

The Effect of Equivalence Ratio on The Combustion Characteristics and CO Emissions of a Porous Burner used for Cooking Applications

Matin Kavand¹, Mohammad Mahdi Heyhat^{2*}, Mohammad Zabetian Targhi^{3**}

¹ Department of Mechanical Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran. Email: matin_kavand@modares.ac.ir

² **Corresponding author**, Department of Mechanical Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran. Email: mmheyhat@modares.ac.ir

³ **Corresponding author**, Department of Mechanical Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran. Email: zabetian@modares.ac.ir

ARTICLE INFO

Article type

Research Article

Article history

Received 2025.08.16

Received in revised form 2025.09.17

Accepted 2025.09.28

Available online 2025.09.29

Keywords

Porous Burner
Equivalence Ratio
Thermal Efficiency
CO Emission
Cooking Application

ABSTRACT

Porous burners are considered efficient alternatives for domestic cooking systems. However, the influence of equivalence-ratio variations on their performance requires further investigation. This study presents a fully comprehensive, simultaneous evaluation of lean-to-rich combustion effects on all functional aspects of a porous cooking burner—including flame stability, flame and ceramic temperatures, preheat-zone temperature, thermal efficiency, heat-transfer partitioning to the cookware, and CO emissions—an integrated analysis not previously reported. Experiments were conducted at 1.83 kW (P_{min}), and variations in temperature fields, flame behavior, and pollutant formation were assessed. Results showed that at $\phi = 0.7$ the burner achieved its maximum thermal efficiency of 63.2%, while CO emissions remained as low as ~3 ppm. For $\phi < 0.7$, the flame became semi-stable, whereas for $\phi > 0.7$, thermal efficiency decreased and CO emissions increased. Across all tested conditions, CO remained within safe limits (3–25 ppm). Flame stability was maintained within $\phi = 0.55$ –1.2, and at $\phi = 0.7$ —where maximum efficiency occurred—the flame was blue and attached to the ceramic surface. These findings highlight that precise control of the equivalence ratio can significantly improve thermal performance and reduce emissions, enabling optimized designs for domestic porous burners.

Experimental Study

Porous burners have gained increasing attention as efficient alternatives to conventional free-flame burners for domestic cooking applications owing to their enhanced thermal efficiency, improved temperature uniformity, and reduced pollutant emissions. By stabilizing combustion within or near a porous ceramic matrix, these burners promote internal heat recirculation and intensify heat transfer to the cookware. Despite these advantages, their performance is highly sensitive to operating parameters, among which the equivalence ratio plays a pivotal role. Variations in equivalence ratio can significantly alter flame stability, combustion regime, temperature distribution, heat-transfer mechanisms, and pollutant formation. Although previous studies have investigated the influence of equivalence ratio on selected performance indicators, a comprehensive experimental assessment encompassing all major thermal, combustion, and emission characteristics under identical operating conditions remains limited. The present study addresses this gap by experimentally examining the effect of equivalence ratio on the overall performance of a porous ceramic burner developed for domestic cooking applications.

Experiments were conducted at a constant thermal input of 1.83 kW, corresponding to the minimum rated power for household cooking burners, over an equivalence-ratio range of 0.5 to 1.2, covering lean, near-stoichiometric, and rich combustion regimes. All tests were performed in accordance with relevant Iranian national standards to ensure reproducibility and practical relevance. The investigated parameters include flame temperature, porous-ceramic surface temperature, preheating-zone temperature, thermal efficiency, partitioning of convective and radiative heat transfer to the cooking vessel, flame stability, combustion regime, and CO emissions.

The results indicate that the equivalence ratio exerts a dominant influence on flame location and combustion regime, which subsequently governs the thermal and environmental performance of the burner. As the equivalence ratio increases from lean conditions toward stoichiometry, flame temperature rises substantially. Specifically, the flame temperature increases from approximately 1016 °C at an equivalence ratio of $\phi = 0.7$ to about 1080 °C near stoichiometric conditions, reaching a maximum of around 1100 °C under rich combustion. A similar increasing trend is observed for the surface temperature of the porous ceramic. This behavior is attributed to the progressive submergence of the

Cite This Paper

Kavand, Matin., Heyhat, Mohammad Mahdi., Zabetian Targhi, Mohammad. (2025). The Effect of Equivalence Ratio on The Combustion Characteristics and CO Emissions of a Porous Burner used for Cooking Applications. Fuel and Combustion, 18 (3), 1-17. <http://doi.org/10.22034/jfnc.2026.562351.1449> (In Persian)

ارجاع دهی به این مقاله



flame within the porous structure, which enhances conductive heat transfer between the flame and the ceramic matrix and increases radiative heat emission from the heated surface.

Beyond near-stoichiometric conditions, however, the rate of increase in flame temperature diminishes despite further enrichment of the mixture. This trend reflects the onset of oxygen-deficient combustion and the increasing influence of incomplete oxidation, which limits further temperature rise. Under rich conditions, although the ceramic surface temperature remains elevated due to enhanced heat recirculation within the porous medium, the effective combustion intensity no longer increases proportionally.

The preheating-zone temperature exhibits a similar dependence on the equivalence ratio. Under lean combustion conditions, the high velocity of the fuel–air mixture leads to short residence times within the porous structure, restricting effective upstream heat transfer and preheating. As the equivalence ratio increases, the mixture velocity decreases, allowing more intense thermal interaction between the combustion zone and the preheating region. Consequently, the preheating-zone temperature increases noticeably, which promotes improved flame stabilization and facilitates flame anchoring within the porous matrix. This enhanced preheating effect plays a critical role in shaping the observed combustion regimes.

Thermal efficiency, a key performance indicator for cooking applications, shows a non-monotonic variation with equivalence ratio. The maximum thermal efficiency of 63.2% is achieved at an equivalence ratio of $\phi = 0.7$. At equivalence ratios lower than this value, thermal efficiency decreases due to excessive mixture velocity, which induces flame instability, partial lift-off, and reduced heat-transfer effectiveness. Under these conditions, a considerable fraction of the released thermal energy is lost with the exhaust gases rather than being transferred to the cooking vessel.

As the equivalence ratio increases beyond $\phi = 0.7$ thermal efficiency gradually declines, reaching approximately 58% at $\phi = 1.2$. This reduction occurs despite the higher ceramic surface temperatures measured under richer conditions. These findings demonstrate that thermal efficiency is not governed solely by ceramic temperature or radiative intensity. Instead, flame position relative to the cookware and the velocity of combustion products play a decisive role in determining the net heat-transfer rate. When the flame becomes fully submerged within the porous medium, convective heat transfer to the cooking vessel is significantly weakened, resulting in lower overall efficiency.

Analysis of the heat-transfer mechanisms further elucidates this behavior. Increasing the equivalence ratio leads to an increase in radiative heat transfer due to elevated ceramic temperatures and higher surface emissive power. Conversely, convective heat transfer decreases as a result of reduced exhaust-gas velocities and weaker forced convection around the cooking vessel. At an equivalence ratio of $\phi = 0.7$, an optimal balance between convective and radiative heat transfer is established. In this condition, convective heat transfer remains substantial owing to relatively high gas velocities, while radiative heat transfer contributes effectively without becoming dominant. This balanced heat-transfer regime explains the observed maximum in thermal efficiency.

CO emissions are found to be strongly dependent on the equivalence ratio. Under lean combustion conditions, CO concentrations remain extremely low, typically in the range of 1–3 ppm, indicating near-complete combustion facilitated by excess oxygen availability. As the equivalence ratio increases toward rich conditions, CO emissions rise due to oxygen deficiency and incomplete oxidation of carbon-containing species, reaching a maximum of approximately 25 ppm. Importantly, across the entire equivalence-ratio range investigated, CO emissions remain below the permissible limit specified by the BS EN 30-1-1 standard for domestic gas burners, confirming acceptable safety and environmental performance.

Flame stability observations are consistent with the thermal and emission trends. At very lean equivalence ratios ($\phi = 0.5$ – 0.6), the flame becomes unstable and prone to blow-off as a result of excessive mixture velocity. In the equivalence-ratio range of $\phi = 0.7$ – 0.8 , a stable blue flame attached to the ceramic surface is consistently observed, corresponding to optimal operating conditions. At higher equivalence ratios, the flame progressively becomes submerged within the porous structure and exhibits yellowish streaks characteristic of rich combustion. No flashback phenomena are observed throughout the tested operating range, indicating a high level of operational safety.

Overall, the results identify an equivalence ratio of approximately $\phi = 0.7$ as the optimal operating condition for the investigated porous burner, at which maximum thermal efficiency, stable flame behavior, and minimal CO emissions are simultaneously achieved. The findings highlight the critical importance of precise equivalence-ratio control in the design and operation of porous burners for domestic cooking applications and provide valuable guidance for the development of high-efficiency, low-emission cooking technologies.

