

تحلیل تجربی و عددی توزیع دما روی محور توربین گازی در محفظه احتراق جریان چرخشی

وحید آقاکاشی^{۱*}، محمد حسن سعیدی^۲، اکبر غفوریان^۳، علی اصغر مظفری^۴

دانشکده مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف

(* وحید آقاکاشی: aghakashi@alum.sharif.edu)

چکیده

محور توربین گازی معمولاً در معرض گازهای دما بالا قرار دارد. این مساله باعث گرم شدن بیش از حد محفظه احتراق می شود. گردابه ها یا جریان های چرخشی اثرات قابل توجهی بر احتراق و اختلاط دارند. جریان چرخشی در محفظه احتراق می تواند نرخ آزاد سازی انرژی و بازده احتراق افزایش را دهد و همچنین مکان آزاد سازی انرژی را کنترل کند. اما از طرفی هم منجر به افزایش دمای تجهیزات محفظه احتراق و محور توربین گاز می شود. چرخش جریان به کمک هندسه محفظه و شرایط میدان جریان ایجاد می شود. جریان چرخشی ایجاد شده دو جهت بوده و شامل یک ورتکس داخلی و یک ورتکس خارجی است که ورتکس خارجی مانند یک عایق برای دیواره محفظه عمل می کند و باعث خنک ماندن آن می شود. برای انجام این مطالعه یک محفظه احتراق توربین گاز به همراه یک پوشش حول محور و سیستم تغذیه سوخت مایع طراحی و تجهیز شده است و اثر پارامترهایی نظیر موقعیت محوری در طول محفظه احتراق، نسبت هم ارزی در دبی اکسید کننده ثابت و دبی اکسید کننده در نسبت هم ارزی ثابت روی دمای پوشش محور مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین نتایج به دست آمده با یک شبیه سازی عددی انجام شده توسط نرم افزار تجاری مقایسه شده است. در این تحقیق عدد چرخش که به صورت نسبت شار زاویه ای مومنتم زاویه ای به شار زاویه ای مومنتم خطی ضرب در شعاع نازل تعریف می شود، ثابت در نظر گرفته شده است. برای اندازه گیری دمای پوشش محور ترموکوپل نوع K به کار رفته است. نتایج نشان می دهد که انتقال حرارت به پوشش محور در ورودی محفظه احتراق به اندازه کافی بالاست و در خروجی آن نسبتاً پایین است. اثر پارامترهای نسبت هم ارزی و دبی اکسید کننده نیز بر میزان دمای پوشش محور به تفصیل مورد بررسی قرار گرفته و با حل عددی مقایسه شده است. می توان از این محفظه در موتورهای توربین گازی استفاده کرد، چرا که طول موتور کوتاهتر و سبکتر با احتراق یکنواخت تر از مزایای این محفظه است، به شرطی که تدبیری برای خنک کاری پوشش محور اندیشیده شود.

واژه های کلیدی: جریان چرخشی دو جهت، موتور ورتکس، پوشش محور

۱- مقدمه

کاربرد چرخش به طور گسترده به عنوان ابزاری برای احتراق پایدار و موثر در کوره های صنعتی، بویلرها، توربین های گازی با نواحی چرخشی توربوفن ها با افزایش دمای چرخشی، و موتورهای احتراق داخلی استفاده می شود. بر خلاف جریان محوری، جریان های چرخشی به وسیله یک حرکت محوری دو جهت که مانع ناپایداری و از بین رفتن چرخش می شود، مشخص می گردد. شاید قدیمی ترین بررسی حرکت های چرخشی توسط لیندن (Linden) انجام شده که اثر پارامترهای

۱- فوق لیسانس هوافضا، دانشگاه صنعتی شریف

۲- استاد دانشکده مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف

۳- استادیار دانشکده هوافضا، دانشگاه صنعتی شریف

۴- استاد دانشکده مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف

هندسی را روی بازدهی جدایش در جداکننده های صنعتی مطالعه کرده است [۱]. در سال های اخیر، یک مدل کاملاً تحلیلی ساده برای جریان در یک چرخش مخروطی توسط بلور (Bloor) و اینگهام (Ingham) انجام شده است [۲]. سپس شبیه سازی عددی CFD به طور تاییدی توسط سی یه (Hsieh) و راجامانی (Rajamani) [۳]، هوکسترا (Hoekstra)، درکسن (Derksen) و وان دن اکر (Van den Akker) [۴]، درکسن و وان دن اکر [۵] و دیگران انجام شده است.

جریان گردابه ای بوسیله حرکت مارپیچی سیال مشخص شده و در نتیجه القاء مولفه گردابه ای (مولفه مماسی سرعت) در سیال بوجود می آید. روشهای متعددی برای ایجاد جریان های چرخشی به کار برده می شوند که از آن جمله می توان به تزریق مماسی سیال، پره های چرخشی ورودی، تیغه های چرخاننده مسطح و یا با شکل آئرودینامیکی، پروانه های گردش مستقیم بدنه حاوی سیال و نوار پیچیده شده (Twisted tape) اشاره نمود [۱۳].

جریانهای گردابه ای تأثیری قابل توجه بر پارامترهای متعددی از میدان جریان دارند که از آن جمله می توان به افزایش رشد جت و میزان نفوذ سیال محیط به داخل جریان و در نتیجه افزایش زوال آن، تغییر شکل و اندازه شعله به شکل کاهش طول و افزایش ضخامت آن، کاهش ضخامت لایه مرزی، افزایش نوسانات (Fluctuation) مماسی و شعاعی آشفستگی در داخل لوله [۱۴] و ایجاد نواحی گردشی در میدان جریان و تأثیرات آنها اشاره نمود، به گونه ای که چرخش به عنوان یک وسیله برای دستیابی به احتراق با بازده و پایداری بالا در کوره های صنعتی، بویلرها، مبدلهای حرارتی پیچشی، توربین های گاز، توربوفن ها، موتورهای احتراق داخلی و مشعلهای گردابه ای به کار گرفته شده است [۱۳].

ایده اصلی استفاده از میدان جریان گردابه ای که در موتور گردابه ای، زاییده افکار بیل نات (Bill Knuth) سرمهندس شرکت اوربیتک (Orbitech (Orbital technology company)) بود. نات می گوید این ایده بیشتر یک ایده تصادفی ناشی از عملکرد نادرست یک موتور قدیمی بود. نات وقتی در صدد یافتن پاسخ این سوال بود که چرا شعله ها از دهانه های تزریق بیرون می جهند و موتور را می سوزانند، متوجه وجود یک جفت ورتکس حلقوی شد که ایده اولیه درک عملکرد این موتور جدید بود. شرکت اوربیتک در ابتدا موتور گردابه ای را به صورت یک شکل هیبریدی (Hybrid configuration) توسعه داد. ناسا مسئولیت پروژه ورتکس شرکت اوربیتک را در غالب برنامه SBIR (تحقیقات کوچک اختراعی-تجاری) پذیرفت. هوترینج از ناسا به طور مستقیم با شرکت کار می کرد و شرکت را برای کامل کردن این تکنولوژی جدید حمایت می کرد. این موتور جدید در صورت گسترش می تواند در کاربردهای پیشرانش راکتهای قدیمی و جدید استفاده شود و از فاکتورهای مهم آن عمر بسیار طولانی و هزینه کم یک سیکل کاری آن است.

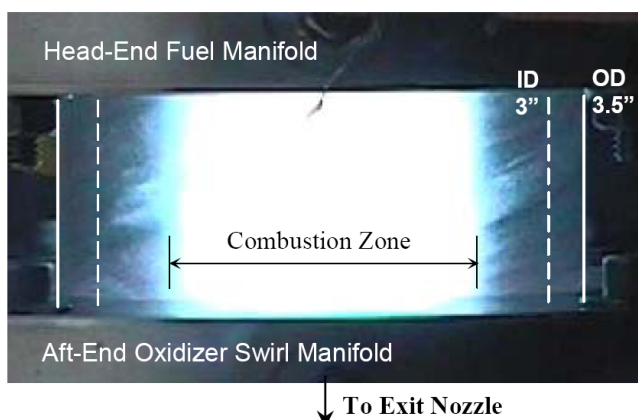
گرچه ایده موتور گردابه ای با دیواره های خنک در اندیشه مهندسان پیشرانش اوربیتک بود و آنان چندین کار موفق را روی موتورهای سوخت گازی پیگیری کردند، ناسا به استفاده از سوخت اکسیژن مایع (LOX) علاقمند بود و این منجر به تلاش بیشتر و انجام مجموعه آزمایشهای سال ۲۰۰۱ شد و امکانات تست موتور LOX RPI در واحدهای مهمات سازی باجر ارتش ساخته شد. این امکانات قابلیت تست هر دو نوع موتور راکت و موتور هیبرید را ایجاد کرد. اوربیتک، موتوری با پیشرانش ۱۰۰۰lb را تست کرد و پیشنهاد تست موتورهای با پیشرانش بسیار بالاتر را ارائه داد.

