

مطالعه آزمایشگاهی پارامترهای عملکردی و آلاینده‌گی محفظه احتراق میکروتوربینی با مصرف گازهای سنتزی

حسین عشیني^۱، صادق تابع جماعت^{۲*}، میلاد باستانی^۳

۱- دانشجوی دکتری، مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، H_ashini@aut.ac.ir

۲- استاد، مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، Sadegh@aut.ac.ir

۳- دانشجوی دکتری، مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، Milad.bastani@aut.ac.ir

* نویسنده مخاطب

(تاریخ دریافت: ۱۴۰۳/۰۶/۲۷، دریافت آخرین اصلاحات: ۱۴۰۳/۰۷/۳۰، پذیرش: ۱۴۰۳/۰۸/۱۲)

چکیده: در این پژوهش، با هدف تکمیل و گسترش تحقیقات در حوزه استفاده کاربردی از گاز سنتزی به عنوان سوخت جایگزین، مطالعه‌ای تجربی بر روی یک محفظه احتراق میکروتوربینی انجام شده است. این مطالعه به بررسی تأثیر ترکیب سوخت گاز سنتزی (شامل CO ، H_2 و CO_2) بر پارامترهای عملکردی محفظه احتراق میکروتوربین گازی از جمله توزیع دما، متوسط دمای خروجی و آلاینده‌گی پرداخته و نتایج به دست آمده با مقادیر مربوط به احتراق گاز طبیعی مقایسه می‌شوند. آزمایش‌های تجربی نشان می‌دهد که استفاده از ترکیب‌های سوختی مختلف با پارامترهای مشخصه‌ی نسبت H_2/CO و نسبت رقیق‌کننده متفاوت، سبب تغییر شکل، موقعیت و دمای شعله و در نتیجه، پارامترهای عملکردی متفاوت محفظه می‌شود. استفاده از گازهای سنتزی محتوی H_2 ، باعث کاهش متوسط ۵۰ درصدی آلاینده‌گی NO_x و ۹۰ درصدی CO نسبت به گاز طبیعی می‌شود، اگرچه به تأخیر افتادن انجام واکنش‌ها و تشکیل شعله گسترده گاز سنتزی در ناحیه ثانویه محفظه، متوسط دمای خروجی محفظه را در حدود ۱۰۰ درجه و ضریب الگو را تا مقدار ۰/۰۷ افزایش می‌دهد. به‌طور مشخص، افزایش نسبت H_2/CO در مخلوط گازهای سنتزی با تسریع واکنش‌ها، تأثیر فراوانی بر بهبود پارامترهای عملکردی محفظه دارد.

کلیدواژگان: محفظه احتراق، گاز سنتزی، توزیع دمایی، آلاینده‌گی، پارامترهای عملکردی

مقدمه

در سال‌های اخیر، همراه با افزایش مستمر تقاضای انرژی، علاقه به منابع انرژی تجدیدپذیر به دلیل کاهش در دسترس بودن سوخت‌های فسیلی و نیاز هم‌زمان به کاهش انتشار آلاینده‌ها، به‌طور قابل توجهی افزایش یافته است [۱]. زیست توده (در کنار انرژی‌های هیدرولیک، باد و خورشیدی) از منابع بزرگ انرژی تجدیدپذیر است که اکنون برای تولید الکتریسیته در دنیا استفاده می‌شود [۲]. به دلیل ردپای کربنی کمتر گاز سنتزی مشتق شده از زیست توده، نسبت به سوخت‌های فسیلی معمولی و در دسترس بودن زیاد زباله‌ها و زیست توده، امکان استفاده از گاز سنتزی در توربین‌های گازی و به‌ویژه میکروتوربین‌ها، توجه دانشگاهی و صنعتی فزاینده‌ای را در سال‌های اخیر به خود جلب کرده است [۱]. سیستم‌های میکروتوربینی با توجه به انتشار آلاینده کم، هزینه‌های نگهداری پایین و انعطاف‌پذیری سوختی بالای آن‌ها، نقش مهمی در سناریوی تولید انرژی در آینده و به‌خصوص در سیستم‌های تولید توان پراکنده ایفا خواهند کرد [۳].

سوخت‌های گازی به دست آمده از طریق فرآیندهای تبدیل مختلف زیست توده مانند تبدیل به گاز و تجزیه در اثر حرارت، به‌طور کلی به‌عنوان گاز سنتزی تعریف می‌شوند. سوخت‌های به دست آمده، بسته به (۱) منبع زیست توده، (ب) تکنیک فرآوری و (ج) پارامترهای فرآیند تبدیل، می‌توانند بازه گسترده‌ای از ترکیبات و خواص متفاوتی را داشته باشند [۱]. گاز سنتزی، معمولاً

از H_2 و CO تشکیل شده و همه آن‌ها مقادیر متفاوتی از CH_4 نیز در ترکیب خود دارند و ممکن است سایر هیدروکربن‌های درجه بالاتر را نیز داشته باشند. همچنین ممکن است سوخت‌های گاز سنتزی حاوی رقیق کننده‌هایی مانند CO_2 و N_2 با درصد بالا باشند [۳].

ویژگی اصلی سوخت گاز سنتزی، ارزش حرارتی کمتر آن بوده و از مشخصه‌های انواع مختلف آن، نسبت H_2/CO و نسبت رقیق کننده موجود در سوخت مانند کربن دی‌اکسید است. عبارتی دیگر، ویژگی‌های احتراقی گاز سنتز منحصر به فرد نبوده و وابسته به ترکیب مخلوط سوخت است. در نتیجه، ترکیبات مختلف گاز سنتزی باعث تغییر قابل توجهی در ویژگی‌های شعله مانند سرعت شعله آرام [۴]، زمان تأخیر اشتعال [۵] و نرخ کرنش خاموشی شعله [۶] می‌شود. بنابراین، تغییرات ترکیب سوخت اغلب منجر به ویژگی‌های احتراقی مختلفی شده که در کاربردهای عملی، اثرات متفاوتی ایجاد می‌کند و از این رو، استفاده از سوخت زیستی گاز سنتزی، مستلزم مطالعه دقیق مشخصات احتراقی شعله‌های گاز سنتزی در مقایسه با سوخت‌های معمولی برای مقابله با رفتار و عملکرد متفاوت آن‌ها در موتورهای توربین گازی و اصلاح محفظه احتراق جهت دستیابی به احتراق تمیز، کارآمد و قابل اعتماد است [۷، ۸].

تحقیقات گذشته نشان داده است که استفاده از گاز سنتزی می‌تواند بر ویژگی‌های احتراق مشعل میکروتوربین مانند شکل شعله، دمای محفظه احتراق و انتشار آلاینده‌ها تأثیر بگذارد. در سال‌های اخیر نیز تعدادی از مطالعات در مورد اثر ترکیب سوخت بر احتراق توربین گاز منتشر شده است و مطالعات مختلف بیان کرده‌اند که ترکیب گاز سنتزی تأثیر قابل توجهی بر شکل و اندازه شعله دارد [۹]. دمای احتراق گاز سنتزی به ترکیبات قابل احتراق (هیدروژن، کربن مونوکسید و متان) و به ارزش حرارتی آن‌ها و وجود ترکیبات غیر قابل احتراق (بی‌اثر) در سوخت گاز سنتزی بستگی دارد. چول [۱۰]، اثرات تغییر ترکیب سوخت گاز سنتزی $H_2/CO/CH_4$ را در یک محفظه احتراق توربین گازی نیمه‌پیش‌آمیخته بررسی کرده و گزارش کرد که ساختار شعله تحت تأثیر ترکیب سوخت و توان حرارتی محفظه تا حد زیادی تغییر می‌کند و بنابراین، روند دمایی لاینر محفظه نیز تا حد زیادی با دمای شعله متفاوت است. دمای شعله نیز مستقیماً با نسبت هم‌ارزی مرتبط بوده که وابسته به ترکیب سوخت است. مطالعه چینچی و همکاران [۱۱] نشان داد که کاهش نسبت H_2 در مخلوط گاز سنتزی، منجر به کاهش حداکثر عدد دامکوهلر، میانگین دمای گاز و نرخ واکنش شده و همچنین، ناحیه واکنشی را گسترش داده و آن را به خروجی نزدیک‌تر می‌کند. به این معنا که، حضور CO در مخلوط گاز سنتزی در مقایسه با مورد H_2 خالص، به عنوان یک رقیق کننده عمل می‌کند. سوزاندن CO نیاز به انرژی پیش‌گرمایش بیشتری برای شکستن پیوند کووالانسی $C-O$ دارد که در نتیجه زمان پیش‌گرمایش طولانی‌تر و شعله دورتری در محفظه احتراق ایجاد می‌شود. نتایج نشان می‌دهد که افزودن CO در احتراق پیش‌آمیخته هیدروژن به جابجایی و کشیده شدن شعله کمک می‌کند [۱۲].

لوتاک و همکاران [۱] رفتار شعله گاز سنتزی را متأثر از ارزش حرارتی آن دانسته و بیان کردند که با کاهش ارزش حرارتی مخلوط سوخت گاز سنتزی، پروفیل شعله پراکنده‌تر شده و با افزایش ارزش حرارتی مخلوط سوخت و با کمتر شدن غلظت گونه‌های غیرفعال در گاز سنتزی، حداکثر دمای شعله بیشتر خواهد بود. ارزش حرارتی مخلوط سوخت در پایداری نیز موثر است و بیان شده است با کمتر شدن ارزش حرارتی، مقدار حدی پایداری شعله نیز به‌طور قابل توجهی کاهش می‌یابد [۱۳].

نیکولوسی و رنزی [۳] با شبیه‌سازی عددی محفظه احتراق میکروتوربینی که توسط گاز طبیعی و گاز سنتزی تغذیه می‌شود، بیان کردند که افزایش دبی جرمی سوخت با استفاده از گاز سنتزی، ساختار جریان در ناحیه اولیه و همچنین توزیع دما و دمای نهایی گازهای خروجی از محفظه احتراق را تغییر می‌دهد. شیه [۱۴] با بررسی عددی عملکرد احتراق یک میکروتوربین گازی نوآورانه برای سوخت‌های گاز سنتزی H_2/CO نشان داد که با افزایش سرعت پاشش سوخت با جایگزینی گاز سنتزی با سوخت متان، شعله با دمای بالا به پایین دست رانده شد.

سرعت شعله آرام مخلوط سوخت نیز نقش مهمی در توضیح خواص احتراقی سوخت دارد و پایداری شعله و نرخ سوختن شعله را تعیین می‌کند [۱۳]. بررسی‌ها نشان می‌دهد که سرعت سوختن آرام مخلوط گاز سنتزی نیز به شدت به نسبت هرکدام

از اجزای سوخت، رقیق‌کننده‌ها، نسبت هم‌ارزی، دمای اولیه و فشار مخلوط بستگی دارد [۱۵]. نتایج تجربی و شبیه‌سازی نشان داده است که سرعت شعله آرام مخلوط گاز سنتزی، با افزایش درصد H_2 در مخلوط سوخت، به‌صورت قابل‌توجهی بیشتر می‌شود [۱۵]، در حالی که کاهش شدید سرعت شعله آرام را می‌توان با افزایش نسبت CO_2 مشاهده کرد [۱۶].