تأثیر نسبت هم‌ارزی بر ویژگی‌های احتراقی و تولید CO در مشعل متخلخل با کاربرد پخت و پز

متین کاوند^۱، محمد مهدی هیهات^۲، محمد ضابطیان طرقي^{۳*}^۱ دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، ایران، پست الکترونیکی: matin_kavand@modares.ac.ir^۲ نویسنده مخاطب، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، ایران، پست الکترونیکی: mmheyhat@modares.ac.ir^۳ نویسنده مخاطب، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، پست الکترونیکی: zabetian@modares.ac.ir

اطلاعات مقاله	چکیده
نوع مقاله	مشعل‌های متخلخل به عنوان جایگزین‌های کارآمد برای سیستم‌های پخت و پز خانگی شناخته می‌شوند، اما تأثیر تغییرات نسبت هم‌ارزی بر عملکرد آن‌ها نیاز به بررسی دارد. این تحقیق ارزیابی تجربی جامعی از اثرات حد پایین شعله‌وری تا حد بالای غنی‌سوزی بر جنبه‌های مختلف عملکرد مشعل متخلخل، شامل پایداری شعله، دمای شعله و سرامیک، دمای ناحیه پیش‌گرم، راندمان حرارتی، انتقال حرارت به ظرف آزمون و آلاینده‌گی CO ارائه می‌دهد. آزمایش‌ها بر اساس استاندارد ملی ایران - ۱۰۳۲۵ در بازه نسبت هم‌ارزی ۰/۵ تا ۱/۲ و در یک توان مشخص انجام شد و تغییرات دما، رفتار شعله و تولید گاز آلاینده CO مورد ارزیابی قرار گرفت. نتایج نشان داد که در نسبت هم‌ارزی ۰/۷، راندمان حرارتی به ۶۳/۲٪ رسید و انتشار CO در حدود ۳ ppm بود. در نسبت هم‌ارزی‌های کمتر از ۰/۷، شعله نیمه پایدار بود و در نسبت هم‌ارزی‌های بالاتر، راندمان حرارتی کاهش و CO افزایش می‌یافت. تولید CO در بازه ۳ ppm تا ۲۵ ppm و در محدوده استاندارد ایمنی قرار داشت. این مطالعه نشان می‌دهد که کنترل دقیق نسبت هم‌ارزی می‌تواند به بهبود کارایی و کاهش آلاینده‌ها در مشعل‌ها کمک کند.
مقاله پژوهشی	
تاریخچه مقاله	
تاریخ دریافت: ۱۴۰۴/۰۵/۲۵	
تاریخ بازنگری: ۱۴۰۴/۰۶/۲۶	
تاریخ پذیرش: ۱۴۰۴/۰۷/۰۶	
تاریخ انتشار: ۱۴۰۴/۰۷/۰۷	
کلیدواژه‌ها:	
مشعل متخلخل	
نسبت هم‌ارزی	
راندمان حرارتی	
آلاینده CO	
پخت و پز	

مقدمه

نگرانی‌های روزافزون درباره بهره‌وری انرژی و کیفیت هوا، موجب افزایش توجه به فناوری‌های احتراق پاک‌تر شده است. مشعل‌های گازی شعله آزاد مورد استفاده در خانه‌ها و صنعت، اغلب با مشکلاتی مانند احتراق ناقص، توزیع ناهموار گرما و انتشار بالای CO و NO_x مواجه هستند. این مسائل باعث اتلاف انرژی و افزایش نگرانی‌های ایمنی و زیست‌محیطی می‌شوند. در مقابل، احتراق در محیط متخلخل سرامیکی با تثبیت شعله، بهبود انتقال حرارت و گسترش محدوده اشتعال‌پذیری، پتانسیل بالایی برای غلبه بر این چالش‌ها نشان داده است. توانایی آن در پیش‌گرم کردن مخلوط و ترویج احتراق یکنواخت، محیط متخلخل سرامیکی را به گزینه‌ای جذاب برای مشعل‌های خانگی کارآمد و کم‌انتشار تبدیل می‌کند.

مشعل‌های سرامیکی متخلخل نسبت به مشعل‌های شعله آزاد، مزایای قابل توجهی دارند از جمله راندمان حرارتی بالاتر، تولید آلاینده کمتر و پایداری بهتر فرآیند احتراق [۱]. با این حال، مشعل‌های سرامیکی متخلخل در کاربردهای خانگی با چالش‌ها و محدودیت‌هایی مواجه هستند، نظیر مشکلات در تنظیم نسبت هم‌ارزی سوخت به هوا، دشواری در تأمین هوای مورد نیاز برای احتراق پیش‌مخلوط، امکان ریختن مواد غذایی بر روی سطح سرامیک مشعل، و مشکلاتی در تمیز کردن آن. علاوه بر این، مراقبت از سرامیک برای جلوگیری از شکستن آن نیز از دیگر مسائل مهم در استفاده از این نوع مشعل‌ها است [۲].

برخی پژوهش‌ها تأثیر نسبت هم‌ارزی بر راندمان حرارتی و تابشی مشعل‌های متخلخل را بررسی کرده‌اند. لیو و همکاران [۳] نشان دادند که افزایش نسبت هم‌ارزی از ۰/۴۵ تا ۰/۶ موجب گسترش پایداری شعله تا ۳۰٪ و بهبود راندمان حرارتی می‌شود. سلطانیان و همکاران [۴] با تنظیم نسبت هم‌ارزی ۰/۹ تا ۱، راندمان حرارتی بیش از ۶۲٪ را گزارش کردند. وحیدحسینی و همکاران [۵] نیز دستیابی به راندمان تابشی بالای ۵۰٪ و کاهش مصرف انرژی تا ۱۳/۶٪ را نشان دادند.

Cite This Paper

Kavand, Matin., Heyhat, Mohammad Mahdi., Zabetian Targhi, Mohammad. (2025). The Effect of Equivalence Ratio on The Combustion Characteristics and CO Emissions of a Porous Burner used for Cooking Applications. Fuel and Combustion, 18 (3), 1-17. <http://doi.org/10.22034/jfnc.2026.562351.1449> (In Persian)

ارجاع‌دهی به این مقاله



بسیاری از پژوهشگران، راندمان حرارتی و انتشار آلاینده‌ها را به‌عنوان پارامترهای کلیدی عملکرد مشعل‌های متخلخل معرفی کرده و تأثیر نسبت هم‌آرزی را بر این شاخص‌ها بررسی نموده‌اند. میسرا و همکاران [۶] در مطالعه‌ای بر روی مشعل تابشی متخلخل دولایه برای پخت‌وپز با LPG نشان دادند که تنظیم نسبت هم‌آرزی در بازه ۰/۵۵ تا ۰/۷۰ موجب افزایش راندمان حرارتی تا ۵۸٪ و کاهش انتشار CO و NO_x به کمتر از ۱۰۰ ppm می‌شود. کرامیوتیس و همکاران [۷] گزارش کردند که افزایش نسبت هم‌آرزی از ۰/۶ به ۰/۸، راندمان تابشی را از ۲۸٪ به ۴۵٪ افزایش داده و غلظت CO را از ۳۲۰ ppm به ۹۰ ppm کاهش می‌دهد. نتایج مشابهی توسط ماهالینگام و همکاران [۸] ارائه شد، به‌طوری که راندمان حرارتی از ۳۸٪ به ۵۴٪ افزایش و CO از ۲۵۰ ppm به ۹۰ ppm کاهش یافت. دب و همکاران [۹] نشان دادند که در محدوده نسبت هم‌آرزی ۰/۷ تا ۰/۹، راندمان حرارتی تا ۶۰٪ افزایش یافته و CO کمتر از ۷۵ ppm باقی می‌ماند. پانتانگی و همکاران [۱۰] نیز افزایش راندمان از ۴۳٪ به ۵۶٪ و کاهش CO از ۳۵۰ به کمتر از ۲۵ mg/m³ را گزارش کردند. سلطانیان و همکاران [۱۱] با استفاده از مشعل متخلخل آلومینایی، افزایش دمای ناحیه احتراق تا ۲۵۰ K و راندمان بیش از ۵۰٪ را همراه با CO کمتر از ۱۰۰ ppm مشاهده کردند. محمدباقری و همکاران [۱۲] راندمان تابشی حدود ۵۲٪ و CO کمتر از ۸۰ ppm را گزارش نمودند، در حالی که رانجان و همکاران [۱۳] برای بار حرارتی ۱ کیلووات، راندمان ۸۴/۲٪ و کاهش CO و NO_x به ۱۰ ppm و ۶ ppm را به دست آوردند. ژنگ و همکاران [۱۴] نشان دادند که افزایش نسبت هم‌آرزی از ۰/۸ به ۱ موجب افزایش دمای شعله تا ۱۶۵۰ K و راندمان بیش از ۷۵٪ می‌شود، اما در مقادیر بالاتر، CO و NO_x افزایش می‌یابد. لی و همکاران [۱۵] نیز کاهش راندمان تابشی و هم‌زمان کاهش CO تا بیش از ۴۰٪ را با کاهش نسبت هم‌آرزی گزارش کردند.

برخی مطالعات تمرکز ویژه‌ای بر آلاینده‌ها داشته‌اند. وانگ و همکاران [۱۶] کاهش NO از ۶۸۱۶ ppm به ۸۴۳ ppm را با افزایش نسبت هم‌آرزی از ۰/۵ تا ۰/۹ گزارش کردند، در حالی که CO همواره کمتر از ۴۲ ppm باقی ماند. وو و همکاران [۱۷] کاهش NO_x از ۲۵ به کمتر از ۵ g/kg را در نسبت‌های رقیق مشاهده کردند. کائو و همکاران [۱۸] کاهش CO از ۴۰۰ ppm به کمتر از ۸۰ ppm را با افزایش نسبت هم‌آرزی از ۰/۳ به ۰/۵ گزارش نمودند. کسکان و همکاران [۱۹] نیز با افزودن هیدروژن به متان، کاهش قابل توجه CO را نشان دادند. لی و همکاران [۲۰] با تزریق مرحله‌ای هوا، کاهش ۷۲٪ CO و ۵۵٪ NO_x را در نسبت هم‌آرزی ۰/۹ گزارش کردند، در حالی که ژائو و همکاران [۲۱] کاهش CO تا ۴۵٪ و افزایش NO_x را در اثر افزایش هیدروژن نشان دادند.

گروهی دیگر، تأثیر نسبت هم‌آرزی بر رژیم احتراقی و پایداری شعله را بررسی کرده‌اند. آرایا و همکاران [۲۲] پایداری شعله را در احتراق رقیق پروپان-هوا در بازه ۰/۴ تا ۰/۶ گزارش کردند. ژنگ و همکاران [۲۳] افزایش دامنه اشتعال پایدار و کاهش NO_x به کمتر از ۲۲۵ mg/m³ را در احتراق آمونیاک نشان دادند. سلطانیان و همکاران [۲۴] افزایش غیریکنواختی دمای سطح را در نسبت‌های بالاتر گزارش کردند. اودیچ و همکاران [۲۵] پایداری احتراق و CO کمتر از ۵۰ mg/kWh را در سیستم گرمایش خانگی نشان دادند. شعبانی‌نژاد و همکاران [۲۶] بهبود عملکرد و کاهش CO و NO را با افزایش هوای اضافی تا ۱/۵ گزارش کردند. فورسنکو و همکاران [۲۷] نشان دادند که افزایش نسبت هم‌آرزی نوسانات شعله را کاهش می‌دهد. موروشکینا و همکاران [۲۸] و لی و همکاران [۲۹] نیز نقش تعیین‌کننده نسبت هم‌آرزی را در جابه‌جایی جبهه شعله، نوسانات حرارتی و افزایش کامل‌سوزی تأیید کردند.