برخلاف پیش بینی های اولیه، محفظه احتراق با دیواره های خنک باعث ناقص شدن کارکرد موتور ورتکس نمی شود. شرکت اوربیتک موتور گردابه ای را به عنوان کاندیدای نسل دوم وسایل پرتاب شونده ای که قابل استفاده مجدد هستند، پیشنهاد می کند. اریک رایس (Eric Rice) رئیس شرکت اوربیتک می گوید که محدودیتی در اندازه موتور وجود ندارد. مهندسان شرکت آزمایشهایی را روی محفظه احتراقی به قطر ۵ in انجام دادند و پس از آن موتوری به قطر ۱ ft را آزمایش کرده اند. ضمناً فشار موتور می تواند از ۱۰۰psi تا ۱۰۰۰psi متغیر باشد. رایس می گوید که در هیچکدام از این موتورها، ناپایداری وجود ندارد و به نظر می رسد پدیده ورتکس هر نوع ناپایداری را که امکان ایجاد آن باشد فرو می نشاند. او ضمناً معتقد است موتور گردابه ای موتوری است با هزینه کم، طراحی ساده و با حداقل نیاز به مواد مصرفی، به طوری که هر ماده ای که تحمل فشار محفظه

احتراق را داشته باشد، قابل استفاده است. اوربیتک علاوه بر موتورهای وسایل پرتاب شونده، روی موتورهای کوچک نیز کار کرده است. این شرکت همچنین کارهایی را برای استفاده از موتور ورتکس در رم جتها انجام داده است.

وایاس (Vyas)، مجدلانی (Majdalani) و چیاورینی (Chiaverini) [۱۲] مساله دینامیک سیال درون محفظه احتراق گردابه ای به صورت تحلیلی بررسی کردند. با به کار بردن فرضیات جریان پایدار، غیرقابل تراکم، غیرلزج و متقارن محوری، آنها میدان سرعت و توزیع فشار را داخل محفظه احتراق در مختصات استوانه ای به دست آوردند اما حل بدست آمده شرط فیزیکی محدود بودن اندازه سرعت در هسته جریان را ارضا نمی نمود و علت آن بینهایت شدن سرعت مماسی جریان در این نقطه بود لذا آنها در ادامه مطالعات هسته جریان لزوج داخلی را در یک جریان دوجته هم محور مورد بررسی قرار دادند و حل قبلی را تصحیح نمودند [۱۵].

مجدلانی و همکاران [۱۶] در ادامه برای تحلیل و کسب اطلاعات بیشتر از میدان جریان با در نظر گرفتن اثرات آشفستگی به شبیه سازی میدان جریان، دما و جزءهای شیمیایی^۱ با استفاده از نرم افزار تجاری فلوئنت (Fluent) پرداخته و نشان دادند که نتایج حاصله از نرم افزار با نتایج حاصل از حل تحلیلی تطابق خوبی دارند ضمن آنکه برای مشاهده دقیق جریان و رویدادهای مرتبط با آن نمونه ای آزمایشگاهی از آن را با حمایت شرکت اوربیتک ساخته و تحت آزمایشهای متعدد قرار دادند، در ضمن این کار با استفاده از محاسبات سر انگشتی میزان انتقال حرارت جابجایی و تشعشی را نیز مورد تحلیل قرار دادند. شکل (۱) ناحیه احتراق محدود شده در میان گردابه خارجی را در نمونه آزمایشگاهی ساخته شده توسط اوربیتک را نشان می دهد. [۱۷].



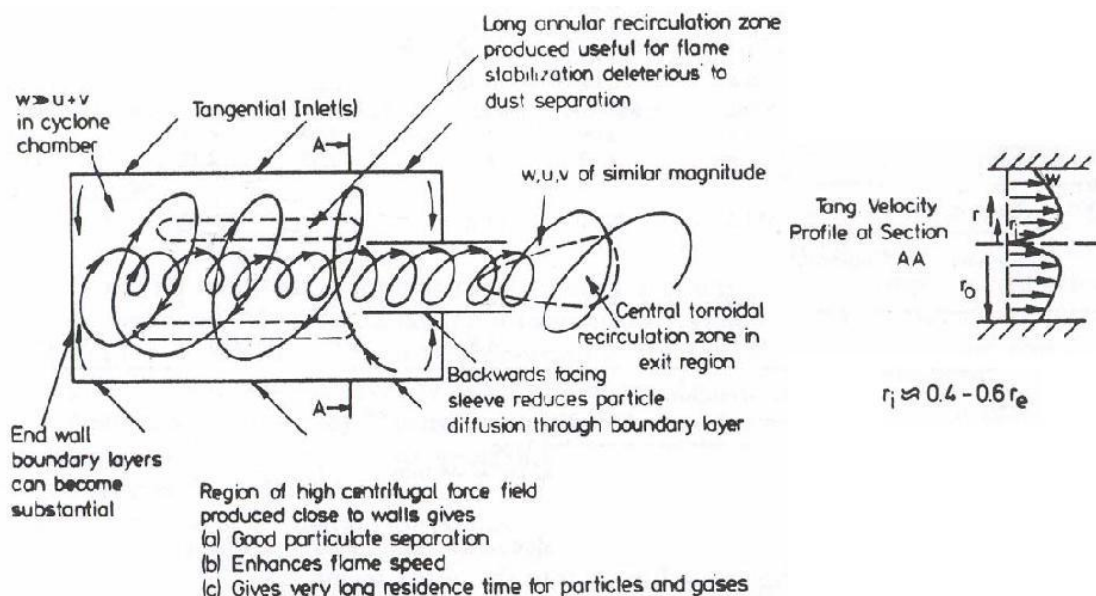
شکل ۱- تصویری ویدئویی از ناحیه احتراق محدود شده در میان گردابه خارجی در نمونه آزمایشگاهی ساخته شده توسط اوربیتک [۱۷]

در ادامه، کار این محققان نشان داد که مشابه کارهای قبلی میدان جریان را می توان به دید دو گردابه مختلف الجته نگریست که یکی از قسمت باز محفظه و از محل پاشش مماسی شروع شده و با حرکت در مجاورت دیواره به سمت انتهای بسته حرکت می نماید و دیگری که از انتهای بسته آغاز و در هسته گردابه اول و در جهت مخالف آن حرکت می نماید. گردابه اول را می توان گردابه آزاد و گردابه دیگر را گردابه اجباری در نظر گرفت، به شکلی که جریان هوا از گردابه خارجی به سمت گردابه داخلی وجود دارد اما با توجه به تغییر جهت سرعت محوری جریان در محل تماس دو گردابه می توان انتظار داشت که در این ناحیه سرعت محوری جریان صفر گردیده و یا به عبارت بهتر سیال در جهت محوری حرکتی نمی کند. به این ناحیه ساکن به اصطلاح حائل^۲ گفته می شود و مطابق محاسبات [۱۲] به شکل یک استوانه فرضی با شعاع $\frac{\sqrt{2}}{2} R$ می باشد، البته

¹ Species

² Mantel

این عدد در مورد سیکلونها و مشعلهای سیکلونی قبلی بین ۰/۴ تا ۰/۶ شعاع محفظه و به شکل متغیر گزارش شده است [۶]، ضمن آنکه اشاره شده است که در ناحیه تماس دو گردابه نواحی گردشی محیطی ایجاد می گردد که باعث انتقال جرم از جریان داخلی به خارجی و بالعکس می گردد [۶] (شکل ۲).

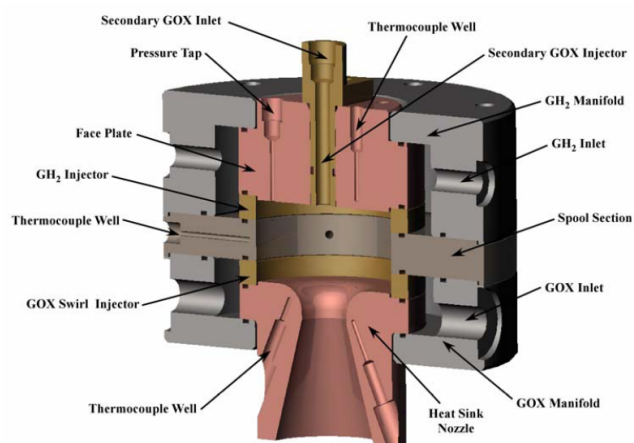


شکل ۲- ناحیه گردشی محیطی ایجاد شده بین دو گردابه با حرکت مختلف الجهد [۶]

نمونه موتور گردابه‌ای ساخته شده در شرکت اوربیتک که در شکل (۳) مشاهده می گردد، به وسیله ترکیب هیدروژن و اکسیژن گازی به عنوان سوخت و اکسیدکننده محترق شده و مورد تست قرار گرفته است. این محفظه احتراق به صورت مدولار (Modular) بوده و قطر داخلی آن می تواند ۱، ۲۵، ۱، ۱/۵ و ۲ اینچ باشد.



