

بررسی عددی اثر نسبت هم‌ارزی بر شار حرارتی و راندمان احتراق در مشعل گرمکن ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز

سید عبدالمهدی هاشمی^{۱*}، رضا اشرفی^۲، قنبرعلی شیخ‌زاده^۳، مجید نیکفر^۴

کاشان، کیلومتر ۵ بلوار قطب راوندی، دانشگاه کاشان، پژوهشکده انرژی

(* Hashemi@kashanu.ac.ir)

چکیده

یکی از مشکلات ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز، مسدود شدن روزنه عبور گاز بر اثر کاهش دما در رگلاتور است. به منظور پیشگیری از این مشکل، گاز را قبل از کاهش فشار بوسیله گرمکن گرم می‌کنند. در این گرمکن‌ها، لوله‌های عبور گاز طبیعی، سیال واسطه و لوله‌آتش برای عبور سیال داغ وجود دارند. سیال داغ که حاوی انرژی گرمایی بالا است، محصولات احتراق بوده که حاصل از واکنش مخلوط سوخت و هوا در مشعل اتمسفریک می‌باشند. حداکثر راندمان احتراق در این گرمکن‌ها ۶۵٪ LHV می‌باشد که این راندمان زمانی حاصل می‌شود که میزان سوخت و هوای اولیه در مشعل و میزان هوای ثانویه که از اطراف مشعل وارد لوله‌آتش می‌شود، تنظیم شده باشند. اما از آنجایی که تنظیم مخلوط سوخت و هوا در این ایستگاه‌ها بصورت دقیق و علمی انجام نمی‌شود، در اکثر مواقع راندمان احتراق در مشعل این گرمکن‌ها پایین است. در این مطالعه با استفاده از شبیه‌سازی عددی، میزان شار حرارتی جذب شده توسط لوله‌آتش و راندمان احتراق مشعل در نسبت هم‌ارزی‌های مختلف بررسی شده‌اند. در این تحقیق به کمک نتایج بدست آمده، بهترین شرایط کارکرد مشعل تعیین و درصد اختلاف شار حرارتی جذب شده توسط لوله‌آتش و راندمان احتراق مشعل با حالت‌های دیگر مقایسه شده است. با توجه به نتایج این مطالعه، با افزایش نسبت هم‌ارزی نهایی، ابتدا راندمان احتراق مشعل روندی افزایشی داشته و سپس کاهش می‌یابد. حداکثر راندمان حرارتی مشعل گرمکن در نسبت هم‌ارزی اولیه ۱/۶۷ و نسبت هم‌ارزی نهایی ۱ رخ می‌دهد. این درحالی است که اگر نسبت هم‌ارزی اولیه مشعل برابر ۱/۶۷ و نسبت هم‌ارزی نهایی برابر ۱/۲ باشد، راندمان احتراق در مشعل گرمکن به میزان ۱۰ درصد کمتر از حداکثر راندمان احتراق خواهد بود.

واژه‌های کلیدی: تحلیل عددی - احتراق - مشعل اتمسفریک - گرمکن ایستگاه تقلیل فشار - راندمان حرارتی

۱- مقدمه

گرمکن‌های موجود در ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز که به منظور بالا بردن درجه حرارت گاز قبل از کاهش فشار در رگلاتور بکار برده می‌شوند، بصورت یک مبدل حرارتی سه سیالی عمل می‌کنند. ابعاد این گرمکن‌ها با توجه به دبی بالای گاز سرد، نسبتاً بزرگ است.

تاکنون بررسی‌های قابل توجهی در مورد گرمکن‌های ایستگاه تقلیل فشار گاز انجام نشده است. شکوهمند [۱] در یک تحقیق پژوهشی، موضوع جایگزینی هیترهای گازسوز با هیترهای خطی و برقی را در ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز طبیعی

۱- استادیار گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه کاشان

۲- دانشجوی کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه کاشان

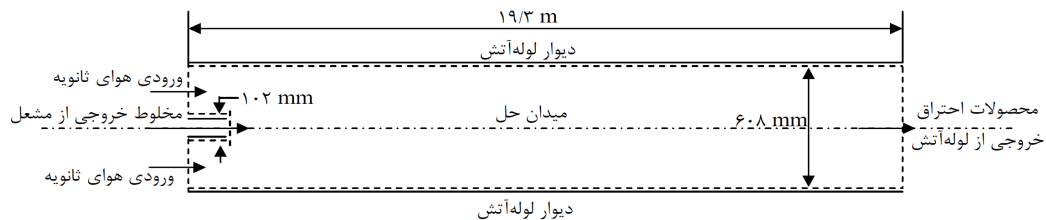
۳- استادیار گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه کاشان

۴- کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه کاشان

بررسی کرده است. در تحقیق فوق تحلیل زیادی در مورد ویژگی‌های حرارتی و سیالاتی گرمکن انجام نشده است. در مطالعه اشرفی و همکاران [۲]، مشعل اتمسفریک در لوله‌آتش گرمکن‌های ایستگاه تقلیل فشار شبیه‌سازی شده و میزان شار حرارتی و راندمان احتراق مشعل در نسبت هم ارزی‌های مختلف به طور عددی مورد بررسی قرار گرفته است.

