



تحلیل تجربی انتقال حرارت در مشعل متخلخل خانگی

حسین سلطانیان^۱، محمد ضابطیان^۲، مهدی معرفت^۳*

۱- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، soltanian.h@gmail.com

۲- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، zabetian@modares.ac.ir

۳- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، maerefat@modares.ac.ir

* نویسنده مخاطب

(تاریخ دریافت: ۱۴۰۰/۱۲/۰۱، دریافت آخرین اصلاحات: ۱۴۰۱/۰۱/۲۸، پذیرش: ۱۴۰۱/۰۲/۱۰)

چکیده: در تحقیق حاضر یک مشعل متخلخل خانگی با سوخت گاز طبیعی جهت برآورد انتقال حرارت و سطح آلاینده‌های آن مورد بررسی آزمایشگاهی قرار گرفته است. مطابق استاندارد ملی، یک ظرف استاندارد حاوی آب جهت انجام آزمون‌های بازده حرارتی، انتقال حرارت و آلاینده‌ها مورد استفاده قرار گرفته است. محیط متخلخل مورد استفاده از جنس سیلیکون کارباید بوده و بر روی بستر آزمونی که به همین منظور طراحی و ساخته شده، نصب شده است. ظرف حاوی آب در طی یک فرایند گرمایشی و در محدوده‌ی کاری از نرخ آتش مشعل، بیشترین بازده حرارتی خود را با مقدار ۲۹٪ و برای فاصله‌ی منتخب $D=1.5$ cm بین سطح مشعل و کف ظرف به دست آورده است. این بازده، با کمترین میزان انتشار آلاینده‌های NO_x و CO که به ترتیب 2.2ppm و 4ppm است، نیز همراه است. همچنین انتقال حرارت همرفتی کف ظرف و دیواره‌ی آن به ترتیب ۵۸٪ و ۲۸٪ به همراه تابش از سطح و تابش شعله که به ترتیب ۲٪ و ۱۲٪ کلی انتقال حرارت را به خود اختصاص می‌دهند. در آزمایش دیگر با ثابت بودن توان حرارتی مشعل، نسبت هم‌ارزی مشعل مورد بررسی قرار گرفته و بیشترین بازده حرارتی، متناظر با $\phi=0.998$ و برابر با ۲۳٫۹٪ به دست آمده است. به دست آوردن محدوده‌ی مناسب عملکردی مشعل متخلخل خانگی از سه جنبه‌ی نسبت هم‌ارزی، نرخ آتش (توان) و میزان تولید آلاینده در کنار تحلیل انتقال حرارت از منظر جابجایی و تشعشع سهم اصلی این تحقیق است.

کلید واژگان: گاز طبیعی، مشعل متخلخل، بازده حرارتی، انتقال حرارت همرفت، تابش

مقدمه

مزایای بسیار مشعل متخلخل در مقایسه با نوع معمولی آن ذکر شده است و بدین ترتیب انتظار می‌رود بخش عظیمی از صنعت احتراقی با بازده حرارتی بالا و پاک را به خود تخصیص دهد. از مزایای این نوع از احتراق می‌توان به محدوده‌ی بالای ظرفیت، سرعت زیاد سوختن سوخت، تولید کمتر آلاینده‌های منواکسید کربن و اکسیدهای نیتروژن، احتراق ایمن، اشغال کمتر فضا در ظرفیت یکسان نام برد. مشخصه‌ی اصلی این نوع محیط، محیط جامد پر از حفره است که احتراق آن را از احتراقی با شعله‌ی آزاد جدا می‌کند. سطح تماس زیاد این جامد انتقال حرارت بهتری را در فاز گاز ایجاد می‌کند که به نوبه‌ی خود دما را به شکل یکنواخت‌تری در سطح مشعل توزیع کرده و محدوده‌ی پایداری را افزایش و انتشار آلاینده‌های ذکر شده را کاهش می‌دهد. سوت [۱] از اولین محققانی بود که در مورد احتراق متخلخل مطالعه کرد. او بر پایداری شعله و انتشار در یک مشعل متخلخل شنی تمرکز کرد و یک مدل نیمه تحلیلی برای سرعت شعله و اثر پیش گرمایش طبیعی مواد جامد پیشنهاد کرد. چافین و همکاران [۲] در مرحله اول اندازه‌گیری آلودگی‌ها نشان دادند که NO_x در یک محیط متخلخل سرامیکی به‌طور قابل توجهی در

نسبت هم ارزی بین ۰/۰۶ و ۰/۹۵ کاهش می‌یابد. هاول و همکاران مروری بر احتراق سوخت‌های فسیلی در محیط‌های متخلخل انجام داده‌اند که در آن به برخی از ویژگی‌ها مانند رسانایی، بازده تابشی، ضریب همرفتی و برخی ویژگی‌های سیال یعنی سرعت و اغتشاش به همراه وابستگی‌های آنها اشاره شده است [۳]. تریمیس و دورست [۴] پایداری شعله را برای مخلوط گازی با انتشار زیاد در محیط متخلخل بررسی کردند. آنها دریافتند که برای مخلوط‌هایی با عدد لوئیس ۱ یا بالاتر، عدد پکلت باید ۶۵ در نظر گرفته شود. با این حال، برای عدد لوئیس کمتر از ۱، عدد پکلت کاهش می‌یابد. شکبیا و همکاران [۵] ساختار فوم سرامیکی و مواد تشکیل دهنده‌ی آن را بر روی عملکرد مشعل متخلخل سرامیکی با استفاده از دستگاه آزمایشی خود در ناحیه احتراق مشعل بررسی کردند. مشعل آن‌ها از چهار قسمت به نام‌های: پیش مخلوط، پیش گرم، احتراق و مبدل حرارتی تشکیل شده بود. آن‌ها فوم‌های سرامیکی مختلف با تخلخل‌های ویژه را برای ارزیابی تأثیر آن‌ها بر عملکرد مشعل بررسی کردند. نتایج نشان داد که بازده حرارتی در فوم‌های با تخلخل کمتر با افزایش هوای اضافی به‌طور محسوسی افزایش می‌یابد، در حالی که در تخلخل‌های بالاتر این تغییر، چندان شدید نیست. آنها همچنین دریافتند که میزان تولید آلاینده‌ی NO_x با افزایش تخلخل افزایش می‌یابد. دستاورد دیگر پژوهش آن‌ها، این بود که فوم اکسید آلومینیوم در مقایسه با فوم‌های سیلیکون کاربید NO_x کمتری منتشر می‌کند. الاطباء و همکاران [۶] بر روی یک مشعل متخلخل با سوخت زیست توده (متشکل از دو لایه اکسید آلومینیوم) مطالعه کردند. لایه‌ی زیرین مورد استفاده برای پیش گرمایش دارای تخلخل ۴۰ درصد و لایه‌ی احتراق بالایی دارای تخلخل ۶۰ درصد بود. نتایج نشان داد که مشعل متخلخل می‌تواند احتراق کارآمدی را برای زیست توده با ارزش حرارتی پایین ایجاد کند. مهم‌ترین پارامتر در کار آن‌ها نسبت هم‌ارزی بود به‌طوری که مقدار بیش از ۰/۷۱، مشعل در سطح مشترک بین دو لایه پایدار می‌ماند. نتیجه‌ی دیگر پژوهش آن‌ها حاکی از آن است که افزایش ضخامت محیط متخلخل، منجر به انتقال حرارت تشعشع بیشتر می‌شود در حالی که فراتر از ضخامت خاص باعث می‌شود که سطح بیشتر و در نتیجه دمای مشعل کمتر شود و شعله به سمت پایین دست برود. محتوای CO با افزایش نسبت هم ارزی کاهش می‌یابد در حالی که NO_x در ضخامت‌های مختلف لایه‌ی بالایی، یکسان باقی می‌ماند (برای نسبت‌های هم ارزی بین ۰/۴۲ و ۰/۷۱).

