

بررسی عملکرد و میزان آلایندة NO مشعل‌های گرمکن‌های ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز طبیعی در فصول مختلف سال با استفاده از شبیه سازی CFD

سید حسن هاشم آبادی^۱، حمیده شیخانی^۱، سیدایمان پیش بین^۲

^۱ آزمایشگاه تحقیقاتی CFD، دانشکده مهندسی شیمی، دانشگاه علم و صنعت ایران، تلفن: ۷۷۲۴۰۳۷۶-۰۲۱، دورنگار: ۷۷۲۴۰۴۹۵-

Email: hashemabadi@iust.ac.ir، ۰۲۱

^۲ امور پژوهش و فناوری، شرکت گاز خراسان رضوی، مشهد

چکیده

گرمکن‌های ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز طبیعی به تعداد بسیاری در سطح کشور استفاده می‌شوند و یکی از تجهیزات انرژی‌بر در صنعت گازرسانی محسوب می‌گردند. لذا بهبود راندمان این گرمکن‌ها می‌تواند نقش بسزایی در مصرف سوخت گاز طبیعی داشته باشد. شرایط عملیاتی یک پارامتر مهم در راندمان مشعل می‌باشد، در این تحقیق با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی مشعل گرمکن‌های ایستگاه‌های تقلیل فشار در محیط سه بعدی مدل‌سازی شده است، مجموعه معادلات حاکم شامل پیوستگی، حرکت، انرژی و بقاء اجزاء به همراه واکنش‌های احتراق توسط نرم افزار Fluent 6.3.26 حل شده است. جهت شبیه سازی جریان مغشوش از مدل $k-\epsilon$ استاندارد استفاده گردیده است و راندمان مشعل و میزان تولید آلایندة NO در فصول مختلف سال بررسی گردیده است، نتایج حل عددی در میزان تولید NO در مقایسه با نتایج تجربی بدست آمده هماهنگی مناسبی را نشان می‌دهد. نتایج نشان می‌دهد با افزایش دمای هوای ورودی به محفظه احتراق میزان راندمان مشعل تغییر محسوسی نمی‌یابد اما میزان تولید آلایندة NO افزایش می‌یابد. در این تحقیق به بررسی تاثیر افزایش میزان دبی سوخت ورودی به محفظه احتراق نیز پرداخته شده است، نتایج حاصل نشان می‌دهد با افزایش میزان دبی سوخت، احتراق ناقص تر و تلفات انرژی در دوکس نیز افزایش می‌یابد بنابراین راندمان مشعل نیز کاهش می‌یابد.

واژه‌های کلیدی: احتراق- دینامیک سیالات محاسباتی- گرمکن های حمام آب غیرمستقیم

۱- مقدمه

استفاده نا مطلوب از انرژی و مصرف بی رویه آن در بخش خانگی و صنعتی علاوه بر آلودگی محیط زیست و به هدر دادن سرمایه‌های ملی، روند توسعه کشور را در زمینه‌های مختلف به مخاطره می‌اندازد. استفاده غیر بهینه از تجهیزات انرژی بر، همه ساله خسارت عظیم و جبران ناپذیری را بر بودجه کشور تحمیل می‌نماید؛ لذا لازم است همگام با توسعه صنعتی و بالطبع افزایش روند مصرف انرژی، با بهبود عملکرد این تجهیزات بسمت کاهش مصرف انرژی پیش رفته و به توسعه مطلوب و منطبق

۱- دانشیار گروه طراحی فرآیند، دانشکده مهندسی شیمی، دانشگاه علم و صنعت ایران

۲- دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی شیمی (گرایش طراحی، شبیه سازی و کنترل فرایند)، دانشگاه علم و صنعت ایران

۳- دانشجوی دکتری مهندسی مکانیک (گرایش تبدیل انرژی)، دانشگاه فردوسی مشهد

با محیط زیست دست یابیم. صنایع بالادستی نفت و گاز، صناعی پرنرژزی هستند. این صنایع ملزم به استفاده از انرژی زیادی جهت فرآوری گاز و مایعات خام، LPG، قطران نفت و سولفور است. یکی از نواحی به خصوصی که مورد توجه صنایع بالادستی است، مصرف انرژی در گرمکن‌های مورد نیاز در مسیر خط لوله گاز است. این گرمکن‌ها از نوع گرمکن‌های غیر مستقیم می‌باشند که گرما را در یک محفظه جداگانه (معمولاً لوله آتشدان) تولید کرده و به جریان فرآیند از طریق محیط گرماده مانند آب، مخلوط آب- گلیکول، بخار، نمک یا گازهای حاصل از احتراق انتقال می‌دهند. مهم‌ترین کاربرد این نوع گرمکن‌ها گرم کردن گاز پرفشاری است که فشار آن در ایستگاه‌های تقلیل فشار کاهش می‌یابد زیرا کاهش فشار گاز منجر به کاهش دمای آن خواهد شد و چنانچه دمای گاز را قبل از افت فشار افزایش ندهیم خطر احتمال تشکیل هیدرات می‌باشد.

