

مطالعه تجربی و عددی تاثیر فشار گاز طبیعی بر بازده حرارتی مشعل اجاق گاز

سبحان امامی کوپاتی^{۱*}، علیرضا شیرنشان^۲، سید احسان میراحمدی^۳، سید حمیدرضا میراحمدی^۴

۱- استادیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد نجف آباد، دانشگاه آزاد اسلامی، نجف آباد، ایران. sobhan@pmc.iaun.ac.ir
۲- استادیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد نجف آباد، دانشگاه آزاد اسلامی، نجف آباد، ایران. arshirneshan@yahoo.com

۳- کارشناس، گروه صنعتی هومکو، شهرک صنعتی بزرگ اصفهان، اصفهان، ایران. eng@homeco.ir

۴- کارشناس، گروه صنعتی هومکو، شهرک صنعتی بزرگ اصفهان، اصفهان، ایران. eng@homeco.ir

* نویسنده مخاطب

چکیده

متخلخل، خواص انتقال حرارتی لایه، ضخامت ناحیه پیش گرم و غیره بر روی بازده حرارتی مشعل و انتشار CO موثر بوده است. در سالیان اخیر مطالعات تجربی و عددی بسیاری در زمینه عوامل مختلف تاثیر گذار بر بازده حرارتی و انتشار آلاینده‌های حاصل از مشعل‌های اجاق گاز خانگی با سوخت گاز طبیعی و LPG صورت گرفته است [۷-۹]. یکی از اهداف این مطالعات بررسی توانایی مدل‌های عددی در پیش‌بینی بازده و توان حرارتی این نوع مشعل‌ها است. بوگوارپو و همکاران [۷] با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی، جریان، احتراق و انتقال حرارت را در یک اجاق گاز خانگی با سوخت‌های گاز طبیعی و LPG به صورت سه بعدی و پایا شبیه‌سازی کردند. به علت تقارن مشعل در این کار بخشی از مشعل شبیه‌سازی شده است. از آنجایی که مقایسه مستقیمی بین نتایج عددی و تجربی در این کار صورت نگرفته دقت شبیه‌سازی عددی صورت گرفته معلوم نیست. البته کانتورهای دمای محاسباتی رسم شده میزان دمای محصولات احتراق را بیش از حد تخمین زده‌اند. در این مطالعه با استفاده از ورقه‌های دایروی نصب شده در مسیر جریان محصولات احتراق، بازده مشعل در حد چند درصد افزایش یافته است.

ویچنگارم و همکاران [۸ و ۹] به بررسی عددی جریان احتراقی و انتقال حرارت در مشعل‌های LPG سوز اجاق گاز خانگی پرداختند. آن‌ها با ارائه روش جدیدی در شبیه‌سازی عددی توانستند نتایج معتبری ارائه نمایند. بارده حرارتی و توزیع دمای به دست آمده از این شبیه‌سازی عددی در مقایسه با نتایج تجربی دقت لازم را نشان داده است. آن‌ها همچنین با تغییر در هندسه سر مشعل توانستند بازده حرارتی مشعل را تا حدود ۹ درصد افزایش دهند. در این مقاله تاثیر فشار LPG بر بازده حرارتی و توان مشعل در بازه ۰٫۲ تا ۱ bar مورد بررسی قرار گرفت.

روجاس و همکاران [۱۰] به بررسی تجربی اثر فشار گاز بر بازده احتراقی و انتشار آلاینده‌های CO و NOx حاصل از اجاق گاز صنعتی پرداختند. برای این مطالعات بازه فشاری ۲۳ تا ۳۴ میلی‌بار انتخاب شده است. مطابق نتایج حاصله، با افزایش فشار بازده مشعل کاهش یافته است. در مقایسه بین سوخت‌های LPG و گاز طبیعی در فشارهای مورد بررسی بازده حرارتی LPG و همچنین توان حرارتی گاز طبیعی بیشتر بوده است. میزان انتشار NOx مطابق نتایج مستقل از فشار بوده است؛ اما انتشار آلاینده CO وابسته به فشار بوده و با افزایش فشار افزایش می‌یابد.

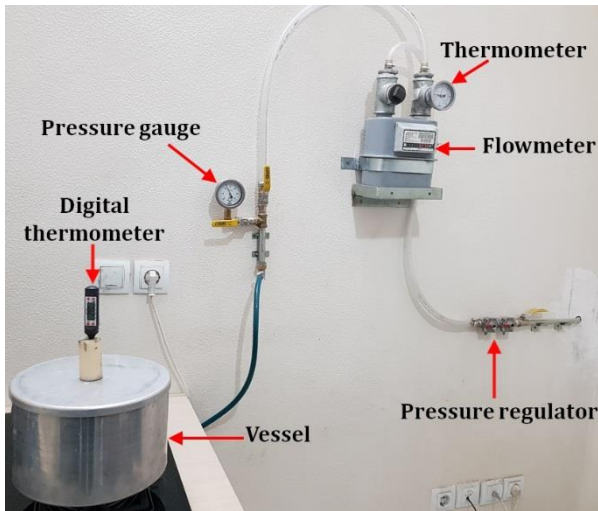
همان‌طور که مرور منابع مختلف نشان می‌دهد، استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی در تحلیل جریان و انتقال حرارت در مشعل‌های اجاق گاز خانگی موضوعی نوپا است. یکی از عوامل مهم این موضوع پیچیدگی هندسی بسیار زیاد سر مشعل بوده که تولید شبکه مناسب را دشوار می‌نماید. به هر حال فهم بهتر جریان و انتقال حرارت و تاثیر آن بر شکل شعله و در نتیجه اثر آن بر بازده حرارتی و میزان انتشار آلاینده‌ها در صورت دست‌یابی به یک مدل عددی معتبر آسان‌تر می‌نماید. در این راستا مقاله حاضر سعی در ارائه یک شبیه‌سازی عددی معتبر از جریان احتراقی حاصل

