

مطالعه عددی رفتار جریان و انتقال حرارت ناشی از تغییر زاویه مشعل در یک بویلر نوع پی

ابوالفضل حاجی زاده اقدم^{۱*} و کورش دقیقی^۲

اطلاعات مقاله	چکیده
دریافت مقاله: ۱۳۹۸/۰۷/۲۰	این تحقیق به منظور بهینه سازی مصرف انرژی در دیگ های بخار نوع پی (Pi-type) مجموعه ذوب آهن اصفهان از طریق مدل سازی عددی انتقال گرما در محفظه احتراق در زوایای مختلف مشعل با سوخت گاز طبیعی صورت گرفته است. با استفاده از نرم افزار انسیس-فلوئنت مدل سازی محفظه احتراق، چهار عدد مشعل گاز طبیعی، ۱۸۷ عدد لوله آتش خوار به همراه دیواره های نسوز آن صورت گرفته است. نتایج نشان می دهد که تغییر زاویه مشعل راهکار مناسبی برای کنترل شعله می باشد به طوری که با کاهش زاویه مشعل، شار گرمایی روی لوله های آتش خوار، دما و سرعت سیال داخل اتاق احتراق افزایش و در نتیجه کارایی بویلر بهبود می یابد. با این حال کاهش زاویه مشعل ها منجر به افزایش دمای سطح لوله های آتش خوار شده و حتی می تواند باعث سوراخ شدن و آسیب به این تجهیزات گردد. همچنین با بررسی نتایج مشاهده گردید که با ثابت بودن میزان گاز مصرفی، نسبت انتقال حرارت تشعشی به کل انتقال حرارت لوله های فایروال در زوایای مختلف به طور میانگین ۹۰ درصد می باشد. همچنین توافق بین نتایج عددی و تجربی شامل وضعیت موجود بویلر که در آن مشعل با زاویه 30° صحت مدل سازی را تأیید می کند.
پذیرش مقاله: ۱۳۹۸/۱۰/۲۲	
واژگان کلیدی: انتقال حرارت، احتراق، بویلر، مشعل.	

۱-مقدمه

امکان اندازه گیری توزیع پارامترها، بررسی اثر تغییر ابعاد عملی نبود. اولین بار در دهه ۷۰ میلادی استفاده از مدل سازی عددی بر روی بویلرها صورت پذیرفت [۱ و ۲]. اگرچه روش های بکار گرفته شده ابتدایی بود ولی بخوبی نشان می داد که این روش می تواند بعنوان ابزاری کارآمد مورد استفاده قرار گیرد. با پیشرفت های بدست آمده در زمینه توان محاسباتی رایانه ها امکان حل مسائل احتراقی با گسسته سازی های همه جانبه و افزایش دقت در نتایج ناشی از مدل سازی ترم های غیر خطی بوجود آمد. در خصوص احتراق و انتقال حرارت در بویلرها تحقیقاتی بسیاری صورت گرفته است. در این راستا لی و همکارانش [۳] با بهینه سازی کوره یک دیگ بخار ۲۲۰ مگاواتی متغیرهای عملیاتی آن را بررسی کردند. آن ها با این روش دما و شار حرارتی دیگ بخار

با پیشرفت و گسترش سخت افزار رایانه ها، استفاده از نرم افزارهای مهندسی جهت مدل سازی فرایند احتراق توسعه چشم گیری یافته است. شبیه سازی عددی از آنجا اهمیت می یابد که بدانیم مدل سازی محفظه احتراق به علت فرآیندهای فیزیکی و شیمیایی مختلف حاکم بر آن مانند جریان آشفته، احتراق، تشعشع و همچنین اثرات مستقیم و غیر مستقیم آنها بر یکدیگر دشوار و پیچیده است. همچنین غیرخطی بودن معادلات حاکم حل تحلیل این فرآیندها را عملاً غیرممکن می سازد. تا پیش از بکارگیری مدل سازی عددی، بررسی محفظه های احتراق بویلرها و مشعل ها با ساخت مدل های واقعی و آزمایشگاهی مورد بررسی قرار می گرفتند که بدلیل هزینه های زیاد ساخت نمونه و عدم

* پست الکترونیک نویسنده مسئول: abolfazl_hajizade@yahoo.com

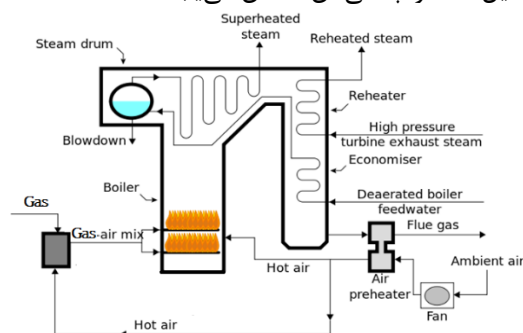
۱. استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اراک

۲. کارشناس ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد کاشان

مولد بخار با توجه به مشکل مشاهده شده و شرایط کاری منحصر به فرد و متفاوتی که وجود دارد لازم است مدل سازی بصورت مجزا انجام پذیرد [۷-۱۱]. تحقیق حاضر به شبیه سازی عددی محفظه احتراق بویلرهای تولید بخار نیروگاه مرکزی ذوب آهن اصفهان اختصاص دارد. طراح و سازنده اصلی بویلرها کشور روسیه بوده و اولین واحد بویلر در سال ۱۳۵۱ همزمان با بهره برداری از ذوب آهن راه اندازی گردیده است. به منظور بهره برداری بهتر و عملکرد بالاتر بویلر این نیروگاه، شبیه سازی سه بعدی مجموعه بویلر و مشعلها انجام پذیرفته و تأثیر تغییرات زاویه مشعل بر بویلر مشخص گردیده است.

۲- مشخصات فیزیکی و ترمودینامیکی بویلر

ظرفیت بویلر مورد نظر ۹۰ تن در ساعت بخار سوپر هیت با درجه حرارت ۴۴۰ درجه سلسیوس و فشار آن ۳۹ بار می باشد. ابعاد اتاق احتراق به طول ۶ متر و عرض ۶ متر و ارتفاع آن ۱۱ متر می باشد. تجهیزات اصلی بویلر شامل اکونومایزر مرحله اول و دوم، گرمکن هوا مرحله اول و دوم، سوپر هیت مرحله اول و دوم، دی سوپر هیت، لوله های محفظه احتراق و پایین آورنده، مشعلها، درام و هدرها و فن های دمنده و مکنده می باشد. این بویلرها بر اساس مسیر حرکت گازهای سوخته شده در دسته Π -type قرار می گیرند. بویلرها از نوع واتر تیوب و دارای یک درام آب و بخار در بالا و هدرهای توزیع آب در پایین می باشند. سیستم گردش آب و بخار بین درام، لوله های پایین آورنده، هدرها و لوله های آتش خوار بر اساس اختلاف چگالی آب و بخار می باشد که در دسته گردش طبیعی قرار می گیرند. با دریافت حرارت شعله توسط لوله های آتش خوار، آب داخل لوله به بخار تبدیل شده و چگالی آن کاهش می یابد.