چالک و همکاران [۷] یک مشعل متخلخل با پیش گرم کردن هوای اتمسفر ایجاد کردند که طیف گسترده‌ای از احتراق پایدار در توان‌های مختلف دارد. آن‌ها به دمای بیشتر از دمای آدیاباتیک شعله رسیدند که منجر به کاهش مصرف انرژی ۲۹ درصد در مقایسه با مشعل‌های معمولی شد. حبیب و همکاران [۸] به‌طور تجربی پاسخ احتراق در مشعل متخلخل SiC به تغییرات نرخ جریان سوخت را بررسی کردند. مخلوط متان و دی‌اکسید کربن به مشعل وارد می‌شود. با استفاده از دماسنج محوری و دوربین دیجیتال، آن‌ها به این نتیجه رسیدند که نوسان طولانی مدت در جریان سوخت منجر به بی‌ثباتی احتراق شده که تأثیر انتقال حرارت ناپایدار در مشعل متخلخل را نشان می‌دهد و این در حالی است که موقعیت شعله در نوسان است. علاوه بر این، خانا و همکاران [۹] آزمایش خود را با یک مشعل متخلخل دو لایه با ورودی پیش مخلوط متان- هوا انجام دادند. هدف آن‌ها مطالعه تأثیر سرعت پیش مخلوط و نسبت هم ارزی بر دمای خروجی و آلودگی یک مشعل متخلخل سرامیکی بود. آن‌ها نشان دادند که CO با افزایش سرعت پیش مخلوط افزایش می‌یابد. آن‌ها همچنین استدلال کردند که میزان آلاینده‌ی CO به محل شعله بستگی داشته و در سرعت‌های پیش مخلوط بالا، شعله در نزدیکی خروجی مشعل ایجاد می‌شود، بنابراین زمان کافی برای تبدیل CO به CO_2 وجود نخواهد داشت. پایداری در پژوهش آن‌ها بین ۱۵ سانتی‌متر بر ثانیه تا ۴۸ سانتی‌متر بر ثانیه بود. موجیبو و همکاران [۱۰-۱۲] مطالب جامعی را در مورد کاربردهای فناوری احتراق متخلخل جمع‌آوری کردند. مروری برای مطالعات توان کم (مشعل زیر ۲۰ کیلو وات) به شرح زیر است:

آودیک و همکاران [۱۳] به‌طور تجربی احتراق را در محیط متخلخل برای کاربردهای خانگی بررسی کردند. آن‌ها نشان دادند که استفاده از مشعل متخلخل می‌تواند توان حرارتی را تا ۸ برابر در مقایسه با مشعل‌های خانگی به سادگی افزایش دهد و CO و NO_x کمتری منتشر می‌کند. موتوکومار و شیامکومار [۱۴] یک مشعل تابشی متخلخل با سوخت گاز مایع رای کاربردهای پخت و پز ایجاد کردند. بازده حرارتی فرآیند پخت و پز، با آزمایش‌های استاندارد شده آن‌ها به دست آمد. آن‌ها بهترین بازده را ۷۵ درصد

و با استفاده از سه تخلخل در نسبت هم‌ارزی و توان‌های مختلف برای بهینه‌سازی تخلخل گزارش کردند. آن‌ها همچنین انتشار گازهای CO و NO_x را بسیار کمتر از انتشار در مشعل‌های معمولی هند به‌دست آوردند. پانی گراهی و همکاران [۱۵] از سوخت LPG در یک مشعل تابشی متخلخل دو لایه، که شامل یک منطقه پیش‌گرمایش و یک منطقه احتراق با تخلخل ۹۰ درصد بود، استفاده کردند. برای بهبود بازده حرارتی مشعل، اثرات ضخامت هر لایه، هدایت مواد جامد، انتشار CO و شار تابشی مورد مطالعه قرار گرفت. آن‌ها موثرترین اجاق گاز را بر اساس بازده حرارتی بالا و انتشار کم CO پیشنهاد کردند. کوشیک و موتوکومار [۱۶] ضایعات روغن پخت و پز را در یک مشعل متخلخل تابشی مطالعه کرده و آن را با یک اجاق گاز معمولی تحت فشار نفت سفید مقایسه کردند. سه نمونه مخلوط مختلف برای اندازه‌گیری انتشار CO و NO_x همراه با کارایی مورد آزمایش قرار گرفتند. بازده حرارتی برای محدوده توان آن‌ها با حداکثر مخلوط روغن پخت و پز، بین $37/8$ تا $45,3$ درصد برای مشعل‌های متخلخل و $28/6$ - $38/2$ درصد برای مشعل‌های معمولی به‌دست آمد. کاهش CO و NO_x گزارش شده آن‌ها برای مشعل متخلخل ۶۰ درصد و ۸۳ درصد و همچنین ۴۹ دقیقه صرفه‌جویی در زمان پخت و ۵۹ درصد در مصرف سوخت روزانه در حمایت از مشعل‌های متخلخل گزارش شده است.

قراقی و همکاران [۱۷] انتشار آلاینده را در یک مشعل متخلخل با سوراخی در مرکز آن بررسی کردند. اثرات نرخ آتش و قطر سوراخ بر انتشار آلاینده‌ها، مورد مطالعه قرار گرفت. نتایج آن‌ها نشان داد که میزان انتشار CO در مقایسه با مشعل متخلخل کمتر است و با افزایش قطر، انتشار CO کمتر نیز می‌شود. آن‌ها همچنین نشان دادند که در نرخ‌های آتش بالا، انتشار CO کمتر می‌شود. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که انتشار NO_x تنها با نسبت هم‌ارزی تغییر می‌کند و سایر پارامترها تأثیر معنی‌داری بر آن ندارند. امیدی و دوازده امامی [۱۸] کارایی یک مشعل فلزی متخلخل را همراه با آلودگی آن بررسی کردند. آن‌ها توان حرارتی و نسبت هم‌ارزی را برای مطالعه بازده حرارتی و آلودگی تغییر دادند. حداکثر بازده حرارتی آن‌ها $39/4$ درصد در نسبت معادل $0/8$ و توان ۱۰۰ کیلووات رخ داده است. آن‌ها همچنین نشان دادند که NO_x با افزایش توان حرارتی افزایش می‌یابد. مشعل متخلخل آن‌ها در بازده و انتشار آلاینده، در مقایسه با مشعل شعله آزاد بهبود یافته است.

در ناحیه انتقال حرارت مشعل متخلخل و در پژوهش صورت گرفته توسط دهاج و همکاران [۱۹] یک مشعل متخلخل دو لایه ساخته شده است که به‌عنوان مبدل حرارتی برای مصارف خانگی استفاده می‌شود. با ثبت دمای محیط متخلخل، افت فشار، انتشار NO و بازده حرارتی، آن‌ها نشان دادند که با افزایش توان و هوای اضافی، جبهه‌ی شعله به سمت جلو حرکت می‌کند. آن‌ها همچنین به این نتیجه رسیدند که در یک توان ثابت، افزایش هوای اضافی باعث افزایش سرعت جریان و کاهش فشار می‌شود. منتج از بالاترین دمای محصولات احتراق، حداکثر بازده حرارتی در هوای اضافی $1/2$ رخ داد. هدی و همکاران [۲۰] انتقال حرارت را در یک مشعل متخلخل مستطیلی با منطقه پیش‌گرمای به‌صورت عددی بررسی کردند. آن‌ها از مکانیسم واکنش پنج مرحله‌ای در مدل‌سازی سه بعدی احتراق مخلوط هوای متان استفاده کردند و به این نتیجه رسیدند که با افزایش نسبت هوای اضافی، مشعل متخلخل دارای درجه حرارت، انتشار CO و NO کمتری است. با به‌دست آوردن مشخصات دما و تغییرات شار حرارتی، آن‌ها همچنین دریافتند که ضخامت محیط تابش تأثیر شدیدی بر رفتار حرارتی مشعل آن‌ها دارد.

