

طراحی آزمونگر محفظه احتراق توربین گاز و آزمایش محفظه نمونه در شرایط اتمسفیریک

امیرحسین عظیمی^۱، مسعود عیدی عطارزاده^۲، صادق تابع جماعت^۳، عباس عونی^۴، صالحه ذهاب^۵،
محمد مهدی بالزده^۶، بنیامین کنکاش‌ور^۷ و مجید آقایی^۸

- ۱- کارشناس، مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، amirhossein.azimi@aut.ac.ir
- ۲- دانشجوی دکتری، مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران (نویسنده مخاطب)، eidiattar@aut.ac.ir
- ۳- استاد، مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، sadegh@aut.ac.ir
- ۴- کارشناس ارشد، مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران
- ۵- کارشناس ارشد، مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران
- ۶- کارشناس، مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، momaba@aut.ac.ir
- ۷- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، ben.kankashvar@gmail.com
- ۸- دانشجوی دکتری، مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، m.aghairy@gmail.com
(تاریخ دریافت: ۹۵/۷/۲۹، دریافت آخرین اصلاحات: ۹۶/۳/۲۷، پذیرش: ۹۶/۴/۳)

چکیده: در این مقاله، به طراحی و ساخت آزمونگر محفظه احتراق توربین گاز و آزمایش محفظه نمونه در شرایط اتمسفیریک پرداخته شده است. از این آزمونگر می‌توان به منظور بررسی اثر تغییرات هندسی بر روی عملکرد محفظه احتراق، استخراج نقشه اشتعال پذیری و پایداری، بررسی ترکیب گازهای خروجی، توزیع دمای گازهای خروجی و دمای جداره محفظه استفاده کرد. آزمونگر ساخته شده، قادر به آزمایش محفظه احتراق تا حداکثر دبی هوا ۸۰۰ مترمکعب بر ساعت بوده و قابلیت پیش گرم کردن هوای ورودی به محفظه تا حداکثر دمای ۱۰۰۰ کلوین را دارد. این آزمونگر قادر به انجام آزمایش با انواع سوخت‌های مایع، گاز طبیعی و LPG است. یک قطاع تک‌انژکتور محفظه احتراق حلقوی در مقطع آزمون نصب شده است. محفظه در شرایط اتمسفیریک و دبی هوا و دبی سوخت مختلف آزمایش شده است. نتایج بیانگر آن است که دمای گازهای خروجی از محفظه احتراق به صورت غیرخطی با افزایش نسبت سوخت به هوا افزایش می‌یابد. با استفاده از مدل یک‌بعدی، دمای خروجی از محفظه احتراق پیش‌بینی شده و با نتایج تجربی مقایسه شده است. مدل مذکور روند تغییر دمای خروجی از محفظه احتراق را به خوبی پیش‌بینی می‌کند.

کلیدواژگان: توربین گاز، محفظه احتراق، آزمونگر، مقطع آزمون، اتمسفیریک

مقدمه

با توجه به اینکه توربین گاز نقشی حیاتی در تولید توان برای مصارف گوناگون نفت و گاز، برق، هوافضا و صنایع دریایی دارد، محصولی راهبردی محسوب شده و کشور ایران برای دستیابی به دانش و فناوری طراحی و ساخت آن سرمایه‌گذاری عظیمی کرده است [۱]. یکی از اجزای اصلی توربین گاز، محفظه احتراق آن است که بخشی از توربین گاز است که در آن سوخت با هوای ورودی از کمپرسور محترق شده، انرژی شیمیایی آن آزاد شده و به انرژی ترمودینامیکی، که قابلیت تولید کار را دارد، تبدیل می‌شود. به منظور بالابردن کارایی توربین گاز و در نتیجه کاهش مصرف سوخت، لازم است دمای بالاتری برای چرخه عملکردی آن در نظر گرفته شود [۲]. از طرفی، محفظه احتراق به طور مستقیم بر عملکرد توربین اثرگذار است و این امر سبب بالاتر رفتن دمای گازهای ورودی به توربین شده و عمر آن را محدود می‌سازد. لذا، طراحی محفظه احتراق نیازمند ملاحظات خاص مدلسازی و آزمون‌های تجربی است. یک محفظه احتراق کارآمد بایستی بتواند سوخت و هوا را با نسبتی مناسب و به طور

کامل مخلوط کرده و شعله‌ای پایدار ایجاد کند. علاوه بر این، توزیع دمای گازها درون محفظه و خروجی از آن، ترکیب گازهای خروجی و توزیع دمای جداره محفظه بایستی در محدوده مشخصی باشد. در این صورت عملکردی مناسب با بازده بالا و همچنین، طول عمری مناسب برای محفظه و تجهیزات پایین دست آن تامین می‌شود. به منظور رسیدن به این اهداف، لازم است تا پیش، حین و پس از طراحی محفظه احتراق، آزمایش‌های تجربی و عددی مختلفی صورت پذیرد. آزمایش‌های پیش از طراحی مربوط به تولید بانک اطلاعاتی لازم جهت استفاده در فرایند طراحی است. حین فرایند طراحی، لازم است تا سامانه‌های مختلف محفظه احتراق به دو صورت مستقل و مونتاژ شده مورد آزمایش قرار گیرند.

مدلسازی محفظه احتراق به معنی پیش‌بینی نتایج یک آزمایش از تفسیر نتایج آزمایشی دیگر است. آزمون اول، آزمون مقیاس کامل^۱ و آزمون دوم، آزمون مدل^۲ نامیده می‌شود. آزمون مدل زمانی انجام می‌شود که آزمون مقیاس کامل بسیار پرهزینه بوده یا شرایط آن به گونه‌ای باشد که امکان اندازه‌گیری پارامترهای مورد نظر، میسر نباشد (برای مثال در شرایط دما بالا یا هنگامی که زمان رخداد پدیده مد نظر بسیار کوتاه است). با توجه به پیچیدگی فرایندهای صورت گرفته درون محفظه احتراق و وجود پارامترهای بسیار، مدلسازی کامل یک محفظه احتراق مقدور نیست. البته، نتایج تجربی نشان می‌دهد تنها برخی از پارامترها اثر مهمی داشته و می‌توان از اثر سایر پارامترها صرف نظر کرد. لذا، هنگام تفسیر نتایج یک آزمون مدل بایستی دقت کافی به کار برد. این روش تحت عنوان مدلسازی جزئی^۳ شناخته می‌شود [۴].

برای بررسی عملکرد محفظه‌های احتراق روش‌های مختلفی وجود دارد: ۱- روش‌های عددی ۲- روش‌های تجربی. به دلیل وجود جریان‌های با آشفتگی بالا و رژیم‌های احتراقی مختلف، امکان شبیه‌سازی عددی دقیق عملکرد محفظه احتراق بسیار سخت بوده و در مرحله طراحی نیاز به آزمایش‌های مختلفی بر روی آن است. آزمون‌های تجربی نیز خود دارای انواعی می‌باشند: ۱- آزمون عملکرد کامل موتور، ۲- آزمونگر محفظه احتراق^۴. آزمون‌های موتور، به دلیل هزینه زیاد، زمان طولانی‌تر و دسترسی کم جهت نصب حسگرها، کمتر استفاده می‌شوند و معمولاً برای بررسی عملکرد محفظه‌های احتراق از آزمونگرهای محفظه احتراق استفاده می‌شود [۵]. از طرفی، آزمونگرهای محفظه احتراق نیز دو نوع‌اند: ۱- آزمونگرهای فشار بالا، ۲- آزمونگرهای اتمسفریک. با توجه به اینکه آزمون محفظه احتراق در شرایط واقعی کارکرد موتور، یعنی فشار، دما و دبی بالا، بسیار هزینه‌بر است، در مراحل اولیه طراحی آزمون‌های اتمسفریک بسیار متداول است [۶]. همچنین، به کمک این آزمون‌ها، می‌توان احتراق موتورهای هوایی در شرایط عملکردی در ارتفاعات بالا را شبیه‌سازی کرد [۴]. شایان ذکر است، با توجه به اینکه فرایند تبخیر سوخت در ناحیه ابتدایی^۵ محفظه و سازوکار احتراق آن به شدت به فشار وابسته است، در تفسیر نتایج آزمون‌های اتمسفریک و استخراج نتایج آزمون‌های فشار بالا از آن‌ها، بایستی بسیار دقت شود [۷].

تاریخچه ساخت آزمونگرهای محفظه احتراق به دهه پنجاه قرن ۲۰ میلادی بازمی‌گردد. با گذشت زمان، آزمونگرهای متعددی با قابلیت‌های مختلفی ساخته و استفاده شده‌اند. همچنین، تکنولوژی‌های به کار گرفته شده در آزمونگرها، به خصوص در حیطه ابزارآلات داده‌برداری، پیشرفت شگرفی داشته است [۵]. امروزه، در سطح دنیا، آزمونگرهای محفظه احتراق متعددی وجود دارد که به منظور تحقیق و توسعه، توسط سازندگان توربین‌های گازی استفاده می‌شود. برخی از این آزمونگرها استفاده ملی داشته و برخی نیز در تحقیقات بین‌المللی مورد استفاده قرار می‌گیرند [۸]. در جدول ۱، برخی از آزمونگرهای محفظه احتراق موجود در دنیا به همراه برخی ویژگی‌های آن‌ها ارائه شده است. همچنین، در شکل ۱، محدوده مشخصه‌های عملکردی برخی از آزمونگرهای محفظه احتراق فعال در سطح دنیا به همراه مشخصه‌های عملکردی برخی توربین‌های گاز آورده شده است. مشخصات این آزمونگرها به همراه توربین‌های گاز مطرح شده در جدول ۲ نیز ارائه شده است.