شکل ۱- نمای شماتیک جانبی بویلر نوع پی

تأمین آب جیرانی در لوله های آتش خوار توسط

را پیش بینی کردند. رحیمی و همکارانش [۴] دیگ بخار نیروگاه بیستون را شبیه سازی کردند و ضمن در نظر گرفتن انتقال حرارت تشعشع به دو ردیف از لوله های فوق گرمکن، متغیرهای مختلف احتراق را در این دیگ بررسی کردند.

در تحقیقی که توسط دانون و همکاران [۵] انجام شده است، تأثیر چهار نوع مختلف چیدمان مشعلها در یک کوره حرارتی که از گاز طبیعی استفاده می کند بررسی گردیده و نتایج آن با مشاهدات و اندازه گیری مدل واقعی اعتبارسنجی شده است. برای انجام محاسبات از نرم افزار فلوئنت، برای مدل سازی احتراق از روش مفهومی اضمحلال گردابه ۱ و برای مدل سازی آشفستگی از روش K-ε استفاده گردیده است. با استفاده از نتایج بدست آمده توی CO در گازهای سوخته شده در چیدمانهای مختلف مشعلها بدست می آید، همچنین نواحی دارای گردش گاز سوخته شده مشخص شده است. از طرف دیگر با بررسی خطوط جریان گاز و مقایسه آنها با هم به بهترین وضعیت قرارگیری مشعلها رسیده است. اودی حسین و همکاران [۶] مسئله احتراق در بویلری به ظرفیت 550 MW در یکی از نیروگاههای استرالیا با هوای غنی شده از اکسیژن را بررسی کردند. سوخت مورد استفاده پودر زغال می باشد. هدف از انجام این شبیه سازی پیدا کردن شار حرارتی داخل و توزیع دما در محفظه احتراق ضمن استفاده از هوای غنی شده با اکسیژن می باشد. با بررسی و مقایسه نمودارهای بدست آمده از مقادیر مختلف هوای غنی شده ورودی، نقاط بیشینه شار حرارتی که موجب کاهش طول عمر بویلر می شده شناسایی گردیده است. همچنین توزیع CO، CO₂ و NO_x در حالت های مختلف برای بدست آوردن بالاترین راندمان و کمترین آلودگی زیست محیطی بدست آمده است. با بررسی مقالات متعدد در رابطه با تحقیق حاضر مشخص می گردد که استفاده از فن آوری شبیه سازی بر اساس CFD بسیار بروز بوده و در تمام دنیا بدلیل مزایای پر شمار آن کاربرد دارد. اما از طرف دیگر مشکلی که برجا می ماند اینست که این شبیه سازیها بدلیل تنوع شرایط حاکم مثل نوع سوخت و میزان سوخت مورد استفاده، هندسه، تعداد و نوع مشعلها و بویلرها، میزان توربولانس داخل محفظه احتراق و مشعل و همچنین نوع مشکل و تنظیمات نرم افزار، قابل استفاده در تجهیزات دیگر نیست. در حقیقت برای هر

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = \quad (2)$$

$$B_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \times$$

$$\mu \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \delta_{ij} \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right] + S_i''$$

p فشار محلی، μ ویسکوزیته دینامیک، S_i'' مومنوم منابع در جهت‌های تولیدی، B_i نیروهای بدنه فعال در سیال هستند.

معادله پنجم معادله انرژی شامل ترم‌های آنتالپی است:

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i h)}{\partial x_i} = \quad (3)$$

$$\left(\frac{\partial}{\partial x_j} \right) \left(\Gamma_h \frac{\partial h}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial u_i p}{\partial x_i} \Phi + S^h$$

h آنتالپی مخصوص، Γ_h نسبت ویسکوزیته مؤثر و عدد پرانتل، Φ تابع اتلاف، S^h منبع آنتالپی تولیدی است [۶].

$$\Phi = \mu \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \delta_{ij} \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right] \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (4)$$

شبیه‌سازی فرآیندهای احتراقی آشفته غیر پیش آمیخته یک طرح مؤثر برای مدل‌سازی همزمان مخلوط و واکنش-های مربوط به اجزای شیمیایی نیاز دارد. معادله پایستگی دیفرانسیلی جزئی برای هر جزء شیمیایی چنین است:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho m_i) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i m_i) = \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_e \partial m_i}{\sigma_m \partial x_i} \right) + R_i + S_i$$

که m_i کسر جرمی جزئ شیمیایی i ام، ∂m نسبت ثابت دیفیوژن مؤثر برای جز i ام به دیفیوژنی مومنوم آشفته، R_i دبی جرمی تولیدی یا تخلیه‌شده بوسیله واکنش شیمیایی است و S_i منابع دیگر تولید جز است. یک معادله از این فرم باید برای $N-1$ جزء حل‌شود که N تعداد اجزای شیمیایی حاضر در سیستم هستند. R_i می‌تواند بوسیله قانون کنش جرم تعیین شود:

$$R_i = (v_i'' - v_i') M_i k \prod C_i^{v_i} \quad (6)$$

v_i'' ثابت استوکیومتری برای جزء i ام برای محصول و v_i' برای واکنش‌کننده است، M_i وزن مولکولی جزء i ام، k ثابت ویژه سرعت واکنش، C_i غلظت مولی جزء واکنش

لوله‌های پایین‌آورنده و توسط درام صورت می‌گیرد. تعداد ۱۸۷ عدد لوله آتش‌خوار سطح دیواره‌های بویلر را پوشانده- که وظیفه جذب گرمای شعله جهت تبدیل آب به بخار در لوله‌ها را دارند. قطر لوله‌های آتش‌خوار ۶۰ mm بوده و در فواصل ۱۰۰ mm از یکدیگر روی دیواره‌های جانبی نصب شده‌اند. ارتفاع مرکز درام تا مرکز هدرهای آتش‌خوار ۱۵ متر می‌باشد. هوای تازه جهت احتراق توسط فن‌دمنده تأمین شده و تخلیه گازهای سوخته شده توسط فن‌مکنده صورت می‌گیرد. با بکارگیری دمپرهای مختلف در مسیر هوا و گاز سوخته‌شده می‌توان فشار داخل اتاق احتراق را در محدوده مجاز تنظیم کرد که در بویلرهای مورد نظر جهت جلوگیری از تخلیه گازهای سوخته شده در محیط منفی می‌باشد. گازهای سوخته شده پس از عبور از مکنده، به دودکش با ارتفاع ۶۵ متر هدایت می‌شوند. جهت جلوگیری از اتلافات حرارتی، دیواره‌های بویلر از آجر نسوز شاموتی و دیاتومیت به ۴۰ cm پوشیده شده‌اند. همچنین با توجه به حساسیت ضخامت عملکرد بویلر و بهره‌برداری مطمئن و کیفی، بویلرها از سیستم دقیق و بروز اتوماسیون بهره می‌برند.

