

مطالعه تجربی توزیع دمای محفظه احتراق استوانه‌ای در شرایط اتمسفریک

نیامین کنکاشور^۱، صادق تابع جماعت^{۲*}، مسعود عیدی عطارزاده^۳، محمدرضا سادات اخوی^۴ و مجید آقایی^۵

۱- کارشناس ارشد، مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، ben.kankashvar@aut.ac.ir

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

۳- دکترا، مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، eidiattar@aut.ac.ir

۴- کارشناس ارشد، مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، smreza@aut.ac.ir

۵- دانشجوی دکتری، مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، m.aghaiary@gmail.com

* نویسنده مخاطب

(تاریخ دریافت: ۹۶/۱۲/۲۰، دریافت آخرین اصلاحات: ۹۷/۲/۱۴، پذیرش: ۹۷/۳/۱)

چکیده: در این پژوهش، محفظه احتراق توربین گاز نمونه به صورت تجربی مورد مطالعه قرار می‌گیرد. هدف از این تحقیق بررسی اثر دبی‌های مختلف سوخت و هوا بر عملکرد محفظه و نیز فرایند خاموشی رقیق از سوخت در شرایط پایا و اتمسفریک است. محفظه احتراق مورد بررسی از نوع استوانه‌ای بوده و سوخت مایع کروسین با استفاده از انژکتور پیچشی فشاری به محفظه احتراق تزریق می‌شود. چرخاننده محوری دارای عدد چرخش ۰/۸ بوده و دمای هوای ورودی به محفظه ۳۱۵ کلوین است. در ابتدا، محدوده پایداری محفظه احتراق مشخص شده و سپس اثر فشار بالادست انژکتور و دبی هوا بر دمای گازهای درون محفظه و خروجی از آن اندازه‌گیری شد. به منظور بررسی دقیق‌تر علت تغییر رفتار محفظه احتراق ناشی از تغییر دبی هوا، چهار نقطه عملکردی انتخاب شده و کانتور دمای درون محفظه احتراق استخراج شده است. نتایج نشان می‌دهد که شعله در ناحیه بالا و پایین محفظه احتراق و در مجاورت دیواره‌ها تشکیل می‌شود. بررسی ضریب یکپارچگی دمای خروجی از محفظه احتراق نشان می‌دهد که بهترین عملکرد در حالتی است که تمام شعله درون محفظه احتراق بوده و در عین حال، دبی هوا کمینه باشد. علاوه بر این، مشخص شد که فرایند خاموشی محفظه احتراق در شرایط رقیق به صورت یکنواخت نیست، بلکه با افزایش دبی هوا ابتدا شعله بالای محفظه احتراق و سپس شعله پایین خاموش شده و در نهایت منجر به خاموشی کل محفظه احتراق در شرایط رقیق از سوخت می‌شود.

کلیدواژگان: محفظه احتراق، توربین گاز، آزمونگر، اتمسفریک، توزیع دما

مقدمه

مطالعه تجربی سهم مهمی در تحلیل و طراحی محفظه احتراق دارد و همواره مورد توجه طراحان قرار گرفته است. ساختار پیچیده جریان درون محفظه احتراق محققین را ملزم به داشتن نتایج تجربی برای تحلیل بهتر جریان درون محفظه می‌کند. در فرایند طراحی و ارتقاء محفظه احتراق، اولین گام آزمایش اتمسفریک محفظه است که منجر به کاهش هزینه‌ها و بالابردن کیفیت محفظه در طراحی‌های اولیه می‌شود [۱، ۲].

اندازه‌گیری ویژگی‌های جریان در محفظه احتراق توربین گازی توسط نویسندگان مختلفی گزارش شده است و به طور کلی اطلاعات مناسبی با توجه به محدودیت‌هایی نظیر هندسه محفظه احتراق و مهارت اندازه‌گیری استخراج شده است [۳-۵]. برای داشتن احتراقی مناسب در محفظه، لازم است تا نسبت سوخت به هوا، دمای شعله و زمان ماندگاری در محدوده مناسبی در منطقه اولیه و ثانویه ایجاد شود و سپس رقیق‌سازی ایجاد شده تا توزیع دمای خروجی کمتر و یکنواخت حاصل شود که در

نهایت کمترین صدمه به محفظه درونی^۱ و پره‌های توربین وارد شود [۶]. زمان ماندگاری مدت زمان اقامت سوخت و هوا درون محفظه بوده و از تقسیم حجم محفظه بر دبی حجمی سوخت و هوا به دست می‌آید. عملکرد ناحیه رقیق‌سازی باید به گونه‌ای باشد که در شرایط ایدئال دما در خروجی محفظه از قسمت پایین تا مرکز محفظه به تدریج افزایش یابد و پس از آن تا قسمت بالایی محفظه دما کاهش یابد. این امر موجب می‌شود پره‌های توربین در قسمت ریشه، که بیشترین تنش را تحمل می‌کنند و نوک پره که خنک‌کاری آن به دلیل نازک بودن آن مشکل است، دمای کمتری را تجربه کند که در نهایت منجر به افزایش طول عمر پره‌های توربین می‌شود [۷]. بدین منظور، متغیر یکپارچگی توزیع دمای^۲ خروجی محفظه تعریف می‌شود که بی‌بعد بوده و برابر با نسبت اختلاف دمای بیشینه خروجی و میانگین دمای خروجی به میانگین دمای ورودی هواست. به طور کلی، مقادیر قابل قبول برای این متغیر بین ۰/۴ تا ۰/۱۷ است که این ویژگی به اختلاط محفظه و پارامترهای انژکتور وابسته است. افزایش نسبت هوا به سوخت نیز باعث افزایش ضریب یکپارچگی دمای خروجی و افت بازده احتراق می‌شود، که مطلوب نیست. افزایش ضریب یکپارچگی دما، به دلیل افزایش بیشینه دمای خروجی محفظه نسبت به میانگین دمای خروجی است [۴]. دو جریان چرخشی اصلی در محفظه احتراق لوله‌ای وجود دارد، جریانی که از چرخاننده وارد محفظه می‌شود و جریانی که از سوراخ‌های اولیه وارد محفظه می‌شود که در نهایت برآیند این دو جریان منجر به شکل‌گیری ناحیه بازگشتی می‌شود [۸] (شکل ۱). در اکثر محفظه‌های احتراق، احتراق به وسیله بازچرخش گازهای داغ حاصل از احتراق پایدار می‌شود. این بدان معناست که واکنش‌دهنده‌ها، در زمان شروع احتراق، با محصولات احتراقی درهم آمیخته می‌شوند. در این حالت، افزایش دمای ناشی از آزادسازی انرژی در فرایند احتراق با کاهش دمای ناشی از اختلاط واکنش‌دهنده‌ها با محصولات احتراق در رقابت قرار دارد و این موضوع تعیین‌کننده پایداری و یا عدم پایداری احتراق است. باید دقت داشت که منظور از پایداری شعله مناسب بودن نسبت سوخت به هوا و نیز سرعت‌های جریان است.

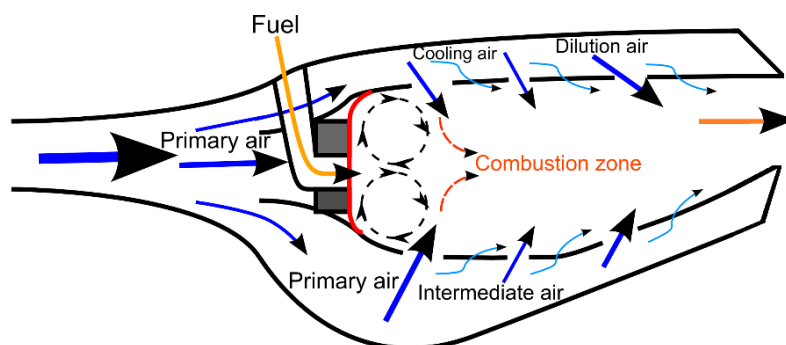


Figure 1- Principal flows in conventional combustors
 شکل ۱- جریان‌های اصلی درون محفظه احتراق‌های متداول

جریان چرخاننده، با بالابردن نرخ اختلاط سوخت و هوا، موجب پایداری بیشتر شعله در محفظه و همچنین کاهش آلاینده‌گی NOx و CO₂ می‌شود [۹]. میزان دما و آلاینده‌گی خروجی محفظه برای چرخاننده‌هایی با زاویه پره مختلف و نسبت هم‌ارزی متفاوت بررسی شده است و بررسی تجربی انجام‌شده توسط کوتزر با سوخت متان در شرایط اتمسفریک نشان می‌دهد که دمای محصولات احتراق در نزدیکی دیواره محفظه درونی به نسبت مرکز محفظه بیشتر است و گرادیان دمایی در نزدیک دیواره، با افزایش زاویه پره چرخاننده، کاهش پیدا می‌کند [۱۰]. نتایج به دست آمده از محفظه Allison T-56 و JT8D نشان می‌دهد اختلاط ضعیف به وجود آمده ناشی از مقادیر بالای هوای خنک‌کاری در منطقه اولیه موجب انتقال واکنش‌ها به بیرون

1. Liner
 2. Pattern Factor

محفظه و افزایش آلاینده‌گی شده است [۱۱]. محفظه احتراق‌های بازگشتی حلقوی نیز این امتیاز را نسبت به بقیه محفظه احتراق‌ها دارند که هوایی که از حلقه بیرونی به درون محفظه جریان پیدا می‌کند جهت مخالف با هوای ورودی از حلقه درونی دارد و همین امر موجب افزایش اختلاط هوا و سوخت در منطقه اولیه محفظه و احتراقی کامل‌تر و پایدارتر می‌شود [۲].

موتور Spey در سال ۱۹۶۸ توسط شرکت Rolls-Royce معرفی شد که از محفظه احتراق استوانه‌ای استفاده می‌کند. این محفظه اولین بار توسط هانگ و همکاران به صورت تحقیقاتی مورد مطالعه قرار گرفت [۱۲]. مطالعات تجربی بسیاری بر روی این محفظه در شرایط اتمسفریک و شبیه‌سازی نقطه کاری واقعی صورت گرفته است [۱۳-۱۶]. همچنین، مطالعات عددی صورت گرفته بر روی این محفظه منجر به ارائه نتایجی از قبیل توزیع دمای گازها و آلاینده‌گی درون محفظه شده است [۱۷-۲۰].