شکل (۴) - موتور گردابه‌ای ساخته شده در قطب علمی تبدیل انرژی دانشگاه صنعتی شریف



شکل (۳) - موتور گردابه‌ای ساخته شده توسط شرکت اوربیتک [۹]

پس از طرح ایده اولیه موتور ورتکس و همزمان با انجام تحقیقات مختلف در شرکت اوربیتک و ناسا، طرحی پژوهشی نیز با حمایت قطب علمی تبدیل انرژی دانشگاه صنعتی شریف تعریف و انجام پذیرفت. جهانگیریان و ابرهام [۹] با ساخت یک دستگاه موتور ورتکس و انجام تستهای متعدد، با نحوه طراحی، ساخت، شناخت پارامترهای حاکم بر نحوه عملکرد و میزان افت انتقال حرارت به دیواره ها در این موتور آشنایی پیدا کرده اند. در ادامه فروردین [۱۰] با استفاده از روش مدلسازی عددی شکل شعله و میزان انتقال حرارت جابجایی و تشعشع را به دیواره در موتور گردابه‌ای بدست آورد و نتایج را با تصاویر بدست آمده از شعله مقایسه نمود وی همچنین با استفاده از ضخامت دیواره محفظه احتراق و اختلاف دمای دو سمت آن انتقال حرارت خالص رسیده به دیواره را بررسی نمود. کارگر نیز [۱۱] پدیده آزاد سازی انرژی از دیدگاه تجربی و با استفاده از تشعشعات مرئی ساطع ده از ملکول برانگیخته C_2^* مورد بررسی قرار داده و در ادامه انتقال حرارت خالص به دیواره و هر یک از موده‌های اصلی آن شامل انتقال حرارت تشعشعی و خنک‌کاری جابجایی را از دیدگاه تجربی مورد تحلیل قرار داد.

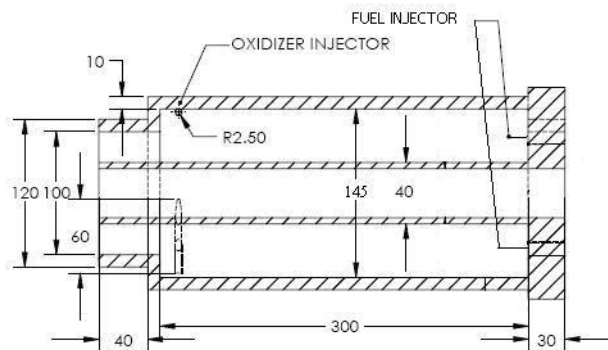
در این تحقیق توجه اصلی به پدیده انتقال حرارت در موتور گردابه‌ای است با تمرکز روی مسأله انتقال حرارت و اندازه گیری دمای پوشش محور می باشد. در واقع تفاوت این محفظه با محفظه های قبلی وجود یک پوشش محافظ محور در وسط محفظه می باشد که هدف اندازه گیری دما و انتقال حرارت روی آن می باشد.

۲- دستگاه تست تجربی

محفظه احتراق از چهار قسمت کلی لوله های ورودی اکسیدکننده، نازل سوخت مایع، بدنه محفظه احتراق و پوشش محور توربین گاز تشکیل شده است.

شکل (۵) طرح شماتیک نمای جانبی و پارامترهای هندسی موجود در موتور گردابه‌ای نشان می‌دهد. برای اکسید کننده می‌توان از هوای خالص یا اکسیژن خالص و یا هر ترکیبی از آنها استفاده نمود اما با توجه به محدودیتهای بدنه دستگاه استفاده از اکسیژن خالص کاری غیرعقلانی می‌باشد. همانطور که در شکل (۵) نشان داده شده، اکسید کننده از طریق چهار ورودی مماسی از قسمت انتهای موتور وارد می شود، که قطر هر کدام از این ورودی ها ۵ میلی‌متر می باشد.

هوای فشرده توسط یک کمپرسور تأمین می‌شود که حداکثر فشار هوای خروجی آن ۵ bar می‌باشد. یک مخزن هوای فشرده مجهز به شیر اطمینان و فشارسنج در مسیر هوا قرار دارد و مانع افت فشار هوا در طول آزمایش می شود. از یک فیلتر رگولاتور هوا برای تنظیم فشار هوا و رطوبت گیری از آن استفاده می‌شود. فشار هوا قبل از دستگاه دبی سنجی آن که یک شیپوره صوتی است در دو نقطه یکی روی رگولاتور و دیگری دقیقاً قبل از شیپوره صوتی قابل قرائت است. این دو فشار هر دو فشار سکون می‌باشند. برای غنی کردن هوا از اکسیژن استفاده شده و اکسیژن مورد نیاز توسط مخزن های اکسیژن تأمین می‌شود.



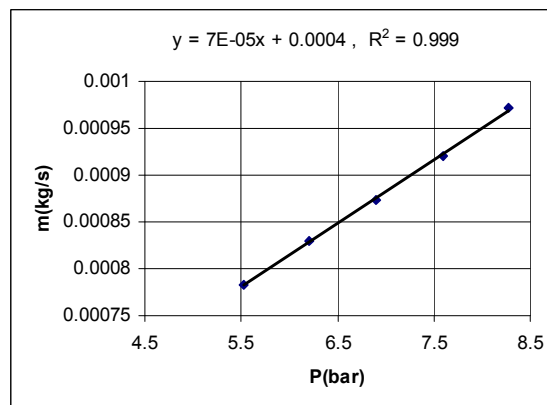
شکل ۵ - نمای جانبی و پارامترهای هندسی موجود در موتور گردابه‌ای با پوشش محور

جدول ۱- مشخصات هندسی مدل

Parameter	Definition	Value	Units
Chamber Geometry			
L _c	Chamber length	30	cm
D _c	Chamber diameter	14.5	cm
D _i	liner diameter	4	cm
L/D	Length-to-diameter ratio	2.189	-
L _t	Throat length	4	cm
D _t	Throat diameter	10	cm
A _t	Throat area	78.539	cm ²
CR	Contraction ratio	1.877	-
Oxidizer Swirl Injector Species (swirl from aft-end)			
N _{inj}	Number of oxidizer injectors	4	-
D _{port}	Individual port diameter	0.5	cm
A _{inj}	Total injection area	0.196	cm ²
Fuel axial Injector Species (axial at head-end)			
N _{inj}	Number of fuel injectors	2	-
Type	Solid Cone(30deg)	1	gr/sec

جدول (۱) مشخصات هندسی مدل آورده شده که در محاسبات بعدی از آنها استفاده شده است. سوخت مایع به کار رفته الکل سفید^۱ (اتانول) می باشد که از یک سیستم تحت فشار برای تزریق آن استفاده شده است. برای پاشش سوخت مایع به داخل محفظه احتراق از دو انژکتور (نازل) سوخت مایع از نوع مخروط جامد^۲ (مدل R) با زاویه مخروط ۳۰ درجه استفاده شده است که میزان دبی هر کدام در فشار کاری ۶.۹ bar (۱۰۰ psi)، ۱ gr/sec می باشد. رابطه و نمودار استفاده شده برای اندازه گیری دبی به کمک فشار پشت نازل به صورت تجربی به دست آمده که به صورت زیر می باشد. لازم به ذکر است که در معادله به دست آمده فشار بر حسب بار و دبی جرمی بر حسب کیلوگرم بر ثانیه می باشد و این رابطه فقط برای این نازل با مشخصات ذکر شده صادق می باشد.

$$\dot{m} = 7 \times 10^{-5} P + 0.0004 \quad (1)$$



شکل ۶ - نمودار دبی بر حسب فشار برای هر نازل

سیستم اندازه گیری و ابزار دقیق مربوط به دستگاه شامل فشارسنج ها، دماسنجها و دبی سنج ها می باشد.