در مطالعات پیشین، محققین به بررسی تاثیر نسبت هم‌آرزی فقط بر یک جنبه مشعل‌های متخلخل دولایه پرداخته‌اند؛ اما تاکنون پژوهش جامعی بر تأثیر نسبت هم‌آرزی بر تمام جنبه‌های یک مشعل متخلخل دولایه که دارای محیط پیش‌گرم است انجام نشده است. همان‌طور که مشخص است یکی از مهم‌ترین عوامل تأثیرگذار بر پارامترهای عملکردی مشعل متخلخل، نسبت هم‌آرزی است. هدف از این تحقیق، بررسی تأثیر تغییرات نسبت هم‌آرزی بر ویژگی‌های احتراقی و انتشار CO در یک مشعل متخلخل در کاربرد پخت‌وپز است. در این مطالعه، به‌ویژه بر روی بررسی راندمان حرارتی، پایداری شعله، تفکیک انتقال حرارت از مشعل به ظرف آزمون و کاهش آلاینده CO تمرکز شده است. با توجه به اهمیت روزافزون کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای و آلاینده‌های سمی در سیستم‌های پخت‌وپز خانگی، این تحقیق به‌دنبال شناسایی شرایط بهینه برای عملکرد مشعل‌ها است تا

ضمن افزایش کارایی، از آلاینده‌های مضر مانند CO کاسته شود. همچنین، این مطالعه در تلاش است تا از طریق آزمون‌های تجربی، راهکارهایی برای ارتقای عملکرد مشعل‌های متخلخل در شرایط مختلف نسبت هم‌ارزی ارائه دهد. پژوهش حاضر با هدف پر کردن این خلأ، به ارزیابی تجربی تاثیر تغییر نسبت هم‌ارزی از محدوده رقیق سوز^۱ به غنی سوز^۲، بر پارامترهای کلیدی همچون راندمان حرارتی، انتشار آلاینده CO، دمای شعله و سرامیک، دمای ناحیه پیش‌گرم، تفکیک انتقال حرارت از مشعل به ظرف آزمون، پایداری شعله و رژیم‌های احتراقی متفاوت در کاربرد پخت و پز می‌پردازد. این تحقیق نشان می‌دهد که با بهینه‌سازی نسبت هم‌ارزی، می‌توان به نتایج بهتری در کاهش انتشار آلاینده‌ها و افزایش راندمان حرارتی دست یافت. این نوآوری می‌تواند در طراحی سیستم‌های پخت‌وپز با عملکرد بالا و آلاینده‌گی پایین در آینده مؤثر واقع شود.

بستر آزمون

بستر آزمون از دو مسیر هوا و گاز طبیعی تشکیل شده و بر اساس استاندارد ملی ایران - ۱۰۳۲۵ [۳۰] طراحی شده است. گاز طبیعی از طریق لوله کشی شهری و هوای موردنیاز از طریق یک دمنده (model 40-GM356) تأمین می‌شود. از شیرهای دروازه‌ای و توپی برای قطع و وصل و از شیرهای کروی برای تنظیم دبی سوخت و هوا استفاده می‌شود. برای اندازه‌گیری دبی هوا از روتامتر هوا و برای سوخت از روتامتر گاز طبیعی استفاده می‌شود. به علت اهمیت زیاد دبی سوخت به جهت تنظیم توان و راندمان حرارتی مشعل، از کنتور گاز طبیعی نیز استفاده می‌شود تا دقت اندازه‌گیری دبی و حجم مصرفی سوخت افزایش یابد. با تنظیم دبی سوخت، توان کاری مشعل تنظیم می‌شود و با تنظیم دبی هوا نسبت هم‌ارزی مشخص می‌شود. نمای کلی بستر آزمون در شکل ۱ قابل مشاهده است.



(ب)



(ج)



(الف)

Figure 1- (a) Overall view of the experimental setup, highlighting the positioning of the burner, the cooking pot, and the fuel-flow measurement instruments; (b) submerged combustion regime near the cooking pot at $\phi = 0.7$; and (c) semi-submerged combustion regime without the cooking pot at $\phi = 0.7$

شکل ۱- (الف) نمای کلی بستر آزمون با تمرکز بر نحوه قرارگیری مشعل و ظرف آزمون و تجهیزات اندازه‌گیری دبی سوخت (ب) رژیم احتراق مدفون^۳ در نزدیکی ظرف آزمون در نسبت هم‌ارزی ۰/۷ و (ج) رژیم احتراق نیمه مدفون^۴ بدون ظرف آزمون در نسبت هم‌ارزی ۰/۷

مهم‌ترین بخش‌های یک مشعل متخلخل، ناحیه احتراق و ناحیه پیش‌گرم آن است. ناحیه احتراق مشعل مورد تحقیق از یک سرامیک متخلخل ساخته شده است که ابعادی معادل $163 \times 73 \times 10$ میلی‌متر مکعب و تخلخلی برابر با ۶۱٪ دارد. جنس این سرامیک از ترکیب مواد مختلفی مانند سیلیکون کاربید و آلومینا است. ناحیه پیش‌گرم نیز از گوی‌های آلومینا به قطر ۵ میلی‌متر

¹ Lean Combustion

² Rich Combustion

³ Submerged Combustion Regime

⁴ Semi-Submerged

تشکیل شده است و حجمی معادل $20 \times 50 \times 50$ میلی‌متر مکعب را اشغال می‌کنند. دلیل استفاده از این قطر گوی، تخلخل مناسب یعنی ۵۴٪ و توزیع پذیری مخلوط سوخت و هوا است. تخلخل ناحیه پیش‌گرم ۵۴٪ است. نمای کناری و بالایی مشعل مورد تحقیق در شکل ۱ قابل مشاهده است.

بستر آزمون ساخته شده دارای بیشینه توان ۱۰ کیلوواتی است. این حد بیشینه توان به علت محدودیت‌های تامین سوخت و هوای مورد نیاز و وسایل اندازه‌گیری است. در بستر آزمون طراحی شده دودکشی قرار داده شده است تا همگی محصولات احتراق را جمع‌آوری کند. با قرار دادن کاوش‌گر^۱ دستگاه آنالیز گاز در مرکز دودکش، می‌توان مقدار غلظت آلاینده CO را اندازه‌گیری کرد. بستر آزمون به گونه‌ای طراحی شده است که تمامی قطعات موجود در آن قابل تعویض و چینش بوده و قابلیت استفاده برای مشعل متفاوت و گوناگون را دارد. شماتیک بستر آزمون در شکل ۲ قابل مشاهده است.

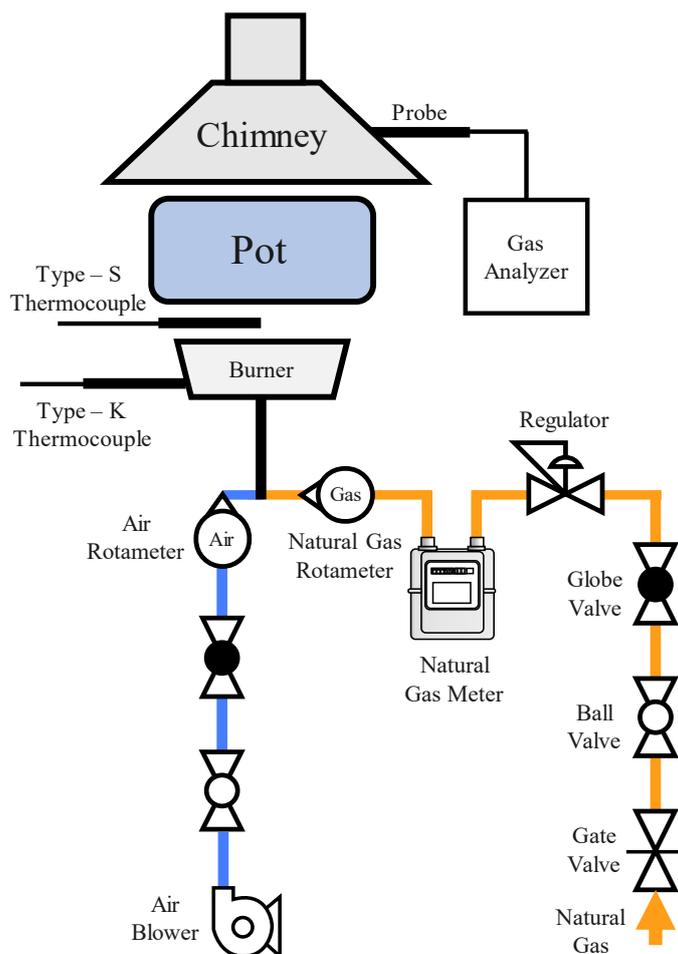


Figure 2- Schematic of the experimental setup and piping system, showing the placement of thermocouples, the cooking pot, the gas analyzer, the chimney, and the pot

شکل ۲- شماتیک بستر آزمون و شیرآلات، نحوه قرارگیری ترموکوپل‌ها، ظرف آزمون، دستگاه سنجش گاز، دودکش و ظرف آزمون

برای اندازه‌گیری غلظت آلاینده CO از دستگاه آنالیز گاز تستو^۲ ۳۵۰ استفاده شد که توان اندازه‌گیری غلظت آلاینده CO را تا دقت 1 ppm دارا است. برای اندازه‌گیری دمای سرامیک سطح سرمشعل از یک دماسنج مادون قرمز با دقت 1°C استفاده شد. برای اندازه‌گیری دمای شعله و ناحیه پیش‌گرم به ترتیب از ترموکوپل نوع S و نوع K استفاده شد. دقت ترموکوپل نوع S و K به ترتیب 5°C و 2°C است. برای اندازه‌گیری دمای آب درون ظرف آزمون از یک دماسنج جیوه‌ای استفاده می‌شود که

¹ Probe

² Testo

دارای دقتی به اندازه $\pm 1^\circ\text{C}$ است. دقت روتامترهای هوا و گاز طبیعی و کنتور گاز طبیعی به ترتیب برابر ± 1 متر مکعب بر ساعت است. دقت و عدم قطعیت تمام وسایل اندازه‌گیری در جدول ۱ قابل مشاهده است.