میدان جریان احتراقی در مشعل‌های اجاق گاز خانگی نقش اساسی در ساختار و شکل شعله، ناحیه‌ی دما بالا، ناحیه احتراق شدید و در نتیجه بازده حرارتی و میزان انتشار آلاینده‌ها بازی می‌کند. به طور مسلم، دست‌یابی به یک مدل عددی معتبر فهم این جریان پیچیده و عوامل موثر بر آن را آسان‌تر می‌نماید. در این راستا مقاله حاضر سعی در ارائه یک شبیه‌سازی عددی معتبر از جریان احتراقی حاصل از یک مشعل اجاق گاز خانگی پربازده با سوخت گاز طبیعی دارد. به این منظور مشعل مورد بررسی در ابتدا در بازه فشار ۱۲ تا ۲۴ میلی‌بار مورد بررسی تجربی قرار گرفته و بازده حرارتی آن در فشارهای مختلف محاسبه شده است. سپس اعتبار نتایج به دست آمده از شبیه‌سازی عددی در مقایسه با نتایج عددی سنجیده شده که اعتبار خوب مدل سازی عددی حاضر را نشان می‌دهد. مطابق نتایج به دست آمده اگرچه افزایش فشار توان حرارتی مشعل را افزایش داده، اما باعث کاهش بازده حرارتی آن می‌شود. با کاهش فشار گاز طبیعی دمای شعله افزایش یافته و قله‌های دمایی به یکدیگر نزدیک می‌شوند. در حقیقت تمرکز شعله با کاهش فشار افزایش یافته و در نتیجه بازده حرارتی افزایش می‌یابد. همچنین کاهش فشار انتشار گاز مونوکسید کربن را افزایش داده است.

کلمات کلیدی: بازده حرارتی، توان حرارتی، مشعل‌های پربازده، گاز طبیعی

مقدمه

مطابق آمار جهانی حدود ۶ تا ۸ درصد کل انرژی مصرفی در بخش خانگی، در بخش پخت و پز مصرف می‌شود. البته پخت و پز تنها در خانه صورت نمی‌گیرد و مکان‌های مختلف تفریحی، اداری، نظامی، آموزشی و ... را نیز شامل می‌شود. از این رو بحث مربوط به افزایش بازده‌ای وسایل مورد استفاده در بخش پخت و پز از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. در کنار بحث کاهش مصرف انرژی، کاهش تولید آلاینده‌های احتراق نیز اهمیت بسزائی دارد. از آنجایی که اغلب آشپزخانه‌ها در محیط‌های در بسته قرار دارند تولید گازهای آلاینده به خصوص مونوکسید کربن (CO) و اثرات آن بر سلامت ساکنین نگرانی‌های جدی را به همراه دارد. طبق گزارش سازمان بهداشت جهانی، در سال ۲۰۱۲، ۴٫۳ میلیون مرگ خاموش در اثر آلودگی هوای داخل محیط سکونت ثبت شده است. از این رو تلاش برای دستیابی به مشعل‌های خانگی با بازده حرارتی بیشتر و تولید آلاینده‌های کمتر موضوع مورد مطالعه و تحقیق در سراسر جهان است [۱]. امروزه هدف اصلی طراحان مشعل‌های خانگی تضمین و دست‌یابی به (۱) نسبت سوخت به هوای صحیح، (۲) جرقه زنی کنترل شده و قابل اطمینان، (۳) شکل شعله صحیح با ساختار پایدار و (۴) کاربرد ایمن است [۲]. به منظور افزایش بازده مشعل اجاق گاز خانگی، محققان مختلفی بر روی حلقه‌های بیرونی و داخلی مشعل و تعداد و زوایای سوراخ‌های خروجی گاز مطالعه کردند [۳]. حلقه‌های مشعل کنترل کننده ساختار و شکل شعله، ناحیه‌ی دما بالا، ناحیه احتراق شدید، افت حرارت و دیگر ویژگی‌های مثبت جریان است. در کنار مطالعاتی که بر روی شکل مشعل صورت گرفته مطالعاتی نیز بر روی امکان بهره برداری از مشعل‌های متخلخل تابشی انجام گرفته است [۴-۶]. مطابق این تحقیقات ضخامت لایه



شکل ۲: ست‌آپ تجربی مورد استفاده برای آزمایش بازده حرارتی مشعل اجاق گاز

برای محاسبه بازده حرارتی مشعل اجاق گاز، مطابق دستور العمل استاندارد [۱۱] حرارت‌دهی به آب موجود در ظرف برای حصول به افزایش دمای $^{\circ}\text{C}$ 70 ادامه می‌یابد. این افزایش دما توسط یک داماسنج دیجیتال با دقت ± 1 که قادر به اندازه‌گیری دامنه وسیعی از دماها، از -50 تا 300°C است، اندازه‌گیری می‌شود. در این مدت حجم مصرفی گاز توسط کنتور گازی که قابلیت اندازه‌گیری دبی حجمی در بازه $4 - 0.25 \text{ m}^3/\text{hr}$ را با دقت $\pm 2\%$ دارا است، محاسبه می‌شود. برای به‌دست آوردن بازده حرارتی در آزمایش‌های تجربی از روابط زیر استفاده می‌شود:

$$\eta_{\text{th}} = m_c C_{p,w} \frac{(T_2 - T_1)}{V_c \times \text{LHV}} \quad (1)$$

در این رابطه، η_{th} بازده حرارتی، m_c جرم معادل ظرف پرشده از آب، $C_{p,w}$ ظرفیت گرمایی آب، T_2 دمای آب در لحظه خاموشی مشعل (دمای اولیه آب)، T_1 دمای ثانویه آب (بعد از خاموشی مجدد مشعل)، V_c حجم گاز خشک مصرف شده بر حسب متر مکعب و LHV چگالی انرژی سوخت (ارزش حرارتی بر مبنای حجم) می‌باشد. پارامتر $(T_2 - T_1)$ در تمامی آزمایش‌ها برابر 70°C و ظرفیت گرمایی آب برابر 4.18 kJ/kgK است.