مطالعات مختلفی به‌صورت تجربی و عددی تأثیر رقیق‌سازی مخلوط‌های گاز سنتزی با CO_2 در کاربردهای مرتبط با توربین گاز را بررسی می‌کنند [۱۷، ۱۸]. گاز رقیق‌کننده عمدتاً از طریق سه عامل بر احتراق تأثیر می‌گذارد. (۱) اثر رقیق‌سازی، ناشی از جایگزینی رقیق‌کننده به جای واکنش‌دهنده که به معنای کاهش غلظت سوخت است (۲). اثر حرارتی که افزایش ظرفیت گرمایی ویژه مخلوط ناشی از افزودن رقیق‌کننده است و باعث می‌شود رقیق‌کننده بخشی از انرژی آزاد شده توسط واکنش شیمیایی را جذب کرده و دمای احتراق را کاهش دهد. (۳) اثر شیمیایی که به واکنش رقیق‌کننده با برخی رادیکال‌های آزاد اشاره دارد و باعث تغییر جهت برخی از واکنش‌های شیمیایی می‌شود. نتایج نشان می‌دهد که اثر رقیق‌سازی، اثر غالب و به دنبال آن اثرات حرارتی و شیمیایی است [۱۹]. پیگناتلی و همکاران [۷] نیز در مطالعه اخیر خود نشان دادند که محدوده عملکردی شعله‌های گاز سنتزی به‌طور قابل‌توجهی تحت تأثیر رقیق‌سازی با CO_2 قرار می‌گیرد.

چن و همکاران [۱۳] با شبیه‌سازی عددی احتراق پیش‌مخلوط $CH_4/CO/H_2/N_2$ نشان دادند که غلظت رادیکال‌های O ، H و OH تأثیر مثبتی بر سرعت شعله آرام دارد. واکنش احتراقی H_2 شدیدتر از CH_4 و CO بوده، همیشه بر واکنش CH_4 و CO اولویت داشته و با افزایش محتوای رقیق‌کننده آشکارتر می‌شود [۸]. همچنین، در آزادسازی حرارت و سینتیک شیمیایی، در حالی که سرعت شعله آرام CH_4 نسبتاً کم است ولی نسبت به CO ، تأثیر بیشتری بر دمای احتراق داشته و در مقایسه با CO ، CH_4 دمای آدیاباتیک بیشتر و سرعت شعله آرام کمتری دارد.

همچنین چول [۱۰] نشان داد که انتشار آلاینده‌های NO_x و CO تا حد زیادی بسته به ترکیب سوخت تغییر می‌کند. همچنین، چول بیان می‌کند که مقدار انتشار آلاینده‌ها، وابستگی واضح خطی یا نمایی با ترکیبات گاز سنتزی ندارد که به دلیل مشخصات فیزیکی و شیمیایی منحصر به فرد مخلوط حاصل از اجزای سوخت گاز سنتزی است. همچنین، ساختارهای شعله حساس به ترکیب سوخت، ارتباط نزدیکی با اوج دمای شعله و زمان اقامت در ناحیه با دمای بالا داشته که در نتیجه بر تشکیل NO_x و CO تأثیر می‌گذارد.

مشاهدات کیفی نشان داده است که علت اصلی رفتارهای انتشار NO_x ، دما و ساختار شعله است که به‌طور مستقیم با زمان اقامت در شعله مرتبط است [۱۰]. نیکولوسی و رنزی [۳] کاهش انتشار NO_x را با مصرف گاز سنتزی گزارش کرده و آن را به کاهش فعالیت مکانیسم حرارتی به‌واسطه دمای کاری پایین‌تر محافظه مرتبط دانستند. عمار و فراق [۲۰] نیز انتشار کمتر NO را با مصرف گاز سنتزی در مقایسه با گاز طبیعی گزارش کردند ولی بیان کردند که با افزایش محتوای هیدروژن مخلوط سوخت گاز سنتزی، انتشار NO افزایش می‌یابد. علاوه بر این، برای گاز سنتزی انتشار کمتر CO_2 و افزایش انتشار CO در مقایسه با سوخت گاز طبیعی، گزارش شد که با افزایش نسبت هیدروژن، CO_2 خروجی کم می‌شود. افزودن رقیق‌کننده CO_2 به مخلوط متان و هیدروژن می‌تواند به‌طور موثری انتشار اکسیدهای نیتروژن را با کاهش دمای احتراق کاهش دهد [۷].

در مطالعات نیکولوسی و رنزی [۳] همچنین غلظت کم CO حاصل از احتراق هر دو گاز طبیعی و گاز سنتزی به سبب هوای اضافی بسیار بالا و زمان اقامت مناسب مخلوط در ناحیه اولیه حاصل شد. اگرچه مطالعات فراوانی افزایش انتشار کربن مونوکسید را با مصرف گاز سنتزی گزارش کرده‌اند [۲۰، ۲۱]. کامرتی و همکاران [۲۱] محفظه میکروتوربین گازی را مورد بررسی عددی قرار دادند و آن‌ها نیز هنگام استفاده از گاز سنتزی، کنترل موثر نیتریک اکسیدها و انتشار زیاد کربن مونوکسید را گزارش کرده و آن را نتیجه کاهش شدید دما در منطقه اختلاط سریع در نظر گرفته که از اکسیداسیون مجدد کامل CO جلوگیری می‌کند.

میکروتوربین‌های گازی عمدتاً برای تغذیه با گاز طبیعی طراحی شده‌اند و استفاده از گاز سنتزی به‌عنوان سوخت، هنوز به سطحی از بلوغ فناوری نرسیده است که امکان انتشار گسترده در بازار را فراهم کند. اگرچه مطالعات بنیادین و کاربردی قبلی به

پیشرفت فنی در احتراق گازهای سنتزی متداول دست یافتند، ولی به دلیل رفتار احتراقی بسیار غیرخطی گاز سنتزی ناشی از حضور گونه‌های مختلف و به ویژه H_2 در آن، بسیاری از مسائل کاربردی حل نشده باقی مانده و سوالات جدی و قابل توجهی به خصوص در مورد پارامترهای عملکردی محفظه مطرح است. به همین دلیل، برای درک بهتر و کاربردی احتراق مخلوط سوخت گاز سنتزی با نسبت مختلف اجزا، به داده‌های تجربی جدید در مورد عملکرد محفظه و انتشار آلاینده‌ها و تحلیل‌های بیشتری نیاز است تا این فناوری‌ها بتوانند به عملکرد و قابلیت سوخت‌های سنتزی دست یابند.

از این رو، مطالعه حاضر با بررسی کاربردی عملکرد محفظه احتراق، ساختار شعله و ویژگی‌های انتشار NO_x و CO چندین مخلوط گاز سنتزی کم کیفیت و با ارزش حرارتی پایین (رقیق شده با کربن دی اکسید و با محتوای هیدروژن کم) در مقایسه با احتراق گاز طبیعی و تحلیل رخدادهای مشاهده شده، قصد دارد مزایای بالقوه، چالش‌ها و محدودیت‌های استفاده از مخلوط‌های مختلف سوخت گاز سنتزی (ارزش‌های حرارتی و ترکیب‌های متفاوت) را به‌عنوان منبع انرژی برای تولید توان پراکنده شناخته تا بدین وسیله به پیشرفت فناوری تولید توان برپایه میکروتوربین با مخلوط سوخت گاز سنتزی کمک کند.

این مقاله بدین شرح سازماندهی شده است که ابتدا، تجهیزات و روش‌های تجربی به کار گرفته شده برای اندازه‌گیری و استخراج کمیات موردنظر، توضیح داده شده است. سپس، مشخصات ترکیب مخلوط سوخت‌های مختلف و همچنین، محدوده‌های عملکردی در بخش نقاط تست تجربی بیان می‌شوند. در بخش نتایج، ساختار شعله و پروفیل دمایی، داده‌های تجربی انتشار آلاینده‌ها و همچنین، پارامترهای عملکردی محاسبه شده، ارائه و بحث می‌شوند. در پایان نیز نتیجه‌گیری حاصل از این مطالعه، به صورت خلاصه ذکر می‌شود.

روش مطالعاتی

آزمایش احتراق گاز سنتزی با استفاده از یک بستر آزمون محفظه احتراق میکروتوربین گازی با فشار اتمسفریک انجام شد. این تست استند در دانشگاه صنعتی امیرکبیر توسعه یافته و در مقالات قبلی با جزئیات بیشتر توضیح داده شده است [۲۲، ۲۳] و در اینجا به معرفی مختصری از آن بسنده می‌شود. این بستر آزمون در ابتدا برای کاربرد سوخت مایع [۲۴] و گاز طبیعی [۲۵]، توسعه داده شده بود که در این مطالعه، با اضافه کردن ابزار و تجهیزات مناسب، امکان استفاده از مخلوط‌های سوختی مختلف گاز سنتزی متشکل از $H_2/CO/CH_4/CO_2$ را پیدا کرده است.

طرح کلی بستر آزمون و محفظه احتراق

در این تست استند، هر گاز توسط یک سیلندر گاز خارجی تامین شده و مقدار هر گاز توسط یک روتامتر جداگانه اندازه‌گیری می‌شود. رگولاتورهای فشار نیز بر روی سیلندرهای گاز و در خطوط تامین سوخت برای کاهش فشار گاز به محدوده عملکردی روتامتر و مشعل استفاده می‌شوند. سوخت‌های گازی مختلف در طول مسیر، مخلوط شده و مخلوط سوخت حاصل، به مشعل هدایت و توسط سیستم جرقه‌زنی پایلوت، مشتعل می‌شود. هوای لازم برای احتراق نیز توسط یک کمپرسور هوا تامین شده و مقدار هوای فیلتر شده (بدون روغن و بخار) توسط یک روتامتر اندازه‌گیری می‌شود. همچنین، شیرهای دستی برای قطع جریان سوخت گازی در صورت عدم وجود شعله بر روی هر خط گاز نصب می‌شوند. شماتیک بستر آزمون تجربی در شکل ۱ نشان داده شده است.

محفظه احتراق مورد استفاده در این پژوهش، از نوع قوطی و غیرپیش‌آمیخته است که دارای طول ۲۲۵ میلی‌متر، قطر بیرونی ۷۴ میلی‌متر و ضخامت دیواره ۳ میلی‌متر است. شکل ۲A نمای برش خورده از محفظه احتراق را نشان می‌دهد. تحقیقات قبلی [۲۳، ۲۶] نیز جزئیات هندسی و توضیحات بیشتری را در مورد محفظه احتراق مورد بحث، ارائه می‌دهند. این محفظه دارای جایگاه‌های مختلف برای نصب ترموکوپل است تا اندازه‌گیری درجه حرارت را در مقاطع مختلف امکان‌پذیر کند. همچنین دو

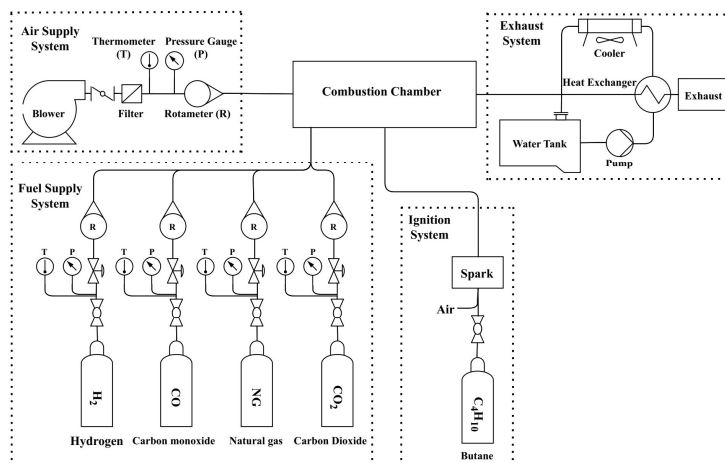


Figure 1- Schematic of test stand of combustion laboratory of Amirkabir University of Technology

