

بررسی آزمایشگاهی انتقال حرارت در مشعل متخلخل جهت استفاده در مصارف توان پایین

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

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

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

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

* نویسنده مخاطب

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 آرمونی که به همین منظور طراحی و ساخته شده، نصب گردیده 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 ۲.۲ppm و 4ppm می‌باشد، نیز همراه است. همچنین انتقال حرارت همرفتی کف ظرف و دیواره‌ی آن 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.

کلمات کلیدی: 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 کردند. او بر پایداری شعله و انتشار در یک مشعل متخلخل شنی تمرکز کرد و یک مدل 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 به طور قابل توجهی در نسبت هم‌ارزی بین ۰.۶ 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 رسلنایی، رلندمان تابشی، ضریب همرفتی و برخی ویژگی‌های سیال یعنی سرعت و تلاطم 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 و مواد آن را بر روی عملکرد مشعل متخلخل سرامیکی با استفاده از دستگاه آزمایشی خود برای بررسی ویژگی‌های فیزیکی فوم سرامیکی مورد استفاده 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 مختلف را برای تأثیر آنها بر عملکرد مشعل بررسی کردند. نتایج نشان داد که راندمان حرارتی در فوم‌های با تخلخل کمتر با افزایش هوای اضافی به طور فوق‌العاده‌ای افزایش می‌یابد، در حالی که در تخلخل‌های بالاتر این تغییر چندان شدید نیست. آنها همچنین دریافتند که میزان آلاینده NO_x با تخلخل افزایش می‌یابد. دستاورد دیگر این بود که فوم اکسید آلومینیوم در مقایسه با فوم‌های سیلیکون کارباید 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. لایه زیرین مورد استفاده برای پیش گرمایش دارای تخلخل ۴۰٪ و لایه احتراق بالایی دارای تخلخل ۶۰٪ 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 به طوری که در مقدار بیش از ۰.۷۱ مشعل در سطح مشترک بین دو لایه پایدار بود. افزایش ضخامت منجر به انتقال حرارت تشعشع بیشتر می‌شود در حالی که فراتر از ضخامت خاص باعث می‌شود سطح بیشتر شده و در نتیجه دمای مشعل کمتر شود و شعله به سمت پایین دست برود. میزان آلاینده CO با افزایش نسبت هم‌ارزی کاهش می‌یابد در حالی که NO_x در ضخامت‌های مختلف لایه بالایی یکسان باقی می‌ماند (برای نسبت‌های هم‌ارزی 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٪ در مقایسه با مشعل‌های معمولی شد. حبیب و همکاران [۸] به طور تجربی پاسخ احتراق در مشعل متخلخل SiC به تغییرات نرخ جریان سوخت را بررسی کرد. 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 می‌شود 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، خان 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 هم‌ارزی بر دمای خروجی و آلودگی یک مشعل متخلخل سرامیکی بود. آنها نشان دادند که CO با افزایش سرعت پیش مخلوط افزایش می‌یابد. آنها استدلال کردند که میزان CO به محل شعله بستگی

دارد و در سرعت های پیش مخلوط بالا، شعله در نزدیکی خروجی مشعل ایجاد می شود، بنابراین زمان کافی برای تبدیل CO به CO₂ وجود نخواهد داشت. بازه پایداری در تحقیق آنها بین ۱۵ سانتی متر بر ثانیه تا ۴۸ سانتی متر بر ثانیه بود. موجیو و همکاران [۱۰-۱۲] مطلب جامعی را در مورد کاربردهای فناوری احتراق متخلخل جمع آوری کردند. مروری برای مطالعات توان پایین (مشعل زیر ۲۰ کیلو وات) به شرح زیر است:

آودیک و همکاران [۱۳] به طور تجربی احتراق را در محیط متخلخل برای کاربردهای خانگی بررسی کرد. آنها نشان دادند که استفاده از مشعل متخلخل می تواند توان حرارتی را تا ۸ برابر در مقایسه با مشعل های خانگی افزایش دهد و CO و NOx کمتری منتشر می کند. موتوکومار و شیماکومار [۱۴] یک مشعل تابشی متخلخل با سوخت LPG برای کاربردهای پخت و پز ایجاد کردند. راندمان حرارتی فرآیند پخت و پز را با آزمایش های استاندارد شده آنها پیدا کردند. آنها بهترین بازه را ۷۵٪ با استفاده از سه تخلخل در نسبت هم ارزی و وات مختلف برای بهینه سازی تخلخل گزارش کردند. آنها همچنین انتشار گازهای NOx و CO را بسیار کمتر از انتشار در مشعل های معمولی هند گزارش کردند. پانی گراهی و همکاران [۱۵] از سوخت LPG در یک مشعل تابشی متخلخل دو لایه، یک منطقه پیش گرمایش و یک منطقه احتراق با تخلخل ۹۰٪ ایجاد کردند. برای بهبود راندمان 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 راندمان حرارتی بالا و انتشار کم CO پیشنهاد می کنند. 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 اندازه گیری انتشار CO و NOx همراه با کارایی مورد آزمایش قرار گرفتند. راندمان حرارتی برای محدوده توان آنها با حداکثر مخلوط روغن پخت و پز، بین ۳۷.۸ تا ۴۵.۳ درصد برای مشعل های متخلخل و ۲۸.۶-۳۸.۲ درصد برای مشعل های معمولی متفاوت است. کاهش CO و NOx گزارش شده آنها برای مشعل متخلخل ۶۰٪ و ۸۳٪ و همچنین ۴۹ دقیقه صرفه جویی در زمان پخت و ۵۹٪ در مصرف سوخت روزانه در حمایت از مشعل های متخلخل گزارش شده است. قراقی و همکاران [۱۷] انتشار آلاینده را در یک مشعل متخلخل با سوراخی در مرکز آن بررسی کرد. اثرات نرخ آتش و قطر سوراخ بر انتشار آلاینده 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 می شود. آنها همچنین نشان دادند که در نرخ آتش های بالا، انتشار CO کمتر می شود. آنها به این نتیجه رسیدند که انتشار NOx تنها با نسبت هم ارزی تغییر می کند و سایر پارامترها تأثیر معنی داری بر آن ندارند. امیددی و دوازده امامی [۱۸] کارایی یک مشعل فلزی متخلخل را همراه با آلودگی آن بررسی کردند. آنها توان حرارتی و نسبت هم ارزی را برای مطالعه بازه حرارتی و آلودگی تغییر دادند. حداکثر راندمان حرارتی آنها ۳۹.۴٪ در نسبت معادل ۰.۸ و توان ۱۰۰ کیلووات رخ داده است. آنها همچنین نشان دادند که NOx با افزایش توان حرارتی افزایش می یابد. مشعل متخلخل آنها در راندمان و انتشار آلاینده، در مقایسه با مشعل شعله آزاد بهبود یافته است.

در ناحیه انتقال حرارت مشعل متخلخل دهاج و همکاران [۱۹] یک مشعل متخلخل دو لایه ساخته شده است که به عنوان مبدل حرارتی برای مصارف خانگی استفاده می شود. با ثبت دمای محیط متخلخل، افت فشار، انتشار NO و راندمان، آن ها نشان دادند که با افزایش توان و هوای اضافی، جبهه

شعله به سمت جلو حرکت می کند. آنها همچنین به این نتیجه رسیدند که در یک توان ثابت، افزایش هوای اضافی باعث افزایش سرعت جریان و کاهش فشار می شود. منتج از بالاترین دمای محصولات احتراق، حداکثر بازه حرارتی در هوای اضافی ۱/۲ رخ داد. هدی و همکاران [۲۰] انتقال حرارت را در یک مشعل متخلخل مستطیلی با منطقه پیش گرما به صورت عددی بررسی کرد. آنها از مکانیسم واکنش پنج مرحله ای در مدل سازی سه بعدی احتراق مخلوط هوا-متان استفاده کردند. آنها به این نتیجه رسیدند که با افزایش نسبت هوای اضافی، مشعل متخلخل دارای درجه حرارت، انتشار CO و NO کمتری است. با بدست 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 ناحیه ای با ماتریس درجه بندی شده فضایی استفاده کرد. نتایج محاسباتی و تجربی آنها نشان داد که طراحی ماتریس متخلخل تأثیر مهمی بر دامنه توان و بیش از ۵۰ درصد نرخ آتش بالاتر دارد که در مقایسه با طرح های معمول بهبود یافته است. با تغییر توپولوژی ماتریس تغییر شکل تابشی و تبادل حرارت، شعله بیشتر و در محدوده وسیع تری از شرایط عملیاتی تثبیت شد. سونگ و همکاران [۲۲] برخی از ترتیبات مشعل متخلخل با بازیابی حرارت را به صورت عددی بررسی کرد. نتایج آنها نشان داد که توان مشعل، آرایش، ظرفیت حرارتی محیط و گردش مجدد حرارت، تأثیر عمده ای بر انتشار موج احتراق دارد. آن ها همچنین نشان دادند که دمای مشعل متخلخل سرامیکی بیشتر از محیط متخلخل فلزی سرامیکی به دلیل ظرفیت ذخیره سازی گرما است. کائانو و همکاران [۲۳] به طور تجربی بر تابش حرارتی مشعل متخلخل جامد متمرکز شده است. آنها شار حرارتی تشعشع با چگالی و تخلخل مختلف بخش جامد مشعل متخلخل را با نسبت هم ارزی و توان متفاوت آنالیز کردند. آنها با استفاده از یک رادیومتر به این نتیجه رسیدند که کاربرد سیلیکون در مقایسه با زیرکونیا کارایی تابشی بیشتری دارد. با این حال، زیرکونیا می تواند مشعل را برای نسبت های هم ارزی حتی کمتر از ۰.۶ تثبیت کند. آنها در نهایت نشان دادند که راندمان تابش رابطه مستقیمی با تخلخل دارد. چن و همکاران [۲۴] بهبود محیط متخلخل را در عملکرد حرارتی مشعل های میکرو مقیاس نشان دادند. آنها از زیرکونیا و فوم نیکل در مشعل خود برای سوخت مایع اتانول استفاده کردند. آنها در مطالعه تجربی خود نشان دادند که محیط متخلخل راندمان انتقال حرارت را بهبود می بخشد زیرا مشعل آن ها در شرایط احتراق مدفون دارای دما، دمای گاز خروجی و دمای دیواره بالاتر در مقایسه با مشعل شعله آزاد است. آن ها به این نتیجه رسیدند که شعله مدفون دارای راندمان انتقال حرارتی دو برابر شعله آزاد است. بونوویچ و همکاران [۲۵] پایداری شعله را در یک مشعل متخلخل دو لایه برای پروپان بررسی کرد و آن را در ناحیه احتراق آزمایش کرد. آنها با استفاده از سه ماده متخلخل مختلف، توزیع دمای محوری، حداکثر دما و انتشار CO و NOx را اندازه گیری کردند. آن ها همچنین سرعت انتشار موج را تجزیه و تحلیل کردند و نشان دادند که با افزایش سرعت و کاهش نسبت هم ارزی سرعت انتشار افزایش می یابد. یک نسبت هم ارزی ۰.۵ با سرعت جریان مخلوط بین ۲۰-۳۰ لیتر بر دقیقه شعله تثبیت شده بین دو ماده متخلخل بهترین حالت آن ها بوده است. انتشار آلاینده ذکر شده از چند پی پی ام تجاوز نمی کند که به عنوان احتراق کامل نتیجه می شود.

