

شبیه‌سازی دینامیک سیالات محاسباتی و تحلیل همزمان اکسرژی بویلر فایر تیوب

مرتضی محمودی، جمشید خورشیدی* و طالب زارعی

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه هرمزگان، بندرعباس، ایران

تاریخ دریافت: ۹۵/۳/۱۰ تاریخ پذیرش: ۹۵/۱۱/۱۱

چکیده

در این مطالعه، یکی از بویلرهای شرکت نفت فلات قاره ایران در جزیره خارک (درد ۳، واحد بویلر) مورد تحلیل همزمان دینامیک سیالات محاسباتی و اکسرژی قرار گرفته است. بویلر مورد نظر از نوع فایر تیوب و به قطر ۱۳۶۰ و طول ۵۹۸۰ mm و سه گذر لوله می‌باشد. هندسه مورد نظر در نرم‌افزار SolidWork رسم شده است و در نرم‌افزار Fluent معادلات آن حل گردیده است. علاوه بر معادلات ممنتیم، از معادلات انرژی و احتراق برای مدل مورد نظر استفاده شده است. فضای محاسباتی شامل مشعل، کوره، محفظه برگشت گازهای داغ در انتهای کوره‌ها، دسته لوله‌های پاس دوم، محفظه برگشت گازهای داغ از روی سوپر هیتر به سمت دسته لوله‌های پاس سوم و در نهایت خروجی دودکش است. توزیع دما، فشار، توزیع سرعت در بویلر و همچنین توزیع غلظت اجزای تولید شده از فرآیند احتراق به دست آورده شده است. نتایج شبیه‌سازی با داده‌های تجربی تطابق خوبی را نشان می‌دهد. نتایج نشان می‌دهد که ناحیه بیشینه میزان کسر جرمی NO منطبق با ناحیه بیشینه دمای تشکیل شده در قسمت کوره می‌باشد. آلوده‌کننده NO در بخش شعله بیشینه بوده و با انتقال حرارت از کوره و کاهش دمای گاز در انتهای کوره، کاهش می‌یابد. در ادامه به تحلیل اکسرژی به منظور امکان‌سنجی بهینه‌سازی بویلر پرداخته شده است. نتایج تحلیل اکسرژی با مقادیر عملیاتی برای شار حرارت تولیدی توسط سوخت گاز آورده شده و درصد خطا محاسبه گردیده است. نتایج نشان می‌دهد با افزایش دمای سوخت به 160°C ، نرخ انتقال حرارت تابشی کوره افزایش یافته و دمای شعله و به دنبال آن آلوده‌کننده NO نیز کاهش می‌یابد.

کلمات کلیدی: بویلر فایر تیوب، دینامیک سیالات محاسباتی، اکسرژی، احتراق، راندمان حرارتی.

مقدمه

مهم‌ترین معیار تقسیم‌بندی بویلرها بر اساس محتویات داخل لوله‌ها است. بویلرهای فایر تیوب و واتر تیوب دو نوع از این تقسیم‌بندی مهم هستند. عموماً بویلرهای فایر تیوب از یک محفظه احتراق و دیگ تشکیل شده‌اند. دیگ حاوی لوله‌هایی است که از یک طرف به آن وارد و از طرف دیگر خارج

بویلرها یکی از مهم‌ترین تجهیزات در صنایع مختلف از جمله نفت، گاز و پتروشیمی هستند. معیارهای زیادی برای تقسیم‌بندی بویلرها وجود دارد،

اکسرژی را انجام دادند. آنها یک مدل دینامیکی همراه با تحلیل اکسرژی به منظور کنترل گازهای دودکش ایجاد نمودند. بر اساس مدل دینامیکی دو نوع کنترلر را برای سیستم خود در نظر گرفتند. شیر بازیاب به همراه فن بازیاب RR و شیر اگزوز ترکیب با فن بازیاب SR. نتایج نشان داد که میزان اکسرژی هدر رفته در مدل RR، ۰/۶ درصد بیش تر از مدل SR می‌باشد. پارک و همکارانش [۶] کاهش انحراف دمای بخار اصلی در بویلر دو پاسه با سوخت ذغالی مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها در این مقاله با تغییر زاویه ورود هوا به سوخت در بویلر دو پاسه ۸۰۰ مگاواتی میزان کاهش انحراف دمای بخار اصلی را در آن بویلر بررسی نمودند. نتایج حاصل از تغییر زاویه نشان داد که با قرار دادن زاویه در جهت مطلوب می‌توان میزان دمای بخار اصلی را از ۲۷ درجه به ۹ °C رساند. رحمانی و طرابلسی [۷] تحلیل عددی انتقال حرارت در بویلر فایر تیوب ۴ پاسه را مورد پژوهش قرار دادند. برنامه‌ای عددی جهت شبیه‌سازی انتقال گرما بین گازهای گرم دیواره لوله‌های بویلر ارایه شد و همچنین به منظور کارکرد در شرایط مختلف، میزان غلظت شار گرمایی و متعاقباً دمای دیوار ناشی از آن توسط برنامه مذکور تعیین شد. نتایج حاصل از این برنامه با داده‌های تجربی حاصل از عملکرد یک بویلر فایر تیوب ۵۰۰ HP مقایسه شد که نشان داد برنامه از دقت خوبی برخوردار است. در نهایت آنها عوامل افت فشار را که تاثیر چشمگیری بر بازده حرارتی بویلر می‌گذارد نیز به صورت دقیق بررسی نمودند. حبیب و همکاران [۸] یک بویلر فایر تیوب را با استفاده از غشاهای انتقال ممنتم، طراحی نمودند. یک طراحی جدید از راکتورهای غشایی انتقال ممنتم برای جایگزینی با کوره‌های بویلر انجام شد. شرایط عملیاتی برای بیشترین توان تولیدی بهینه شد. بینگ‌ژی‌لی و همکاران [۹] یک مدل دینامیک سیالات محاسباتی برای شبیه سازی قسمت سوپر هیتر ارائه دادند.

می‌گردند، بدین ترتیب بخشی از فضای دیگ توسط لوله‌ها اشغال شده و باقی فضای موجود برای آب در نظر گرفته شده است. گازهای گرم حاصل از سوزاندن سوخت در محفظه احتراق وارد این دسته لوله‌ها شده و از سراسر دیگ عبور می‌کنند. در این حین انتقال حرارت بین گازهای عبوری از لوله‌ها و آب درون دیگ سبب گرم شدن آب و تولید بخار می‌گردد. تاکنون زطلز پژوهش‌های متنوعی بر روی بویلرها صورت پذیرفته است. اورتیز یک مدل دینامیکی از بویلر ۸۰۰ HP فایر تیوب را در شرایط مختلف تغییر دبی سوخت و بخار از آغاز راه اندازی تا رسیدن به حالت پایدار، ارایه نمود و سپس به کمک نرم‌افزار Matlab و به صورت عددی آن را تحلیل کرد [۱]. مدل محاسباتی حاصل، بر اساس سه معادله انرژی، جرم و مومنتم حل شد. مدل ارایه شده توسط او به‌خوبی می‌تواند سطح فشار داخل بویلر را ارایه کند و برای طراحی و مدیریت عملکرد این نوع بویلرها، مدل مناسبی می‌باشد. بیستو و همکاران تحلیل تجربی و مدل سازی بویلرهای فایر تیوب سه پاس را انجام دادند [۲]. لی و همکارانش [۳] تحلیل فرآیند تبدیل انرژی در بویلر بایومس با استفاده از مفاهیم اکسرژی پرداختند. هدف آنها در این مقاله ارایه محیط نرم‌افزاری بود که توسط آن بشود اکسرژی را در بویلر بایومس به صورت دقیق و نزدیک به واقعیت تحلیل نمود. ژانگ و همکارانش [۴] تحلیل عددی اثر کمبود میزان NO_x در احتراق بویلر ذغالی آتش - مماسی بررسی نمودند. آنها میزان هدر رفتن و فراریت سوخت را در طی پروسه احتراق بررسی کردند. در واقع میزان سطح آلاینده حاصل از احتراق را سنجیده و آن را با مقادیر تجربی مقایسه نمودند که نشان داد مدل ساخته شده از دقت خوبی برخوردار است. نتایج نشان داد که احتراق پایاست و در صورتی که محفظه احتراق افقی باشد میزان تولید NO_x آن کمتر است. لو و همکارانش [۵] بازیابی گازهای دودکش در یک نیروگاه با احتراق سوخت اکسی با استفاده از