سبحانی و همکاران [۲۱] از یک مشعل متخلخل دو ناحیه‌ای با ماتریس درجه‌بندی شده فضایی استفاده کردند. نتایج محاسباتی و تجربی آن‌ها نشان داد که طراحی ماتریس متخلخل تأثیر مهمی بر دامنه توان و بیش از ۵۰ درصد حد دمش بالا دارد. با تغییر توپولوژی ماتریس تغییر اضمحلال تابشی و همچنین تبادل حرارت، شعله بیشتر و در محدوده وسیع‌تری از شرایط عملیاتی تثبیت شد. سونگ و همکاران [۲۲] برخی از ترکیبات مشعل متخلخل با بازیابی حرارت را به‌صورت عددی بررسی کردند. نتایج آن‌ها نشان داد که توان مشعل، آرایش، ظرفیت حرارتی محیط و گردش مجدد حرارت تأثیر عمده‌ای بر انتشار موج احتراق دارد. آن‌ها همچنین نشان دادند که دمای مشعل متخلخل سرامیکی بیشتر از محیط متخلخل فلزی سرامیکی و به‌دلیل ظرفیت ذخیره‌سازی گرما است. کاتانو و همکاران [۲۳] به‌طور تجربی بر تابش حرارتی مشعل متخلخل جامد متمرکز شده‌اند. آن‌ها شار حرارتی تشعشع با چگالی و تخلخل مختلف بخش جامد مشعل متخلخل را با نسبت هم‌ارزی و توان متفاوت آنالیز کردند. آن‌ها

با استفاده از یک رادیومتر به این نتیجه رسیدند که کاربرد سیلیکون در مقایسه با زیرکونیا، کارایی تابش بیشتری دارد. با این حال، زیرکونیا می‌تواند مشعل را برای نسبت‌های هم ارزی حتی کمتر از ۰/۶ تثبیت کند. آن‌ها در نهایت نشان دادند که بازده تابش رابطه مستقیمی با تخلخل دارد.

چن و همکاران [۲۴] بهبود محیط متخلخل را در عملکرد حرارتی در محدوده‌ی مشعل‌های میکرو مقیاس نشان دادند. آن‌ها از زیرکونیا و فوم نیکل در مشعل خود برای سوخت مایع اتانول استفاده کردند و در مطالعه‌ی تجربی خود نشان دادند که محیط متخلخل بازده انتقال حرارت را بهبود می‌بخشد زیرا مشعل آن‌ها در شرایط احتراق مدفون دارای دمای گاز خروجی و دمای دیواره بالاتر در مقایسه با مشعل شعله آزاد است. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که شعله‌ی مدفون دارای بازده انتقال حرارت دو برابر شعله آزاد است. بوبنویچ و همکاران [۲۵] پایداری شعله را در یک مشعل متخلخل دو لایه برای پروپان بررسی کردند و آن را در ناحیه احتراق رقیق سوز آزمایش کردند. آن‌ها با استفاده از سه ماده متخلخل مختلف، توزیع دمای محوری، حداکثر دما و انتشار CO و NO_x را اندازه‌گیری کردند. آن‌ها همچنین سرعت انتشار موج را تجزیه و تحلیل کردند و نشان دادند که با افزایش سرعت و کاهش نسبت هم‌ارزی افزایش می‌یابد و همچنین مشاهده کردند که در نسبت هم‌ارزی ۰/۵ با سرعت جریان مخلوط بین ۲۰-۳۰ لیتر در دقیقه، شعله تثبیت شده بین دو ماده متخلخل ایجاد می‌شود. در چند سال اخیر نیز این تحقیقات به صورت ادامه‌دار و با تمرکز بر تحلیل‌های کوچک مقیاس در محیط متخلخل انجام گرفته به طوری که یاکوولو و همکاران [۲۶] در مقیاس حفره‌ها، پدیده‌ی پایداری شعله را با شبیه‌سازی سه‌بعدی بررسی کردند. آن‌ها هر سه رژیم مدفون، داخلی و سطحی را وابسته به ترکیب پیش‌مخلوط و همچنین دبی آن به دست آورده و معیارهای قرارگیری احتراق در این سه رژیم را برشمردند. فورسنکو و همکاران [۲۷] تحلیل حفره‌ای مشابهی را برای مشعل یک لایه به صورت تجربی و عددی انجام داده و در مورد رفتار غیر پایای جبهه‌ی شعله بحث کردند. آن‌ها توسعه‌ی موج احتراقی را به همراه انواع مختلفی از نوسانات تحلیل کرده و انواع نوسانات شعله را با فرکانس و دامنه متمایز کردند. همچنین آن‌ها نشان دادند که این انواع مختلف نوسان می‌تواند همزمان در داخل محیط متخلخل حضور داشته باشد که وابسته به حفره‌های محیط است. اصفهانی [۲۸] اثر محیط متخلخل با تخلخل‌های مختلف را روی میکرو و نانوکanal به صورت پارامتری بررسی کرد. او به این نتیجه رسید که با در نظر گرفتن اثر ترفیق^۱ روی لزجت و رسانندگی حرارتی، روش LMB^۲ اصلاح شده‌ای قابل پیاده‌سازی و استفاده است که محدوده‌ی وسیع‌تری از رژیم جریان نودسن^۳ را در بر می‌گیرد.

همان‌طور که مشاهده می‌شود مشعل متخلخل در کنار پایداری و محدوده توان حرارتی خود به بازده حرارتی و آلودگی که دغدغه اصلی آن است، توجه بیشتری دارد. در این پژوهش، با تغییر فاصله بین سطح مشعل و کف ظرف، مشعل در بازده حرارتی و پایداری با انتشار آلودگی CO و NO_x در محدوده استاندارد بهبود یافت. در این مقاله دو نرخ انتقال حرارت تابشی و دو نرخ انتقال حرارت همرفتی به عنوان کمک ذکر شده و پیشنهاداتی برای بهبود تابش و انتقال حرارت همرفتی استخراج شده است. در نهایت پیشنهاداتی برای بهبود سرعت انتقال حرارت ارائه شد. در پژوهش حاضر با تغییر فاصله ظرف از مشعل، این مشعل از نظر بازده حرارتی و پایداری بهبود داده شد و مقادیر آلاینده‌های حاصل از آن نیز در محدوده‌ی مجاز به دست آمد.

به دست آوردن محدوده‌ی مناسب عملکردی مشعل متخلخل خانگی از سه جنبه‌ی نسبت هم‌ارزی، نرخ آتش (توان) و میزان تولید آلاینده در کنار تحلیل انتقال حرارت از منظر جابجایی و تشعشع و سهم بخش‌های کناری و زیرین جابجایی جلوه‌ی اصلی این پژوهش است که در ادبیات موضوع نوآوری آن را کاملاً متمایز می‌کند.

توضیحات بستر آزمون

^۱ Rarefaction effect

^۲ LBM (Lattice Boltzmann Method)

^۳ Knudsen

بستر آزمون مورد استفاده از دو خط اصلی گاز و هوا تشکیل شده است که در پایین سرمشعل متخلخل یکدیگر را ملاقات می کنند. در خط گاز در کنار استفاده از شیر فلکه‌ای و تویی که به ترتیب برای کنترل دبی گاز ورودی و قطع و وصل کلی گاز به کار می روند، از کنترلر گاز جهت سنجش میزان مصرف و در نتیجه آن، بازده حرارتی فرایند گرمایش ظرف آزمون استفاده شده است. خط هوا نیز از یک دمنده (model 40-GM356) فشار گرفته و دبی آن توسط یک روتامتر رصد می شود. دمنده‌ی مذکور علاوه بر ایجاد دبی، می تواند فشار زیادی نیز تولید کند. با توجه به دبی و فشار مورد نیاز مسیر هوا از یک دمنده‌ی تک‌فاز با قدرت موتور ۴۰ اسب بخار استفاده شده است که توانایی ایجاد بیشینه دبی ۳۴٫۵ مترمکعب بر دقیقه و بیشینه فشار ۱۶۰ میلی بار را دارد. با تنظیم میزان دبی سوخت گاز، توان مشعل تعیین شده و تغییر دبی هوا نیز نسبت هم‌ارزی سوختن مشعل را تعیین می کند. استفاده از کنترلر گاز جهت دقیق تر بودن محاسبه میزان دبی سوخت مصرفی از نظر حساسیت بازده به آن است. فوم سیلیکون کاربردی مورد استفاده نیز به صورت مربعی و با ضخامت ۲ سانتی متر لحاظ شده است. تصاویر مربوط به مشعل و سامانه آزمون در شکل ۱ ارائه شده است.