¹ C₂H₅OH

² Solid cone

فشارسنج های مورد استفاده متنوع و همگی از نوع فشارسنج های بوردن (Borden Gauge) می باشند. برای سنجش دمای خطوط سوخت، هوای فشرده، اکسیژن و دمای بدنه محفظه از ترموکوپل نوع K استفاده شده است. البته ترموکوپل های R، S و B برای اندازه گیری دماهای بالا مناسب ترند اما به جهت هزینه بالا ترجیحاً از نوع K استفاده شده است. ترموکوپل ها در چهار نقطه روی پوشش محور و به فواصل مساوی از هم نصب شده اند. سر پروب ترموکوپل ها در سوراخ هایی که دقیقاً به اندازه قطر پروب سوراخ شده (۳ میلیمتر)، قرار داده شده است البته به نحوی که کاملاً مماس بر سطح خارجی پوشش محور باشد تا بر میدان چرخشی جریان اثر نامطلوب نگذارد. عدم استفاده از تعداد بیشتر ترموکوپل به کمبود فضای کافی و مشکل نصب و آب بندی بر می گردد. هر چند که با تعداد بیشتر ترموکوپل در طول لاینر می توان به منحنی های دقیق تری برای دما در طول لاینر دست یافت.

همانطور که در بالا اشاره شد، دبی سوخت ورودی را با قرائت فشار پشت نازل بر حسب بار و استفاده از رابطه خطی به دست آمده بر حسب کیلوگرم بر ثانیه محاسبه می شود.

برای اندازه گیری دبی هوا و اکسیژن نیز از نازل های صوتی استفاده می شود. قطر نازل صوتی قابل تغییر بوده و در نتیجه دبی هوا و اکسیژن قابل تغییر می باشد. رابطه (۲) برای محاسبه دبی عبوری از نازل صوتی استفاده می گردد.

$$\dot{m} = CA \frac{P_0}{\sqrt{T_0}} \sqrt{\frac{k}{R}} \frac{1}{\left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}} \quad (2)$$

در رابطه (۲)، \dot{m} دبی جرمی عبوری [kg/sec] و C ثابت مربوط به شکل نازل است که حدود $0.92 - 0.98$ می باشد و پس از کالیبراسیون نازل به دست می آید. P_0 فشار سکون محفظه قبل از نازل [kpa]، T_0 دمای سکون سیال عبوری [K]، k نسبت گرمای ویژه، R ثابت گاز [J/kgK] و A سطح مقطع گلوگاه نازل [m²] می باشند. این رابطه بر اساس ایجاد شرایط خفگی در گلوگاه نازل به دست آمده است. شرط خفگی برقراری رابطه (۳) بین فشار قبل و بعد از نازل می باشد.

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (3)$$

مقدار این نسبت برای هوا و اکسیژن حدود $1/89$ می باشد و در نتیجه برای ایجاد اطمینان از ایجاد شرایط خفگی، فشار قبل از نازل همیشه حدود ۱ بار فشار نسبی در نظر گرفته می شود. قطر لوله در قسمت قبل از نازل صوتی هوا از $1/5$ به 3 اینچ افزایش می یابد تا فرض ساکن بودن هوا در این قسمت کلاً ارضا شده و فشار و دمای این قسمت را بتوان به عنوان فشار و دمای سکون در نظر گرفت.

۳- پارامتر های مهم در عملکرد موتور

با توجه به بررسی های انجام گرفته می توان دریافت که یکی مهمترین پارامترهای مؤثر در کارایی یک سیستم احتراقی نسبت هم ارزی ورودی به آن است. از طرفی برای سیستم های گردابه ای یا چرخشی عدد چرخش به عنوان یک پارامتر اساسی مطرح می شود. دبی جرمی اکسید کننده نیز تأثیر بسزای خود را حفظ خواهد کرد.

۳-۱- نسبت هم ارزی

نسبت هم ارزی ϕ (phi) به صورت زیر تعریف می شود:

$$\phi = \frac{(F/Oxidizer)_a}{(F/Oxidizer)_{st}} \quad (4)$$

نسبت سوخت به اکسید کننده را هم می توان به شکل نسبت حجمی و هم به صورت نسبت جرمی در نظر گرفت که در این پژوهش به شکل نسبت جرمی در نظر گرفته شده است. در تعریف نسبت هم ارزی منظور از اکسید کننده مجموع اکسیژن تزریقی خالص و اکسیژن موجود در هواست نیتروژن موجود در هوا را شامل نمی شود. برای سوخت مورد استفاده خواهیم داشت:



با توجه به این تعریف مشخص می شود که نسبت سوخت به هوای استوکیومتریکی برابر ۰.۴۷۹ کیلو گرم سوخت به کیلوگرم اکسید کننده است.

۳-۲- دبی اکسید کننده

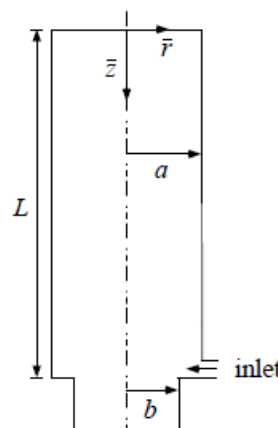
دبی اکسید کننده می تواند از دو جهت مهم باشد، اول آنکه مطابق رابطه (۶-۳) این دبی نمادی از عدد رینولدز است، ثانیاً اینکه در جریان چرخشی دبی جرمی اکسید کننده می تواند نمادی از شدت چرخش باشد، زیرا هر چه مقدار آن افزایش یابد، سرعت مماسی اولیه که همان سرعت مماسی بیشینه جریان است، افزایش می یابد.

$$Re = \frac{\rho U D}{\mu} = \frac{4\dot{m}}{\pi D} \quad (6)$$

در رابطه (۶) سرعت جریان اکسید کننده (هوا) و D قطر ورودی اکسید کننده می باشد. قطر ورودی همانطور در شکل (۵) ملاحظه می شود برابر ۵ میلیمتر است.

۳-۳- عدد چرخش

با توجه به تعریف و مفهوم عدد چرخش برای موتور جریان چرخشی می دانیم که این عدد جزئی از پارامترهای هندسی موتور خواهد بود و تغییر آن تنها با تغییر هندسه موتور ممکن می باشد. هوکسترا (Hoekstra)، درکسن (Derksen) و وان دن اکر (Van den Akker) [۴]، عدد چرخش را به صورت رابطه (۷) معرفی کرده اند و با توجه به هندسه زیر می توان عدد چرخش را محاسبه کرد.



شکل ۶- شماتیک هندسه موتور

$$S \equiv \frac{\pi ab}{A_{inlet}} \quad (7)$$

از آنجایی که در آزمایش های انجام گرفته به بررسی تأثیر دبی جرمی اکسید کننده و نسبت هم ارزی در موتور با مشخصات هندسی معین و ثابت پرداخته ایم، لذا در تمام آزمایشهای انجام شده در این تحقیق عدد چرخش ثابت و برابر ۵.۸ می باشد.

۳-۴- پارامترهای قابل کنترل و قابل اندازه گیری در دستگاه آزمون

مشخص شدن این پارامترها برای کار با دستگاه و اعمال شرایط کاری مختلف به آن لازم است. تعیین این پارامترها با توجه به طرح دستگاه و امکانات آن می باشد. پارامترهای قابل کنترل، پارامترهایی می باشند که امکان تغییر هدفمند آنها وجود دارد و تأثیر این پارامترها بر عملکرد موتور قابل بررسی می باشد. پارامترهای قابل کنترل در دستگاه تست حاضر شامل فشار هوای فشرده، فشار اکسیژن، فشار سوخت(دبی سوخت)، قطر شیپوره صوتی هوای فشرده و قطر شیپوره صوتی اکسیژن که این دو مورد آخر در آزمایشات ما ثابت و به ترتیب ۲ و ۳ میلیمتر در نظر گرفته شده است. با این قطرها و رابطه (۲) می توان دبی هوا و اکسیژن را به راحتی با خواندن فشار مربوطه از روی فشار سنج ها محاسبه کرد. تمام پارامترهای هندسی موتور همچون طول، قطر نازل ها و قطر خروجی ثابت می باشد. حداقل و حداکثر مقدار پارامترهای قابل کنترل دستگاه در جدول (۲) آمده است.

جدول ۲- حداقل و حداکثر مقدار پارامترهای قابل کنترل در دستگاه آزمون

	$P_{Oxygen} (barg)$	$P_{Air} (barg)$	$P_{Fuel} (barg)$
Min	1	1	0
Max	5.5	4.8	10

قابل توجه اینکه این فشارها در واقع بیان کننده دبی های اکسیژن، هوا و سوخت می باشند. پارامترهای قابل اندازه گیری دماهای ۴ نقطه روی پوشش محور توسط ترموکوپل های نصب شده روی آن می باشد. با توجه به قابلیت ها و محدودیت های دستگاه، به کمک رابطه حاکم برای محاسبه دبی شیپوره ها یعنی رابطه (۵-۲) و رابطه به دست آمده برای محاسبه دبی خروجی از نازل سوخت محدوده حداقل و حداکثر پارامترهای قابل کنترل نسبت هم ارزی و عدد رینولدز در جدول (۳) آورده شده است.