بویلر، برخورد نمی‌کنند. در نتیجه بویلرهای نوع پشت تر مشکلات کمتری با تعمیر و نگهداری مواد نسوز داشته و راندمان بالاتری دارند. محفظه برگشت داخلی، مسیر برگشت گازهای داغ از کوره به سمت دسته لوله‌های پاس دوم و نیز در ادامه مسیر به سمت دسته لوله‌های پاس سوم و روی سوپرهیتر است. در جدول ۱ اطلاعات ابعاد هندسی این بویلر توسط شرکت سازنده ارائه شده است. در جدول ۲، شرایط کارکرد بویلر نشان داده شده است. شکل ۱ هندسه بویلر فایر تیوب رسم شده در نرم‌افزار SolidWork را نشان می‌دهد. قسمتهای مختلف بویلر نیز در شکل نشان داده شده است.

مدل‌سازی دینامیک سیالات محاسباتی بویلر

مدل‌های دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) یک ابزار قوی برای مدل کردن سامانه‌های پیچیده است. در این پژوهش با استفاده از CFD، جریان‌های اختلاط، احتراق و انتقال حرارت در یک بویلر صنعتی پیش‌بینی شده است. فضای محاسباتی شامل مشعل، کوره، محفظه برگشت گازهای داغ در انتهای کوره‌ها، دسته لوله‌های پاس دوم، محفظه برگشت گازهای داغ از روی سوپرهیتر به سمت دسته لوله‌های پاس سوم و در نهایت خروجی دودکش است.

معادلات حاکم

مدل‌های دینامیک سیالات محاسباتی بر مبنای حل معادلات ممنتم و اندازه حرکت برای تحلیل هیدرودینامیک سیالات مورد استفاده قرار می‌گیرند. در این سامانه علاوه بر این معادلات، به علت وجود احتراق و انتقال حرارت در سامانه بویلر فایر تیوب نیاز به اعمال معادلات مربوطه احتراق و انتقال حرارت نیز می‌باشد. این معادلات در زیر آورده شده است.

معادله پیوستگی

$$\nabla \cdot (\rho \bar{U}) = 0 \quad (1)$$

1. Three Pass
2. Horizontal
3. Wet Back
4. Internal Reversal Chamber

آنها نشان دادند، لایه‌های رسوبی باعث افزایش دمای سطح و کاهش شارهای انتقال حرارتی می‌گردند. دماهای موضعی بر روی سطح تیوب برای انتخاب جنس تیوبها را بسیار موثر دانستند. یوگوا و همکاران [۱۰] اثر نانوذررات را بر روی انتقال حرارت در بویلرها را بررسی نمودند. بلک و همکاران [۱۱] نیز اثرات استفاده از سوخت‌های زیستی را در بویلرها مورد بررسی قرار دادند و به شبیه‌سازی آن پرداختند. در مطالعه حاضر، شبیه‌سازی دینامیک سیالات محاسباتی و تحلیل اکسرژی یکی از بویلرهای شرکت نفت فلات قاره ایران در جزیره خارک (درود ۳، واحد بویلر) صورت پذیرفته است. بویلر فایر تیوب به عنوان سیستم مورد مطالعه در شرایط عملیاتی و کارکرد حاضر مورد بررسی قرار گرفته است. برای شبیه‌سازی دینامیک سیالات محاسباتی بویلر در ابعاد و شرایط عملیاتی واقعی از نرم‌افزار تجاری Fluent استفاده شده است. برای رسم هندسه نیز از نرم‌افزار SolidWork بهره گرفته شده است. شبیه‌سازی دینامیک سیالات محاسباتی قادر به تحلیل هیدرودینامیکی، انتقال حرارت و پدیده احتراق در بویلر می‌باشد. در ادامه برای تحلیل بیشتر بویلر، آنالیز اکسرژی آن نیز انجام شده است. شار حرارت تولیدی توسط سوخت گاز در کوره‌های بویلر با بهره گیری از قوانین اول و دوم ترمودینامیک محاسبه شده است. سپس انرژی در دسترس، انرژی غیر در دسترس، بازگشت‌ناپذیری، قابلیت کاردهی با توجه به شرایط منطقه خارک و میزان حرارت انتقال یافته بر روی دسته لوله‌های بویلر به دست می‌آید. همچنین راندمان بویلر محاسبه و با مقدار ارائه شده توسط شرکت سازنده مقایسه می‌شود.

هندسه و شرایط عملیاتی

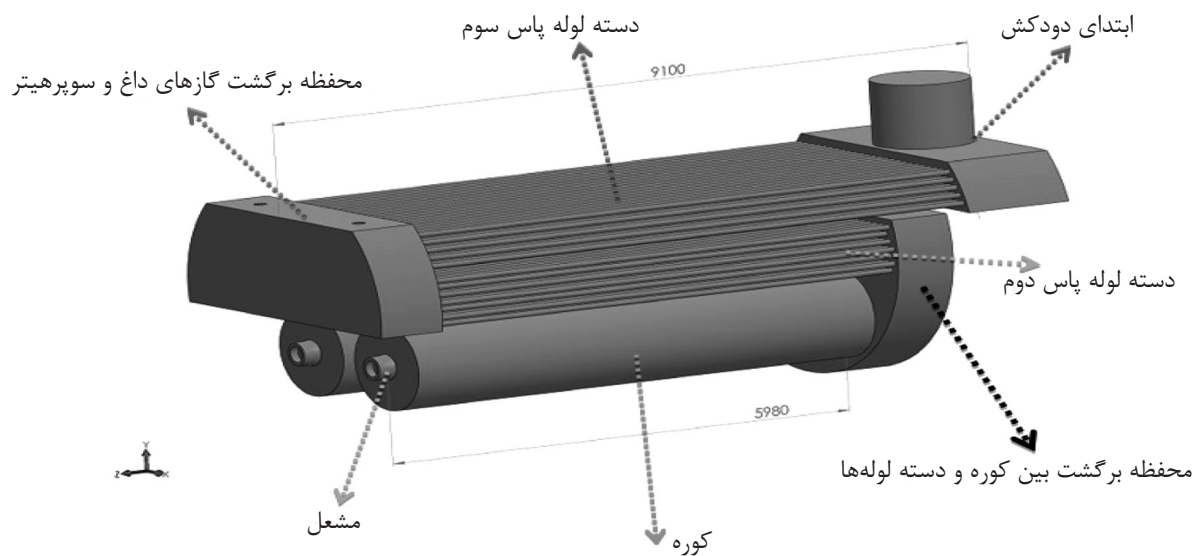
بویلر مورد نظر، یک بویلر فایر تیوب، سه پاس^۱، افقی^۲، پشت تر^۳ و محفظه برگشت داخلی^۴ است. لذا گازهای داغ خروجی در این حالت بر خلاف مدل پشت خشک، با مواد نسوز تعبیه شده در انتهای

جدول ۱ ابعاد هندسی بویلر [۹].

اطلاعات	واحد	توضیحات
لوله آتش		مدل بویلر
۳		تعداد پاس
پاس دوم / پاس سوم		لوله‌های دودی
۱۴۰ - ۲۱۲	شماره	تعداد لوله‌ها
۷۶/۲ - ۷۶/۲	mm	قطر لوله‌ها
کوره		
۲	شماره	تعداد
طول ۵۹۸۰ * قطر ۱۳۶۰	mm	ابعاد
		پوسته
طول ۷۰۰۰ * قطر ۴۱۰۰	mm	ابعاد
مناطق انتقال حرارت		
۶۸/۲۱	m ²	تابشی
۵۳۸/۴۱	m ²	همرفتی
۱۹/۹۵؛ سوپرهیتر	m ²	برای خشک کردن
۶۲۶/۷	m ²	کل

جدول ۲ شرایط کارکرد بویلر.