۳- معادلات حاکم

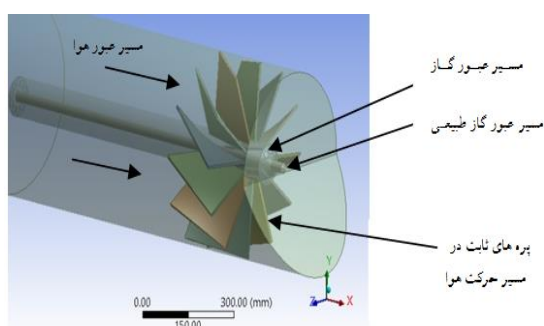
سه‌پدیده در فرآیندهای احتراقی جریان‌گازی رایج هستند: (۱). مکانیک سیالات آشفته با انتقال حرارت، گازی (۲). احتراق آشفته‌گازی (۳). انتقال انرژی تشعشعی فرض اساسی در مطالعه جریان سیال آشفته‌گازی این است که گاز می‌تواند پیوسته دیده شود یعنی فاصله بین مولکول‌های گاز و مسیر آزاد میانگین مولکول‌ها در مقایسه با ابعاد فیزیکی هندسه خیلی کوچک باشد. استنتاج ۵ معادله‌ای که مدل ریاضی گازی را تشکیل می‌دهد، جریان سیال آشفته با انتقال حرارت سه‌قانون اساسی فیزیک را به‌کار می‌گیرد ۱. بقای جرم ۲. قانون دوم نیوتن ۳. بقای انرژی اگر سیال نیوتنی باشد اولین معادله از ۵ معادله دیفرانسیل در مختصات کارتیزین معادله پیوستگی است:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = s^m \quad (1)$$

که ρ دانسیته جریان و u_i اجزای سرعت در جهت x_i و s^m منبع جرمی تولید شده بوسیله یک بنیان حجمی است. معادله دوم از معادلات سه‌گانه معادله مومنوم یا حرکت است:

بزرگی ابعاد هندسه بویلر و مشعل‌ها و همچنین سه‌بعدی بودن دامنه حل، مدل‌سازی مسئله به دو بخش تقسیم شده است. در بخش اول توزیع جریان هوا در کانال مشعل ۱ مطابق نقشه‌های کارگاهی و بصورت یک‌به‌یک مدل‌سازی و حل شده، سپس در بخش دوم نتایج آن بصورت شرط مرزی ورودی در مدل‌سازی محفظه احتراق استفاده شده است.

در شکل (۲) نمایی از هندسه مشعل که شامل مسیر عبور هوا، نازل‌های اصلی و پیلوت گاز طبیعی و پره‌های ثابت مسیر هوا نشان داده شده است. گاز طبیعی مورد استفاده بر اساس متوسط اندازه‌گیری‌های انجام شده از خطوط اصلی سراسری گاز کشوری استفاده شده است. مقدار نرمال حجمی متان در این اندازه‌گیری‌ها ۹۱٪، مقدار اتان ۲٪ و مابقی نیتروژن و گازهای بی‌اثر در احتراق است. همچنین هوای محیط با ترکیبات ۲۱٪ اکسیژن و ۷۹٪ نیتروژن و بدون ترکیبات جزئی دیگر نظیر بخار آب و دی‌اکسید کربن در نظر گرفته شده است. دمای گاز و هوای ورودی به مشعل ۷۰۰C می‌باشد.



شکل ۲- شکل هندسی مشعل

در تولید شبکه محاسباتی ملاحظات بسیاری در تطبیق دادن آن با رفتار سیال در میدان جریان انجام شده است به طوری که در مناطقی که براساس تجربه و مشاهدات میدانی تغییرات گرادیان‌ها زیاد تشخیص داده می‌شده، از مش‌بندی ریزتر و مطابق با فیزیک مسئله و رفتار سیال، صورت گرفته است.

شبکه‌بندی بکار رفته در حل کانال هوا از نوع مثلثی بوده و تعداد آن ۵۹۹۳۲۰ می‌باشد.

شبکه‌بندی بکار رفته در حل محفظه احتراق نیز از نوع مثلثی بوده و تعداد شبکه دامنه حل برای یک چهارم محفظه احتراق ۵۰۰۹۶۵۰ عدد می‌باشد که برشی از مش بندی انجام شده در اطراف لوله‌های آتش‌خوار در شکل (۳)

کننده α و ν_i ثابت استوکیومتری جزء واکنش کننده α است.

ثابت سرعت واکنش k با معادله آرنیوس اصلاح شده بیان می‌شود [۶]:

$$k = AT^\alpha \exp\left(\frac{-E}{RT}\right) \quad (7)$$

که E ، A و α پارامترهای سرعت واکنش هستند، R ثابت گاز ایده‌آل و T دما است. در نتیجه با ترکیب دو فرمول قبلی داریم:

$$R_i = (\nu_i'' - \nu_i') M_i AT^\alpha \exp\left(\frac{-E}{RT}\right) \left(\prod_i C_i^{\nu_i}\right) \quad (8)$$

میانگین زمانی این معادله می‌تواند با جانشینی مجموع مقدار متوسط و نوسانی برای هر متغیر انجام شود و سپس متغیرهای آبی به‌اجزای متوسط و نوسانی تجزیه شود. اندازه‌های مقادیر نوسانی و ثابت‌های همبستگی شناخته نشده است. در انتقال حرارت تشعشی، تمرکز اصلی بر روی توضیح فعل و انفعال‌های تشعشی بوسیله یک واسط مشترک است. این فرایند بوسیله جذب، نشر و پراکندگی انرژی تشعشی توصیف می‌شود.

جهت مطالعه کمی انتقال حرارت تشعشی در یک واسطه خاکستری مشترک معادله انتقال حرارت تشعشی برای یک سیستم حالت یکنواخت چنین بیان می‌شود:

$$\frac{dI(s, \omega)}{ds} = \quad (9)$$

$$-(\kappa + \sigma)I(s, \omega) + \kappa I_b + \frac{\sigma}{4\pi} \int_{4\pi} I(s, \omega) \Phi d\omega$$

که I شدت تشعشع است، s, ω بردارهای واحد در جهت پخش هستند. σ و κ ثابت‌های جذب و پخش محلی هستند و Φ تابع فازی استفاده شده برای توصیف طبیعت جسم پخش‌کننده است. ترم سمت چپ معادله گرادیان شدت در جهت خاص را نشان می‌دهد.

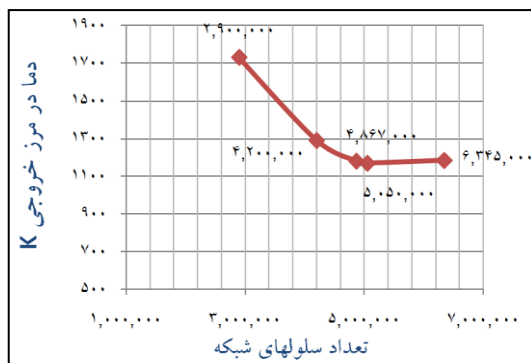
سه ترم سمت راست معادله شدت تغییرات جذب، پخش بیرونی، انتشار و پخش به درون را به ترتیب نشان می‌دهد.