1. Full Scale
2. Model
3. Partial Modeling
4. Combustion Chamber Test Rig
5. Primary Zone

جدول ۱- برخی از آزمونگرهای محفظه احتراق فعال در سطح جهان

Table 1- Selection of Operational Gas Turbine Combustor Test Rigs

Name	Location	Air Inlet Conditions			Fuels	Exhaust Temp. [°C]	Source
		P [Bar]	[Kg/s]	T [°C]			
IKDG	Aachen, Germany	24	12	550	NG (40 bar, 850 Kg/s)	1350	[8]
HBK 2	DLR, Cologne, Germany	40	30	700	kerosine, oil, naphta, NG, Syngas	2130	[9]
HBK 3	DLR, Cologne, Germany	40	7	700	Kerosene, oil, NG	-	[10]
HBK 4	DLR, Cologne, Germany	40	45	700	kerosine, oil, naphta, NG, Syngas	-	[11] [12] [13]
LSM	Helmut Schmidt University, Hamburg	2	10	630	NG	-	[8]
ENEL	Sesta, Italy	25	42	-	NG, H ₂ , CH ₄ , CO ₂ , propane, butane, CO, N ₂ , Liquid Fuels	1230	[14] [15] [16] [17] [18]
SIT	Finspong, Sweden	1	-	-	NG, CH ₄ , N ₂ , CO ₂ , C ₃ H ₈	-	[19]
HPAF	Lincoln, UK	19	-	-	Gas mixture plant; NG, CO ₂ , N ₂ , H ₂ , CO, C ₃ H ₈	-	[20]
HPCR	Cardiff University, Wales, UK	16	5	630	H ₂ /CH ₄ blends, CO ₂	-	[21] [22]
GTTL	GE Greenville, USA	31	50	510	55 bar, 260 °C	1440	[23] [24]
GEAE	Evandale, USA	24	49	500	-	1430	[25]
Solar	San Diego, USA	7.5	16	316	-	-	[26]
PSM	Jupiter, Florida, USA	24	27	650	NG, H ₂ , CH ₄ , C ₂ H ₆ , C ₃ H ₈ , C ₄ H ₁₀	1930	[27] [28]
CE-5B-2	NASA Glenn Research Center, USA	31	5.5	730	-	1760	[29] [30]
ASCR	NASA Glenn Research Center, USA	60	23	700	Jet-A	-	[31]
DGTC	NETL, USA	10	0.75	330	NG, Liquid Fuels	-	[32]
MHI 1	Takasago Machinery Works, Japan	16	50	-	NG, oil, methanol	1500	[33] [34]
MHI 2	Takasago Machinery Works, Japan	1.1	20	-	NG, oil, C ₃ H ₈ , methanol	-	[34]

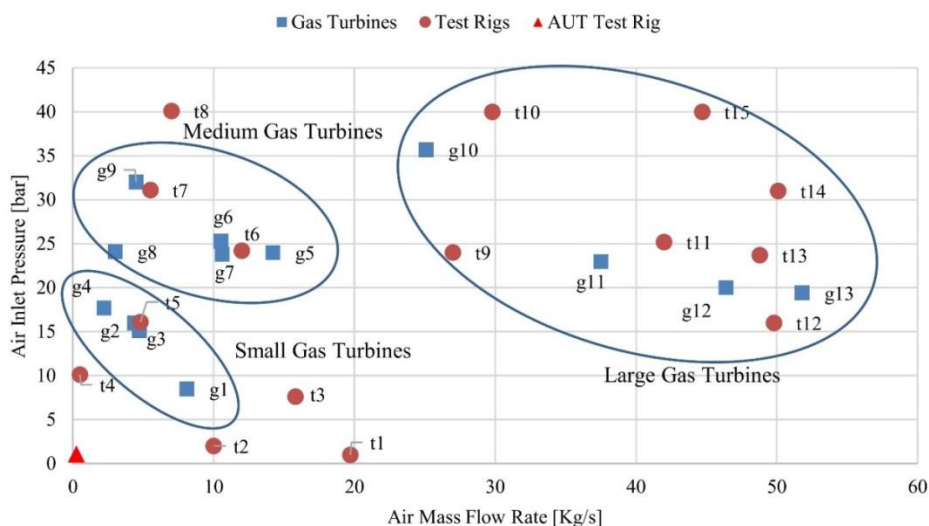


Figure 1- Overview of worldwide combustor test facilities and selection of typical gas turbine combustors
 شکل ۱- مشخصات عملکرد برخی آزمونگرهای محفظه احتراق و تعدادی از محفظه‌های احتراق توربین‌های گاز

همان طور که در شکل ۱ مشخص شده است، به طور کلی توربین های گازی را می توان به سه دسته کوچک، متوسط و بزرگ تقسیم کرد. در این نمودار، آزمونگر ساخته شده در دانشگاه صنعتی امیرکبیر و موتور مورد آزمون کنونی نیز مشخص شده است. این آزمونگر قادر به انجام آزمون های احتراق اتمسفریک توربین های گازی کوچک است. از این آزمونگر می توان، در مراحل نخستین طراحی محفظه احتراق و قبل از انجام آزمون های تکمیلی فشار بالا، بهره برد.

همانطور که بیان شد، از جمله آزمونگرهای رایج در صنایع توربین گاز، آزمونگرهای اتمسفریک اند که می توانند اطلاعات مفیدی در زمینه فیزیک محفظه احتراق و دینامیک احتراق درون آن فراهم کنند. پارامترهای عملکردی چون افت فشار، بازده احتراق، آلاینده ها، دمای داخلی و خارجی محفظه درونی^۱ و توزیع دمای گازهای خروجی را می توان از آزمون های اتمسفریک به دست آورد [۱]. با توجه به اینکه اکثر سازندگان توربین های گازی از آزمونگرهای اتمسفریک ساخته شده در کارخانه های خود استفاده می کنند، اطلاعات کمی راجع به این گونه آزمونگرها در مقالات نشر یافته وجود دارد [۸].

جدول ۲- مشخصات عملکرد برخی آزمونگرهای محفظه احتراق و تعدادی از محفظه های احتراق توربین های گاز

Table 2- Selection of worldwide combustor test facilities and typical gas turbine combustors

No	Gas Turbine Combustors			Test Rigs		
	name	[Kg/s]	P [Bar]	name	[Kg/s]	P [Bar]
1	KHI M1A	8.1	8.5	MHI 2	19.7	1
2	KHI M7A	4.4	16	LSM	10	2
3	MAN GT6/8	4.7	15.1	Solar	15.8	7.6
4	Solar Taurus 70	2.2	17.7	DGTC	0.5	10.1
5	Siemens SGT 750	14.2	24	HPCR	4.8	16.1
6	Rolls-Royce RB211-H63	10.5	25.3	IKDG	12	24.2
7	KHI L30A	10.6	23.8	CE-5B-2	5.5	31.1
8	GE PGT25+G4	3.0	24.1	HBK 3	7	40.1
9	GE LM6000-PH	4.5	32	PSM	27	24
10	Alstom GT24	25.1	35.7	HBK 2	29.8	40
11	MHI M501J	37.5	23	ENEL	42	25.2
12	GE Flex50 Fr 9FB.05	46.4	20	MHI 1	49.8	16
13	Siemens SGT-8000H	51.8	19.4	GEAE	48.8	23.7
14				GTTL	50.1	31
15				HBK 4	44.7	40
16				AUT Test Rig	0.25	1

در این مقاله، ابتدا، به طراحی آزمونگر محفظه احتراق ساخته شده در دانشگاه صنعتی امیرکبیر پرداخته شده و اجزا آزمونگر طراحی شده بررسی می شود. سپس، نتایج آزمون های انجام شده بر روی قطاع تک انژکتور محفظه نمونه ارائه شده است. در نهایت، نتایج به دست آمده با مدل پیش بینی شده از عملکرد محفظه مورد نظر مقایسه شده است.

طراحی آزمونگر

به طور کلی، الزامات کلی حاکم بر طراحی آزمونگر محفظه احتراق به دو دسته تقسیم می شود: ۱- الزامات فنی و ۲- الزامات ایمنی. براساس الزامات فنی، آزمونگر باید به گونه ای طراحی شود که کلیه پارامترهای مد نظر طراح محفظه احتراق قابل کنترل و اندازه گیری باشند. پارامترهای اساسی مد نظر طراح محفظه احتراق عبارتند از: دبی، دما، فشار و شدت اغتشاش هوای ورودی به محفظه احتراق، دبی، فشار، دما و کیفیت سوخت ورودی به انژکتورها، فشار و توزیع دمای گازهای خروجی از محفظه احتراق و دمای محفظه درونی^۲ و پوسته^۳. علاوه بر این موارد، می توان به دبی هوای عبوری از سوراخ های مختلف محفظه درونی و چرخاننده^۴، محل قرارگیری شعله و ترکیب محصولات احتراق اشاره کرد. براساس الزامات ایمنی، لازم است تا

1. Liner
2. Liner
3. Casing
4. Swirler

موارد زیر رعایت شود: وجود شیرهای اطمینان، وجود سامانه اطفاء حریق، امکان قطع سوخت به صورت خودکار در صورت خاموشی محفظه و یا عدم روشن شدن مناسب، وجود سامانه اشتعال سوخت‌های نسوخته پیش از دودکش و خنک‌کاری مسیر گازهای بسیار داغ [۱]. به منظور طراحی آزمونگر ساخته شده در دانشگاه صنعتی امیرکبیر، در ابتدا، متناسب با کاربرد مدنظر، آزمایش‌های لازم طراحی شده و سپس، براساس آزمایش‌های مذکور، مقطع آزمون مناسب طراحی شده و سپس سیستم‌های دیگر مربوط به آزمونگر طراحی شده‌اند. در ادامه، به محاسبات مربوط به طراحی مقطع آزمون پرداخته شده است.

طراحی مقطع آزمون

اولین گام در طراحی آزمونگرهای احتراق، طراحی مفهومی و تعیین مسیرهای جریان است. در فاز طراحی مفهومی لازم است تا مشخصه‌های عملکردی و محدودیت‌های هندسی آزمونگر مشخص شود [۵]. در ادامه، محاسبات مربوط به طراحی مقطع آزمون ارائه می‌شود.

تطبيق شرایط عملکردی محفظه با شرایط آزمایشگاهی اتمسفریک

با استفاده از روش تحلیل ابعادی، می‌توان شرایطی ایجاد کرد تا محفظه احتراق، در شرایط آزمایشگاهی اتمسفریک و شرایط واقعی پرفشار، عملکردی یکسان داشته باشد. برای این کار لازم است که هم شرط تشابه هندسی و هم تشابه دینامیکی آن ارضا شود [۵]. تشابه هندسی خودبه‌خود ارضا می‌شود، چرا که از همان محفظه موتور واقعی برای آزمون استفاده می‌شود. برای ارضای شرط تشابه دینامیکی و داشتن جریان و مشخصه‌های احتراقی یکسان با شرایط واقعی، کافی است دبی جرمی اصلاح شده^۱ محفظه در شرایط واقعی با شرایط آزمونگر یکسان باشد. لذا، مطابق روابط زیر خواهیم داشت [۳۵]:

$$\dot{m}_C^{Engine} = \frac{\dot{m}_3 \sqrt{T_3}}{P_3} \quad (1)$$

$$\dot{m}_C^{Rig} = \frac{\dot{m}_{3,atm} \sqrt{T_{3,atm}}}{P_{3,atm}} \quad (2)$$

در این معادلات، نقطه ۳ بیانگر ورودی محفظه احتراق، و زیروند atm بیانگر شرایط اتمسفریک است. با معادل قراردادن این دو رابطه خواهیم داشت:

$$\dot{m}_{3,atm} = \dot{m}_3 \sqrt{\frac{T_3}{T_{3,atm}}} \frac{P_{3,atm}}{P_3} \quad (3)$$

همچنین، با داشتن نسبت سوخت به هوا (AFR)، می‌توان دبی سوخت لازم را مطابق رابطه زیر حساب کرد:

$$\dot{m}_{fuel,atm} = \frac{\dot{m}_{3,atm}}{AFR} \quad (4)$$

با توجه به اینکه هدف طراحی این آزمونگر بررسی عملکرد محفظه احتراق توربین‌های گازی کوچک است، با بررسی شرایط عملکردی این موتورها (از جدول ۲) و همچنین با مطالعه مشخصات ساختاری محفظه احتراق آن‌ها، دبی هوای مد نظر در شرایط اتمسفریک (فشار ۱ اتمسفر و دمای ۳۱۳ کلوین) برای قطاع محفظه احتراق با یک انژکتور، بین ۳۰۰ تا ۷۳۰ مترمکعب بر ساعت در نظر گرفته شده است. از طرفی، با توجه به اینکه نسبت معقول سوخت به هوا در اکثر موتورها حدود ۰/۰۲ است، با فرض سوخت کروسین و چگالی ۸۰۰ کیلوگرم بر متر مکعب، دبی سوخت لازم برای آزمون بین ۸ تا ۲۰ لیتر بر ساعت خواهد بود. این اعداد برای کارکرد موتور در شرایط ۱۰۰ درصد توان است و در شرایط کاری با درصد کمتر، این مقادیر کاهش پیدا می‌کند.