همانطور که مشاهده می شود مشعل متخلخل در کنار پایداری و محدوده توان حرارتی خود به راندمان حرارتی و آلودگی که دغدغه اصلی آن است

یک آنالایزر گاز تستو برای اندازه گیری کسرهای NO، NO₂ و CO گازهای دودکش استفاده می شود (دقت به ترتیب ۱، ۰.۱ و ۱ ppm است). دماسنج مادون قرمز (Testo) نیز برای اندازه گیری 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 میلی متر روی ظرف استفاده می شود (مطابق با کاتالوگ دماسنج مادون قرمز). سایر دستگاه های اندازه گیری با دقت و محدوده مناسب برای نتایج در جدول ۱ خلاصه شده است.

جدول ۱: تجهیزات اندازه گیر به همراه محدوده و دقت هر یک

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 آزمایشی (۳۷.۷۸ MJ/m³ است).

از دو ترموکوپل نوع K برای اندازه گیری سطح مشعل و دمای داخل آب استفاده می شود که در مرکز حجمی آب قرار می گیرند تا دمای نتیجه قابل اطمینان تری را نشان دهند. ترموکوپل نوع B دمای شعله را در هر آزمایش پس از اصلاح دما به دلیل دمای تابش بالای سنسور مهره ای خود اندازه گیری می کند. دماسنج مادون قرمز سه نقطه مختلف کف ظرف (رو به مشعل) را هدف قرار می دهد تا دمای متوسط کف ظرف را برای محاسبه حالت تشعشع فرآیند گرمایش استفاده کند.

برای مشعل متخلخل خالی، آنالایزر گاز محتویات و دمای انتشار دودکش را برای بررسی وضعیت مشعل هر آزمایش قبل از اعمال بار حرارتی (آب قابلمه) می دهد. اندازه گیری در قسمت های مختلف ظرف مشعل در شکل ۳ نشان داده شده است. با در نظر گرفتن ظرف و آب به عنوان یک سیستم، کل گرمای بدست آمده توسط این سیستم در یک فرآیند گرمایش از ۲۰ تا ۶۰ درجه سلسیوس به کمک معادله (۲) محاسبه می شود.