۲- هندسه حل، ابعاد و شرایط مرزی مدل

گرمکن مورد نظر دارای دو لوله‌آتش مشابه می‌باشد، که در این مطالعه یکی از آنها شبیه‌سازی شده است. از آنجا که مدل مشعل و لوله‌آتش دارای تقارن محوری است، بنابراین می‌توان از مدل دوبعدی استفاده نمود. شکل ۱ نمایی از هندسه حل و شرایط مرزی مدل شبیه‌سازی را نشان می‌دهد. در این مدل بعد از خارج شدن مخلوط سوخت و هوا از مشعل، میدان حل آغاز شده و هوای ثانویه از اطراف مشعل وارد میدان حل می‌شود.



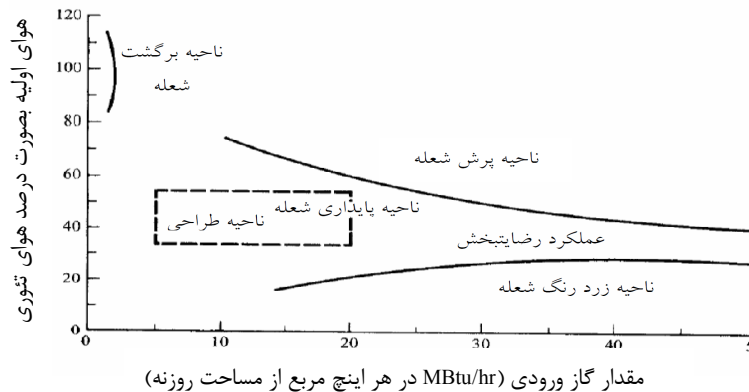
شکل ۱- نمایی از شرایط مرزی و میدان حل مدل لوله‌آتش و مشعل اتمسفریک

۳- سرعت خروجی مخلوط از مشعل و سرعت هوای ثانویه به لوله‌آتش با استفاده از نسبت‌های تعادل

در ایستگاه تقلیل فشار گاز استان قم، حداکثر ظرفیت حرارتی گرمکن‌ها 2035250 W است. در این ظرفیت حرارتی، مشعل‌ها با توجه به راندمان احتراق در گرمکن (LHV %65)، باید به میزان 3131150 W حرارت تولید کنند. گرمکن مورد بررسی دارای دو لوله‌آتش با سطح حرارتی $73/6 \text{ m}^2$ است [۴ و ۳]. بنابراین در حداکثر ظرفیت حرارتی گرمکن، به میزان 27600 W/m^2 شار حرارتی از لوله‌آتش جذب می‌شود.

از آنجا که در مدل‌سازی مشعل اتمسفریک و لوله‌آتش، هوای ثانویه به داخل لوله وارد می‌شود، علاوه بر اندازه سرعت مخلوط خروجی از مشعل، اندازه سرعت هوای ثانویه نیز مورد نیاز است. بنابراین در مدل‌سازی مشعل اتمسفریک، علاوه بر نسبت هم‌ارزی اولیه در مشعل (ϕ_p)، نسبت هم‌ارزی نهایی نیز وجود دارد (ϕ_f).

شکل ۲، نمودار نواحی پایداری شعله، پرش شعله، برگشت شعله و ناحیه زرد رنگ شعله برای احتراق گاز طبیعی در یک مشعل معمولی را نشان می‌دهد. همانطور که مشاهده می‌شود، برای داشتن شعله پایدار در مشعل‌های معمولی، هوای مورد نیاز مشعل باید در ناحیه ۵۰ تا ۶۰ درصد هوای تئوری قرار گیرد. به عبارت دیگر، نسبت هم‌ارزی مشعل‌های معمولی (نسبت هم‌ارزی اولیه) باید بین $1/67$ تا ۲ قرار گیرد. در این مطالعه برای مدل‌سازی مشعل اتمسفریک و لوله‌آتش، از نسبت هم ارزی‌های اولیه $1/67$ ، $1/8$ و ۲ استفاده شده است.



شکل ۲- نمودار پایداری، پرش و برگشت شعله برای احتراق گاز طبیعی در یک مشعل معمولی [۵]

جدول ۱ سرعت مخلوط سوخت- هوای خروجی از مشعل اتمسفریک و سرعت هوای ثانویه را در نسبت هم ارزی‌های مختلف نشان می‌دهد.