نتایج ارائه شده برای محفظه احتراق استوانه‌ای موتور Spey، که با ساده‌سازی هندسی در برخی نواحی اجازه دسترسی بیشتر به تمام نقاط محفظه داده شده بود، توانست اطلاعات قابل قبولی درباره ویژگی‌های جریان در اختیار محققین بگذارد [۱۵]. مطالعات جامع‌تر و پیچیده‌تری نیز بر روی این محفظه صورت گرفته است که در آن محفظه با تمام پیچیدگی‌های موجود توسط لوله اندازه‌گیری^۱ و وسایل نوری^۲ در نواحی مختلف بررسی شده است [۴]. اگرچه مطالعات اخیر نتایج مناسبی در اختیار طراحان قرار داده است، اما همچنان تحلیل تجربی سه‌بعدی جامع، که طبیعت جریان را به‌طور کامل بررسی کرده باشد و پارامترهای محفظه را به‌صورت سه‌بعدی در اختیار تحلیل‌گران قرار دهد، صورت نگرفته است. زیرا دما بسیار بالا بوده و به دلیل حضور پوسته محفظه، امکان اندازه‌گیری نوری نیز وجود ندارد. لذا، اندازه‌گیری دقیق پارامترهای جریان درون محفظه نظیر سرعت، دما و غلظت گونه‌ها مشکل است [۱۴]. همچنین، اندازه‌گیری پارامترهای جریان در نقاط کاری مختلف متفاوت است و دقت اندازه‌گیری می‌تواند تحت تاثیر عوامل مختلفی، نظیر عدم قطعیت در میانگین وزنی، اندازه‌گیری شده باشد [۱۹].

آزمایش‌های مختلفی بر روی محفظه احتراق استوانه‌ای Spey با استفاده از سوخت پروپان انجام شده و غلظت جزءها با چرخاننده‌ای قوی و ردیف سوراخ‌هایی با ابعادی کوچک‌تر از ابعاد واقعی مورد بررسی قرار گرفته است [۲۱، ۴، ۳]. نتایج نشان می‌دهد که منطقه بازگشتی ایجاد شده در منطقه اولیه بسیار غنی از سوخت است و دلیل آن نفوذ نامطلوب جت‌های اولیه به درون محفظه است و به‌طور کلی تمام هوای جریان یافته به پایین دست محفظه بدون شرکت در منطقه بازگشتی از محفظه خارج شده‌اند (شکل ۱). این امر موجب خاموش شدن واکنش در لبه ناحیه بازگشتی اولیه در طول مسیر فواره^۳ شده و باعث افزایش مقادیر منوکسیدکربن و هیدروکربن نسوخته در طول محفظه می‌شود. در نتیجه، بازده احتراق کاهش و ضریب یکپارچگی دما افزایش می‌یابد. نتایج به دست آمده نشان می‌دهد که کاهش نسبت هوای چرخاننده به هوای نفوذی توسط فواره باعث افزایش هوای بازگشتی به منطقه اولیه شده و منجر به اختلاط بیشتر می‌شود. نتایج تجربی بر روی محفظه استوانه‌ای نشان می‌دهد که غلظت گونه‌ها در مناطقی که احتراق صورت می‌گیرد بیشتر است و چرخاننده جریان شعاعی را در طول محفظه افزایش می‌دهد که این امر منجر به افزایش محصولات احتراق در نزدیکی دیواره محفظه می‌شود [۲۳، ۲۲]. تحلیل عددی صورت گرفته بر روی محفظه استوانه‌ای نیز نشان می‌دهد که افزایش عدد چرخاننده باعث کاهش غلظت NOx در خروجی می‌شود. همچنین، بررسی‌ها نشان می‌دهد افزایش عدد چرخاننده در ابتدا موجب افزایش دما و همچنین اکسیدهای نیتروژن شده و پس از رسیدن به نقطه بهینه، روند کاهشی یافته و عملکرد بهتری برای محفظه ایجاد می‌کند [۲۵، ۲۴]. با مطالعه تجربی مشخص شده است که با افزایش شدت آشفتگی و اختلاط بیشتر در منطقه اولیه، دمای گازها کاهش یافته و در نتیجه اکسیدهای نیتروژن کاهش می‌یابد [۲۶، ۱۶]. میزان آلاینده‌گی منوکسیدکربن با افزایش نسبت هوا به سوخت و افزایش زاویه پرها نیز کاهش پیدا می‌کند [۲۷]. میزان آلاینده‌گی محفظه احتراق استوانه‌ای توسط جریان چرخشی ورودی به محفظه کنترل می‌شود.

1. Probe
2. Optic
3. Jet

مطالعات تجربی بسیاری برای به‌دست آوردن ویژگی‌های جریان سرد (غیراحتراقی) و گرم (احتراقی) محفظه احتراق استوانه‌ای انجام شده است که در نمونه‌ای از آن برای به‌دست آوردن سرعت شعاعی جریان از روش اندازه‌گیری لیزری سرعت^۱ استفاده شده و برای به‌دست آوردن نسبت اختلاط سوخت و هوا از تزریق گاز هلیوم به‌جای سوخت در محفظه استفاده شده است [۲۸]. در پژوهش صورت‌گرفته توسط هیتور، از پروپان به‌عنوان سوخت برای به‌دست آوردن ویژگی‌های جریان در حالت احتراقی استفاده شده و برای به‌دست آوردن دمای محفظه نیز از ترموکوپل و برای به‌دست آوردن غلظت اکسیژن و هیدروکربن‌های نسوخته نیز از لوله اندازه‌گیری آلاینده‌گی استفاده شده است. نتایج سرعت در این تحقیق نشان داده است که احتراق باعث افزایش قدرت گردابه‌های اولیه شده و از طرفی منجر به کاهش عرض این گردابه‌ها شده است. همچنین، احتراق منجر به کاهش قدرت چرخاننده در پایین‌دست محفظه شده است [۱۶،۳]. در نهایت، می‌توان به این نکته اشاره کرد که در قسمت اولیه محفظه، احتراق بیشتر توسط عوامل جریان کنترل می‌شود تا فرایندهای شیمیایی. آزمایش‌های غیراحتراقی، نظیر استفاده از آب برای تحلیل عملکرد محفظه احتراق، از سالیان گذشته، به‌دلیل سادگی و کم‌هزینه بودن آن، مورد پسند بسیاری از محققان بوده است [۲۹]. محاسبات و اندازه‌گیری‌های انجام‌شده تایید کرده‌اند که در یک محفظه احتراق مدل، استفاده از نگه‌دارنده موجب اختلاط بهتر سوخت و هوا می‌شود و این اختلاط نقش مهمی برای به‌دست آوردن بازده بالای احتراق و همچنین کاهش آلاینده‌گی محفظه ایفا می‌کند. اختلاط ضعیف در منطقه اولیه موجب انتقال واکنش‌ها به بیرون از محفظه شده و در نهایت منجر به کاهش طول عمر محفظه و پره‌های توربین می‌شود [۳۱،۳۰].

بسیاری از محفظه‌های توربین گاز از سوخت‌های هیدروکربنی مایع استفاده می‌کنند. همچنین، پودر کردن^۲ باعث افزایش سطح تماس مایع با هوا می‌شود که در نهایت منجر به اختلاط بهتر و کم‌شدن زمان تبخیر می‌شود [۳۰]. عملکرد ضعیف انژکتور موجب ایجاد اختلاط در نسبت هم‌ارزی شده و در نهایت باعث افزایش دوده و کم‌شدن طول عمر محفظه و همچنین صدمه‌زدن به پره‌های توربین می‌شود. از طرفی، در بسیاری از پژوهش‌ها، زمان تبخیر بیشتر از زمان واقعی آن گزارش شده و طبق بررسی‌های انجام‌شده قطر قطرات بین ۱۴ تا ۱۵۰ میکرومتر تاثیر چندانی بر بازده احتراق ندارد و قطر قطرات تولیدشده توسط انژکتورهای چرخاننده فشاری زیر ۱۵۰ میکرومتر است [۳۱،۳۰]. همچنین، افزایش زاویه پاشش نیز، با توجه به افزایش سطح تماس قطرات با هوای پیرامون، می‌تواند امری مفید برای اختلاط و احتراقی مناسب‌تر باشد [۳۲]. اختلاط درون محفظه احتراق به‌طور مستقیم به توزیع هوای محفظه و هوای ورودی از سوراخ‌های محفظه درونی وابسته است. برای اطمینان از احتراق کامل و بازده بالا، زمان ماندگاری کافی باید برای واکنش شیمیایی وجود داشته باشد و این موضوع با کم‌کردن سرعت هوای ورودی به منطقه اولیه حاصل می‌شود [۲].

الن و بیشاپ تاثیر انژکتور در شرایط اتمسفریک را، با استفاده از روش نوری و ترموکوپل‌هایی که در انتهای محفظه قرار داده بودند، مورد آزمایش قرار دادند و توزیع دمای خروجی محفظه احتراق و تاثیر آن بر پره‌های توربین را بررسی کردند [۳۱]. آن‌ها زاویه پاشش انژکتور و تقارن پاشش انژکتور را بررسی کردند و برای همسان‌سازی شرایط کاری موتور در نقطه طراحی، از پارامترهایی نظیر ماخ، نسبت هم‌ارزی و قطر قطرات سوخت استفاده کردند. در مطالعه انجام‌شده، مشاهده شد که تغییرات کوچک در زاویه افشانه^۳ منجر به کاهش اختلاط می‌شود. این کاهش سبب افت دما در خروجی محفظه و در نتیجه افزایش ضریب یکپارچگی می‌شود. در نهایت، اثر زاویه پاشش به نسبت باقی پارامترهای بررسی‌شده تاثیر بیشتری بر یکپارچگی دمای خروجی محفظه داشته است.

براساس آنچه بیان شد، هدف از این مطالعه بررسی تجربی توزیع دمای محفظه احتراق استوانه‌ای در شرایط اتمسفریک و عملکرد محفظه احتراق در حالت خاموشی رقیق از سوخت است. در این پژوهش، از آزمونگر اتمسفریک محفظه احتراق دانشگاه

1. LDV (Laser Doppler Velocimetry)
2. Atomization
3. Spray

صنعتی امیرکبیر استفاده شده است. بدین منظور، ابتدا، با استفاده از تغییر فشار پشت انژکتور، تاثیر تغییر فشار بر دمای مرکز محفظه و نقشه پایداری انژکتور به دست می آید. پس از اطمینان از نتایج حاصل شده، نقاطی برای بررسی توزیع دمای محفظه و پارامترهای کاری محفظه استخراج می شود. سپس، پارامترهای کاری و توزیع دمای درون محفظه با یکدیگر مقایسه می شود. در انتها، به بررسی اثر دبی هوا بر ساختار شعله درون محفظه احتراق می پردازد که در آن روند افزایش دبی هوا موجب تغییر شکل شعله و خاموشی آن می شود.