شکل ۱- طرح‌واره بسترآزمون آزمایشگاه احتراق دانشگاه صنعتی امیرکبیر

دهانه بر روی بدنه محفظه احتراق وجود دارد که توسط شیشه سکوریت پوشیده شده و امکان مشاهده شعله را فراهم می‌کند. هوای اولیه محفظه احتراق از طریق یک چرخاننده حلقوی مرکزی با عدد پیچش $0/85$ به شعله تزریق می‌شود. هوای ناحیه ثانویه و هوای رقیق‌سازی نیز به ترتیب از طریق شش و دوازده ورودی هوای جانبی هرکدام با قطر 10 میلی‌متر در محفظه احتراق تزریق می‌شوند تا احتراق را تکمیل کرده و دمای شعله و انتشار NO_x را کنترل کنند. مخلوط سوخت گازی نیز به طور جداگانه از طریق یک انژکتور پیچشی با 6 سوراخ، در مرکز محفظه احتراق تزریق می‌شود تا یک شعله غیرپیش‌آمیخته، ایجاد شود. نمای ایزومتریک و برش خورده‌ی انژکتور نیز در شکل ۲B نشان داده شده است. این نکته قابل ذکر است که اگرچه امروزه، احتراق پیش‌آمیخته‌ی گاز طبیعی و هوا به روشی متداول برای کنترل انتشار NO_x تبدیل شده است، ولی به دلیل محتوای هیدروژنی گاز سنتزی و پتانسیل بازگشت به عقب شعله، احتراق غیرپیش‌آمیخته گاز سنتزی ترجیح داده می‌شود. همچنین، باید توجه داشت که احتراق غیرپیش‌آمیخته رقیق‌شده دارای محدودیت سینتیک شیمیایی است، زیرا افزایش رقت باعث ناپایداری شعله می‌شود [۲۷].

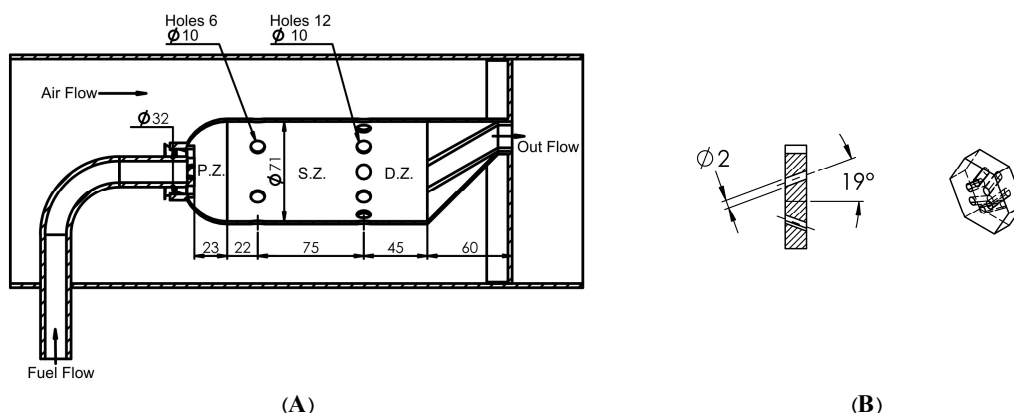


Figure 2- (A) Combustion Chamber (B) Fuel Injector of Combustion Laboratory Testbed of Amirkabir University of Technology

شکل ۲- (الف) محفظه احتراق (ب) انژکتور سوخت بستر آزمون آزمایشگاه احتراق دانشگاه صنعتی امیرکبیر

¹ Opening

تجهیزات اندازه‌گیری

اندازه‌گیری دما در ناحیه ثانویه محفظه احتراق (ناحیه بین سوراخ‌های تامین هوای ثانویه و رقیق‌سازی) و همچنین، در خروجی محفظه با ترموکوپل نوع K (محدوده دما: ۲۰۰- تا ۱۲۰۰ درجه سانتی‌گراد) انجام شد. نقاط سیاه رنگ در شکل ۳A و ۳B، به ترتیب محل اندازه‌گیری دما توسط ترموکوپل‌ها را در ناحیه‌ی ثانویه و همچنین، خروجی محفظه احتراق نشان می‌دهد. ترموکوپل‌ها در هر موقعیت طولی از محفظه، با فواصل ثابت ۵ میلی‌متر به داخل محفظه احتراق فرستاده می‌شوند تا بدین وسیله، توزیع نسبتاً پیوسته‌ی دمایی داخل محفظه بدست بیاید. داده‌های ارائه شده توسط ترموکوپل‌ها نیز از طریق یک داده بردار در یک کامپیوتر ذخیره شدند. غلظت NO، NO₂ و CO در گاز خروجی از محفظه احتراق نیز در مسیر دودکش، با استفاده از آنالیزور گاز TESTO اندازه‌گیری شد.

قابل ذکر است که برای جلوگیری از تخریب ساختار جریان در ناحیه اولیه محفظه احتراق که تأثیر زیادی بر پایداری شعله و عملکرد محفظه دارد، از قرار دادن ترموکوپل و اندازه‌گیری دما در آن ناحیه خودداری شده است. برای دستیابی به مقادیر حالت پایا برای همه اندازه‌گیری‌ها نیز دبی جریان هر کدام از اجزای مخلوط سوخت و همچنین، هوا، قبل از جمع‌آوری داده‌ها، ثابت نگه داشته شدند. برای اطمینان از دقت داده‌های آماری نیز هنگامی که اندازه‌گیری‌ها پایدار بود، داده‌های مربوط به هر نقطه موردنظر برای ۹۰ ثانیه جمع‌آوری شده و میانگین‌گیری شد.

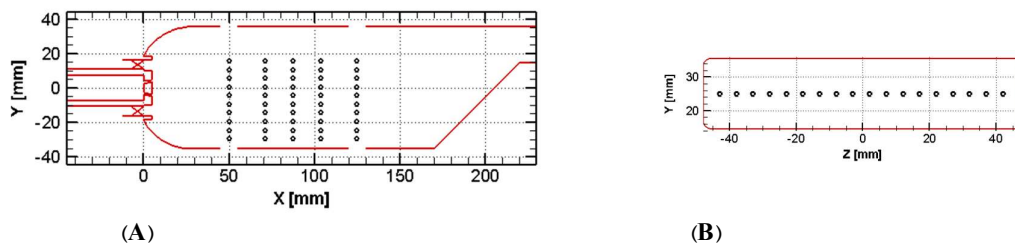


Figure 3- Temperature measurement points by thermocouples (a) inside the combustion chamber and (b) at the combustor outlet (adapted from [23] with permission)

شکل ۳- نقاط اندازه‌گیری دما با ترموکوپل در (الف) داخل محفظه احتراق (ب) خروجی محفظه (عکس برگرفته از مرجع [۲۳] با کسب اجازه از مؤلفین)

نقاط تست تجربی

همانطور که در جدول ۱ آورده شده است، ۵ ترکیب سوختی مختلف انتخاب شد تا تغییر شکل شعله و مشخصات احتراقی، پارامترهای عملکردی و همچنین، انتشار آلاینده‌ی NO_x و CO با توجه به ترکیب سوخت گاز سنتزی بررسی شود. از آنجایی که گاز طبیعی به طور معمول در میکروتوربین‌های گازی فعلی استفاده می‌شود، این سوخت نیز برای مقایسه پایه‌ای در این مطالعه گنجانده شد. همچنین در جدول ۱، مقادیر توان، نسبت هم‌ارزی و دمای آدیاباتیک شعله (در شرایط استوکیومتریک) برای ترکیب‌های مختلف سوخت محاسبه شده است. دمای آدیاباتیک شعله مستقیماً با سرعت شعله آرام و سرعت جریان متوسط [۲۸] رابطه داشته و این پارامترها عملکرد سیستم احتراقی را تعیین می‌کنند.

در طول آزمایش‌ها، نسبت کلی هم‌ارزی محفظه احتراق بر روی ۰/۱۷ و توان حرارتی محفظه بدون توجه به ترکیب گاز، بر روی مقدار ۹/۷ کیلووات، ثابت نگه داشته شد. این مقادیر باتوجه به شرایط کارکردی محفظه احتراق در میکروتوربین گازی که از این محفظه استفاده می‌کند، انتخاب شده است تا شرایط عملیاتی میکروتوربین را شبیه‌سازی کند و داده‌های استخراج

² Data Logger

شده برای بررسی عملکرد سیستم میکروتوربین قابل استفاده باشد. به دلیل تغییر ترکیب مخلوط سوخت و متعاقباً، ارزش حرارتی مخلوط حاصل، دبی سوخت متناسب با ارزش حرارتی مخلوط سوخت به صورتی تغییر می‌کند که توان محفظه احتراق تغییر نکند. دبی هوا نیز به گونه‌ای تنظیم می‌شود که نسبت هم‌ارزی کلی تغییر نکند. نسبت هم‌ارزی به طور قابل توجهی بر پایداری شعله، توزیع دما، راندمان تابش و انتشار آلاینده‌ها تأثیر می‌گذارد [۲۹]. دبی جرمی هر گاز نیز باتوجه به رابطه (۱) براساس توان حرارتی و ترکیب مخلوط سوخت مشخص شد.

$$\dot{Q}_{\text{total}} = \dot{m}_{\text{NG}} \times LHV_{\text{NG}} + \dot{m}_{\text{CO}} \times LHV_{\text{CO}} + \dot{m}_{\text{H}_2} \times LHV_{\text{H}_2} \quad (1)$$

همچنین، قابل ذکر است که تمام آزمایش‌ها در فشار اتمسفریک و در دمای اتاق انجام شد و برای همه موارد، محفظه احتراق توانست با موفقیت کار کند.

جدول ۱- شرایط نقاط تست تجربی محفظه احتراق با ترکیبات سوختی مختلف

Table 1- Experimental test points conditions of the combustion chamber with different fuel compositions

	Air Flow rate (Nm ³ /hr.)	Fuel Flow rate (NL/min.)	Composition (vol. %)				Overall Equivalence Ratio (-)	Thermal Power (kW)	LHV (MJ/kg)	Adiabatic Flame Temperature (k) @ $\phi = 1$
			NG	CO	H ₂	CO ₂				
Natural Gas	65	16	100	0	0	0	0.17	9.7	45.7	2232
Syngas A (without H ₂)	50	40	30	30	0	40	0.17	9.7	11.1	2106
Syngas B (Lean H ₂)	50	46	20	40	10	30	0.17	9.7	10.9	2154
Syngas C (Lean H ₂)	50	42	20	50	10	20	0.17	9.7	12.8	2213
Syngas D (Medium H ₂)	50	42.5	20	40	20	20	0.17	9.7	13.9	2212

نتایج و بحث

در این پژوهش، ویژگی‌های عملکردی و انتشار آلاینده‌های حاصل از احتراق غیرپیش‌آمیخته‌ی چهار گاز سنتزی با ترکیبات مختلف در محفظه احتراق میکروتوربین گازی از نوع قوطی در مقایسه با یکدیگر و گاز طبیعی، مطالعه شده است. در ابتدای این بخش، شکل شعله و پروفیل دمایی در ناحیه ثانویه محفظه احتراق ارایه و نتایج بدست آمده، مقایسه می‌شود و سپس، به بررسی مقادیر آلاینده‌های خروجی از محفظه پرداخته شده و در انتها، پارامترهای عملکردی محفظه براساس اندازه‌گیری‌های انجام شده، محاسبه و مورد بحث قرار می‌گیرند.