جدول ۱: حالات مورد بررسی در مدل احتراق مشعل گرمکن

ϕ_p	ϕ_f	سرعت هوای ثانویه (m/s)	سرعت مخلوط خروجی از مشعل (m/s)	ϕ_p	ϕ_f	سرعت هوای ثانویه (m/s)	سرعت مخلوط خروجی از مشعل (m/s)
۲	۰/۷	۱/۵۰	۳۵/۶	۱/۸	۰/۷	۱/۴۱	۳۸/۹
	۰/۸	۱/۲۱			۰/۸	۱/۱۲	
	۰/۹	۰/۹۹			۰/۹	۰/۹۰	
	۱	۰/۸۱			۱	۰/۷۲	
	۱/۱	۰/۶۶			۱/۱	۰/۵۷	
	۱/۲	۰/۵۴			۱/۲	۰/۴۵	
۱/۹	۰/۷	۱/۴۶	۳۷/۲	۱/۶۷	۰/۷	۱/۳۴	۴۱/۴
	۰/۸	۱/۱۷			۰/۸	۱/۰۵	
	۰/۹	۰/۹۵			۰/۹	۰/۸۳	
	۱	۰/۷۷			۱	۰/۶۵	
	۱/۱	۰/۶۲			۱/۱	۰/۵	
	۱/۲	۰/۵۰			۱/۲	۰/۳۸	

۴- مدل سازی احتراق

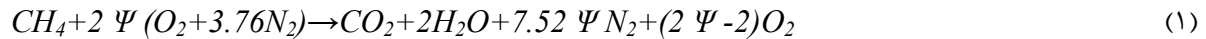
مدل سازی احتراق اعم از یکبعدی یا چندبعدی، برحسب اینکه نرخ تغییرات اجزاء شیمیایی چگونه محاسبه شوند، به دو دسته تقسیم می‌شوند:

۱- استفاده از واکنش عمومی تک قدمی برگشت‌ناپذیر.

۲- استفاده از واکنش‌های مقدماتی (سنیتیک دقیق).

در واکنش‌های عمومی تک قدمی برگشت‌ناپذیر، برای واکنش شیمیایی از یک واکنش کلی تک قدمی استفاده می‌شود. مثلاً

مطابق رابطه ۱ برای سوختن متان داریم (در این رابطه، Ψ نسبت هوای اضافی است):



روش واکنش عمومی تک قدمی برگشتناپذیر، روشی ساده و از نظر محاسباتی، ارزان قیمت است. اما عیب عمده این روش، عدم محاسبه میزان آلاینده‌ها می‌باشد. چرا که دربرگیرنده واکنش‌های غیرکامل برای تشکیل CO ، NO ، H ، H_2 و غیره نمی‌باشد. برای دستیابی به میزان انتشار آلاینده‌ها، نتایج دقیق پروفیل درجه حرارت، نرخ حرارت ایجاد شده، کل انرژی ایجاد شده و محل دقیق جبهه شعله، یک مدل سینتیک چندمرحله‌ای مورد نیاز است.

هسو و همکارش [۶] نشان دادند که برای بدست آوردن پروفیل دقیق اجزاء شیمیایی، استفاده از سینتیک دقیق برای مدل‌سازی احتراق ضروری است. البته آنها بیان کردند که این مطلب به این معنا نیست که نتایج بدست آمده از واکنش‌های عمومی تک قدمی بی‌اعتبار است. زیرا وقتی مخلوط رقیق باشد، واکنش‌های عمومی تک قدمی جواب‌های قابل قبولی ارائه می‌دهد و حتی برای نسبت هم‌ارزی $0.7 < \Phi < 1$ ، مدل واکنش عمومی تک قدمی سرعت سوختن را بهتر از سینتیک چندمرحله‌ای محاسبه می‌کند. آنها بیان کردند که واکنش عمومی کاملاً مطرود نمی‌باشد، لکن در بعضی از موارد بهتر است از مدل سینتیک چندمرحله‌ای استفاده شود.

در مطالعه حاضر به منظور بدست آوردن نتایج بهتر، از مدل واکنش دو مرحله‌ای استفاده شده است. در واکنش دو مرحله‌ای، علاوه بر واکنش هوا و متان، یکی از واکنش‌های زنجیره‌ای دیگر یعنی واکنش میان اکسیژن و مونوکسید کربن نیز انجام شده است.

۵- انتخاب شبکه مناسب

برای انجام مدل‌سازی از شبکه باسازمان استفاده شده است. مهمترین مزیت شبکه باسازمان، تولید آسان، استفاده سریع و آسان از سازمان اطلاعات است که باعث می‌شود سرعت انجام محاسبات بیشتر شود و به حافظه کمتری نیاز باشد. در صورتی که شبکه بی‌سازمان باعث پیچیده شدن سازمان اطلاعات شده و نیاز بیشتری به حافظه و محاسبات دارد [۷]. برای مدل‌سازی احتراق در لوله‌آتش و مشعل از شبکه‌های متنوعی برای بدست آوردن شبیه‌سازی مناسب استفاده شده است. در میان این شبکه‌ها، شبکه‌ای قابل قبول است که منجر به نتایج قابل قبول (نزدیک بودن نتایج به جواب‌های تجربی) و نتایج مستقل از شبکه شود (نتایج حاصل از آن با یک شبکه ریزتر از خود مطابقت داشته باشد) و همچنین دارای زمان حل کم باشد. جدول ۲ مشخصات انواع شبکه‌هایی که برای مدل‌سازی احتراق در لوله‌آتش و مشعل گرمکن مورد بررسی قرار گرفته است را به همراه زمان حل هر مدل نشان می‌دهد.