روش تجربی

در این پژوهش، از سامانه آزمونگر محفظه احتراق دانشگاه صنعتی امیرکبیر [۳۳] استفاده شده است. این آزمونگر دارای سامانه های مختلفی است که عبارتند از: ۱- سامانه تامین هوای ورودی، ۲- سامانه پیش گرم هوا، ۳- سامانه تامین سوخت، ۴- مقطع آزمون، ۵- سامانه خروجی گاز و دودکش، ۶- سامانه آغازکننده احتراق و ۷- سامانه داده برداری و کنترل. شرح مبسوط این آزمونگر در مرجع [۳۳] آورده شده است. نحوه ارتباط سامانه های مختلف و اجزای مهم آن در ادامه توضیح داده خواهد شد.

چیدمان آزمونگر

سامانه آزمونگر محفظه احتراق دانشگاه امیرکبیر در شکل ۲ نشان داده شده است. همان طور که در شکل ۲ مشاهده می شود، هوا با استفاده از دمنده به سمت محفظه پیش گرم هدایت شده و پس از آن وارد مقطع آزمون می شود.

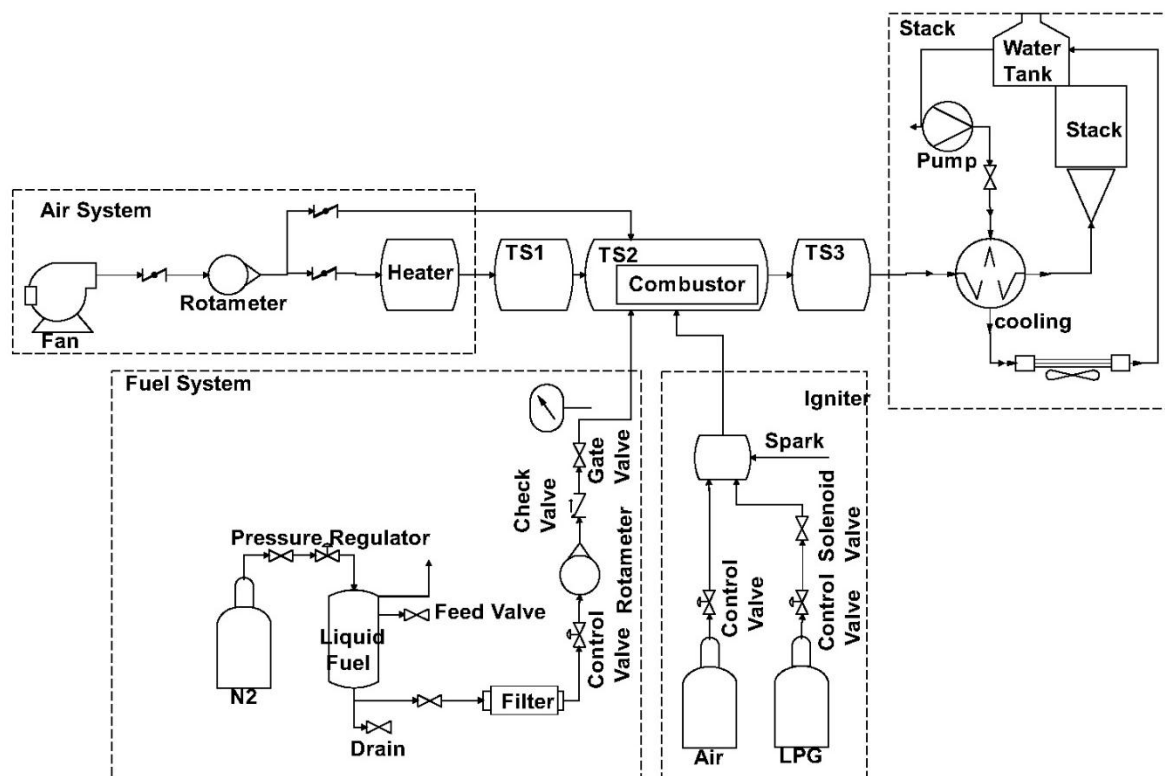


Figure 2- AUT Combustor Test Rig P&ID

شکل ۲- نقشه سامانه های آزمونگر محفظه احتراق دانشگاه امیرکبیر

سامانه تامین سوخت نیز به‌نحوی طراحی شده است که توانایی استفاده از سوخت‌های مختلف مایع را دارد. سیستم سوخت مایع به‌صورت گاز فشار گذار با نیتروژن طراحی شده و قابلیت افزایش فشار سوخت تا ۳۰ بار را دارد. در مرجع [۳۳]، که مربوط به همین گروه است، شرح دقیق چیدمان این آزمونگر به‌صورت مبسوط ارائه شده است.

ادوات اندازه‌گیری

ابزارهای داده‌برداری مورد استفاده در آزمونگر عبارت‌اند از: ترموکوپل، فشارسنج، روتامتر و لوله پیتوت. فشارسنج مورد استفاده برای تعیین فشار پشت انژکتور سوخت از نوع بردون^۱ بوده که دارای محدوده عملکردی ۱- تا ۱۵+ بار و دارای دقت ۰/۱ درصد است. روتامتر استفاده‌شده جهت سنجش دبی سوخت دارای محدوده عملکردی ۱ تا ۱۴ لیتر بر ساعت (کالیبره‌شده برای سوخت کروسین) و دقت ۱ درصد است. برای اندازه‌گیری دما از ترموکوپل نوع K با محدوده اندازه‌گیری ۲۰۰- تا ۱۳۵۰+ درجه سلسیوس و دقت ۲ درجه استفاده شده است. برای ثبت داده‌ها از دستگاه داده‌بردار توسعه داده‌شده استفاده شده که در مجموع قابلیت ارسال همزمان ۲۴ ترموکوپل را داراست. افت فشار کل و استاتیک جریان هوای قبل و بعد از محفظه احتراق با استفاده از مانومتر آب اندازه‌گیری شده است. علاوه بر این، جعبه کنترلی تعبیه شده است تا با استفاده از عملکرد دمنده هوای ورودی به مقطع آزمون کنترل شود. دبی هوا به کمک یک شیر پروانه‌ای برقی و دبی سوخت به کمک یک شیر سوزنی و به‌صورت دستی تنظیم می‌شوند [۳۳].

مقطع آزمون

این مقطع از سه قسمت کلی تشکیل شده که در شکل ۳ نشان داده شده است. قسمت اول به‌منظور تنظیم هوای ورودی به محفظه احتراق پیش‌بینی شده است. در قسمت میانی، محفظه احتراق طراحی شده قرار دارد و هوای مورد نیاز برای احتراق از این قسمت وارد می‌شود. قطر داخلی قسمت دوم برابر با ۱۶۴ میلی‌متر است. ترموکوپل‌های سنجش دما و آتش‌زنه در این قسمت بر روی محفظه نصب شده است. دو پنجره، برای رویت شعله درون محفظه، بر روی این قسمت از مقطع آزمون پیش‌بینی شده است. قسمت سوم و انتهایی نیز وظیفه هدایت گازهای حاصل از احتراق به سمت سیستم دودکش را دارد.

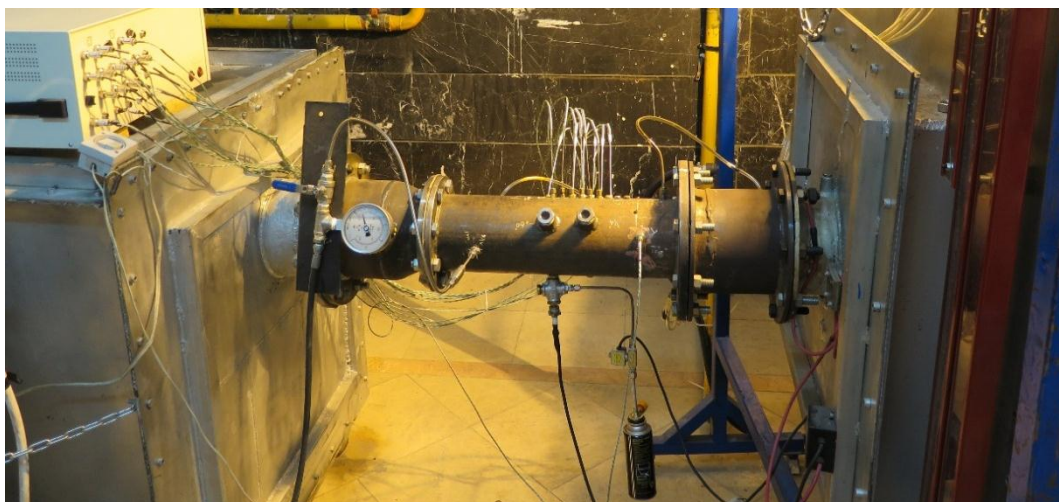


Figure 3- Test Section with A/D system

شکل ۳- نمای کلی از مقطع آزمون به‌همراه سامانه داده‌بردار

محفظه احتراق

محفظه احتراق بررسی شده در این پژوهش، محفظه‌ای استوانه‌ای بوده و برای موتورهای هوایی با آلاینده‌ی پایین توسعه داده شده است و مدل پیشرفته محفظه موتور Spey است [۱۲]. مشخصات محفظه و چیدمان کلی آن در شکل ۳ و شکل ۴ ارائه شده است. قطر محفظه ۷۴ میلی‌متر است. برای ساخت محفظه از ورق ۳ میلی‌متر استیل ۳۱۰ استفاده شده است. این محفظه همانند مدل اصلی خود فاقد هدایت‌کننده جریان^۱ بوده و مقطع خروجی آن به صورت افقی و مستطیل ۳۰ در ۱۰۰ میلی‌متر است. محفظه احتراق دارای ۲ ردیف سوراخ هوای جانبی است. قطر همه سوراخ‌ها برابر با ۱۰ میلی‌متر بوده و ردیف اول دارای ۶ عدد و ردیف دوم دارای ۱۲ عدد سوراخ است. شکل ۴ محل این سوراخ‌ها را نشان داده است. چرخاننده استفاده شده دارای ۱۸ پره با زاویه ۴۵ درجه است. عدد چرخش^۲ مطابق رابطه ارائه شده در مرجع [۲] به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$S_N = \frac{2}{3} \times \frac{1 - \left(\frac{D_{hub}}{D_{sw}}\right)^3}{1 - \left(\frac{D_{hub}}{D_{sw}}\right)^2} \times \tan\theta = 0.85 \quad (1)$$

مشخص است که چرخاننده استفاده شده برای این محفظه از قدرت بالایی برخوردار است و پایداری مناسبی را برای محفظه فراهم می‌کند. نمای کلی محفظه و قرارگیری اجزا در کنار یکدیگر مطابق شکل ۴ خواهد شد. انژکتور استفاده شده در این پژوهش از نوع انژکتور چرخاننده فشاری^۳ بوده که باعث پاشش سوخت به صورت مخروط توخالی می‌شود (شکل ۵). انژکتور استفاده شده دارای دبی ۲ لیتر بر ساعت، زاویه پاشش ۶۰ درجه و ساخت شرکت دانفوس هاگو^۴ است. معیار انتخاب این نوع انژکتور محدوده پایداری مناسب آن با توجه به دبی هوا و سوخت موجود بوده است. همچنین، الگوی پاشش توخالی الگوی پاشش استفاده شده در توربین گاز است، زیرا باعث اختلاط بیشتر سوخت و هوا می‌شود. نوک خروجی انژکتور دقیقاً منطبق بر انتهای چرخاننده بوده و چرخاننده با استفاده از یک رابط استوانه‌ای شکل بر روی محفظه احتراق نصب می‌شود. این رابط باعث می‌شود تا انتهای چرخاننده ۵ میلی‌متر بالاتر از ابتدای محفظه احتراق قرار گیرد.