جرم معادل m_c ، به‌صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$m_c = m_w + 0.213 m_{\text{al}} \quad (2)$$

به‌طوری‌که، m_w جرم آب درون ظرف و برابر 4.8 kg و m_{al} جرم ظرف آلومینیومی به همراه درپوش آن برابر 0.896 kg و ضریب 0.213 نسبت گرمای ویژه آلومینیوم به آب است.

V_c حجم گاز خشک مصرف شده در شرایط استاندارد، مطابق رابطه زیر از حجم اندازه‌گیری شده توسط کنتور به‌دست می‌آید:

$$V_c = V_{\text{mes}} \frac{(P_a + P - P_w)}{101.325} \times \frac{288.15}{273.15 + T_g} \quad (3)$$

به‌طوری‌که، V_{mes} حجم مصرفی قرائت شده از روی کنتور، P_a فشار محیط، P فشار تغذیه گاز و P_w فشار جزئی بخار همگی بر حسب kPa می‌باشد؛ همچنین T_g دمای گاز طبیعی بر حسب $^{\circ}\text{C}$ است.

روش تحقیق عددی

هدف اولیه کار حاضر محاسبه بازده حرارتی با استفاده از داده‌های CFD و دست‌یابی به یک حل معتبر عددی است. بازده حرارتی به تنهایی از داده‌های CFD قابل محاسبه نیست. از این رو برای ساده‌سازی مسئله، یک مدل سه بعدی پایا، با دمای سطح دیواره‌ی ظرف مشخص برای تحلیل پدیده انتقال حرارت استفاده شده است [۹]. به علت پیچیدگی هندسه مشعل، دامنه

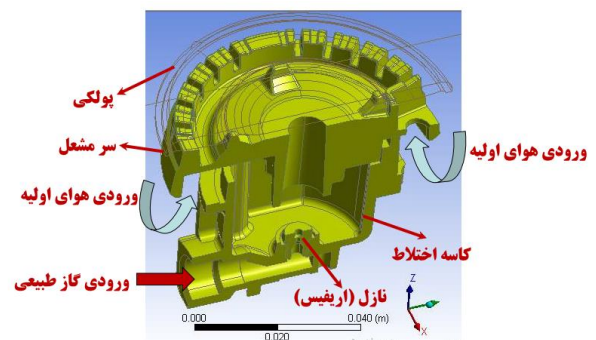
از یک مشعل اجاق گاز پربازده دارد. به این منظور مشعل مورد بررسی در ابتدا مورد آزمایش تجربی قرار گرفته و بازده حرارتی آن در فشارهای مختلف محاسبه شده و در ادامه با بازده محاسبه شده از شبیه‌سازی‌های عددی مقایسه خواهد شد. مشعل اجاق گاز خانگی حاضر ساخت کارخانه ساباف (Sabaf) بوده و جزء مشعل‌های پربازده این کارخانه به حساب می‌آید.

روش تحقیق و معرفی مشعل پربازده حاضر

تحقیق حاضر به‌صورت آزمایشگاهی و همچنین عددی صورت گرفته است که در ادامه ضمن معرفی مشعل مورد بررسی روش تحقیق آزمایشگاهی و عددی تشریح می‌گردد.

معرفی مشعل اجاق گاز حاضر

مشعل اجاق گاز مورد بررسی مطابق شکل (۱) دارای اجزایی شامل: نازل کالیبره شده (اریفیس) از نوع نازل ثابت، کاسه‌ی اختلاط یا مخلوط‌کننده، سر مشعل مجهز به شکاف‌هایی برای خروج مخلوط گاز و هوا و پولکی فلزی برای هدایت مخلوط از بین شکاف‌ها می‌باشد. این نوع مشعل از نوع مشعل‌هایی با هوای اولیه است که در آن قسمتی از هوای احتراق که "هوای اولیه" خوانده می‌شود توسط عبور جت-مانند جریان گاز از نازل و افت فشار ایجاد شده به داخل کشیده می‌شود و پیش از خروجی از مشعل با گاز مخلوط می‌شود. مابقی هوا که "هوای ثانویه" خوانده می‌شود پس از خروج گاز از سر مشعل با آن مخلوط می‌شود. سوخت در ورود به کاسه اختلاط از یک نازل کالیبره شده عبور می‌کند. افت فشار ایجاد شده در جریان گاز نیروی لازم برای مکش هوای اولیه به داخل کاسه اختلاط را فراهم می‌کند. هوای اولیه از فاصله بین سر مشعل و صفحه‌ی اجاق گاز به داخل کاسه‌ی اختلاط کشیده شده و با سوخت مخلوط می‌شود. این مخلوط وارد سر شعله شده و از فاصله بین پولکی فلزی و سر مشعل به سمت شکاف‌های تعبیه شده بر روی سر مشعل هدایت می‌شود.