[۱۲ و ۱۳]

۴- مدل‌سازی عددی

به‌منظور استفاده از حداکثر توان محاسباتی رایانه و بدلیل

^۱ wind box



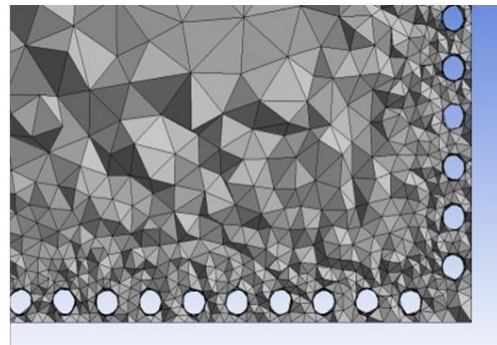
شکل ۴- اثر تعداد سلولهای شبکه بر دما در مرز خروجی بویلر

مزیت این روش دقت محاسباتی آن با توجه به پیچیدگی هندسه حاکم بر مسئله ناشی از انحنای لوله‌های آتش-خوار و تعدد آن‌ها می‌باشد. این روش قادر است تمام ضخامت لایه تشعشع کننده را پوشش داده و تشعشع از شعله به سطح و از سطح به سطح را با دقت بالا مدل کند. در عوض بدلیل زیاد بودن تعداد محاسبات وقت انجام محاسبات نسبت به سایر روش‌ها بیشتر است. همچنین با توجه به درصد بالای دی‌اکسید کربن و بخار آب در گازهای سوخته شده، برای مدل‌سازی خواص تشعشعی گازهای مؤثر در تشعشع از روش مجموع وزنی چند گاز خاکستری^۴ استفاده گردید. [۱۴ و ۱۵]

با توجه به اینکه سوخت و هوا در قبل از احتراق با هم مخلوط نشده‌اند، مدل احتراقی از نوع غیر پیش‌آمیخته^۵ است. برای مدل‌سازی فرایند احتراق از روش تابع دانسیته احتمال^۶ استفاده شده است. در این روش با تعریف پارامتر کسر جرمی^۷ سوخت بصورت نسبت جرم المان‌های محلی سوخت و مواد حاصل از احتراق و حل معادله انتقال بدست می‌آید. از عمده‌ترین برتری‌های این روش نسبت به سایر روش‌ها اینست که بر اساس قانون بقای جرم بنا شده که در تمام مسائل با شرایط مختلف، همیشه پابرجاست و لذا با ماهیت فیزیکی احتراق کاملاً منطبق می‌باشد.

برای حل میدان سرعت- فشار محفظه احتراق از روش کوپل استفاده شده است. این روش بدلیل حل همزمان معادلات ممنوم و پیوستگی و میدان فشار از قدرت همگرایی و دقت بالا برخوردار است. برای گسسته‌سازی معادلات ممنوم،

نشان داده شده است. در مجموع با بررسی گزارشات کیفیت شبکه محاسباتی از جمله کشیدگی ۱ و پیچیدگی ۲ ملاحظه می‌گردد که شبکه از کیفیت بسیار مناسبی برخوردار بوده که این امر تأثیر بسزایی در بالا بردن دقت حل و همگرایی در فلوئنت دارد.



شکل ۳- قسمتی از شبکه در اطراف لوله‌های آتش‌خوار

۵- استقلال از شبکه

در شکل (۴) استقلال شبکه بررسی شده است. همان‌گونه که مشاهده می‌شود برای شبکه‌بندی‌هایی با کمتر از ۲۹۰۰۰۰۰، جواب‌ها بصورت نوسانی و واگرا بوده و یا قابل قبول نمی‌باشند. با افزایش تعداد سلول‌ها تا حدود پنج میلیون حل عددی همگرا و نتایج به سمت مقادیر واقعی نزدیک می‌شوند. با افزایش تعداد شبکه تا حدود شش میلیون جواب‌ها تقریباً ثابت بوده است که بدلیل حجم بالای محاسبات و زمان طولانی حل عددی، از مش‌بندی با تعداد ۵۰۰۹۶۵۰ در حل محفظه احتراق استفاده شده است.

برای حل بخش اول مسئله و مدل‌سازی آشفنگی در کانال هوای مشعل، به دلیل عبور هوا از پره‌های ثابت نصب شده در مسیر آن، پروفیل مربوطه بصورت پیچشی بوده و مدل‌سازی جریان هوا از روش (RNG) $k-\epsilon$ صورت گرفته است. برای حل آشفنگی در محفظه احتراق از مدل $k-\epsilon$ دو معادله‌ای استفاده گردید.

در بررسی فرایند احتراق با توجه به تولید حرارت بسیار زیاد ناشی از سوختن گاز طبیعی در فضای محدود محفظه- احتراق مدل‌سازی دقیق تشعشع از اهمیت تعیین کننده‌ای برخوردار است. لذا برای بالا بردن دقت جواب‌ها از روش اشعه‌های منفرد^۳ استفاده گردید.

^۵ Non premixed combustion

^۶ Probability Density Function

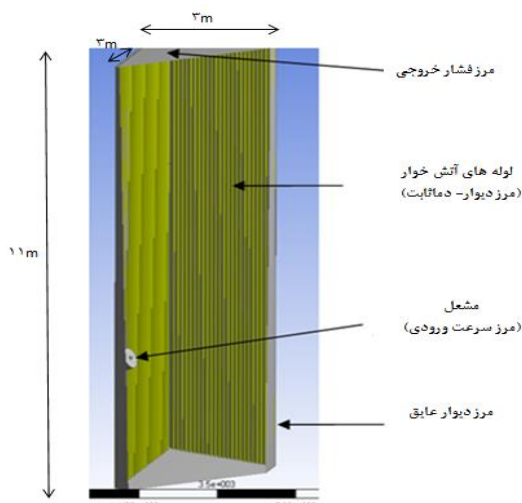
^۷ Mixture Fraction

^۱ aspect ratio

^۲ skewness

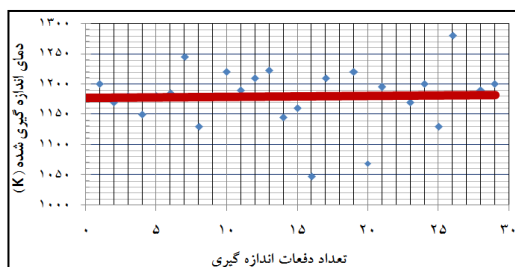
^۳ Discrete Ordinate

^۴ Weight of Sum of Gray Gas Method



شکل ۵- برشی از محفظه احتراق که به دلیل تقارن معادل یک-چهارم محفظه احتراق است.