توزیع دمایی

کانتور دمایی مربوط به احتراق گاز طبیعی و مخلوط‌های گاز سنتزی در ناحیه ثانویه محفظه احتراق در شکل ۴ نشان داده شده است. از مقایسه توزیع دمایی حاصل از احتراق سوخت‌های مختلف دیده می‌شود که با تغییر سوخت از گاز طبیعی به گاز سنتزی تغییر زیادی در شکل شعله و توزیع دمایی در ناحیه ثانویه بوجود می‌آید و جایگزینی گاز طبیعی با سوخت‌های گاز سنتزی با نسبت‌های مختلف اجزا بر فرآیند احتراق تأثیر می‌گذارد. همانطور که در مطالعات تجربی و عددی گذشته [۲۶، ۲۲] برای احتراق گاز طبیعی در این محفظه احتراق دیده شد، به دلیل ورود هوای اولیه پیچشی به محفظه و همچنین، ورود هوا از سوراخ‌های تأمین هوای ناحیه ثانویه، گردابه‌های گردشی قوی در ناحیه اولیه محفظه احتراق ایجاد می‌شود که در نتیجه آن، بیشترین نرخ آزادسازی حرارت در ناحیه اولیه محفظه رخ داده و شعله را شکل می‌دهد. همچنین، در نزدیکی لاینر ناحیه ثانویه نیز آزادسازی حرارت قابل توجه است، ولی در نزدیکی محور طولی محفظه، دما افت می‌کند. آزادسازی حرارت ناشی از احتراق گاز سنتزی، برخلاف احتراق گاز طبیعی، عمدتاً در نزدیکی محور محفظه احتراق انجام شده و توزیع دمایی متفاوتی حاصل می‌شود. نقطه اوج دمایی در ناحیه ثانویه نیز از کنار لاینر در احتراق گاز طبیعی به سمت محور محفظه احتراق حرکت می‌کند.

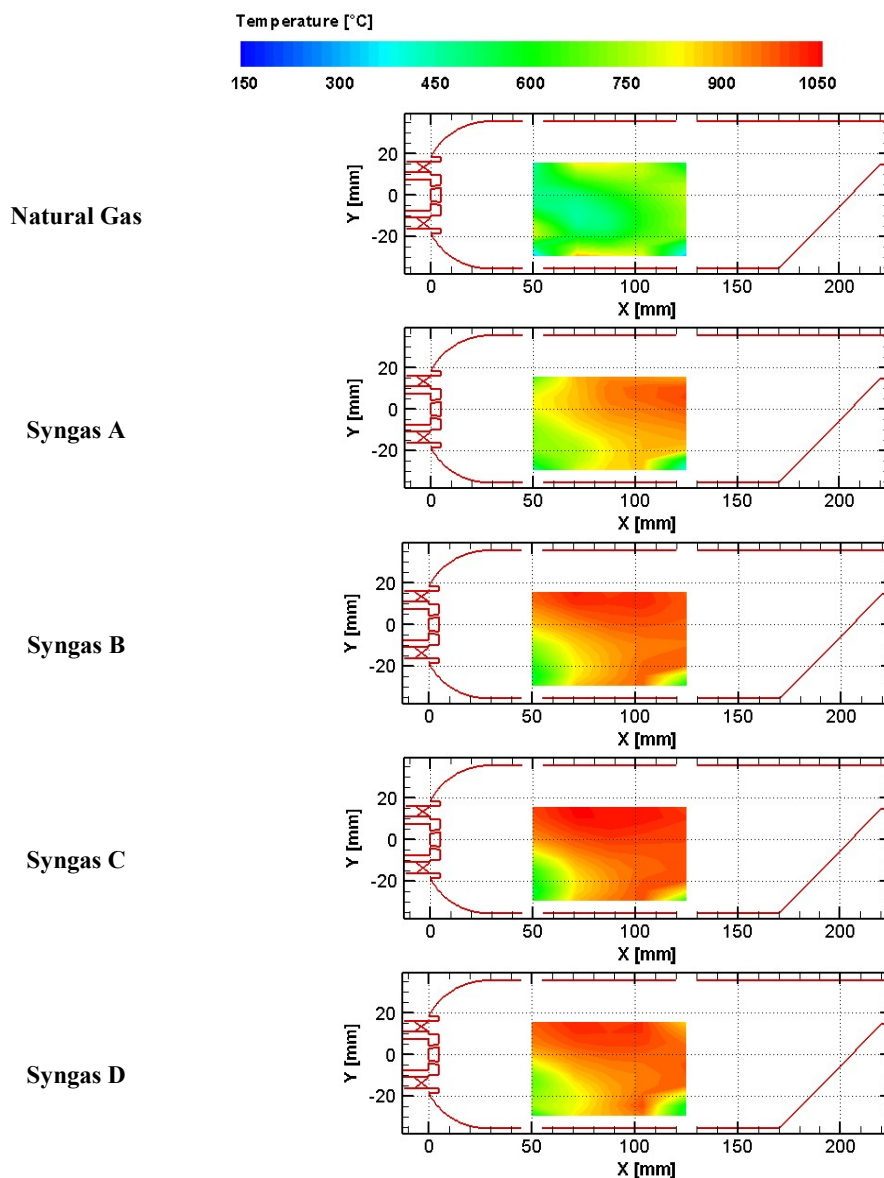


Figure 4- Temperature distribution resulting from the combustion of the fuel mixtures introduced in Table 1

شکل ۴- توزیع دمایی حاصل احتراق مخلوط سوخت‌های معرفی شده در جدول ۱

در ابتدا باید به این نکته توجه داشت که با استفاده از گاز سنتزی با ارزش حرارتی کمتر در مقایسه با گاز طبیعی، برای ثابت نگه داشتن توان حرارتی محفظه، باید دبی سوخت افزایش یافته و بنابراین، سرعت سوخت در سوراخ‌های انژکتور بالاتر می‌رود و حرکت هوا در ناحیه اولیه متفاوت خواهد بود. چنانچه در مطالعات مشابه گذشته [۹] اشاره شده است که با تغییر دینامیک جریان هوای ورودی در ناحیه اولیه، الگوی گردابه‌ای ناحیه اولیه محفظه تغییر خواهد کرد. بنابراین، زمان‌های اقامت در ناحیه اولیه محفظه احتراق تغییر می‌کند و اختلاط سوخت و هوا تضعیف خواهد شد و دمای شعله در ناحیه اولیه نیز افت خواهد کرد. این نشان می‌دهد که برای احتراق بهینه گاز سنتزی، اصلاحاتی در فرآیند تزریق سوخت مانند تغییر طراحی انژکتور و یا فرآیند ورود هوای اولیه مانند افزایش عدد پیچش و یا تغییر نسبت سوخت به هوا [۳]، باید انجام شود.

به علاوه اینکه در تحلیل شکل شعله‌ی مخلوط گاز سنتزی باید به این نکته کلیدی نیز توجه داشت که واکنش اکسیداسیون CO بسیار آهسته است و سرعت سوختن آن کمتر از CH₄ است. گونه CO بطور عادی مسیر واکنشی زیر را برای تبدیل به CO₂ طی می‌کند [۳۰].



اگرچه واکنش (۲) آهسته است و به تشکیل CO₂ کمک نمی‌کند، ولی می‌تواند آغازگر واکنش‌های دیگری باشد. نرخ اکسیداسیون آهسته‌تر CO، منجر به کاهش متوسط نرخ آزادسازی حرارت در ناحیه واکنشی، بزرگ شدن ناحیه احتراقی و دور شدن شعله می‌شود [۳۱]. بنابراین با افزایش نسبت CO، به تدریج ناحیه با دما و غلظت رادیکال بالای شعله از ورودی فاصله می‌گیرد و همچنین، نواحی احتراقی بزرگ‌تر و پراکنده‌تر برای گاز سنتزی در مقایسه با شعله‌ی گاز طبیعی ایجاد می‌شود که رفتار شعله مخلوط گاز سنتزی A بدون H₂ در مقایسه با گاز طبیعی در شکل ۴، کاملاً مشخص است.

این درحالی است که H₂ بسیار واکنش‌پذیر بوده و سریعتر از CO و حتی CH₄ می‌سوزد [۱۰] و زمان تأخیر اشتعال نیز برای H₂ نسبت به گاز طبیعی کوتاه‌تر است. به علاوه اینکه وزن مولکولی پایین هیدروژن، توانایی انتشار مخلوط گاز سنتزی را افزایش داده و در نتیجه، مقیاس زمانی انتقال سوخت تا شعله کاهش می‌یابد [۱۷] و سبب تشکیل شعله‌های فشرده‌تر می‌شود. بنابراین، به دلیل ویژگی‌های ذاتی H₂، حضور و افزایش محتوای H₂ در شعله‌های مخلوط گاز سنتزی، با افزایش واکنش‌پذیری مخلوط سوخت و تشدید شعله می‌تواند سبب کوتاه‌تر و باریک‌تر شدن شکل شعله نیز شود [۲۹].

حضور هیدروژن در مخلوط گاز سنتزی همچنین، سینتیک واکنش اکسیداسیون CO را نیز به‌طور قابل توجهی بهبود بخشیده و بنابراین انتظار می‌رود که شکل شعله را تغییر دهد. حضور H₂ باعث می‌شود، دو مرحله زیر به واکنش‌های مصرف CO اضافه شود [۳۰] و در نتیجه، می‌توان افزایش شدت احتراق را با افزایش غلظت رادیکال‌ها (H، OH و O) انتظار داشت. این رادیکال‌های فعال اهمیت زیادی در تعیین سرعت شعله، شکل و خواص انتشار آن دارند [۳۲].



مصرف CH₄ به عنوان گونه غالب گاز طبیعی، CH₃ تولید کرده و این گونه نیز از مسیر واکنش CH₃ + O ⇌ H + H₂ + CO به افزایش H کمک می‌کند که می‌تواند محتوای رادیکال‌های H، O، و OH را بهبود بخشیده و بنابراین، سرعت شعله آرام را افزایش دهد [۱۹].

از طرف دیگر، حضور CO₂ در گاز سنتزی و رقیق‌سازی مخلوط سوخت، با تأثیر حرارتی، شیمیایی و تابشی، رفتار شعله را تحت تأثیر قرار می‌دهد [۳۱]. اثر شیمیایی CO₂ کاهش غلظت گونه‌های رادیکال H، O، و OH بوده و واکنش CO+OH ⇌ H+CO₂ نیز مرحله اصلی اثر شیمیایی CO₂ است که رقیق‌سازی با CO₂ باعث افزایش نرخ واکنش معکوس شده و در نتیجه اکسیداسیون CO و متعاقباً، غلظت اتم H را کاهش می‌دهد که منجر به کاهش کلی واکنش‌پذیری مخلوط می‌شود [۱۹]. در شکل ۴ نیز با مقایسه توزیع دمایی گاز سنتزی B و C، کاهش دما با افزایش نسبت رقیق‌کننده در سوخت به وضوح مشاهده

می‌شود. مطالعه لی و همکاران [۱۸] نیز نشان داد که رقیق‌سازی مخلوط گاز سنتزی با CO_2 ، دمای شعله و همچنین، غلظت رادیکال‌های H و OH را در ناحیه واکنشی کاهش می‌دهد و متعاقباً، سرعت شعله آرام نیز کاهش می‌یابد. با مقایسه کانتور دمایی شعله گازهای سنتزی و گاز طبیعی مشاهده می‌شود که مناطق دما بالای ناشی از احتراق گاز سنتزی به سمت پایین دست محفظه احتراق هدایت شده و در ناحیه ثانویه و رقیق‌سازی یافت می‌شوند. این تغییر رفتار احتمالاً به این دلیل است که با افزایش سرعت جریان سوخت و تغییر الگوی جریان در محفظه، زمان ماند (زمان اقامت) سوخت در ناحیه اولیه کاهش یافته و مقدار بیشتری از سوخت به پایین دست حرکت می‌کند و در ناحیه ثانویه مصرف می‌شود. همچنین، قسمت جلویی شعله در معرض نرخ کشش شعله بالایی قرار گرفته است و به همین دلیل، واکنش‌ها در جبهه‌های جلویی شعله اغلب به دلیل نرخ کشش بالا و کاهش واکنش‌پذیری ناشی از حضور گونه CO با نرخ واکنش پایین و همچنین، گونه رقیق‌ساز CO_2 دچار خاموشی می‌شوند.