جدول ۲: مشخصات مدل‌های مختلف بررسی شده برای احتراق در لوله‌آتش و مشعل گرمکن و زمان حل آنها

مدل‌های بررسی شده	تعداد نقاط در طول دیوار لوله‌آتش	تعداد نقاط در ورودی هوای ثانویه	تعداد نقاط در خروجی مخلوط از مشعل	زمان تقریبی لازم برای حل (دقیقه)
مدل شماره ۱	۱۱۵۰	۵	۱۵	۳۰
مدل شماره ۲	۱۵۰۰	۵	۲۵	۶۰
مدل شماره ۳	۲۰۰۰	۸	۵۰	۲۱۰
مدل شماره ۴	۲۰۰۰	۱۵	۵۰	۲۴۰
مدل شماره ۵	۲۳۰۰	۱۵	۷۵	۳۶۰

در جدول ۲ می‌توان تأثیر زیاد شدن تعداد سلول‌های شبکه را در زمان حل مدل‌ها مشاهده کرد. جدول ۳، درصد خطای شار حرارتی هر کدام از مدل‌های جدول ۲ را با حالت حداکثر شار حرارتی واقعی در گرمکن نشان می‌دهد.

جدول ۳: درصد خطای شار حرارتی هر مدل نسبت به حالت واقعی گرمکن در شرایط حداکثر بار حرارتی

مدل های بررسی شده	$q_m =$ شار حرارتی جذب شده در لوله آتش در مدل (W/m^2)	$q_a =$ شار حرارتی لوله آتش در حداکثر بار حرارتی گرمکن (W/m^2)	درصد خطا: $\frac{q_a - q_m}{q_a} \times 100$
مدل شماره ۱	۲۲۱۸۰	۲۷۶۰۰	۱۹/۶
مدل شماره ۲	۲۲۷۰۰	۲۷۶۰۰	۱۷/۷
مدل شماره ۳	۲۴۵۰۰	۲۷۶۰۰	۱۱/۲
مدل شماره ۴	۲۷۸۰۰	۲۷۶۰۰	≈ 0
مدل شماره ۵	۲۵۹۰۰	۲۷۶۰۰	۶

با توجه به توضیحات ارائه شده در این بخش و بیان ویژگی های شبکه قابل قبول مشاهده می شود که با شبکه بندی مدل شماره ۴ نتایج مناسب تری حاصل می شود، گرچه زمان حل آن طولانی باشد.

۶- شرایط مرزی

برای مدل سازی مشعل و لوله آتش، ۳ شرط مرزی وجود دارد:

(الف) مرز ورودی: در شبیه سازی مدل مشعل اتمسفریک و لوله آتش، دو شرط مرزی ورودی وجود دارد که یکی از آن مربوط به مخلوط خروجی از مشعل و دیگری ورودی هوای ثانویه به داخل لوله آتش است. سرعت مخلوط خروجی از مشعل و سرعت هوای ورودی براساس نسبت های تعادل بیان می شود که در جدول ۱ ارائه شده است.

(ب) دیوار: برای شرط مرزی حرارتی در دیواره لوله آتش، از شرط دما ثابت استفاده شده است. از آنجا که اطراف لوله آتش توسط سیال واسطه (آب) احاطه شده است، می توان دمای سطح خارجی لوله آتش را بدست آورد. با توجه به نمودار منحنی جوشش آب در فشار ۱ atm، برای شار حرارتی (W/m^2) ۲۷۶۰۰، دمای مازاد تقریباً برابر $6^\circ C$ است [۸]. بنابراین در حداکثر بار حرارتی گرمکن، سیال واسطه در اطراف لوله آتش بصورت هسته ای با حباب های مجزا در حال جوشش خواهد بود. بنابراین با استفاده از روش مقاومت گرمایی برای لوله آتش می توان دمای سطح داخلی آن را بدست آورد. با توجه به ضریب هدایت حرارتی $16/27 (W/m.K)$ و ضخامت ۹ mm برای لوله آتش [۳ و ۴]، مقدار دمای سطح داخلی آن تقریباً $400 K$ بدست می آید [۲].

(ج) مرز خروجی: در مدل بررسی شده، مقدار فشار در مرز خروجی از لوله آتش، برابر فشار محیط در نظر گرفته شده است.