سوختی که جهت تأمین آتش مورد نیاز این گرمکن‌ها بکار می‌رود، گاز پالاییده با کیفیت بالا است. با در نظر گرفتن قیمت رو به افزایش سوخت و قوانین مربوط به حفظ محیط زیست، نیاز اساسی به عملیات تحلیلی، طراحی و تعمیری مربوط به افزایش بازدهی گرمکن‌های غوطه‌ور کاملاً احساس می‌شود. یکی از بخش‌های مهم در طراحی‌های این گرمکن‌ها، مشعل‌های مورد استفاده در آن‌ها است؛ که عملکرد آن در وضعیت بهینه با توجه به کاربرد وسیع آن می‌تواند صرفه جویی پایداری در مصرف انرژی را عاید سازد.

دینامیک سیالات محاسباتی یا CFD ابزاری جهت تحلیل سیستم‌های شامل جریان سیال، انتقال حرارت و پدیده‌های همراه نظیر واکنش‌های شیمیایی، بر اساس شبیه سازی کامپیوتری است. تا کنون تحقیقات گسترده‌ای در زمینه استفاده از این ابزار جهت مدلسازی احتراق صورت گرفته است. در سال ۲۰۱۰ پاندی^۱ و همکارانش [۱] روی آنالیز دو بعدی CFD محفظه احتراق مستطیلی با سوخت متان با استفاده از نرم افزار فلوئنت کار کرده‌اند. تحقیقات آن‌ها نشان می‌دهد ظرفیت حرارتی نقش مهمی در پیش بینی دمای ماکزیمم شعله دارد. در سال ۲۰۰۹ بهد و همکارانش [۲] با استفاده از CFD و کد فلوئنت کوره سیمان با مشعل چند کاناله را به منظور بهینه سازی پروفایل شعله مدل سازی نمودند. سوخت این مشعل ذغال سنگ می‌باشد و در این تحقیق از مدل‌های ترکیبی گاز- جامد استفاده گردیده است. در سال ۲۰۰۹ فراس سولداتی و همکارانش [۳] به طور آزمایشی و مدل سازی به بررسی مشعل‌های صنعتی با NO_x پایین پرداختند. در این تحقیق اثر هندسه مشعل و نسبت سوخت به هوای ورودی بر تشکیل NO_x در یک مشعل صنعتی بررسی شده است. در سال ۲۰۰۷ پاوال و همکارانش [۴] در تحقیقاتی با استفاده از CFD طراحی محفظه احتراق ثانویه را بهینه سازی نمودند. در این تحقیق نسبت بهینه ارتفاع به قطر محفظه سیلندری احتراق ثانویه به عنوان یک پارامتر موثر در زمان ماند بررسی شده است. در سال ۱۳۸۸ فرداد و همکارانش [۵] به بررسی تجربی اثر تغییر دبی سوخت و های مشعل گازسوز روی پارامترهای احتراقی نقاط مختلف محفظه احتراق پرداختند آنها عملکرد مشعل گازسوز خانگی را بصورت تجربی و عددی با فرض گاز پروپان به عنوان سوخت و هوا به عنوان اکسید کننده مورد بررسی قرار دادند.

در تحقیق حاضر مشعل مورد استفاده در گرمکن های ایستگاههای تقلیل فشار با سوخت متان با استفاده از نرم افزار فلوئنت بصورت سه بعدی مدلسازی شده است و میزان راندمان مشعل و تولید آلاینده‌گی NO مشعل در فصول مختلف سال و همچنین در دبی های متفاوت سوخت ورودی مورد بررسی قرار گرفته است.

