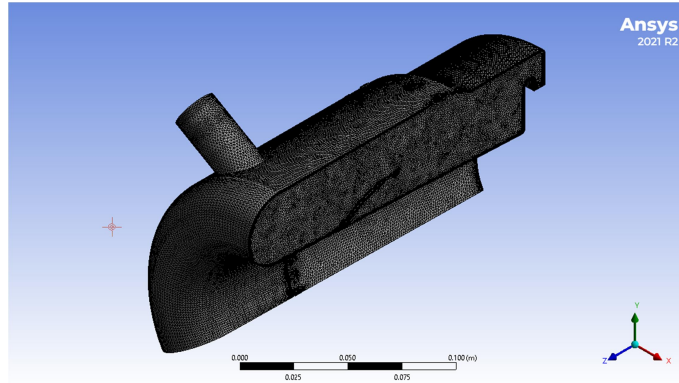


Figure 4-Mesh of combustion chamber

شکل ۴- شبکه بندی محفظه احتراق

آزمون استقلال شبکه با ارائه چهار نوع شبکه ایجاد شده به نرم‌افزار انسیس فلونت با شرایط اولیه و مرزی یکسان انجام شد. از آنجایی که دمای میانگین خروجی و میزان آلاینده‌هایی مانند CO_2 و NO_x در خروجی محفظه احتراق پارامترهایی کلیدی برای ارزیابی عملکرد احتراق هستند، به عنوان معیار برای مطالعه شبکه در نظر گرفته شدند. در شکل (۵) و (۶) نشان داده شده است که با افزایش تعداد المان‌های شبکه تغییرات این مقادیر ناچیز است و تمایل به پایداری دارند به این معنی که تأثیر افزایش تعداد المان‌های شبکه بر روی محاسبات ناچیز است. برای ایجاد تعادل بین نتایج دقیق و بازده محاسباتی، شبکه با تعداد المان ۲۰۳۹۹۲۳ برای انجام ادامه محاسبات اتخاذ شد.

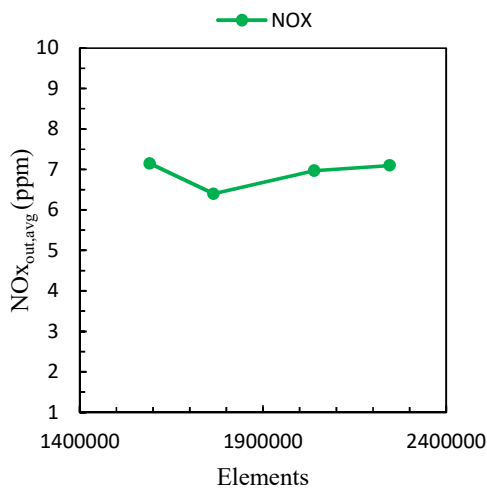


Figure 6- NOx changes in different meshes

شکل ۶- تغییرات NO_x در شبکه‌های مختلف

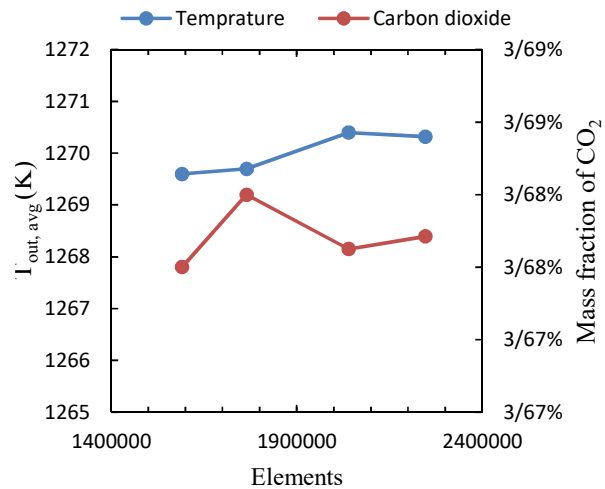


Figure 5- Temperature and CO_2 changes in different meshes

شکل ۵- تغییرات دما و CO_2 در شبکه‌های مختلف

اعتبارسنجی

عملکرد با سوخت CH_4 در شرایط عملکردی میکروتوربین C30 به عنوان حالت مبنا برای مقایسه نتایج در نظر گرفته می‌شود. بهترین داده‌ها برای اعتبارسنجی به ترتیب، دمای خروجی محفظه احتراق و میزان آلاینده‌ها هستند. در جدول (۴) میزان دما و اکسید نیتروژن خروجی به دست آمده از شبیه‌سازی با اطلاعات رسمی از طرف سازنده میکروتوربین C30 [۲۳] مقایسه شده است.