شکل ۱ الف) تصویر بستر آزمون با تمرکز بر استقرار مشعل در دودکش ب) پایدارسازی شعله روی مشعل با دبی‌های هوای ۱۳ و ۱۸ مترمکعب بر ساعت (به ترتیب شکل بالا و پایین)

Figure 1- test rig a) burner in its stand in chimney b) stabilizing burner for air flows of 13 and 18 m³/hr (up and down)

بیشینه توان طراحی مشعل و بستر مربوطه، ۱۰ کیلووات بوده و دودکشی برای هدایت گازهای حاصل از احتراق طراحی شده است که به صورت کارا اجازه خروج طبیعی و یا مکشی گازهای حاصل از احتراق را بدهد و همچنین امکان به دست آوردن دمای دود خروجی به همراه میزان آلاینده‌ها را نیز که به کمک گاز آنالیزور سنجیده می شود، فراهم آورد. بستر آزمون مذکور قابلیت تغییر در فاصله‌ی بین ظرف و سرمشعل را ایجاد نموده و می تواند برای مشعل‌های مختلف توان پایین نیز مورد استفاده قرار گیرد. شمایی کلی از بستر آزمون به همراه دماسنج مادون قرمز که جهت دماسنجی کف ظرف استفاده می شود، در شکل ۲

آمده است. نشیمنگاه مشعل متخلخل از جنس استیل بوده و در داخل آن از محیط متخلخل سیلیکون کاربیدی با تخلخل ۸۸ درصد و چگالی حفره ۲۰ PPI استفاده شده است

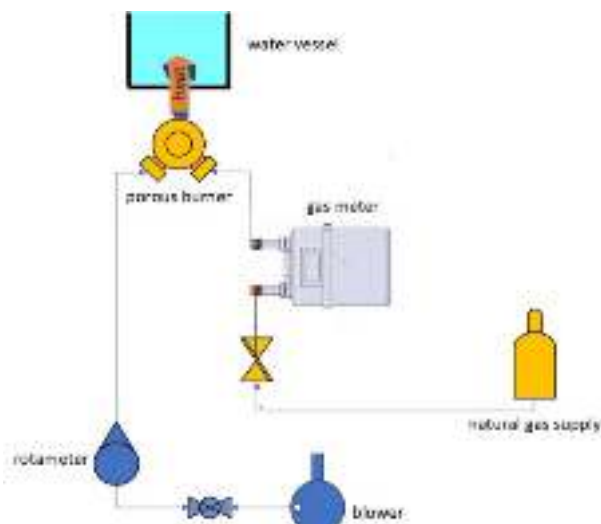


Figure 2- An overview of the test bed and its main equipment
شکل ۲- نمایی کلی از بستر آزمون و تجهیزات اصلی آن

یک آنالیزر گاز تستو برای اندازه‌گیری کسرهای NO ، NO_2 و CO گازهای دودکش استفاده می‌شود (دقت به ترتیب ۱، ۱/۰ و ۱ ppm است). دماسنج مادون قرمز نیز برای اندازه‌گیری دمای سطح زیرین ظرف رو به مشعل با دقت ۱ درجه سلسیوس با توجه به اینکه فاصله دماسنج مادون قرمز و ظرف ۱ متر است برای داشتن ناحیه قطر ۱۴ میلی‌متر روی ظرف استفاده می‌شود (مطابق با کاتالوگ دماسنج مادون قرمز). سایر دستگاه‌های اندازه‌گیری با دقت و محدوده مناسب برای نتایج در جدول ۱ خلاصه شده است.

جدول ۱- تجهیزات اندازه‌گیر به همراه محدوده و دقت هریک

Table 1- Measuring equipment with range and accuracy of each

Test rig measuring device	Range	Precision
pressure gauges (Bourdon type)	0-40 mbar	1 mbar
	0-100 mbar	2 mbar
	0-250 mbar	5 mbar
Thermometer (Bimetal)	0-60 °C	1 °C
Thermocouple (type B)	300-1600	1 °C
Thermocouples (type K)	0-500	1 °C
air rotameter flow rate	0.5-45 m ³ /h	±1 m ³ /h
gas meter	0-100000 m ³	±0.001 m ³
infrared thermometer	-30-550 °C	±1 °C

فشار اتمسفر و شرایط ۱۵ درجه سلسیوس در شرایط آزمایش (۳۷/۷۸ مگاژول بر متر مکعب است). از دو ترموکوپل نوع K برای اندازه‌گیری سطح مشعل و دمای داخل آب استفاده می‌شود که در مرکز حجمی آب قرار می‌گیرند تا دمای نتیجه قابل اطمینان‌تری را نشان دهند. ترموکوپل نوع B دمای شعله را در هر آزمایش پس از اصلاح دما به دلیل دمای تابش بالای حسگر مهره‌ای خود اندازه‌گیری می‌کند. دماسنج مادون قرمز سه نقطه مختلف کف ظرف (رو به مشعل) را هدف قرار می‌دهد تا دمای متوسط کف ظرف را برای محاسبه حالت تشعشع فرآیند گرمایش استفاده کند.

برای مشعل متخلخل، آنالیزر گاز محتویات و دمای انتشار دودکش را برای بررسی وضعیت مشعل هر آزمایش قبل از اعمال بار حرارتی (آب قابلمه) می‌دهد. اندازه‌گیری در قسمت‌های مختلف ظرف مشعل در شکل ۳ نشان داده شده است. با در نظر گرفتن ظرف و آب به‌عنوان یک سیستم، کل گرمای به‌دست آمده توسط این سیستم در یک فرآیند گرمایش از ۲۰ تا ۶۰ درجه سلسیوس به کمک معادله‌ی (۲) محاسبه می‌شود.

آماده‌سازی آزمون

در مرحله اول، آزمایش‌ها در فشار و دمای محیط ۸۸/۵ کیلو پاسکال و ۱۶ درجه سانتی‌گراد انجام می‌شود. هر آزمایش، نسبت هم‌ارزی نزدیک به ۱ نگه‌داشته می‌شود تا یک رژیم احتراق استاندارد برای مشعل متخلخل داشته باشد و نرخ‌های آتش مختلف (FR) برای تجزیه و تحلیل به مشعل معرفی می‌شود. با توجه به موسسه‌ی استاندارد و تحقیقات صنعتی ایران ISIRI - 10325 که در استانداردهای داخلی نیز قابل ردیابی است، ظرف آلومینیومی با قطر ۳۰ سانتی‌متر به وزن ۰/۷۳۶ کیلوگرم حاوی جرم آب ۷/۷۵ کیلوگرم از دمای ۲۰ درجه سانتی‌گراد تا ۹۰ درجه سانتی‌گراد گرم می‌شود. سپری شده برای این فرآیند برای تعیین بازده حرارتی با معادله استفاده می‌شود. (۱):

$$\eta = \frac{(m_w C_w + m_p C_p) \times (T_2 - T_1)}{V_f \times LHV} \quad (1)$$

که در آن m_w, m_p, C_w, C_p, T_1 و T_2 مخفف جرم آب، جرم ظرف، ظرفیت گرمایی ویژه آب، ظرفیت گرمایی ویژه ظرف، ظرفیت حرارتی ویژه دمای اولیه ظرف، دمای اولیه است. و دمای نهایی برحسب سانتی‌گراد V_f حجم سوخت مصرفی در فرآیند گرمایش است و در نهایت LHV مقدار ارزش حرارتی سوخت گاز طبیعی است که طبق ISIRI - 10325 (برای فشار اتمسفر و شرایط ۱۵ درجه سلسیوس در شرایط آزمایش) ۳۷,۷۸ مگاژول بر متر مکعب است.