1. Corrected Mass Flow

محاسبات انتقال حرارت

یکی از مهم‌ترین بخش‌های طراحی یک آزمونگر، مدلسازی و بررسی کارایی آن در ایجاد شرایط مناسب عملکردی برای محفظه احتراق است. از جمله محاسبات طراحی یک آزمونگر، محاسبه میزان حرارت تولید شده توسط محفظه و بررسی مقاومت مواد مورد استفاده در تحمل این دماست [۳۵]. با توجه به کاربرد مورد نظر برای آزمونگر و محفظه مورد استفاده، قطاعی ۳۶ درجه از یک محفظه احتراق حلقوی، فرض می‌شود. این قطاع دارای یک انژکتور سوخت و چرخاننده هواست. دو طرف این قطاع توسط دو ورق مسدود گشته است و آن را به صورت یک محفظه احتراق کوچک درآورده است. در شکل ۲، مدل محفظه مورد نظر نشان داده شده است. جنس قطاع مذکور نیکل پایه و ضخامت آن ۰/۸ میلی‌متر و جنس لوله اطراف آن آهن خشک در نظر گرفته می‌شود. مطابق محاسبات بخش قبل، دبی هوای ورودی به محفظه جهت احتراق ۳۶۰ متر مکعب بر ساعت بوده که ۳۰ درصد آن وارد بخش ابتدایی محفظه شده و مابقی از سوراخ‌های بالا و پایین آن جهت خنک‌کاری و شرکت در فازهای بعدی احتراق عبور می‌کند. همچنین، فرض می‌شود از دو طرف آن هوا با دبی ۱۶۰ متر مکعب بر ساعت جهت خنک‌کاری ورق‌های اطراف آن عبور می‌کند. در مجموع، دبی جرمی هوای اطراف حدود ۰/۱۴ کیلوگرم بر ثانیه و دبی جرمی هوای ناحیه ابتدایی، با احتساب جرم سوخت پاشیده شده، حدود ۰/۰۳۷ کیلوگرم بر ثانیه تخمین زده می‌شود. فشار هوای ورودی اتمسفریک و دمای آن نیز ۳۱۳ کلوین فرض می‌شود. تخمین زده می‌شود که در ناحیه ابتدایی احتراق و در مرکز هسته احتراق دما ۱۹۰۰ کلوین و در ۱ سانتی‌متری دیواره محفظه احتراق، حدود ۱۷۰۰ کلوین باشد. سوخت مورد استفاده کروسین (نفت سفید) فرض می‌شود. با این فرضیات، دمای حالت پایای جداره داخلی و خارجی محفظه محاسبه شده و اثر تغییر دمای هسته شعله بررسی می‌شود.

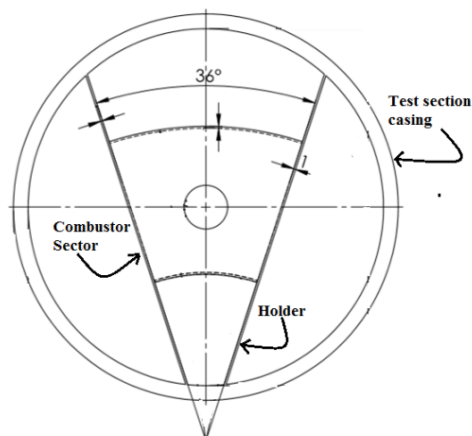


Figure 2- schematic of combustor sector in test section

شکل ۲- قطاع محفظه احتراق قرار گرفته درون مقطع آزمون

به منظور محاسبه دمای جداره محفظه، با استفاده از مفهوم قطر هیدرولیکی قطاع محفظه به صورت یک محفظه قوطی شکل^۱ در نظر گرفته می‌شود که درون آن گازهای داغ حاصل از احتراق و در خارج آن هوای خنک‌کاری جریان دارد. به طور کلی، جداره محفظه توسط تشعشع و همرفت دریافتی از گازهای داغ داخل، گرم و توسط همرفت به هوای اطراف و تشعشع به پوسته در برگیرنده آن، خنک می‌شود. میزان سهم نسبی تشعشع و همرفت در انتقال حرارت محفظه به مشخصات عملکردی و ساختار هندسی آن وابسته است [۳۶]. در شکل ۳، چگونگی انتقال حرارت یک المان از جداره محفظه احتراق نشان داده شده است.

1. Can Combustor

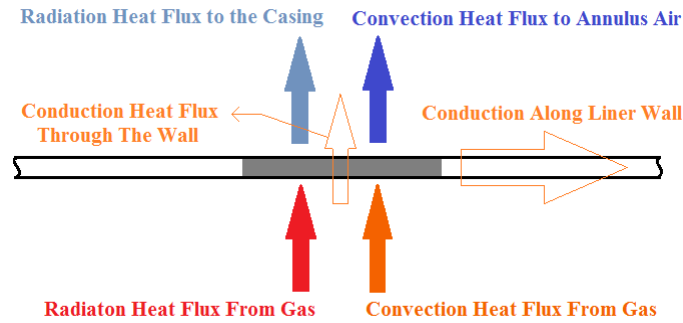


Figure 3- Heat Transfer Model of Combustor Liner (adopted from [3])
 شکل ۳- چگونگی انتقال حرارت در جداره محفظه احتراق (با اقتباس از [۳])

مطابق شکل ۳، دمای پایای جداره محفظه، حاصل تعادل حرارتی شارهای ورودی و خروجی به آن است. این تعادل حرارتی با رابطه زیر بیان می‌شود [۳]:

$$R_1 + C_1 = R_2 + C_2 = \frac{k_w}{t_w} (T_{w1} - T_{w2}) = K_{1-2} \quad (5)$$

در این رابطه، R_1 و R_2 به ترتیب تشعشع داخلی و خارجی و C_1 و C_2 به ترتیب همرفت داخلی و خارجی جداره محفظه‌اند که از روابط زیر قابل محاسبه‌اند [۳]:

$$R_1 = 0.5\sigma(1 + \varepsilon_w)\varepsilon_g T_g^{1.5} (T_g^{2.5} - T_{w1}^{2.5}) \quad (6)$$

$$\varepsilon_g = 1 - \text{Exp}[-290 \times P \times (q \times l_b)^{0.5} \times T_g^{-0.5}] \quad (7)$$

$$R_2 = \left[\frac{\sigma \varepsilon_w \varepsilon_c}{\varepsilon_c + \varepsilon_w (1 - \varepsilon_c) (A_w / A_c)} \right] (T_{w2}^4 - T_3^4) \quad (8)$$

$$C_{1,pz} = 0.017 \frac{k_g}{D_L^{0.2}} \left(\frac{\dot{m}_{pz}}{A_L \mu_g} \right)^{0.8} (T_g - T_{w1}) \quad (9)$$

$$C_2 = 0.020 \frac{k_a}{D_{an}^{0.2}} \left(\frac{\dot{m}_{an}}{A_{an} \mu_a} \right)^{0.8} (T_{w2} - T_3) \quad (10)$$

از نتایج آزمون‌های تجربی نجار و همکارانش [۳۶] مشخص شده است که روابط بیان شده برای تشعشع داخلی و همرفت خارجی (معادلات ۶ و ۱۰) دارای خطای زیادی‌اند، لذا برای آن روابط نیمه تجربی زیر توصیه شده است [۳۶]:

$$R_1 = 0.13706 \times \sigma (1 + \varepsilon_w) \varepsilon_g T_g^{1.5} (T_g^{2.5} - T_{w1}^{2.5}) \quad (11)$$

$$C_2 = 0.2 \frac{k_a}{D_{an}^{0.2}} \left(\frac{\dot{m}_{an}}{A_{an} \mu_a} \right)^{0.8} (T_{w2} - T_3) \quad (12)$$

در روابط بیان شده، σ ثابت استفان-بولتزمن، ε_g ، ε_w و ε_c ضرایب صدور گازهای داغ احتراق، جداره محفظه و لوله اطراف، k_a و k_g ضرایب انتقال حرارت رسانشی جداره محفظه، هوای اطراف و گازهای داغ احتراق، t_w ضخامت جداره محفظه، P فشار احتراق، q نسبت تعادلی سوخت و هوا، l_b طول پرتوی شعله (که وابسته به شکل و حجم گازهای داغ درون محفظه است)، A_w / A_c نسبت مساحت محفظه به مساحت لوله اطراف، D_L قطر محفظه، A_L مساحت مقطع محفظه، D_{an} اختلاف قطر لوله با محفظه، A_{an} مساحت مقطع جریان حلقوی هوای خنک‌کاری اطراف، μ_a و μ_g لزجت گازهای داغ و هوای خنک‌کاری و نهایتاً، T دماست. برخی از این پارامترها توسط روابط زیر محاسبه می‌شوند [۳]:

$$l_b = 0.6 D_L \quad (13)$$

$$D_L = 4 \frac{A_L}{P_L} \quad (14)$$

$$A_L = \frac{36}{360} \times \pi(r_o^2 - r_i^2) \quad (15)$$

$$P_L = 2(r_o - r_i) + \frac{36}{360} \times 2\pi(r_o + r_i) \quad (16)$$

با استفاده از روابط ارائه شده و حل همزمان آن‌ها، به منظور ارضای شرط تعادل حرارتی در رابطه ۵، دمای سطح داخلی و خارجی جداره محفظه احتراق قابل محاسبه است. در شکل ۴، نتایج محاسبات انتقال حرارت محفظه مورد نظر برای دامنه‌ای از دمای گازهای احتراق ارائه شده است. در ترسیم این نمودار، برای خواص سیال مقادیر متوسط در نظر گرفته شده و از اثر تغییر دما صرف نظر شده است. مقادیر این خواص در جدول ۳ ارائه شده است.