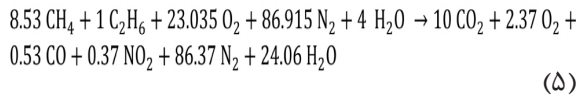
اطلاعات	واحد	توضیحات
کوره		
۱۲ - ۲۶۲/۷	gauge bar- °C	فشار و دمای طراحی
		پوسته
۱۲ - ۱۹۱/۷	gauge bar- °C	فشار و دمای طراحی
مشعل		
۹	مگا وات	ظرفیت حرارتی
۲	شماره	تعداد
۱۵۰ - ۶۰	gauge bar- °C	فشار و دمای سوخت در مشعل با سوخت گاز
محیط - ۲۰	gauge bar- °C	فشار و دمای سوخت در مشعل با سوخت گازوئیل
۲۵۰۰۰ خالص	kg/h	مجموع حرارت تولیدی
دمنده‌های هوای احتراق		
۲	شماره	تعداد
- ۵۸۵ - ۱۴۰۰۰	m ³ /h	ظرفیت و حد فشار
دودکش		
۳۱۶۹۰	m ³ /h	دبی جریان خروجی
۲۱۰	°C	دمای خروجی



شکل ۱ قسمت‌های مختلف بویلر فایرتیوب شبیه‌سازی شده و اجزای تشکیل دهنده.

از مرکز هر یک از مشعل وارد شده و با هوای اولیه $3/2 \text{ kg/s}$ همراه با چرخش زاویه 45° درجه مخلوط می‌شود. جهت احتراق کامل سوخت هوای دوم با دبی $1/4 \text{ kg/s}$ توسط دمنده هوای احتراق وارد مشعل می‌شود.

احتراق بر مبنای سوخت سبک^۱ [۴]:



NO_x حرارتی با واکنش دما بالای نیتروژن و اکسیژن، توسط مکانیسم معروف زلدوویچ^۲ تشکیل می‌شود.

انتقال گرما (جریان عرضی در دسته لوله‌ها)

به‌طور کلی می‌خواهیم ضریب انتقال گرمای متوسط را برای تمام دسته لوله‌ها تعیین کنیم. و از آن حرارت انتقال یافته بر روی دسته لوله‌ها را به دست آوریم. زوکاسکاس برای جریان عرضی سیال در دسته لوله‌ها ($N_L \gg 20$) رابطه زیر را به دست آورده است [۱۶]:

$$\overline{Nu}_D = C \text{Re}_{D,\max}^m \text{Pr}^{0.36} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_s}\right)^{\frac{1}{4}} \quad (6)$$

$$\begin{cases} N_L \gg 20 \\ 0.7 < \text{Pr} < 500 \\ 1000 < \text{Re}_{D,\max} < 2. \text{E}6 \end{cases}$$

در معادله بالا تمام خواص سیال به غیر از Pr_s ، در متوسط حسابی دمای سیال ورودی و خروجی محاسبه می‌شوند و C و m مقداری ثابت هستند. عدد رینولدز نیز بر اساس سرعت ماکزیمم سیال به دست می‌آید. اگر $N_L < 20$ ، ضریب تصحیح C_2 را می‌توان به کاربرد [۱۶]:

$$\overline{Nu}_D (N_L < 20) = C_2 \overline{Nu}_D (N_L \gg 20) \quad (7)$$

پس از محاسبه عدد بدون بعد ناسلت، مقدار ضریب جابه‌جایی متوسط بر روی دسته لوله‌ها به دست می‌آید. در نتیجه آهنگ انتقال گرما در طول واحد لوله‌ها را از رابطه زیر می‌توان حساب کرد [۱۶]:

$$\dot{q} = N(-\bar{h}\pi D \Delta T_{im}) \quad (8)$$

هندسه بویلر فایر تیوب در نرم‌افزار Solid Work آورده شده است.

در این معادله ρ ، چگالی سیال و \bar{U} ، متوسط بردار سرعت است که در یک فضای سه بعدی تعریف شده است.

معادله بقای اندازه حرکت

$$\nabla \cdot (\rho \bar{U} \bar{U}) = -\nabla p + \nabla \cdot$$

$$(\mu(\nabla \bar{U} + (\nabla \bar{U})^T) - \rho \bar{U}' \bar{U}') + \rho g \quad (2)$$

در این معادله، \bar{U} ، بردار سرعت نوسانی آشفتگی، μ ، لزجت مولکولی دینامیکی سیال و p فشار است.

معادله بقای انرژی

وقتی فضای محاسباتی موردنظر پدیده‌های انتقال حرارت وجود دارد، معادله انرژی نیز باید حل گردد. فرم کلی آن به صورت زیر است.

$$(3)$$

$$\nabla \cdot \bar{U}(\rho E + p) = \nabla \cdot \left(K_{eff} \nabla T - \sum_j h_{ij} \bar{U}_j + (\tau_{eff} \cdot \bar{U}) \right) + S_h$$

که در روابط بالا K_{eff} ضریب هدایت حرارتی موثر، \bar{U}_j شار نفوذی گونه i و h آنتالپی است. S_h منبع تولید یا مصرف انرژی می‌باشد.

معادله انتقال جرم اجزا

در مدل‌سازی جریان مخلوط اجزا فرض می‌شود که اجزای مختلف در مقیاس ملکولی به هم آمیخته شده‌اند و یک میدان مشترک سرعت، فشار و دمایی دارند و مکانیسم انتقال جرم اجزا به صورت نفوذ و جابه‌جایی می‌باشد. بنابراین معادله پایداری دیفرانسیلی جزئی برای هر جز شیمیایی چنین است:

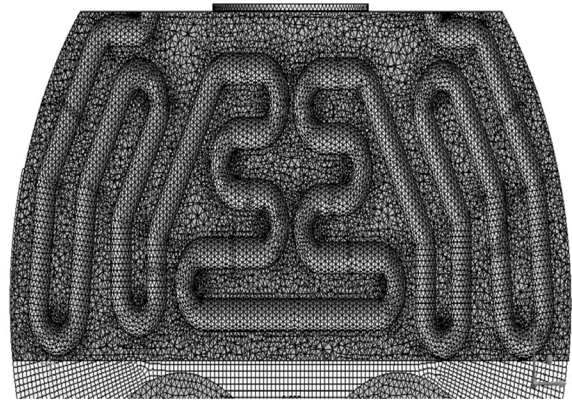
$$\nabla \cdot (\rho Y_i \bar{U}) = \nabla \cdot (D_i \nabla (\rho Y_i)) + S_i + R_i \quad (4)$$

که Y_i کسر جرمی جز شیمیایی i ام، R_i دبی جرمی تولیدی به وسیله واکنش شیمیایی است و S_i منابع دیگر تولید جز است. فرآیند احتراق مشتمل بر اکسیداسیون اجزای ترکیب سوختی است که قابلیت اکسید شدن دارند و لذا می‌توان آن را به صورت معادله‌ای شیمیایی بیان کرد. بویلر مورد مطالعه دارای دو مشعل دوگانه سوز است که در شرایط راه اندازی با سوخت مایع و پس از راه‌اندازی با سوخت گازی کار می‌کنند. سوخت گازی با دبی $0/266 \text{ kg/s}$