$$Q_{total} = \Delta t [Q_{conv} + \epsilon_g A_g \sigma F_{gp} (T_{gas}^4 - T_{pot}^4) + \epsilon_s A_s \sigma F_{sp} (T_{gas}^4 - T_{pot}^4)] \quad (2)$$

جایی که Δt زمان سپری شده برای این فرآیند است و (Q_{conv}) میانگین انتقال حرارت همرفتی در طول این فرآیند است. ϵ, A و F به ترتیب نماینده‌ی ضریب صدور، مساحت و ضریب شکل هستند و زیرنویس‌های g, p و s به ترتیب گاز احتراق، ظرف و سطح مشعل را نشان می‌دهند. ضریب صدور گاز (ϵ_g) تابعی از طول شعله، دما و فشارهای جزئی H_2O و CO_2 است (با فرض احتراق کامل برای سوخت [۲۹]). با در نظر گرفتن ضرایب شکل معادل با ۱ (به‌دلیل شکاف کم و مساحت زیاد کف ظرف)، $\epsilon_p=0.45$ (از کالیبراسیون دمای ظرف) و $\epsilon_s=0.9$ ، که مربوط به ضریب صدور کاربرد سیلیکون است. باید توجه داشت که T_{pot} در طول فرآیند گرمایش تغییر می‌کند، بنابراین میانگین اندازه‌ی آن در معادله (۲) اعمال می‌شود. همبستگی‌های متعدد، تعداد ناسلت متوسط جت برخوردی را نشان می‌دهد که محدودیت‌هایی بر روی Re_{jet} و نسبت فاصله به قطر نازل دارد. به‌منظور ارزیابی انتقال حرارت جابجایی، از همبستگی جت برخورد داغ استفاده می‌شود که عدد ناسلت متوسط (Nu_{ave}) را به جت عدد رینولدز (Re_{jet}) برای کف ظرف مطابق معادله پیوند می‌دهد. (۳) [۳۰]:

$$\overline{Nu}_{bottom} = 0.424 Re_{jet}^{0.57} \left(\frac{H}{D_B}\right)^{-0.33} \quad (3)$$

$$3600 < Re_{jet} < 27600 \quad \& \quad 0.1 < \frac{H}{D_B} < 1$$

که در آن H شکاف بین سطح مشعل و کف ظرف و D قطر معادل شعله (۷ سانتی‌متر در مطالعه حاضر) است. با خطای کمتر از ۱ درصد در مقایسه با معادله‌ی (۳) عدد ناسلت پیشنهاد شده توسط مرجع [۳۱] نیز با معادله (۴) داده شده و قابل استفاده است که در آن ناسلت کنار ظرف داده شده است:

$$\overline{Nu}_{side} = 0.001Re_{D_B}^{1.414} \left(\frac{2W_{sh}}{D_p} \right)^{0.122},$$

$$\overline{Nu}_{bottom} = 0.45Re_{D_B}^{0.736} \left(\frac{D_p}{D_B} \right)^{-0.391} \quad (4)$$

که در آن W_{sh} فاصله بین ضلع ظرف و دودکش (در اینجا ۲۰ سانتی‌متر) است. با داشتن انتقال حرارت همرفتی Nu_{ave} می‌توان مانند معادله (۵) به‌دست آورد.

$$Q_{conv} = hA_p(T_g - T_{pot}) = \frac{kNu}{D_p} A_p(T_g - T_{pot}) \quad (5)$$

برای اطمینان بیشتر نتایج، هر آزمون سه بار با شرایط یکسان تکرار می‌شود تا از تکرارپذیری نتایج اطمینان حاصل شود و از میانگین به‌عنوان نتیجه نهایی استفاده می‌شود. داده‌ها با عدم قطعیت به‌دست آمده با انحراف استاندارد مستقیم از اندازه‌گیری یا محاسبه شده در مورد فرمول‌ها (مانند نرخ آتش) گزارش می‌شوند.

بحث بر روی نتایج

تغییرات بازده حرارتی در مقابل نرخ آتش برای فرآیند گرمایش استاندارد که در آن دمای آب از ۲۰ درجه سلسیوس به ۹۰ درجه سلسیوس افزایش می‌یابد در شکل ۳ نشان داده شده است. منطقی است که هر چه دمای دودکش بیشتر باشد، بازده حرارتی کمتری انتظار می‌رود. در حداکثر نرخ آتش، شیب تغییرات بازده حرارتی کاهش می‌یابد و به مقدار نهایی خود یعنی ۱۸/۸ درصد می‌رسد. علاوه بر این، می‌توان دید که بازده حرارتی کاهش می‌یابد زیرا گرمای بیشتری از طریق دیواره‌های ظرف، با افزایش نرخ آتش رخ می‌دهد. علی‌رغم افزایش دمای شعله از 1427 ± 15 درجه سانتی‌گراد به 1543 ± 50 درجه سانتی‌گراد هدر می‌رود. بنابراین، نرخ شلیک ۷۹۶ کیلووات بر متر مربع که مربوط به توان مشعل ۳/۹ کیلووات است، بیشترین بازده ۲۹/۲ درصد را در مقایسه با سایر نرخ‌های شلیک اعمال شده برای انطباق بهتر با هدف استفاده از مشعل‌های متخلخل دارد. شایان ذکر است که در سرعت پخت بالاتر با افزایش سرعت پخت حرارت بیشتر به ظرف اضافه می‌شود، حرارت بیشتری نیز توسط شعله جانبی هدر می‌رود بنابراین بازده حرارتی به مقدار ثابتی می‌رسد.

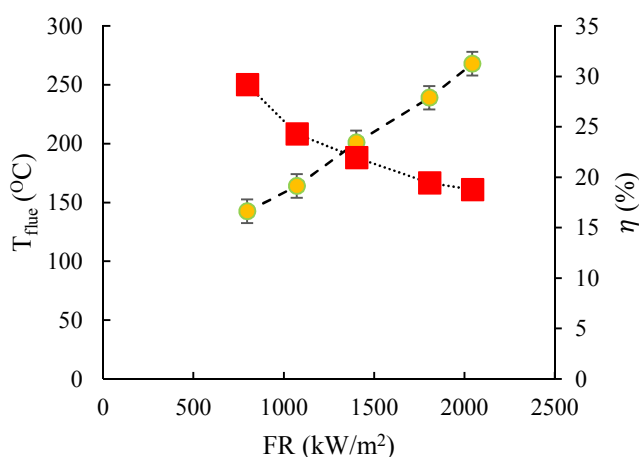


Figure 3- Changes in heat efficiency and chimney temperature versus fire rate
 شکل ۳- تغییرات بازده حرارتی و دمای دودکش بر حسب نرخ آتش

در توان حرارتی مشعل ۶/۸۶ کیلووات متناظر با $FR=1400$ کیلووات بر متر مربع، بازده حرارتی فرایند گرمایش تحت نسبت‌های هم ارزی مختلف، ϕ ، که در شکل ۴ نشان داده شده است، به‌دست می‌آید. می‌توان نتیجه گرفت که بازده حرارتی

کاهش می‌یابد هر ضلع $\phi=1$ کاملاً معقول است و در شرایط استوکیومتری مشعل متخلخل در بالاترین مقدار $23/93$ درصد قرار دارد. داده‌های قبلی در مورد تغییرات توان حرارتی در $7 \pm 0.9\%$ از ثبات بصری مشعل بود. بنابراین مطابق شکل ۴ می‌توان عملیات بهتری در حدود $\phi=1/0$ پیدا کرد. از شکل ۴ مشخص است که حرکت از استوکیومتری به سمت رژیم‌های سوختگی غنی، $\phi>1$ ، باعث می‌شود شعله کنار ظرف به‌طور ناخواسته و دور از سمت ظرف رشد کند. بنابراین، اتلاف حرارت جانبی افزایش می‌یابد و اثرات برخورد جت‌های شعله تضعیف می‌شود که منجر به کاهش بازده حرارتی می‌شود. با این حال، حرکت از استوکیومتری به سمت رژیم‌های سوختن رقیق‌سوز، $\phi<1$ شعله جانبی را کاملاً از بین می‌برد و در نتیجه دمای سمت پایین‌تر، انتقال حرارت جانبی کمتر و در نتیجه بازده حرارتی کمتری ایجاد می‌کند.