دستگاه اندازه گیری دمای استاندارد از نوع مادون قرمز و مجهز به اشاره گر لیزری مدل Land-Cyclops - 100 L می باشد و درجه حرارت های بین ۶۰۰ تا ۱۵۰۰ درجه سلسیوس را پوشش می دهد. در شکل (۶) پراکندگی دما-های اندازه گیری شده مشاهده می گردد، متوسط خطی پراکندگی دماهای اندازه گیری شده از بویلر ۱۱۸۵ کلوین و مقدار متوسط محاسبه شده از مدل سازی عددی ۱۱۷۲ کلوین می باشد که اختلاف حدود ۱٪ را دارا می باشند. این موضوع شبیه سازی صحیح مسئله را نشان می دهد.



شکل ۶- پراکندگی دما در مشعل با زاویه ۳۰ درجه در مرز خروجی.

۸- نتایج و بحث

از مهمترین پارامترهای قابل بررسی در بویلرهای تولید بخار چگونگی توزیع گرما در داخل محفظه احتراق و بخصوص در اطراف لوله های آتش خوار است. حضور همزمان آب و حرارت در لوله های آتش خوار و از طرفی توزیع غیر یکنواخت دما و تنش های گرمایی شدید بواسطه جریان آشفته در محفظه احتراق موجب می شود که این تجهیزات

انرژی، تشعشع و جرم از روش بالادستی مرتبه دوم^۱ که دقت بالا دارد، استفاده شده است.

۶- شرایط مرزی

در مدل سازی توزیع هوا در کانال مشعل، شرط مرزی بکار رفته دبی جرمی ورودی می باشد. مقدار آن باتوجه به مقدار مصرف گاز طبیعی که برابر $5000 \text{ Nm}^3/\text{hr}$ می باشد، برابر 4.3 kg/s محاسبه می شود (با احتساب ۱۰ درصد هوای اضافی). در سمت خروج هوا از مشعل شرط مرزی بکار رفته فشار خروجی می باشد. برای دیواره ها از شرط مرزی دیوار ثابت با فرض وجود عدم لغزش بین سیال و دیوار استفاده گردیده است. در مرز خروجی هوا از مشعل مقادیر مؤلفه های سرعت بدست آمده بصورت پروفایل جهت استفاده در حل محفظه احتراق ذخیره گردید.

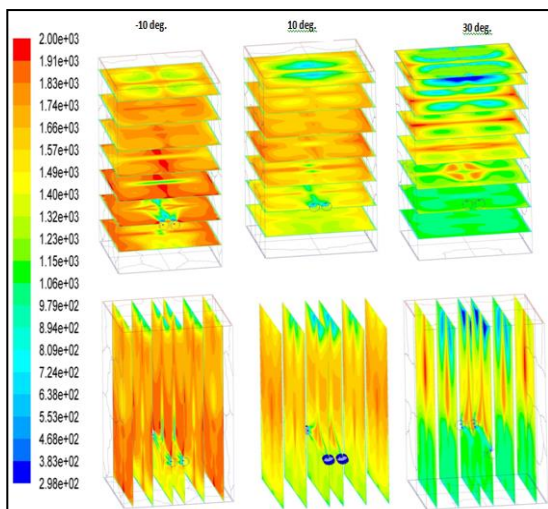
در مدل سازی محفظه احتراق برای سطوح فایروال از شرط مرزی دیوار ثابت با فرض وجود عدم لغزش بین سیال و دیوار استفاده گردیده و در قسمت تنظیمات حرارتی با توجه به تغییر فاز آب به بخار در دمای ثابت و باتوجه به اینکه ضریب انتقال حرارت جابجایی در داخل لوله ها بسیار بیشتر از خارج آن است، شرط مرزی حرارتی دیواره لوله ها دما ثابت ($T_{\text{wall}} = 270 \text{ }^\circ\text{C}$) در نظر گرفته شده است (شکل ۵).

برای سطوح خروج گاز از نازل های مشعل گاز طبیعی از شرط مرزی سرعت ورودی استفاده شده است. مقدار این سرعت براساس محاسبات انجام شده برابر 140 m/s می باشد. برای مرز خروجی محفظه احتراق شرط مرزی فشار-خروجی استفاده شده است. برای دیواره های پشت لوله های آتش خوار که از آجر نسوز با ضخامت 40 cm تشکیل شده اند، عملاً مقدار انتقال حرارت ناچیز است بنابراین شرط مرزی دیوار ثابت با فرض وجود عدم لغزش بین سیال و دیوار و شار حرارتی مساوی صفر قرار داده شده است.

۷- اعتبارسنجی

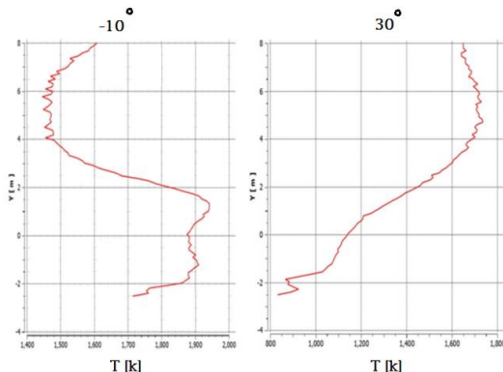
برای بررسی صحت مدل سازی عددی صورت گرفته، لازم بود دمای گازهای سوخته شده در مرز خروجی محفظه احتراق توسط دستگاه های اندازه گیری ثبت گردد. این کار از طریق دو عدد دریچه بازدید که به منظور بررسی شعله و وضعیت داخلی بویلر تعبیه شده است، انجام گردید. این دریچه ها در دیواره های مشعل ها و در ارتفاع مرز خروجی می باشند.

^۱ Second order upwind



شکل ۷- کانتور دمای محفظه احتراق بر حسب کلون در صفحات افقی و عمودی با زاویه مشعل‌ها از ۳۰ درجه تا ۱۰- درجه

همانطور که در شکل (۸) مشاهده می‌گردد، بیشینه دما در محفظه احتراق با زاویه مشعل ۱۰- درجه برابر ۱۹۵۰ کلون و در ارتفاعات ۲- تا ۲ متری اتفاق می‌افتد. اما در زاویه ۳۰ درجه بیشینه دما برابر ۱۶۶۰ کلون بوده و در ارتفاعات ۳ تا ۸ متر بوجود می‌آید. بعبارت دیگر بیشینه دما حدود ۳۰۰ درجه افزایش یافته است.



شکل ۸- درجه حرارت گازهای سوخته شده در مجاورت لوله آتش‌خوار میانی برای دو زاویه مشعل ۳۰° و ۱۰-°

شکل (۹) مسیر حرکت گازهای سوخته شده در مقطع عرضی (برش افقی) بویلر می‌باشد. مشاهده می‌گردد شعله و گازهای سوخته شده در دو ضلع مقابل محفظه احتراق پس از برخورد با یکدیگر تغییر جهت داده و بصورت چرخشی در مجاورت لوله‌های آتش‌خوار قرار می‌گیرند و گرمای خود را به لوله‌ها منتقل می‌کنند. این موضوع بخوبی اهمیت زاویه نصب مشعل و لزوم شبیه‌سازی عددی مشعل را به اثبات می‌رساند.