۲- انجام تست میدانی

جهت بدست آوردن داده‌های تجربی همانطور که در شکل شماره ۱ مشاهده می گردد از دستگاه گاز آنالیزور Testo350 XL استفاده و آلاینده‌های حاصل از احتراق را در یک گرمکن با ظرفیت BTU/hr ۱۰۰۰۰۰ در فشارهای متفاوت سوخت

¹ K. M. Pandey

² A. Frassoldati

ورودی اندازه گیری نمودیم. با توجه به بررسی تحقیقات انجام شده و با توجه به اهمیت میزان آلاینده NO و نقش طراحی مشعل‌ها در تولید این آلاینده، در این تحقیق به منظور اعتبار سنجی مدل‌سازی، میزان NO در گازهای خروجی از دودکش با میزان شبیه سازی شده در فاصله ۱/۹ متر از مشعل مقایسه گردیده است.



شکل ۱- نمونه برداری دستی

۳- معادلات حاکم

برای تحلیل عملکرد مشعل و محفظه احتراق نیاز به حل همزمان معادلات بقای سه بعدی برای جرم، انرژی و اندازه حرکت می‌باشد. لازم به ذکر است که واکنش‌های حاصل از احتراق باید در معادلات بقای اجزاء و انرژی لحاظ گردند. بنابراین برای معادله پیوستگی جرم کلی داریم:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u) = 0 \quad (1)$$

چنانچه m_i دلالت بر کسر جرمی یک گونه شیمیایی داشته باشد و در حضور میدان سرعت u قرار گیرد و Γ_i ضریب پخش باشد معادله بقاء جرم گونه‌ها بصورت زیر است [۶ و ۷].

$$\frac{\partial (\rho m_i)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u m_i) = \nabla \cdot [(\Gamma_i + \Gamma_{i,T}) \nabla m_i] + R_i \quad (2)$$

کمیت R_i در طرف راست نشان دهنده نرخ تولید یا مصرف گونه شیمیایی به ازای واحد حجم است. $\Gamma_{i,T}$ ضریب نفوذ به خاطر وجود اغتشاش در جریان را نشان می‌دهد. پایستگی اندازه حرکت بصورت زیر می‌باشد:

$$\frac{\partial \rho u}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u u) = -\nabla P + \nabla \cdot [(\mu + \mu_T)(\nabla u + \nabla u^T)] \quad (3)$$

که در این رابطه، μ گرانیوی، μ_T گرانیوی اغتشاش، P نمایانگر فشار می‌باشد. مدل دو معادله‌ای اغتشاش k-ε استاندارد برای پیش بینی گرانیوی اغتشاش μ_T استفاده شده است.

$$\mu_T = \rho C_{\mu} \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4)$$

معادله انرژی جنبشی k مربوط به جریان مغشوش به صورت زیر بیان می‌شود:

$$-\nabla \cdot \left[\left(\eta + \rho \frac{C_{\mu} k^2}{\sigma_k \varepsilon} \right) \nabla k \right] + \rho V \cdot \nabla k = \rho C_{\mu} \frac{k^2}{\varepsilon} (\nabla V + \nabla V^T)^2 - \rho \varepsilon \quad (5)$$

که ترم اول سمت راست رابطه فوق نشان دهنده میزان تولید انرژی و ε نمایانگر نرخ هدر رفتن انرژی جنبشی تلاطم است. یک معادله دیفرانسیل مشابه برای متغیر E حاکم است [۷].

$$-\nabla \cdot \left[\left(\eta + \rho \frac{C_{\mu} k^2}{\sigma_k \varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + \rho V \cdot \nabla \varepsilon = \rho C_{\varepsilon 1} C_{\mu} k (\nabla V + \nabla V^T)^2 - \rho C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (6)$$

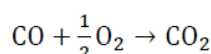
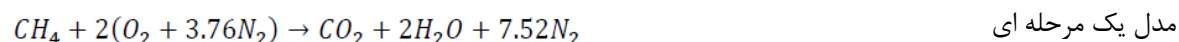
ثوابت دو معادله ۵ و ۶ به شرح زیر می‌باشند:

$$C_{\varepsilon 1}=1/44, C_{\varepsilon 2}=1/92, \sigma_k=1.0, \sigma_{\varepsilon}=1/3, C_{\mu}=0/09$$

شکل کلی معادله انرژی شامل تعداد زیادی تأثیرات است. اما برای یک جریان پایا و با سرعت کم که اتلاف ناشی از گرانیوی در آن ناچیز باشد، معادله انرژی می‌تواند به صورت زیر نوشته شود:

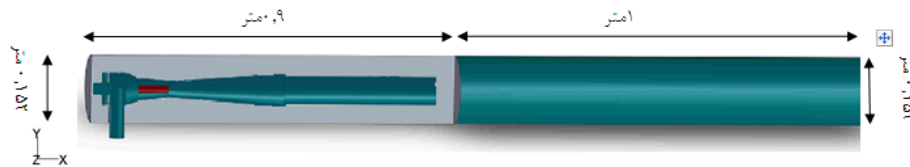
$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u h) = \nabla \cdot [(k + k_T) \nabla T] + S_h \quad (7)$$

که در آن h نمایانگر آنتالپی، k نمایانگر ضریب هدایت حرارت، k_T ضریب هدایت حرارتی ناشی از اغتشاش، T نشان دهنده دما و S_h نمایانگر نرخ حجمی تولید حرارت می‌باشد. احتراق در شبیه سازی‌های انجام شده به دو صورت زیر در نظر گرفته شده است.

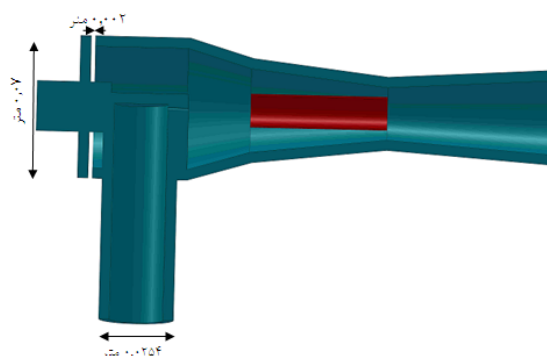


۴- مشخصات محفظه احتراق

مشعل مورد نظر یک مشعل پیش آمیخته فشار بالا با مکش طبیعی است که در گرمکن‌های حمام آب غیر مستقیم در ایستگاه‌های تقلیل فشار نصب گردیده است. این گرمکن ها به منظور افزایش دمای گاز طبیعی بعد از رگلاتور و جلوگیری از تشکیل هیدرات استفاده می‌شوند. شکل طرح شماتیک سه بعدی مدل شده در کار حاضر را نشان می‌دهند. همان‌طور که مشاهده می‌گردد قطر ورودی هوا به محفظه احتراق ۰/۱۵۲ متر است (شکل ۲الف) که هوا با فشار اتمسفریک و با فرض اینکه حاوی ۲۲ درصد اکسیژن باشد وارد می‌گردد و قطر ورودی سوخت به محفظه ۰/۲۵۴ متر می‌باشد (شکل ۲ب) که سوخت متان با فشارهای متفاوت ۱۰، ۱۲، ۱۵، ۱۷ و ۲۳ و کسر مخلوط یک وارد محفظه احتراق می‌شود. قطر لوله آتش در طول احتراق و بعد از آن تغییری نمی‌کند. بنابراین قطر خروجی لوله آتش برای گازهای حاصل از احتراق نیز ۰/۱۵۲ متر در نظر گرفته شده است. دیواره این لوله آتش با در نظر گرفتن انتقال حرارت جابجایی با آب با دمای ۳۲۳ درجه کلوین در نظر گرفته شده است.



الف



ب

شکل ۲- الف) طرح شماتیک مشعل قرار گرفته در لوله آتش، ب) هندسه ورودی سوخت و هوای اولیه احتراق

۵- شبیه سازی CFD

در این پژوهش از نرم افزار GAMBIT2.3.16 به عنوان پیش پردازنده جهت ایجاد هندسه سه بعدی و شبکه بندی میدان محاسباتی استفاده شده است. جهت شبکه بندی هندسه محفظه احتراق از شبکه نوع هرمی استفاده شده است و در تنظیم شبکه محاسباتی به مناطق دارای گرادیانهای شدید و از طرفی عدم وابستگی نتایج به تعداد گره های محاسباتی توجه گردیده است. برای مدل سازی عددی از نرم افزار Fluent 6.3 استفاده شده است. نرم افزار فلوئنت یک برنامه تحلیل گر می باشد که برای شبیه سازی و تحلیل میدان جریان سیال، انتقال حرارت، فرایندهای شیمیایی، اختلاط، احتراق، جریان های با سطح آزاد، جریان در محیط های متخلخل و غیره استفاده می شود. این نرم افزار استفاده از حافظه دینامیک، ساختار مناسب داده ها و اطلاعات و کنترل انعطاف پذیر محاسبات را ممکن می سازد. مدل های بکار رفته در حل عددی توسط نرم افزار در جدول ۱ ارائه گردیده است:

جدول ۱- مدل های به کار رفته در حل عددی [۸ و ۹]