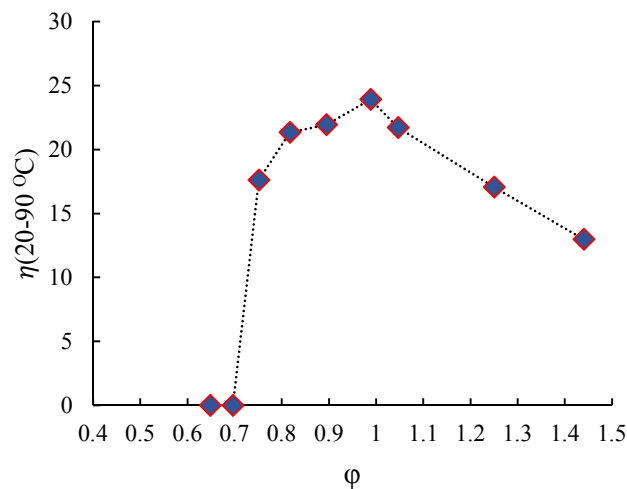


Figure 4- Heating process efficiency in terms of equivalence ratio

شکل ۴- بازده فرآیند گرمایش بر حسب نسبت هم‌ارزی

فاصله بین سطح مشعل و پایین ظرف تغییر شکل شعله - ستون سمت چپ را با ستون سمت راست مقایسه کنید (همان‌طور که در شکل ۵ نشان داده شده است) - همچنین باعث تغییر در بازده حرارتی و دمای کف ظرف می‌شود. دو فاصله مناسب‌ترین فاصله $D=1.5$ سانتی‌متر و $D=3$ سانتی‌متر در فرآیند گرمایش روی قابلمه اعمال می‌شود. شایان ذکر است برای $D=0.5$ سانتی‌متر احتراق پایدار در مشعل وجود نداشت. برای $D>4$ سانتی‌متر شرایط شعله در رژیم حذف بود. با افزایش سرعت پخت، انتقال حرارت به ته ظرف افزایش می‌یابد و در نتیجه دمای آن افزایش می‌یابد. شکل ۵ دمای کف ظرف را در مقایسه با این دو فاصله نشان می‌دهد. در صورت $D=3$ سانتی‌متر مشعل به‌دلیل دمای سطحی بیشتر درخشندگی بیشتری دارد. با این حال، بازده کمتر بوده و این مربوط به پوسیدگی در برخورد با انتقال حرارت همرفتی و هدر رفتن گرمای همرفتی بیشتر به‌دلیل خروج گاز داغ از ظرف است. همچنین نتایج نشان می‌دهد که بازده حرارتی با نرخ آتش کاهش می‌یابد، اما در نرخ آتش بالاتر، بازده حرارتی برای این دو فاصله به سمت عدد یکسانی رفته و منطبق است و این به‌دلیل بلند شدن تدریجی شعله‌های کوچک روی مشعل است که اثر فاصله فاصله را جبران می‌کند.

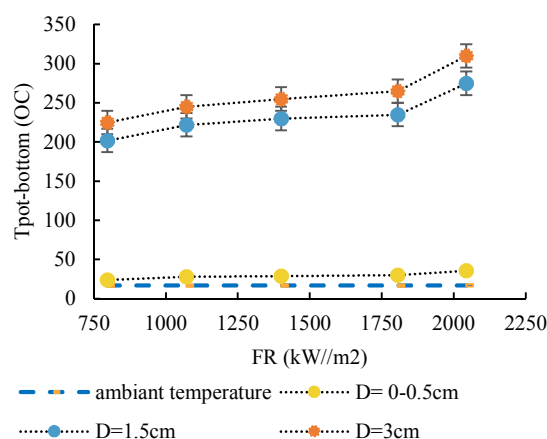


Figure 5- Changes in the floor temperature of the container for different dishes-burner distances

شکل ۵- تغییرات دمای کف ظرف به ازای فواصل مختلف ظرف-مشعل

جدول ۲ بخش‌های انتقال حرارت را برای فرآیند گرمایش آب در محدوده دمایی ۲۰ تا ۶۰ درجه سانتیگراد نشان می‌دهد. توجه داشته باشید که عدد کناری از معادله ۴ استفاده شده است. می‌توان استنباط کرد که سهم تشعشع سطحی با ۱/۵ درصد تا ۰/۵ درصد از کل سرعت انتقال حرارت، کمترین است، سپس تابش شعله سهم بیشتری دارد، ۰/۵ - ۱۱٪، بخش‌های انتقال حرارت همرفت جانبی و پایینی به ترتیب ۲۸ درصد - ۵۰ درصد و ۴۴-۵۸ درصد را به خود اختصاص می‌دهد. همچنین قابل توجه است که با افزایش نرخ آتش، سهم نرخ انتقال حرارت همرفت جانبی به تدریج از همرفت پایین پیشی می‌گیرد. افزایش نرخ آتش و در نتیجه سرعت اختلاط باعث می‌شود شعله از سطح فاصله بگیرد و شعله جانبی به گونه ای تقویت شود که انتقال حرارت جانبی از شعله پایین پیشی بگیرد. با این حال، دو بخش تشعشع تقریباً با افزایش نرخ آتش یکسان باقی می‌مانند.

جدول ۲- سهم درصدی انتقال حرارت به ظرف

Table 2- Percentage of heat transfer to the vessel

FR (kW/m²)	$\dot{Q}_{\text{surface-radiation}}$	$\dot{Q}_{\text{flame-radiation}}$	$\dot{Q}_{\text{side-convection}}$	$\dot{Q}_{\text{bottom-convection}}$
797	2%	12%	28%	58%
1072	1%	9%	38%	52%
1400	1%	8%	39%	52%
1805	0.5%	5.5%	53%	41%
2043	0.5%	5.5%	50%	44%

در شکل ۶ اعداد ناسلت برای ته ظرف و کناره‌ی آن برای ارزیابی بهتر انتقال حرارت آورده شده است. انتقال حرارت جابجایی پایین و جانبی یک ماهیت افزایشی یکنواخت دارند و همچنین دو فرآیند غالب انتقال حرارت هستند. تشعشعات سطحی نیز ناچیز است. جت برخوردی عامل اصلی انتقال حرارت همرفتی است. افزایش انتقال حرارت یا برخورد جت به دلیل افزایش سرعت و دمای جت است اما سطح انتقال حرارت ثابت است. همرفت جانبی به دلیل سرعت و دمای شعله جانبی و همچنین به دلیل افزایش سطح انتقال حرارت افزایش می‌یابد. با افزایش ظرفیت حرارتی، افزایش قابل توجهی در همرفت سطحی وجود دارد. نقطه تقاطع عدد ناسلت و کناری حالت انتقال حرارت متعادل را نشان می‌دهد.