1. Light gas
2. Zeldovich

از معادلات پی - ۱ با در نظر گرفتن تقریب‌هایی می‌باشد و تفاوت آن در این است که در مدل راسیلند فرض بر این است که شدت تشعشع برابر شدت تشعشع جسم سیاه در دمای گاز می‌باشد. این مدل همانند مدل پی - ۱ اثر پخش را نیز در نظر می‌گیرد. سوخت مصرفی مخلوط متان و هوا مشتمل بر ۵ گونه حجمی است که در معادله ۱ آورده شده است. جهت شبیه‌سازی توربولانس در مساله، مدل اغتشاش K-ε در پانل مربوطه فعال خواهد شد. پس از اعمال حدود مجاز دما جهت تسریع روند همگرایی به عنوان شرط اولیه، تنظیمات اولیه حل انجام شده و می‌توان شرایط مرزی را به نرم‌افزار معرفی نمود. حدود درجه حرارت معرفی شده به K، Fluent ۲۰۰۰ است. شرایط مرزی^۶ در جدول ۳ مشاهده می‌شود. پس از انجام تنظیمات حل می‌بایست دفعات تکرار^۷ حل را تنظیم نمود (در اینجا ۸۰۰ تکرار) و منتظر ماند تا باقی‌مانده‌های حل^۸ همگرا شوند. شرط همگرایی برای معادلات انرژی و تشعشع، خطای ۶- ۱۰ و برای مابقی معادلات^۹ ۱۰^{-۳} انتخاب شده است. در مرحله دیگر جهت پیش‌بینی آلایند NO_x از مدل Thermal NO و Prompt NO استفاده شده است. جهت محاسبه برهم‌کنش آشفته‌گی‌های شیمیایی از PDF Mode را Temperature و نسبت تعادل ۱ برای Prompt NO Pa-rameters استفاده شده است. برای غلظت رادیکال O مورد نیاز برای پیش‌بینی‌های NO_x حرارتی از مدل Partial-equilibrium بهره گرفته شده است. پس از انجام تنظیمات حل برای آلوده کننده NO_x تکرار تا همگرایی ۱۰۰۰ انتخاب شده است.

پس از طراحی به بحث شبیه‌سازی احتراق^۱ و شار حرارت در بخش‌های مختلف بویلر با استفاده از نرم‌افزار تحلیلی Fluent پرداخته می‌شود. سیستم تک فازی و تنها جریان گازهای داغ در قسمت‌های مختلف بویلر مدل شده است. شکل ۲ نمای مش خورده محفظه برگشت گازهای داغ از روی سوپرهیتر به سمت پاس سوم را نشان می‌دهد. بنابراین باید توجه داشت که تنها مسیر جریان گازهای داغ جزو دامنه حل محسوب می‌شود. شکل هندسی لوله‌های سوپرهیتر با هدف رسیدن به سطح حرارتی، طرح لوله و افت فشار سمت گاز و بخار و انتخاب مواد اولیه طراحی شده است.



شکل ۲ نمای مش خورده در محفظه برگشت جریان گازهای داغ به سمت پاس سوم و روی سوپرهیتر

جهت انجام حل عددی مطلوب حلگر^۲ سه بعدی با دقت معمولی و تفکیک‌کننده معادلات^۳ در حالت پایا^۴ استفاده می‌شود. پیش از هر چیز و به منظور انجام عمل احتراق معادله انرژی فعال می‌شود. از مدل تشعشعی راسیلند^۵ برای پیش‌بینی شار حرارتی تشعشعی مورد استفاده قرار گرفته است. معادله ۹ این مدل را نشان می‌دهد.

$$q_r = \frac{-16\sigma n^2 T^3 \nabla T}{3(a + \sigma_s) - C\sigma_s} \quad (9)$$

در نهایت جهت معرفی نوع احتراق و سوخت مصرفی، گزینه احتراق Species Transport در نرم‌افزار Fluent استفاده گردیده است. مدل تشعشعی راسیلند یا تقریب دیفیوژ تشعشع زمانی به کار می‌رود که محیط از نظر نوری ضخیم باشد. این مدل برگرفته

1. Combustion Simulation
2. Solver
3. Segregated
4. Steady State
5. Rosseland
6. Boundary Conditions
7. Iteration
8. Residuals

مجموعه‌ای از حجم کنترل‌های شش وجهی^۱ و چهاروجهی^۲ می‌باشد، به کار برده شده است [۱۷-۲۰].

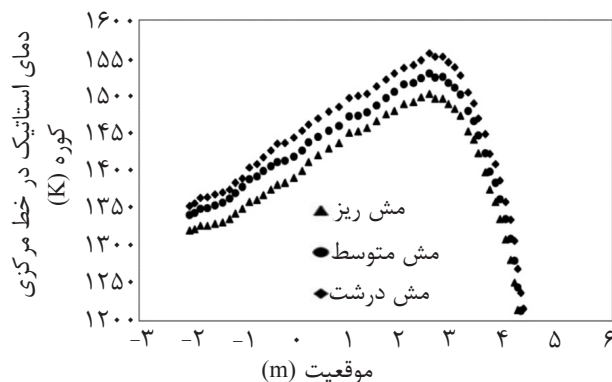
بررسی تغییرات سرعت و فشار در بویلر در زیر بردارهای سرعت را در مقاطع مختلف بویلر مشاهده می‌کنید. شکل ۴ بردار سرعت در مقطع Y از بویلر را نشان می‌دهد. شکل ۵ بردار سرعت در مشعل را نشان می‌دهد. هوای اولیه با چرخش تحت زاویه ۴۵ درجه وارد می‌شود. این چرخش باعث اختلاط هر چه بهتر سوخت با هوا می‌شود. عدد ماخ به صورت نسبت سرعت جریان به سرعت صوت تعریف می‌شود. در جریان تراکم‌ناپذیر یا غیرکشسان سرعت صوت بی‌نهایت بوده و در نتیجه ماخ صفر می‌شود. بنابراین هرگاه ماخ به سمت صفر میل کند اهمیت تراکم‌پذیری کم‌تر خواهد شد. با توجه به نتایج به دست آمده از توزیع سرعت و دما در بخش‌های مختلف بویلر ماخ در کلیه محدوده شبیه‌سازی کم‌تر از یک و در نتیجه سرعت مادون صوت^۳ است. با توجه به نتایج حاصله، می‌توان نتیجه گرفت که تا قبل از منطقه تشکیل شعله حدود فاصله ۳/۵۰۰ m از مشعل ماخ بزرگ‌تر از ۰/۳ است که باید اثرات تراکم‌پذیری لحاظ شود و پس از آن ماخ همواره در مقادیر کم‌تر از ۰/۳ می‌باشد که از منطقه تشکیل شعله به بعد می‌توان جریان را تراکم‌ناپذیر در نظر گرفت.

جدول ۳ شرایط مرزی بویلر فایر تیوب در شرایط عملیاتی.

شرایط مرزی	واحد	مقدار
ورودی سوخت؛ شرایط ورودی جرم	Kg/s	۰/۲۶۶
هوای ورودی؛ دبی جرمی هوای اولیه	Kg/s	۳/۲۰۰
هوای ورودی؛ دبی جرمی هوای ثانویه	Kg/s	۱/۲۰۰
خروجی؛ خروجی فشار ثابت	atm	۱
دمای دیوار اتاق برگشت	K	۵۳۴/۳۵۰
دمای دیوار سوپرهیتر	K	۵۱۰
بخش اشباع؛ دمای دیواره لوله‌ها	K	۴۹۰/۳۵۰
دیوار محفظه احتراق	درجه کلوین	۵۳۴/۳۵۰
دیوار دودکش		آدیاباتیک