جدول ۱- مشخصات محفظه احتراق (اندازه‌ها به میلی‌متر است)

Table 1 - Combustor Specification (Dimensions are in mm)

Combustor Type	Combustor Diameter	Combustor Length	Liner Length	Holes Type	Holes Diameter
Can	74	210	164	plain	10

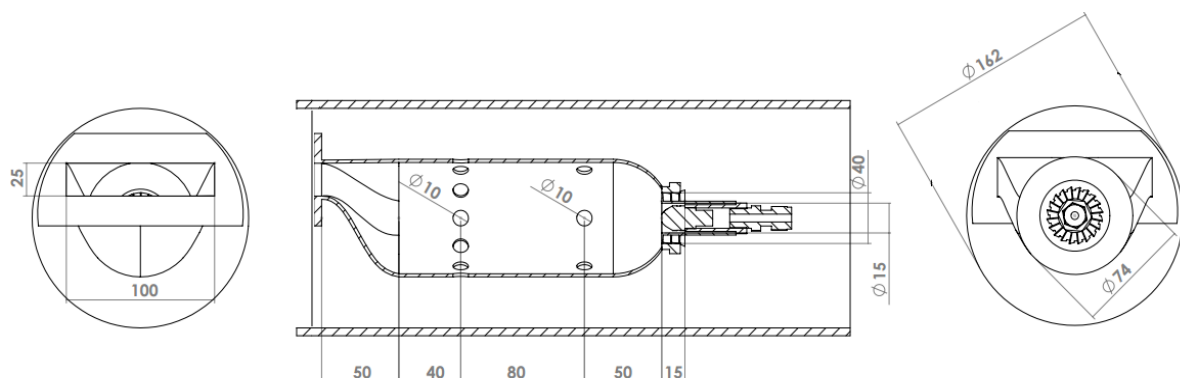


Figure 4- Combustor Arrangement with swirler, injector and connectors (Dimensions are in mm)

شکل ۴- چیدمان کلی محفظه احتراق به همراه چرخاننده، انژکتور و قطعات رابط (اندازه‌ها به میلی‌متر است)

1. Snout
2. Swirl number
3. Pressure swirl injector
4. Danfoss Hago

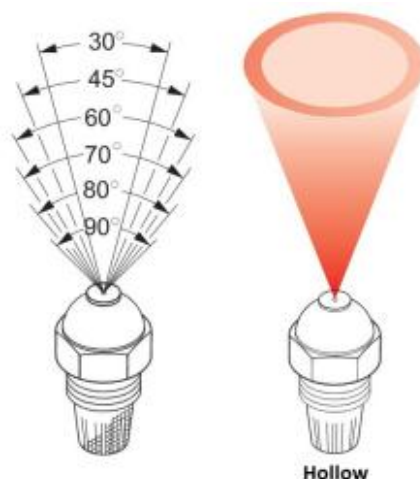


Figure 5- Pressure Swirl Atomizer with Hollow Pattern
 شکل ۵- انژکتور پیچشی فشاری با الگوی پاشش توخالی

روش آزمون

در پژوهش حاضر، محفظه احتراق استوانه‌ای در شرایط اتمسفریک بررسی شده است و دبی هوای ورودی توسط رابطه‌ای بین روتامتر و فشار استاتیک مشخص می‌شود. سوخت استفاده‌شده کروسین بوده و فشار آن دقیقاً پشت انژکتور اندازه‌گیری می‌شود. در بستر آزمون اتمسفریک از هوای پیش‌گرم استفاده نشده است و دمای هوای ورودی توسط دماسنج اندازه‌گیری می‌شود. به‌طور کلی، سه نوع آزمایش مختلف در این تحقیق انجام شده است: ۱- سنجش محدوده پایداری محفظه احتراق، ۲- بررسی پارامترهای کاری نظیر بازده و یکپارچگی دمای خروجی محفظه احتراق در دبی هوای مختلف و ۳- بررسی توزیع دما درون محفظه احتراق در نقاط مختلف کاری. روش استخراج نقشه پایداری محفظه احتراق بدین صورت است که ابتدا دبی‌های هوای مشخصی برای آزمایش در نظر گرفته شده و دبی سوخت در بالاترین مقدار ممکن قرار می‌گیرد. سپس، برای به‌دست آوردن مرز خاموشی به‌ازای سوخت زیاد^۱، مقدار سوخت به‌صورت تدریجی کاهش داده شده تا شعله‌ای که از محفظه بیرون زده است به درون محفظه کشیده شود. زمانی که شعله به درون محفظه کشیده شده و بیرون زده باشد به‌عنوان مرز خاموشی به‌ازای سوخت زیاد ثبت می‌شود. سپس، سوخت به تدریج کاهش می‌یابد تا محفظه خاموش شود و مقدار سوخت در آن نقطه به‌عنوان مرز خاموشی به‌ازای سوخت کم^۲ ثبت می‌شود. این روش منطبق بر روش مرجع [۳۴] است. در سری آزمایش بررسی عملکرد محفظه احتراق در دبی هوای مختلف، ترموکوپل‌ها در طول محفظه احتراق و در مرکز آن قرار داده شده‌اند و دمای مرکز ثبت شده است. در این آزمایش، دبی سوخت ثابت و دبی هوا به تدریج افزایش داده می‌شود و این افزایش تا زمانی ادامه دارد که محفظه خاموش شود. همچنین، عملکرد محفظه احتراق در دبی هوای مختلف در دو فشار ۶ و ۷ بار بررسی شده است. پس از انجام آزمایش‌های بالا، ۴ نقطه کاری مناسب انتخاب شده و توزیع دمای درون محفظه احتراق و توزیع دمای خروجی محفظه در این نقاط بررسی شده است. بدین منظور، در هر نقطه کاری، پس از پایا شدن جریان (۶۰ ثانیه)، ترموکوپل‌ها در گام‌های ۵ میلی‌متری به سمت درون محفظه احتراق حرکت داده شده‌اند. در هر گام، داده‌برداری به مدت ۱۰۰ ثانیه (در هر ثانیه یک داده) انجام شده و میانگین آن‌ها برای هر نقطه محاسبه شده است. برای به‌دست آوردن توزیع دمای خروجی نیز ترموکوپل‌ها در فاصله‌های ۵ میلی‌متری در عمق حرکت کرده تا به انتهای محفظه برسند. دایره‌های توپر در شکل ۶ محل‌های اندازه‌گیری دما در کل محفظه احتراق را نشان می‌دهند. همان‌طور که مشاهده می‌شود، دو سری از ترموکوپل‌ها

1. Rich blow-out
 2. Lean blow-out

در محل سوراخ‌های ردیف اول و دوم محفظه احتراق قرار دارند. در این سری، ترموکوپل‌ها دقیقاً از وسط سوراخ‌ها عبور می‌کنند. برای ورود بقیه ترموکوپل‌ها، سوراخ‌هایی هم‌قطر ترموکوپل بر روی پوسته محفظه احتراق ایجاد شده است که فقط ترموکوپل از آن‌ها عبور می‌کند. لذا، هوایی از آنها عبور نمی‌کند. شکل ۷ نیز محل اندازه‌گیری دما در خروجی محفظه احتراق را نشان می‌دهد. در هر دو شکل، مربع‌ها محل اندازه‌گیری دما برای سری آزمایش‌های تغییر دبی هوا را نشان می‌دهند.

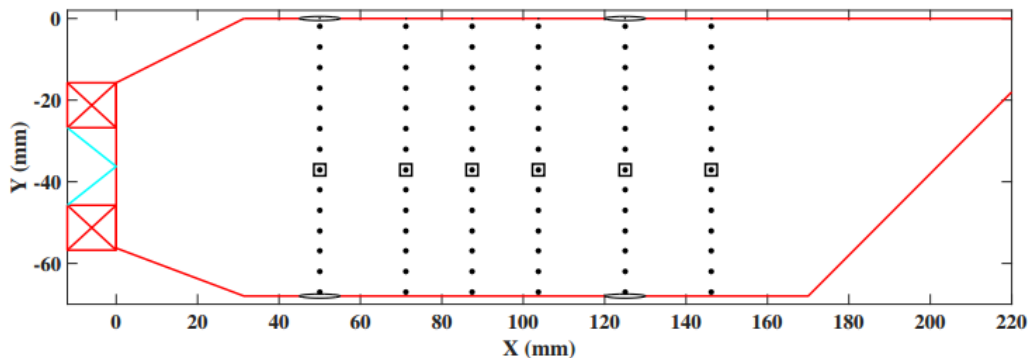


Figure 6- Measurement points of the inside combustor temperature distribution. Circles: Measurement points for inside temperature, Squares: Measurement points for air flow test

شکل ۶- نقاط اندازه‌گیری شده توسط ترموکوپل برای توزیع دمای محفظه (دایره‌ها: نقاط توزیع دمای محفظه، مربع‌ها: نقاط مرکز محفظه برای آزمایش تغییر دبی هوا)