۷- بررسی شار حرارتی جذب شده توسط گرمکن و راندمان احتراق مشعل

در این بخش مقایسه شار حرارتی جذب شده و راندمان حرارتی مشعل اتمسفریک در گرمکن های ایستگاه های تقلیل فشار مورد بررسی قرار گرفته است. جدول ۴ نتایج حالت های مختلف بررسی شده برای استفاده از مشعل اتمسفریک را نشان می دهد. با استفاده از این جدول می توان مقایسه ای میان حالت های مختلف مشعل اتمسفریک از نظر شار حرارتی جذب شده و راندمان احتراق بر مبنای نسبت هم ارزی ها انجام داد. رابطه ۲ نحوه محاسبه راندمان احتراق مشعل را نشان می دهد:

$$\eta_H (LHV) = \frac{q''}{q''_{\max}} \times 0.65 = \frac{q''}{27600} \times 0.65 \quad (2)$$

در این رابطه q'' شار حرارتی جذب شده توسط لوله آتش، q''_{\max} حداکثر شار حرارتی جذب شده و ضریب ۰/۶۵ حداکثر راندمان احتراق در گرمکن است [۳ و ۴].

جدول ۴: عملکرد مدل مشعل اتمسفریک در لوله آتش گرمکن

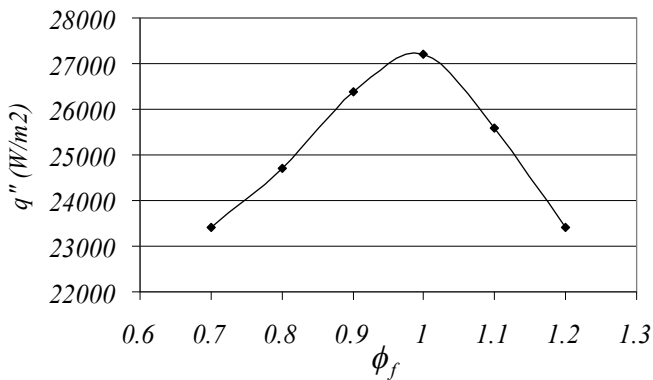
ϕ_p	ϕ_f	q'' (W/m ²)	η_H (LHV)	ϕ_p	ϕ_f	q'' (W/m ²)	η_H (LHV)
۲	۰/۷	۲۲۵۸۰	۰/۵۳	۱/۸	۰/۷	۲۳۴۰۰	۰/۵۵
	۰/۸	۲۴۰۹۰	۰/۵۷		۰/۸	۲۴۷۰۰	۰/۵۸
	۰/۹	۲۵۸۴۰	۰/۶۱		۰/۹	۲۶۳۹۰	۰/۶۲
	۱	۲۶۷۹۰	۰/۶۳		۱	۲۷۲۰۰	۰/۶۴
	۱/۱	۲۵۳۹۰	۰/۶۰		۱/۱	۲۵۵۹۰	۰/۶۰
	۱/۲	۲۲۹۵۰	۰/۵۴		۱/۲	۲۳۴۲۰	۰/۵۵
۱/۹	۰/۷	۲۲۹۳۰	۰/۵۴	۱/۶۷	۰/۷	۲۴۱۰۰	۰/۵۷
	۰/۸	۲۴۳۵۰	۰/۵۷		۰/۸	۲۵۶۰۰	۰/۶۰
	۰/۹	۲۶۰۰۰	۰/۶۱		۰/۹	۲۷۰۹۰	۰/۶۴
	۱	۲۶۸۸۰	۰/۶۳		۱	۲۷۸۹۰	۰/۶۶
	۱/۱	۲۵۴۰۰	۰/۶۰		۱/۱	۲۵۸۰۰	۰/۶۰
	۱/۲	۲۳۳۰۰	۰/۵۵		۱/۲	۲۳۶۵۰	۰/۵۶

شکل ۳ نمودار شار حرارتی جذب شده از مشعل اتمسفریک به لوله آتش گرمکن را بصورت تابعی از نسبت هم‌ارزی نهایی نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که در تمامی نسبت هم‌ارزی‌های اولیه، با افزایش نسبت هم‌ارزی نهایی نمودار شار حرارتی جذب شده توسط گرمکن ابتدا روندی افزایشی داشته (تا $\phi_f = 1.0$) و سپس کاهش می‌یابد. همچنین مشاهده می‌شود که حداکثر شار حرارتی جذب شده مربوط به نسبت هم‌ارزی اولیه ۱/۶۷ و نسبت هم‌ارزی نهایی ۱ می‌باشد. در این نسبت هم‌ارزی، راندمان حرارتی برابر با LHV ۶۶٪ می‌باشد که تقریباً برابر با حداکثر راندمان حرارتی گرمکن در حالت واقعی است. همچنین مشاهده می‌شود که در ϕ_f های بزرگ‌تر از ۱/۱، تقریباً نمودار شار حرارتی تابعیت خود را نسبت به ϕ_p از دست داده و با یک اختلاف ناچیز نسبت به یکدیگر سیر نزولی را با افزایش ϕ_f طی می‌کند.