شکل ۱: تصویر برش خورده از مشعل به همراه مسیرهای ورودی سوخت و هوای اولیه

روش تحقیق آزمایشگاهی

نتایج تجربی در کار حاضر مطابق دستورالعمل استاندارد [۱۱] اخذ شده‌اند. شکل ۲ تصویری از تجهیزات آزمایشگاهی مورد استفاده را نشان می‌دهد. برای بررسی تاثیر فشار گاز طبیعی بر بازده حرارتی مشعل، این آزمایش برای ۴ فشار گیج $12, 16, 20, 24 \text{ mbar}$ که با توجه به محدودیت فشار گاز شهری انتخاب شده‌اند، تکرار شده است.

۹۵٪ متان، ۲٪ دی اکسید کربن، ۱٪ منوکسید کربن و ۲٪ نیتروژن می باشد. همچنین اثرات شناوری و گرانشی در محاسبات لحاظ شده است. از آنجایی که دبی جرمی جریان مخلوط شده و دیگر پارامترهای مورد نیاز شبیه سازی جریان گرم وابسته به تعداد شبکه هستند، لازم است تا استقلال حل از شبکه محاسباتی بررسی گردد. جدول (۱) دبی جرمی سوخت، دبی جرمی هوای اولیه و نسبت هوا به سوخت را برای ۳ شبکه محاسباتی مختلف بررسی کرده است.

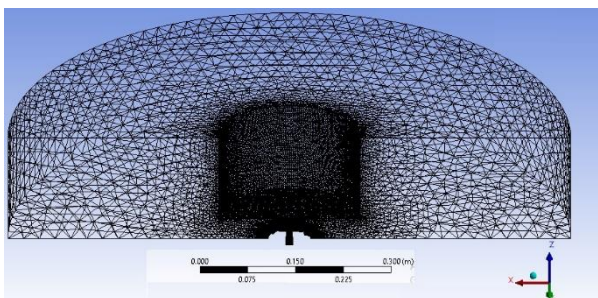
جدول ۱: بررسی استقلال حل از شبکه محاسباتی برای شبیه سازی جریان سرد

| تعداد المان | دبی هوای اولیه (kg/s) | دبی سوخت (kg/s) | نسبت هوا به سوخت |
|-------------|-----------------------|-----------------|------------------|
| 746993 | 1.3149 e-4 | 1.95406 e-5 | 6.73 |
| 1091721 | 1.3008 e-4 | 1.99015 e-5 | 6.54 |
| 1862700 | 1.3280 e-4 | 2.01101 e-5 | 6.60 |

با افزایش تعداد شبکه محاسباتی خطا کاهش یافته به طوری که با تغییر تعداد المان ها از ۱۰۹۱۷۲۱ تا ۱۸۶۲۷۰۰ تغییرات نسبت هوا به سوخت و دبی مخلوط در حدود یک درصد بوده است. از این رو مقادیر به دست آمده از شبکه محاسباتی سوم (تعداد المان ۱۸۶۲۷۰۰) به عنوان ورودی به شبیه سازی گرم انتقال یافته است. لازم به ذکر است که کلیه شبیه سازی های عددی حاضر با استفاده از نرم افزار آنسیس-فلوئنت ویرایش ۲۰۲۱ انجام گرفته است.

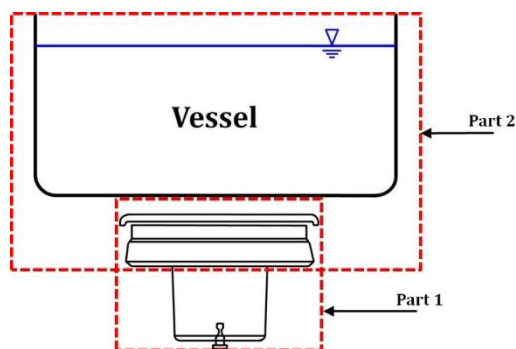
شبیه سازی جریان احتراقی

در قسمت دوم شبیه سازی عددی، مدل های احتراقی و انتقال حرارتی نیز فعال می شوند. مطابق شکل (۵) در این قسمت دامنه هندسی مسئله باز تعریف شده و دامنه محاسباتی از قسمت بالایی مشعل تا نواحی اطراف سطوح ظرف امتداد پیدا می کند. به منظور دستیابی به نتایج پر دقت، قطر دامنه محاسباتی تا چهار برابر قطر ظرف آب افزایش می یابد. دامنه محاسباتی توسط المان های سه وجهی بی سازمان شبکه بندی می شود. از مقاومت حرارتی دیواره ظرف به منظور کاهش پیچیدگی اندرکنش متقابل جامد-سیال صرف نظر می شود. از آنجایی که از میزان شار حرارتی کل وارده به سطح خارجی ظرف برای محاسبه بازده حرارتی استفاده می شود. لذا در قسمت دوم شبیه سازی علاوه بر انتقال حرارت جابه جایی بین محصولات احتراق و دیواره ظرف، انتقال حرارت تشعشعی صادر شده از شعله نیز لحاظ می شود. مدل احتراقی اتلاف گردابه (EDM) به همراه سینتیک دو مرحله ای برای متان، در کنار مدل آشفتگی k-ε RNG و مدل تشعشعی محورهای گسسته (DO) به منظور پیش بینی دقیق دمای محصولات به کار برده شده است.



شکل ۵: شبکه محاسباتی تولید شده برای شبیه سازی جریان احتراقی

محاسباتی مطابق شکل زیر به دو قسمت تقسیم شده است. قسمت اول مدلی برای شبیه سازی پدیده اختلاط بین گاز طبیعی و هوا در غیاب احتراق (شبیه سازی جریان سرد یا وضعیت سرد) و قسمت دوم مدلی برای شبیه سازی جریان احتراقی و محاسبه شار حرارتی وارد بر ظرف آب است.