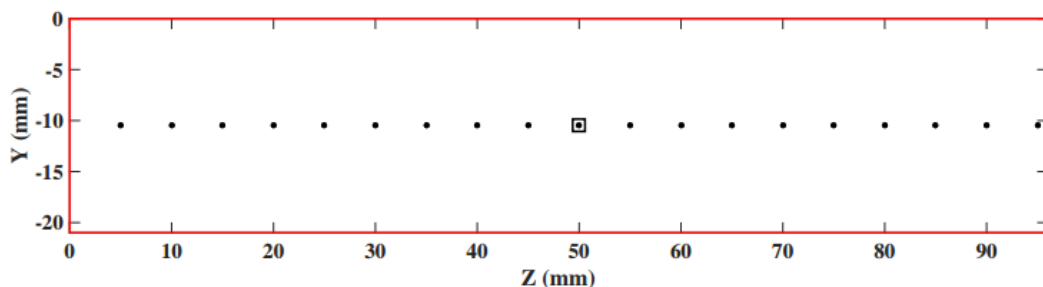


Figure 7- Measurement points of the exit temperature distribution. Circles: Measurement points for the exit temperature, Squares: Measure Points for air flow test

شکل ۷- نقاط اندازه‌گیری شده توسط ترموکوپل برای توزیع دمای خروجی محفظه (دایره‌ها: نقاط توزیع دمای خروجی محفظه، مربع‌ها: نقاط مرکز خروجی محفظه برای آزمایش تغییر دبی هوا)

نتایج

برای نشان دادن محدوده پایداری، معمولاً از دو پارامتر دبی هوا و نسبت سوخت به هوا استفاده می‌شود [۲]. محدوده پایداری محفظه احتراق مورد آزمایش در شکل ۸ نشان داده شده است. در این شکل، بین دو خط بالا و پایین، شعله پایدار وجود دارد. خط بالا حد غنی از سوخت بوده؛ بدین معنی که با افزایش بیشتر سوخت در دبی هوای ثابت، شعله بیرون از محفظه احتراق تشکیل می‌شود. خط پایین نیز حد رقیق از سوخت است که با کاهش بیشتر سوخت، شعله خاموش می‌شود. مشاهده می‌شود که با افزایش هوا، محدوده ناحیه بین دو منحنی کاهش می‌یابد. محدوده پایداری (شکل ۸) در فشار اتمسفریک استخراج شده و فشار در آن ثابت در نظر گرفته شده است و شباهت مناسبی با منحنی پایداری محفظه احتراق‌های

استوانه‌ای دارد [۹]. یکی از ویژگی‌های محفظه احتراق استوانه‌ای پایداری آن به دلیل داشتن کنترل بیشتر بر نرخ اختلاط و احتراق است که به واسطه جریان بازگشتی به وجود آمده توسط نفوذ فواره از یک یا چند ردیف سوراخ بالادست محفظه درونی، باعث می‌شود محفظه استوانه‌ای شکل در شرایط یکسان پایداری بیشتری داشته باشد [۹]. نقاط مشخص شده با ضربدر نقاطی است که توزیع دمای درون محفظه در آن شرایط بررسی شده است.

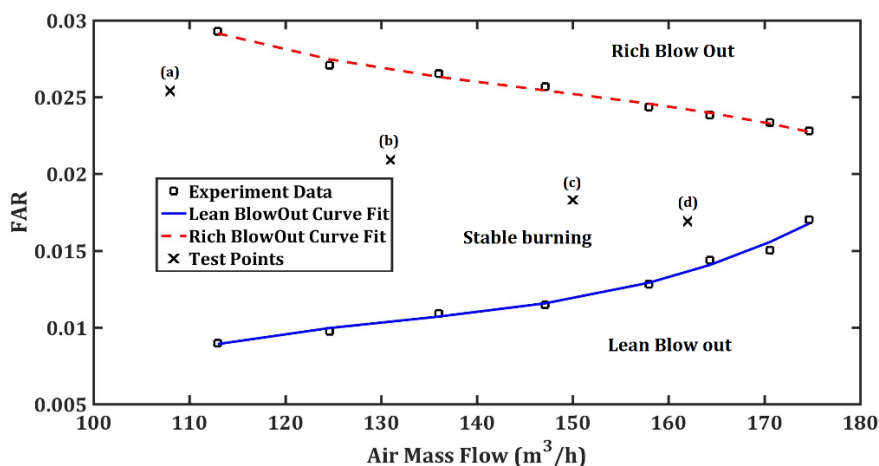


Figure 8- Combustion chamber stability loop with respect to FAR and air flow rate
 شکل ۸- محدوده پایداری محفظه احتراق بر حسب نسبت سوخت به هوا و دبی هوا

در شکل ۹، نتایج دمای مرکز محفظه احتراق در فواصل مختلف در دو فشار سوخت ۶ و ۷ بار ارائه شده است. دبی سوخت به ازای فشار ۶ بار برابر با ۳/۸ و در فشار ۷ بار برابر با ۴ لیتر بر ساعت است. اعداد هر نمودار حاصل ۳ بار تکرار آزمایش و میانگین‌گیری ۱۰۰ ثانیه داده‌برداری است. در این شکل، مشاهده می‌شود که به‌طور کلی، با افزایش فشار از ۶ به ۷ بار، دما در هر مکان و نقطه کاری افزایش پیدا می‌کند. زیرا، با افزایش فشار پاشش دو اتفاق می‌افتد: ۱- دبی سوخت ورودی به محفظه احتراق افزایش می‌یابد و ۲- قطر قطرات سوخت ریزتر می‌شود. لذا، احتراق بهتر و با نسبت هم‌ارزی نزدیک‌تر به ۱ اتفاق افتاده و دما بالاتر می‌رود. در فاصله ۵۰ میلی‌متری از ابتدای محفظه (شکل ۹-ا)، مشاهده می‌شود که دما با تغییر فشار، تغییر یکنواختی ندارد، به طوری که تا دبی هوای ۱۲۰ مترمکعب بر ساعت، دمای اندازه‌گیری‌شده برای هر دو فشار برابر بوده و در دبی‌های بین ۱۲۰ تا ۱۴۵ مترمکعب بر ساعت، دمای گاز در فشار ۶ بار بیشتر بوده و در دبی‌های بالاتر از ۱۴۵ مترمکعب بر ساعت، دمای حالت فشار ۷ بار بیشتر است. دلیل آن را می‌توان جابه‌جایی مکان شعله دانست. همچنین، مشاهده می‌شود که با افزایش دبی هوا، دمای گازها در هر مکان کاهش پیدا می‌کند که ناشی از رقیق شدن نسبت هم‌ارزی کل محفظه احتراق است. این کاهش دما تا جایی ادامه می‌یابد که پس از دبی ۱۵۵ مترمکعب بر ساعت برای فشار ۶ بار و دبی ۱۶۵ مترمکعب بر ساعت برای فشار سوخت ۷ بار، دما به‌طور ناگهانی کاهش پیدا می‌کند. این کاهش ناگهانی دبی به دلیل خاموش شدن شعله ناشی از رقیق شدن سوخت (خط پایین شکل ۸) است. به‌طور کلی، می‌توان نتیجه گرفت که با کاهش فشار پشت انژکتور، دمای احتراق کاهش می‌یابد.

دمای مرکز خروجی محفظه در دو فشار مختلف در شکل ۱۰ نشان داده شده است. در اینجا نیز مشاهده می‌شود که به‌ازای افزایش دبی هوا، دمای خروجی محفظه احتراق کاهش پیدا می‌کند. همچنین، در فشار بالاتر انژکتور، دمای خروجی در تمام حالات افزایش داشته است. علت بروز چنین رفتاری مشابه دلایل گفته‌شده در تغییرات دمای درون محفظه احتراق (شکل ۹) است.