جدول ۱- دقت و عدم قطعیت وسایل اندازه‌گیری

Table 1- Accuracy and uncertainty of measuring instruments		
Instrument	Accuracy	Uncertainty
Natural gas meter	0.2 lit	± 0.1 lit
Thermocouple – S Type	0.01°C	$\pm 5^\circ\text{C}$
Thermocouple – K Type	0.01°C	$\pm 2^\circ\text{C}$
Gas analyzer	1 ppm	± 1 ppm
Pyrometer	0.1°C	$\pm 1^\circ\text{C}$
Air rotameter	$0.2\text{ m}^3/\text{h}$	$\pm 1\text{ m}^3/\text{h}$

اندازه‌گیری دمای سرامیک و شعله از مهم‌ترین بخش‌های این مطالعه است. دمای شعله و سرامیک در همه‌ی نقاط یکسان نیست. به همین علت برای بررسی دقیق‌تر و صحیح‌تر، دمای شعله و سرامیک در چندین نقطه خوانده می‌شود. همانطور که گفته شد برای خواندن دمای سرامیک از دماسنج لیزری استفاده می‌شود. دماسنج لیزری، دمای دایره‌ای به قطر ۳۶ میلی‌متر را می‌خواند و دمای گزارش شده توسط آن میانگین دمای آن دایره است. به همین علت سطح سر مشعل به ۸ قسمت تقسیم شده و دمای هر کدام از این مناطق و در نهایت میانگین نهایی بدست آورده می‌شود. اما برای اندازه‌گیری دمای شعله از ترموکوپل نوع S استفاده می‌شود. نوک ترموکوپل دارای نقطه جوشی به قطر $1/16$ میلی‌متر است و نحوه اندازه‌گیری دما توسط ترموکوپل به صورت نقطه‌ای است. به همین علت می‌توان دمای شعله را در نقاط بیشتری اندازه‌گیری کرد. سطح سر مشعل را به ۱۵ قسمت تقسیم کرده و دمای مرکز هر قسمت به عنوان دمای نماینده آن قسمت اندازه‌گیری می‌شود و در نهایت میانگین کل بدست می‌آید. نحوه تقسیم‌بندی برای خوانش دمای سرامیک و شعله در شکل ۳ قابل مشاهده است.

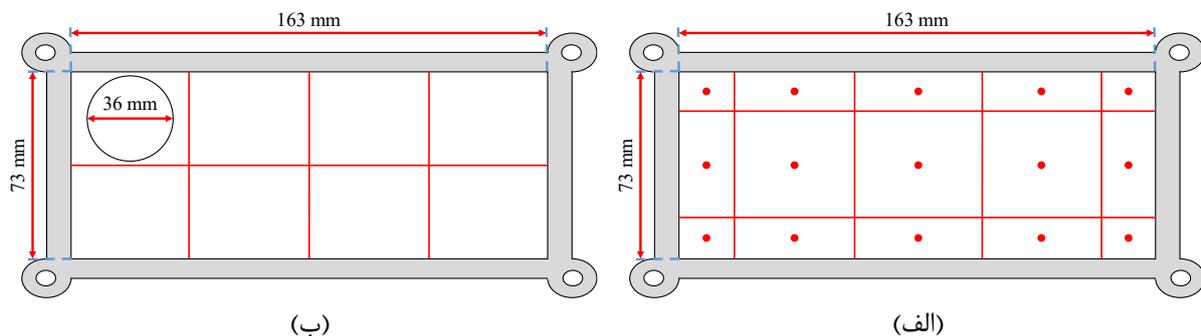


Figure 3- Measurement layout showing (a) flame temperature at 15 points and (b) ceramic-surface temperature in 8 zones over a 36 mm diameter

شکل ۳- نحوه تقسیم‌بندی برای اندازه‌گیری (الف) دمای شعله در ۱۵ نقطه و (ب) دمای سرامیک در ۸ منطقه به قطر ۳۶ میلی‌متر

اندازه‌گیری دمای زیر و کنار ظرف آزمون توسط دماسنج لیزری^۱ انجام می‌شود. برای افزایش دقت اندازه‌گیری و نتایج، دمای چندین ناحیه از ظرف آزمون خوانده می‌شود. شکل ۴ نشان دهنده ناحیه‌های اندازه‌گیری شده ظرف آزمون است. زیر و کنار ظرف آزمون به دو ناحیه سرد و گرم تقسیم می‌شود و دمای هر ناحیه در ۴ نقطه خوانده می‌شود و در نهایت دمای میانگینی برای کنار یا زیر ظرف آزمون محاسبه می‌شود.

^۱ Pyrometer

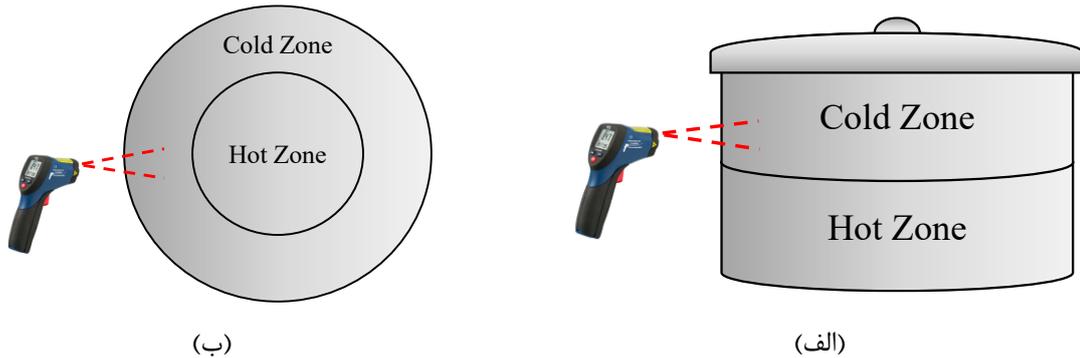


Figure 4- Schematic representation of the temperature-measurement divisions for the (a) pot side and (b) pot bottom
 شکل ۴- شماتیک نحوه تقسیم‌بندی و اندازه‌گیری دمای (الف) کناره و (ب) زیر ظرف آزمون

روش آزمون

آزمون‌های انجام شده همگی بر اساس استاندارد ملی ایران - ۱۰۳۲۵ [۳۰] طراحی شده‌اند. ابتدا دبی سوخت و هوای مورد نیاز تنظیم شده و توان حرارتی به‌دست می‌آید. با بدست آمدن توان حرارتی، می‌توان ابعاد ظرف آزمون استاندارد و مقدار آب درون ظرف را از استاندارد ملی ایران - ۱۰۳۲۵ [۳۰] استخراج کرد. ابعاد و اندازه، جنس و مقدار موردنیاز آب درون ظرف آزمون تماماً بر اساس استاندارد ملی ایران - ۱۰۳۲۵ بوده و استفاده از ظروف دیگر با مشخصات دیگر، بر روی نتایج بدست آمده تأثیر خواهد گذاشت. با گرم کردن آب درون ظرف آزمون از ۲۰ تا ۹۰ درجه سلسیوس و اندازه‌گیری اطلاعات مورد نیاز، راندمان حرارتی و دماهای مدنظر استخراج می‌شوند.

راندمان حرارتی یکی از مهم‌ترین مولفه‌ها برای مقایسه یک مشعل است. معادله‌ی (۱)، معادله‌ی محاسبه راندمان حرارتی که از استاندارد ملی ایران - ۱۰۳۲۵ استخراج شده است [۳۰]:

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

که η_{th} نشان‌دهنده راندمان حرارتی و m_w , m_p , C_w و C_p به ترتیب بیانگر جرم آب، جرم ظرف، ظرفیت حرارتی آب و ظرفیت حرارتی ظرف است. همین‌طور T_2 همان ۹۰ درجه سلسیوس و T_1 همان ۲۰ درجه سلسیوس است. V_f بیانگر حجم سوخت مصرف شده و LHV همان ارزش حرارتی پایین گاز طبیعی است که به مقدار ۳۲/۵۴ مگاژول بر متر مکعب است. دلیل قراردادن دمای جذب شده توسط ظرف آزمون در معادله (۱)، گرم شدن آب توسط انتقال حرارت از مشعل به ظرف آزمون است. نحوه عبور محصولات احتراق در اطراف ظرف آزمون به‌صورت شکل ۵ است. محصولات احتراق به دو صورت تشعشی و همرفتی به ظرف آزمون انتقال حرارت دارند. این دو حالت انتقال حرارت به زیر ظرف آزمون و کنار ظرف آزمون انجام می‌شود.

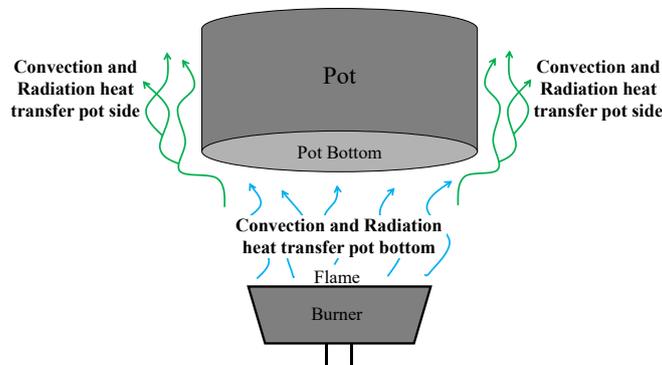


Figure 5- Flow pattern of combustion products and the modes of heat transfer to the cooking pot
 شکل ۵- نحوه عبور محصولات احتراق و حالت‌های انتقال حرارت به ظرف آزمون

حرارتی که آب درون ظرف آزمون دریافت می‌کند توسط انتقال حرارت تشعشی سرامیک مشعل به کف ظرف آزمون، تشعشع شعله به کف ظرف آزمون و انتقال حرارت همرفتی شعله به کف و کناره ظرف آزمون است. بر این اساس در شکل ۶، مدار حرارتی تشکیل داده می‌شود.