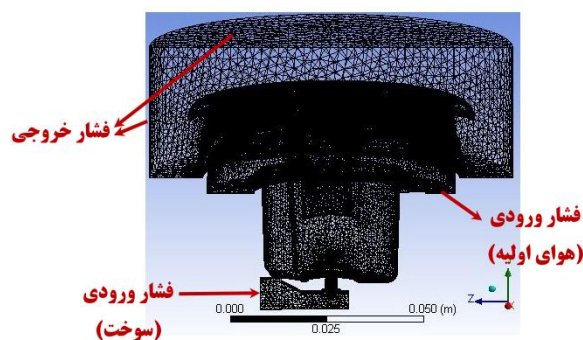


شکل ۳: دامنه محاسباتی در دو وضعیت جریان سرد و گرم

هدف از شبیه سازی جریان سرد، محاسبه دبی جرمی سوخت، دبی جرمی هوای اولیه ورودی و تعیین میزان هوا دهی اولیه (نسبت بین حجم هوای اولیه و حجم هوای نظری) می باشد.

شبیه سازی جریان سرد

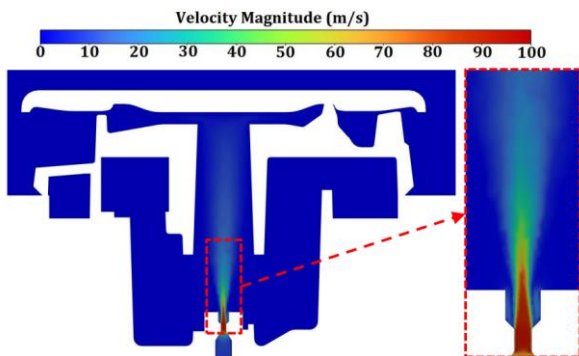
در این قسمت مدلی با اندازه واقعی مشعل در نظر گرفته شده و به علت پیچیدگی هندسی زیاد سر مشعل توسط شبکه مثلثی (شبکه بی سازمان) گسسته شده است. برای دیواره های سر مشعل، کاسه اختلاط و نازل از شرط مرزی بدون لغزش و بی دررو استفاده شده است. برای ورودی های سوخت و هوا شرط فشار و دمای ورودی با توجه به شرایط آزمایشگاهی تنظیم شده است. مطابق شکل (۴) در مرزهای بیرونی میدان شرط مرزی فشار خروجی اعمال شده است. همان طور که مشاهده می شود با توجه به تقارن هندسه و جریان و به منظور کاهش هزینه محاسباتی نیمی از میدان حل شبکه بندی شده و از شرط مرزی تقارن برای نیمه دیگر استفاده شده است.



شکل ۴: شبکه محاسباتی تولید شده برای شبیه سازی جریان سرد به همراه شرایط مرزی اعمالی

به منظور مدل سازی آشفتگی جریان از مدل k-ε RNG بهره برده شده و برای شبیه سازی دقیق اختلاط گاز و هوا معادلات انتقال گونه ها حل شده اند. در این شبیه سازی اختلاط گاز طبیعی بر سرعت عبوری از نازل و هوای کم سرعت ورودی از محیط در کاسه ی اختلاط اتفاق می افتد. از آنجایی که مدل اغتشاشی k-ε RNG از دقت لازم در پیش بینی صحیح اختلاط جریان های پر سرعت در دامنه وسیعی از رینولدزها برخوردار است [۹] در این تحقیق از این مدل استفاده شده است. ترکیب گاز طبیعی بر مبنای حجمی شامل

قابل توجهی را به همراه داشته که سبب مکش هوای اولیه از محیط بیرون به داخل کاسه‌ی اختلاط می‌شود.



شکل ۷: میدان سرعت به هنگام عبور گاز از نازل و تخلیه آن در کاسه‌ی اختلاط

این شبیه‌سازی برای فشارهای دیگر نیز انجام شده و نتایج آن در جداول (۲) و (۳) خلاصه شده است. مطابق این جداول با افزایش فشار نسبت هوا به سوخت افزایش و کسر جرمی متان کاهش یافته است.

جدول ۲: بررسی تاثیر فشار گاز بر دبی مخلوط سوخت-هوا ورودی

| فشار گاز (mbar) | دبی هوای اولیه (kg/s) | دبی سوخت (kg/s) | نسبت هوا به سوخت |
|-----------------|-----------------------|-----------------|------------------|
| 12 | 9.77415 e-5 | 1.57549 e-5 | 6.204 |
| 16 | 1.1607 e-4 | 1.80710 e-5 | 6.423 |
| 20 | 1.3280 e-4 | 2.01101 e-5 | 6.604 |
| 24 | 1.4850 e-4 | 2.18840 e-5 | 6.786 |

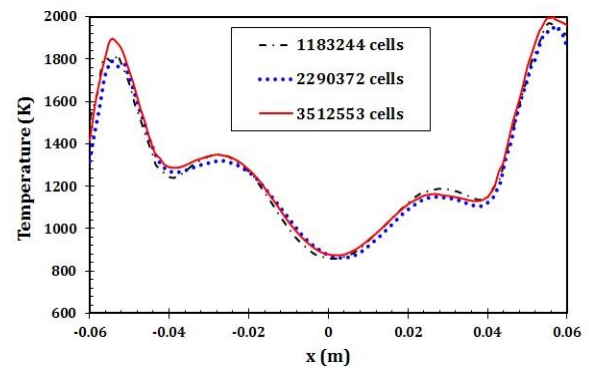
جدول ۳: بررسی تاثیر فشار گاز بر ترکیب شیمیایی مخلوط سوخت-هوا ورودی

| فشار گاز (mbar) | کسر جرمی CH ₄ | کسر جرمی O ₂ | کسر جرمی CO ₂ | کسر جرمی CO |
|-----------------|--------------------------|-------------------------|--------------------------|-------------|
| 12 | 0.12477 | 0.20096 | 0.00721 | 0.00229 |
| 16 | 0.12106 | 0.20187 | 0.0070 | 0.00222 |
| 20 | 0.11816 | 0.20259 | 0.00682 | 0.00217 |
| 24 | 0.1154 | 0.20332 | 0.00667 | 0.00212 |