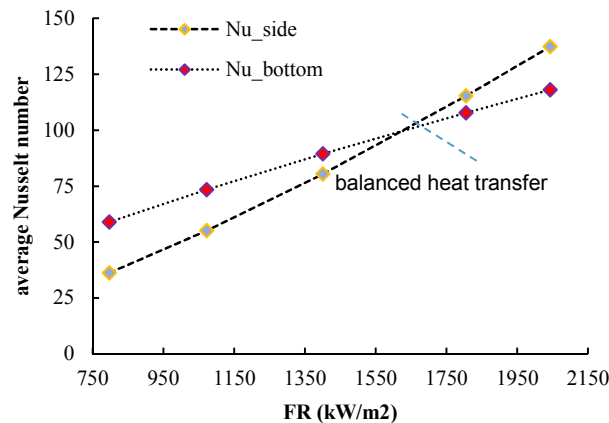


Figure 6- The side and bottom Nusselt numbers are related to the heat transfer to the pot
شکل ۶- اعداد ناسلت کناری و زیرین مربوط به انتقال حرارت جابجایی به ظرف

موضوع دیگر، استفاده از مشعل‌ها مربوط به انتشار NO_x و CO است که در شکل ۱۲ نشان داده شده است. ذکر این نکته لازم است که نمودار NO_x مخفف NO+NO₂ بر حسب ppm است. به منظور دستیابی به انتشار استاندارد CO، استاندارد سازمان بهداشت جهانی (WHO) انتشار CO را محدود می‌کند [۳۲]. این نیاز همچنین توسط مشعل متخلخل ارائه شده با انتشار CO₂ تا ۸ پی‌پی‌ام برآورده می‌شود. دلیل افزایش NO_x در حالی که نرخ آتش افزایش می‌یابد به دلیل افزایش دمای دودکش و شعله است که باعث تشکیل NO_x بیشتری می‌شود. در مشعل‌های متخلخل، پیش گرمایش طبیعی، اختلاط بهتر سوخت و هوا و دمای سطح مشعل منجر به پیش گرمای بیشتر درست قبل از احتراق می‌شود و باعث تشکیل کمتر CO در مقایسه با مشعل‌های معمولی می‌شود. همان‌طور که در شکل ۷ نشان داده شده است افزایش نرخ آتش منجر به تولید بیشتر CO₂ می‌شود. این را می‌توان به افزایش احتراق جانبی نسبت داد که تا حدی با احتراق نادرست همراه است.

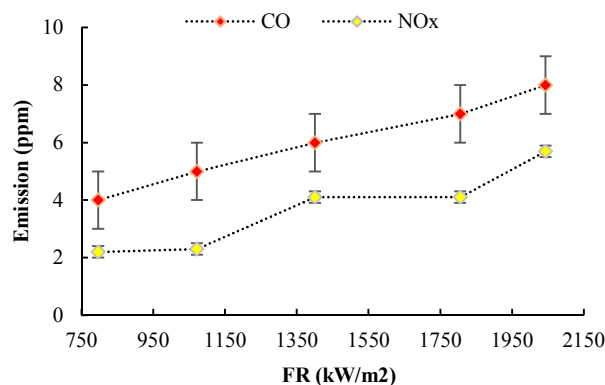


Figure 7- The side and bottom Nusselt numbers are related to the heat transfer to the pot
شکل ۷- اعداد ناسلت کناری و زیرین مربوط به انتقال حرارت جابجایی به ظرف

محیط متخلخل علاوه بر افزایش بازدهی حرارتی که نسبت به مشعل‌های معمول هم می‌توان ایجاد می‌کند، باعث کاهش میزان آلاینده‌ها نیز می‌شود. این نتایج در کار سایر محققین نیز قابل پیگیری است [۳۳، ۳۴]. نکته قابل توجه در این موضوع آن است که ضخامت محیط متخلخل باید به میزان بهینه‌ای برای کاهش آلودگی‌ها با توجه به مشعل متخلخل مورد نظر درآید همچنین باید توجه داشت که استفاده از محیط متخلخل می‌تواند موجب افزایش هیدروکربن نسوخته شود.

نتیجه گیری

در تحقیق حاضر، یک راه اندازی برای یک مشعل متخلخل برای گرم کردن یک ظرف حاوی آب برای تجزیه و تحلیل حالت های انتقال حرارت به سیستم آب قابلمه و ارزیابی کارایی و انتشار آلاینده ها تهیه شده است. بخش های جانبی و پایین همرفت به ظرف در کنار تابش سطح و شعله در بهترین حالت به ترتیب ۲۸، ۵۸، ۲ و ۱۲ درصد اندازه گیری می شوند. کمترین بخش تشعشع مربوط به قسمت سطحی است که به دنبال آن تابش شعله تا ۲ درصد از کل انتقال حرارت را تشکیل می دهد. با در نظر گرفتن انتقال حرارت جابجایی، برای سرعت های شلیک پایین تر، همرفت پایین غالب است، در حالی که نرخ های شلیک بالاتر منجر به افزایش همرفت جانبی می شود، به گونه ای که برای توان اسمی، همرفت جانبی عامل اصلی انتقال حرارت است.

بازده کلی ظرف به ۲۹ درصد می رسد که مربوط به کمترین نرخ آتش آن است. علاوه بر این، بهترین بازده حرارتی در ۰/۹۹ ϕ = بود. برای تعیین این مورد، چهار فاصله مناسب تر برای دستیابی به بازده حرارتی بالاتر ارزیابی شده است. نتایج نشان داد که فاصله $D=1.5$ سانتی متر با حفظ رژیم شعله در شرایط پایدار، بازده حرارتی بالاتری را ارائه می دهد. این شکاف همچنین از نظر انتشار NO_x و CO مناسب است که با آستانه استاندارد سازمان بهداشت جهانی طابقت دارد. شکاف پژوهشی در رابطه با سهم انتقال حرارت جابجایی و تابش در این تحقیق مورد بررسی قرار گرفته است که نتیجه آن این است که برای محدوده مورد مطالعه توان حرارتی تقریباً ۷۰ درصد از کل نرخ انتقال حرارت ناشی از جابجایی پایین و جانبی است و قسمت باقیمانده ناشی از به تشعشع یک پیشنهاد مهم برای افزایش هر دو حالت انتقال حرارت تابشی و همرفتی، افزایش سطح مشعل است. این می تواند علاوه بر تغییر بخشی از جت برخوردی به جریان همرفتی محیطی، باعث افزایش سطح تابش شود. مشاهده شد که انعطاف پذیری سوخت تأثیر ناچیزی بر بازده حرارتی و سهم انتقال حرارت برای محدوده متان در طول سال دارد. (۰/۸۸-۰/۹۱)

منابع

1. De Soete G., "Stability and propagation of combustion waves in inert porous media", *Proceedings of the symposium (international) on combustion*, 13, 1967, pp. 959-966.
2. Chafin C, Koenig M, Matthews RDK, Hall MJ, Nichol SP and Lim IG., "Experimental Investigation of Premixed Combustion Within Highly Porous Media", *Proceeding ASME/JSME Thermal Engineering Joint*, 19, 1991, pp. 219-224.
3. Howell JR, Buckius RO., "Fundamentals of Engineering Thermodynamics", McGraw-Hill, New York, 888.
4. Trimis D and Durst F., "Combustion in a porous medium-advances and applications", *Combust Science and Technology*, 121, 1996, pp. 153-168.
5. Shakiba SA, Ebrahimi R, Shams M and Yazdanfar Z., "Effects of foam structure and material on the performance of premixed porous ceramic burner" *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 229, 2015, pp. 176-191.
6. Al-attab KA, John Chung Ho, Zainal ZA., "Experimental investigation of submerged flame in packed bed porous media burner fueled by low heating value producer gas", *Experimental Thermal and Fluid Science*, 62, 2015, pp. 1-8.
7. Aekkaphon Chaelek, Usa Makmool Grare, Sumrerng Jugjai, "Self-aspirating/air-preheating porous medium gas burner", *Applied Thermal Engineering*, 153, 2019, pp. 181-189
8. Rabeeah Habib, Bijan Yadollahi, Ali Saeed, Mohammad Hossein Doranehgard, Larry K.B. Li, Nader Karimi, "Unsteady ultra-lean combustion of methane and biogas in a porous burner – An experimental study", *Applied Thermal Engineering*, 182, 2021, pp. 1359-1365
9. Khanna V, Goel R and Ellzey JL., "Measurements of emissions and radiation for methane combustion within a porous medium burner", *Combustion Science and Technology* 99, 1994, pp. 133-142.
10. Mujeebu MA, Abdullah MZ, Bakar MA, Mohamad AA, Abdullah MK., "A review of investigations on liquid fuel combustion in porous inert media" *Progress in Energy and Combustion Science*, 35, 2009, pp. 216-230.
11. Mujeebu MA, Abdullah MZ, Bakar MA, Mohamad AA, Abdullah MK., "Applications of porous media combustion technology—a review", *Applied Energy*, 86, 2009, pp. 1365-1375.