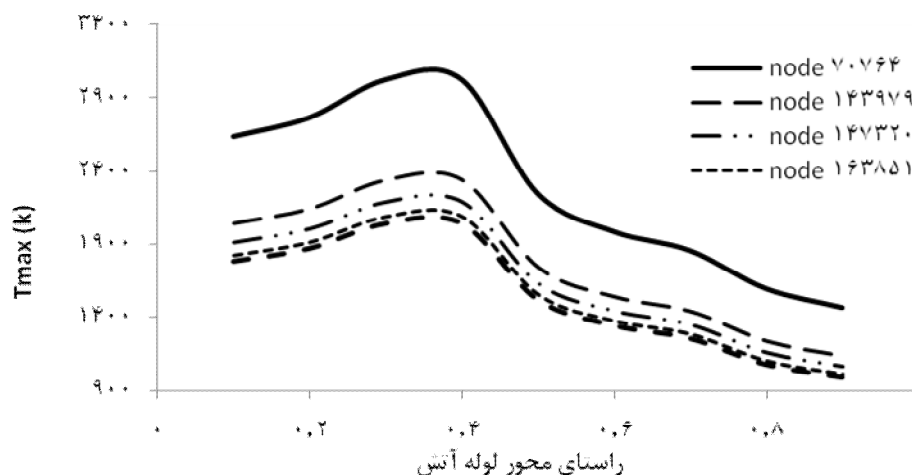
Pressured Based	حل کننده
Implicit	روش فرمول بندی
SIMPLE	الگوریتم کوپلینگ سرعت فشار
Standard k-ε	مدل توربولنسی
Species Transport & Single step mechanism	مدلسازی احتراق

Eddy dissipation	تقابل شیمی و آشفستگی
Discrete Ordinates(DO)	مدل تشعشع
WSGGM	روش محاسبه ضریب جذب محیط واسط در مدل تشعشعی
Thermal & Prompt	مدل سازی NOx

۶- تجزیه و تحلیل نتایج

۶-۱- بررسی استقلال نتایج از مش

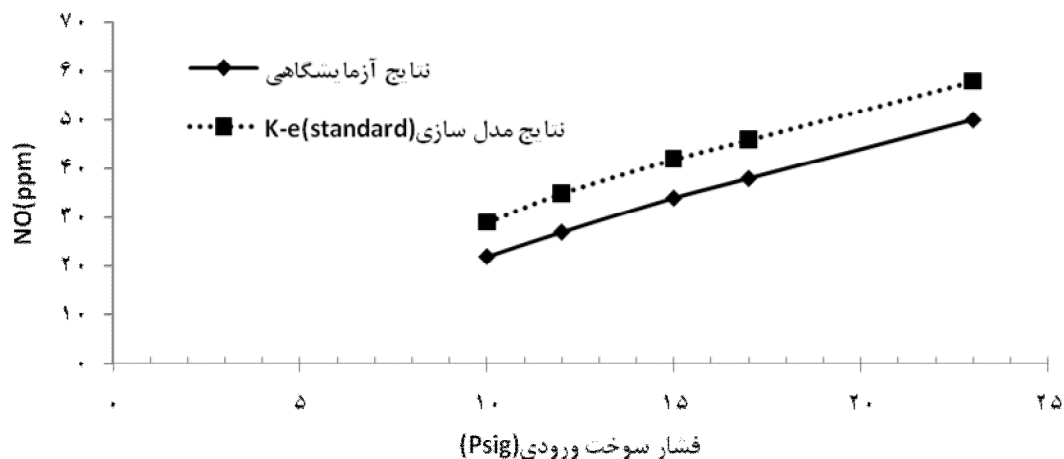
جهت بررسی عدم وابستگی نتایج حل به شبکه محاسباتی پنج شبکه مختلف مورد بررسی قرار گرفتند و تأثیر تعداد گره‌ها بر مقدار ماکزیمم دمای شعله در صفحات ایجاد شده در راستای محور x طبق شکل ۳ بررسی گردید. با توجه به اینکه استفاده از شبکه بندی ریزتر بدون تأثیر چندانی بر دقت محاسبات، سبب تأخیر زیادی در همگرایی و افزایش زمان اجرای برنامه (با توجه به محدودیت‌های سخت افزاری) می‌گردد، شبکه محاسباتی با ۱۶۳۸۵۱ گره مورد استفاده قرار گرفت.