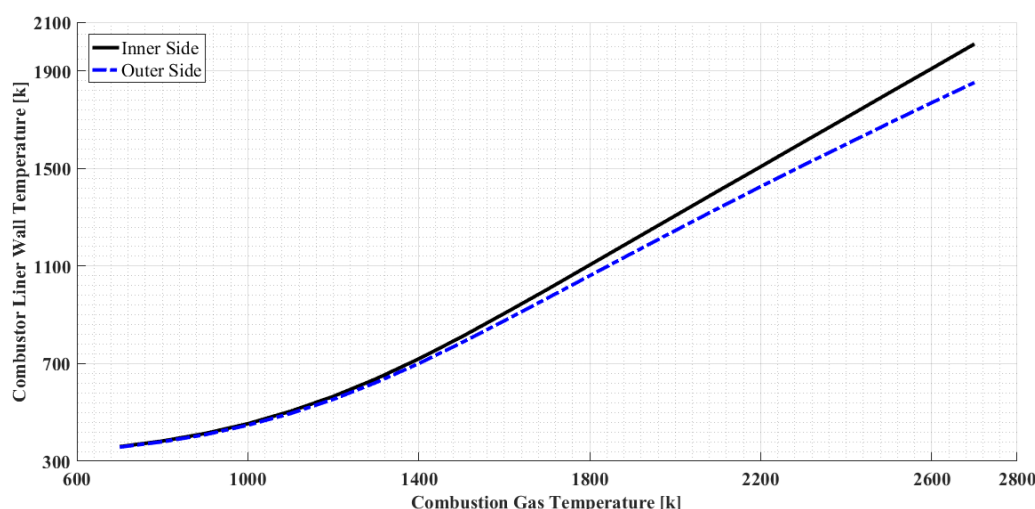


Figure 4- Results of combustor heat transfer analysis
شکل ۴- نتایج محاسبات انتقال حرارت محفظه احتراق

جدول ۳- خواص مورد استفاده در محاسبات دمای جداره

Table 3- Material properties used in Combustor wall calculation

Property	k_a	k_g	k_w	μ_a	μ_g	ϵ_w	ϵ_c
Dimension	[W/m.K]	[W/m.K]	[W/m.K]	[N.s/m ²]	[N.s/m ²]	-	-
Value	10.23 e-2	2.82 e-2	20.8	1.96 e-5	6.01 e-5	0.88	0.78

همانطور که مشاهده می‌شود، با افزایش دمای گازهای داغ، دمای جداره داخلی محفظه افزایش یافته است. چنین روندی انتظار می‌رفت، چرا که با افزایش دمای گازهای داغ، میزان حرارت تولیدی (به خصوص از نوع تشعشعی) افزایش می‌یابد. با توجه به اینکه دمای جداره داخلی محفظه، در شرایط عملکردی مورد نظر، کمتر از نقطه گداختگی آلیاژ سازنده محفظه (حدود ۱۶۲۸ کلوین) است و همچنین، با توجه به اینکه جداره محفظه دارای پوشش مقاوم به حرارت است، در نتیجه طراحی صورت گرفته مورد تایید است.

اثر دیواره‌های جانبی

همان‌طور که بیان شد، در دو طرف قطاع محفظه داخلی، دو دیواره نصب شده است که مانع از اختلاط هوای خنک کاری جانبی و شعله درون محفظه می‌شوند. در واقعیت، این دیواره‌ها وجود نداشته و در کنار یک انژکتور، انژکتور دیگر و در نتیجه شعله‌ای دیگر وجود خواهد داشت. این شعله‌ها بر یکدیگر اثر گذاشته و تبادل حرارت (به خصوص از نوع تشعشعی) دارند. در اینجا، اثر وجود دیواره بر کاهش تشعشع دریافتی توسط شعله درون قطاع محفظه مورد آزمون بررسی می‌شود. تشعشع خالص انتقال یافته بین شعله و دیواره، از رابطه (۱۱) قابل محاسبه است. برای تشعشع بازتابیده از دیواره به شعله داریم [۳]:

$$R_{wall-to-flame} = 0.13706\sigma(1 + \varepsilon_w) \times \alpha_g T_{w1}^4 \quad (17)$$

که در آن، α_g ضریب جذب تشعشع توسط شعله است و از رابطه زیر قابل محاسبه است [۳]:

$$\alpha_g = \varepsilon_g \times (T_g / T_{w1})^{1.5} \quad (18)$$

همچنین، برای حرارتی که شعله به تنهایی گسیل می‌کند، در واقع حرارتی که یک شعله به شعله دیگر در شرایط واقعی و بدون دیواره‌ها تشعشع می‌کند، داریم:

$$R_{flame} = \sigma \varepsilon_g T_g^4 \quad (19)$$

اکنون، مطابق محاسبات بخش قبل، برای دمای شعله ۱۹۰۰ کلوین، دمای جداره داخلی حدود ۱۲۰۶ کلوین محاسبه شد. با فرض ε_w و ε_g برابر ۰/۸۸ و ۰/۹۹ و قراردادن در روابط قبل، خواهیم داشت:

$$R_{flame} = 731531 \text{ W/m}^2$$

$$R_{wall-to-flame} = 60504 \text{ W/m}^2$$

این نتایج نشان می‌دهد که اثر دیواره در تشعشع به شعله، معادل حدود ۸ درصد تشعشع یک شعله به شعله مجاور است. در عمل، برای ایجاد شرایطی مشابه شرایط واقعی، می‌توان از قطعی ۱۰۸ درجه، دارای ۳ انژکتور استفاده کرد. در چنین قطعی، شعله انژکتور میانی، با دریافت تشعشع لازم از دو شعله مجاور، شرایطی کاملاً مشابه شرایط واقعی خواهد داشت. این روش در بسیاری از آزمونگرهای قطاع محفظه احتراق مورد استفاده قرار گرفته است [۳۱]. در ادامه، به توضیح آزمونگر ساخته شده پرداخته شده است.

سامانه‌های آزمونگر

این آزمونگر دارای سامانه‌های مختلفی است که عبارت‌اند از: ۱- سامانه تامین هوای ورودی، ۲- سامانه پیش‌گرم هوا، ۳- سامانه تامین سوخت، ۴- مقطع آزمون، پایه‌های نگه‌دارنده محفظه و متعلقات آن، ۵- سامانه خروجی گاز و دودکش، ۶- سامانه آغازکننده احتراق و ۷- سامانه داده‌برداری و کنترل. نحوه ارتباط سامانه‌های مختلف و برخی از اجزای آن‌ها در شکل ۵ نشان داده شده است. هر یک از این سامانه‌ها از بخش‌های مختلفی تشکیل شده‌اند که هر کدام وظیفه خاصی را عهده‌دارند. در ادامه، به تفصیل هر یک از این سامانه‌ها توضیح داده شده است.

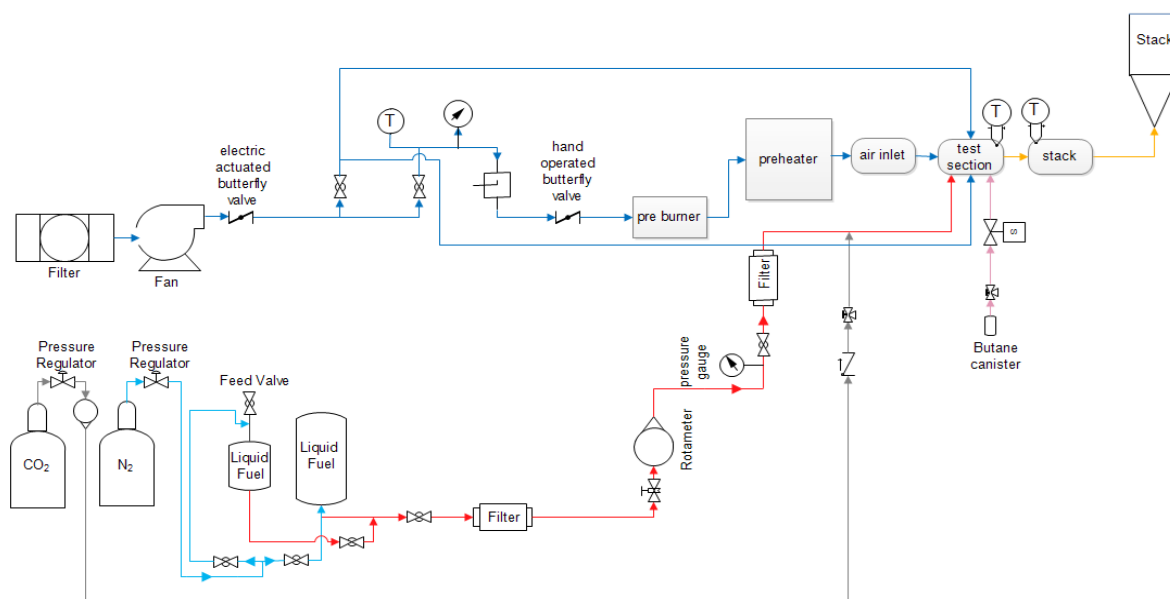


Figure 5- AUT Combustor Test Rig P&ID

شکل ۵- نقشه سامانه‌های آزمونگر محفظه احتراق دانشگاه صنعتی امیرکبیر

سامانه‌ی تامین هوای ورودی

برای تأمین هوای ورودی، از یک دمنده سانتریفیوژ با دبی حداکثر ۸۰۰ مترمکعب بر ساعت و فشار ۱/۱ بار استفاده شده است. استفاده از این نوع دمنده‌ها به منظور تامین هوای آزمونگرهای اتمسفریک، امری رایج است [۳۴،۱۹]. دبی هوای خروجی از این دمنده با استفاده از یک شیر برقی و یک شیر دستی تنظیم می‌شود. هوای خروجی از آن متناسب با طرح آزمونگر به دو قسمت تقسیم شده که بخش اول مستقیم وارد محفظه شده و در فرایندهای احتراق درون آن شرکت می‌کند. بخش دیگر هوای خروجی توسط دو لوله از دو سمت به مقطع آزمون و از آن به جداره‌های کناری محفظه احتراق رسیده و عمل خنک‌کاری را انجام می‌دهد. این هوای خنک‌کاری در احتراق درون محفظه شرکت نکرده و در انتها به گازهای خروجی احتراق پیوسته، دمای آنها را نیز می‌کاهد و در نهایت وارد لوله خروجی شده و به محیط تخلیه می‌شود. علاوه بر این، با استفاده از یک شیر ثالث، دبی هوای کنارگذر لازم برای خنک‌کاری نیز تنظیم می‌شود. در شکل ۶، دمنده هوا و لوله‌کشی‌های انتقال به سامانه پیش‌گرم مشاهده می‌شود.