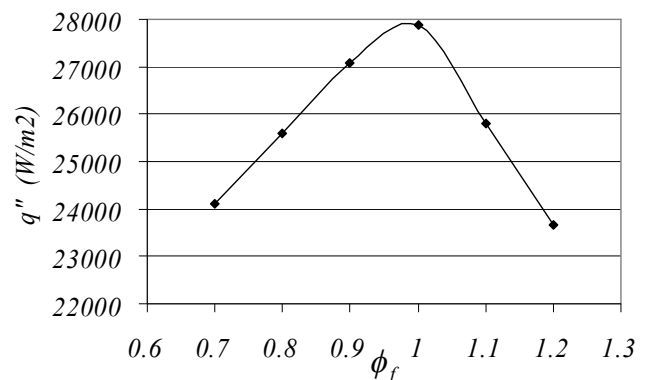
جدول ۵، درصد اختلاف شارهای حرارتی از مشعل اتمسفریک به لوله آتش در ϕ_p برابر ۱/۶۷ و در ϕ_f های مختلف را نشان می‌دهد. در این جدول، درصد اختلاف شارهای حرارتی در هر ϕ_f ، نسبت به ϕ_f برابر واحد سنجیده شده است. مشاهده می‌شود که درصد اختلاف شارهای حرارتی در ϕ_f های ۰/۹ و ۰/۷ به ۳، ۰/۷ به ۱۴ می‌باشد. بنابراین وجود هوای اضافه در واکنش احتراق سبب کاهش دمای محصولات احتراق شده و شار حرارتی کمتری در لوله آتش گرمکن جذب خواهد شد. از طرف دیگر مشاهده می‌شود که درصد اختلاف شارهای حرارتی در ϕ_f های ۱/۲ و ۰/۸ (یعنی ± 0.2 حول $\phi_f = 1$)، ۱۷/۵ به ۸ می‌باشد. این امر نشان می‌دهد که وجود هوای اضافه در واکنش احتراق نسبت به کمبود آن مقرون به صرفه‌تر است.

جدول ۵: درصد اختلاف شارهای حرارتی از مشعل اتمسفریک به لوله آتش در ϕ_p برابر ۱/۶۷ و در ϕ_f های مختلف

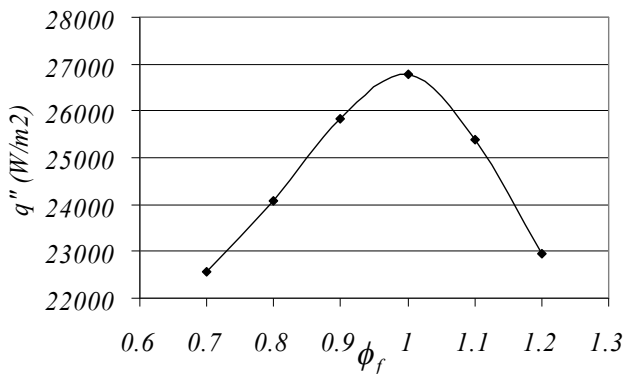
ϕ_f	$q'' = \text{شار حرارتی جذب شده توسط لوله آتش (W/m}^2\text{)}$	درصد اختلاف شارهای حرارتی $\left(\frac{27890 - q''}{27890} \times 100\right)$
۰/۷	۲۴۱۰۰	۱۴
۰/۸	۲۵۶۰۰	۸
۰/۹	۲۷۱۰۰	۳
۱	۲۷۸۹۰	۰
۱/۱	۲۵۵۶۰	۸
۱/۲	۲۳۰۰۰	۱۷/۵