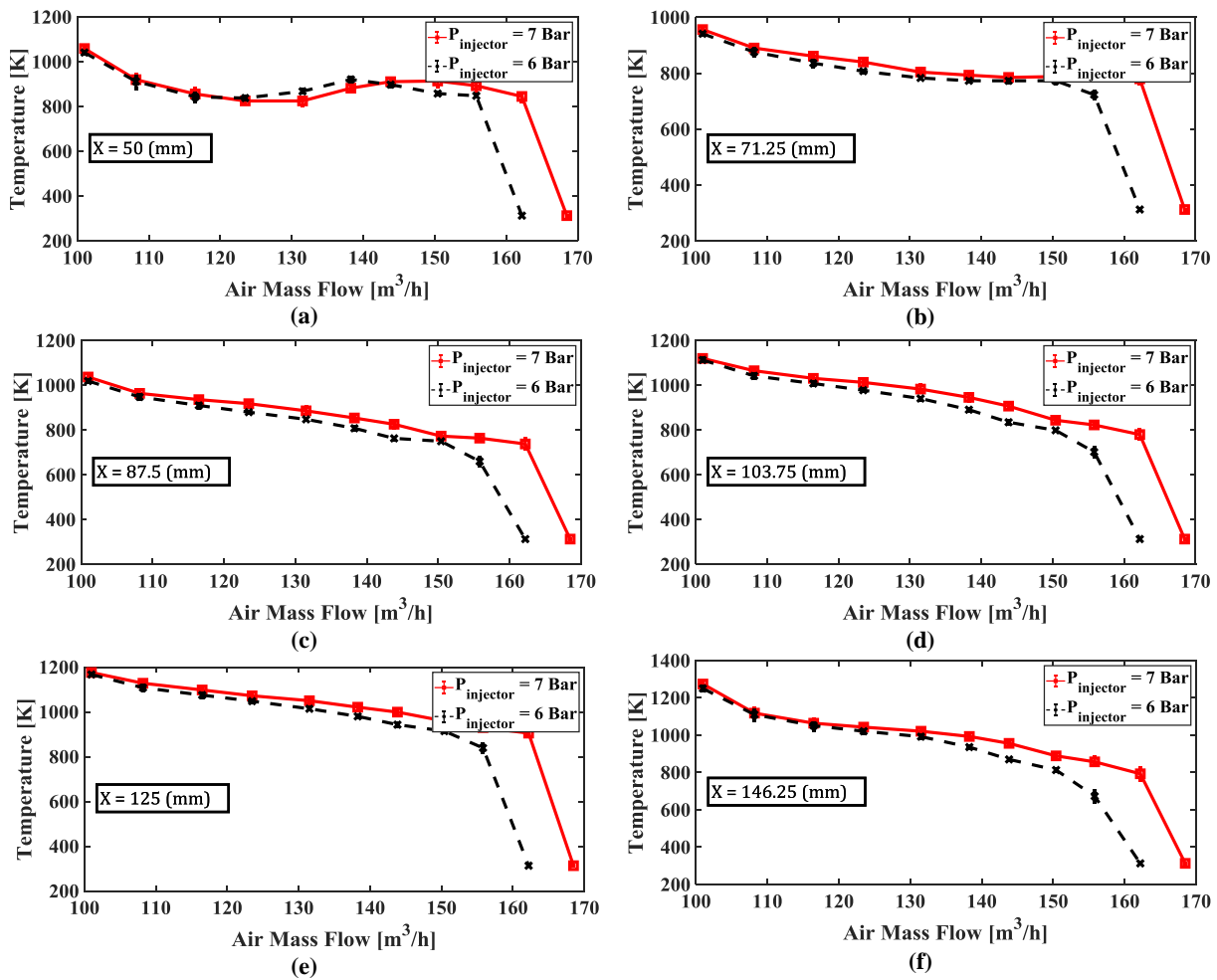


Figure 9- Combustor temperature changes in different air conditions

شکل ۹- تغییر دمای نقاط مختلف محفظه احتراق بر اثر تغییر دبی هوای ورودی

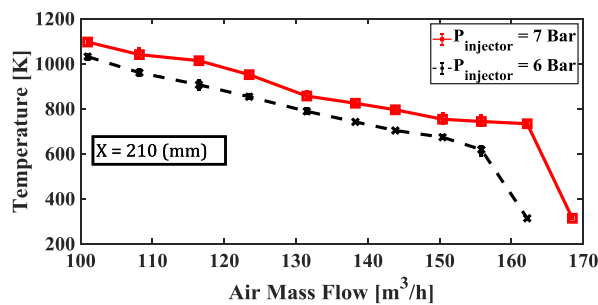


Figure 10- The effect of air flow rate on the combustor exit temperature

شکل ۱۰- تأثیر دبی هوا بر دمای خروجی محفظه

همان گونه که مشاهده شد، دمای گازهای درون محفظه و دمای خروجی، به‌ازای کاهش فشار، کاهش پیدا کرده و نشان از افت عملکرد محفظه در نقطه کاری مشابه دارد. یکی از دلایلی که می‌توان به آن اشاره کرد فشار طراحی انژکتور است که کاهش فشار پشت انژکتور باعث افزایش قطر قطرات شده و در نتیجه آن کاهش دما را به‌دنبال خواهد داشت. همچنین، کاهش فشار باعث کاهش دبی به میزان ۷ درصد می‌شود که همین امر باعث کاهش نسبت هم‌ارزی کل درون محفظه شده

است و در نهایت منجر به کاهش دمای خروجی می‌شود. با توجه به استفاده از انژکتور فشاری چرخشی، برای درک بهتر از قطر قطرات سوخت در محفظه حاضر، لغبور رابطه‌ای برای تخمین قطر قطرات ارائه کرده است [۳۵]:

$$D_{32} = 2.25 \sigma^{0.25} \mu^{0.25} \dot{m}_f^{0.25} \Delta P_f^{-0.5} \rho_{air}^{-0.25} \quad (1)$$

که در این رابطه، σ تنش صفحه‌ای سوخت، μ لزجت دینامیکی سوخت، \dot{m}_f دبی سوخت، ΔP_f اختلاف فشار انژکتور و ρ چگالی سوخت است. با استفاده از این رابطه، قطر قطرات تولیدشده توسط انژکتور فشاری چرخشی برای فشار ۷ بار، ۲۱ میکرومتر و برای فشار ۶ بار، ۲۴ میکرومتر به دست آمده و مشخص است که برای قطرات بزرگ‌تر زمان بیشتر برای تبخیر شدن لازم بوده و لذا دمای کمتری در خروجی به دست آمده است.

پس از بررسی تاثیر فشار پشت انژکتور بر دمای محفظه، چهار نقطه کاری مختلف، به منظور بررسی بیشتر، انتخاب شده است. مشخصات این نقاط در جدول ۲ ارائه شده است. نقاط بررسی شده براساس دمای به دست آمده از عملکرد محفظه احتراق در دبی هوای مختلف انتخاب شده‌اند و با توجه به نسبت هم‌ارزی‌های مختلف، بررسی هر کدام حائز اهمیت است.

جدول ۲- مشخصات نقاط کاری انتخاب شده

Table 2- Operating points' specification

Operating Point	Overall Equivalence Ratio	Air Flow Rate (m ³ /h)
a	0.38	108
b	0.31	131
c	0.27	150
d	0.25	162

شکل ۱۱ شعله درون محفظه احتراق از نمای انتهایی محفظه احتراق را در نقاط کاری مختلف نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که در نقطه کاری a، بخش قابل توجهی از شعله از انتهایی محفظه احتراق خارج شده است. با افزایش دبی هوا و در نقطه کاری b، شعله به طور کامل درون محفظه احتراق قرار می‌گیرد. با افزایش بیشتر دبی هوا، از شدت تشعشع شعله کاسته شده و قدرت آن کم می‌شود. در نهایت، در نقطه کاری d، شعله نوسانی می‌شود. به منظور بررسی دقیق‌تر علت این رفتار، لازم است تا دمای گازهای درون محفظه احتراق اندازه‌گیری شود.



Figure 11- Combustor flame at different operating conditions from combustor end view

شکل ۱۱ - شکل شعله از دیدگاه خروجی محفظه در نقاط کاری مختلف

توزیع دمای درون محفظه در نقاط کاری مختلف در شکل ۱۲ نشان داده شده است. در شکل ۱۲-a، که نسبت هم‌ارزی کل برابر با ۰/۳۸ است، مشاهده می‌شود که دمای شعله در دو ناحیه بالا و پایین محفظه احتراق بیشترین مقدار خود را دارد. این موضوع ناشی از نحوه پاشش توخالی انژکتور است. علاوه بر این، به دلیل وجود چرخاننده و در نتیجه وجود ناحیه بازگشتی، شعله در قسمت میانی تشکیل نمی‌شود، بلکه در لایه برشی بالا و پایین خروجی از چرخاننده تشکیل می‌شود. ادامه احتراق این لایه‌های برشی در نواحی بالا و پایین محفظه احتراق انجام می‌شود. باید توجه داشت که ناحیه بازگشتی احتراق از چرخاننده شروع شده و تا ردیف اول سوراخ‌های هوا تمام می‌شود. با افزایش بیشتر دبی هوای کل ورودی، در نسبت هم‌ارزی ۰/۳۱ (شکل ۱۲-b)، دمای شعله‌های بالا و پایین کاهش پیدا می‌کند. با افزایش بیشتر هوا و در نسبت هم‌ارزی ۰/۲۷ (شکل ۱۲-c) دمای

ناحیه بالایی محفظه احتراق به زیر ۱۰۰ درجه سلسیوس می‌رسد و فقط ناحیه شعله با دمای بالا در پایین محفظه احتراق وجود دارد. در نسبت هم‌ارزی کل ۰/۲۵ (شکل ۱۲-d)، شعله موجود در ناحیه پایین نیز ضعیف می‌شود. نکته حائز اهمیت آن است که با وجود آنکه محفظه احتراق از نوع استوانه‌ای است و انتظار می‌رود میدان احتراق درون آن متقارن باشد، با افزایش بیشتر دبی هوا و در نتیجه کاهش نسبت هم‌ارزی کل، تقارن شعله موجود در محفظه از بین می‌رود. علت بروز این رفتار را می‌توان در دو عامل دانست: ۱- خروجی محفظه احتراق متقارن نبوده و در قسمت بالایی محفظه احتراق قرار دارد و ۲- نحوه پاشش انژکتور به نحوی است که بخش قابل ملاحظه‌ای از سوخت به دلیل جاذبه به سمت پایین حرکت کرده و در ناحیه پایین دست می‌سوزد. در $x = 125 \text{ mm}$ که سری دوم سوراخ‌ها وجود دارد، با ورود هوای تازه، دمای گازها کاهش پیدا می‌کند. این کاهش دما لازم بوده و سبب می‌شود تا دمای ورودی به توربین کاهش یابد.

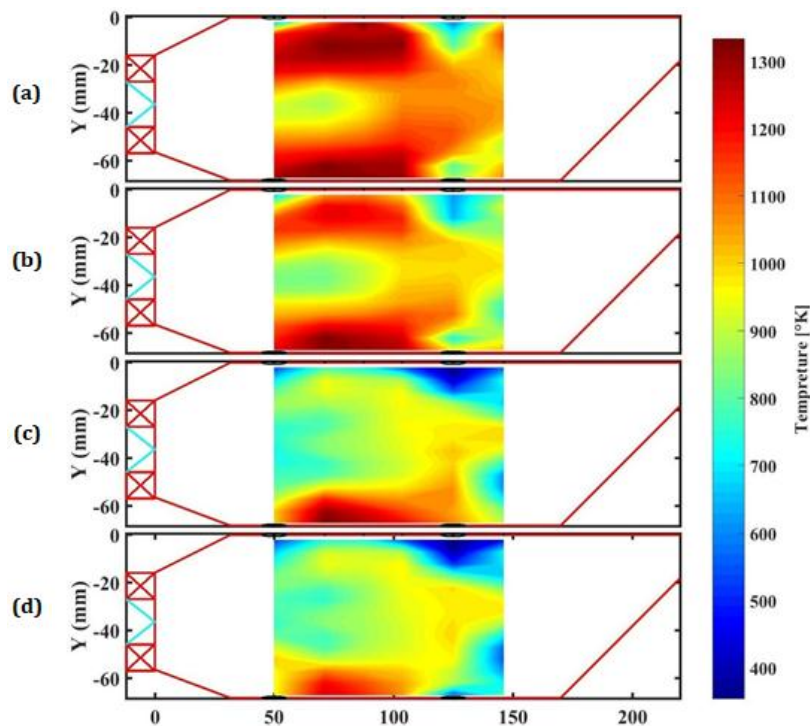


Figure 12 – Temperature distribution inside the combustor at different operating conditions, (a) $\Phi = 0.38$, (b) $\Phi = 0.31$, (c) $\Phi = 0.27$ and (d) $\Phi = 0.25$

شکل ۱۲- توزیع دمای درون محفظه احتراق در نقاط کاری مختلف، (a) نسبت هم‌ارزی ۰/۳۸، (b) نسبت هم‌ارزی ۰/۳۱، (c) نسبت هم‌ارزی ۰/۲۷ و (d) نسبت هم‌ارزی ۰/۲۵

برای مقایسه کمی توزیع دمای درون محفظه احتراق، پروفیل دمایی درون محفظه احتراق در شکل ۱۳ رسم شده است. مشاهده می‌شود نقطه کاری a دارای دمای بیشتری در همه نقاط محفظه است که دلیل آن بالاتر بودن نسبت هم‌ارزی و بیشتر بودن سوخت نسبت به هواست. نتایج دما در پروفیل $x = 125 \text{ mm}$ بیانگر آن است که هوای رقیق‌سازی سوراخ‌های ردیف دوم دارای عمق نفوذ حدود ۱۵ میلی‌متری است که سبب کاهش دمای گازها می‌شود. این کاهش دما به صورت محسوس در پروفیل $x = 146 \text{ mm}$ وجود دارد. کاهش دما در نزدیکی دیواره‌های بالا و پایین به نسبت دمای ناحیه مرکزی بیشتر است که سبب می‌شود تا دما در ریشه و نوک پره‌های توربین بالا نباشد و لذا طول عمر پره توربین افزایش پیدا کند. علاوه بر این، مشاهده می‌شود که پروفیل‌های دما تا قبل از $x = 125 \text{ mm}$ نسبت به محور مرکزی متقارن‌اند، اما در دو پروفیل آخر، به دلیل شکل خروجی محفظه احتراق، تقارن از بین می‌رود.