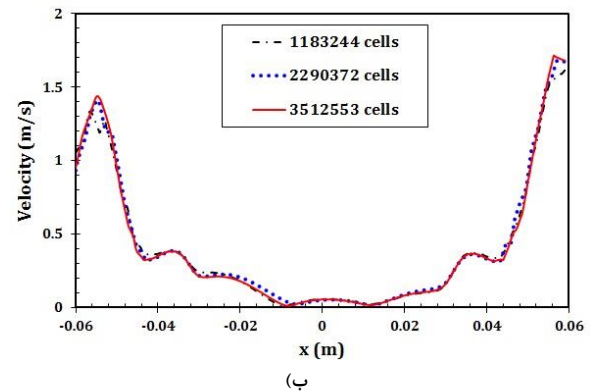
اعتبارسنجی

خروجی‌های به‌دست آمده از شبیه‌سازی‌های جریان سرد برای شبیه‌سازی جریان احتراقی استفاده شده و بازده حرارتی و توان مشعل برای چهار فشار مورد نظر به‌دست آمده است. بازده حرارتی به دست آمده از مطالعات تجربی و عددی حاضر در شکل (۸) مورد مقایسه قرار گرفته است. همان‌طور که مشاهده می‌شود نتایج عددی برای تمامی فشارها از دقت نسبتاً قابل قبولی برخوردار است. لازم به ذکر است که به‌منظور بررسی تکرار پذیری نتایج تجربی، تمامی آزمایش‌ها ۳ بار تکرار شده و انحراف استاندارد نتایج از مقدار میانگین به‌صورت محدوده‌ی خطا بر روی شکل ارائه شده است. در حین آزمایش‌های تجربی مشخص شد که تغییرات دمای گاز طبیعی اثر قابل توجهی بر بازده حرارتی دارد. از آن جایی که کنترل دمای گاز طبیعی خارج از توان تجهیزات موجود بود، این موضوع نیز در محدوده‌ی خطا خود را نشان می‌دهد.

به‌منظور بررسی استقلال حل از شبکه محاسباتی در حل جریان احتراقی، سه شبکه با تعداد ۱۱۸۳۲۴۴، ۲۲۹۰۳۷۲ و ۳۵۱۲۵۵۳ سلول مورد بررسی قرار گرفته و نتایج به‌دست آمده با یکدیگر مقایسه شد. شکل (۶) توزیع دما و سرعت جریان در موقعیت انتخاب شده در بالای پولکی ($y = -0.02$ m, $z = 0.014$ m) را نشان می‌دهد. مطابق این شکل، ریز شدن بیشتر شبکه تأثیری بر نتایج به‌دست آمده نخواهد داشت. با توجه به این موضوع و لزوم دقت کافی در شبیه‌سازی جریان‌های احتراقی کلیه مطالعات آتی با شبکه ۳۵۱۲۵۵۳ سلولی انجام شده است.



(الف)



(ب)

شکل ۶: بررسی استقلال حل از شبکه محاسباتی، الف) توزیع دما در موقعیت انتخاب شده در بالای پولکی، ب) توزیع سرعت در همان موقعیت.

برای محاسبه بازده حرارتی، η_{th} ، در شبیه‌سازی‌های عددی، از رابطه زیر استفاده می‌شود:

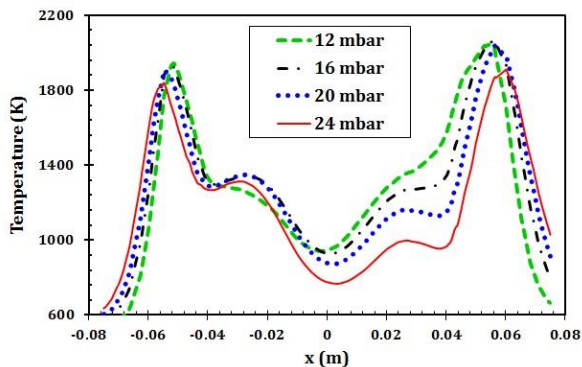
$$\eta_{th} = \frac{Q}{\dot{m}_f \times LHV} \quad (4)$$

در این رابطه، Q توان حرارتی کل وارد بر دیواره ظرف، \dot{m}_f دبی جرمی سوخت و LHV ارزش حرارتی پائین سوخت است.

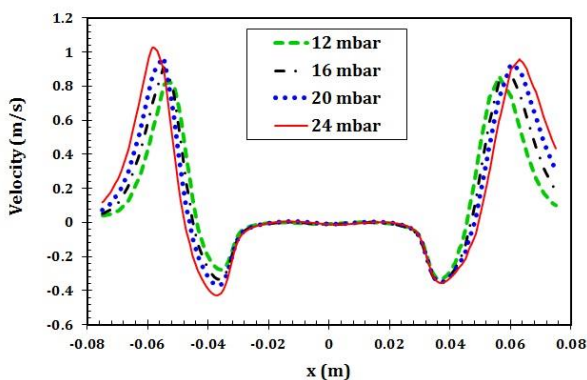
بحث بر روی نتایج

همان‌طور که اشاره شد شبیه‌سازی عددی حاضر در دو بخش جریان سرد و گرم انجام شده است. در شبیه‌سازی جریان سرد، هدف بررسی اختلاط سوخت و هوای اولیه و به‌دست آوردن دبی مخلوط سوخت و هوا و ترکیب شیمیایی این مخلوط به عنوان شرط مرزی ورودی در بخش شبیه‌سازی گرم است. شکل (۷) کانتور سرعت جریان خروجی از نازل مشعل و ورودی به کاسه اختلاط را برای فشار گاز ۲۰ mbar نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود به هنگام عبور جریان از گلوگاه نازل سرعت جریان تا حدود ۱۰۰ m/s افزایش یافته است. این افزایش شدید سرعت کاهش فشار