آماده سازی آزمون

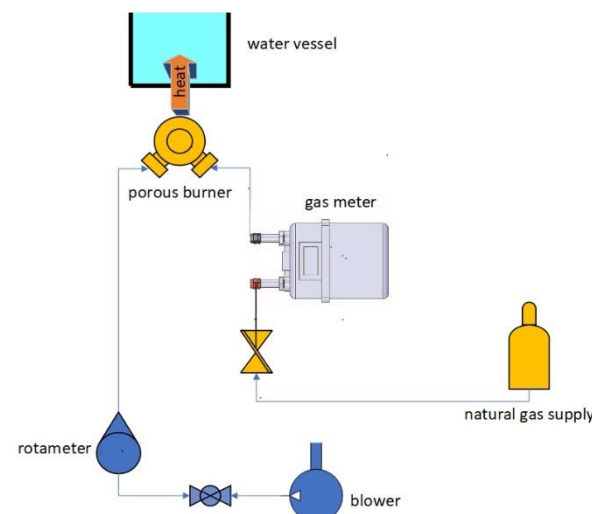
در مرحله اول، آزمایش ها در فشار و دمای محیط ۸۸.۵ کیلو پاسکال و ۱۶ درجه سانتیگراد انجام می شود. هر آزمایش، نسبت هم ارزی نزدیک به ۱ نگه داشته می شود تا یک رژیم احتراق استاندارد برای مشعل متخلخل داشته باشد و نرخ های آتش مختلف (FR) برای تجزیه و تحلیل به مشعل معرفی می شود. با توجه به موسسه استاندارد و تحقیقات صنعتی ایران ISIRI - 10325 که در استانداردهای داخلی نیز قابل ردیابی است، ظرف آلومینیومی با قطر ۳۰ سانتی متر به وزن ۰.۷۳۶ کیلوگرم حاوی جرم آب ۷.۷۵ کیلوگرم از دمای ۲۰ درجه سانتیگراد تا ۹۰ درجه سانتیگراد گرم می

توجه بیشتری نیاز دارد. در این تحقیق، با تغییر فاصله بین سطح مشعل و کف ظرف، مشعل در راندمان حرارتی و پایداری با انتشار آلودگی CO و NO_x در محدوده استاندارد بهبود یافته است. در این تحقیق دو نرخ انتقال حرارت تابشی و دو نرخ انتقال حرارت همرفتی مورد اشاره قرار گرفته و پیشنهاداتی برای بهبود تابش و انتقال حرارت همرفتی استخراج شده است. در نهایت پیشنهاداتی برای بهبود سرعت انتقال حرارت ارائه شد. در تحقیق حاضر با تغییر فاصله ظرف از مشعل، این مشعل از نظر بازده حرارتی و پایداری بهبود داده شد و مقادیر آلاینده های حاصل از آن نیز در محدوده مجاز به دست آمده است.

توضیحات بستر آزمون

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 فلکه ای و تویی که به ترتیب برای کنترل دبی گاز ورودی و قطع و وصل کلی گاز به کار می روند، از کنتور 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 روماتر رصد می شود. با تنظیم میزان دبی سوخت گاز، توان مشعل تعیین شده و تغییر دبی هوا نیز نسبت هم ارزی سوختن مشعل را تعیین می کند. استفاده از کنتور 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.

بیشینه توان طراحی مشعل و بستر مربوطه، 10 kW 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 آلاینده ها را نیز که به کمک گاز آنالایزر سنجیده می شود، فراهم آورد. بستر آزمون مذکور قابلیت تغییر در فاصله ی بین ظرف و سرمشعل را ایجاد نموده و می تواند برای مشعل های 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 ۱ آمده است.

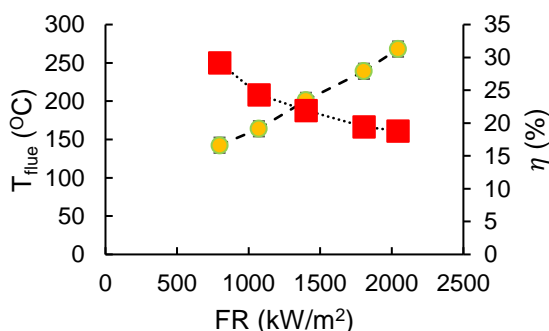


شکل ۱: نمای کلی از بستر آزمون و تجهیزات اصلی آن

برای اطمینان بیشتر نتایج، هر آزمون سه بار با شرایط یکسان تکرار می شود تا از تکرارپذیری نتایج اطمینان حاصل شود و از میانگین به عنوان نتیجه نهایی استفاده می شود. داده ها با عدم قطعیت به دست آمده با انحراف استاندارد مستقیم از اندازه گیری یا محاسبه شده در مورد فرمول ها (مانند نرخ آتش) گزارش می شوند.

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 می یابد در شکل ۲ نشان داده شده است. منطقی است که هر چه دمای دودکش بیشتر باشد بازده حرارتی کمتری انتظار می رود. در حداکثر نرخ آتش، شیب تغییرات راندمان حرارتی کاهش می یابد و به مقدار نهایی خود یعنی ۱۸.۸٪ می رسد. علاوه بر این، می توان دید که بازده حرارتی کاهش می یابد زیرا گرمای بیشتری از طریق دیواره های ظرف هدر می رود، (با افزایش آتش علیرغم افزایش دمای شعله از 1427 ± 15 درجه سانتیگراد به 1543 ± 50 درجه سانتیگراد). بنابراین، نرخ آتش ۷۹۶ کیلووات بر متر مربع که مربوط به توان مشعل ۳.۹ کیلووات است، بیشترین راندمان ۲۹.۲٪ را در مقایسه با سایر نرخ های آتش اعمال شده دارد. شایان ذکر است که در نرخ آتش بالاتر با افزایش نرخ آتش، حرارت بیشتری به ظرف اضافه می شود، حرارت بیشتری نیز توسط شعله جانبی هدر می رود و بنابراین راندمان حرارتی به مقدار ثابتی می رسد.