جدول ۳- محدوده حداقل و حداکثر مقدار نسبت هم ارزی و عدد رینولدز قابل کنترل

	phi	Re
min	0.34	442379
max	1	612314

با کمک محاسبات مشابه، ۵ مقدار نسبت هم ارزی و ۴ مقدار عدد رینولدز از محدوده به دست آمده انتخاب شده و با توجه به محدودیت های دستگاه ۱۱ تست از مجموع ۲۰ تست در نظر گرفته شده انجام شد. جدول (۴) تست های انجام شده را نشان می دهد. بدون شک اعمال شرایط گزارش شده در جدوی زیر بسیار مشکل بوده و امکان تنظیم دقیق فشارها وجود نداشت. به همین خاطر نتایج عاری از خطا نخواهد بود، اما تا حد امکان سعی شد که به شرایط گفته شده نزدیک باشیم.

جدول ۴- تست های انجام شده

	phi	Re	U(m/s)	M _{air} +M _{ox} (kg/s)	M _{air} (kg/s)	M _{ox} (kg/s)
1	0.625	600000	129.12	0.0121476	0.007851	0.004297
2	0.5	600000	129.12	0.0121476	0.007851	0.004297
3	0.416667	600000	129.12	0.0121476	0.007851	0.004297
4	0.357143	600000	129.12	0.0121476	0.007851	0.004297
5	0.833333	500000	107.6	0.010123	0.00701	0.003114
6	0.625	500000	107.6	0.010123	0.00701	0.003114
7	0.416667	500000	107.6	0.010123	0.006168	0.003955
8	0.357143	500000	107.6	0.010123	0.005608	0.004515
9	0.833333	450000	96.84	0.0091107	0.00701	0.002101
10	0.625	550000	118.36	0.0111353	0.00757	0.003565
11	0.5	550000	118.36	0.0111353	0.00757	0.003565

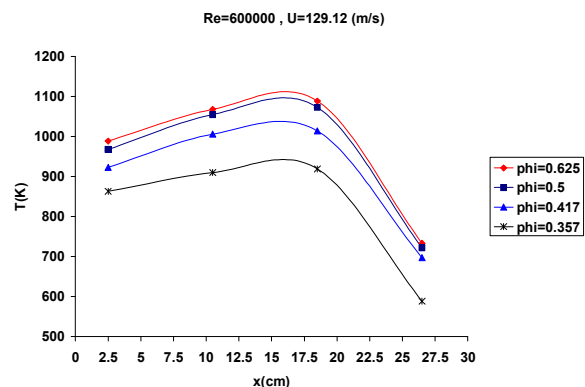
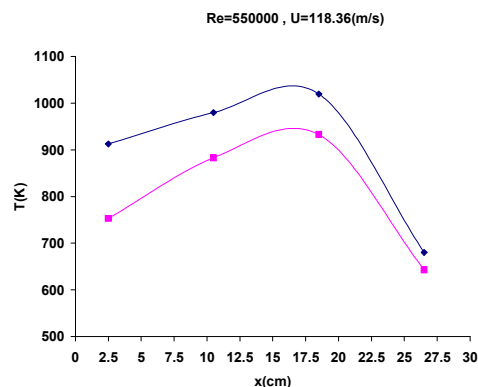
ادامه جدول ۴- تست های انجام شده

	M _f (kg/s)	P _{air} (bar)	P _{ox} (bar)	P _f (barg)	mass fraction O ₂
1	0.001763	5.6	6.896116	6.878214	0.482983714
2	0.00141	5.6	6.896116	4.359714	0.482983714
3	0.001175	5.6	6.896116	2.680714	0.482983714
4	0.001007	5.6	6.896116	1.481429	0.482983714
5	0.001809	5	4.996803	7.207555	0.446053979
6	0.001357	5	4.996803	3.977095	0.446053979
7	0.001039	4.4	6.346731	1.709478	0.512527502
8	0.000968	4	7.246683	1.199137	0.556843183
9	0.001403	5	3.372183	4.310632	0.384504421
10	0.001526	5.4	5.721471	5.186944	0.456125725
11	0.001221	5.4	5.721471	3.006698	0.456125725

۴- تحلیل دمایی روی پوشش محور و مقایسه آن با حل عددی

تعداد معینی تست در شرایط مختلف دبی اکسید کننده و نسبت هم ارزی انجام گرفته است. برای اندازه گیری دقیق دما توسط ترموکوپل ها باید به شرایط پایدار موتور رسید. حالت پایدار آن است که تغییرات زمانی دمای تمام نقاط به کمتر از ۱ درجه سلسیوس بر دقیقه برسد. دقت قرائت اعداد توسط سیستم داده برداری برابر با $\pm 0.5^\circ C$ می باشد. باید توجه کرد که تمام تلاش صورت گرفته تا شرایط حاکم تقریباً ثابت بماند و هنگام تغییرات غیر قابل پیش بینی در وضعیت کاری و یا محیط، آزمایش مجدداً تکرار شده است.

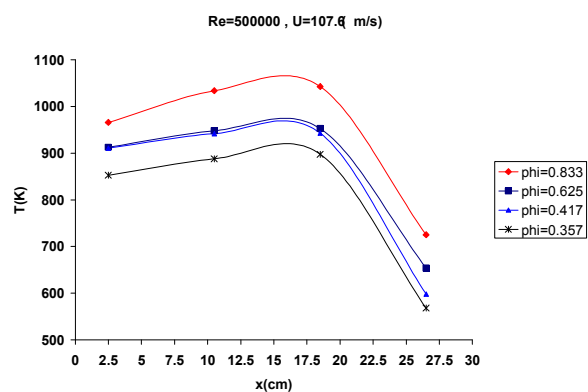
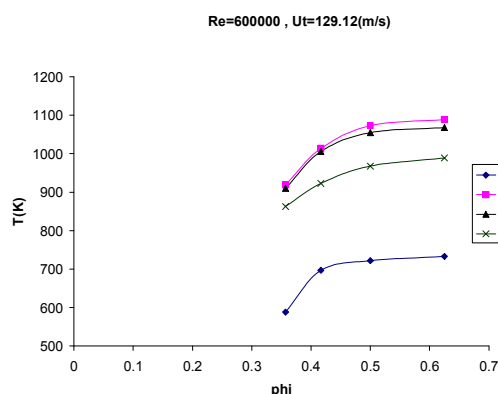
نمودار (۱) تغییرات توزیع دمای دائم پوشش محور را در امتداد طول موتور با تغییرات نسبت هم ارزی به نمایش می گذارد. دبی اکسید کننده ثابت و برابر ۱۲.۱۵ گرم بر ثانیه می باشد، یا به عبارت دیگر عدد رینولدز جریان ($Re = 600000$) ثابت می باشد. بنابراین تغییر نسبت هم ارزی به خاطر تغییر دبی سوخت می باشد. همانطور که از شکل پیداست انتقال حرارت رسیده به پوشش محور از ابتدای موتور تا نواحی میانی روند افزایشی دارد در حالیکه در نواحی انتهایی موتور و به عبارت بهتر در نزدیکی محل خروج محصولات احتراق و محل ورود اکسید کننده به داخل موتور شدیداً روند نزولی دارد. دلایل این مشاهدات را می توان به عوامل متعددی ربط داد که در زیر به آنها اشاره می شود.



نمودار ۱- تغییرات توزیع دمای دائم پوشش محور با طول موتور در نسبت هم ارزی های مختلف (دبی اکسید کننده ۱۲.۱۵ گرم بر ثانیه) نسبت هم ارزی های مختلف (دبی اکسید کننده ۱۱.۱۳ گرم بر ثانیه) نمودار ۲- تغییرات توزیع دمای دائم پوشش محور با طول موتور در

در نواحی سر موتور که پاشش سوخت توسط انژکتور صورت می گیرد، ذرات سوخت مایع در امتداد طول موتور شروع به تبخیر شدن می کند. در همین حین نیز اختلاط ذرات تبخیر شده و اکسید کننده چرخشی انجام می شود. با توجه به اینکه نرخ تبخیر از نقطه پاشش به سمت انتهای موتور در حال افزایش است اختلاط سوخت و اکسید کننده در حال چرخش نیز افزایش می یابد، لذا روند افزایشی مشاهده شده قابل توجیه است. مشاهده می شود که قله منحنی دمایی در نقاط میانی موتور (مقداری متمایل به انتها، حدوداً $x=17\text{cm}$) اتفاق می افتد. علت این امر را می توان مقدار بیشینه نرخ تبخیر سوخت مایع در این نقطه دانست که منجر به اختلاط بیشتر سوخت و اکسید کننده، احتراق کامل تر و حداکثر آزادسازی انرژی در این ناحیه می شود. اما روند نسبتاً شدید کاهش ملاحظه شده در انتهای موتور به این خاطر است که مقدار سوخت رسیده به این نواحی روند کاهشی دارد و در واقع مقدار زیادی از آن در مقاطع قبلی محترق شده است، در نتیجه نسبت سوخت به اکسید کننده به یکباره کاهش نسبتاً شدیدی می یابد و دمای احتراق نیز رو به زوال می گذارد.