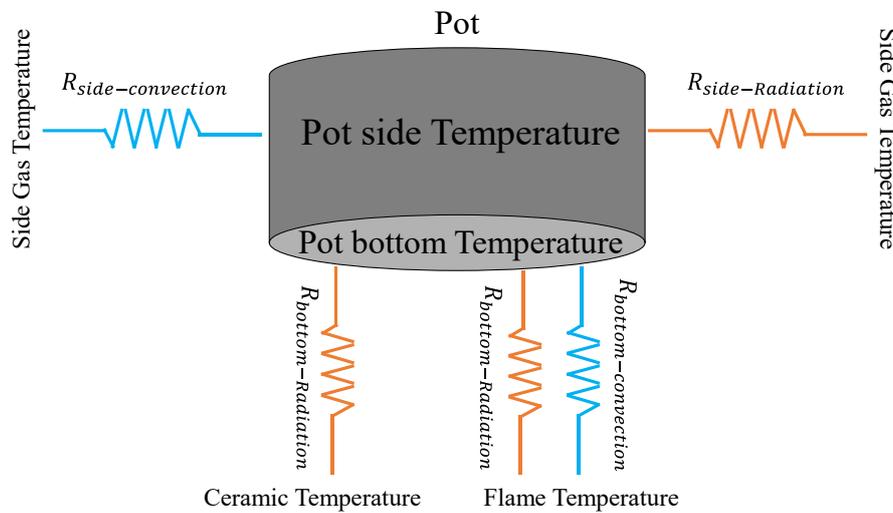


Figure 6- Thermal circuit of the cooking pot and the water inside it

شکل ۶- مدار حرارتی ظرف آزمون و آب درون آن

براساس مدار حرارتی رسم شده می‌توان انتقال حرارت تشعشی را محاسبه کرد. برای محاسبه انتقال حرارت تشعشی، از معادلات اساسی کتاب انتقال حرارت تشعشی [۳۱] استفاده شد. با استفاده از معادله‌های (۲)~(۴) می‌توان سهم هر بخش از انتقال حرارت تشعشی را محاسبه کرد.

$$Q_{ceramic \rightarrow Pot \text{ bottom}} = \frac{\sigma(T_c^4 - T_{pb}^4)}{\frac{1-\varepsilon_c}{\varepsilon_c A_c} + \frac{1}{A_c F_{cp}} + \frac{1-\varepsilon_p}{\varepsilon_p A_{pb}}} \quad (2)$$

$$Q_{hot \text{ gas} \rightarrow Pot \text{ bottom}} = \frac{\sigma(T_g^4 - T_{pb}^4)}{\frac{1-\varepsilon_g}{\varepsilon_g A_{gb}} + \frac{1}{A_{gb} F_{gp}} + \frac{1-\varepsilon_p}{\varepsilon_p A_{pb}}} \quad (3)$$

$$Q_{hot \text{ gas} \rightarrow pot \text{ side}} = \frac{\sigma(T_g^4 - T_{ps}^4)}{\frac{1-\varepsilon_g}{\varepsilon_g A_{gs}} + \frac{1}{A_{gs} F_{gp}} + \frac{1-\varepsilon_p}{\varepsilon_p A_{ps}}} \quad (4)$$

که منظور از s, g, b, p, c به ترتیب سرامیک مشعل، ظرف آزمون، زیر ظرف آزمون، گاز داغ و کنار ظرف آزمون است. در این معادله $T, \sigma, \varepsilon, A$ و F به ترتیب نشان‌دهنده دما در واحد کلوین، ضریب استفان بولتزمن، ضریب تابش سطح، مساحت سطح و ضریب شکل است. برای بدست آوردن ضرایب شکل از معادلات اساسی محاسبه ضریب شکل در کتاب انتقال حرارت تشعشی [۳۱] استفاده شد. برای بدست آوردن ضرایب تابش سطح سرامیک و ظرف آزمون نیز از روش‌های تجربی استفاده شد. بر اساس استاندارد ملی ایران محاسبه حرارت دریافت شده توسط آب و ظرف با معادله (۵) انجام می‌شود [۳۰].

$$Q_{Water} = \frac{(m_w c_w + m_p c_p)(T_2 - T_1)}{t} \quad (5)$$

با محاسبه حرارت دریافت شده به ظرف آزمون و آب و محاسبه سهم‌های مختلف انتقال حرارت تشعشعی دریافت شده توسط ظرف آزمون و آب، انتقال حرارت دریافت شده توسط ظرف آزمون و آب قابل محاسبه است. نحوه محاسبه انتقال حرارت همرفتی با معادله (۶) انجام می‌شود.

$$Q_{Convection} = Q_{Water} - Q_{Radiation, total} \quad (6)$$

تمامی آزمون‌های انجام شده ۳ مرتبه تکرار شد و پارامترها اندازه‌گیری شدند و تکرارپذیری آزمایش‌ها و نتایج با تکرار ۳ مرتبه آزمون اثبات شد. با توجه به آزمون‌های انجام شده مقدار میانگین داده‌ها و انحراف از معیار بدست آمد و سپس به کمک معادله (۷) مقدار صحیح داده گزارش شد.

$$Data_{final} = M_{total} \pm \sigma_{total} \quad (7)$$

که M_{total} میانگین داده‌ها، σ_{total} انحراف معیار از داده‌ها و $Data_{final}$ داده نهایی است. با توجه به روش آزمایشگاهی در این مطالعه، پارامترها به دو دسته اندازه‌گیری شده و محاسبه شده تقسیم می‌شوند. پارامترهای اندازه‌گیری شده مانند دمای سرامیک و دمای شعله و پارامترهای محاسبه شده مانند نسبت هم‌ارزی و راندمان حرارتی می‌باشند. برای محاسبه کردن عدم قطعیت این دو نوع پارامتر از معادله (۸) و معادله (۹) استفاده می‌کنیم. معادله (۸) برای محاسبه عدم قطعیت پارامترهای اندازه‌گیری شده است که از طریق روش جذر میانگین مربعات خطا^۱ است. برای محاسبه عدم قطعیت پارامترهای محاسبه شده نیز از معادله (۹) استفاده می‌کنیم. معادله (۹) به صورت مثال برای راندمان حرارتی نوشته شده است.

$$RMSE = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (Predicted_i - Actual_i)^2}{N}} \quad (8)$$

$$\delta(\eta_t) = \left(\left(\frac{\partial \eta_t}{\partial m_f} \right)^2 \times (\delta m_f)^2 + \left(\frac{\partial \eta_t}{\partial m_p} \right)^2 \times (\delta m_p)^2 + \left(\frac{\partial \eta_t}{\partial m_w} \right)^2 \times (\delta m_w)^2 + \left(\frac{\partial \eta_t}{\partial \Delta T} \right)^2 \times (\delta \Delta T)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (9)$$

در آزمون‌های تجربی همواره محدودیت‌هایی برای انجام آزمایش‌ها موجود است. در این مطالعه به علت وجود محدودیت در تجهیزات اندازه‌گیری دبی سوخت و هوا، تنظیم توان مشعل در توان‌های بالا و تنظیم دبی هوای ورودی به مشعل برای دستیابی به نسبت هم‌ارزی‌های فوق رقیق سوز و فوق غنی سوز امری دشوار بوده و از محدودیت‌های این مطالعه است. از دیگر محدودیت‌های این آزمایش می‌توان به حداقل شعاع دید دماسنج لیزری جهت اندازه‌گیری دمای سرامیک اشاره کرد که این محدودیت باعث می‌شود تا دمای سرامیک فقط در ۸ نقطه خوانده شود.

¹ Root Mean Square Error

نتایج و بحث

پارامترهای اندازه‌گیری و محاسبه شده در این مطالعه شامل دمای شعله، دمای سرامیک، آلاینده‌گی CO، راندمان حرارتی و دمای محیط پیش‌گرم است. تمامی این پارامترها تأثیرپذیر از نسبت هم‌ارزی بوده و جزو مشخصات و پارامترهای کلیدی یک مشعل می‌باشند. آزمایش‌ها همگی در توان مشخص ۱/۸۳ کیلووات و بازه نسبت هم‌ارزی ۰/۵ تا ۱/۲، یعنی از رقیق سوز تا غنی سوز، بر اساس استاندارد ملی ایران - ۱۰۳۲۵ [۳۰] طراحی و انجام شدند.

دمای شعله یکی از اصلی‌ترین پارامترهای مورد بررسی با تغییر نسبت هم‌ارزی است و تأثیر مستقیم بر دمای سرامیک سطح سرمشعل دارد. در شکل ۷ دمای شعله و سرامیک سطح سرمشعل در مقابل تغییرات نسبت هم‌ارزی قابل مشاهده است. در نسبت هم‌ارزی‌های رقیق سوز، میزان هوای ورودی به مشعل زیاد بوده و سرعت مخلوط سوخت و هوا بیشتر است. این سرعت زیاد مخلوط باعث می‌شود تا شعله به صورت مدفون نباشد و حالتی سطحی^۱ داشته باشد. در رژیم احتراق سطحی نرخ انتقال حرارت بین گازهای احتراقی و سرامیک نسبت به شعله مدفون کمتر است و در نتیجه اختلاف دمای شعله و سرامیک در نسبت هم‌ارزی‌های پایین بیشتر می‌شود. در نسبت هم‌ارزی ۱/۲ هوای ورودی به مشعل کمتر شده و به طبع آن سرعت مخلوط نیز کاهش می‌یابد و شعله در سرامیک سطح سرمشعل مدفون می‌شود. مدفون شدن شعله در سرامیک سطح سرمشعل باعث می‌شود تا شیب افزایش دمای سرامیک نسبت به دمای شعله بیشتر باشد. در نسبت هم‌ارزی‌های بالا، با اینکه شعله درون سرامیک مدفون شده است اما بخشی از شعله هنوز از سرامیک بیرون است. دمای شعله ذکر شده در شکل ۷ دمای این شعله بوده که از دمای سرامیک بالاتر است.