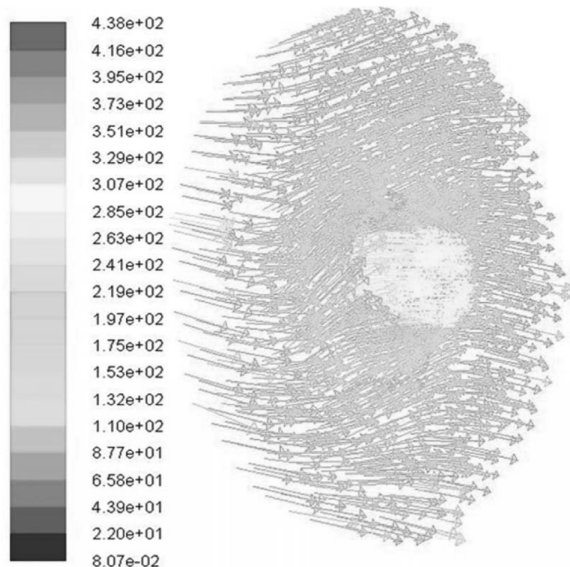
نتایج و بحث استقلال از مش

برای استقلال از مش از سه نوع مش استفاده شده است (شکل ۳) تعداد مش‌ها به ترتیب ۱۵۲۲۳۵۶، ۱۹۷۳۸۰۷ و ۲۴۰۱۲۳۲ گره برای مش‌های درشت، متوسط و ریز می‌باشد. دمای استاتیک در خط مرکزی کوره برای این سه نوع مش آورده شده است. با توجه به نتایج شکل ۳، مش متوسط را برای شبیه‌سازی‌ها و با توجه به زمان محاسباتی کمتر نسبت به مش ریز انتخاب شده است. تعداد المان‌های آن نیز ۳۵۱۹۱۱۸ است. به منظور کاهش تعداد حجم کنترل‌ها و افزایش دقت و سرعت همگرایی یک نوع مش هیبریدی که متشکل از

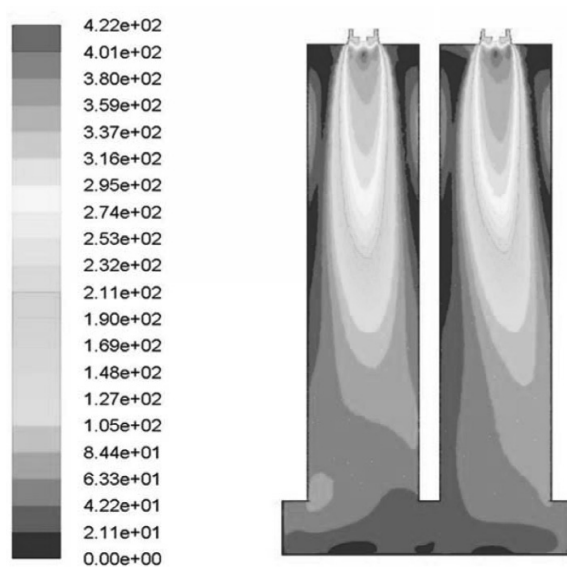


شکل ۳ استقلال از مش نتایج با سه نوع مش ریز، متوسط و درشت.

1. Hexahedron
2. Tetrahedral
3. Subsonic



شکل ۵ بردارهای سرعت متوسط در موقعیت مشعل (m/s).



شکل ۴ کانتور دمای متوسط در صفحه Y بویلر فایر تیوب (m/s).

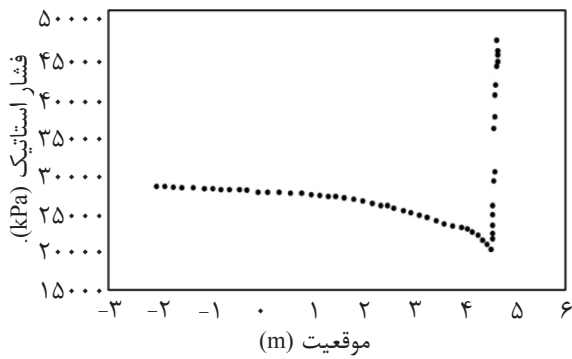
بویلر و در دودکش به مقدار 277°C می‌رسد. برای اعتبارسنجی نتایج حاصل از شبیه‌سازی، داده‌های حاصل از شبیه‌سازی دینامیک سیالات محاسباتی با داده‌های واقعی عملکردی بدر قسمت‌های مختلف بویلر با هم در جدول ۴ مقایسه شده‌اند. این نتایج نشان می‌دهند، که شبیه‌سازی دینامیک سیالات محاسباتی توانسته به خوبی با یک خطای قابل قبول، رفتار بویلر را پیش‌بینی نماید.

یکی از پارامترهای مهم در بررسی عملکرد بویلر، توزیع کسر جرمی ترکیبات گوناگون حاصل از احتراق می‌باشد. شکل ۱۰ کانتور توزیع کسر جرمی متان را نشان می‌دهد. کسر جرمی سوخت در ابتدای ورودی مشعل‌ها مقدار یک بوده و مقدار آن در انتهای کوره و خروجی به صفر رسیده است که نشان می‌دهد سوخت متان به صورت کامل واکنش داده است. شکل ۱۱ نیز کانتور توزیع کسر جرمی برای دی اکسید کربن را در طول فرآیند احتراق نشان می‌دهد. مقدار دی اکسید کربن در فاصله $3/500\text{ m}$ از مشعل‌ها و در کوره بیشینه بوده و در حدود $0/130$ است و مقدار آن از فاصله $6/500\text{ m}$ از مشعل‌ها ثابت و برابر $0/115$ می‌شود. شکل ۱۲ کسر جرمی واکنش دهنده‌ها را در طول فرآیند احتراق در صفحه Y در کوره نشان می‌دهد.

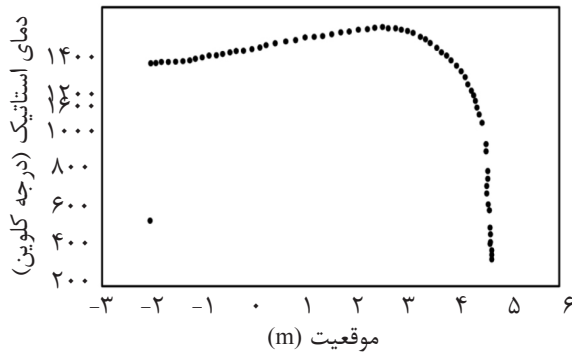
شکل ۶ خطوط فشار استاتیک را در صفحه Y در کوره را نشان می‌دهد. شکل ۷ مقدار فشار استاتیک در خط مرکزی کوره آورده شده است. مقدار این فشار در ابتدای ورودی مقدار 46 kPa و در انتهای کوره در فاصله 7 m به مقدار $27/500\text{ kPa}$ می‌رسد. افت فشار در ناحیه ورودی مشعل به دلیل احتراق مخلوط سوخت و هوا و انبساط گازهای حاصل از احتراق است.

بررسی تغییرات دمایی

شکل ۸ تغییرات دمایی در امتداد حرکت گازهای حاصل از احتراق در بویلر فایر تیوب را نشان می‌دهد. دمای گازهای داغ حاصل از احتراق از پایین به بالا (پاس اول به سمت پاس سوم) کاهش می‌یابد که نشان می‌دهد حرارت به آب اطراف کوره و دسته لوله‌ها منتقل شده است. بیشینه مقدار دما در منطقه تشکیل شعله به مقدار 1247°C است. دما در محفظه برگشت گازهای داغ، در انتهای کوره‌ها به 927°C می‌رسد. شکل ۹ مقدار دمای استاتیک را در خط مرکزی کوره (صفحه Y) نشان می‌دهد. مقدار این دما در ابتدای ورودی مقدار 60°C و در فاصله $3/500\text{ m}$ از مشعل به مقدار ماکزیمم 1247°C می‌رسد. دمای گاز در پاس دوم و سوم نیز به طور متوسط در 453°C است. و در انتهای



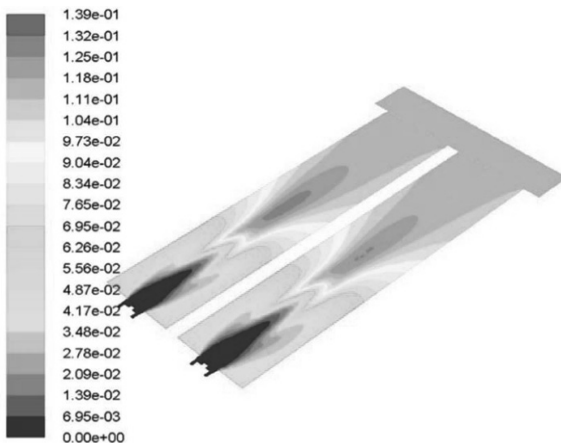
شکل ۷ توزیع فشار در خط مرکزی کوره.