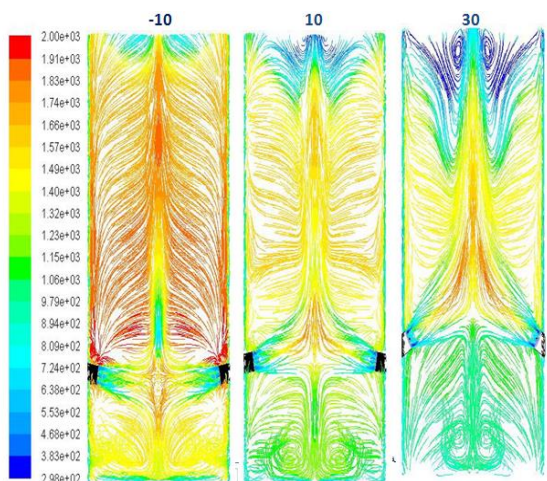
در معرض انواع مشکلات و خرابی‌ها از جمله اورهیت و ترکیدگی و همچنین تسریع خوردگی آن‌ها می‌گردد. از طرف دیگر با توجه به رشد روزافزون قیمت حامل‌های انرژی و مصرف بالای انرژی در بویلرها، هر تغییر کوچکی که افزایش راندمان بویلر را بدنبال داشته باشد تأثیر شگرفی روی هزینه سالانه آن واحد خواهد داشت.

علاوه بر آن کلیه لوله‌های مورد مصرف در نیروگاه‌ها از نوع آلیاژی بوده که با پیروسی دقیق و خاص در کشورهای خارجی تولید می‌شوند و با قیمت‌های بسیار وارد کشور می‌شوند. لذا با مدل‌سازی گرمایی دیگ بخار، بررسی توزیع دما و شناخت نقاط بحرانی می‌توان به افزایش طول عمر بویلر و بهبود عملکرد آن کمک کرده و از توقفات و تعمیرات ناشی از آن کاست.

لذا برای رسیدن به اهداف فوق با انجام مدل‌سازی عددی بویلر با مشعل نصب‌شده در زاویه ۳۰ درجه، در چهار زاویه ۲۰، ۱۰، ۰ و ۱۰- درجه هم بویلر مورد نظر تحلیل شده است. گرادیان و توزیع کلیه پارامترهای ترمودینامیکی و شیمیایی موارد ذیل از نتایج این محاسبات بوده که اهمیت و نقش پارامترهای اصلی در ذیل آورده شده است.

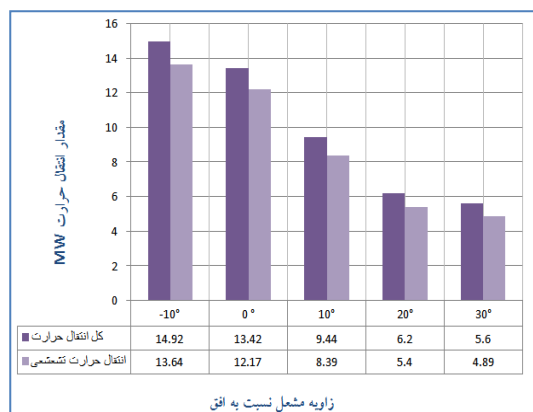
- دما در کلیه نقاط محفظه احتراق جهت بررسی نقاط بیش‌گرم و جلوگیری از اورهیت.
- سرعت در کلیه نقاط محفظه احتراق بررسی اصلاح ساختار مشعل‌ها.
- شار گرمایی جذب‌شده توسط لوله‌های آتش‌خوار جهت بررسی وضعیت منحنی جوشش آب در داخل آن‌ها و همچنین بررسی مناطقی که از شار کمینه و بیشینه برخوردار می‌باشند.
- انتقال گرمای تشعشعی به لوله‌ها و مقایسه آن با کل انتقال حرارت به لوله‌ها جهت بررسی و اصلاح مشعل و الگوی گرمایی.

در شکل (۷) کانتورهای دمای محفظه احتراق در صفحات افقی و عمودی محاسبه و ارائه شده است. برش‌های عرضی در فواصل ۱/۵ متری از یکدیگر بوده و برش‌های عمودی در فواصل ۱ متری از هم زده شده است. با بررسی کانتورهای دما ملاحظه می‌گردد با کاهش زاویه مشعل‌ها از ۳۰ درجه تا ۱۰- درجه، اولاً بیشینه دمای نقاط گرم افزایش یافته و ثانیاً از نظر مکانی به ارتفاعات پایین‌تر محفظه احتراق منتقل شده است.



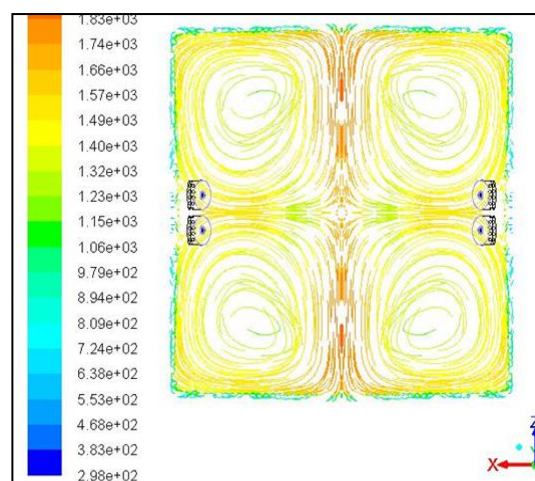
شکل ۱۰ - مسیر حرکت گازهای سوخته شده در برش عمودی گذرنده از مرکز مشعل ها رنگ شده با دمای ذرات با زاویه مشعل ها از ۳۰ درجه تا ۱۰-درجه

باتوجه به اینکه وظیفه اصلی بویلرها جذب گرمای آزاد شده- از شعله می باشد، جذب این مقدار گرما و با تغییر زاویه مشعل بسیار بر راندمان کلی بویلر تأثیرگذار است و به عبارتی با کاهش زاویه مشعل افزایش جذب حرارت در لوله های فایروال را خواهیم داشت ضمن اینکه درجه حرارت گازهای سوخته شده در مجاورت لوله ها نیز افزایش زیادی خواهد داشت طوری که با کاهش زاویه مشعل درجه حرارت متوسط محفظه احتراق تا ۳۰٪ افزایش می یابد. (شکل ۱۲)



شکل ۱۱- نرخ انتقال حرارت در لوله های فایروال

از طرف دیگر تجهیزات دیگری از قبیل سوپرهیتر، اکونومایزر و پیش گرمکن های هوا نیز در مسیر گازهای سوخته قرار- دارند که ما بقی حرارت تولیدی را جذب کرده و مانع هدر رفت گرما می شوند. در حقیقت جهت سوپر هیت کردن بخار و رسیدن به دمای بخار طراحی بایستی قسمتی از گرمای تولیدی از محفظه احتراق خارج گردد.