جدول ۴- مقایسه نتایج بین آزمایش و داده‌های عددی

Table 4- Comparison results between experiment and numerical data

Parameter	Experimental data	Numerical data
$T_{out,ave}$ (K)	1173	1270.4
Outlet NOx at 15% oxygen (ppm)	<9	6.95

مقایسه نتایج داده‌های تجربی و عددی نشان می‌دهد اختلاف دمای خروجی و میزان NOx در خروجی به ترتیب ۹۳ کلوین و ۲ ppm است. این اختلاف ایجاد شده به علت فرض پیش مخلوط سوخت و هوا در جریان خروجی از انژکتور است. این فرض باعث احتراق کامل سوخت شده و در نتیجه دما به شکل مطلوبی افزایش می‌یابد، همچنین به علت پیش اختلاط سوخت و هوا میزان آلاینده‌های تولیدی کاهش پیدا می‌کند. این موضوع صحت داده‌های به دست آمده حاصل از شبیه‌سازی را نشان می‌دهد و این نتایج در این سطح از شبیه‌سازی قابل قبول است.

نتایج

بیوگاز عمدتاً ترکیبی از CH_4 و CO_2 است. هنگام جایگزینی گاز CH_4 با سوخت بیوگاز در محفظه احتراق حلقوی، CO_2 موجود در بیوگاز بر پارامترهای فیزیکی سوخت تأثیر می‌گذارد در نتیجه عملکرد کلی احتراق دچار تغییر خواهد شد [۲۴]. به طور کلی هر چه سوخت مورد استفاده خالص‌تر باشد عملکرد احتراقی از نظر راندمان، مصرف سوخت و میزان آلاینده مناسب‌تر خواهد بود. با توجه به ترکیبات سوخت بیوگاز، سوخت با درصدهای مختلف CO_2 وارد محفظه شد و عملکرد احتراقی محفظه مورد تحلیل و بررسی قرار گرفت.

برای بررسی ویژگی‌های احتراقی محفظه، CH_4 با درصدهای مختلف CO_2 به عنوان سوخت استفاده می‌شود. سوخت با دبی جرمی ثابت 0.053 کیلوگرم بر ثانیه با نسبت جرمی‌های متفاوت CH_4 و CO_2 از طریق انژکتورها وارد محفظه احتراق می‌شود. جزئیات سوخت مورد استفاده در حالت‌های مختلف در جدول (۵) قابل مشاهده است. همانطور که دیده می‌شود در پنج حالت، CH_4 به همراه درصدهای مختلف CO_2 که در هر مرحله ۱۰ درصد افزایش می‌یابد استفاده می‌شود. با افزایش سهم CO_2 در سوخت، ارزش حرارتی سوخت به تدریج کاهش می‌یابد.

جدول ۵- سوخت‌های گازی با ترکیبات مختلف

Table 5- Gas fuels with different compositions

case	CH_4 (%)	CO_2 (%)	LHV (MJ/kg)	Density (kg/m ³)	Mole mass (kg/mol)
1	100	0	50.02	0.716	16.05
2	90	10	45.01	0.84	18.85
3	80	20	40.01	0.96	21.6
4	70	30	35.01	1.1	24.4
5	60	40	30.01	1.22	27.2

مخلوط سوخت و هوا از انژکتورها در جهت مماسی به ناحیه احتراق تزریق می‌شود و باعث می‌شود که جریان در جهت محیطی محفظه احتراق حرکت کند و احتراق داخل محفظه به شکل مطلوبی انجام گیرد. همچنین به علت ماهیت جریان و هندسه مناسب محفظه احتراق، شعله در داخل محفظه پایدار خواهد بود. در شکل (۷) خطوط جریان مشاهده می‌شود. در داخل محفظه احتراق یک لاینر داخلی وجود دارد که کمک می‌کند جریان اصلی در مرکز محفظه احتراق باقی بماند. همچنین محل استقرار سوراخ‌های ناحیه رقیق‌سازی مشاهده می‌شود که با هدف کامل کردن احتراق و کنترل دمای خروجی محفظه استفاده می‌شوند.