شکل ۲: 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، راندمان حرارتی فرآیند گرمایش بر حسب نسبت های هم ارزی مختلف، ϕ ، که در شکل ۳ نشان داده شده است، به دست می آید. می توان نتیجه گرفت که بازده حرارتی در دو طرف $\phi=1$ کاهش می یابد که کاملاً معقول است و در شرایط استوکیومتری مشعل متخلخل در بالاترین مقدار بازده خود یعنی ۲۳.۹۳ درصد قرار دارد. داده های قبلی در مورد تغییرات توان حرارتی در نسبت هم ارزی $\phi=0.9 \pm 0.07$ از ثبات بصری احتراق مشعل حکایت دارد. بنابراین مطابق شکل ۳ می توان عملکرد بهتری در حدود $\phi=1.0$ پیدا کرد. از شکل ۳ مشخص است که حرکت از استوکیومتری به سمت رژیم های احتراق غنی، $\phi > 1$ ، باعث می شود شعله کنار ظرف به طور ناخواسته و دور از سمت ظرف رشد کند. بنابراین، اتلاف حرارت جانبی افزایش می یابد و اثرات برخورد جت های شعله تضعیف می شود که منجر به کاهش راندمان حرارتی می شود. با این حال، حرکت از استوکیومتری به سمت رژیم های سوختگی رقیق، $\phi < 1$ شعله جانبی را کاملاً از بین می برد و در نتیجه دمای سمت پایین تر، انتقال حرارت جانبی کمتر و در نتیجه راندمان حرارتی کمتری ایجاد می کند.

شود. سپری شده برای این فرآیند برای تعیین بازده حرارتی با معادله استفاده می شود. (۱):

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

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 بر حسب 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) 37.78 MJ/m^3 می باشد.

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

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 نماینده ضریب صدور، مساحت و ضریب شکل هستند و زیرنویس های g ، p و s به ترتیب گاز احتراق، ظرف و سطح مشعل را نشان می دهند. 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 [۲۶]). با در نظر گرفتن ضرایب شکل معادل با ۱ (به دلیل 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 می کند، بنابراین میانگین اندازه های آن در معادله (۲) اعمال می شود. همبستگی های متعدد، تعداد ناسلت متوسط جت برخوردی را نشان می دهد که محدودیت هایی بر روی Re_{jet} و نسبت فاصله به قطر نازل دارد. به منظور ارزیابی انتقال حرارت جابجایی، از همبستگی جت برخورد داغ استفاده می شود که عدد ناسلت متوسط (Nu_{ave}) را به جت عدد رینولدز (Re_{jet}) برای کف ظرف مطابق معادله پیوند می دهد. (۳) [۲۷]:

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

$$3600 < Re_{jet} < 27600 \quad \& \quad 0.1 < \frac{H}{D_B} < 1 \quad (3)$$

که در آن H شکاف بین سطح مشعل و کف ظرف و D قطر معادل شعله (۷ سانتی متر در مطالعه حاضر) است. با خطای کمتر از ۱٪ در مقایسه با معادله (۳) عدد ناسلت پیشنهاد شده توسط [۲۸] نیز با معادله (۴) داده شده و قابل استفاده است که در آن ناسلت کنار ظرف داده شده است:

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

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

که در آن W_{sh} فاصله بین ضلع ظرف و دودکش (در اینجا ۲۰ سانتی متر) است. با داشتن انتقال حرارت همرفتی Nu_{ave} می توان مانند معادله (۵) به دست آورد.

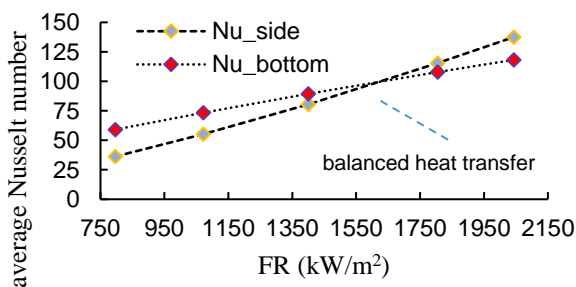
$$Q_{conv} = h A_p (T_g - T_{pot}) = \frac{k Nu}{D_p} A_p (T_g - T_{pot}) \quad (5)$$

عدد کناری از معادله ۴ استفاده شده است. می توان نتیجه گرفت که سهم تشعشع سطحی با ۱.۵٪-۰.۵٪ از کل نرخ انتقال حرارت، کمترین است، سپس تابش شعله سهم بیشتری دارد، ۵٪-۱۱٪، سهم های نرخ انتقال حرارت همرفت جانبی و پایینی ۲۸٪-۵۰ درصد و به ترتیب ۴۴-۵۸ درصد به دست آمده است. همچنین قابل توجه است که با افزایش نرخ آتش، سهم نرخ انتقال حرارت همرفت جانبی به تدریج از همرفت پایین پیشی می گیرد. افزایش نرخ آتش و در نتیجه سرعت اختلاط باعث می شود 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 می ماند.