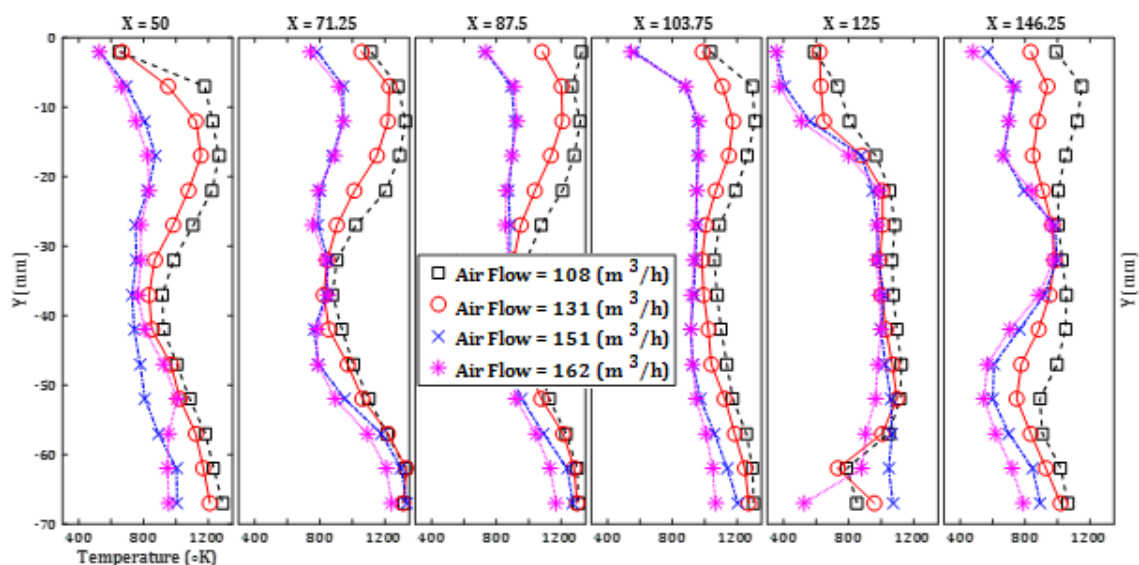


Figure 13 – Vertical temperature distribution at different operating points
 شکل ۱۳- پروفیل عمودی توزیع دمای درون محفظه در نقاط کاری مختلف

شکل ۱۴ تغییرات دمای خروجی در نقاط کاری مختلف را نشان می‌دهد. با توجه به شکل ۱۴، با افزایش دبی هوای ورودی، دمای خروجی محفظه کاهش پیدا می‌کند. علاوه بر این، مرکز محفظه به نسبت کناره‌های محفظه دارای دمای کمتری است. باید توجه داشت که خروجی محفظه احتراق به صورت مستطیل ۳۰ در ۱۰۰ میلی‌متر و افقی است و توزیع دمای ارائه شده در راستای افقی محفظه احتراق است.

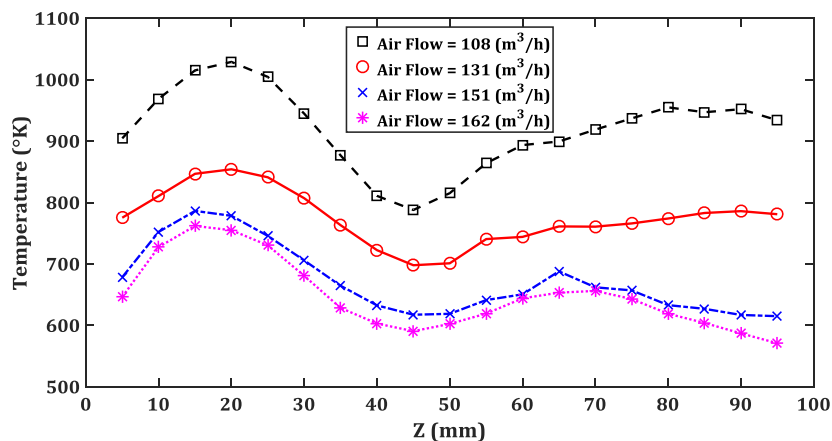


Figure 14 - Exit temperature profile at different operating conditions
 شکل ۱۴- پروفیل دمای خروجی محفظه در شرایط مختلف کاری محفظه احتراق

مطابق نمودارهای ارائه شده، مشخص است که افزایش دبی هوا موجب کاهش دمای کاری محفظه می‌شود. به منظور بررسی عملکرد محفظه در نقاط کاری انتخاب شده، از پارامترهای ضریب یکپارچگی دمایی، بازده احتراق، میانگین دمای گازهای خروجی، میانگین دمای گازهای درون محفظه احتراق و ضریب بار^۱ استفاده شده است. بازده احتراق از عوامل بسیار تاثیرگذار در محفظه احتراق است. تعاریف مختلفی برای بازده احتراقی وجود دارد. در این پژوهش، برای به دست آوردن بازده

1. Loading coefficient

احتراق از فرم ساده و علمی آن (رابطه (۲)) استفاده شده است [۳۶]. شایان ذکر است که ضریب حرارتی برای به دست آوردن بازده محفظه متغیر با دما در نظر گرفته شده است.

$$\eta_{combustion} = \frac{C_p(T_{exit}-T_3) \dot{m}_{air}}{\dot{m}_{fuel} LHV_{fuel}} \quad (2)$$

که در رابطه بالا، C_p گرمای ویژه هوا در فشار ثابت، T_{exit} میانگین دمای خروجی محفظه، T_3 دمای هوای ورودی محفظه، \dot{m} دبی و LHV ارزش حرارتی سوخت است. یکی دیگر از پارامترهای مهم محفظه ضریب یکپارچگی دمایی^۱ است که برای خروجی محفظه تعریف می شود (رابطه (۳)). این پارامتر یک پارامتر بی بعد بوده و تاثیر آن بر روی پره های توربین است [۳۷]. درحقیقت، این پارامتر تغییرات دما در خروجی را نسبت به میانگین دمای خروجی محفظه نشان می دهد و هرچه این مقدار به سمت صفر نزدیک شود، عملکرد بهتری از محفظه به دست می آید.

$$Pattern\ Factor = \frac{T_{max}-T_{exit}}{T_{exit}-T_3} \quad (3)$$

یکی از پارامترهای بسیار پر کاربرد ضریب بار است که بی بعد بوده و برای توصیف جریان محفظه به کار برده می شود. این پارامتر به صورت $\dot{m}_3\sqrt{T_3}/A_{ref}P_3$ تعریف می شود که در آن \dot{m}_3 دبی ورودی هوا، P_3 فشار کل قبل از محفظه و A_{ref} بیشترین سطح مقطع پوسته محفظه است. پارامترهای معرفی شده بالا برای نقاط مختلف کاری محفظه احتراق محاسبه شده و در جدول ۳ نشان داده شده است. همان طور که مشاهده می شود، بازده محفظه با اضافه کردن دبی هوای ورودی روند کاهشی پیدا کرده است که ناشی از کاهش دمای محفظه در خروجی است. میانگین دمای خروجی محفظه نیز، همان گونه که در شکل ۱۴ نشان داده شد، روند کاهشی دارد و در نقاط کاری بالاتر مقادیر به هم نزدیک شده اند که در نهایت، همان طور که در نقشه پایداری نشان داده شد، نزدیک خاموشی می شوند. ضریب یکپارچگی دمایی در نقاط کاری مختلف رفتاری متفاوت دارد و این نشان دهنده یکپارچه نبودن دما در خروجی محفظه است و نشان می دهد که در چه نقطه کاری آسیب بیشتری به ادوات پایین دست محفظه وارد می شود. همان گونه که در جدول ۳ مشخص است، یکپارچگی دمایی در نقطه کاری b دارای بهترین مقدار است.

جدول ۳- پارامترهای کاری محفظه احتراق در نقاط کاری مختلف
Table 3- Combustor parameters at different operating conditions

Operating Point	Overall Equivalence Ratio	Pattern Factor	Mean inside Temp. [K]	Mean Exit Temp [K]	Combustor Efficiency	$\frac{\dot{m}_3\sqrt{T_3}}{A_{ref}P_3}$
a	0.38	0.1817	1094	918	60	1.04 e-3
b	0.31	0.1724	1008	774	54	1.26 e-3
c	0.27	0.3179	882	672	48	1.44 e-3
d	0.25	0.3376	852	648	48	1.56 e-3

نتیجه گیری

در این پژوهش، محفظه احتراق توربین گاز نمونه به صورت تجربی مورد بررسی قرار گرفت. محفظه احتراق مدنظر از نوع استوانه ای بوده و سوخت مایع با استفاده از یک انژکتور پیچشی فشاری درون محفظه احتراق تزریق می شود. در ابتدا، محدوده پایداری محفظه احتراق، با استفاده از آزمایش های مختلف، مشخص شد. سپس، اثر فشار بالادست انژکتور و دبی هوا بر دمای گازهای درون محفظه و خروجی از آن اندازه گیری شد. همان طور که انتظار می رفت، با افزایش دبی هوا، دمای نقاط مختلف کاری محفظه احتراق کاهش یافته به صورتی که در نهایت منجر به خاموشی شعله در حالت رقیق از سوخت می شود. همچنین، با افزایش فشار پشت انژکتور، عملکرد محفظه احتراق بهتر شده و دمای گازهای خروجی از محفظه بیشتر می شود. محدوده خاموشی شعله در فشارهای ۶ بار کمتر از فشار ۷ بار است. به منظور بررسی دقیق تر علت تغییر رفتار محفظه احتراق ناشی از تغییر دبی هوا، چهار نقطه کاری انتخاب شده و توزیع دما درون محفظه احتراق بررسی شد. توزیع دما نشان می دهد که شعله

1. Pattern factor

در ناحیه بالا و پایین محفظه احتراق و در مجاورت دیواره‌ها تشکیل می‌شود و در ناحیه مرکزی محفظه احتراق، دمای گازها پایین‌تر است. با افزایش دبی هوا، مجموع دمای گازهای درون محفظه احتراق کاهش می‌یابد، اما اثر آن بر کاهش دمای ناحیه بالای محفظه احتراق ملموس‌تر است. این کاهش به‌نحوی است که در دبی هوای بالاتر، شعله ناحیه بالا خاموش می‌شود. این بدین معنی است که هرچند محفظه احتراق استوانه‌ای بوده، اما روند خاموشی شعله بر اثر افزایش دبی هوا، متقارن نیست، بلکه ابتدا شعله بالای محفظه خاموش می‌شود و سپس شعله قسمت پایین آن خاموش می‌شود. مشخص‌شدن علت رخ‌دادن چنین پدیده‌ای نیاز به مطالعات تجربی و عددی بیشتری دارد. علاوه‌بر این، با افزایش دبی هوا، میزان عمق نفوذ سوراخ‌های ردیف دوم، تقریباً ثابت و برابر با ۱۵۰ میلی‌متر است. بررسی ضریب یکپارچگی دمای خروجی از محفظه احتراق نشان می‌دهد که بهترین عملکرد در حالتی است که تمام شعله درون محفظه احتراق بوده و در عین حال، دبی هوا کمینه باشد.