شکل ۳- بررسی استقلال نتایج از شبکه

۶-۲- اعتبارسنجی نتایج

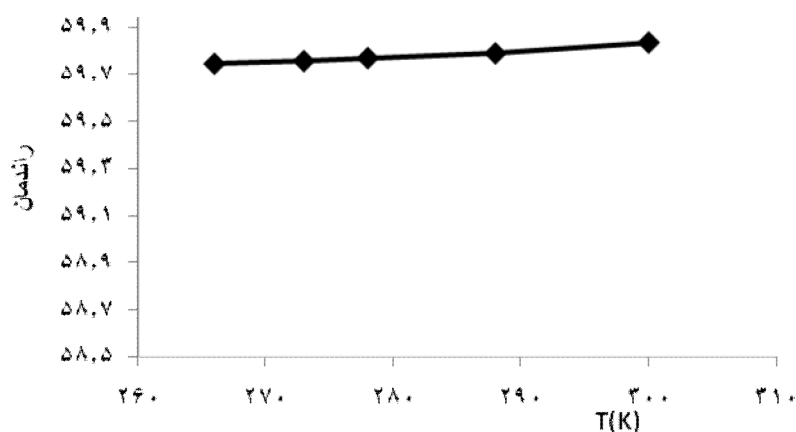
با توجه به تحقیقات انجام شده و اهمیت میزان آلاینده NO و نقش طراحی مشعل‌ها در تولید این آلاینده، در این تحقیق به منظور اعتبار سنجی مدل‌سازی، میزان NO در گازهای خروجی از دودکش با میزان شبیه‌سازی شده در $x=1/9$ برای گرمکن در حال کار (بدون هیچگونه تغییری در مقدار هوای ورودی و طراحی مشعل) مقایسه گردیده است. لازم به ذکر است امکان اندازه‌گیری آنالیز گازهای حاصل از احتراق در انتهای دامنه محاسباتی طبق شکل ۱ ($x=1/9$) وجود نداشت. از طرفی اضافه شدن طول دودکش به دامنه محاسباتی زمان محاسبات را بسیار زیاد می‌کرد. همان‌طور که در شکل ۴ مشاهده می‌گردد مدل‌سازی انجام شده با در نظر گرفتن مدل اغتشاش $k-\epsilon(\text{standard})$ روند تغییرات میزان NO با فشار ورودی گاز را به خوبی و به طور قابل قبولی پیش‌بینی می‌کند متوسط خطای این مدل سازی حدود ۲۰ درصد می‌باشد. شایان ذکر است بخشی از اختلافی که در میزان پیش‌بینی تولید NO مشاهده می‌گردد ناشی از صرف‌نظر کردن از طول لوله آتش می‌باشد، زیرا با افزایش طول لوله آتش بر اثر انتقال حرارت تشعشعی میزان تولیدی NO نیز کاهش می‌یابد [۱۰].



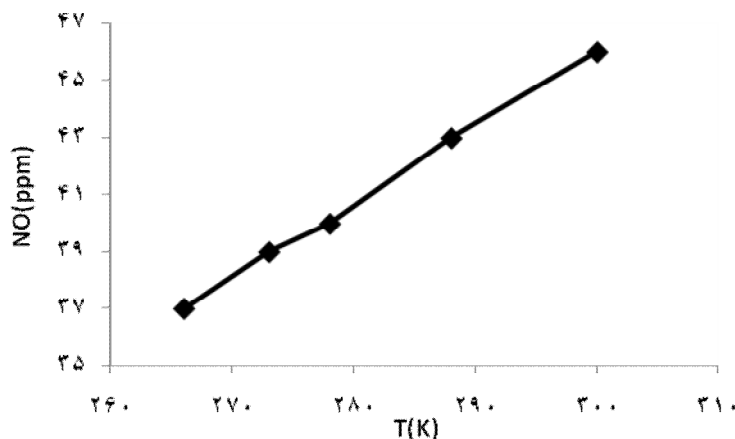
شکل ۴- نمودار مقایسه‌ای داده‌های تجربی با نتایج حاصل از مدل سازی