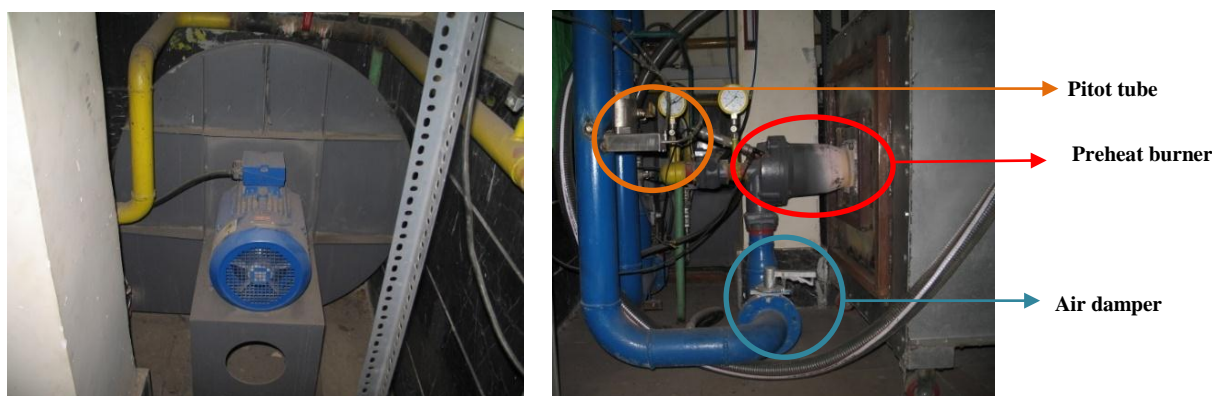


Figure 6- Air Supply System, Left: Air blower, Right: Air equipments

شکل ۶- سامانه تامین هوای ورودی، سمت چپ: دمنده هوا، سمت راست: ادوات کنترلی و اندازه‌گیری سامانه هوا

سامانه پیش‌گرم هوای ورودی

این سامانه وظیفه گرم کردن هوای ورودی به محفظه احتراق را دارد. معمولاً از هوای پیش‌گرم شده به منظور ایجاد شرایطی نزدیک به عملکرد واقعی محفظه جهت شبیه‌سازی شرایط خروجی کمپرسور استفاده می‌شود [۲۷،۲۲،۲۱،۱۳،۱۲،۲۸]. این سامانه از یک مشعل و یک کوره کوچک تشکیل شده که توانایی افزایش دمای هوای ورودی تا ۱۰۰۰ کلوین را دارد. سوخت مورد استفاده در این پیش‌گرم کن، گاز طبیعی است که از طریق یک خط سوخت مجزا به بخش پیش‌گرم آزمونگر رسیده است. این سامانه از نوع پیش‌گرم کن مستقیم است و به همین دلیل منجر به کاهش غلظت اکسیژن هوای ورودی می‌شود. لذا، لازم است در خروجی آن و قبل از ورود به مقطع آزمون به جریان هوا اکسیژن تزریق شده تا درصد آن ثابت نگه داشته شود. در صورت استفاده از چنین روشی برای پیش‌گرم کردن هوای ورودی، لازم است در تفسیر نتایج آلاینده‌گی خروجی محفظه دقت کافی لحاظ شود [۷،۲]. در شکل ۹ (راست) بخشی از اجزای این سامانه مشاهده می‌شود.

سامانه تامین سوخت

این سامانه به نحوی طراحی شده که توانایی استفاده از 'LPG، گاز طبیعی و سوخت مایع را داراست. سیستم سوخت مایع به صورت گاز فشارگذار با نیتروژن طراحی شده و قابلیت افزایش فشار سوخت تا ۳۰ بار را دارد. حجم مخزن سوخت تحت فشار،

1. Liquefied Petroleum Gas

۵ لیتر بوده و دبی آن ۲۰ لیتر بر ساعت است. استفاده از گاز فشارگذار روشی بسیار رایج در تامین سوخت آزمونگرهای محفظه احتراق است. در شکل ۷ سامانه تامین سوخت مشاهده می‌شود.

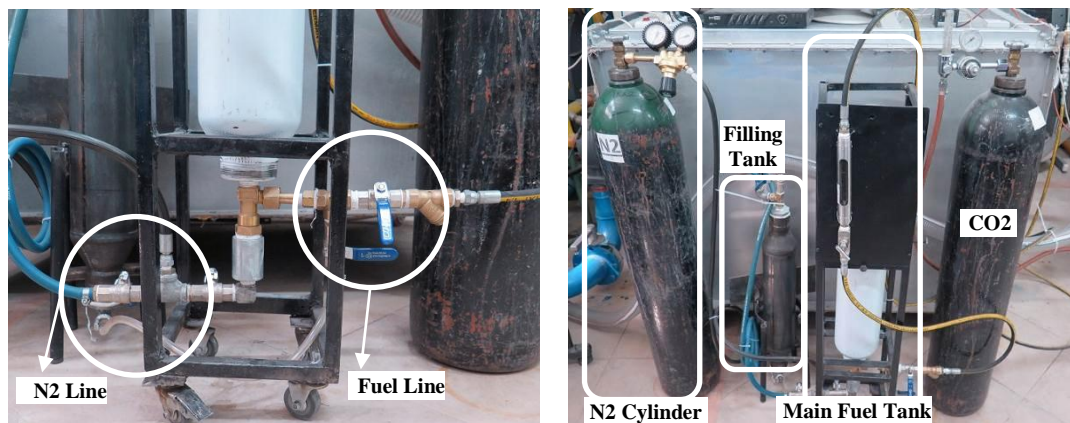


Figure 7- Fuel Supply System
شکل ۷- سامانه تامین سوخت

مقطع آزمون

این مقطع از ۳ قسمت کلی تشکیل شده است. قسمت اول به منظور تنظیم شرایط هوای ورودی به محفظه احتراق طراحی و ساخته شده است. این قسمت، ضمن تقسیم کردن جریان و جهت دادن به آن، قابلیت تنظیم شدت اغتشاش هوای ورودی را دارد. در قسمت میانی، محفظه احتراق توسط نگه‌دارنده‌های مخصوص ثابت شده و هوای احتراق از قسمت جلو وارد این قسمت می‌شود. هوای کنارگذر خنک کاری از طرفین محفظه وارد قسمت میانی می‌شود. ترموکوپل‌های سنجش دما و آتش‌زنه در این قسمت بر روی محفظه احتراق نصب شده است. جهت امکان رویت درون محفظه، یک پنجره در این قسمت تعبیه شده است. قسمت سوم و انتهایی وظیفه جمع‌آوری کلیه گازها و هدایت آنها به سمت سیستم خروجی گازها را برعهده دارد. می‌توان جهت جلوگیری از سوختگی، این قسمت را توسط آب خنک کاری کرد. استفاده از آب جهت خنک کاری محصولات احتراق امری رایج در آزمونگرهای محفظه احتراق است [۸-۱۱]. در شکل ۸، مقطع آزمون مشخص شده است.

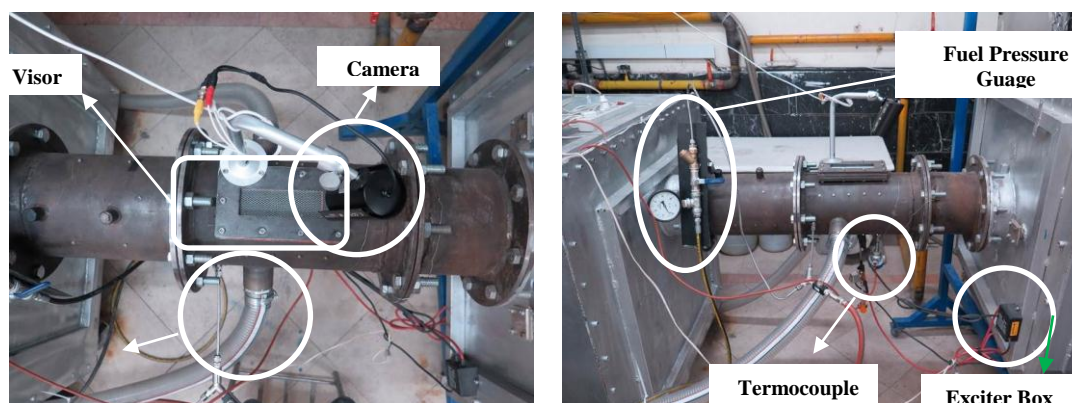


Figure 8- Test Section
شکل ۸- مقطع آزمون

سامانه خروجی گاز و دودکش

این قسمت که اصطلاحاً دودکش^۱ نامیده می‌شود، وظیفه خنک‌کاری و انتقال گازهای سوخته به خارج از آزمایشگاه را برعهده دارد. دیواره‌های این قسمت با استفاده از آب خنک‌کاری می‌شوند. آب مورد نیاز توسط یک پمپ متصل به یک منبع تامین و به درون لوله‌هایی که در اطراف جداره دودکش قرار گرفته‌اند فرستاده می‌شود و این باعث کاهش دمای گازهای خروجی و همچنین، افزایش عمر قطعات قرار گرفته در مسیر آن‌ها می‌شود. با توجه به اینکه ارتفاع دودکش بسیار بلند است، در انتهای این قسمت، فشار منفی ایجاد شده که به مکش بهتر محصولات احتراق کمک می‌کند. در شکل ۹، نمایی از سامانه استک ارائه شده است. همچنین، در این شکل بخشی از لوله‌ها و اتصالات آب خنک‌کننده مشاهده می‌شود.



Figure 9- Exhaust Gas Stack and Quench Cooler

شکل ۹- سامانه خروج گازهای احتراق و خنک‌کننده آن

سامانه آغازکننده احتراق

این سامانه، با تامین انرژی اولیه احتراق از طریق یک مشعل اولیه، مخلوط افشانه سوخت خروجی از انژکتور سوخت و هوای چرخشی خروجی از چرخاننده هوا را محترق کرده و منجر به تشکیل شعله در محفظه می‌شود. این سامانه از یک کپسول کوچک سوخت، سامانه‌های جرقه‌زن، شیر برقی، کلید کنترل و لوله‌های مربوطه تشکیل شده است. این سامانه در زیر مقطع آزمون قرار دارد و به محض وصل کردن کلید اتصال، شیر گازی باز شده، همزمان شمع‌ها شروع به جرقه‌زدن کرده و در نتیجه شعله‌ای از گازهای سوخته تولید می‌کند. این شعله از طریق یکی از سوراخ‌های خنک‌کاری محفظه داخلی وارد فضای آن شده و محفظه را محترق می‌کند. پس از گسترش شعله درون محفظه و حصول اطمینان از قابلیت آن برای حفظ احتراق، این سامانه غیرفعال می‌شود.