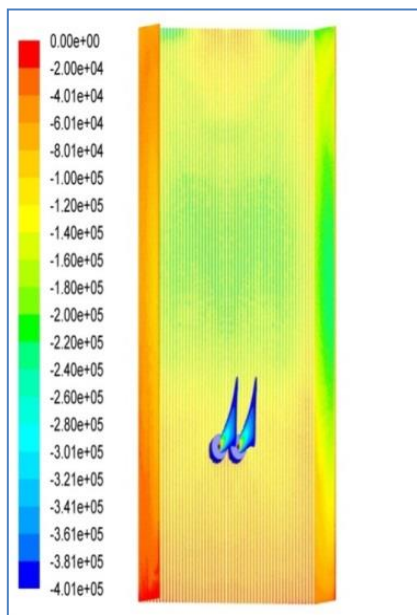


شکل ۹- مسیر حرکت گازهای سوخته شده در مقطع عرضی رنگ شده با دمای ذرات

شکل (۱۰) مسیر حرکت گازهای سوخته شده را در برش های عمودی گذرنده از مرکز مشعل ها را نشان می دهد. در حقیقت این شکل مؤید شکل (۶) بوده و نشان می دهد که ورتکس های ایجاد شده از زاویه ۱۰- به سمت ۳۰ درجه، از کف دیگ به سمت ارتفاعات بالاتر منتقل شده اند. در زاویه ۱۰- درجه اکثر گازهای سوخته شده خروجی از مشعل های مقابل پس از برخورد به همدیگر در مرکز محفظه احتراق به سمت کف آن تغییر جهت داده اند و کانون گرما در ارتفاعات پایین بوجود آمده است. با افزایش زاویه مشعل، سهم گاز- های سوخته شده ای که به ارتفاعات بالاتر منتقل می شوند بزرگتر شده و خروج گاز سوخته شده از اتاق احتراق بیشتر و جذب گرما کمتر می گردد. همچنین در شکل (۱۱) مشاهده می گردد که کل گرمای جذب شده به طور چشم- گیری کاهش داشته است. به طوری که مقدار آن در ۳۰ درجه ۵/۶ مگاوات و در ۱۰- درجه ۱۴/۹۲ مگاوات برای یک چهارم حجم کنترل می باشد.

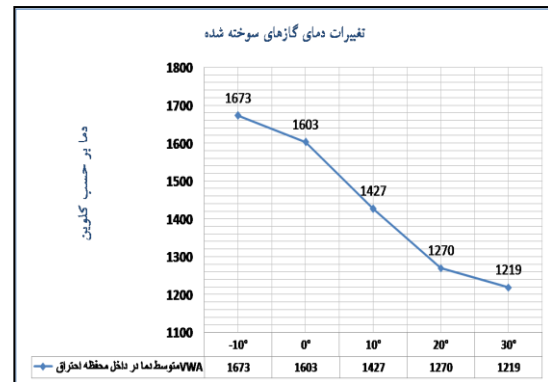
همچنین ملاحظه می گردد که سهم انتقال حرارت به روش تشعشع در حدود ۹۰ درصد کل انتقال حرارت برای زوایای مختلف مشعل است. نسبت انتقال گرمای تشعشعی به کل گرمای منتقل شده از شعله و گازهای گرم به لوله های فایروال در زاویه ۳۰ درجه ۸۷ درصد بوده که با کاهش زاویه- مشعل تا ۱۰- درجه به ۹۲ درصد افزایش یافته است، طبیعی است که ارتفاع کانون آتش با کاهش زاویه مشعل، کاهش یافته و میزان انتقال حرارت تشعشعی بیشتر می گردد.

از مهمترین پارامترهای قابل بررسی در بویلرهای تولید بخار چگونگی توزیع شار گرمایی در داخل محفظه احتراق و بخصوص در اطراف لوله‌های آتش خوار است. حضور همزمان آب و بخار در لوله‌های آتش خوار و از طرفی توزیع غیر-یکنواخت دما و همچنین گرادیان‌های گرمایی شدید بواسطه جریان آشفته در محفظه احتراق موجب می‌شود که این تجهیزات در معرض انواع مشکلات و آسیب‌ها از جمله اورهیت و ترکیدگی لوله‌ها و همچنین تسریع در نرخ خوردگی آنها باشند. در شکل (۱۴) توزیع شارحرارتی روی سطوح فایروال نشان داده شده است.



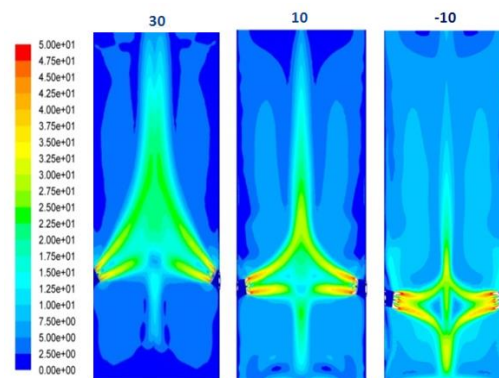
شکل ۱۴- کانتور توزیع شارحرارتی روی سطوح فایروال زاویه ۳۰ درجه بر حسب وات بر مترمربع

از نحوه توزیع دما در شکل (۸) و کانتور توزیع شار حرارتی در شکل (۱۴) روی سطوح فایروال زاویه ۳۰ درجه مشخص است که بیشترین مقدار جذب حرارت لوله‌ها در ارتفاعات حدود ۴ تا ۶ متری بالای مشعل‌ها می‌باشد. همچنین میزان جذب حرارت در این مناطق حدوداً ده برابر لوله‌های منطقه-پایین مشعل‌ها می‌باشد. بالتبع دمای جدار این لوله‌ها از سایر لوله‌های محفظه احتراق با جذب حرارتی کمتر، بالاتر- بوده و لذا بیشتر در معرض انواع آسیب‌ها می‌باشند. علاوه بر آن کلیه لوله‌های مورد مصرف در نیروگاه‌ها از نوع آلیاژی بوده که طی فرآیندهای دقیق و خاص در کشورهای خارجی تولیدشده و با قیمت‌های بسیار وارد کشور می‌شوند. لذا با مدل‌سازی گرمایی دیگ بخار و شناخت مزایا و معایب زوایای مختلف مشعل می‌توان مدل بهینه را با بررسی همه- جانبه از نظر تعمیر و نگهداری، ساخت و بهره‌برداری با



شکل ۱۲- متوسط دمای گازهای داخل محفظه احتراق در زوایای مختلف مشعل

نتیجه کاربردی که می‌توان اخذ کرد این است که با توجه به اینکه سیال داخل کلیه سطوح حرارتی محفظه احتراق در فشار ثابت می‌باشند و مسئله در شرایط پایا حل گردیده- است ضمن اینکه سیال داخل لوله در منطقه دو فازی بوده و تغییر حالت از آب به بخار در آن روی می‌دهد و این فرآیند در دمای ثابت می‌باشد. از طرف دیگر بدلیل بالا بودن ضریب انتقال حرارت جابجایی سیال داخل لوله‌ها که ناشی از جوشش آب می‌باشد، با تقریب خوبی می‌توان دمای سطح داخلی لوله را ثابت در نظر گرفت. بنابراین، به منظور افزایش انتقال حرارت از گازهای گرم به مخلوط آب و بخار داخل لوله‌ها بایستی الزاماً دمای فلز جدار لوله افزایش یابد.