۳-۶- بررسی عملکرد مشعل در فصول سال

راندمان عملکرد مشعل عبارتست از نسبت انرژی ورودی منهای تلفات به انرژی ورودی [۱۱]. عملاً انرژی مفید که حاصل انرژی ورودی منهای تلفات در گرمکن‌ها است از انرژی خروجی از دیواره لوله آتش در قسمت واکنش و انرژی ورودی نیز از حاصل ضرب دبی سوخت در ارزش حرارتی آن قابل محاسبه است. از آنجائیکه این نوع گرم کن با طراحی مشعل فوق الذکر در مناطق مختلف کشور مورد استفاده قرار می‌گیرد لذا دامنه تغییرات دمایی زیادی برای هوای ورودی وجود دارد. در این تحقیق برای دماهای متفاوت هوای ورودی در فصول مختلف سال مدلسازی احتراق در مشعل انجام گردید و میزان راندمان مشعل و میزان تولید NO در شرایط دمایی متفاوت پیش بینی گردید که نتایج حاصل در نمودار شکل‌های ۵ و ۶ نشان داده شده است. همانطور که در نمودار شکل ۵ مشاهده می‌گردد با افزایش دمای هوای ورودی به محفظه احتراق میزان راندمان عملکرد مشعل چندان تغییری نمی‌کند لیکن با توجه به شکل شماره ۶ میزان تولید NO در مشعل به اندازه ۹ ppm (۲۴ درصد) افزایش می‌یابد.



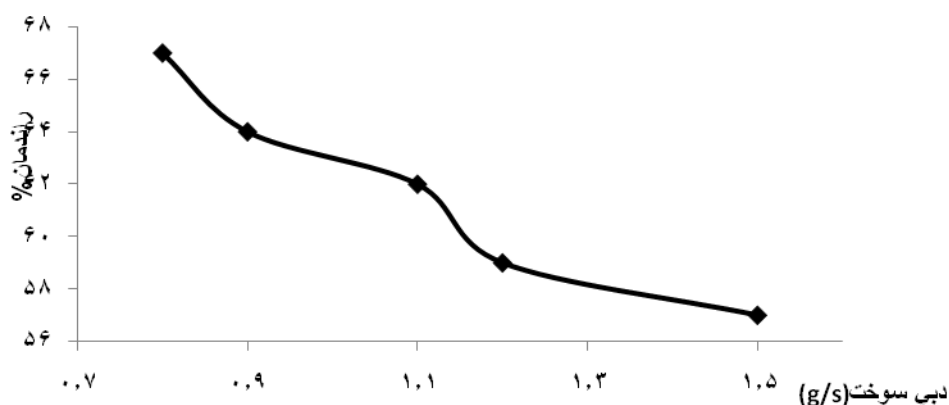
شکل ۵- بررسی تغییرات دمای هوای ورودی در راندمان عملکرد مشعل



شکل ۶- بررسی تغییرات دما هوای ورودی در میزان NO در خروجی از لوله آتش

۴-۶- بررسی عملکرد مشعل در دبی های متفاوت سوخت ورودی

در نمودار شکل ۹ مشاهده می‌گردد با افزایش میزان دبی سوخت راندمان عملکرد مشعل کاهش می‌یابد. با توجه به نتایج تجربی به دست آمده از تحقیقات انجام شده در شرکت گاز استان اردبیل [۱۲] افزایش دبی سوخت ورودی به مشعل یا به عبارتی افزایش ظرفیت مشعل می‌تواند دارای دو تأثیر باشد ۱- کاهش درصد هوای اضافه ۲- افزایش دمای گاز خروجی از دودکش، در این پژوهش با توجه به اینکه مخلوط سوخت و هوا یک مخلوط غنی می‌باشد، بنابراین کاهش درصد هوای اضافه منجر به احتراق ناقص‌تر و همچنین تلفات انرژی بیشتر در دودکش می‌گردد، بنابراین با افزایش دبی سوخت ورودی، راندمان عملکرد مشعل کاهش می‌یابد.



شکل ۹- بررسی تغییرات دبی سوخت در راندمان عملکرد مشعل

۷- نتیجه گیری

مشعل‌های مورد استفاده در گرم‌کن‌های ایستگاه‌های تقلیل فشار از نوع مشعل‌های پیش آمیخته فشار بالا با مکش هوای طبیعی می‌باشند. در این مطالعه به بررسی عملکرد آنها در فصول مختلف سال با استفاده از شبیه سازی CFD پرداخته شده است. جهت بدست آوردن داده‌های تجربی از دستگاه گاز آنالیزور Testo350 XL استفاده و آلاینده‌های حاصل از احتراق را در