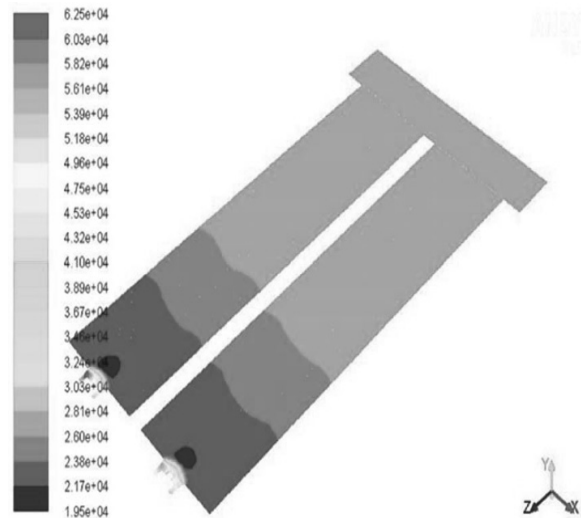
شکل ۹ توزیع دمای استاتیک در صفحه Y در کوره

جدول ۴ مقایسه نتایج دماهای شبیه‌سازی با مقادیر عملکرد بر حسب K.

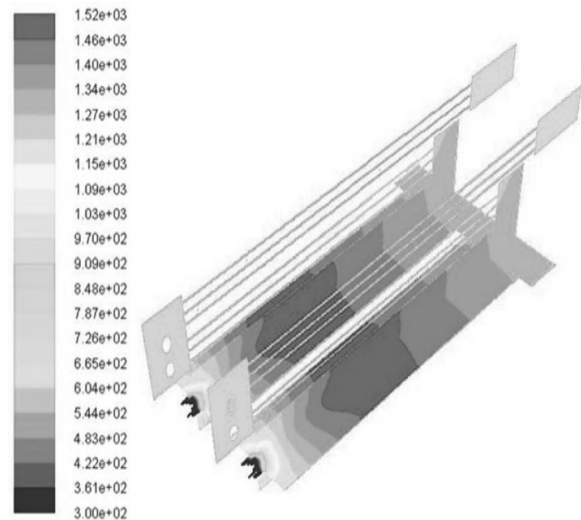
توضیحات	مقادیر کارکرد	نتایج شبیه‌سازی	درصد خطا
دمای شعله	۱۴۷۳	۱۵۲۰	۳/۱۹
دما در محفظه برگشت	۱۱۰۰	۱۲۰۰	۹/۰۹
دما در پاس دوم	۸۰۰	۸۴۸	۰/۶
دما روی سوپر هیتر	۷۰۰	۷۸۰	۱۱/۴۲
دما در پاس سوم	۵۷۳	۶۰۴	۵/۴۱
دمای خروجی دودکش	۴۸۳	۵۵۰	۱۳/۸۷



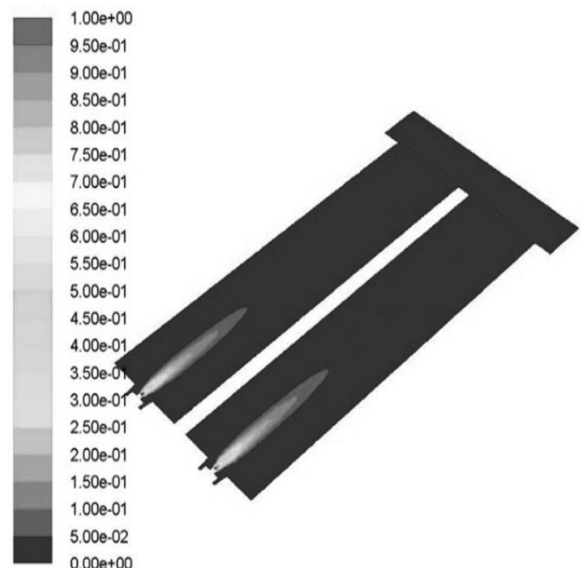
شکل ۱۱ کانتور توزیع کسر جرمی CO₂ در صفحه Y در کوره.



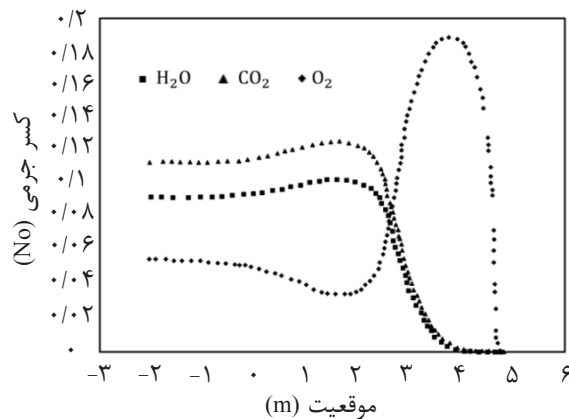
شکل ۶ کانتور توزیع فشار در صفحه Y در کوره (kPa).



شکل ۸ بردار دمای استاتیک در صفحه XY (درجه کلین).



شکل ۱۰ کانتور توزیع کسر جرمی CH₄ در صفحه Y در کوره.



شکل ۱۲ کسر جرمی واکنش دهنده‌ها در طول فرآیند احتراق در صفحه Y کوره.

$$Q_{c.v} + \sum_R n_{TOT}(h_f^0 + \Delta\bar{h})_{mix} = \sum_P n_{TOT}(h_f^0 + \Delta\bar{h})_{mix} \quad (11)$$

که R و P به ترتیب مواد اولیه و محصولات هستند. تحلیل قانون دوم برای سیستم های واکنشی

$$\Delta G = E_{av} - E_{un} = B_2 - B_1 \quad (12)$$

ΔG مقدار حرارت مفیدی است که به صورت مطلق آن منطقه محاسبه می‌شود و برابر است با $(b_2 - b_1)$. پس ماکزیمم کار مفید را به صورت زیر تعریف می‌کنیم [۱۵]:

$$-\Delta g_0 = g_R - g_P = \hat{W}_{net} \quad (13)$$

$$\hat{W}_{net} = \sum_R n_i(\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h} - T_0\bar{s})_i - \sum_P n_e(\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h} - T_0\bar{s})_e \quad (14)$$

به همین ترتیب بازگشت‌ناپذیری برای چنین فرآیندی عبارت است از [۱۰]:

$$I = \Delta G - Q_H = \sum_P n_e T_0 \bar{s}_e - \sum_R n_i T_0 \bar{s}_i - Q_{c.v} \quad (15)$$

نتایج به دست آمده از تحلیل اکسرژی

با توجه به نتایج به دست آمده ۸۹/۹٪ از انرژی به صورت جابه‌جایی روی دسته لوله‌ها، ۰/۶۱٪ به واسطه تابش و سایر مصارف حرارت در بخش‌های مختلف بویلر، و ۹/۹٪ نیز به واسطه تلفات حرارتی در بویلر است. تلفات حرارتی شامل برگشت‌ناپذیری، حرارت تلف‌شده از دودکش و بلودان است (جدول ۵). برای محاسبه راندمان به ازای ماکزیمم ظرفیت مخزن از معادله ۱۶ استفاده می‌گردد.

تغییرات کسر جرمی‌ها بخار آب، دی‌اکسیدکربن و اکسیژن در امتداد محفظه احتراق را به خوبی نشان می‌دهد. شکل ۱۳ کسر جرمی آلوده‌کننده NO در محفظه احتراق را نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود مقدار NO در بخش تشکیل شعله که در دمایی حدود 1247°C است، مقدار ماکزیمم را دارد. همان‌گونه که در شکل نیز مشخص است، ناحیه بیشینه میزان کسر جرمی NO منطبق با ناحیه بیشینه دمای تشکیل شده در قسمت کوره می‌باشد. آلوده‌کننده NO در دماهای بالاتر از 1100°C تشکیل می‌شود. آلوده‌کننده NO در بخش شعله بیشینه بوده و با انتقال حرارت از کوره و کاهش دمای گاز تا 1150°C در انتهای کوره، کاهش می‌یابد.