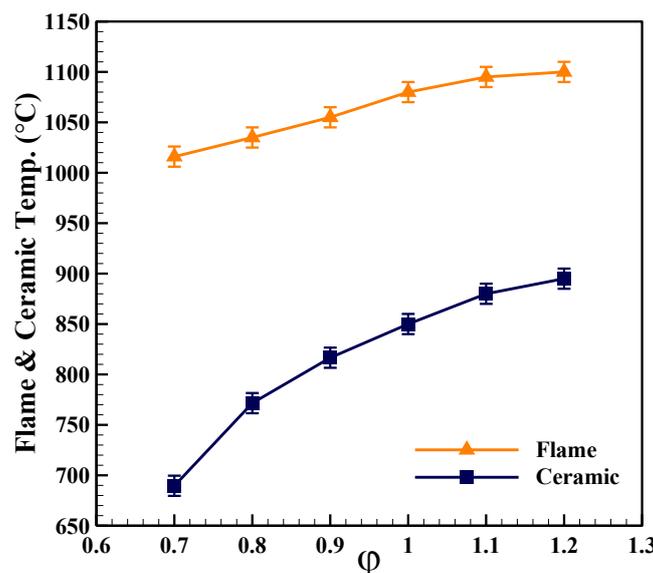


Figure 7- Flame and burner-surface ceramic temperatures as a function of ϕ
 شکل ۷- دمای شعله و سرامیک سطح سرمشعل در مقابل تغییرات ϕ

در نسبت هم‌ارزی‌های رقیق سوز، نسبت هوای ورودی به سوخت بیشتر است. افزایش نسبت هم‌ارزی از ۰/۷ یا رقیق سوز به ۱ یا استوکیومتری باعث می‌شود که هوای اضافی کاهش یافته و فقط هوای کافی و مورد نیاز جهت انجام احتراق کامل در دسترس سوخت باشد. این افزایش نسبت هم‌ارزی باعث می‌شود تا دمای شعله از 1016°C به 1080°C افزایش یابد. اما با عبور از شرایط استوکیومتری و ورود به نسبت هم‌ارزی‌های غنی سوز یعنی ۱/۱ و ۱/۲، شیب افزایش دمای شعله کاهش می‌یابد و شعله از 1080°C به 1100°C افزایش می‌یابد. این تخت شدن شیب دمای شعله و سرامیک از نسبت هم‌ارزی ۱/۱ به بعد، به

¹ Surface Flame

علت کم شدن هوای مورد نیاز سوخت برای احتراق کامل است. تنها دلیل افزایش جزئی دمای شعله در نسبت هم‌ارزی‌های غنی سوز، افزایش دمای محیط پیش‌گرم است. زیرا باعث می‌شود مخلوط سوخت و هوا گرم‌تر شده و بیشینه دمای شعله افزایش یابد. دمای ناحیه پیش‌گرم و نحوه اندازه‌گیری آن، در شکل ۸ قابل مشاهده است.

ناحیه پیش‌گرم دمای خود را از دمای ناحیه احتراق به صورت‌های مختلف مانند انتقال حرارت تشعشی، همرفتی یا در صورت تماس این دو ناحیه با یکدیگر به صورت انتقال حرارت هدایتی تامین می‌کند. این مسئله باعث می‌شود تا دمای ناحیه پیش‌گرم روندی مشابه به دمای ناحیه احتراق داشته باشد. با افزایش نسبت هم‌ارزی، هوای ورودی به مشعل کم می‌شود و سرعت مخلوط کاهش می‌یابد. همان‌طور که پیش‌تر گفته شد این موضوع باعث می‌شود تا شعله در ناحیه احتراق مدفون شود و دمای سرامیک افزایش یابد. در نسبت هم‌ارزی‌های رقیق سوز^۱، یعنی نسبت هم‌ارزی‌های کمتر از ۰/۷، سرعت مخلوط سوخت و هوا بیش از اندازه زیاد بوده و دمای ناحیه پیش‌گرم بالا نمی‌رود. این عدم افزایش دمای ناحیه پیش‌گرم در نسبت هم‌ارزی‌های رقیق سوز باعث می‌شود تا شعله در این نسبت هم‌ارزی‌ها نیمه پایدار باشد و به علت سرعت زیاد مخلوط دچار خاموشی وزشی^۲ شود.

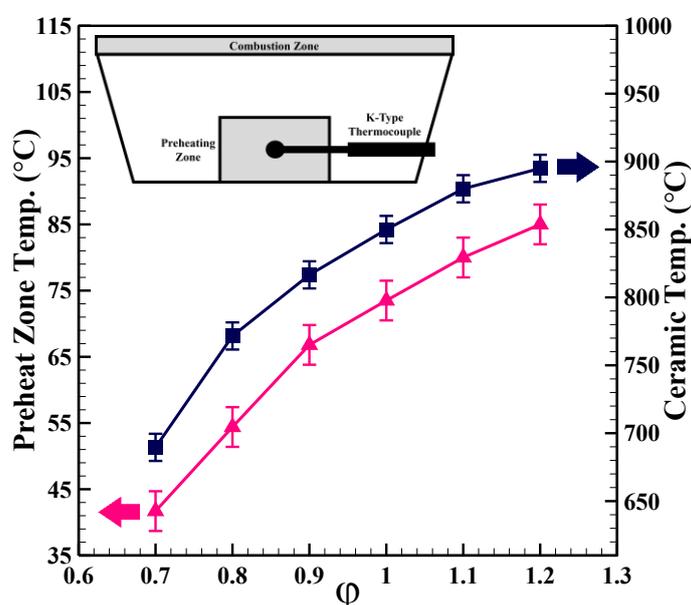


Figure 8- Preheating-zone temperature and ceramic temperature as a function of equivalence ratio

شکل ۸- دمای ناحیه پیش‌گرم و دمای سرامیک نسبت به تغییرات نسبت هم‌ارزی

راندمان حرارتی یکی از اصلی‌ترین پارامترها برای مطالعه یک مشعل است. در شکل ۹ راندمان حرارتی مشعل قابل مشاهده است. بیشینه راندمان حرارتی ثبت شده در نسبت هم‌ارزی ۰/۷ برابر با ۶۳/۲٪ است. با افزایش نسبت هم‌ارزی از ۰/۷ به ۱/۲، راندمان حرارتی به ۵۸/۱٪ کاهش می‌یابد. در نسبت هم‌ارزی ۰/۷ میزان هوای ورودی به مشعل زیاد بوده و در نتیجه سرعت مخلوط در حالت بیشینه است. زیاد بودن سرعت مخلوط باعث می‌شود تا شعله به صورت سطحی و چسبیده به ناحیه احتراق باشد. اما در نسبت هم‌ارزی ۱/۲ سرعت مخلوط کاهش یافته و شعله به صورت تماماً مدفون^۳ تبدیل می‌شود. از این پدیده می‌توان نتیجه گرفت که سرعت مخلوط تاثیر بسزایی بر راندمان حرارتی یک مشعل دارد و حتی در مشعل‌های تابشی امکان دارد تأثیر سرعت مخلوط بیشتر از دما و تابش سرامیک سطح مشعل باشد. همان‌طور که گفته شد راندمان حرارتی تعیین‌کننده است و شکل ۹ نشان دهنده رقیق سوز بودن مشعل مورد تحقیق است.

¹ Lean Regime

² Blow-out

³ Fully Submerged

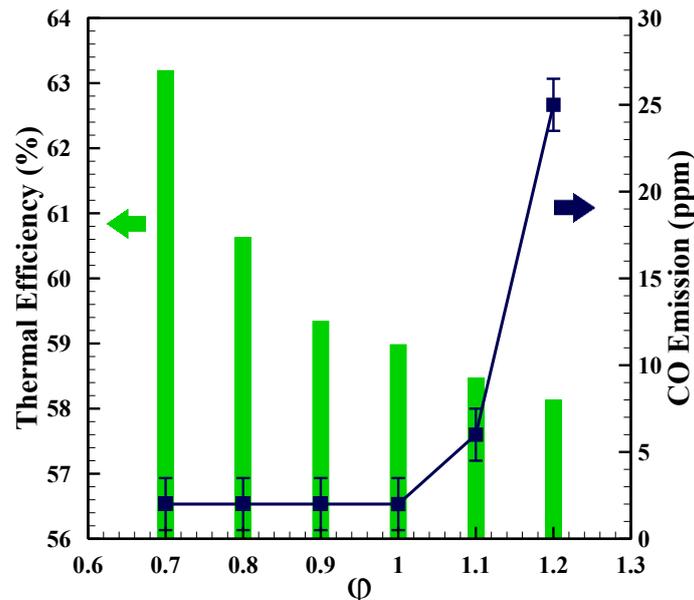


Figure 9- Variations in thermal efficiency and CO emissions with changes in equivalence ratio at 1.83 kW
 شکل ۹- تغییرات راندمان حرارتی و انتشار CO در مقابل تغییرات نسبت هم‌ارزی در توان ۱/۸۳ کیلووات

CO یکی از پارامترهای حیاتی بررسی آلاینده تولید شده توسط مشعل به ویژه در کاربردهای خانگی است. در شکل ۹ میزان غلظت CO تولید شده توسط مشعل قابل مشاهده است. در نسبت هم‌ارزی‌های رقیق سوز میزان غلظت CO تولید شده بسیار کم بوده و در محدوده ۱ ppm تا ۳ ppm است. اما با افزایش نسبت هم‌ارزی و حرکت به سوی احتراق غنی سوز، میزان غلظت CO افزایش چشمگیری داشته و به محدوده ۲۵ ppm می‌رسد. این پدیده به علت وجود اکسیژن کافی در نسبت هم‌ارزی‌های رقیق سوز و عدم وجود اکسیژن کافی در نسبت هم‌ارزی‌های غنی سوز است. با وجود هوا و اکسیژن اضافه، احتراق کامل‌تر شده و باعث کاهش غلظت CO و افزایش CO₂ می‌شود. در تمامی نسبت هم‌ارزی‌های بررسی شده، میزان غلظت CO تولید شده توسط مشعل کمتر از حد مجاز مشخص شده توسط استاندارد اروپایی BS EN 30-1-1 [۳۲] یعنی ۵۰ ppm است.