سامانه داده‌برداری و کنترل

حسگرهای مورد استفاده در این آزمونگر عبارت‌اند از: ترموکوپل، فشارسنج، روماتر و لوله پیتوت. ترموکوپل‌های مورد استفاده در این آزمونگر از نوع K بوده که محدوده اندازه‌گیری آن از ۲۰۰- تا ۱۳۵۰+ درجه سانتی‌گراد و دارای دقت ± 2 درجه است. فشارسنج مورد استفاده جهت تایین فشار پشت انژکتور سوخت، از نوع بوردون^۲ بوده که دارای محدوده عملکردی ۱- تا ۱۵+ بار و دارای دقت ۰/۱ درصد است. روماتر مورد استفاده جهت سنجش دبی سوخت دارای محدوده عملکردی ۱ تا ۱۴ لیتر بر ساعت (کالیبره شده برای سوخت کروسین) و دقت ۱ درصد است. دقت اندازه‌گیری لوله پیتوت مورد استفاده نیز ۱ درصد است.

1. Stack

2. Bourdon Pressure Gauge

با توجه به تعداد زیاد ترموکوپل‌های مورد استفاده، ۳ عدد دستگاه ADAM 4017+ و یک عدد دستگاه ADAM 4520 به کار برده شده است که در مجموع قابلیت ارسال داده از ۲۴ ترموکوپل به رایانه داده‌برداری را داراست. علاوه بر این، جعبه کنترلی تعبیه شده است تا با استفاده از آن عملکرد دمنده هوای ورودی به مقطع آزمون کنترل شود. دبی هوا به کمک یک شیر پروانه‌ای و دبی سوخت به کمک یک شیر سوزنی و به صورت دستی تنظیم می‌شود. میزان دبی هوا توسط لوله پیتوت و دبی سوخت توسط روتامتر معین می‌شود. علاوه بر پنجره‌ای که بر روی مقطع آزمون نصب شده و از آن می‌توان مستقیماً به محفظه داخلی و جریان احتراق درون آن دید داشت، پنجره‌ای نیز بر روی استک و دقیقاً روبه‌روی محفظه داخلی نصب شده است که از آن به طور کامل می‌توان درون محفظه را دید. بر روی این پنجره یک دوربین مداربسته نصب شده است که تصاویر آن بر روی یک نمایشگر، به منظور کنترل فرایند آزمون، مشاهده می‌شود.

نتایج آزمون‌ها

در این قسمت، نتایج آزمون‌های صورت گرفته توسط این آزمونگر به منظور بررسی عملکرد قطاع محفظه احتراق ارائه شده است. در شکل ۱۰ محفظه مورد نظر مشاهده می‌شود. همان‌طور که در این شکل مشخص است، به منظور ایجاد جریان مناسب هوا درون محفظه، در دو طرف آن دو ورق نصب شده است. همچنین، نگهدارنده‌هایی به منظور قرارگیری آن در مقطع آزمون، در بالا و پایین ورق‌ها، تعبیه شده است.



Figure 10- Combustor sector and test section holders

شکل ۱۰- قطاع محفظه احتراق موتور نمونه و نگهدارنده‌های آن

آزمون احتراق محفظه مورد نظر، به منظور راستی‌آزمایی عملکرد آزمونگر در ایجاد شرایط مناسب آزمایش آن، برنامه‌ریزی و اجرا شده است. این آزمون، در شرایط اتمسفریک، به‌زای دبی هوای ۱۰ تا ۴۰ درصد و دبی سوخت ۳۰ تا ۱۰۰ درصد ظرفیت عملکرد آزمونگر و بدون استفاده از آب خنک‌کاری در پایین‌دست جریان محفظه صورت گرفته است. در جدول ۳، ماتریس آزمون‌های در نظر گرفته شده ارائه شده است. دمای گازهای خروجی محفظه توسط یک ترموکوپل نوع S اندازه‌گیری و ثبت شده است. در نمودار شکل ۱۱، نتایج دمای گازهای خروجی در آزمون‌های صورت گرفته، بر حسب نسبت سوخت به هوا (F/A) و به صورت بی‌بعد (نسبت به حداکثر دمای اندازه‌گیری شده در آزمون‌های صورت گرفته (T_{max}))، ارائه شده است. به منظور مقایسه نتایج آزمون‌های تجربی انجام یافته در آزمونگرهای مختلف، بی‌بعدسازی نتایج امری بسیار رایج است [۲، ۷]. همان‌طور که از این نمودار مشخص است، داده‌های ثبت شده دارای پراکندگی بسیار کم و قابل قبول بوده و روند معقولانه‌ای را نشان می‌دهند. از این نتایج می‌توان استنباط کرد که در دبی‌های پایین هوا، نسبت سوخت به هوا بیشتر و تغییرات آن شدیدتر است. همچنین، دماهای اندازه‌گیری شده در دبی‌های پایین‌تر دارای تغییرات بیشتری است. از طرفی، با توجه به عملکرد انژکتور مورد آزمون، بهترین نقطه کاری هر سری آزمون در شرایط حداکثر دبی است که متناظر با بیشترین نسبت سوخت به هوا در هر سری آزمون است. این نقاط دارای کمترین انحراف از منحنی نمودارند. در شکل ۱۲، نمونه‌هایی از شعله مشاهده شده در

خروجی محفظه ارائه شده است. این تصاویر توسط دوربین نصب‌شده در پایین‌دست خروجی محفظه احتراق مورد آزمون ثبت شده است. هر کدام از تصاویر شکل ۱۲، بیان‌کننده شرایط خاص عملکردی محفظه است. همان‌طور که در این تصاویر مشخص است، در نسبت‌های مشخصی از سوخت به هوا، شعله کاملاً از محفظه خارج شده است. با کاهش نسبت سوخت به هوا، شعله به داخل محفظه کشیده شده و رنگ آن از زرد روشن به آبی متمایل شده است. همچنین، با کاهش نسبت سوخت به هوا، شعله در مرکز محفظه تشکیل نشده و در نزدیکی جداره‌های محفظه تشکیل شده است.

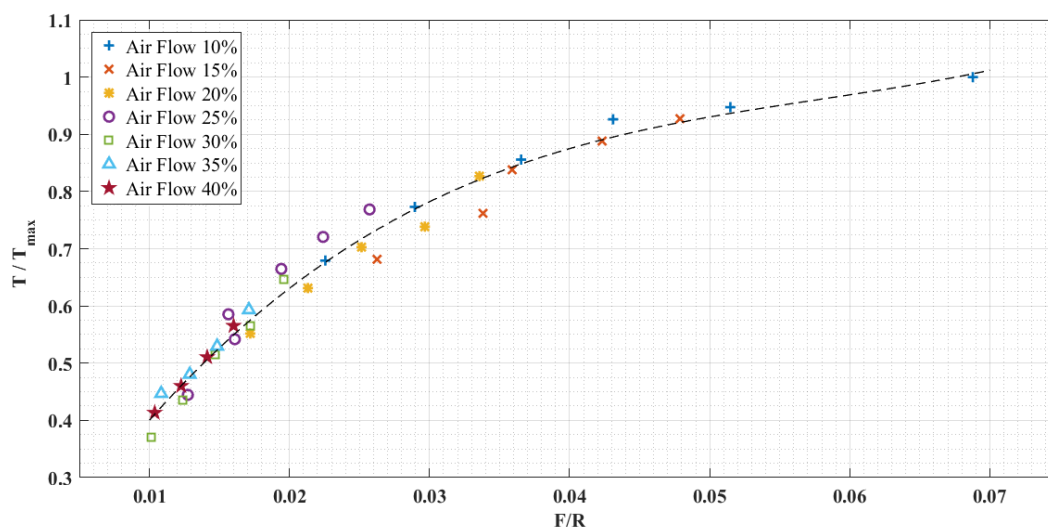


Figure 11- Dimensionless exhaust gas temperatures

شکل ۱۱- دمای بی‌بعد گازهای خروجی

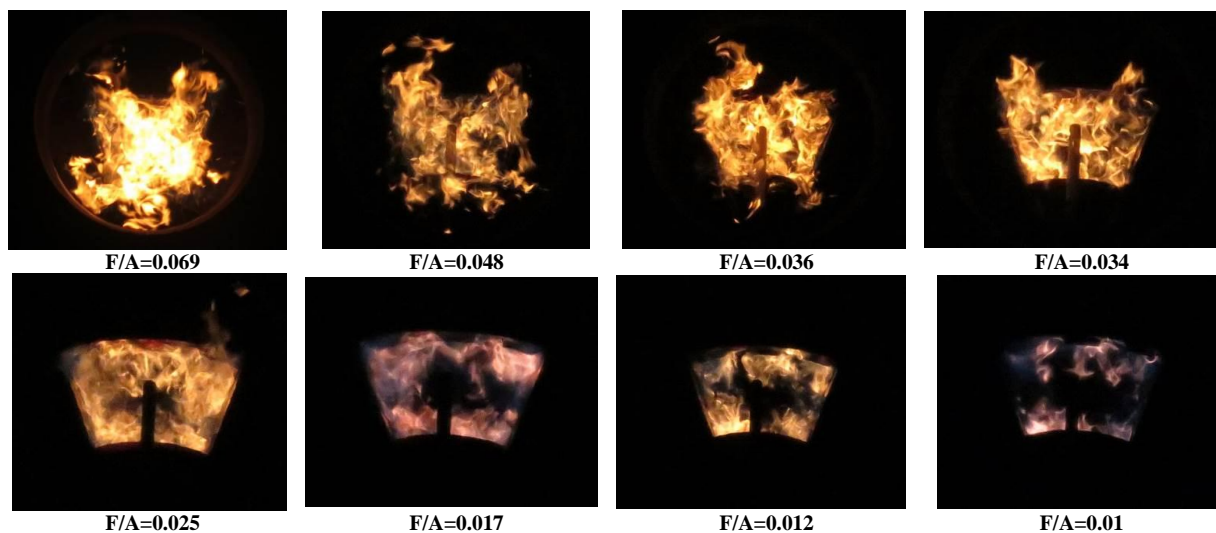


Figure 12- Samples of Combustor Flame

شکل ۱۲- نمونه‌ای از شعله محفظه احتراق

دمای گازهای خروجی

در این قسمت، عملکرد محفظه احتراق مورد نظر به صورت یک‌بعدی مدل شده، دمای گازهای خروجی از آن محاسبه و با نتایج تجربی به دست‌آمده مقایسه شده است. محاسبات انجام‌شده به منظور تخمین اولیه دمای گازهای خروجی و تعیین جنس مواد

در معرض گازهای خروجی محفظه صورت گرفته است. بدین منظور، فرض شده است ۳۰ درصد هوای محفظه از ناحیه ابتدایی و مابقی آن در سه مرحله در طول محفظه و به میزان یکسان (هر بخش ۲۳/۳۳ درصد هوا)، وارد محفظه شود. همچنین، فرض شده است تنها هوای ناحیه ابتدایی و بخش اول در واکنش احتراق شرکت کرده و دو بخش بعد، تنها منجر به رقیق‌سازی و کاهش دمای گازهای احتراق می‌شوند. علاوه بر این، فرض شده است دمای گازهای احتراق، بر اثر تبادل حرارت محفظه با هوای خنک‌کاری و در نتیجه هدر رفت انرژی، نیز کاهش یابد. از تغییر دمای جداره محفظه در طول آن صرف‌نظر شده است. در شکل ۱۳، به صورت طرحواره مدل محاسبه دمای گازهای خروجی محفظه ارائه شده است.