می شوند. به عبارت دیگر تمرکز شعله با کاهش فشار افزایش یافته است. مطابق این نتایج افزایش بیشینه‌ی دما و تمرکز شعله دلیل اصلی افزایش بازده در فشارهای پائین تر است. مطابق شکل (۱۱) موقعیت قله‌های سرعت جریان نیز تقریباً منطبق بر قله‌های دمایی است. با افزایش فشار گاز و متعاقب آن دبی مخلوط سوخت و هوای ورودی بیشینه‌های سرعت نیز افزایش یافته‌اند. در بالای پولکی، جریان ساکن بوده و مولفه عمودی سرعت تقریباً صفر است. از این قسمت، با نزدیک شدن به جبهه شعله مولفه سرعت منفی شده است. این به معنای بازگشت جریان به سمت شعله است. در حقیقت جریان موجود در بین پولکی، ظرف آب و جبهه شعله ناحیه‌ی بازچرخشی را ایجاد کرده‌اند که سبب حرکت محصولات احتراق به سمت شعله می‌شود.



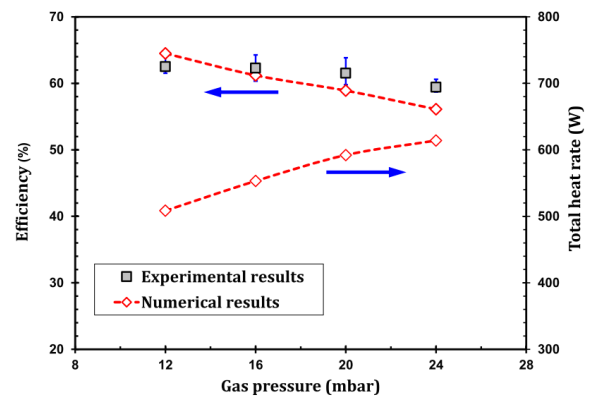
شکل ۱۰: مقایسه دمای جریان، برای فشارهای مختلف گاز طبیعی



شکل ۱۱: مقایسه مولفه سرعت جریان در راستای z، برای فشارهای مختلف گاز طبیعی

بررسی تاثیر فشار گاز بر انتشار مونوکسید کربن

به منظور بررسی تاثیر فشار گاز بر میزان انتشار CO، در شکل ۱۲ کسر مولی این گونه در بالای پولکی مشعل در موقعیت (y = -0.015 m, z = 0.014 m) برای هر چهار فشار گاز ترسیم شده است. همان‌طور که مشخص است با کاهش فشار و افزایش بیشینه‌ی دما در شعله، میزان تجزیه شیمیایی دی اکسید کربن و غلظت CO نیز افزایش یافته است. بیشینه انتشار CO در جبهه شعله با افزایش فشار از ۱۲ mbar تا ۲۴ mbar در حدود ۲۰۰۰ ppm کاهش یافته است.

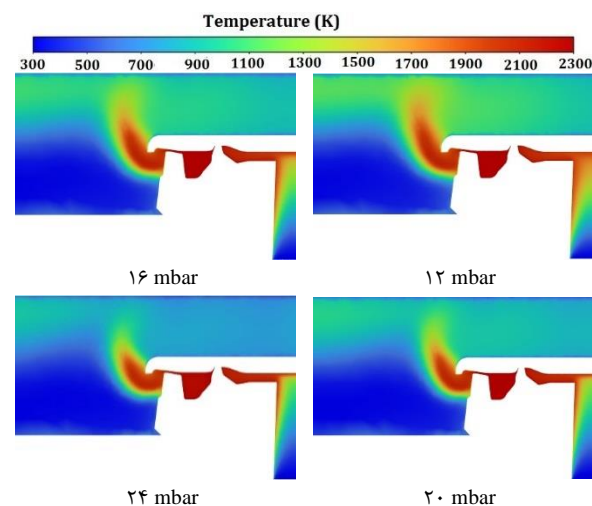


شکل ۸: مقایسه نتایج عددی و تجربی برای بازده حرارتی بر حسب فشار گاز ورودی

در شکل (۸) علاوه بر بازده حرارتی، نرخ حرارت منتقل شده به ظرف نیز ارائه شده است. مطابق شکل با کاهش فشار گاز طبیعی در حالی که شار حرارتی منتقل شده به ظرف آب کاهش یافته اما بازده حرارتی مشعل افزایش یافته است. این نتیجه با یافته‌های مطالعات قبلی [۹] که با استفاده از گاز LPG انجام گرفته سازگار است.

بررسی تاثیر فشار گاز بر توزیع دمایی محصولات احتراق

به‌منظور فهم بهتر میدان جریان احتراقی، در شکل (۹) کانتورهای دما برای شبیه‌سازی با فشارهای مختلف بر روی صفحه‌ی تقارن ترسیم شده است. به علت اثرات شناوری ناشی از افزایش دمایی محصولات احتراق، شعله‌ی شکل گرفته بر روی سر مشعل به سمت ظرف آب (مرز بالایی) متمایل شده است. مطابق شکل با کاهش فشار طول شعله کشیده‌تر شده و به ظرف آب نزدیک‌تر می‌شود. با افزایش فشار ضمن کوتاه‌تر شدن طول شعله، زاویه آن نسبت به خط عمود (محور Z) بیشتر شده و شعله بازتر می‌شود.