جدول ۲: سهم درصدی انتقال حرارت به ظرف

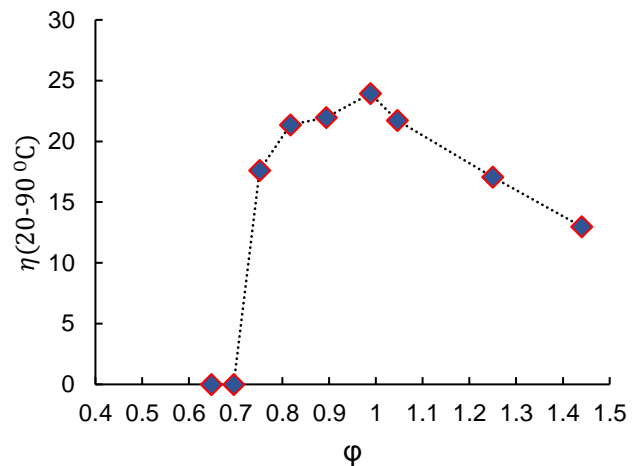
FR (kW/m ²)	surface-Q radiation	flame-Q radiation	side-Q convection	bottom-Q convection
797	2%	12%	28%	58%
1072	1%	9%	38%	52%
1400	1%	8%	39%	52%
1805	0.5%	5.5%	53%	41%
2043	0.5%	5.5%	50%	44%

در شکل ۵ اعداد ناسلت برای کف ظرف و کناره ی آن برای ارزیابی بهتر انتقال حرارت نشان داده 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 به صورت کلی ثابت است. همرفت جانبی به دلیل سرعت و دمای شعله جانبی و همچنین به دلیل افزایش سطح انتقال حرارت افزایش می یابد. با افزایش ظرفیت حرارتی، افزایش قابل توجهی در همرفت سطحی وجود دارد. شکل ۵ همچنین نقطه تقاطع عدد ناسلت و کناری حالت انتقال حرارت متعادل را نشان می دهد.



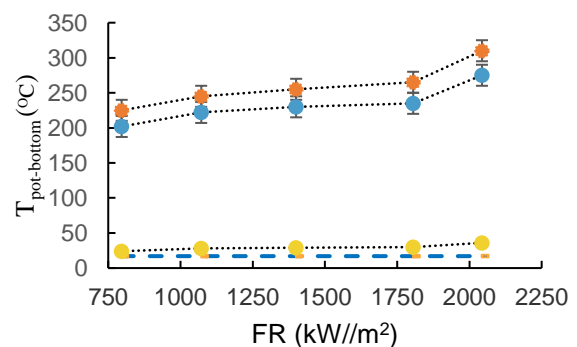
شکل ۵: اعداد ناسلت کناری و زیرین مربوط به انتقال حرارت جابجایی به ظرف

موضوع دیگر استفاده از مشعل ها، مربوط به انتشار NOx و CO است که در شکل ۶ نشان داده شده است. لازم به ذکر است که نمودار NOx مخفف NO+NO₂ بر حسب ppm است. به منظور دستیابی به انتشار استاندارد CO، سازمان بهداشت جهانی (WHO) انتشار CO را محدود می کند [۲۹]. این محدودیت توسط مشعل متخلخل ارائه شده در این تحقیق با انتشار CO₂ تا ۸ پی پی ام برآورده شده. دلیل افزایش NOx در حالی که نرخ آتش افزایش می یابد به دلیل افزایش دمای دودکش و شعله است که باعث تشکیل NOx حرارتی بیشتری می شود. در مشعل های متخلخل،



شکل ۳: بازده فرآیند گرمایش بر حسب نسبت هم‌ارزی

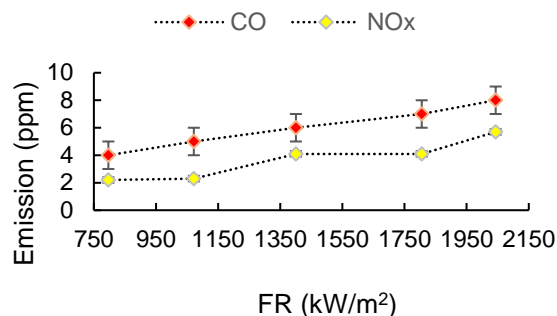
دو فاصله مناسب بین کف ظرف و سطح سرمشعل (D)، فاصله D=1.5 سانتی‌متر و D=3 سانتی‌متر در فرآیند گرمایش روی ظرف اعمال می‌شود. شایان ذکر است برای D=0-0.5 سانتی متر احتراق پایدار در مشعل وجود نداشت. برای D > 4 سانتی متر شرایط شعله در حالت خاموشی بود. با افزایش نرخ آتش، انتقال حرارت به ته ظرف افزایش می یابد و در نتیجه دمای آن بالا می رود. شکل ۴ دمای کف ظرف را برای این دو فاصله نشان می دهد. در D=3 سانتی متر، مشعل به دلیل دمای سطحی بیشتر درخشندگی بیشتری دارد. با این حال، راندمان کمتر بوده و این مربوط به ضعف در برخورد با انتقال حرارت همرفتی و هدر رفتن گرمای همرفتی بیشتر به دلیل خروج گاز داغ از ظرف است. همچنین نتایج نشان می دهد که راندمان حرارتی با نرخ آتش کاهش می یابد، اما در نرخ آتش بالاتر، راندمان حرارتی برای این دو فاصله به سمت عدد یکسانی رفته و به تدریج منطبق می شوند که این امر به دلیل بلند شدن تدریجی شعله‌های کوچک روی مشعل است که اثر فاصله را جبران می کند.