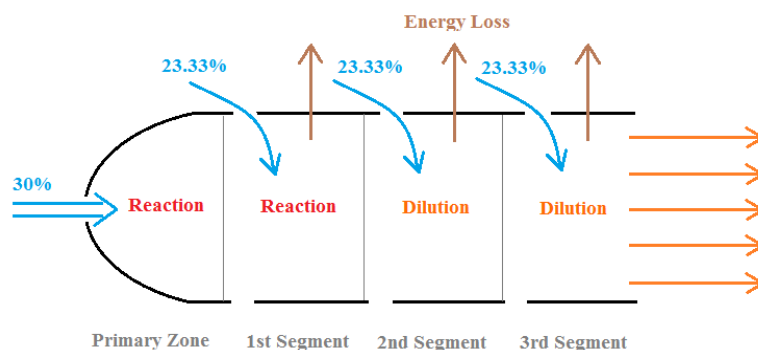


Figure 13- Schematic of Exhaust Gas Calculation Model

شکل ۱۳- طرحواره‌ای از مدل محاسبات دمای گازهای خروجی محفظه

روند محاسبه دمای گازهای خروجی به این صورت است که در ابتدا، دمای گازهای حاصل از واکنش برابر با دمای شعله بی‌دررو^۱ فرض شده و در هر مرحله، با در نظر گرفتن اثر تلفات حرارتی و اختلاط با هوای رقیق‌سازی، دمای گازها کاهش می‌یابد. روابط مورد استفاده در این بخش به شرح زیر است:

$$Q_{Loss} = \frac{k_w}{t_w} (T_{w1} - T_{w2}) \times Area \quad (20)$$

$$T_{segment} = \frac{\dot{m}_m T_m + \dot{m}_{dilution} T_{dilution}}{\dot{m}_m + \dot{m}_{dilution}} \quad (21)$$

$$T_{out} = \frac{\dot{m}_{segment} C_p T_{segment} - Q_{Loss}}{\dot{m}_{segment} C_p} \quad (22)$$

که در این روابط، Q_{Loss} حرارت تلف‌شده بر اثر تبادل حرارت با هوای اطراف، T_{w1} و T_{w2} دمای سطح داخل و خارج جداره محفظه (که از بخش انتقال حرارت محفظه قابل محاسبه است)، $Area$ مساحت جانبی جداره محفظه، $T_{dilution}$ و T_{out} ، $T_{segment}$ به ترتیب دمای هر ناحیه، دمای خروجی از هر ناحیه و دمای هوای رقیق‌سازی (معادل دمای هوای خنک‌کاری)، \dot{m} دبی هوا و C_p گرمای ویژه گازهای احتراق است. در ابتدا، دمای ناحیه اول برابر با دمای شعله بی‌دررو فرض شده و با لحاظ کردن اثر انتقال حرارت، دمای خروجی از آن (ورودی به ناحیه دوم) با استفاده از رابطه (۲۲) محاسبه می‌شود. سپس، دمای ناحیه دوم، با در نظر گرفتن اختلاط با هوای رقیق‌سازی، از رابطه (۲۱) محاسبه و سپس همانند بخش قبل اثر انتقال حرارت آن لحاظ می‌شود. به همین ترتیب، برای بخش سوم، دمای خروجی محاسبه می‌شود. نتایج این محاسبات، به همراه دمای شعله بی‌دررو، با فرض دبی و دمای هوای احتراق متناسب با بخش قبل و به‌ازای نسبت سوخت به هوای ۰/۰۱ تا ۰/۰۷ در شکل ۱۴ ارائه شده است. همچنین، در این شکل، نتایج تجربی به‌دست آمده از آزمون‌های عملکرد محفظه ارائه شده است.

1. Adiabatic flame temperature

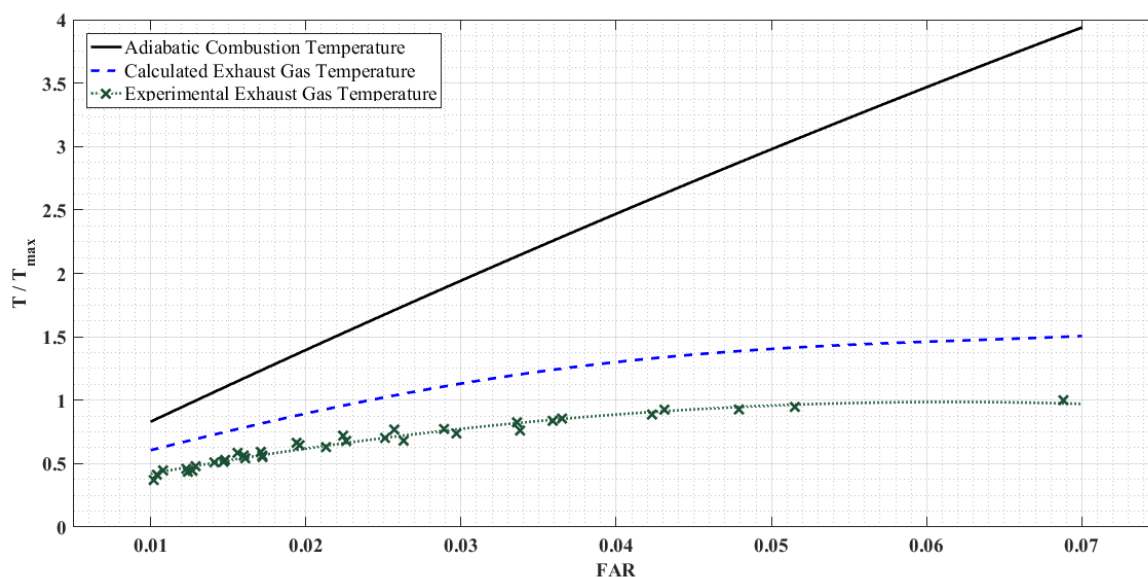


Figure 14- Results of Exhaust Gas Calculation and Experimental Data
 شکل ۱۴- نتایج محاسبات دمای گازهای خروجی و نتایج آزمون تجربی

از تحلیل نتایج به دست آمده، مشخص است که میزان افت انرژی برای تبادل حرارت (رابطه (۲۰)) کمتر از ۵ درصد انرژی آزاد شده بوده و کاهش دمای گازهای احتراق نسبت به دمای بی دررو، بیشتر به دلیل اختلاط با هوا و رقیق سازی است.

نتیجه گیری

در این مقاله، ابتدا به بررسی آزمونگرهای اتمسفریک موجود در دنیا پرداخته شده و براساس آن‌ها آزمونگر اتمسفریک محفظه احتراق توربین گاز دانشگاه صنعتی امیرکبیر طراحی شده است. در قسمت طراحی، سامانه‌های مختلف آزمونگر توضیح داده شده و کاربرد آنها بیان شده است. پس از آن، محاسبات مربوط به طراحی مقطع آزمون بررسی شده است. یکی از پارامترهای مهم در طراحی مقطع آزمون، تشابه هندسی و تشابه دینامیکی است. تشابه هندسی از طریق استفاده از هندسه واقعی ارضا شده، در حالی که تشابه دینامیکی از طریق یکسان کردن دبی جرمی اصلاح شده در شرایط واقعی کاری و اتمسفریک حاصل می‌شود. نسبت سوخت به هوا در حالت واقعی و آزمایشگاهی نیز باید یکسان باشد. به منظور اطمینان از کاربرد مقطع آزمون، دماهای جداره‌ها با استفاده از محاسبات انتقال حرارتی بررسی شده است و اثبات شد که دمای جداره محفظه در شرایط مختلف کاری بالاتر از حد تحمل مواد به کار رفته نخواهد بود. پس از آن، محفظه احتراق در شرایط مختلف دبی هوا و دبی سوخت آزمایش شده است. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش نسبت سوخت به هوا، دمای خروجی از محفظه احتراق بیشتر می‌شود. البته، این افزایش دما به صورت خطی نبوده، بلکه از یک منحنی لگاریتمی پیروی می‌کند. میزان افزایش دما، به ازای تغییر در نسبت سوخت به هوا، در ابتدا، بسیار بیشتر بوده، اما در انتها کمتر می‌شود که این فرایند ناشی از کاهش دبی هوای ورودی به محفظه احتراق است. تصاویر شعله خروجی از محفظه احتراق نشان دهنده این موضوع است که در نسبت سوخت به هوای زیاد، طول زیاد شده و از محفظه احتراق بیرون می‌رود، در صورتی که با کاهش آن، شعله به درون محفظه احتراق کشیده می‌شود. نکته مهم دیگر آن است که با کاهش بیشتر دبی سوخت، شدت احتراق کاهش می‌یابد و شعله به سمت دیواره‌های جانبی محفظه احتراق کشیده می‌شود. نقطه $F/A = 0.025$ حالت بهینه محسوب می‌شود. در ادامه، با استفاده از مدل یک بعدی، سعی شده است تا دمای خروجی محفظه احتراق در نقاط مختلف کاری محاسبه شود. مقایسه نتایج به دست آمده از مدل فوق با نتایج تجربی نشان می‌دهد که روند کلی تغییرات دمای خروجی محفظه احتراق قابل پیش‌بینی است.