شکل ۱۳- کانتور سرعت سیال بر حسب متر بر ثانیه درون

محفظه احتراق در برش عمودی گذرانده از مرکز مشعل‌ها از ۳۰ درجه تا ۱۰- درجه

شکل (۱۳) کانتور سرعت سیال درون محفظه احتراق در برش عمودی گذرانده از مرکز مشعل‌ها از ۳۰ درجه تا ۱۰- درجه را نشان می‌دهد. همان‌طور که ملاحظه می‌گردد سرعت در خروجی مشعل‌ها بیشینه بوده و برای مشعل‌ها با زوایای کمتر، اختلاط جریان باعث جریان سیال با سرعت بالاتری گردیده که این منجر به افزایش دمای محفظه- احتراق می‌گردد.

انتقال حرارت لوله‌های فایروال در زوایای مختلف بطور میانگین ۹۰ درصد می‌باشد. علاوه بر آن با کاهش زاویه مشعل درجه حرارت متوسط محفظه احتراق تا ۳۰٪ و همچنین نرخ کلی حرارت منتقل شده به لوله‌های فایروال تا ۲۷۰٪ افزایش دارد. با این حال با بررسی توزیع دما و شناخت نقاط بحرانی می‌توان به افزایش طول عمر بویلر و بهبود عملکرد آن کمک کرده و از توقفات و تعمیرات ناشی از آن کاست. همچنین شار حرارتی عبورکننده از سطح لوله های فایروال، در زوایای مختلف مشعل بدست آمد که در بررسی علل آسیب‌های مختلف این دسته از لوله‌ها استفاده می‌گردد.

کمترین تلفات انرژی بدست آورد. علاوه بر آن با بررسی توزیع خواص و شناخت نقاط بحرانی می‌توان به افزایش طول عمر بویلر و بهبود عملکرد آن کمک کرده و از توقفات و تعمیرات ناشی از آن کاست.

۹- نتیجه‌گیری

در این تحقیق مدل‌سازی محفظه احتراق بویلر تولید بخار خشک صورت گرفت که نتایج از تطابق خوبی با مقادیر واقعی برخوردار بودند مدل‌سازی برای پنج زاویه مختلف ۳۰°، ۲۰°، ۱۰°، ۰° و ۱۰°- نسبت به افق انجام گردید. با بررسی نتایج مشاهده گردید که با ثابت بودن میزان گاز مصرفی، نسبت انتقال حرارت تشعشی به کل

مراجع

- [1] J.W. Stokes, L. Holly and K.H. Mayer, "The boiler and pressure vessel code", Non-Destructive Testing, Vol. 7, No. 3, June 1974, pp. 145-151.
- [2] R. D. Bell, N.W. Rees, and K.B. Lee, "Models of Large Boiler-Turbine Plant", IFAC Proceedings Volumes, Vol. 10, No. 1, 1977, pp. 469-474.
- [3] Z. Li, J. Jing, G. Liu, Z. Chen and C. Liu, "Measurement of Gas Species, Temperatures, Char Burnout, and Wall Heat Fluxes In A 200-Mwe Lignite-Fired Boiler at Different Loads", Applied Energy, Vol. 87, No. 4, 2010, pp. 1217-1230.
- [4] M. Rahimi, S. M. Shariati and A. Khoshhal, "Investigation of Combustion and Transport Phenomena in Bistoun Power Plant Using CFD", 10th Congress of Chemical Engineering, Sistan and Baluchestan University, Sistan and Baluchestan, 2005,
- [5] B. Danon, E.-S. Cho, W. de Jong and D.J.E.M Roekaerts. "Numerical investigation of burner positioning effects in a multi-burner flameless combustion furnace", Applied Thermal Engineering, Vol. 31, No. 17, 2011, pp. 3885-3895.
- [6] Audai Hussein Al-Abbas, Jamal Naser and David Dodds. "CFD modeling of air-fired and oxy-fuel combustion in a large scale furnace at Loy Yang a brown coal power station", Fuel, Vol. 102, 2012, pp.646-665.
- [7] Moghari M., and Hosseini S. "A numerical study on thermal behavior of a D-type water-cooled steam boiler", Applied Thermal Engineering, Vol. 37, 2012, pp. 360-372.
- [8] A. V. Gil, A. S. Zavorin and A. V. Starchenko, "Numerical investigation of the combustion process for design and non-design coal in T-shaped boilers with swirl burners", Energy, Vol. 186, No.1, November 2019, 115844.
- [۹] سیدمحمدحسین مدرسی، مهرداد کاشفی و جلیل وحدتی، "شبیه‌سازی اثر پارامترهای کاری کوره و پارامترهای محیطی بر عملیات سطحی کربوراسیون گازی"، نشریه مدل‌سازی در مهندسی، دوره ۴، شماره ۱۸، پاییز ۱۳۸۸، صفحه ۵۱-۵۸
- [10] G. D. Rago, G. Rossiello, R. Dadduzio, T. Giani and V. Panebianco, "CFD analysis of a swirl stabilized coal combustion burner", Energy Procedia, Vol. 148, 2018, pp 703-711.
- [11] M. Muto, H. Watanabe and R. Kurose, "Large eddy simulation of pulverized coal combustion in multi burner system—effect of in-furnace blending method on NO emission", Advanced Powder Technology, Vol. 30, 2019, pp 3153-3162
- [12] J. Hart, A. Bhuiyan and J.Naser, "Aerodynamics of burner jet in a tangentially-fired boiler: A CFD modelling and experiment", International Journal of Thermal Sciences, Vol. 129, July 2018, pp. 238-253.
- [13] A.M. Eaton, L.D. Smoot, S.C. Hill, and C.N. Eatough, "Components, formulations, solutions, evaluation, and application of comprehensive combustion models", Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 25, No. 4, August 1999, pp. 387-436.

[14] Yin C. "Refined weighted sum of gray gas model for air fuel combustion and its impacts", Energy and Fuels, Vol. 27, No. 10, 2013, pp. 6287-6294.

[15] Pope S.B. "PDF Methods for turbulent reactive fluids", Energy and Combustion Science, Vol. 11, No. 2, 1985, 119-192.