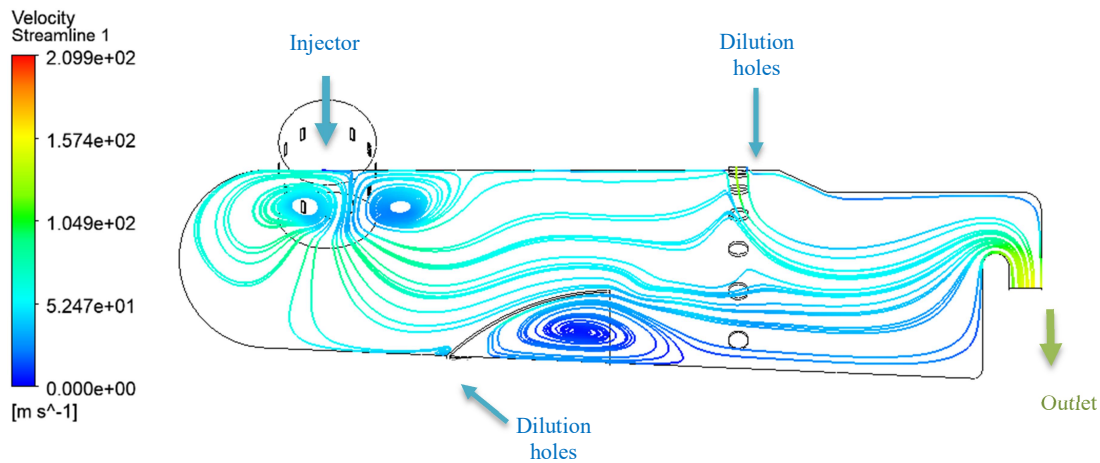


Figure 7- Streamlines
شکل ۷- خطوط جریان

در شکل (۸) میدان دما در حالت استفاده از ۱۰۰ درصد CH_4 بر حسب کلوین در دو جهت مختلف قابل مشاهده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود زمانی که ترکیب سوخت و هوا از طریق انژکتورها وارد ناحیه اصلی^۱ احتراقی محفظه می‌شود، احتراق به شکل مطلوبی انجام می‌گیرد و شعله ایجاد شده نیز پایدار خواهد بود. پس از ورود مخلوط سوخت و هوا به ناحیه اصلی و انجام گرفتن احتراق، دمای داخل محفظه تا محدوده ۲۰۰۰ کلوین افزایش پیدا می‌کند. سپس با حرکت چرخشی و رو به جلوی جریان به سمت خروجی محفظه، جریان وارد ناحیه رقیق‌سازی^۲ می‌شود. در ناحیه رقیق‌سازی با تزریق هوای اضافی به محصولات احتراق، دمای محصولات برای ورود به توربین کنترل می‌شود. در خروجی همان‌طور که مشاهده می‌شود، دما بسیار یکنواخت است، که باعث افزایش طول عمر پره‌های توربین خواهد شد.