منابع

1. M. Eidi Attarzade, S. Tabejamaat, M. Balzadeh, A. Azimi and M. Aghayari, "Design and Construction of an atmospheric Combustion Chamber Test Stand," *4th National Gas Turbine Conference, Iran University of Science and Technology*, Tehran, Iran, November 2015. (in Persian)
2. R. E. Strong and C. E. Hussey, "Combustion-System Design for Industrial Gas Turbines," *ASME 1964 Gas Turbine Conference and Products Show*, Houston, Texas, USA, March 1-5, 1964.
3. A. H. Lefebvre and D. R. Ballal, *Gas Turbine Combustion (alternative fuels and emissions)*, 3rd edition, Boca Raton, Florida, Taylor and Francis Group, 2010.
4. H. C. Hottel, A. H. Lefebvre, D. B. Spalding, D. G. Shepherd, S. L. Bragg and A. C. Scurlock, "The Art of Partial Modeling," *Colloquium on Modeling Principles*, 9, 1963, pp. 833-843.
5. A. Azimi, S. Tabejamaat, M. Eidi Attarzade, M. Aghayari and M. Balzadeh, "Design and Construction of an atmospheric Gas Turbine Combustor Test Section," *6th Iran Fuel and Combustion Conference*, Ferdowsi University of Mashhad, Mashad, Iran February 2016. (In Persian)
6. M. Murphy, *Design and Construction of a Gas Turbine Combustor Test Rig for Alternative Fuel Testing*, MSc Thesis, Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Carleton University, Ottawa, 2004.
7. P. W. Pillsbury, P. P. Singh, A. Cohn, T. R. Stein and P. R. Mulik, "Fuel Effect in Recent Combustion Turbine Burner Tests of Six Coal Liquids," *ASME Paper No. 79-GT-137*
8. D. Kroniger, Ph. Vinnemeier, Ch. Rudolf and M. Wirsum, "High Pressure Combustion Test Rig for 10 MW Full Scale Gas Turbine Combustors," *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014*, GT 2014-26736. 2014.
9. Institute of Propulsion Technology, DLR, Cologne, "High Pressure Combustor Test Rig 2 (HBK-2)," http://www.dlr.de/at/en/desktopdefault.aspx/tabid-1527/2444_read-3810/, Accessed 15 July, 2015.
10. Institute of Propulsion Technology, DLR, Cologne, "High Pressure Combustor Test Rig 3 (HBK-3)," http://www.dlr.de/at/en/desktopdefault.aspx/tabid-1528/2445_read-3811/, Accessed 15 July, 2015.
11. Institute of Propulsion Technology, DLR, Cologne, "High Pressure Combustor Test Rig 4 (HBK-4)," http://www.dlr.de/at/en/desktopdefault.aspx/tabid-1530/2446_read-3812/, Accessed 15 July, 2015.
12. S. Gadde, J. Wu, A. Gulati, G. McQuiggan, B. Koestlin and B. Prade, "Syngas Capable Combustion Systems Development for Advanced Gas Turbines," *Proceedings of ASME Turbo Expo 2006*, Power for Land, Sea and Air, Barcelona, Spain, May 8-11, 2006.
13. J. Wu, P. Brown, I. Diakunchak, A. Gulati, M. Lenze, B. Koestlin, "Advanced Gas Turbine Combustion System Development for High Hydrogen Fuels," *Proceedings of ASME Turbo Expo 2007*, Power for Land, Sea and Air, Montreal, Canada, May 14-17, 2007.
14. G. Riccio, L. Schoepflin, F. Martelli, L. Carrai, S. Sigali, "Operating Conditions Effect on a Gas Turbine DLN Burner Stability," *Proceedings of the 8th International Symposium on Experimental and Computational Aerothermodynamics of Internal Flows*, Lyon, France, July 2007.
15. H-J. Tomczak, G. Benelli, L. Carrai, D. Cecchini, "Investigation of a Gas Turbine Combustion System Fired with Mixtures of Natural Gas and Hydrogen," *IFRF Combustion Journal*, Article No. 200207, 2002.
16. S. Cocchi, M. Provenzale, V. Cinti, L. Carrai, S. Sigali, D. Cappetti, "Experimental Characterization of a Hydrogen Fuelled Combustor with Reduced NOx Emissions for a 10 MW Class Gas Turbine," *Proceedings of ASME Turbo Expo 2008*, Power for Land, Sea and Air, Berlin, Germany, June 9-13, 2008.
17. S. Cocchi, S. Sigali, "Development of a Low NOx Hydrogen-Fuelled Combustor for 10 MW Class Gas Turbines," *Proceedings of ASME Turbo Expo 2010*, Power for Land, Sea and Air, Glasgow, UK, June 14-18, 2010.
18. S. Cocchi, M. Provenzale, G. Ceccherini, "Fuel Flexibility Test Campaign on a 10 MW Class Gas Turbine Equipped with a Dry-Low-NOx Combustion System," *Proceedings of ASME Turbo Expo 2007*, Power for Land, Sea and Air, Montreal, Canada, May 14-17, 2007.
19. A. Lindholm, D. Lörst ad, P. Magnusson, P. Andersson and T. Larsson, "Combustion Stability and Emissions in a Lean Premixed Industrial Gas Turbine Burner due to Changes in the Fuel Profile," *Proceedings of ASME Turbo Expo 2009*, Power for Land, Sea and Air, Orlando Florida, USA, June 8-12, 2009.
20. K. Liu, V. Sanderson, V. Alexander and G. Bulat, "Extension of Fuel Flexibility in the Siemens Dry Low Emissions SGT-300-1S to Cover a Wobbe Index Range of 15 to 49 MJ/m³," *Proceedings of ASME Turbo Expo 2012*, Power for Land, Sea and Air, Copenhagen, Denmark, June 11-15, 2012.
21. A. Bagdanavicius, N. Shelil, P. J. Bowen, N. Syred and A. P. Crayford, "Investigations of Gaseous Alternative Fuels at Atmospheric and Elevated Temperature and Pressure Conditions," *Proceedings of ASME Turbo Expo 2010*, Power for Land, Sea and Air, Glasgow, UK, June 14-18, 2010.
22. N. Shelil, A. Griffiths, A. Bagdanavicius and N. Syred, "Flashback limits of Premixed H₂/CH₄ Flames in a Swirl-Stabilized Combustor," *Proceedings of ASME Turbo Expo 2010*, Power for Land, Sea and Air, Glasgow, UK, June 14-18, 2010.
23. M. Feigl, G. Myers, S. R. Thomas and R. Smith, "7H™ Combustion System Performance with Fuel Moisturization," *Proceedings of ASME Turbo Expo 2006*, Power for Land, Sea and Air, Barcelona, Spain, May 8-11, 2006.
24. G. Myers, D. Tegel, M. Feigl, F. Setzer, W. Bechtel, D. Fitts, B. Couture and R. Tuthill, "Dry, Low Emissions for the 'H' Heavy-Duty Industrial Gas Turbines: Full-Scale Combustion System Rig Test Results," *Proceedings of ASME Turbo Expo 2003*, Power for Land, Sea and Air, Atlanta Georgia, USA, June 16-19, 2003.

25. K. Mahajan, T. F. Chance, C. S. Cook, E. C. Lowe, T. G. LeRoy and J. E. Pritchard, "Overview of General Electric's Advanced Turbine Systems Program", <https://www.netl.doe.gov/publications/proceedings/99/99ats/2-4.pdf>, Accessed 15 July, 2015.
26. A. Szweida, S. Butner, J. Ruffoni, C. Bacalski, J. Lane, J. Morrison, G. Merrill, M. van Roode, A. Fahme, N. Miriyala and D. Leroux, "Development and Evaluation of Hybrid Oxide/Oxide Ceramic Matrix Composite Combustor Liners," *Proceedings of ASME Turbo Expo 2005*, Power for Land, Sea and Air, Reno-Tahoe, Nevada, USA, June 6-9, 2005.
27. P. Stuttaford, H. Rizkalla, Y. Chen, B. Copley and T. Faucett, "Extended Turndown, Fuel Flexible Gas Turbine Combustion System", *Proceedings of ASME Turbo Expo 2010*, Power for Land, Sea and Air, Glasgow, UK, June 14-18, 2010.
28. K. Oumejjoud, P. J. Stuttaford, "Combustion Instabilities and Damping Effectiveness Evaluation on Test Rigs and Gas Turbine Engines," *Proceedings of ASME Turbo Expo 2007*, Power for Land, Sea and Air, Montreal, Canada, May 14-17, 2007..
29. NASA Engine Research Building (ERB): Facility Capabilities: CE-5B-2 Flametube Combustor Studies Test Facility, <http://facilities.grc.nasa.gov/erb/cells/ce5b2.html>, Accessed 15 July, 2015.
30. NASA Advanced Subsonic Combustion Rig at NASA Glenn Research Center, <http://facilities.grc.nasa.gov/ascr/>, Accessed 15 July, 2015.
31. P. F. Penko, B. Fraser, S. E. Adkins and C. Wey, "The High-Pressure Combustion Facility at the NASA Glenn Research Center," *Proceedings of ASME Turbo Expo 2003*, Power for Land, Sea and Air, Atlanta Georgia, USA, June 16-19, 2003..
32. NETL Onsite Research High-Pressure Combustion Facility: Dynamic Gas Turbine Combustion Test Rig, <http://www.netl.doe.gov/research/on-site-research/research-capabilities/hp-combustion-facility>, Accessed 15 July, 2015.
33. T. Hashimoto, K. Sakamoto, H. Ishii, T. Komori, T. Kishine and S. Shiozaki, "Effective Utilization of Fossil Fuels for Low Carbon World - IGCC and High Performance Gas Turbine", <http://www.worldenergy.org/documents/congresspapers/316.pdf>, Accessed 15 July, 2015.
34. Y. Tsukuda, E. Akita, H. Arimura, Y. Tomita, M. Kuwabara and T. Koga, "The Operating Experience of the Next Generation M501G/M70G Gas Turbine", *Proceedings of ASME Turbo Expo 2001*, Power for Land, Sea and Air, New Orleans, Louisiana, June 4-7, 2001..
35. A. Topal, S. Uslu, E. Celik, H. Battaloglu, "Design of an Atmospheric Combustor Test Rig for small Aero Engine Application," *International Symposium on Air Breathing Engines*, Busan, South Korea, October, 2013.
36. Y. S. H. Najjar and R. M. Droubi, "Prediction of Gas Turbine Combustor-Liner Temperature," *Gas Turbine Conference and Exhibition*, Anaheim, California, May 31-June 4, 1987.

English Abstract

Designing a Gas Turbine Combustor Test Rig and Testing a Sample Combustor at Atmospheric Conditions

AmirHossein Azimi, Masoud EidiAttarZade, Sadegh Tabejamaat, Abbas Oni, Salehe Zahab, MohammadMahdi BalZade, Benyamin Kankashvar and Majid Aghayari

Department of Aerospace Engineering, Amirkabir University of Technology, Tehran, Iran

(Received: 2016.10.21, Received in revised form: 2017.06.17 Accepted: 2017.06.24)

In this paper, the design and construction of a gas turbine combustor test rig and the experimental results of a sample combustor sector at atmospheric conditions are described. This test rig can be used to evaluate the effects of geometric variations on the performance of the combustion chamber. Flammability, stability and ignition maps, exhaust gas composition and temperature profile, and liner wall temperature can be studied. This rig has the potentiality of performing combustion tests with maximum air flow rate of 800m³/h and preheated air up to 1000K, as well as different types of liquid or gas fuels. A single swirler sector of an annular combustor is tested at different air and fuel mass flow rates. The results show that the exhaust gas temperature has a non-linear correlation with the fuel to air ratio. Using a one-dimensional model, the exhaust temperature of the combustion chamber is predicted and compared with the experimental results. The model results show good agreement with the experimental results.

Keywords: Gas turbine, Combustion chamber, Test rig, Test section, Atmospheric