البته مشخص است که افزودن هیدروژن به مخلوط سوخت و نسبت H_2/CO در مخلوط سوخت گاز سنتزی، تأثیر قابل توجهی بر توزیع دما دارد. برای گاز سنتزی با افزایش محتوای هیدروژن با بالا رفتن نسبت H_2/CO (گاز سنتزی D در مقایسه با گاز سنتزی B و C)، بیشتر سوخت در ناحیه ثانویه محترق می‌شود و دما در قسمت جلوی ناحیه ثانویه محفظه احتراق افزایش می‌یابد. در مقابل، با کاهش H_2/CO در گاز سنتزی (گاز سنتزی B و C در مقایسه با گاز سنتزی D)، دمای شعله در قسمت عقب ناحیه ثانویه محفظه احتراق و در نزدیکی ناحیه رقیق‌سازی، افزایش می‌یابد. این به این دلیل است که از یک طرف، با افزایش محتوای H_2 در مخلوط گاز سنتزی با بالا رفتن نسبت H_2/CO ، دبی سوخت کمتر می‌شود. از طرف دیگر، می‌توان آن را به افزایش نرخ احتراق ناشی از افزودن H_2 نسبت داد. به دلیل رفتار انتقالی و سینتیکی بسیار متفاوت H_2 ، ساختار شیمیایی شعله‌های گاز سنتزی بسته به نسبت H_2 در مخلوط سوخت گازی، بسیار متغیر می‌تواند باشد. نسبت H_2 در مخلوط سوخت حتی بر محدوده‌های اشتعال‌پذیری، حساسیت کشیدگی و نرخ کرنش خاموشی تأثیر زیادی دارد [۳۳]. به عبارت دیگر، افزایش واکنش‌پذیری کلی ناشی از حضور H_2 ، شعله‌ای قوی و به اندازه کافی پایدار برای مقاومت در برابر خاموش شدن شعله حتی در نرخ کرنش بالاتر ایجاد می‌کند [۳۴]. بعلاوه، با مقایسه گاز سنتزی D و گاز سنتزی B و C در شکل ۴ پیداست که محتوای هیدروژن و به‌عبارتی مقدار H_2/CO به طور قابل توجهی بر ضخامت شعله تأثیر می‌گذارد.

آلاینده‌گی

انتشار NO_x و CO ارتباط نزدیکی با دمای شعله و ساختار آن دارد، زیرا مقادیر NO_x و CO تشکیل شده به واکنش‌های شیمیایی که عمدتاً مربوط به دما و زمان اقامت هستند، نسبت داده می‌شوند [۱۰]. بنابراین، توزیع دمایی و همچنین، ساختار شعله، قبل از بحث در مورد انتشار آلاینده‌گی NO_x و CO توضیح داده شدند و در این بخش، مقادیر آلاینده‌های تولیدی مخلوط‌های سوخت گاز سنتزی، ارایه و مقایسه می‌شوند.

آلاینده‌ی NO_x

آلاینده‌ی NO_x منتشر شده از یک سیستم احتراقی مانند محفظه احتراق میکروتوربینی عمدتاً از طریق دو مسیر واکنشی ۱. مکانیزم NO_x حرارتی و ۲. مکانیزم NO_x سریع، ایجاد می‌شود [۱]. علاوه بر این، دو مسیر اضافی برای تشکیل NO وجود دارد که به‌عنوان مسیر N_2O و مسیر NNH شناخته می‌شوند [۳۵].

مکانسیم NO_x حرارتی شامل شکستن پیوند سه گانه N_2 اتمسفر توسط اتم‌های O در دمای بالا است که شامل واکنش‌های اصلی پیشنهاد شده توسط زلدوویچ است. به دلیل پایداری ذاتی مولکول N_2 ، انرژی قابل توجهی برای اکسیداسیون N_2 مورد نیاز است و بنابراین NO حرارتی، تنها در دماهای تقریباً بالای ۱۷۰۰ کلوین در مقادیر قابل توجهی تشکیل می‌شود. بر اساس این

مکانیسم، دمای شعله و زمان اقامت، مهمترین عوامل در تشکیل NOx حرارتی هستند و کسر مولی NO در نواحی دما بالا زیاد است [۱۰]. مکانیسم NOx سریع نیز شامل واکنش بین N₂ و رادیکالهای CH در شرایط غنی از سوخت است. مسیر N₂O نیز از واکنش N₂O با رادیکالهای H یا O ایجاد شده و NO تولید می‌کند. این مکانیسم در شرایط غنی از اکسیژن و فشارهای بالا فعال بوده و در صورت پایین بودن فشار، تأثیر این مکانیسم ناچیز خواهد بود. بنابراین، در شرایط تست اتمسفریک این مطالعه، می‌توان از اثر این مکانیسم در تولید NOx صرف نظر کرد. مسیر NNH به دلیل واکنش رادیکالهای H با N₂ اتفاق می‌افتد و این مسیر می‌تواند نقش مهمی در تولید NOx در احتراق سوخت‌های محتوی هیدروژن داشته باشد. این مسیر شامل واکنش‌های زیر است [۳۵]:



اگرچه مکانیسم NOx حرارتی به عنوان مکانیسم غالب در محفظه احتراق‌های توربین گازی متداول در نظر گرفته می‌شود [۳۴]، ولی با توجه به اینکه سطح آلاینده‌گی NOx تولیدی محفظه احتراق موجود در شرایط مصرف گاز طبیعی پایین است، بنابراین نقش NOx سریع نیز در مقدار NOx تولیدی محفظه مهم است. در محفظه مورد مطالعه نشان داده شده است که در شرایط استفاده از سوخت گاز طبیعی، عمده NOx تولیدی در ناحیه اولیه محفظه از مکانیسم NOx سریع و در ناحیه ثانویه، از مکانیسم NOx حرارتی پیروی می‌کند [۲۲].

مقدار NOx خروجی از محفظه احتراق در هر یک از نقاط تست تجربی در شکل ۵ آورده شده است. با مقایسه مقادیر NOx تولیدی در هر نقطه از تست تجربی مشخص است که با استفاده از گاز سنتزی، تولید اکسیدهای نیتروژن به‌طور کلی کاهش می‌یابد. پژوهش‌های گذشته نشان داده‌اند که گونه متان، تشکیل NO سریع را به‌طور قابل توجهی افزایش می‌دهد و از جمله عوامل، تولید بیشتر NOx در حالت مصرف گاز طبیعی را می‌توان فعال‌تر بودن این مکانیسم دانست [۳۶]. باید توجه کرد که افزایش دبی سوخت برای گازهای سنتزی با ارزش حرارتی کم برای ثابت نگه‌داشتن توان، زمان اقامت جریان در محفظه را به‌طور کلی کم می‌کند که بر کاهش تولید NOx در گازهای سنتزی موثر است.

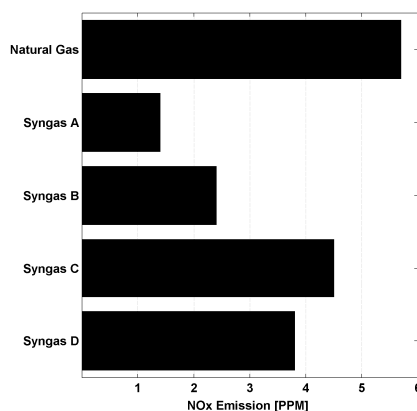


Figure 5- The amount of NOx emissions resulting from the combustion of the fuel mixtures introduced in Table 1

شکل ۵- مقدار آلاینده‌گی NOx حاصل احتراق مخلوط سوخت‌های معرفی شده در جدول ۱

مطالعه‌ی دینش و همکاران، [۳۵] نشان داد که اگرچه در احتراق هیدروژن خالص، مکانیسم NNH نقش بسیار فعالی در تعیین مقدار NOx تولیدی دارد ولی در احتراق سوخت مخلوط گاز سنتزی و بخصوص، مخلوط‌های سوختی با نسبت H₂/CO

پایین، همچنان مکانسیم غالب تولید NOx، مکانسیم حرارتی است. در این مطالعه نیز، توزیع دمایی شعله مخلوط‌های گاز سنتزی و مقدار NOx تولیدی، مطابقت بسیار خوبی را نشان می‌دهند. گستردگی ناحیه‌ی دما بالا و سطح دمایی، دو شاخصه‌ی خوب برای تحلیل رفتار تولید آلاینده‌ی NOx گازهای سنتزی هستند. کمترین مقدار انتشار NOx مربوط به گاز سنتزی A است که بنابر دقت ابزار، ۱,۴ PPM اندازه‌گیری شد. این کاهش آلاینده‌ی را می‌توان به تاخیر واکنش‌ها و کاهش شدید دمای احتراق، به عنوان دو عامل مهم در تشکیل NOx از مسیر حرارتی نسبت داد. چنانچه از شکل ۴ نیز مشخص است، ناحیه دما بالای گاز سنتزی A در مقایسه با گاز طبیعی و سایر مخلوط‌های گاز سنتزی، هم به انتهای ناحیه ثانویه محفظه احتراق هدایت شده که در نتیجه آن، زمان اقامت این ناحیه دما بالا در محفظه کوتاه شده است و هم باتوجه به ورود هوای ناحیه رقیق سازی، افت دمایی پیدا کرده است. بعلاوه اینکه، نسبت متان پایین در مقایسه با گاز طبیعی و همچنین، عدم وجود هیدروژن در مخلوط سوخت سبب شده است تا به ترتیب دو مکانسیم سریع و NNH نیز نقش چندانی در تولید NOx نداشته باشند.

مقدار آلاینده‌ی NOx برای دو گاز سنتزی دیگر، B و D نیز به ترتیب برابر ۲/۴ و ۳/۸ PPM اندازه‌گیری شد که کاهش شدیدی را نسبت به مقدار آلاینده‌ی NOx تولیدی گاز طبیعی (۵/۷ PPM) نشان می‌دهد. اگرچه برای گاز سنتزی C نیز مقدار آلاینده‌ی NOx تولیدی، برابر ۴/۵ PPM، در مقایسه با گاز طبیعی کمتر است، ولی در مقایسه با سایر گازهای سنتزی مقدار قابل توجهی است. گاز سنتزی C چنانچه از توزیع دما پیداست، بزرگترین ناحیه دما بالا را بین سایر مخلوط‌های گاز سنتزی داشته و بنابراین، زمان اقامت محصولات در دمای بالا برای این مخلوط افزایش پیدا کرده و بدین وسیله مقدار NOx تولیدی از مکانسیم حرارتی، به عنوان فعال‌ترین مکانسیم تولید NOx در این شرایط، افزایش پیدا می‌کند.