سهم انتقال حرارت‌های دریافتی توسط ظرف آزمون و آب در شکل ۱۰ نشان داده شده است. همانطور که مشخص است با افزایش نسبت هم‌ارزی، انتقال حرارت تشعشعی افزایش می‌یابد. با افزایش نسبت هم‌ارزی، حجم ورودی هوا به مخلوط سوخت و هوا کاهش می‌یابد. به همین دلیل سرعت مخلوط سوخت و هوا کاهش یافته و شعله در ناحیه احتراق یا سرامیک سر مشعل مدفون می‌شود. با مدفون شدن شعله درون سرامیک سر مشعل، دمای سر مشعل افزایش یافته و انتقال حرارت تشعشعی افزایش می‌یابد. اما با افزایش نسبت هم‌ارزی انتقال حرارت همرفتی کاهش می‌یابد. یکی از پارامترهای مهم و تاثیرگذار در انتقال حرارت همرفتی، سرعت مخلوط است؛ به همین علت با کاهش سرعت مخلوط سوخت و هوا، انتقال حرارت همرفتی نیز کاهش می‌یابد. براساس راندمان حرارتی که در شکل ۹ قابل مشاهده است، بهترین نسبت هم‌ارزی مشعل مورد تحقیق، نسبت هم‌ارزی ۰/۷ است. در این نسبت هم‌ارزی، انتقال حرارت همرفتی در بیشترین حد خود بوده و انتقال حرارت تشعشعی در کمترین حالت خود است که به علت کمینه بودن دمای سرامیک و بیشینه بودن سرعت مخلوط سوخت و هوا است. راندمان حرارتی بالاتر و در عین حال میزان انتشار استاندارد آلاینده CO و احتراق پایدار از پارامترهای مهمی هستند که همگی در نسبت هم‌ارزی ۰/۷ در بهترین حالت خود هستند.

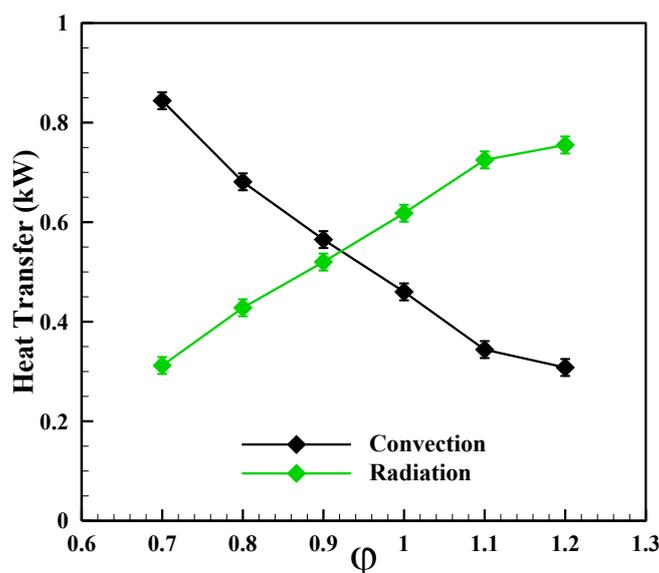


Figure 10- Variations of radiative and convective heat transfer over the equivalence ratio in range of 0.7–1.2

شکل ۱۰- تغییرات انتقال حرارت تشعشعی و همرفتی در بازه نسبت هم‌ارزی ۰/۷ تا ۱/۲

پایداری مشعل یکی از مهم‌ترین اطلاعات هر مشعل است. با نگاه به جدول ۲ می‌توان نحوه عملکرد مشعل را در تمام نسبت هم‌ارزی‌های مشخص شده متوجه شد. نقشه پایداری و عملکرد مشعل مورد تحقیق در جدول ۲ قابل مشاهده است. مشعل در نسبت هم‌ارزی‌های خیلی کم یا خیلی رقیق سوز (۰/۵ تا ۰/۶) دچار خاموشی وزشی می‌شود؛ زیرا در این نسبت هم‌ارزی‌ها سرعت مخلوط سوخت و هوا خیلی زیاد بوده و شعله به صورت پایدار نمی‌ماند و خاموش می‌شود. اما با عبور از ناحیه خاموشی وزشی و بیشتر شدن نسبت هم‌ارزی از ۰/۶ تا ۰/۷، سرعت مخلوط سوخت و هوا کم شده و باعث می‌شود که شعله پایدار بماند؛ اما به علت سرعت نسبتاً زیاد مخلوط سوخت و هوا، شعله به صورت معلق^۱ پایدار می‌شود.

جدول ۲- رژیم‌های مختلف مشعل در توان ۱/۸۳ کیلووات و بازه نسبت هم‌ارزی ۰/۵ تا ۱/۲

Table 2- Different regimes of the burner at 1.83 kW and equivalence ratio range of 0.5 to 1.2.

ϕ	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0	1.1	1.2
Regime	Blow - Off	Lift - Off	Blue Flame	Blue Flame	Submerged	Submerged	Submerged	Submerged

با افزایش نسبت هم‌ارزی و عبور از ناحیه شعله‌ی معلق، سرعت مخلوط سوخت و هوا کاهش یافته و شعله‌ی آبی رنگ^۲ بر روی سطح سرامیکی مشعل مورد تحقیق می‌چسبد. بیشترین راندمان حرارتی بدست آمده در مشعل مورد تحقیق در نسبت هم‌ارزی ۰/۷ است. با نزدیک شدن به نسبت هم‌ارزی ۱ یا استوکیومتری^۳ و عبور از ناحیه شعله آبی، مشعل رفتار متفاوتی دارد. به علت کاهش هوای ورودی به مشعل و کاهش سرعت مخلوط سوخت و هوا، شعله درون سرامیک مشعل مدفون شده و رژیم احتراقی به صورت مدفون می‌شود. از نسبت هم‌ارزی ۰/۹ تا ۱/۲ رژیم احتراقی به صورت مدفون بوده و با غنی‌سوزی، شعله دارای رگه‌های زرد رنگ شده و کمی از سرامیک بیرون می‌آید. در هیچکدام از نسبت هم‌ارزی‌ها، مشعل مورد تحقیق دچار پدیده بازگشت شعله^۴ نشد و این یک عامل مثبت از نظر ایمنی است.

¹ Lift - Off

² Blue Flame

³ Stoichiometry

⁴ Flashback

نتیجه‌گیری

این پژوهش به بررسی تأثیر نسبت هم‌ارزی بر رفتار احتراقی، دمای شعله و سرامیک، راندمان حرارتی و تولید CO در یک مشعل متخلخل مورد استفاده در پخت‌وپز خانگی می‌پردازد. آزمایش‌ها در توان ثابت ۱/۸۳ کیلووات و در بازه نسبت هم‌ارزی ۰/۵ تا ۱/۲ انجام شد تا عملکرد مشعل در شرایط رقیق‌سوز تا غنی‌سوز تحلیل شود. نتایج نشان داد که نسبت هم‌ارزی پارامتر کلیدی در تعیین رژیم شعله، پایداری احتراق، توزیع دما و کارایی حرارتی مشعل است و تنظیم صحیح آن می‌تواند به بهینه‌سازی قابل توجه عملکرد منجر شود.

یافته‌های اصلی به صورت خلاصه شده به شرح زیر است:

- با افزایش نسبت هم‌ارزی از ۰/۷ تا ۱/۰، دمای شعله از 1016°C به 1080°C افزایش یافت، اما در شرایط غنی‌تر (۱/۱ و ۱/۲) به دلیل کاهش اکسیژن و احتراق ناقص، افزایش دما محدود شده و دمای بیشینه شعله به حدود 1100°C رسید.
- دمای سرامیک سطح مشعل در نسبت‌های غنی‌سوز افزایش یافت که به مدفون شدن شعله در محیط متخلخل و افزایش گرمایش ناحیه پیش‌گرم نسبت داده می‌شود و روندی مشابه دمای شعله نشان داد.
- بیشینه راندمان حرارتی در نسبت هم‌ارزی ۰/۷ و با مقدار $63/2\%$ به دست آمد، در حالی که با افزایش نسبت هم‌ارزی تا ۱/۲، راندمان به $58/1\%$ کاهش یافت که بیانگر تأثیر موقعیت شعله و سرعت مخلوط بر تبادل حرارت است.
- در شرایط رقیق‌سوز، شعله آبی‌رنگ، چسبیده و پایدار به سطح سرامیک مشاهده شد که نشان‌دهنده احتراق کامل است، اما در شرایط غنی‌سوز شعله زردرنگ شده و ناپایداری افزایش یافت.
- غلظت CO در نسبت‌های رقیق‌سوز بسیار پایین ۱ ppm تا ۳ ppm بود و حتی در شرایط غنی‌سوز نیز حداکثر به حدود ۲۵ ppm رسید که کمتر از حد مجاز استاندارد BS EN 30-1-1 برابر ۵۰ ppm است.
- جدول پایداری نشان داد که مشعل در بازه $\phi = 0/7$ تا $\phi = 1/2$ پایدار بوده و در هیچ‌یک از نسبت هم‌ارزی‌ها پدیده بازگشت شعله مشاهده نشد.