¹ Primary zone
² Dilution zone

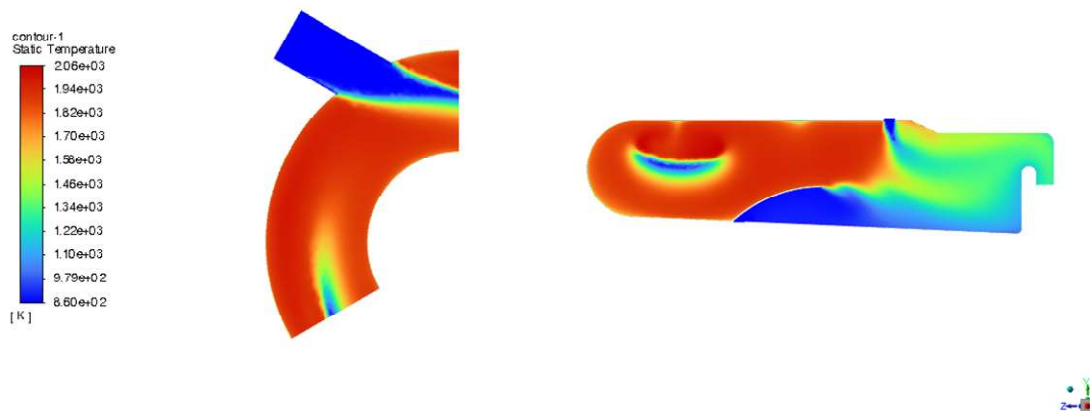


Figure 8- Temperature contour in the combustor

شکل ۸- میدان دما درون محفظه احتراق

اثر CO_2 در سوخت

در شکل (۹) نحوه توزیع دما در جهت محوری محفظه احتراق با اجزای سوخت متفاوت در دبی جرمی ثابت سوخت مصرفی دیده می‌شود. توزیع دما در طول یک خط از ورودی انژکتور تا خروجی محفظه که از میانگین قطر داخلی و خارجی محفظه به دست آمده بررسی شده است. میزان دما در طول محفظه ابتدا در محدود ۱۱۰۰ کلوین است، سپس میزان دما تا تقریباً ۱۹۰۰ کلوین افزایش پیدا می‌کند و با ورود به ناحیه رقیق‌سازی به تدریج کاهش پیدا می‌کند. با افزایش سهم CO_2 با درصدی مختلف در سوخت مصرفی، میزان دما در حالت‌های مختلف کاهش تدریجی خواهد داشت. زمانی که سوخت مصرفی نامرغوب باشد در واقع یعنی خالص نباشد و ترکیب‌های متفاوتی در سوخت وجود داشته باشد علاوه بر اینکه به فرایند احتراق کمک نمی‌کنند بلکه باعث می‌شوند دمای حاصل از احتراق کم شده و در نتیجه عملکرد میکروتوربین تحت تأثیر قرار خواهد گرفت.

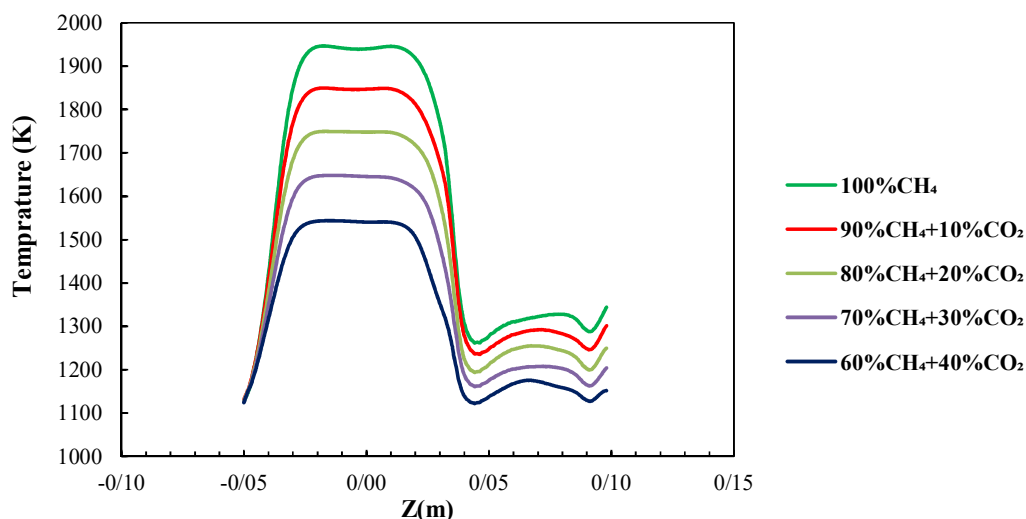


Figure 9- Temperature distribution in the axial direction of the chamber

شکل ۹- توزیع دما در جهت محوری محفظه

در شکل (۱۰) میزان آلاینده NOx در طول محفظه با اجزای متفاوت سوخت برحسب ppm مشاهده می‌شود. میزان آلاینده NOx در ابتدا به علت کم بودن دما و شکل نگرفتن احتراق حداکثر ۴ ppm است. با کامل شدن احتراق و افزایش دما میزان NOx افزایش زیادی پیدا می‌کند و سپس با ورود به ناحیه‌ی رقیق‌سازی، با تزریق هوای اضافی کاهش پیدا می‌کند. تزریق هوای اضافی باعث کاهش دمای تولیدی شده و در نتیجه از واکنش‌های تشکیل NOx جلوگیری می‌شود. از طرفی تزریق هوای اضافی باعث کاهش سهم NOx در ناحیه‌ی رقیق‌سازی خواهد شد. با افزایش سهم CO₂ با درصدهای مختلف در سوخت، ارزش حرارتی سوخت به تدریج کم می‌شود. با کاهش ارزش حرارتی سوخت دمای تولیدی که عامل اصلی تولید NOx است کاهش می‌یابد، در نتیجه میزان NOx کاهش خواهد یافت. شکل (۱۱) حداکثر و میانگین غلظت NOx را در محفظه احتراق تحت نسبت‌های مختلف CO₂ نشان می‌دهد. می‌توان مشاهده کرد که تمام داده‌ها نشان می‌دهند که غلظت NOx با افزایش نسبت CO₂ کاهش می‌یابد. هنگامی که سهم CO₂ در سوخت از ۰ به ۴۰ درصد افزایش می‌یابد، حداکثر و میانگین غلظت NOx به ترتیب از ۱۷/۷ ppm و ۸/۹ ppm به ۰/۰۵۴ ppm و ۰/۰۲۸ ppm کاهش پیدا می‌کنند.