نتایج تولید آلاینده‌ی برای نقاط تست مختلف را می‌توان از جهات مختلفی با یکدیگر مقایسه کرد. مقایسه گاز سنتزی C و D نشان دهنده اثر مثبت تغییر نسبت H₂/CO در کاهش آلاینده‌ی NOx است. یعنی، با افزایش نسبت H₂/CO از ۰/۲ برای گاز سنتزی C به ۰/۵ برای گاز سنتزی D مقدار آلاینده‌ی NOx کاهش یافته است. البته چنانچه پیشتر نیز بیان شد، با توجه به نسبت مختلف اجزا در سوخت گاز سنتزی و برهمکنش فیزیکی و شیمیایی آن‌ها بر یکدیگر تحلیل رفتار مخلوط سوخت گاز سنتزی پیچیده بوده و تغییرات مشاهده شده را نمی‌توان تنها به یک عامل نسبت داد. باتوجه به مطالعه دینش و مشاهدات این مطالعه، می‌توان گفت که مکانیزم NNH در این نسبت‌های H₂/CO نقش چندانی ندارد و مکانیزم حرارتی، عامل تعیین کننده در مقدار آلاینده NOx تولیدی است. بنیسا [۳۷] نیز نشان داد که با افزایش محتوای هیدروژن در مخلوط سوخت گاز سنتزی، NOx حرارتی افزایش می‌یابد، در حالی که NOx تولیدی از مکانیزم سریع، به دلیل افت غلظت CH، کاهش می‌یابد.

مقایسه گازهای سنتزی C و D با گاز سنتزی B نیز نشان می‌دهد که کاهش نسبت رقیق کننده، منجر به افزایش تولید NOx می‌شود. رقیق سازی با CO₂ به دلیل کاهش دمای شعله و غلظت رادیکال CH (پیش ساز NOx در مکانیزم سریع) باعث کاهش انتشار NOx تولیدی از مکانیزم حرارتی و سریع می‌شود. نتایج مطالعات پیشین نیز بیان می‌کند که حضور رقیق کننده‌هایی مانند H₂O، CO₂ و N₂ در جریان هوا باعث کاهش NOx در شعله می‌شود [۳۶].

آلاینده‌ی CO

شکل ۶، انتشار CO مخلوط گاز طبیعی را در مقایسه با گازهای سنتزی با نسبت مختلف اجزا نشان می‌دهد. برای خوانایی و مقایسه بهتر نتایج، مقادیر انتشار آلاینده‌ی CO در مقیاس لگاریتمی رسم شده است. CO موجود در محصولات احتراق مخلوط‌های سوخت گاز سنتزی را می‌توان ناشی از دو منبع اصلی (۱) CO نسوخته‌ی گاز سنتزی و (۲) احتراق ناقص گونه‌های هیدروکربنی در سوخت گاز سنتزی، دانست. مشخص است که با مصرف سوخت گاز سنتزی، مقدار CO منتشر شده نسبت به شرایط استفاده از گاز طبیعی کاهش یافته و به کمتر از ۵۰ PPM می‌رسد، بجز با مصرف سوخت گاز سنتزی A که در آن مخلوط سوخت، هیدروژن وجود ندارد. در این شرایط، انتشار CO افزایش چشمگیری را نشان می‌دهد.

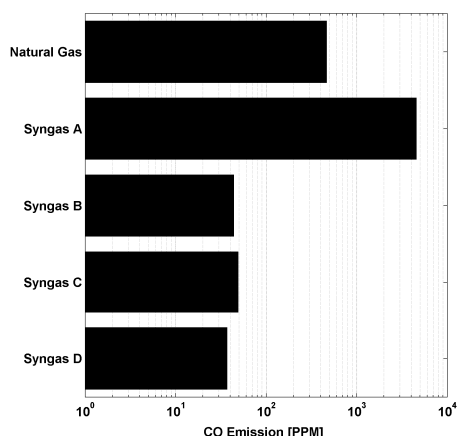


Figure 6- The amount of CO emissions resulting from the combustion of the fuel mixtures introduced in Table 1

شکل ۶- مقدار آلاینده‌ی CO حاصل احتراق مخلوط سوخت‌های معرفی شده در جدول ۱

چنانچه در بخش توزیع دمایی و شکل ۴ دیده شد، احتراق سوخت گاز سنتزی A به دلیل دارا بودن مقدار زیادی از گونه CO و ویژگی آهسته سوختن CO که منجر به تاخیر فراوان واکنش‌ها و آزادسازی حرارت تا انتهای ناحیه ثانویه محفظه و کاهش شدید دمای شعله می‌شود، می‌توان انتظار داشت که احتراق گاز سنتزی A در محفظه موجود ناقص بوده و CO موجود در مخلوط سوخت، بدون کامل شدن واکنش‌ها از محفظه خارج می‌شود. واکنش آهسته CO همچنین زمان بیشتری را برای خاموشی واکنش‌ها قبل از کامل شدن اکسیداسیون ایجاد می‌کند. بعلاوه اینکه وجود مقدار زیادی از گونه CO₂ در مخلوط گاز سنتزی A نیز باعث کاهش غلظت رادیکال‌های فعال و همچنین، کند شدن واکنش اکسیداسیون سریع CO یعنی $CO + OH \rightleftharpoons H + CO_2$ به عنوان مصرف‌کننده‌ی CO، می‌شود. مطالعات [۸] نیز رابطه مستقیمی را بین مقدار CO تولیدی و محتوای CO₂ مخلوط سوخت، پیشنهاد می‌کنند.

مسیر اکسیداسیون سریع CO به رادیکال OH نیاز دارد که آن نیز به نوبه خود، به منبعی از اتم‌های H نیازمند است و پیشتر این موضوع اشاره شد که افزودن هیدروژن به مخلوط سوخت، با افزایش غلظت رادیکال‌های فعالی مانند H و OH تأثیر زیادی بر سرعت بخشیدن به واکنش‌ها دارد و با ایجاد دمای احتراق بالا، اکسیداسیون سایر گونه‌های سوختی را نیز تسهیل می‌کند. با توجه به واکنش شیمیایی CO و O₂، اکسیداسیون CO حتی زمانی که مقدار کمی رادیکال‌های OH وجود داشته باشد، فعال می‌شود [۱۰]. بنابراین، چنانچه مشاهده می‌شود مقدار آلاینده‌ی CO گاز سنتزی B، C و D کاهش قابل توجهی را نسبت به گاز طبیعی و همچنین، گاز سنتزی A نشان می‌دهد و این نتایج با مطالعات گذشته [۳۸] مطابقت دارد.

درمقابل، گونه CO از تولید رادیکال OH جلوگیری کرده و باعث تشکیل HO₂ می‌شود و تبدیل H₂ به رادیکال میانی H را سرکوب می‌کند [۱۲]. بنابراین، نسبت H₂/CO در تعیین عملکرد آلاینده‌ی CO محفظه نقش مهمی دارد و با افزایش این نسبت انتظار می‌رود که تولید آلاینده‌ی CO محفظه کاهش یابد و چنانچه مشخص است، گاز سنتزی D کمترین مقدار آلاینده‌ی CO را بین سایر گازهای سنتزی ارزیابی شده، تولید می‌کند. مطالعات شی و همکاران [۱۲] و سان و همکاران [۳۹] نیز روند مشابهی را گزارش کرده و نتایج آن‌ها، موید تأثیر مخرب گونه CO بر غلظت رادیکال‌های فعال است. مقدار آلاینده‌ی CO بیشتر گاز سنتزی C نسبت به B نیز می‌تواند نشانگر تأثیر مخرب تر CO نسبت به CO₂ در واکنش‌های کامل‌کننده اکسیداسیون و همچنین، رادیکال‌های فعال باشد، اگرچه این مساله نیاز به بررسی بیشتر دارد.

پارامترهای عملکردی

عملکرد محفظه احتراق میکروتوربین گازی را می‌توان بر مبنای پارامترهای مختلفی مانند راندمان احتراق، پایداری، اشتعال، متوسط دمای خروجی و ضریب الگو ارزیابی کرد [۴۰]. صرف نظر از ویژگی‌های حرارتی- سینتیکی متفاوتی هر ترکیب سوختی که رفتار دینامیکی محفظه را تعیین می‌کند، شناسایی شرایط گاز خروجی از محفظه احتراق نیز برای کارکردن دستگاه در شرایط پایدار و ایمن بسیار مهم است و نشان دهنده‌ی امکان استفاده از سوخت‌های مختلف، در عین دستیابی به عملکرد مشابه است. بنابراین در این مطالعه، دو پارامتر متوسط دمای خروجی و ضریب الگو که مشخص‌کننده کیفیت گاز خروجی از محفظه احتراق بوده و اهمیت زیادی در عملکرد کارآمد و ایمن سیستم میکروتوربین دارند، مورد بحث قرار خواهند گرفت.

جدول ۲، مقادیر متوسط دمای خروجی محفظه را برای مخلوط‌های سوخت مختلف نشان می‌دهد. کمترین متوسط دمای خروجی مربوط به مصرف گاز طبیعی است و با مصرف گاز سنتزی، متوسط دمای خروجی افزایش قابل توجهی دارد. چنانچه گفته شد، احتراق گاز طبیعی عمدتاً در ناحیه اولیه محفظه احتراق انجام شده و آنچنان که در توزیع دمای مربوط به گاز طبیعی در شکل ۴ دیده می‌شود، احتراق در ناحیه ثانویه نیز در مناطق محدود نزدیک به لاینر رخ داده و انتظار می‌رود که با ورود هوای رقیق‌سازی، دما نیز بیشتر افت کند. این درحالی است که با مصرف مخلوط‌های مختلف گاز سنتزی، شعله طولانی‌تر شده و به ناحیه ثانویه منتقل می‌شود.

جدول ۲- متوسط دمای گاز خروجی حاصل احتراق مخلوط سوخت‌های معرفی شده در جدول ۱

Table 2- The average temperature of the exhaust gas resulting from the combustion of the fuel mixtures introduced in Table 1

Fuel Mixture	Average outlet temperature (°C)
Natural Gas	333.8
Syngas A (Without H ₂)	402.4
Syngas B (Lean H ₂)	440.6
Syngas C (Lean H ₂)	447.6
Syngas D (Medium H ₂)	423.6

مقادیر جدول ۲ به خوبی تأثیر عوامل مختلف را در رفتار محفظه احتراق نشان می‌دهد. این افزایش دمای خروجی عمدتاً به دلیل تأخیر واکنش‌های احتراقی و کشیده‌شدن شعله تا انتهای محفظه به دلیل حضور گونه CO با سرعت شعله کم و تأثیر حضور گونه رقیق‌کننده CO₂ است. همچنین، در گاز سنتزی A که مقدار CO و رقیق‌کننده CO₂ بیشترین است، علی‌رغم تأخیر احتراق تا انتهای ناحیه ثانویه، افت دمایی ناشی از اتلاف حرارتی رقیق‌کننده و نرخ آزادسازی حرارت کم مشهود است. در سه گونه دیگر با حضور گونه H₂ در مخلوط سوخت با ارزش حرارتی بالا، دمای خروجی افزایش پیدا می‌کند. در مقایسه مخلوط سوختی B و C نیز می‌توان تأثیر رقیق‌کنندگی، سینتیکی و اتلاف تابشی رقیق‌کننده را دلیل افت دمای خروجی مخلوط سوخت B با مقدار رقیق‌کننده بیشتر دانست. همچنین، بدلیل فاصله گرفتن واکنش‌های احتراقی از خروجی محفظه در مخلوط گاز سنتزی D نیز در مقایسه با مخلوط گاز سنتزی B و C، کاهش دما انتظار می‌رود.