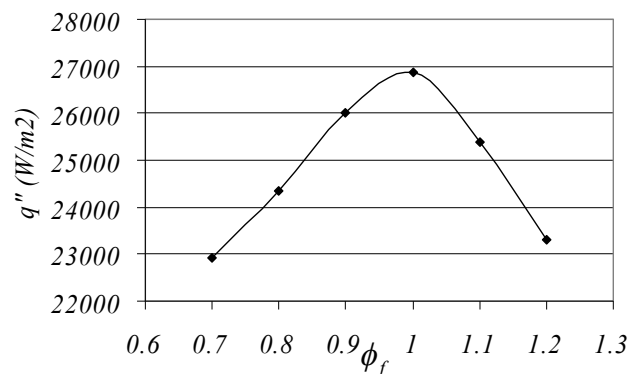
(ب) نسبت هم ارزی اولیه ۱/۸۰



(الف) نسبت هم ارزی اولیه ۱/۶۷



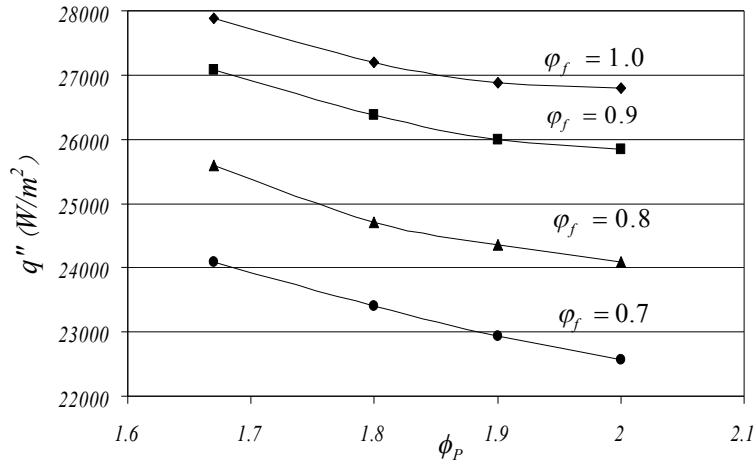
(د) نسبت هم ارزی اولیه ۲/۰



(ج) نسبت هم ارزی اولیه ۱/۹۰

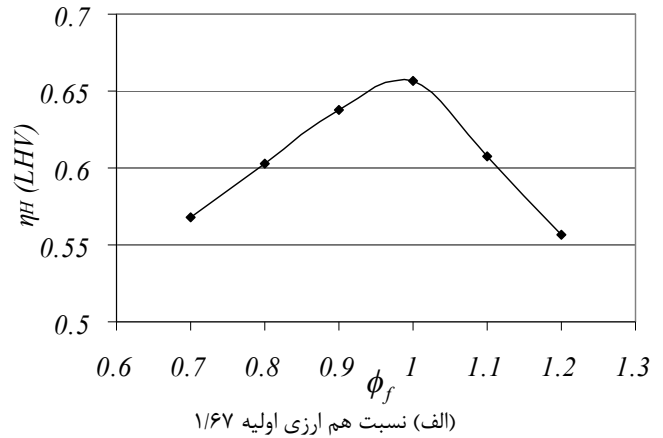
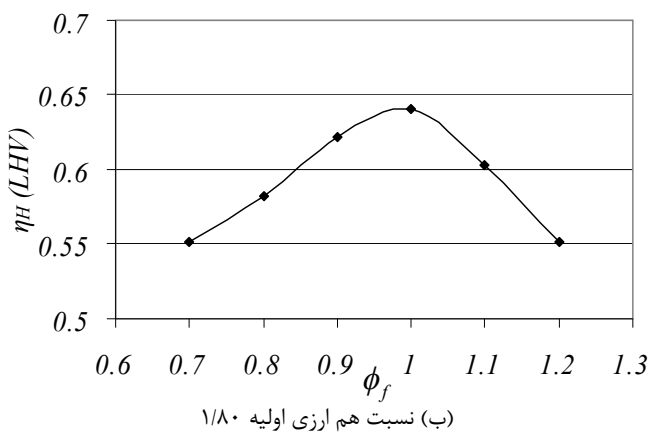
شکل ۳- نمودار شار حرارتی جذب شده از مشعل اتمسفریک به لوله آتش بر حسب نسبت هم ارزی نهایی

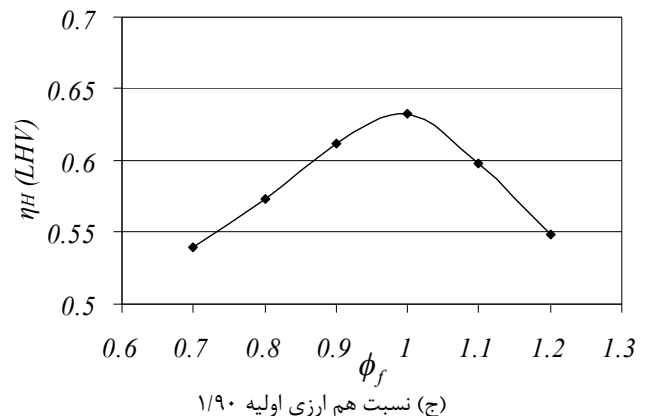
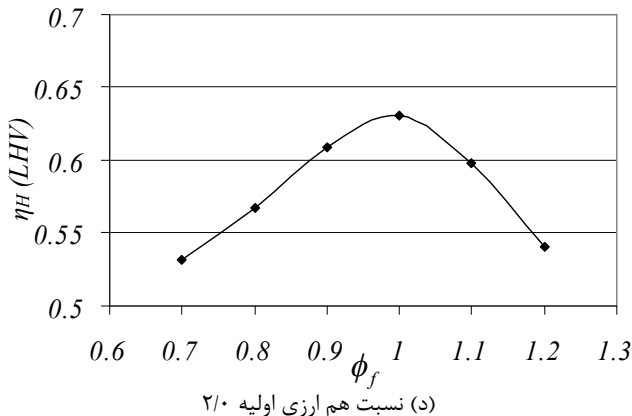
شکل ۴ نمودار شار حرارتی جذب شده از مشعل اتمسفریک به لوله آتش گرمکن را بصورت تابعی از نسبت هم ارزی مشعل نشان می دهد. در این شکل نیز مشاهده می شود که حداکثر شار حرارتی جذب شده توسط لوله آتش گرمکن، در نسبت هم ارزی نهایی واحد رخ می دهد.