شکل (۱۲) میزان آلاینده CO در خروجی تحت نسبت‌های مختلف CO₂ را نشان می‌دهد. همانطور که مشاهده می‌شود با افزایش نسبت CO₂ در سوخت میزان آلاینده CO در خروجی محفظه کاهش پیدا می‌کند. کاهش آلاینده CO از این جهت است که شبیه‌سازی در دبی جرمی ثابت سوخت انجام شده و در هر حالت از شبیه‌سازی از سهم CH₄ کم شده و سهم CO₂ افزایش پیدا کرده است. با کاهش نسبت CH₄ در سوخت طبق جدول (۵) از واکنش‌های تشکیل CO کاسته شده و در نتیجه میزان آلاینده CO کاهش پیدا می‌کند.

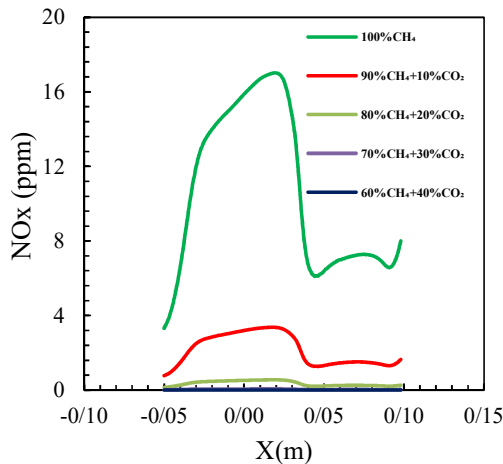


Figure 10- NOx concentration under different CO₂ percentage in fuels along the chamber

شکل ۱۰- غلظت NOx تحت درصدهای مختلف CO₂ در سوخت در طول محفظه

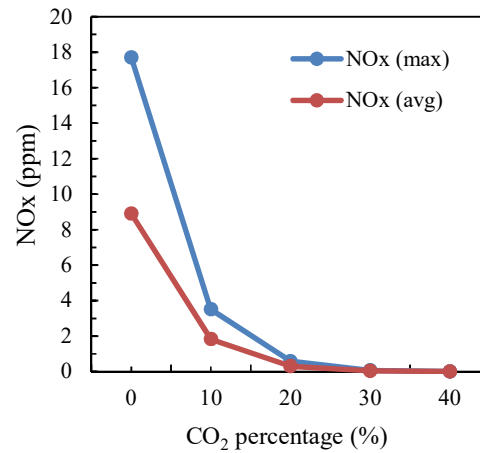


Figure 11- The maximum and average concentration of NOx produced under different percentages of CO₂ in the fuel