منابع

1. M. Makida, Y. Hideshi, and Y. Takeshi, "Development of full annular combustor for small aircraft jet engine in Jaxa Tech clean project," *Proc. of 26th Int. Conf. of the Aeronautical Sci.*, Anchorage, Alaska, USA, 2008.
2. A. H. Lefebvre, *Gas Turbine Combustion: Alternative Fuels And Emissions*, New York, CRC press, 2010.
3. M. Heitor, and J. Whitelaw, "Velocity, Temperature, and species characteristics of the flow in a gas-turbine combustor," *Combustion and Flame*, 64, No. 1, 1986, pp. 1-32.
4. W. Jones, and H. Toral, "Temperature and composition measurements in a research gas turbine combustion chamber," *Combustion Science And Technology*, 31, No. 5-6, 1983, pp. 249-275.
5. A. Vranos, and E. D. Taback, "Combustion product distributions in the primary zone of a gas turbine combustor," *Combustion and Flame*, 26, 1976, pp. 129-131.
6. A. Mellor, *Design Of Modern Turbine Combustors*, London, Academic Pr, 1990.
7. M. P. Boyce, *Gas Turbine Engineering Handbook*, San Diego, Elsevier, 2011.
8. P. Rajpara, and et al., "Thermal and emission characteristics of reverse air flow CAN combustor," *International Journal of Thermal Sciences*, 128, 2018, pp. 175-183.
9. R. Jeffs, "The flame stability and heat release rates of some can-type combustion chambers," *Symposium (International) on Combustion*, California Institute of Technology Pasadena, California, USA, 1961.
10. C. Kotzer, M. LaViolette, and W. Allan, "Effects of Combustion Chamber Geometry Upon Exit Temperature Profiles," *ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea, and Air*, American Society of Mechanical Engineers, 2009.
11. J. Odgers, and D. Kretschmer, *Gas Turbine Fuels and Their Influence on Combustion*, Vol. 5, Tunbridge Wells, CRC Press, 1986.
12. J. Bhangu, D. Snape, and B. Eardley, "The design and development of a low emissions transply combustor for the civil Spey engine," *62nd Propulsion and Energetics Panel Symposium*, Cesme, Turkey, 1984.
13. A. Bicen, D. Tse, and J. Whitelaw, "Combustion characteristics of a model can-type combustor," *Combustion and Flame*, 80, No. 2, 1990, pp. 111-125.
14. J. McGuirk, and J. Palma, "Experimental investigation of the flow inside a water model of a gas turbine combustor: part 1-mean and turbulent flowfield," *Journal of Fluids Engineering*, 117, No. 3, 1995, pp. 450-458.
15. H. Toral, and J. Whitelaw, "Velocity and scalar characteristics of the isothermal and combusting flows in a combustor sector rig," *Combustion and Flame*, 45, 1982, pp. 251-272.
16. M. Heitor, and A. Moreira, "Thermocouples and sample probes for combustion studies," *Progress in Energy and Combustion Science*, 19, No. 3, 1993, pp. 259-278.
17. A. Datta, and S. Som, "Combustion and emission characteristics in a gas turbine combustor at different pressure and swirl conditions," *Applied Thermal Engineering*, 19, No. 9, 1999, pp. 949-967.
18. W. Shyy, S. Correa, and M. Braaten, "Computation of flow in a gas turbine combustor," *Combustion Science and Technology*, 58, No. 1-3, 1988, pp. 97-117.
19. F. Di Mare, W. Jones, and K. Menzies, "Large eddy simulation of a model gas turbine combustor," *Combustion and Flame*, 137, No. 3, 2004, pp. 278-294.
20. G. Bulat, W. Jones, and A. Marquis, "NO and CO formation in an industrial gas-turbine combustion chamber using LES with the Eulerian sub-grid PDF method," *Combustion and Flame*, 161, No. 7, 2014, pp. 1804-1825.
21. R. Shisler, J. Tuttle, and A. Mellor, "Emissions from and within a film-cooled combustor," *Combustion Science and Technology*, 11, 3-4, 1975, pp. 153-160.
22. J. Noyce, and C. Sheppard, "The influence of equivalence ratio variation on pollutant formation in a gas turbine type combustor," *Combustion science and Technology*, 29, No. 1-2, 1982, pp. 37-52.
23. H. Heravi, and P. Baziari, "The effect of swirl on NO X formation in non-premixed propane air flame," *Proceeding of The European Combustion Meeting*, Skudai, Johor, Malaysia, 2011.
24. R. D. Shah, and J. Banerjee, "Thermal and emission characteristics of a CAN combustor," *Heat and Mass Transfer*, 52, No. 3, 2016, pp. 499-509.

25. L. Zhou, X. Chen, and J. Zhang, "Studies on the effect of swirl on no formation in methane/air turbulent combustion," *Proceedings of the Combustion Institute*, 29, No. 2, 2002, pp. 2235-2242.
26. M. Heitor, *Experiments in Turbulent Reacting Flows*, PhD Thesis, Department of Mechanical Engineering, University of London, London, 1985.
27. W. S. Blazowski, "Future jet fuel combustion problems and requirements," *Progress in Energy and Combustion Science*, 4, No. 3, 1978, pp. 177-199.
28. A. Bicen, and W. Jones, "Velocity characteristics of isothermal and combusting flows in a model combustor," *Combustion Science and Technology*, 49, No. 1-2, 1986, pp. 1-15.
29. A. Green, and J. Whitelaw, "Isothermal models of gas-turbine combustors," *Journal of Fluid Mechanics*, 126, 1983, pp. 399-412.
30. G. Pucher, and et al., "Fuel nozzle performance analysis using laser techniques and combustion chamber with optical access," *ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea, and Air*, Barcelona International Convention Center (CCIB), Barcelona, Spain, 2006.
31. K. Bishop, and W. Allan, "Effects of fuel nozzle condition on gas turbine combustion chamber exit temperature distributions," *ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air*, International Gas Turbine Institute, Glasgow, UK, 2010.
32. J. Odgers, D. Kretschmer, and G. Pearce, "The combustion of droplets within gas turbine combustors: Some recent observations on combustion efficiency," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 115, No. 3), 1993, pp. 522-532.
33. A. Azimi, and et al., "Designing a Gas Turbine Combustor Test Rig and Testing a Sample Combustor at Atmospheric Conditions," *Fuel and Combustion*, 10, No. 1, pp. 87-104, 2017.
34. M. B. Khalil, *Investigation of combustion characteristics of low-medium heating value gases in an atmospheric pressure combustor*, PhD Thesis, Department of Mechanical Engineering, Carleton University, Ottawa, 1985.
35. A. H. Lefebvre, and V. G. McDonell, *Atomization and Sprays*, New York, CRC press, 2017.
36. C. Spadaccini, and et al., "High power density silicon combustion systems for micro gas turbine engines," *ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air*, Amsterdam, Netherlands, 2002.
37. A. H. Lefebvre, "Fuel effects on gas turbine combustion-liner temperature, pattern factor, and pollutant emissions," *Journal of Aircraft*, 21, No. 11, pp. 887-898, 1984.

English Abstract

Experimentally investigation of flame temperature distribution inside a can type combustor

Benyamin Kankashvar¹, Sadegh Tabejamaat^{2*}, Masoud EidiAttaZade³, MohammadReza SadatAkhavi⁴ and Majid Aghayari⁵

1- Aerospace Engineering Department, AmirKabir University of Technology, Tehran, Iran, ben.kankashvar@aut.ac.ir

2- Aerospace Engineering Department, AmirKabir University of Technology, Tehran, Iran, sadegh@aut.ac.ir

3- Aerospace Engineering Department, AmirKabir University of Technology, Tehran, Iran, eidiattar@aut.ac.ir

4- Aerospace Engineering Department, AmirKabir University of Technology, Tehran, Iran, smreza@aut.ac.ir

5- Aerospace Engineering Department, AmirKabir University of Technology, Tehran, Iran, m.aghayari@gmail.com.

*Corresponding author

(Received: 2018.01.21, Received in revised form: 2018.03.02, Accepted: 2018.03.24)

A gas turbine combustor has been investigated experimentally in this paper. The effect of air and fuel flow rates on the on combustor performance and lean blow out at atmospheric and steady condition is the goal. The combustor is a can type with swirl pressure fed injector. An axial swirler with swirl No. equal to 0.8 has been installed. The kerosene has been used as fuel while the air temperature at combustor inlet is equal to 315 K. The combustor Stability loop has been determined with several tests. Then variation of temperature inside the combustor and at combustor exit with respect to the injector back pressure and air flow rate are measured. 4 operating conditions have been selected due to detail investigation of flame temperature contour inside the combustor. The results show that the flame holds near the walls. Also, the pattern factor show that the best condition is when the flame is totally inside the combustor while the air flow rate is minimum. Furthermore, it is cleared that the lean blow out is not uniform. It means that with increasing the air flow rate, upper section of flame has been quenched and then the lower section of flame.

Keywords: Gas turbine, combustor, test stand, atmospheric, temperature distribution