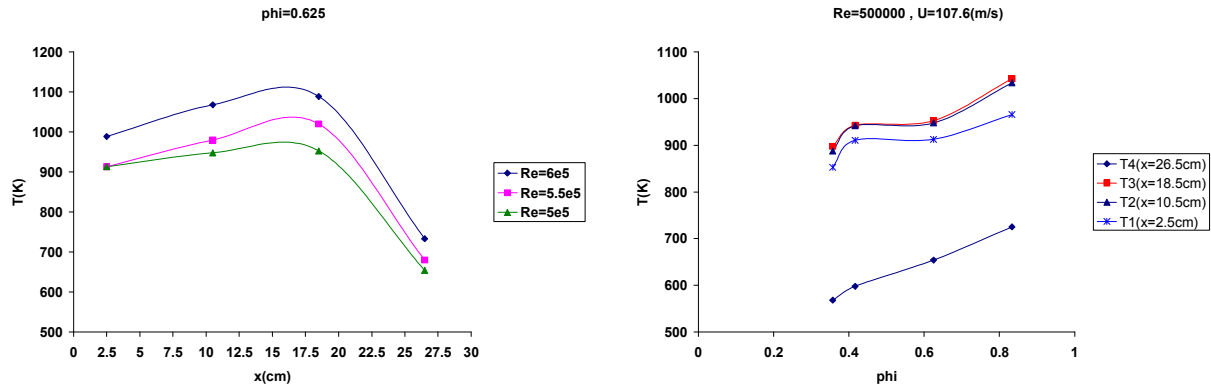
همچنین از نمودار (۱) ملاحظه می گردد که با افزایش نسبت هم ارزی در رینولدز ثابت (یعنی دبی اکسید کننده ثابت) دمای روی پوشش محور و به طور کلی دمای احتراق و شعله افزایش می یابد. علت این امر طبعاً به خاطر افزایش میزان سوخت و آزاد سازی انرژی بیشتر است.



نمودار ۳- تغییرات توزیع دمای دائم پوشش محور با طول موتور در نسبت هم ارزی های مختلف (دبی اکسید کننده ۱۰.۱۲ گرم بر ثانیه) نسبت هم ارزی های مختلف (دبی اکسید کننده ۱۲.۱۵ گرم بر ثانیه) نمودار ۴- تغییرات دمای دائم نقاط روی پوشش محور با تغییرات

روند های مشاهده شده در نمودار شماره (۱) و دلایل مطرح شده در نمودار های اشکال (۲) و (۳) نیز قابل ملاحظه است.

نمودارهای (۴) و (۵) روند افزایشی تغییرات دمای نقاط اندازه گیری شده روی پوشش محور را با افزایش نسبت هم ارزی در یک رینولدز ثابت نشان می دهد.

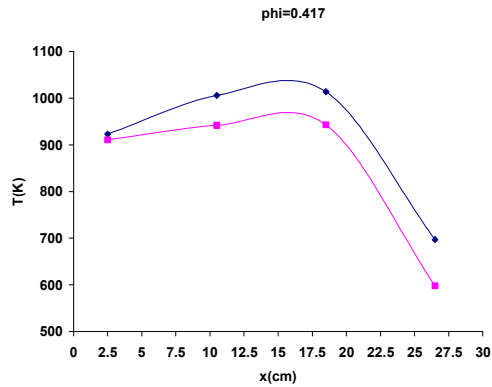


نمودار ۵- تغییرات دمای دائم نقاط روی پوشش محور با تغییرات نسبت هم ارزی (دبی اکسید کننده ۱۰.۱۲ گرم بر ثانیه)
نمودار ۶- تغییرات توزیع دمای دائم پوشش محور با طول موتور در رینولدز های متفاوت (نسبت هم ارزی ۰.۶۲۵)

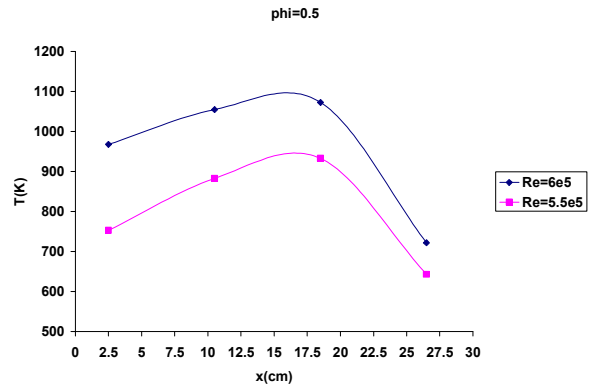
همانطور که مشاهده می شود، برای هر چهار نقطه، این روند صعودی در ابتدا شدیدتر بوده و در نسبت های هم ارزی بالاتر از شدت افزایش کاسته می شود. علت را می توان اینگونه توجیه کرد که در رینولدز ثابت با افزایش نسبت هم ارزی نسبت سوخت به اکسید کننده زیاد می شود و در اثر احتراق گرمای بیشتری آزاد می شود، اما وقتی مقدار سوخت از یک حدی بیشتر می شود با توجه به مقدار اکسید کننده موجود، تمام سوخت در احتراق شرکت نمی کند و مقداری سوخت نسوخته باقی می ماند، در نتیجه دمای احتراق روند افزایشی اولیه خود را ندارد. به عبارت دیگر برای افزایش دبی سوخت فشار پشت نازل را افزایش می دهیم. طراحی این نازل ها به گونه ایست که در فشار کمتر از نقطه کاری سوخت مایع را به صورت بهینه امیزه نمی کند و در نتیجه اختلاط سوخت و هوا کامل صورت نمی گیرد. به نظر می رسد که ناحیه میانی منحنی که شیب کمی دارد به خاطر این موضوع باشد. بنابراین سوخت تزریق شده کاملاً در احتراق شرکت نمی کند و نسوخته باقی می ماند. اما با افزایش فشار و رسیدن به نقطه کاری نازل اختلاط کامل تر شده و لذا افزایش شیب بیشتر در انتهای نمودار شکل (۶) قابل توجیه است.

نمودار (۶) تغییرات دمای پوشش محور را در راستای طول موتور با تغییر عدد رینولدز یا همان دبی اکسید کننده در نسبت هم ارزی ثابت نشان می دهد. منحنی ها روند افزایشی دمای لاینر تا میانه و سپس کاهش نسبتاً شدید را در نواحی انتهایی موتور را نشان می دهند که در مورد علل این موضوع در توضیحات مربوط به شکل (۱) صحبت شد.

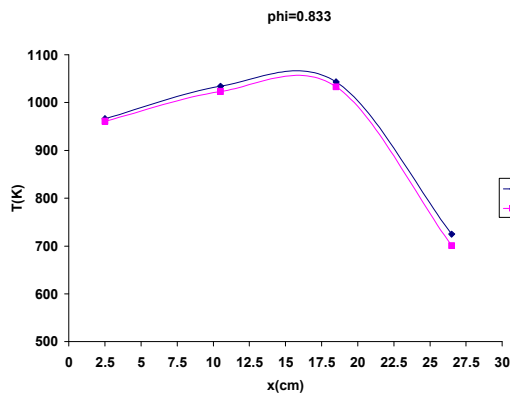
همان طور که در نمودار بالا مشاهده می شود با افزایش عدد رینولدز منحنی ها به سمت بالا جابجا می شوند و این به این معنی است که با افزایش دبی اکسید کننده در نسبت هم ارزی ثابت دمای لاینر سیر صعودی دارد. علت این مسأله را می توان این طور بیان نمود که در نسبت هم ارزی ثابت با ازدیاد اکسید کننده، مقدار سوخت نیز افزایش می یابد. لذا محفظه حاوی مقدار بیشتری از مخلوط سوخت و اکسید کننده می شود و در اثر احتراق انرژی افزون تری آزاد می شود. همین مشاهدات در نمودارهای (۷) تا (۱۰) قابل رؤیت است.