شکل ۴: تغییرات دمای کف ظرف به ازای فواصل مختلف ظرف-مشعل

جدول ۲ سهم های انتقال حرارت را برای فرآیند گرمایش آب در محدوده دمایی ۲۰ تا ۶۰ درجه سانتیگراد نشان می دهد. توجه داشته باشید که

پیش گرمایش طبیعی بیشتر، اختلاط بهتر سوخت و هوا و دمای سطح مشعل، منجر به پیش گرمایش بیشتر درست قبل از احتراق شده و لذا باعث تشکیل کمتر CO در مقایسه با مشعل های معمولی می شود. همانطور که در شکل ۶ نشان داده شده است افزایش نرخ آتش منجر به تولید بیشتر CO₂ می شود. این را می توان به افزایش احتراق جانبی نسبت داد که تا حدی با احتراق ناقص همراه است.



شکل ۶: اعداد ناسلت کناری و زیرین مربوط به انتقال حرارت جابجایی به ظرف

نتیجه گیری

در کار حاضر، یک بستر آزمون برای یک مشعل متخلخل برای گرم کردن یک ظرف حاوی آب برای تجزیه و تحلیل حالت های انتقال حرارت به سامانه آب-ظرف و ارزیابی کارایی و انتشار آلاینده ها طراحی و ساخته شده است. بخش های جانبی و پایین انتقال حرارت 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 بخش تابش سطحی است که به دنبال آن تابش شعله تا ۲٪ از کل انتقال حرارت را تشکیل می دهد. با در نظر گرفتن انتقال حرارت جابجایی، برای نرخ های آتش پایین تر، همرفت پایین غالب است، در حالی که نرخ های آتش بالاتر منجر به افزایش همرفت جانبی می شود، به گونه ای که برای توان نامی، همرفت جانبی عامل اصلی انتقال حرارت است.

راندمان کلی ظرف به ۲۹٪ می رسد که مربوط به کمترین سرعت شلیک آن است. علاوه بر این، بهترین بازده حرارتی در $\phi = 0.99$ بوده که چهار فاصله برای تعیین این مورد ارزیابی شده است

برای دستیابی به راندمان حرارتی بالاتر، 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 فاصله همچنین از نظر انتشار CO و NOx مناسب است که با محدودیت استاندارد WHO مطابقت دارد.

خلاً 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 تشعشع است. 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 تغییرات ترکیبات سوخت تأثیر ناچیزی بر بازده حرارتی و سهم انتقال حرارت برای محدوده در طول سال ۱۳۹۹ داشته است.

فهرست علائم

A	مساحت، m ²
c_p	گرمای ویژه در فشار ثابت، J/kgK
FR	نرخ آتش، kW/m ²
	فهرست علائم یونانی
ρ	چگالی، kg/m ³