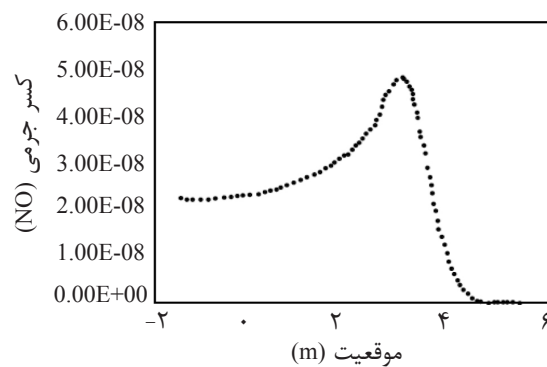
تحلیل اکسرژی بویلر فایرتوب

اکسرژی^۱ در واقع بیان مطلق از انرژی در دسترس است. بالانس انرژی در دسترس برای یک سیستم براساس خواص سیال به‌صورت زیر تعریف می‌گردد [۱۵]:

$$b = a - a_0 = [u(T, P) - u(T_0, P_0)] - T_0[s(T, P) - s(T_0, P_0)] + P_0(V_2 - V_1) \quad (10)$$

برای محاسبه اکسرژی بدترین شرایط محیطی یعنی تابستان را در نظر می‌گیریم.

قانون اول برای حجم کنترل [۱۴]



شکل ۱۳ غلظت آلوده کننده NO در کوره.

جدول ۵ مصارف حرارت در بویلر.

مقدار (kcal/hr)	محاسبه حرارتی - سوخت سبک
۱۳۷۳۵۰۱۳/۶۲۳	گرمای تولیدی مشعل‌ها
۱۵۹۰۴۵/۵۶۴	انرژی غیر در دسترس
۱۳۵۵۹۵۹۶/۴۵۵	حداکثر کار مفید ممکن
۱۲۶۴۶۰۶/۵۷۸	برگشت ناپذیری
۴۱۴۱۹/۹۹۸	تلفات گرما در بلودان
۴۲۸۷۲/۰۳۰	تلفات گرما در دودکش
۱۲۲۱۰۶۹۷/۹۰۷	گرما مصرف شده برای تبخیر
۱۲۱۴۱۸۷۳/۰۱۰	گرمای مفید برای تبخیر
۸۳۱۰۹/۷۵۲	تابش و سایر مصارف

دودکش از 210°C به 177°C می‌شود. با محاسبه اکسرژی محصولات در حالت جدید خواهیم داشت:

$$\varphi_p = 75\,162.131 \frac{\text{kJ}}{\text{hr}} \quad (17)$$

که باعث کاهش هدر رفت بویلر از $9/9\%$ به $9/7\%$ می‌شود. یعنی با افزایش دمای سوخت تا 160°C می‌توان به اندازه $0/2\%$ تلفات دودکش را کاهش داد. کاهش مصرف سالیانه سوخت برای 350 روز بهره‌برداری سالیانه برابر خواهد بود با:

$$3705 \times 0.002 \times 24 \times 350 = 62\,244 \frac{\text{m}^3}{\text{year}} \quad (18)$$

همان‌طور که دیدیم تلفات انرژی از دودکش نسبت به تلفات به واسطه برگشت‌ناپذیری بسیار کم بوده و قابل صرف‌نظر است. از طرفی هزینه پیش گرمایش سوخت تا 160°C تقریباً برابر صرفه‌جویی سالیانه انرژی هدررفته از دودکش است. با توجه به این موضوع پیشنهاد می‌شود با ارایه راه‌کارهایی از

در این معادله مقادیر عملیاتی در آن قرار داده شده است و به بازده $90/05\%$ می‌رسیم.

$$\eta_{\text{Steam generator}} = \frac{\dot{m}h_{fg}}{\Delta G} = \frac{25000(2839.775 - 794.825)}{56\,771\,318.440} = 0.9005 = 90.05\% \quad (16)$$

جدول ۶، این مقادیر و دیگر پارامترهای مهم حرارتی بویلر از قبیل گرمای تولیدی مشعل‌ها، برگشت‌ناپذیری، گرمای مفید برای تبخیر و تلفات گرما در دودکش را که به‌وسیله تحلیل اکسرژی بدست آمده را با نتایج واقعی عملیاتی مقایسه می‌کند. همان‌گونه که نشان داده شده است، درصد خطای قابل قبولی بین دو نتایج وجود دارد. با افزایش دمای سوخت تا 160°C ، نرخ انتقال حرارت تابشی کوره افزایش یافته و دمای شعله و به دنبال آن آلوده‌کننده NO نیز کاهش می‌یابد. این افزایش دمای سوخت باعث کاهش دمای خروجی

۹۲۷°C می‌رسد. مقدار خطا برای دماهای آورده شده به‌ترتیب ۳/۱۳ و ۹/۰۹٪ به‌دست آمد. کسر جرمی سوخت در ابتدای ورودی مشعل‌ها مقدار یک بوده و مقدار آن در انتهای کوره و خروجی به صفر رسیده است که نشان می‌دهد سوخت متان به‌صورت کامل واکنش داده است. ناحیه بیشینه میزان کسر جرمی NO منطبق با ناحیه بیشینه دمای تشکیل شده در قسمت کوره می‌باشد. آلوده‌کننده NO در دماهای بالاتر از ۱۱۰۰°C تشکیل می‌شود. آلوده‌کننده NO در بخش شعله بیشینه بوده و با انتقال حرارت از کوره و کاهش دمای گاز تا ۱۱۵۰°C در انتهای کوره، کاهش می‌یابد. نتایج نشان می‌دهد، با افزایش دمای سوخت تا ۱۶۰°C می‌توان به اندازه ۰/۲٪ تلفات دودکش را کاهش داد. با کاهش برگشت ناپذیری از جمله عایق کاری و بالا بردن دمای اطراف بویلر می‌توان میزان چشمگیری از هدر رفت انرژی جلوگیری کرد. با توجه به نرخ انتقال حرارت تشعشعی پایین گاز طبیعی، می‌توان با ارایه روش‌هایی جهت افزایش دوده در کوره و به دنبال آن افزایش تابش از هدر رفت انرژی جلوگیری کرد. در ادامه برای تحلیل بیشتر بویلر، آنالیز اکسرژی آن نیز انجام شده است. شار حرارت تولیدی توسط سوخت گاز در کوره‌های بویلر با بهره‌گیری از قوانین اول و دوم ترمودینامیک محاسبه شده است. سپس انرژی در دسترس، انرژی غیر در دسترس، بازگشت‌ناپذیری، قابلیت کاردهی با توجه به شرایط منطقه خارک و میزان حرارت انتقال یافته بر روی دسته لوله‌های بویلر به‌دست آمده است. همچنین راندمان بویلر محاسبه و با مقدار ارایه شده توسط شرکت سازنده مقایسه می‌شود. راندمان بویلر با در نظر گرفتن حداکثر حرارت مفید به‌دست آمد و با مقایسه آن با راندمان ارائه شده توسط شرکت سازنده نشان‌دهنده شرایط کارکرد خوب با توجه به شرایط منطقه است. ۸۹/۹٪ انرژی به صورت جابه‌جایی از طریق دیوارها به آب بویلر انتقال می‌یابد که نشان‌دهنده انتقال حرارت خوب بین گازهای داغ، دسته لوله‌ها و آب بویلر است.