شکل ۱۱- میزان حداکثر و میانگین غلظت NOx تولیدی تحت درصدهای مختلف CO₂ در سوخت

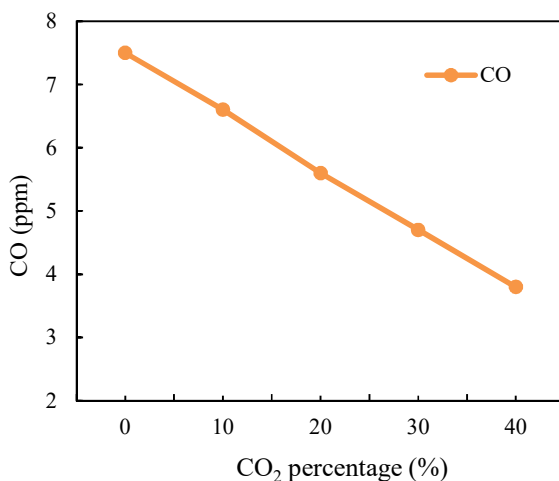


Figure 12- CO concentration under different percentages of CO₂ in fuel

شکل ۱۲- غلظت CO تحت درصدهای مختلف CO₂ در سوخت

در شکل (۱۳) تغییرات میانگین دمای خروجی و آلاینده NOx با افزایش سهم CO₂ در سوخت نشان داده شده است. با افزایش سهم CO₂ در سوخت میانگین دمای خروجی کاهش پیدا می‌کند و میزان میانگین NOx در خروجی نیز با توجه به کاهش دمای صورت گرفته کاهش می‌یابد. همان‌طور که مشاهده می‌شود در زمانی که سوخت مصرفی ۱۰ درصد CH₄ باشد، حداکثر میزان NOx تقریباً ۷ ppm است، همچنین در زمانی که سوخت مصرفی از ۴۰ درصد CO₂ تشکیل شده باشد، میزان NOx به شکل مطلوبی کاهش یافت اما میزان دما کاهش شدیدی دارد که می‌تواند بر عملکرد میکروتوربین تأثیر نامطلوبی بگذارد. بنابراین افزایش سهم CO₂ در سوخت در دبی جرمی ثابت سوخت ورودی باعث کاهش دما و میزان NOx خروجی خواهد شد.

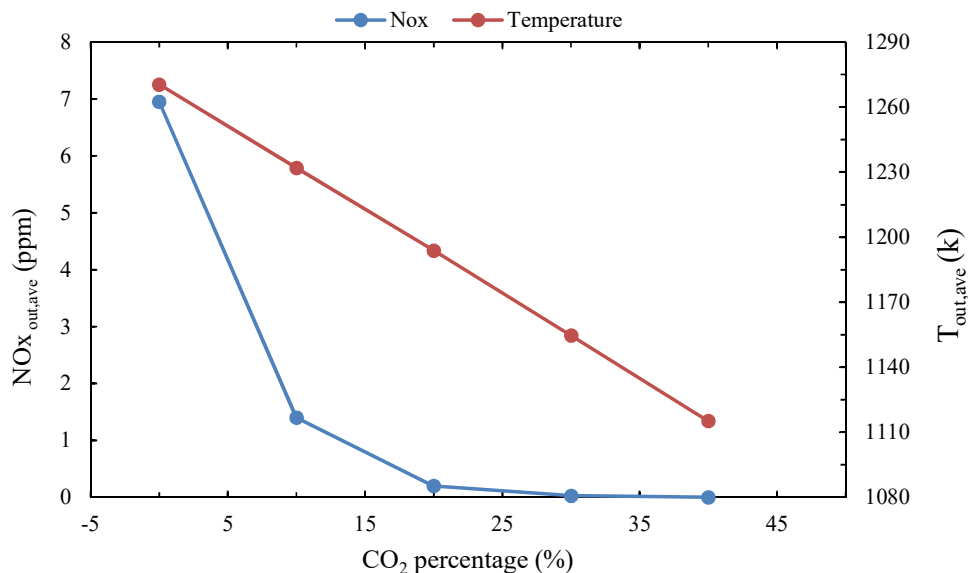


Figure 13- Average outlet temperature and NOx pollutant with increasing mass fraction of CO₂

شکل ۱۳- میزان میانگین دمای خروجی و آلاینده NOx با افزایش کسر جرمی CO₂

نتایج شبیه‌سازی انجام شده در رابطه با کاهش میزان NOx با افزایش نسبت CO₂ در سوخت با مراجع [۲۴] و [۲۵] یکسان است. در جدول (۶) مقایسه نتایج غلظت NOx به دست آمده حاصل از شبیه‌سازی با این مراجع مشاهده می‌شود. در این مراجع نویسندگان از طریق محاسبات عددی و آزمایش، نتایج را در رابطه با انتشار NOx ارائه می‌کنند. علی‌رغم تفاوت میکروتوربین‌ها و مدل‌های احتراقی مورد استفاده، پارامترهای کلی یکسان است. در این مطالعه با توجه به اینکه هندسه مورد استفاده به صورت متناوب بوده و از واکنش دو مرحله‌ای استفاده شد، هزینه محاسباتی و پیچیدگی حل نسبت به مراجع مشابه کم است. علت کاهش میزان NOx، کاهش میزان ارزش حرارتی سوخت است که بر واکنش شیمیایی و افت فشار سراسر سیستم اثر می‌گذارد [۲۵].