در مجموع، نتایج نشان می‌دهد که کنترل دقیق نسبت هم‌ارزی، به‌ویژه در حدود $\phi = 0/7$ نقش تعیین‌کننده‌ای در بهبود راندمان حرارتی، پایداری شعله و کاهش آلاینده‌های مشعل‌های متخلخل خانگی دارد. با وجود نتایج امیدوارکننده، این مطالعه محدود به یک توان حرارتی و نوع خاصی از سرامیک بوده است. پیشنهاد می‌شود در تحقیقات آینده، رفتار مشعل در توان‌های بالاتر، هندسه‌های متفاوت ناحیه پیش‌گرم و شرایط واقعی پخت‌وپز مانند بررسی زمان پخت‌وپز و تغییر آبی توان و نسبت هم‌ارزی مورد بررسی قرار گیرد تا زمینه برای طراحی مشعل‌های متخلخل کارا تر و کم‌آلاینده‌تر فراهم شود.

منابع

- [1] S. Wood and A. T. Harris, "Porous burners for lean-burn applications," *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 34, no. 5, pp. 667–684, Oct. 2008, doi: 10.1016/j.pecs.2008.04.003.
- [2] M. Kavand, M. M. Heyhat, and M. Zabetian Targhi, "Energy efficient design of a domestic porous burner using alumina ball packing," *Energy*, vol. 342, p. 139561, Jan. 2026, doi: 10.1016/j.energy.2025.139561.
- [3] Y. Liu, Y. Deng, J. Shi, Y. Liu, X. Wang, B. Ge, and Z. Min, "Experimental investigation on flame stability and emissions of lean premixed methane–air combustion in a developed divergent porous burner," *J. Clean. Prod.*, vol. 405, p. 137070, Jun. 2023, doi: 10.1016/j.jclepro.2023.137070.
- [4] H. Soltanian, M. Maerefat, and M. Z. Targhi, "On the drastic improvement of porous burner efficiency," *Thermal Science and Engineering Progress*, vol. 41, p. 101832, Jun. 2023, doi: 10.1016/j.tsep.2023.101832.
- [5] S. M. Vahidhosseini, J. A. Esfahani, and K. C. Kim, "Cylindrical porous radiant burner with internal combustion regime: Energy saving analysis using response surface method," *Energy*, vol. 207, p. 118231, Sep. 2020, doi: 10.1016/j.energy.2020.118231.
- [6] N. K. Mishra, S. C. Mishra, and P. Muthukumar, "Performance characterization of a medium-scale liquefied petroleum gas cooking stove with a two-layer porous radiant burner," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 89, pp. 44–50, Oct. 2015, doi: 10.1016/J.APPLTHERMALENG.2015.05.077.
- [7] Ch. Keramiotis, M. Katoufa, G. Vourliotakis, A. Hatzia Apostolou, and M. A. Founti, "Experimental investigation of a radiant porous burner performance with simulated natural gas, biogas and synthesis gas fuel blends," *Fuel*, vol. 158, pp. 835–842, Oct. 2015, doi: 10.1016/j.fuel.2015.06.041.

- [8] A. K. Mahalingam, L. K. Kaushik, and P. Muthukumar, "Experimental investigation on the performance characteristics of a naturally-aspirating Porous Radiant Burner," *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, vol. 67, p. 103822, Jul. 2024, doi: 10.1016/j.seta.2024.103822.
- [9] S. Deb, L. K. Kaushik, M. A. Kumar, S. H. V. Satish, and P. Muthukumar, "Clustered Porous Radiant Burner: A cleaner alternative for cooking systems in small and medium scale applications," *J. Clean. Prod.*, vol. 308, p. 127276, Jul. 2021, doi: 10.1016/j.jclepro.2021.127276.
- [10] V. K. Pantangi, S. C. Mishra, P. Muthukumar, and R. Reddy, "Studies on porous radiant burners for LPG (liquefied petroleum gas) cooking applications," *Energy*, vol. 36, no. 10, pp. 6074–6080, Oct. 2011, doi: 10.1016/j.energy.2011.08.008.
- [11] Hossein Soltanian, Mohammad Zabetian Targhi, and Mehdi Maerefat, "Experimental investigation of heat transfer in a porous burner to be used in low power application," *Journal of Fuel and Combustion*, vol. 14, no. 4, pp. 85–99, 2022. (in Persian)
- [12] Saeed Mohammadbagheri, Mohammad Zabetian Targhi, Mohammadmahdi Heyhat, and Ali Ashuori, "Experimental Investigation of Flame Stability and Examination of Performance Map in a Structural Ceramic Porous Burner in Cooking Application," *Journal of Fuel and Combustion*, vol. 16, no. 4, pp. 1–15, 2024. (in Persian)
- [13] S. Ranjan, P. Parthasarathy, and V. Ratna Kishore, "A numerical study comparing the performance of a self-aspirating domestic LPG porous burner and that of a conventional LPG burner," *Energy*, vol. 308, p. 132631, Nov. 2024, doi: 10.1016/j.energy.2024.132631.
- [14] Y. Zhang, L. Zhang, X. Li, C. Bai, W. Zhang, P. Qiu, and Y. Zhao, "Numerical investigation and optimization of porous media burner for NH₃/O₂/H₂O combustion," *Energy*, vol. 317, p. 134687, Feb. 2025, doi: 10.1016/j.energy.2025.134687.
- [15] J. Li, T. Jiang, L. Dai, H. Zhang, and C. Zou, "Experimental and numerical study of a novel thin metal mesh infrared radiant burner," *Fuel*, vol. 401, p. 135323, Dec. 2025, doi: 10.1016/j.fuel.2025.135323.
- [16] G. Wang, L. Huang, H. Tu, H. Zhou, X. Chen, and J. Xu, "Stable lean co-combustion of ammonia/methane with air in a porous burner," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 248, p. 123092, Jul. 2024, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2024.123092.
- [17] C.-Y. Wu, K.-H. Chen, and S. Y. Yang, "Experimental study of porous metal burners for domestic stove applications," *Energy Convers. Manag.*, vol. 77, pp. 380–388, Jan. 2014, doi: 10.1016/j.enconman.2013.10.002.
- [18] Y. Cao, T. Su, Y. Ding, W. Song, L. Yang, F. Liu, and C. Zhai, "Enhanced combustion stability of low-concentration methane through a flame buffer zone in a variable pore-density porous media burner," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 265, p. 125546, Apr. 2025, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2025.125546.
- [19] G. Coskun, O. Yalçınkaya, Z. Parlak, V. Tür, H. Pehlivan, and E. Büyükkaya, "Investigation of the hydrogen-enriched methane combustion in a domestic boiler with porous burner on emissions and performance," *Fuel*, vol. 384, p. 134051, Mar. 2025, doi: 10.1016/j.fuel.2024.134051.
- [20] L. Li, R. Zhang, Y. Zhang, and H. Zhang, "Burning ammonia with methane blending in an air-staged porous media burner," *Fuel*, vol. 387, p. 134385, May 2025, doi: 10.1016/j.fuel.2025.134385.
- [21] X. Zhao, L. Cheng, B. Wang, and W. Zhang, "Numerical investigation for the pollutant formation of hydrogen-methane co-combustion in a porous media burner," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 143, pp. 441–453, Jul. 2025, doi: 10.1016/j.ijhydene.2025.01.154.
- [22] N. Araya, S. Armijo, and M. Toledo, "Experimental and numerical study of lean combustion of propane in divergent porous media burners," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 259, p. 124710, Jan. 2025, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2024.124710.
- [23] X.-L. Zheng, Y.-Y. Chen, X.-C. Xu, B.-W. Li, and Y.-W. Li, "Experimental study on ammonia combustion in a porous burner with 3D printed radiant plates under oxygen-enriched conditions," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 264, p. 125438, Apr. 2025, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2025.125438.
- [24] H. Soltanian, M. Z. Targhi, A. Ashouri, and M. Maerefat, "Experimental and numerical investigation of heat transfer modes on pot surfaces in a power range of a cooking porous burner," *J. Clean. Prod.*, vol. 478, p. 143952, Nov. 2024, doi: 10.1016/j.jclepro.2024.143952.
- [25] F. Avdic, M. Adzic, and F. Durst, "Small scale porous medium combustion system for heat production in households," *Appl. Energy*, vol. 87, no. 7, pp. 2148–2155, Jul. 2010, doi: 10.1016/j.apenergy.2009.11.010.
- [26] Hoda Shabani Nejad, Seyed Abdolreza Gandjalikhan Nassab, and Ebrahim Jahanshahi Javaran, "Three-dimensional analysis of a porous radiant burner under different operating conditions with combustion modeling," *Modares Mechanical Engineering*, vol. 17, no. 12, pp. 105–113, 2018.
- [27] R. V. Fursenko, E. S. Odintsov, A. D. Zakharov, I. A. Yakovlev, and J. Li, "Pore-scale flame oscillations and patterns of upstream combustion wave propagation in a one-layer porous burner," *Combust. Flame*, vol. 270, p. 113730, Dec. 2024, doi: 10.1016/j.combustflame.2024.113730.
- [28] A. Moroshkina, S. Babina, A. Ponomareva, E. Sereshchenko, V. Mislavskii, V. Gubernov, and V. Bykov, "Numerical and experimental study of stability limits of methane-air flame stabilized on a flat porous burner at normal and elevated pressure," *Combust. Flame*, vol. 280, p. 114336, Oct. 2025, doi: 10.1016/j.combustflame.2025.114336.
- [29] N. Li, V. Bykov, A. Moroshkina, E. Sereshchenko, and V. Gubernov, "Two dimensional flame structure of oscillating burner-stabilized methane-air flames," *Combust. Flame*, vol. 276, p. 114115, Jun. 2025, doi: 10.1016/j.combustflame.2025.114115.
- [30] Institute of Standards and Industrial Research of Iran 10325, *Domestic cooking appliances burning gas – Specifications and test methods*, 1st ed., vol. 1. Tehran: ISIRI, 2008.
- [31] Michael F. Modest, *Radiative Heat Transfer*, Third. Elsevier, 2013. doi: 10.1016/C2010-0-65874-3.
- [32] British Standard EN 30-1-1:2008+A3:2013, *Domestic cooking appliances burning gas Part 1-1: Safety — General*. London: BRITISH STANDARD, 2008.