جمله عایق کاری مناسب جهت به حداقل رساندن برگشت‌ناپذیری از هدر رفت انرژی جلوگیری کرد. به عنوان مثال با کاهش ۳٪ تلفات، کاهش مصرف سوخت برای ۳۵۰ روز بهره‌برداری سالانه و با توجه به قیمت گاز برای مصارف صنعتی به ازای هر مترمکعب ۲۶۵۰ ریال، برابر خواهد بود با:

$$3705 \times 24 \times 350 \times 0.03 \times \frac{\text{ریال}}{\text{سال}} = 2\,474\,199\,000$$

(۱۶)

نتیجه‌گیری

در پژوهش حاضر، شبیه‌سازی دینامیک سیالات محاسباتی و تحلیل اکسرژی یکی از بویلرهای شرکت نفت فلات قاره ایران در جزیره خارک (واحد بویلر) صورت پذیرفته است. بویلر فایرتیوب به عنوان سیستم مورد مطالعه در شرایط عملیاتی و کارکرد واقعی مورد بررسی قرار گرفته است. برای شبیه‌سازی دینامیک سیالات محاسباتی بویلر در ابعاد و شرایط عملیاتی واقعی از نرم‌افزار تجاری Fluent استفاده شده است. برای رسم هندسه نیز از نرم‌افزار SolidWork بهره گرفته شده است. شبیه‌سازی دینامیک سیالات محاسباتی قادر به تحلیل هیدرودینامیکی، انتقال حرارت و پدیده احتراق در بویلر می‌باشد. توزیع دما، فشار، سرعت و غلظت آلوده‌کننده NO_x و واکنش دهنده‌ها در خط مرکزی کوره به دست آمد. نتایج نشان‌دهنده تطابق نتایج شبیه‌سازی با داده‌های تجربی است. در کل محدوده شبیه‌سازی به جز ناحیه کوچکی قبل از منطقه تشکیل شعله در کوره می‌توان گازهای داغ حاصل از احتراق را تراکم‌ناپذیر در نظر گرفت. افت فشار در ناحیه ورودی مشعل به دلیل احتراق مخلوط سوخت و هوا و انبساط گازهای حاصل از احتراق است. دمای گازهای داغ حاصل از احتراق از پایین به بالا (پاس اول به سمت پاس سوم) کاهش می‌یابد که نشان می‌دهد حرارت به آب اطراف کوره و دسته لوله‌ها منتقل شده است. بیشینه مقدار دما در منطقه تشکیل شعله به مقدار ۱۲۴۷°C است. دما در محفظه برگشت گازهای داغ، در انتهای کوره‌ها به

علائم و نشانه‌ها	
h : ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی ($W/m^2 K$)	S, s : آنتروپی کل و آنتروپی مخصوص (kJ/kgK)
عدد رینولدز (Re)	W : کار تولیدی (kJ)
P : فشار (Pa)	C_p : حرارت مخصوص فشار ثابت (kJ/kgK)
\dot{m} : دبی جرمی (kg/s)	ΔG : حداکثر کار مفید ممکن (kJ)
عدد ناسلت (Nu)	m : جرم (kg)
h_{fg} : گرمای نهان تبخیر (kJ/kgK)	I : برگشت ناپذیری (kJ)
L : طول مشخصه (m)	h : آنتالپی (kJ/kgK)
Q_H : نرخ انتقال حرارت (kJ/s)	B : اکسرژی (kJ)
عدد پرانتل (Pr)	μ : لزجت مطلق ($kg/m.s$)
E_{av} : انرژی در دسترس (kJ)	A : انرژی در دسترس (kJ)
R : ثابت گازها (kJ/kgK)	ρ : چگالی (kg/m^3)
E_{Un} : انرژی غیر در دسترس (kJ)	ΔS_H : تغییرات آنتروپی منبع گرم (kJ/kgK)
	رطوبت نسبی (ϕ)
	ΔS_0 : تغییرات آنتروپی منبع سرد (kJ/kgK)

مراجع

- [1]. Gutiérrez Ortiz F. J., "Modeling of fire-tube boilers," Applied Thermal Engineering, Vol. 31, No. 16, pp. 3463-3478, 2011
- [2]. Bisetto A., Del Col D., and Schievano M., "Fire tube heat generators: Experimental analysis and modeling," Applied Thermal Engineering, Vol. 78, pp. 236-247, 2015
- [3]. Li C., Gillum C., Toupin K. and Donaldson B., "Biomass boiler energy conversion system analysis with the aid of exergy-based methods," Energy Conversion and Management, Vol. 103, pp. 665-673, 2015
- [4]. Zhang X., Zhang X., Zhou J., Sun Sh., Sun R. and Qin M., "Numerical investigation of low NO_x combustion strategies in tangentially-fired coal boilers," Fuel, Vol. 142, pp. 215-221, 2015.
- [5]. Luo, W., Wang Q., Guo J., Liu Zh. and Zheng Ch., "Exergy-based control strategy selection for flue gas recycle in oxy-fuel combustion plant," Fuel, Vol. 161, pp. 87-96, 2015
- [6]. Park H.Y., HyunBaek S., HeeKim H., Y. JooKim, HyungKim T., SooLim H. and SooKang D., "Reduction of main steam temperature deviation in a tangentially coal-fired, two pass boiler," Fuel, Vol. 166, pp. 509-516, 2016
- [7]. Ahmed Rahmani S. T., "Numerical investigation of heat transfer in 4-Pass fire-tube boiler," American Journal of Chemical Engineering, 2014
- [8]. Habib M. A. and Nemitallah M. A., "Design of an ion transport membrane reactor for application in fire tube boilers," Energy, Vol. 81, pp.787-801, 2015
- [9]. Li B., Brink A. and Hupa M., "CFD investigation of slagging on a super-heater tube in a kraft recovery boiler," Fuel Processing Technology, Vol. 105, pp.149-153, 2013
- [10]. Gao Y., Dai Z., Li C. and Wang F., "Effects of soot nanoparticles on heat transfer and flow in fire-tube waste heat boiler," Asia-Pacific Journal of Chemical Engineering, Vol. 8, No. 3, pp.371-383, 2013.

- [11]. Black S., Szuhánszki J., Pranzitelli A., Ma L., Stanger P. J., Ingham D. B. and Pourkashanian M., "Effects of firing coal and biomass under oxy-fuel conditions in a power plant boiler using CFD modelling," Fuel, Vol. 113, pp. 780-786, 2013
- [۱۲]. مدیریت اداری و آموزشی معاونت برنامه‌ریزی و تجهیز انسانی. شرکت ملی نفت ایران. شرکت نفت فلات قاره، منطقه خارک، مجتمع کارخانجات درود ۳.
- [13]. Data sheet steam generation package HA-950A. Kharg Island Durood 3. Iran.
- [14]. Van Wylen G. J. and Sonntag R. E., "Fundamentals of classical thermodynamics," 1986: Wiley.
- [15]. Winterbone D. E., "Advanced Thermodynamics for Engineers," 1997: Arnold.
- [16]. Incropera F. P., et al., Introduction to Heat Transfer. 2006: Wiley.
- [۱۷]. ط. زارعی و رحیمی ر.، "کاربرد روش دینامیک سیالات محاسباتی برای بررسی استفاده از دریچه‌های هدایت بخار در عمل‌کرد سینی غربالی،" نشریه پژوهش نفت، دوره ۵، شماره ۹۵، صفحات ۴۸ تا ۵۹، ۱۳۹۵.
- [18]. Zarei T., Farsiani M. and Khorshidi J., "Hydrodynamic characteristics of valve tray: Computational fluid dynamic simulation and experimental studies," Korean J. Chem. Eng., Vol. 34, No. 1, pp.150-159, 2017
- [19]. Khorshidi J., Zarei T. and Davari H., "A detailed model for combustion characteristics of petroleum residue and heat transfer coefficients in a CFB combustor," Pet. Sci. and Tech., Vol. 34, No. 15, pp.1340-1344, 2016
- [20]. Zarei T., Abedini E., Rahimi R. and Khorshidi J., "Computational fluid dynamics on the hydrodynamic characteristics of the conical cap tray," Korean J. Chem. Eng., Vol. 34, No. 4, pp.969-976, 2017.