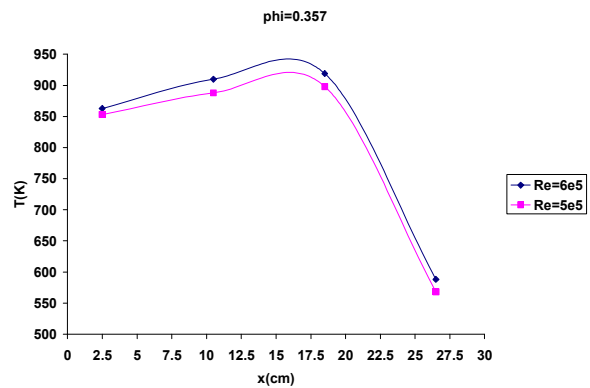
نمودار ۶- تغییرات توزیع دمای دائم پوشش محور با طول موتور در رینولدز های متفاوت (نسبت هم ارزی ۰.۴۱۷)



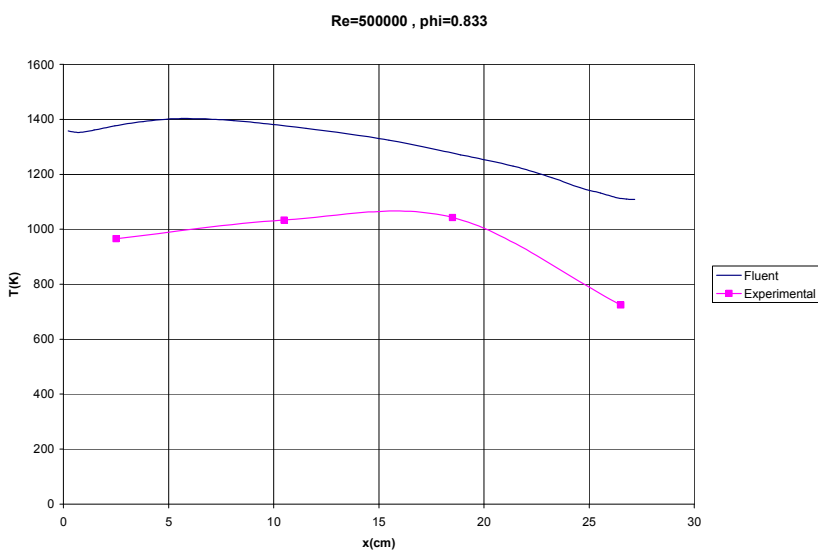
نمودار ۷- تغییرات توزیع دمای دائم پوشش محور با طول موتور در رینولدز های متفاوت (نسبت هم ارزی ۰.۵)



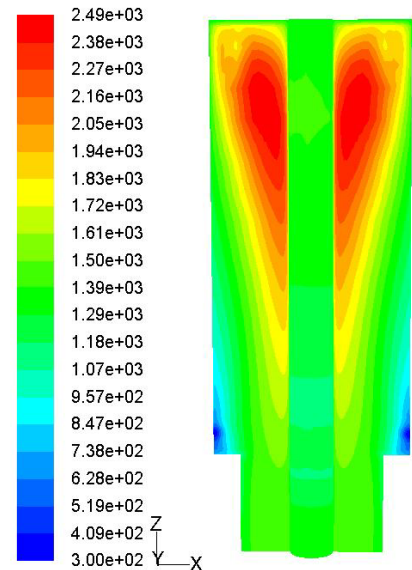
نمودار ۸- تغییرات توزیع دمای دائم پوشش محور با طول موتور در رینولدز های متفاوت (نسبت هم ارزی ۰.۸۳۳)



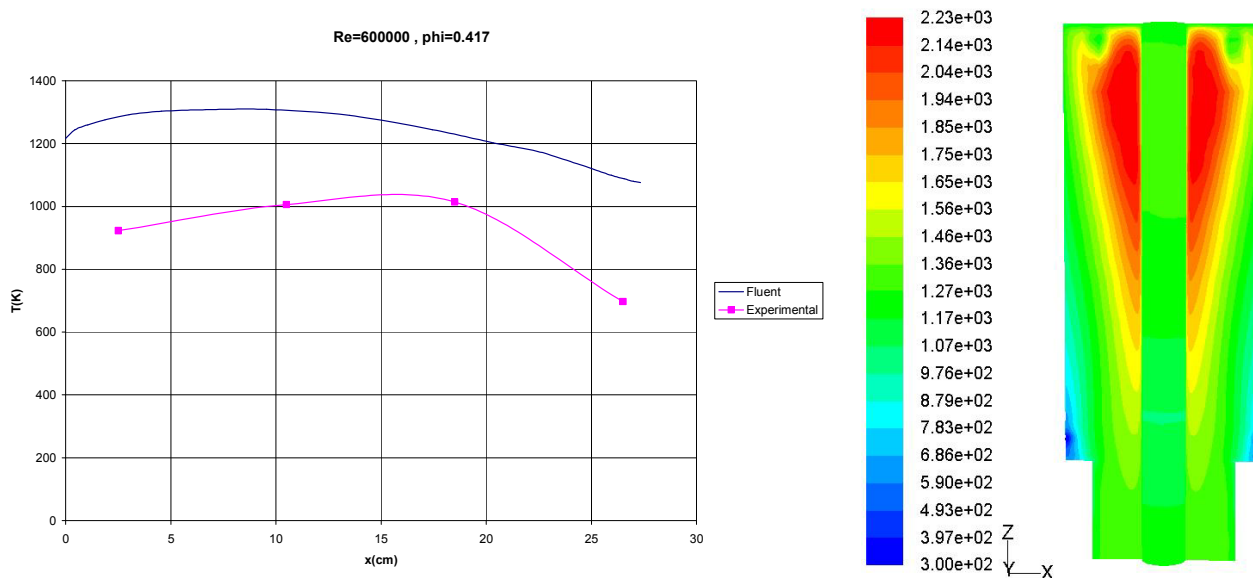
نمودار ۹- تغییرات توزیع دمای دائم پوشش محور با طول موتور در رینولدز های متفاوت (نسبت هم ارزی ۰.۳۵۷)



نمودار ۱۱- نتایج تجربی و حل عددی تغییرات توزیع دمای دائم روی پوشش محور در طول موتور و کانتور دمای آن



همچنین از نمودار های بالا می توان استنباط کرد که در نسبت های هم ارزی نسبتاً بالا و نسبتاً پایین ($\phi = 0.357, \phi = 0.833$)، افزایش دما با افزایش دبی اکسید کننده در نسبت هم ارزی ثابت چندان محسوس نیست، چرا که در حالت اول افزایش دبی اکسید کننده نسبت به اکسید کننده موجود در محفظه کم بوده و تأثیر محسوسی در افزایش میزان آزاد سازی انرژی سوخت نمی گذارد و در حالت دوم هم سوخت به میزان کافی برای اختلاط با اکسید کننده افزوده شده وجود ندارد، لذا تغییر افزایشی در میزان دما مانند حالات میانی نسبت هم ارزی محسوس نیست.



نمودار ۱۲- نتایج تجربی و حل عددی تغییرات توزیع دمای دائم روی لاینر در طول موتور و کانتور دمای لاینر

در انتهای به مقایسه نتایج به دست آمده توسط حل عددی [۱۱] با نتایج تجربی می پردازیم. جزئیات چگونگی و روش حل عددی در مرجع [۱۱] به طور کامل توضیح داده شده است. این مقایسه برای دو مورد از تست های انجام شده، صورت گرفته است. نمودار (۱۱) منحنی های دمای لاینر در طول موتور را برای تست تجربی و حل عددی به همراه کانتور دمای آن نشان می دهد. به ترتیبی که ملاحظه می شود به طور میانگین اختلاف دمایی حدود ۳۵۰ کلوین بین دو حالت دیده می شود. به طور کلی مهمترین علت اختلاف را می توان در عدم احتراق کامل در تست تجربی دانست، چرا که به طور قطع مقداری از سوخت به صورت نسوخته و بدون شرکت در واکنش از محفظه خارج می شود. بنابراین دمای اشتعال به حد اشتعال ایده ال نخواهد رسید و این در حالی است که در حل عددی واکنش دهنده ها به طور کامل در واکنش شرکت می کنند و در نتیجه دمای شعله بیشتر از تست تجربی مشاهده می شود.

به طوری که در شکل هم ملاحظه می شود قله منحنی در حل عددی زودتر از حالت تجربی اتفاق می افتد. دلیل این موضوع به روش حل و معادلات به کار رفته در حل عددی برای تبخیر قطره برمی گردد. این بدین معنی است که تبخیر قطره زودتر و در فاصله کمتری نسبت به حالت واقعی بعد از پاشش انجام می شود و مکان نرخ تبخیر ماکزیمم در فاصله نزدیکتر به سر موتور قرار دارد. لذا قله منحنی دما در حل عددی جلوتر از تست تجربی می باشد.