جدول ۶- مقایسه غلظت NOx در خروجی با مراجع [۲۴،۲۵]

Table 6- Comparison of NOx concentration at the outlet with references [24,25]

CO ₂ percentage (%)	NOx (ppm)	NOx (ppm) [24]	NOx (ppm) [25]
0	6.95	11	15
10	1.4	9	13
20	0.2	8	8
30	0.027	6	6
40	0.002	4	4

نتیجه‌گیری

هدف این تحقیق شبیه‌سازی جریان درون محفظه احتراق حلقوی میکروتوربین C30 با استفاده از بیوگاز با اجزای سوخت متفاوت بود. در این مطالعه با فرض هندسه متناوب و واکنش دو مرحله‌ای سوخت و اکسید، هزینه محاسباتی کاهش یافت و نتایج مطلوبی حاصل شد. برای شبیه‌سازی از معادلات سه بعدی ناویر-استوکس و مدل آشفتگی $k - \epsilon$ استفاده شد. در این مطالعه برای مدل‌سازی احتراق از مدل انتقال گونه‌ها با مدل برهمکنش شیمی-آشفتگی EDDY DISSIPATION استفاده شد. عملکرد محفظه از نظر سوخت با ترکیب‌های متفاوت، دما و میزان آلاینده NOx مورد تحلیل و بررسی قرار گرفت. نتایج به دست آمده نشان دهنده این می‌باشند که میزان میانگین دمای خروجی به تدریج با افزایش سهم CO₂ در سوخت کاهش می‌یابد. افت دمای صورت گرفته در هر مرحله تقریباً ۴۰ کلوین است که به علت کاهش ارزش حرارتی سوخت ایجاد می‌شود. میزان آلاینده NOx با توجه به اینکه وابستگی شدیدی به دما دارد با کاهش دما، این آلاینده نیز به شکل مطلوبی کاهش می‌یابد و به حداقل مقدار ۰/۰۰۲ ppm می‌رسد. با توجه به نتایج به دست آمده، پیشنهاد می‌شود میزان CO₂ در سوخت حداکثر ۱۰ درصد باشد، زیرا میزان دما تنها ۳۸ کلوین کاهش پیدا کرده و میزان NOx در خروجی نیز ۱/۴ ppm است. استفاده از بیوگاز با دبی جرمی ثابت سوخت مصرفی در محفظه احتراق‌های حلقوی باعث کاهش دمای تولیدی شده و به دنبال آن کاهش آلاینده مضر NOx را خواهیم داشت.

منابع

- [1] P. Pilavachi, "Mini-and micro-gas turbines for combined heat and power," *Applied thermal engineering*, vol. 22, no. 18, pp. 2003-2014, 2002.
- [2] S. Wang, Y. Ruan, W. Zhou, Z. Li, J. Wu, and D. Liu, "Net energy analysis of small-scale biogas self-supply anaerobic digestion system operated at psychrophilic to thermophilic conditions," *Journal of Cleaner Production*, vol. 174, pp. 226-236, 2018.
- [3] M. Poeschl, S. Ward, and P. Owende, "Environmental impacts of biogas deployment-Part II: life cycle assessment of multiple production and utilization pathways," *Journal of Cleaner Production*, vol. 24, pp. 184-201, 2012.
- [4] R. De Robbio, "Innovative combustion analysis of a micro-gas turbine burner supplied with hydrogen-natural gas mixtures," *Energy Procedia*, vol. 126, pp. 858-866, 2017.