یک گرم‌کن با ظرفیت 100000 BTU/hr در فشارهای متفاوت سوخت ورودی اندازه‌گیری شده است. به منظور محاسبات عددی نیز از نرم افزار فلوئنت استفاده گردید و مشعل مورد نظر در پژوهش به صورت سه بعدی مدل‌سازی گردید. نتایج عددی با نتایج تجربی از انطباق مطلوبی جهت پیش بینی روند عملکرد مشعل برخوردار هستند. نتایج این تحقیق نشان می‌دهد که افزایش هوای ورودی به مشعل‌ها به تنهایی نمی‌تواند در افزایش راندمان مشعل تأثیر محسوسی داشته باشد ضمن اینکه میزان آلایندگی NO افزایش می‌یابد. دلیل این امر می‌تواند طراحی این مشعل‌ها باشد، زیرا بخش اعظمی از هوای مورد نیاز جهت احتراق کامل توسط هوای ثانویه تأمین می‌شود و قبل از اینکه هوا ی ثانویه محترق گردد در ابتدای لوله آتش گرم می‌شود. همچنین در این تحقیق به بررسی تأثیر افزایش میزان دبی سوخت ورودی به محفظه احتراق پرداختیم، نتایج حاصل نشان داد با افزایش میزان دبی سوخت با توجه به اینکه در این مشعل‌ها مخلوط سوخت و هوا، مخلوط غنی از سوخت می‌باشد، احتراق ناقص تر و تلفات انرژی در دوکش افزایش می‌یابد بنابراین راندمان مشعل نیز کاهش می‌یابد.

تشکر و قدردانی

با توجه به اینکه این تحقیق توسط شرکت ملی گاز ایران مورد حمایت مالی واقع گردیده است، بدینوسیله از این شرکت قدردانی می‌گردد. همچنین از راهنمایی‌ها و همکاری‌های دلسوزانه آقایان رزایان و امید بخش در حوزه بهره‌برداری شرکت گاز استان خراسان رضوی نیز تشکر و قدردانی می‌گردد.

مراجع

- ۱- K.M. Pandey, D.H. Das and B. Acharya, "Effects of Variation of Specific Heat on Temperature in Gaseous Combustion with Fluent Software", International Journal of Environmental Science and Development, Vol.1, No.5, 2010.
- ۲- Bhad, T. P., Sarkar, S., Kaushik, A., & Herwadkar, S. V., "CFD Modeling Of Cement Kiln With Multi Channel Burner For Optimization Of Flame", Seventh International Conference on CFD in the Minerals and Process Industries, CSIRO, Melbourne, Australia 9-11 December 2009.
- ۳- Frassoldati, A., Cuoci, A., Faravelli, T., Ranzi, E., Astesiano, D., Valenza, M., Sharma, P., "Experimental and modeling study of low-NOx industrial burners", 31st Meeting on Combustion 2008.
- ۴- Petr Pavel, Bebar Ladislav, Hajek Jiri, Sarlej Marek and Stehlik Petr, "Optimising design of secondary combustion chambers using CFD", 17th European Symposium on Computer Aided Process Engineering – ESCAPE17, 2007.
- ۵- فرداد، ع.، صدیقی، محمد.، بغداد آبادی، س.، خوشنویسان، س.، "شبیه‌سازی عددی اثر تغییر دبی سوخت و هوای مشعل گازسوز روی پارامترهای احتراقی نقاط مختلف محفظه احتراق در مقایسه با نتایج تجربی"، مجموعه مقالات سومین کنفرانس سوخت و احتراق ایران، اسفند ماه ۱۳۸۸
- ۶- S.V. Patankar, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", Taylor and Francis, Philadelphia, 1980.
- ۷- V.V. Ranade, "Computational flow modeling for chemical reactor engineering", Academic Press, 2002.
- ۸- A. Ozer, Y. Erhan Boke, "Experimental and Numerical Modeling of the Effect of Solid Surface on Nox Emission in the Combustion Chamber Of A Water Heater", Computers & Fluids 39, 674–682, 2010.
- ۹- S.H. PoorHoseini, "Experimental and numerical modeling of NO and CO production in Liquid Fuel Burner MSc Thesis in Mechanical Engineering, Ferdowsi University, Mashad, in Different Operation Conditions " Iran, 2011.

S.H. PoorHoseini, "*Experimental and numerical modeling of NO and CO production in Liquid Fuel*" -۱۰
MSc Thesis in Mechanical Engineering, Ferdowsi University, *Burner in Different Operation Conditions* "

Mashad, Iran, 2011.

Short Operation Instruction Manual Testo 350XL, www.Testo.com-۱۱

۱۲- جدیدی، م، "اندازه گیری و افزایش راندمان احتراق در مشعلهای گرمکنهای ایستگاههای تقلیل فشار گاز استان اردبیل"،

اردیبهشت ماه ۱۳۸۹