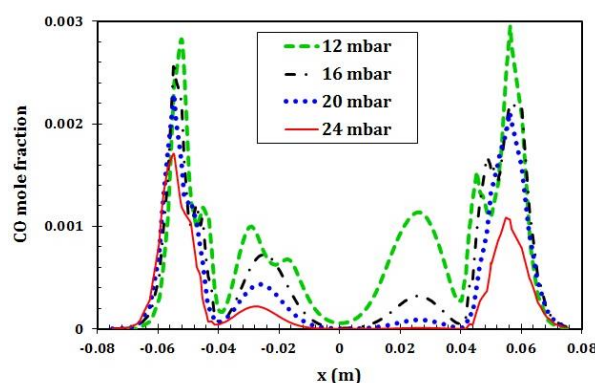


شکل ۹: کانتور دما برای شبیه‌سازی جریان احتراقی در فشارهای مختلف

در شکل‌های (۱۰) و (۱۱) به ترتیب توزیع طولی دما و مولفه سرعت جریان در راستای z، در بالای پولکی مشعل در موقعیت (y = -0.015 m, z = 0.014 m) برای هر چهار فشار گاز ترسیم شده است. همان‌طور که در شکل (۱۰) مشاهده می‌شود نمودارهای دما دارای دو قله هستند که بیانگر جبهه شعله خروجی از سر مشعل است. این شکل نشان می‌دهد که با کاهش فشار بیشینه‌ی دما افزایش یافته و در قله‌های دما به یکدیگر نزدیک

- 8- Wichangarm M., Matthujak, A., Sriveerakul, T., Sucharitpwatskul, S., Phongthanapanich, S., 2018, "Simulation Study of LPG Cooking Burner", *International Journal of Engineering & Technology*, 7, 142-144.
- 9- Wichangarm M., Matthujak, A., Sriveerakul, T., Sucharitpwatskul, S., Phongthanapanich, S., 2020, "Investigation on thermal efficiency of LPG cooking burner using computational fluid dynamics", *Energy*, 203, 117849.
- 10- Rojas, F. J., Jimenez, F., Soto, J., 2021, "Design and experimental analysis of an improved burner with natural gas", *Energy Efficiency*, 14, 43, 1-13.

۱۱- استاندارد ملی ایران شماره ۱۴۶۲۸، وسایل پخت و پز گازسوز خانگی- تعیین معیار مصرف انرژی و دستورالعمل برچسب انرژی، ویرایش اول، سال ۱۳۹۱.



شکل ۱۲: مقایسه میزان انتشار CO، برای فشارهای مختلف گاز طبیعی

نتیجه گیری

در مقاله حاضر به بررسی تاثیر فشار بر بازده حرارتی مشعل اجاق گاز پربازده با سوخت گاز طبیعی پرداخته شد. به منظور ارائه شبیه سازی‌های عددی معتبر بازده مشعل به صورت تجربی نیز مورد بررسی قرار گرفت. مطابق نتایج ارائه شده، شبیه سازی‌های عددی حاضر برای تمامی فشارها از دقت نسبتاً قابل قبولی در پیش‌بینی بازده حرارتی مشعل اجاق گاز برخوردار بوده است. مطابق نتایج با افزایش فشار گاز طبیعی بازده حرارتی مشعل کاهش اما توان حرارتی آن افزایش می‌یابد. کاهش فشار باعث کشیدگی و تمرکز بیشتر شعله و افزایش فشار باعث کوتاه‌شدگی و باز شدگی شعله می‌شود. در این مقاله تاثیر فشار بر میزان انتشار CO نیز مورد بررسی قرار گرفت. مشاهده شد که بیشینه انتشار CO در جبهه شعله با افزایش فشار از ۱۲ mbar تا ۲۴ mbar در حدود ۲۰۰۰ ppm کاهش یافته است.

مراجع

- 1-Singh A., Yadav V. K., Maddheshiya M. K., Sharma S., Jha M., Singh P., 2022, Experimental and computational analysis of household cook stoves: A review, In *Recent Trends in Thermal Engineering. Lecture Notes in Mechanical Engineering*, edited by L.M. Das, A. Sharma, F. Y. Hagos, S. Tiwari; Springer, Singapore, 89-101.
- 2- Ko, Y. C., Lin, T. H., 2003, "Emissions and efficiency of a domestic gas stove burning natural gases with various compositions", *Energy Conversion and Management*, 44, 3001-3014.
- 3- Aroonjarattham, P., 2016, "The parametric studied of high pressure gas burner affect thermal efficiency", *Engineering Journal*, 20 (33), 86.
- 4- Pantangi V. K., Mishra S. C., Muthukumar P., Reddy R., 2011, "Studies on porous radiant burners for LPG (liquefied petroleum gas) cooking applications", *Energy*, 36, 6074-6080.
- 5- Mishra N. K., Mishra S. C., Muthukumar P., 2015, "Performance characterization of a medium-scale liquefied petroleum gas cooking stove with a two-layer porous radiant burner", *Applied Thermal Engineering*, 89, 44-50.
- 6- Panigrahy S., Mishra N. K., Mishra S. C., Muthukumar P., 2016, "Numerical and experimental analyses of LPG (liquefied petroleum gas) combustion in a domestic cooking stove with a porous radiant burner", *Energy*, 95, 404-414.
- 7- Boggavarapu P., Ray B., Ravikrishna R.V., 2014, "Thermal Efficiency of LPG and PNG-fired burners: Experimental and numerical studies", *Fuel*, 116, 709-715.