چنانچه گفته شد، شرایط گاز خروجی از محفظه احتراق تأثیر قابل توجهی بر عملکرد میکروتوربین گازی دارد. هر چه دمای خروجی محفظه احتراق بیشتر باشد، توان خروجی توربین نیز بیشتر خواهد بود. با این حال، درجه حرارت بسیار بالا یا توزیع غیریکنواخت دما در خروجی ممکن است به پره‌های توربین آسیب برساند و موجب افت عملکرد میکروتوربین گازی شود. یکنواختی پروفیل دما در خروجی محفظه احتراق با ضریب الگو ارزیابی می‌شود که با معادله (۸) تعریف می‌شود [۱۴]. در این معادله، $T_{exit,maximum}$ و $T_{exit,average}$ به ترتیب بیشینه مقدار و مقدار متوسط در پروفیل دمایی گازهای خروجی و $T_{air,inlet}$ دمای هوای ورودی به محفظه است.

$$PF = \frac{T_{exit,maximum} - T_{exit,average}}{T_{exit,average} - T_{air,inlet}} \quad (8)$$

شکل ۷، مقادیر ضریب الگو را برای مخلوط‌های سوخت مختلف نشان داده و ضریب الگوی بالاتر به معنی غیریکنواختی بیشتر پروفیل دمایی در خروجی محفظه احتراق است. با استفاده از گاز طبیعی، ضریب الگو ۰/۱۸ بوده که با استفاده از گازهای سنتزی مختلف این مقدار افزایش قابل توجهی می‌یابد، روندی که در مطالعه‌ی شیه [۱۴] نیز گزارش شده است. در بین گازهای سنتزی، بیشترین و کمترین مقدار ضریب الگو به ترتیب برای گازهای سنتزی A و D با مقدار برابر ۰/۸۴ و ۰/۴۸ است. رفتار ضریب الگو نیز کاملاً با توزیع دمایی مخلوط سوخت‌های مختلف همخوانی دارد، بدین معنی که با به تاخیر افتادن واکنش‌ها و آزادسازی حرارت و ایجاد شعله گسترده، یکنواختی توزیع دمای خروجی از محفظه کاهش پیدا می‌کند.

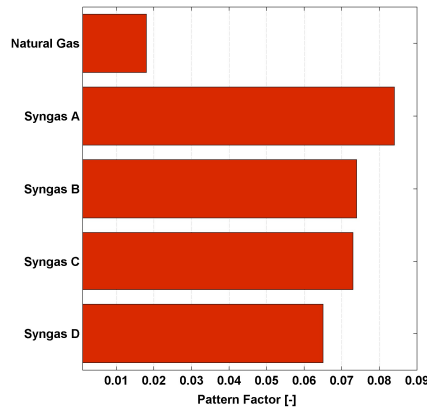


Figure 7- The temperature profile pattern factor of the exhaust gas resulting from the combustion of the fuel mixtures introduced in Table 1

شکل ۷- ضریب الگوی پروفیل دمایی گاز خروجی حاصل احتراق مخلوط سوخت‌های معرفی شده در جدول ۱

چنانچه در توزیع دمایی شکل ۴ مشاهده شد، در حالت مصرف گاز سنتزی A به دلیل افزایش دبی سوخت، محتوای بالای کربن مونوکسید و کربن دی‌اکسید در مخلوط سوخت، واکنش‌ها با تاخیر بالایی انجام شده و شعله به انتهای ناحیه ثانویه محفظه نزدیک می‌شود که تأثیر خود را در افزایش شدید ضریب الگو نشان می‌دهد. همچنین، تأثیر گونه رقیق‌کننده CO₂ نیز با افزایش تاخیر واکنش‌های احتراقی و در نتیجه، نزدیک شدن شعله به خروجی محفظه و تأثیر آن بر پروفیل دمایی خروجی در افزایش ضریب الگو در مقایسه‌ی گاز سنتزی B و C مشخص است.

این درحالی است که با افزودن هیدروژن به مخلوط سوخت و افزایش نسبت H₂/CO در مخلوط سوخت، شعله به سمت جلوی ناحیه ثانویه محفظه حرکت کرده و تأثیر آن بر پروفیل دمایی گازهای خروجی کم می‌شود. بنابراین چنانچه انتظار می‌رود، کمترین مقدار ضریب الگو در بین گازهای سنتزی مربوط به گاز سنتزی D است. البته به دلیل وجود گونه CO با سرعت احتراقی پایین و وجود رقیق‌کننده CO₂، همچنان احتراق با نرخ پایین‌تر در مقایسه با گاز طبیعی و شعله‌ای کشیده در محفظه شکل گرفته و بنابراین، مقدار ضریب الگو برای گاز سنتزی بیشتر از مقدار ضریب الگو برای گاز طبیعی است.

در انتها، می‌توان بیان کرد که چنانچه مشاهدات تجربی این مطالعه نشان داد، اگرچه احتراق مخلوط سوخت گاز سنتزی با ارزش حرارتی کم به عنوان جایگزین مناسبی برای سوخت‌های فسیلی در محفظه احتراق میکروتوربینی موجود، امکان‌پذیر بوده و بخصوص از نقطه نظر آلاینده‌ی برتری‌های قابل توجهی دارد، اما برای حل مشکلات مربوط به مشخصات عملکردی محفظه و بهبود پارامترهای مربوطه، برخی تغییرات در هندسه و پیکربندی حاضر محفظه احتراق و بخصوص در سیستم تزریق سوخت، مورد نیاز است.

جمع‌بندی

در این پژوهش، تأثیر مصرف گاز سنتزی در یک محفظه احتراق میکروتوربینی از نوع قوطی و با احتراق غیرپیش‌آمیخته با هدف شناسایی چالش‌ها و تکمیل مطالعات گذشته، بصورت تجربی بررسی شد. از این رو، مشخصات عملکردی محفظه از نظر توزیع دما، شکل شعله، متوسط دمای خروجی، ضریب الگو و همچنین، انتشار آلاینده‌ها با استفاده از چهار گاز سنتزی مختلف (با نسبت اجزای تشکیل دهنده و ارزش حرارتی متفاوت)، اندازه‌گیری و محاسبه شده و با مقادیر مربوط به احتراق گاز طبیعی، مقایسه و نتایج تحلیل شد. مجموعه تست‌های تجربی در شرایط اتمسفریک انجام شده و توان محفظه در ۹/۷ کیلووات و نسبت هم‌ارزی در ۰/۱۷، ثابت نگه داشته شد. بر این اساس، نتایج زیر حاصل شد:

(۱) تغییر سوخت از گاز طبیعی به گاز سنتزی، تغییر زیادی در شکل، اندازه و دمای شعله ایجاد کرده و به نسبت اجزای مختلف مخلوط سوخت گاز سنتزی (هیدروژن، کربن مونوکسید و حتی، گونه رقیق‌کننده و غیرقابل احتراق کربن دی‌اکسید) بستگی دارد که متاثر از تغییر سرعت شعله و همچنین، تغییر توزیع سوخت ناشی از افزایش دبی سوخت مخلوط سوخت گاز سنتزی است.

(۲) افزایش نسبت کربن مونوکسید و کربن دی‌اکسید در مخلوط سوخت به کاهش نرخ واکنش و آزادسازی حرارت، افت دمای شعله و جابجایی شعله به سمت محور محفظه و کشیده شدن آن تا ناحیه رقیق‌سازی منجر می‌شود، در حالی که افزایش نسبت هیدروژن در مخلوط سوخت، تسریع واکنش و کاهش ضخامت شعله را در پی دارد.

(۳) نتایج، کاهش میانگین آلاینده‌گی NOx تولیدی برای سوخت گاز سنتزی را در مقایسه با گاز طبیعی در شرایط توان تولیدی و نسبت هم‌ارزی ثابت، نشان می‌دهد. ویژگی انتشار آلاینده NOx نیز با توجه به ترکیب سوخت متفاوت است و به شکل و سطح دمایی شعله وابسته است. با افزایش دما و بزرگتر شدن ناحیه دما بالا و در نتیجه، افزایش زمان اقامت جریان، مقدار NOx تولیدی افزایش می‌یابد. حضور رقیق‌کننده CO₂ نیز دمای شعله و در نتیجه، تشکیل NOx را کاهش می‌دهد.

(۴) انتشار CO با انتشار NOx متفاوت است. با افزایش نسبت کربن مونوکسید و رقیق‌کننده CO₂ در مخلوط سوخت، انتشار CO زیاد می‌شود که در نتیجه‌ی احتراق ناکامل به دلیل به تاخیر افتادن واکنش‌های احتراقی و کاهش دمای آن است. به طور کلی، افزایش نسبت H₂/CO در مخلوط سوخت باعث کاهش انتشار CO می‌شود، زیرا حضور هیدروژن واکنش‌ها را سرعت بخشیده و به کامل شدن احتراق کمک می‌کند.

(۵) زمانی که گاز طبیعی با سوخت گاز سنتزی جایگزین می‌شود، نتایج افزایش دمای خروجی را نشان می‌دهند. بالا رفتن دمای خروجی محفظه احتراق نیز عمدتاً متأثر از تاخیر انجام واکنش‌ها است. همچنین، نسبت گونه‌های مختلف مخلوط سوخت عامل مهمی در تعیین متوسط دمای گازهای خروجی است.

(۶) با تغییر سوخت مصرفی از گاز طبیعی به گاز سنتزی، با افزایش دبی سوخت و به تاخیر افتادن واکنش‌های احتراقی، شعله به سمت انتهای محفظه احتراق حرکت کرده و در نتیجه، ضریب الگو بالا می‌رود. با افزایش نسبت H₂/CO و کاهش رقیق‌کننده در مخلوط سوخت، شعله نیز از خروجی فاصله گرفته و ضریب الگو روند کاهشی دارد.

منابع

- [1] M. Casta, L. Aldea, and A. Kiedrzy, "Application of the CFD simulation to the evaluation of natural gas replacement by syngas in burners of the ceramic sector," vol. 185, 2019, doi: 10.1016/j.energy.2019.06.064.
- [2] R. W. Francisco and A. A. M. Oliveira, "Measurement of the adiabatic flame speed and overall activation energy of a methane enriched H₂/CO/CO₂/N₂ low heating value mixture," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 45, no. 53, pp. 29533–29545, Oct. 2020, doi: 10.1016/j.ijhydene.2020.07.200.
- [3] F. F. Nicolosi and M. Renzi, "Design and CFD Simulation of a Micro Gas Turbine Combustor Fuelled With Low LHV Producer Gas," in *Volume 8: Industrial and Cogeneration; Manufacturing Materials and Metallurgy; Marine; Microturbines, Turbochargers, and Small Turbomachines*, Sep. 2020, doi: 10.1115/GT2020-14978.