شکل ۴- نمودار شار حرارتی جذب شده از مشعل اتمسفریک به لوله آتش بصورت تابعی از نسبت هم‌ارزی مشعل

شکل ۵ راندمان احتراق مشعل گرمکن را بصورت تابعی از نسبت هم‌ارزی نهایی نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که در تمامی نسبت هم‌ارزی‌های اولیه، با افزایش نسبت هم‌ارزی نهایی ابتدا راندمان احتراق مشعل روندی افزایشی داشته (تا $\phi_f = 1.0$) و سپس کاهش می‌یابد. با توجه به شکل ۵ و نسبت هم‌ارزی‌های اولیه و نهایی بررسی شده، حداکثر راندمان احتراق برابر 66% LHV ($\phi_p = 1.67$ و $\phi_f = 1.0$) و کمترین آن برابر 53% LHV ($\phi_p = 2.0$ و $\phi_f = 0.7$) است. همچنین مشاهده می‌شود که در ϕ_p های مختلف، اختلاف کمی میان راندمان احتراق در $\phi_f > 1$ نسبت به $\phi_f \leq 1$ وجود دارد. از طرف دیگر مشاهده می‌شود که در یک ϕ_p مشخص، راندمان احتراق مشعل در $\phi_f < 1$ نسبت به نقاط متناظرشان در $\phi_f > 1$ بیشتر می‌باشد.





شکل ۵- راندمان احتراق مشعل گرمکن بصورت تابعی از نسبت هم ارزی نهایی

۸- نتیجه گیری

در این تحقیق، اثر نسبت هم ارزی بر شار حرارتی و راندمان احتراق در مشعل اتمسفریک گرمکن ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز با استفاده از تحلیل عددی مورد بررسی قرار گرفته است. با توجه به نتایج حاصل از شبیه‌سازی در این مطالعه، می‌توان به موارد زیر اشاره کرد:

- ۱- در تمامی نسبت هم ارزی‌های اولیه، با افزایش نسبت هم ارزی نهایی ابتدا راندمان احتراق مشعل گرمکن روندی افزایشی داشته و سپس کاهش می‌یابد.
- ۲- وجود ۶۰ درصد هوای تئوری در مشعل گرمکن (نسبت هم ارزی اولیه ۱/۶۷)، موجب بیشترین راندمان حرارتی در مشعل گرمکن نسبت به دیگر مقادیر درصد هوای اولیه می‌شود.
- ۳- در تمامی نسبت هم ارزی‌های اولیه، در $\phi_f = 1.0$ بیشترین راندمان حرارتی مشعل رخ می‌دهد.
- ۴- در ϕ_f های بزرگ‌تر از ۱، نمودارهای شار حرارتی جذب شده توسط گرمکن و راندمان احتراق تابعیت خود را نسبت به ϕ_p از دست داده و با یک اختلاف ناچیز نسبت به یکدیگر سیر نزولی را با افزایش ϕ_f طی می‌کنند.
- ۵- در یک ϕ_p مشخص، راندمان احتراق مشعل در $\phi_f < 1$ نسبت به نقاط متناظرشان در $\phi_f > 1$ بیشتر می‌باشد.

مراجع

- ۱- پروژه شرکت ملی گاز، "بررسی جایگزینی هیترهای گازسوز با هیترهای خطی و برقی در ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز طبیعی"، واحد پژوهشی: دانشکده فنی دانشگاه تهران، مجری: حسین شکوهمند، آبان‌ماه ۱۳۷۸.
- ۲- اشرفی، ر. "تحلیل مبدل حرارتی بر پایه مشعل متخلخل و کاربرد آن در هیتر ایستگاه‌های تقلیل فشار"، پایان‌نامه کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک (تبدیل انرژی)، دانشکده مهندسی، دانشگاه کاشان، ۱۳۸۸.
- 3- Certification Booklet for Atmospheric Gas Burner. Client: Omran Khat VA Shabakeh. Manufacturer: Takestan Industrial System Co. Manufacturer Serial no: 1387.
- ۴- شرکت ملی گاز ایران، مدیریت پژوهش و فناوری، امور تدوین استاندارد. IGS- PM- 104(1): 1990.
- 5- Weber, E.J., and Vandaveer, F.E., "Gas Burner Design", Gas Engineers Handbook, Industrial Press, New York, p.p. 12/193-12/210, 1965.
- 6- Hsu, P.F., Matthews, R.D., "The Necessity of Using Detailed Kinetics in Models for Premixed Combustion within Porous Media", Combustion and Flame, Vol. 93, pp. 457-466, 1993.



چهارمین کنفرانس سوخت و احتراق ایران

کاشان - دانشگاه کاشان - بهمن ماه ۱۳۹۰



- ۷- دهقانی سانج، م. ا.، "شبیه‌سازی عددی با نرم‌افزار فلوئنت"، ناشر: شرکت ناقوس اندیشه، چاپ اول ۱۳۸۷.
- ۸- رستمی، ع.ا.، "مقدمه‌ای بر انتقال گرما"، تألیف: فرانک. پ. اینکروپرا- دیوید. پ. دویت، ناشر: مرکز انتشارات دانشگاه صنعتی اصفهان، ۱۳۷۵.