12. Mujeebu MA, Abdullah MZ, Bakar MA, Mohamad AA, Muhad RM, Abdullah MK., "Combustion in porous media and its applications—a comprehensive survey" *Journal of environmental management*, 90, 2009, pp. 2287-2312.
13. Avdic F, Adzic M, Durst F., 2010, "Small scale porous medium combustion system for heat production in households", *Applied Energy*, 87, 2010, pp. 2148-2155.
14. P. Muthukumar, P.I. Shyamkumar, "Development of novel porous radiant burners for LPG cooking applications", *Fuel* 112, 2013, pp. 562–566
15. S. Panigrahy, N. K. Mishra, S. C. Mishra and P. Muthukumar, 2016, "Numerical and experimental analyses of LPG (liquefied petroleum gas) combustion in a domestic cooking stove with a porous radiant burner", *Energy* 95, 2016, pp. 404-414.
16. L. K. Kaushik and P. Muthukumar, "Thermal and economic performance assessments of waste cooking oil /kerosene blend operated pressure cook-stove with porous radiant burner", *Energy* 206, 2020, 102-118
17. S. A. Ghorashi, S. A. Hashemi, S. M. Hashemi, M. Mollamahdi, "Experimental study on pollutant emissions in the novel combined porous-free flame burner", *Energy*, 162, 2018, pp. 517-525
18. M. Omid and M. D. Emami, "Experimental investigation of premixed combustion and thermal efficiency in a porous heating burner", *International Journal of Energy Research*, 45, 2020, pp. 1948-1958
19. Mohammad Shafiey Dehaj, Reza Ebrahimi, Mehrzad Shams, Meisam Farzaneh, "Experimental analysis of natural gas combustion in a porous burner", *Experimental Thermal and Fluid Science*, 84, 2017, pp. 134-143,
20. Shabani Nejad Hoda, Seyyed Abdolreza Gandjalikhan Nassab, Jahanshahi Javaran Ebrahim, "Three dimensional numerical simulation of combustion and heat transfer in porous radiant burners", *International Journal of Thermal Sciences*, 145, 2019, pp. 1290-0729
21. Sadaf Sobhani, Danyal Mohaddes, Emeric . B. Muhunthan, Matthias Ihme, "Modulation of Heat Transfer for Extended Flame Stabilization in Porous Media Burners via Topology Gradation", *Proceeding of the Combustion Institute*, 37, 2019, pp. 5697-5704
22. Fuqiang Song, Zhi Wen, Yuan Fang, Enyu Wang, Xunliang Liu, "Combustion Wave Propagation of a Modular Porous Burner with Annular Heat Recirculation", *Journal of thermal science*, 29, 2020, 98-107.
23. N. R. Caetano, Giulio Lorenzini, Addressa. R. Lhamby, Vinicyus. M. Guillet, Marcos. A. Klunk, Luiz. A. Rocha, "Experimental Assessment of Thermal Radiation Behavior Emitted by Solid Porous Material", *International Journal of Heat and Technology* 38, 2020, pp. 1-8.
24. Xinjian Chen, Junwei Li, Dan Zhao, Muhammad .t Rashid, Xinyuan Zhou and Ninjfei Wang, "Effects of porous media on partially premixed combustion and heat transfer in meso-scale burners fuelled with ethanol", *Energy*, 224, 2021, pp. 120-191.
25. V. Bubnovich, H. Hernandez, M. Toledo, C. Flores, "Experimental investigation of flame stability in the premixed propane-air combustion in two-section porous media burner", *Fuel*, 291, 2021, pp. 117-120.
26. Igor Yakovlev, Anatoly Maznoy, Sergey Zambalov, Pore-scale study of complex flame stabilization phenomena in thin-layered radial porous burner, *Combustion and Flame*, Volume 231, 2021
27. Roman V. Fursenko, Igor A. Yakovlev, Egor S. Odintsov, Sergey D. Zambalov, Sergey S. Minaev, Pore-scale flame dynamics in a one-layer porous burner, *Combustion and Flame*, Volume 235, 2022,
28. Meghdadi Isfahani, A. H. (May 9, 2017). "Parametric Study of Rarefaction Effects on Micro- and Nanoscale Thermal Flows in Porous Structures." *ASME. J. Heat Transfer*. September 2017; 139(9): 092601.
29. Walter W. Yuen, "a neural network based correlation developed for a realistic simulation of the non-gray radiative heat transfer effect in three-dimensional gas-particle mixtures", *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52, 2009, pp. 3159-3168.
30. Lytle, D. and Webb, B. W., "Air jet impingement heat transfer at low nozzle-plate spacings". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 37, 1994, pp. 1687-1697.
31. N. MacCarty and K. M. Bryden, "A heat transfer model for conceptual design of a biomass cookstove for developing countries", *the ASME 2013 International Design Engineering Technical & Computers and Information in Engineering*, 192, 2013, pp. 201-206
32. World Health Organization. WHO guidelines for indoor air quality: selected pollutants, 2010, Geneva: Switzerland World Health Organization; 2010.
33. V. Tangestani, and A. H. Meghdadi Isfahani. "Experimental Evaluation of the Performance and Exhaust Emissions of Porous Medium Diesel and Otto Engines." *International journal of environmental science and technology*, 17, 2020, pp. 1463-1474.

34. Shi, Junrui & Liu, Yongqi & Mao, Mingming & Lv, Jinsheng & Wang, Youtang & He, Fang. "Experimental and numerical studies on the effect of packed bed length on CO and NO_x emissions in a plane-parallel porous combustor". *Energy*. 181, 2019, pp. 250-263.

English Abstract

Experimental investigation of heat transfer in a porous burner to be used in low power application

Hossein Soltanian¹, Mohammad Zabetian Targhi^{2*}, Mehdi Maerefat

1- Department of Mechanical Engineering, Tarbiat Modares, Tehran, Iran, Hossein.soltanian@modarres.ac.ir

2- Department of Mechanical Engineering, Tarbiat Modares, Tehran, Iran, Zabetian@modares.ac.ir

3- Department of Mechanical Engineering, Tarbiat Modares, Tehran, Iran, Maerefat@modares.ac.ir

*Corresponding author

(Received: 2022.02.20, Received in revised form: 2022.04.17, Accepted: 2022.04.30)

In the present study, a porous household burner with natural gas fuel has been investigated in a laboratory to estimate heat transfer and the level of its pollutants. According to the national standard, a standard container containing water has been used to perform tests of thermal efficiency, heat transfer and pollutants. The porous medium is made of silicon carbide and is installed on a test bed designed and made for this purpose. The water container has achieved its maximum thermal efficiency 29% during a heating process and within the operating range of the burner rate for a selected distance of 1.5 cm between the surface of the burner and the bottom of the container.

This efficiency is also associated with the lowest emissions of NO_x and CO pollutants, which are 2.2ppm and 4ppm, respectively. Also, the convective heat transfer of the bottom of the dish and its wall, respectively, 58% and 28%, along with radiation from the surface and flame radiation, which account for 2% and 12% of the total heat transfer, respectively. In another experiment with the constant heat output of the burner, the burner equivalence ratio was investigated and the highest thermal efficiency, corresponding to $\phi = 0.998$ and equal to 23.9%, was obtained.

Keywords: natural gas, porous burner, thermal efficiency, convective heat transfer, radiation