- [5] A. G. Silver, *Investigation of Atomization and Combustion Performance of Renewable Biofuels and the Effects of Ethanol Blending in Biodiesel*. University of California, Irvine, 2015.
- [6] P. Therkelsen, T. Werts, V. McDonell, and S. Samuelsen, "Analysis of NOx Formation in a Hydrogen-Fueled Gas Turbine Engine," 2009.
- [7] J. Bompas and W. De Paepe, "Fuel flexibility of a 100kWe micro gas turbine: Combustion performance using natural gas and non-conventional syngas," in *International Conference on Applied Energy*, 2021.
- [8] P. Laranci, E. Bursi, and F. Fantozzi, "Numerical Analysis of Biomass-Derived Gaseous Fuels Fired in a RQL Micro Gas Turbine Combustion Chamber: Preliminary Results," in *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, 2011, vol. 54624, pp. 747-754.
- [9] A. Mangra, "Micro gas turbine combustion chamber CFD modelling," in *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2020, vol. 916, no. 1: IOP Publishing, p. 012064.
- [10] M. Nozari, M. Eidiattarzade, S. Tabejamaat, and B. Kankashvar, "Emission and performance of a micro gas turbine combustor fueled with ammonia-natural gas," *International Journal of Engine Research*, vol. 23, no. 6, pp. 1012-1026, 2022.
- [11] M. Cadornin *et al.*, "Analysis of a micro gas turbine fed by natural gas and synthesis gas: MGT test bench and combustor CFD analysis," 2012.
- [12] C. J. Mordaunt and W. C. Pierce, "Design and preliminary results of an atmospheric-pressure model gas turbine combustor utilizing varying CO2 doping concentration in CH4 to emulate biogas combustion," *Fuel*, vol. 124, pp. 258-268, 2014.
- [13] C.-R. Liu, M.-T. Sun, and H.-Y. Shih, "Model Simulation and Design Optimization of a Can Combustor with Methane/Syngas Fuels for a Micro Gas Turbine," *International Journal of Turbo & Jet-Engines*, vol. 38, no. 1, pp. 85-99, 2021.
- [14] M. Renzi, C. Riolfi, and M. Baratieri, "Influence of the syngas feed on the combustion process and performance of a micro gas turbine with steam injection," *Energy Procedia*, vol. 105, pp. 1665-1670, 2017.
- [15] M. C. Cameretti, "Modelling of a Hybrid Solar Micro-Gas Turbine fuelled by biomass from agriculture product," *Energy Reports*, vol. 6, pp. 105-116, 2020.
- [16] A. H. Lefebvre and D. R. Ballal, *Gas turbine combustion: alternative fuels and emissions*. CRC press, 2010.
- [17] J. Chen, M. G. Mitchell, and J. G. Nourse, "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, vol. 44007, pp. 521-530.
- [18] V. Phi, J. Mauzey, V. McDonell, and G. Samuelsen, "Fuel injection and emissions characteristics of a commercial microturbine generator," in *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, 2004, vol. 41669, pp. 687-695.
- [19] A. Colorado and V. McDonell, "Reactor network analysis to assess fuel composition effects on NOx emissions from a recuperated gas turbine," in *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, 2014, vol. 45691: American Society of Mechanical Engineers, p. V04BT04A030.
- [20] C. Abagnale, M. C. Cameretti, R. De Robbio, and R. Tuccillo, "Thermal cycle and combustion analysis of a solar-assisted micro gas turbine," *Energies*, vol. 10, no. 6, p. 773, 2017.
- [21] C. Bolszo and V. McDonell, "Emissions optimization of a biodiesel fired gas turbine," *Proceedings of the Combustion Institute*, vol. 32, no. 2, pp. 2949-2956, 2009.
- [22] A. Fluent, "Theory Guide 19.2, Ansys Inc," ed: USA, 2018.
- [23] C30 Microturbine High-pressure Natural Gas.
- [24] X. Chen, W. Zhou, Y. Jia, and J. Tang, "Numerical Analysis of the Combustion in Micro Gas Turbine with Methane/Biogas Fuels," *Arabian Journal for Science and Engineering*, vol. 46, no. 12, pp. 11897-11907, 2021.
- [25] A. Liu, Y. Yang, L. Chen, W. Zeng, and C. Wang, "Experimental study of biogas combustion and emissions for a micro gas turbine," *Fuel*, vol. 267, p. 117312, 2020.

English Abstract

3D simulation and study of biogas combustion in C30 microturbine annular combustion chamber

Aref sohrabi¹, Seyed Mehdi Mirsajdi^{2*}

1- MSc, Aerospace Engineering, Shahid Beheshti University, Tehran, Iran, a.sohrabishabjere@mail.sbu.ac.ir

2- Assistant Professor, Aerospace Engineering, Shahid Beheshti University, Tehran, Iran, M_mirsajedi@sbu.ac.ir

*Corresponding author

(Received: 2024/05/11, Received in revised form: 2024/07/08, Accepted: 2024/08/10)

In this study, the combustion performance of C30 microturbine combustion chamber with biogas fuel with different mass fractions of CO₂ has been analyzed and investigated. By assuming the periodic geometry and the two-stage reaction of fuel and oxidizer, the computational cost was reduced. To simulate the flow inside the chamber, three-dimensional Navier-Stokes equations and the k-ε turbulence model have been used to model the effects of turbulence. The flow inside the combustion chamber with different fuel components was analyzed with the eddy dissipation combustion model. To validate the solution and compare the results with the fabricated sample, pure CH₄ was used as fuel. In this study, it is found that in the case of constant mass flow rate of the fuel, increasing the share of CO₂ in the fuel with different mass fractions, due to the decrease in the calorific value created, causes a decrease in the production temperature, and it is also found that the use of biogas as a premix causes a decrease in NO_x becomes desirable. According to the obtained results, it is suggested that the amount of CO₂ in the fuel is at most 10%, because the temperature has decreased by only 38 K and the NO_x concentration in the product is 1.4 ppm.

Keywords: Microturbine, combustion chamber, biogas, premixed combustion, pollutant.