زیر نویس ها

p	ظرف
---	-----

مراجع

- 1- De Soete G., 1967, "Stability and propagation of combustion waves in inert porous media", *Proceedings of the symposium (international) on combustion*, 13, 959-966.
- 2- Chafin C, Koenig M, Matthews RDK, Hall MJ, Nichol SP and Lim IG., 1991, "Experimental Investigation of Premixed Combustion Within Highly Porous Media", *Proceeding ASME/JSM Thermal Engineering Joint*, 19, 219-224.
- 3- Howell JR, Buckius RO., 1992, "Fundamentals of Engineering Thermodynamics", McGraw-Hill, New York, 888.
- 4- Trimis D and Durst F., 1996, "Combustion in a porous medium-advances and applications", *Combust Science and Technology*, 121, 153-168.
- 5- Shakiba SA, Ebrahimi R, Shams M and Yazdanfar Z., 2015, "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, 176-191.
- 6- Al-attab KA, John Chung Ho, Zainal ZA., 2015, "Experimental investigation of submerged flame in packed bed porous media burner fueled by low heating value producer gas", *Experimental Thermal and Fluid Science*, 62, 1-8.
- 7- Aekkaphon Chaelek, Usa Makmool Grare, Sumrerng Jugjai, 2019, "Self-aspirating/air-preheating porous medium gas burner", *Applied Thermal Engineering*, 153, 181-189
- 8- Rabeeah Habib, Bijan Yadollahi, Ali Saeed, Mohammad Hossein Doranehgard, Larry K.B. Li, Nader Karimi, 2021, "Unsteady ultra-lean combustion of methane and biogas in a porous burner - An experimental study", *Applied Thermal Engineering*, 182, ISSN 1359-4311
- 9- Khanna V, Goel R and Ellzey JL., 1994 "Measurements of emissions and radiation for methane combustion within a porous medium burner", *Combustion Science and Technology* 99, 133-142.
- 10- Mujeebu MA, Abdullah MZ, Bakar MA, Mohamad AA, Abdullah MK., 2009, "A review of investigations on liquid fuel combustion in porous inert media" *Progress in Energy and Combustion Science*, 35, 216-230.
- 11- Mujeebu MA, Abdullah MZ, Bakar MA, Mohamad AA, Abdullah MK., 2009, "Applications of porous media combustion technology-a review", *Applied Energy*, 86, 1365-75.
- 12- Mujeebu MA, Abdullah MZ, Bakar MA, Mohamad AA, Muhad RM, Abdullah MK., 2009, "Combustion in porous media and its applications-a comprehensive survey" *Journal of environmental management*, 90, 2287-2312.

developing countries", 2013, *the ASME 2013 International Design Engineering Technical & Computers and Information in Engineering*, 192, 201-206

29- World Health Organization. WHO guidelines for indoor air quality: selected pollutants, 2010, Geneva: Switzerland World Health Organization; 2010.

13- Avdic F, Adzic M, Durst F., 2010, "Small scale porous medium combustion system for heat production in households", *Applied Energy*, 87, 2148-2155.

14- P. Muthukumar, P.I. Shyamkumar, 2013, "Development of novel porous radiant burners for LPG cooking applications", *Fuel* 112, 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, 404-414

16- L. K. Kaushik and P. Muthukumar, 2020, "Thermal and economic performance assessments of waste cooking oil /kerosene blend operated pressure cook-stove with porous radiant burner", *Energy* 206, 102-118

17- S. A. Ghorashi, S. A. Hashemi, S. M. Hashemi, M. Mollamahdi, 2018, "Experimental study on pollutant emissions in the novel combined porous-free flame burner", *Energy*, 162, 517-525

18- M. Omid and M. D. Emami, 2020, "Experimental investigation of premixed combustion and thermal efficiency in a porous heating burner", *International Journal of Energy Research*, 45, 1948-1958

19- Mohammad Shafiey Dehaj, Reza Ebrahimi, Mehrzad Shams, Meisam Farzaneh, 2017, "Experimental analysis of natural gas combustion in a porous burner", *Experimental Thermal and Fluid Science*, 84, 134-143,

20- Shabani Nejad Hoda, Seyyed Abdolreza Gandjalikhan Nassab, Jahanshahi Javaran Ebrahim, 2019, "Three dimensional numerical simulation of combustion and heat transfer in porous radiant burners", *International Journal of Thermal Sciences*, 145, 1290-0729

21- Sadaf Sobhani, Danyal Mohaddes, Emeric . B. Muhunthan, Matthias Ihme, 2019, "Modulation of Heat Transfer for Extended Flame Stabilization in Porous Media Burners via Topology Gradation", *Proceeding of the Combustion Institute*, 37, 5697-5704

22- Fuqiang Song, Zhi Wen, Yuan Fang, Enyu Wang, Xunliang Liu, 2020, "Combustion Wave Propagation of a Modular Porous Burner with Annular Heat Recirculation", *Journal of thermal science*, 29, 98-107.

23- N. R. Caetano, Giulio Lorenzini, Andressa. R. Lhamby, Vinicyus. M. Guillet, Marcos. A. Klunk, Luiz. A. Rocha, 2020, "Experimental Assessment of Thermal Radiation Behavior Emitted by Solid Porous Material", *International Journal of Heat and Technology* 38, 1-8.

24- Xinjian Chen, Junwei Li, Dan Zhao, Muhammad .t Rashid, Xinyuan Zhou and Ninjfei Wang, 2021, "Effects of porous media on partially premixed combustion and heat transfer in meso-scale burners fuelled with ethanol" , *Energy*, 224, 120-191.

25- V. Bubnovich, H. Hernandez, M. Toledo, C. Flores, 2021, "Experimental investigation of flame stability in the premixed propane-air combustion in two-section porous media burner", *Fuel*, 291, 117-120.

26- Walter W. Yuen, 2009, "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, 3159-3168.

27- Lytle, D. and Webb, B. W. , 1994, "Air jet impingement heat transfer at low nozzle-plate spacings". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 37, 1687-1697.

28- N. MacCarty and K. M. Bryden, "A heat transfer model for conceptual design of a biomass cookstove for