- [4] H.-M. Li, G.-X. Li, and Y.-H. Jiang, "Laminar burning velocities and flame instabilities of diluted H₂/CO/air mixtures under different hydrogen fractions," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 43, no. 33, pp. 16344–16354, Aug. 2018, doi: 10.1016/j.ijhydene.2018.06.132.
- [5] H. C. Lee, L. Y. Jiang, and A. A. Mohamad, "A review on the laminar flame speed and ignition delay time of Syngas mixtures," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 39, no. 2, pp. 1105–1121, Jan. 2014, doi: 10.1016/j.ijhydene.2013.10.068.
- [6] J. Liu, J. Wang, N. Zhang, and H. Zhao, "On the explosion limit of syngas with CO₂ and H₂O additions," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 43, no. 6, pp. 3317–3329, Feb. 2018, doi: 10.1016/j.ijhydene.2017.12.176.
- [7] F. Pignatelli *et al.*, "Effect of CO₂ dilution on structures of premixed syngas/air flames in a gas turbine model combustor," *Combust. Flame*, vol. 255, p. 112912, Sep. 2023, doi: 10.1016/j.combustflame.2023.112912.
- [8] G. Chen *et al.*, "Experimental and numerical simulation of effects of CO₂/N₂ concentration and initial temperature on combustion characteristics of biomass syngas," *J. Saudi Chem. Soc.*, vol. 26, no. 4, p. 101490, Jul. 2022, doi: 10.1016/j.jscs.2022.101490.
- [9] C. Abagnale, M. C. Cameretti, R. De Robbio, and R. Tuccillo, "CFD Study of a MGT Combustor Supplied with Syngas," *Energy Procedia*, vol. 101, pp. 933–940, Nov. 2016, doi: 10.1016/j.egypro.2016.11.118.
- [10] M. C. Lee, "Effects of H₂/CO/CH₄ syngas composition variation on the NO_x and CO emission characteristics in a partially-premixed gas turbine combustor," *Sci. China Technol. Sci.*, vol. 59, no. 12, pp. 1804–1813, Dec. 2016, doi: 10.1007/s11431-016-0099-x.
- [11] A. Chinnici, G. J. Nathan, and B. B. Dally, "Experimental and numerical study of the influence of syngas composition on the performance and stability of a laboratory-scale MILD combustor," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 115, p. 110083, Jul. 2020, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2020.110083.
- [12] B. Xie *et al.*, "Effects of CO addition and multi-factors optimization on hydrogen/air combustion characteristics and thermal performance based on grey relational analysis," *Energy*, vol. 255, p. 124573, Sep. 2022, doi: 10.1016/j.energy.2022.124573.
- [13] J. Chen *et al.*, "Numerical Simulation of the Effect of CH₄/CO Concentration on Combustion Characteristics of Low Calorific Value Syngas," *ACS Omega*, vol. 6, no. 8, pp. 5754–5763, Mar. 2021, doi: 10.1021/acsomega.0c06176.
- [14] M. Ajvad and H.-Y. Shih, "Modeling syngas combustion performance of a can combustor with rotating casing for an innovative micro gas turbine," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 45, no. 55, pp. 31188–31201, Nov. 2020, doi: 10.1016/j.ijhydene.2020.08.113.
- [15] E. V. Jithin, G. K. S. Raghuram, T. V. Keshavamurthy, R. K. Velamati, C. Prathap, and R. J. Varghese, "A review on fundamental combustion characteristics of syngas mixtures and feasibility in combustion devices," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 146, p. 111178, Aug. 2021, doi: 10.1016/j.rser.2021.111178.
- [16] H. J. Burbano, J. Pareja, and A. A. Amell, "Laminar burning velocities and flame stability analysis of H₂/CO/air mixtures with dilution of N₂ and CO₂," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 36, no. 4, pp. 3232–3242, Feb. 2011, doi: 10.1016/j.ijhydene.2010.11.089.
- [17] N. A. Samiran, J.-H. Ng, M. N. Mohd Jaafar, A. Valera-Medina, and C. T. Chong, "H₂-rich syngas strategy to reduce NO_x and CO emissions and improve stability limits under premixed swirl combustion mode," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 41, no. 42, pp. 19243–19255, Nov. 2016, doi: 10.1016/j.ijhydene.2016.08.095.
- [18] S. Li, S. Li, D. Mira, M. Zhu, and X. Jiang, "Investigation of dilution effects on partially premixed swirling syngas flames using a LES-LEM approach," *J. Energy Inst.*, vol. 91, no. 6, pp. 902–915, Dec. 2018, doi: 10.1016/j.joei.2017.09.005.
- [19] J. Chen *et al.*, "Experimental and numerical study on the effect of CO₂ dilution on the laminar combustion characteristics of premixed CH₄/H₂/air flame," *J. Energy Inst.*, vol. 102, pp. 315–326, Jun. 2022, doi: 10.1016/j.joei.2022.04.002.
- [20] N. R. Ammar and A. I. Farag, "CFD Modeling of Syngas Combustion and Emissions for Marine Gas Turbine Applications," *Polish Marit. Res.*, vol. 23, no. 3, pp. 39–49, 2016, doi: 10.1515/pomr-2016-0030.
- [21] M. C. Cameretti, R. De Robbio, and R. Tuccillo, "CFD Study of a Micro-Combustor Under Variable Operating Conditions," in *Volume 8: Microturbines, Turbochargers and Small Turbomachines; Steam Turbines*, Jun. 2017, doi: 10.1115/GT2017-63661.
- [22] M. Bastani, S. Tabejamaat, and H. Ashini, "Numerical and experimental study of combustion and emission characteristics of ammonia/methane fuel mixture in micro gas turbine combustor," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 49, pp. 1399–1415, Jan. 2024, doi: 10.1016/j.ijhydene.2023.09.319.
- [23] M. Bastani, S. Tabejamaat, and H. Ashini, "Experimental study of Ammonia-Methane mixture combustion in the micro gas turbine combustor," *Fuel Combust.*, vol. 15, no. 3, pp. 120–138, 2023. (in Persian)
- [24] S. Sadatakhavi, S. Tabejamaat, M. EiddiAttarZade, B. Kankashvar, and M. Nozari, "Numerical and experimental study of the effects of fuel injection and equivalence ratio in a can micro-combustor at atmospheric condition," *Energy*, vol. 225, p. 120166, Jun. 2021, doi: 10.1016/j.energy.2021.120166.
- [25] M. Nozari, S. Tabejamaat, H. Sadeghizade, and M. Aghayari, "Experimental investigation of the effect of gaseous fuel injector geometry on the pollutant formation and thermal characteristics of a micro gas turbine combustor," *Energy*, vol. 235, p. 121372, Nov. 2021, doi: 10.1016/j.energy.2021.121372.
- [26] M. Bastani, S. Tabejamaat, M. Mani, and H. Ashini, "Experimental Study of Biogas Combustion in a Microturbine Combustion Chamber at Various CO₂/NG Ratios," *Fuel Combust.*, vol. 16, no. 2, pp. 92–108, 2023, doi: 10.22034/jfnc.2024.437190.1373. (in Persian)

- [27] M. Medhat, H. O. Harridi, and E. E. Khalil, "Stabilized Turbulent Diffusion Flames Using Synthesis Fuel with Different Burner Configurations," in *2018 AIAA Aerospace Sciences Meeting*, Jan. 2018, doi: 10.2514/6.2018-2257.
- [28] C. E. Arrieta, A. M. García, and A. A. Amell, "Experimental study of the combustion of natural gas and high-hydrogen content syngases in a radiant porous media burner," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 42, no. 17, pp. 12669–12680, Apr. 2017, doi: 10.1016/j.ijhydene.2017.03.078.
- [29] H. Yilmaz, O. Cam, and I. Yilmaz, "Experimental investigation of flame instability in a premixed combustor," *Fuel*, vol. 262, 2020, doi: 10.1016/j.fuel.2019.116594.
- [30] I. Glassman, R. A. Yetter, and N. G. Glumac, *Combustion*. Academic press, 2014.
- [31] T. C. Williams, C. R. Shaddix*, and R. W. Schefer, "Effect of Syngas Composition and CO₂ -Diluted Oxygen on Performance of a Premixed Swirl-Stabilized Combustor," *Combust. Sci. Technol.*, vol. 180, no. 1, pp. 64–88, Nov. 2007, doi: 10.1080/00102200701487061.
- [32] S. Benaissa, B. Adouane, S. M. Ali, and A. Mohammad, "Effect of hydrogen addition on the combustion characteristics of premixed biogas/hydrogen-air mixtures," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 46, no. 35, pp. 18661–18677, May 2021, doi: 10.1016/j.ijhydene.2021.02.225.
- [33] T. Lieuwen, V. Yang, and R. Yetter, Eds., *Synthesis Gas Combustion*. CRC Press, 2009.
- [34] S. M. Ali and V. S., "A Three-step Global Kinetic Mechanism for Predicting Extinction Strain Rate of Syngas-air Nonpremixed Flames," *Combust. Sci. Technol.*, vol. 194, no. 10, pp. 2101–2124, Jul. 2022, doi: 10.1080/00102202.2020.1858288.
- [35] K.K.J.R. Ranga Dinesh, J.A. Van Oijen, K.H. Luo, X. Jiang, Nitric oxide pollutant formation in high hydrogen content (HHC) syngas flames, *Int. J. Hydrogen Energy* 40 (2015) 13621–13634. <https://doi.org/10.1016/J.IJHYDENE.2015.08.068>.
- [36] D. GILES, S. SOM, and S. AGGARWAL, "NO_x emission characteristics of counterflow syngas diffusion flames with airstream dilution," *Fuel*, vol. 85, no. 12–13, pp. 1729–1742, Sep. 2006, doi: 10.1016/j.fuel.2006.01.027.
- [37] S. Benaissa, B. Adouane, S. M. Ali, S. S. Rashwan, and Z. Aouachria, "Investigation on combustion characteristics and emissions of biogas/hydrogen blends in gas turbine combustors," *Therm. Sci. Eng. Prog.*, vol. 27, p. 101178, Jan. 2022, doi: 10.1016/j.tsep.2021.101178.
- [38] S. M. Ali and S. Varunkumar, "Effect of burner diameter and diluents on the extinction strain rate of syngas-air non-premixed Tsuji-type flames," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 45, no. 15, pp. 9113–9127, Mar. 2020, doi: 10.1016/j.ijhydene.2020.01.156.
- [39] S. Sun, S. Meng, Y. Zhao, H. Xu, Y. Guo, and Y. Qin, "Experimental and theoretical studies of laminar flame speed of CO/H₂ in O₂/H₂O atmosphere," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 41, no. 4, pp. 3272–3283, Jan. 2016, doi: 10.1016/j.ijhydene.2015.11.120.
- [40] A. H. Lefebvre and D. R. Ballal, *Gas Turbine Combustion*. CRC Press, 2010.

English Abstract

Experimental Study of Performance Parameters and Emissions of Microturbine Combustion Chamber Fueled by Synthetic Gas

Hossein Ashini¹, Sadegh Tabejamaat^{2*}, Milad Bastani³

1- Department of Aerospace Engineering, Amirkabir University, Tehran, Iran, H_ashini@aut.ac.ir

2- Department of Aerospace Engineering, Amirkabir University, Tehran, Iran, Sadegh@aut.ac.ir

3- Department of Aerospace Engineering, Amirkabir University, Tehran, Iran, Milad.bastani@aut.ac.ir

*Corresponding author

(Received: 2024/09/17, Received in revised form: 2024/10/21, Accepted: 2024/11/02)

In this study, an experimental investigation was conducted on a microturbine combustion chamber to advance the research on practical applications of synthetic gas as an alternative fuel. The study examines the impact of synthetic gas fuel composition (CH₄, CO, H₂, and CO₂) on the microturbine combustion chamber's performance parameters, including temperature distribution, average outlet temperature, and emissions, and compares these results with those from natural gas combustion. The experimental results demonstrate that employing different fuel combinations with varying H₂/CO ratios and diluent ratios leads to alterations in flame shape, position, and temperature, consequently affecting combustor performance parameters. The utilization of synthetic gas containing H₂ results in a reduction of approximately 50% in NO_x and 90% in CO emissions compared to natural gas. However, it also yields slower reaction rates and the formation of a broader flame in the combustion chamber's secondary zone, thereby increasing the average temperature by about 100 degree Celsius and the pattern factor up to 0.07 at the exit. Notably, augmenting the H₂/CO ratio in synthetic gas mixtures significantly enhances the performance parameters of the combustor by accelerating reaction rates.

Keywords: Combustion chamber, Synthetic gas, Temperature distribution, Emission, Performance parameters