البته لازم به ذکر است که بخشی از تفاوت بین حل عددی و نتایج تجربی به خاطر خطای تست تجربی است. به طور مثال خطای اندازه گیری دبی اکسید کننده و دبی سوخت در آزمایشات به ترتیب حدود ۵ و ۱ درصد می باشد. همچنین در روش عددی نیز به طور معمول خطای محاسباتی وجود دارد. ولی علت اصلی تفاوت در نتایج تجربی و عددی، اختلاف در ساختار انجام احتراق در حالت واقعی و تئوری بوده که در بالا توضیح داده شده است.

۵- نتیجه گیری

در این تحقیق پدیده انتقال حرارت به پوشش محور محفظه احتراق موتور جریان چرخشی با استفاده از سوخت مایع از دیدگاه تجربی مورد بررسی قرار گرفت و با حل عددی مقایسه شد. نکته مهم در این پژوهش وجود پوشش محور و استفاده از سوخت مایع می باشد. در تمام موارد پارامترهای معینی بر پدیده مورد نظر بررسی گردید. پارامترهایی نظیر موقعیت محوری در طول محفظه، نسبت هم ارزی در رینولدز ثابت و رینولدز جریان یا همان دبی اکسید کننده در نسبت هم ارزی ثابت، که اثر هر کدام به طور کامل بررسی شد. به طور کلی می توان نتایج زیر را استخراج نمود:

- در موتور جریان چرخشی با وجود پوشش محافظ محور انتقال قدرت همچنان فیزیک دو جهته جریان چرخشی حفظ می شود. اما اثر خنک کاری مفید مشاهده شده روی دیواره جانبی بر روی پوشش محور مشاهده نمی شود، و لذا نمی توان از این شیوه برای خنک کاری آن بهره گرفت.
- در این موتور واکنش به شکلی یکنواخت انجام می گیرد و تنها دارای یک قله در نواحی میانی محفظه است. این بدین معنی است که اختلاط سوخت و اکسید کننده در این موتور یکنواخت بوده و ناحیه با بهترین اختلاط و در نتیجه بیشترین آزاد سازی انرژی در ناحیه میانی موتور قرار گرفته است.
- انتقال حرارت رسیده به پوشش محور از ابتدای موتور تا نواحی میانی دارای روند افزایشی است در حالیکه در نواحی انتهایی موتور و به عبارت بهتر در نزدیکی محل خروج محصولات احتراق و محل ورود اکسید کننده به داخل موتور روند نزولی با شیب بیشتری دارد. نرخ تبخیر حداکثر در نواحی میانی و وجود اکسید کننده بیشتر به خاطر نزدیکی به محل ورود آن و در نتیجه بیشترین آزادسازی انرژی می تواند علت این پدیده باشد. اما روند نسبتاً شدید کاهش دمایی ملاحظه شده در انتهای موتور به این خاطر به نظر می رسد که مقدار سوخت رسیده به این نواحی روند کاهشی دارد و در واقع مقدار زیادی از آن در مقاطع قبلی محترق شده است، در نتیجه نسبت سوخت به اکسید کننده به کاهش می یابد و دمای احتراق نیز رو به زوال می گذارد.
- روند افزایشی تغییرات دمای نقاط اندازه گیری شده روی پوشش محور را با افزایش نسبت هم ارزی در یک رینولدز ثابت نتیجه دیگری است که به دست آمده است. این روند صعودی در ابتدا شدیدتر بوده و در نسبت های هم ارزی بالاتر از شدت افزایش کاسته می شود. علت این امر را می توان اینطور بیان کرد که در رینولدز ثابت با افزایش نسبت هم ارزی نسبت سوخت به اکسید کننده زیاد می شود و در اثر احتراق گرمای بیشتری آزاد می شود، اما وقتی مقدار سوخت از یک حدی بیشتر می شود با توجه به مقدار اکسید کننده موجود، تمام سوخت در احتراق شرکت نمی کند و مقداری سوخت نسوخته باقی می ماند، در نتیجه دمای احتراق روند افزایشی اولیه خود را ندارد.
- با افزایش دبی اکسید کننده در نسبت هم ارزی ثابت دمای پوشش محور سیر صعودی دارد. زیرا در نسبت هم ارزی ثابت با ازدیاد اکسید کننده مقدار سوخت نیز افزایش می یابد. لذا محفظه حاوی مقدار بیشتری از مخلوط سوخت و اکسید کننده می شود و در اثر احتراق انرژی افزون تری آزاد می شود.
- احتراق در محفظه به طور کامل صورت نمی گیرد و مقداری از سوخت به صورت نسوخته باقی می ماند و از محفظه خارج می شود. مقایسه بین تست تجربی و حل عددی بیانگر این اتفاق می باشد. و این که حداکثر دما در تست تجربی در نواحی میانی وجود دارد، در حالی که بیشینه دما در حل عددی در یک سوم ابتدایی موتور مشاهده می شود.

مراجع

- 1- Ter Linden, A. J., "Investigations into Cyclone Dust Collectors", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 160, pp. 233-251, 1949.
- 2- Bloor, M. I. G., and Ingham, D. B., "The Flow in Industrial Cyclones", Journal of Fluid Mechanics, Vol. 178, pp. 507-519, 1987.



انجمن احتراق ایران

FCCI2010-4126

سومین کنفرانس سوخت و احتراق ایران

تهران - دانشگاه صنعتی امیرکبیر - اسفند ماه ۱۳۸۸



دانشگاه صنعتی امیرکبیر
دانشکده مهندسی هوافضا

- 3- Hsieh, K. T., and Rajamani, R. K., "Mathematical Model of the Hydrocyclone Based on Physics of Fluid Flow," AICHE Journal, Vol. 37, No. 5, pp. 735-746, 1991.
- 4- Hoekstra, A. J., Derksen, J. J., and Van den Akker, H. E. A., "An Experimental and Numerical Study of Turbulent Swirling Flow in Gas Cyclones," Chemical Engineering Science, Vol. 54, pp. 2055-2065, 1999.
- 5- Dotson, K. W., Baker, R. L., and Bywater, R. J., "Systems Analysis of Launch Vehicle Aeroelastic Coupling," 4th International Symposium on Fluid Structure Interactions, Aeroelasticity, Flow Induced Vibration and Noise American Society of Mechanical Engineers, Aerospace Division, pp. 53-3, 1997.
- ۶- امیر فرهاد نجفی، "بررسی جریان چرخشی داخلی متلاطم، جریان تک فاز و دوفاز"، پایان نامه دکتر، دانشگاه صنعتی شریف، آبان ۱۳۸۲.
- 7- Gupta A. K., Lilley D. G., Syred N. "Swirl flows", Abacus Press, Tunbridge Wells, 1985.
- 8- Vyas A. B., Majdalani J., Chiaverini M. J., "Vortex thrust chamber testing and analysis for O₂-H₂ propulsion applications", AIAA Paper, 2003-4473, 2003.
- ۹- جهانگیریان، سعید و ابراهام، مهدی، "بررسی تحلیلی و تجربی تاثیر جریان گردابه ای بر انتقال حرارت به دیواره های محفظه احتراق"، پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف، بهمن ۱۳۸۲.
- ۱۰- فروردین احسان، "مدلسازی انتقال حرارت برای موتور گردابه‌ای با استفاده از ساختار شعله"، پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف، آذر ۱۳۸۴.
- ۱۱- کارگر مهدی، "بررسی تجربی آزاد سازی انرژی و تشعشع حرارتی در موتور گردابه ای"، پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف، دی ۱۳۸۵.
- 12- Vyas A. B., Majdalani J., Chiaverini M. J., "The Bidirectional Vortex. Part 1: An Exact Inviscid Solution", AIAA Paper 2003-5052, 2003.
- 13- Syred N., Beer J. M., "Combustion in Swirling Flows: A Review", Combustion and Flame, 23, 143-201, 1974.
- 14- An Hui-Ying wu, Hui-Er Cheng, Ren-Jun Shuai, Qiang-Tai Zhou "An Analytical Model for Decaying Swirl Flow and Heat Transfer Inside a Tube", ASME- Journal of Heat Transfer, 122, 204-208, 2000.
- 15- Vyas A. B., Majdalani J., Chiaverini M. J., "The Bidirectional Vortex. Part 2: Viscous core corrections", AIAA Paper, 2003-5053, 2003.
- 16- Vyas A. B., Majdalani J., Chiaverini M. J., "Simulation of the cold-wall swirl driven combustion chamber", AIAA Paper, 2003-5055, 2003.
- 17- Vyas, A. B., Majdalani, J., and Chiaverini, M. J., "The Bidirectional Vortex. Part 3: Multiple Solutions," AIAA Paper 2003-5054, July 2003.
- ۱۸- آقاکاشی وحید، "شبیه سازی جریان چرخشی دو جهته در محفظه احتراق موتور توربین گاز"، دومین کنفرانس سوخت و احتراق ایران، دانشگاه آزاد اسلامی مشهد، اسفند ۱۳۸۶.