

مدل سازی ترمودینامیکی اثرات همزمان پیش گرمایش و رقیق سازی هوای احتراق در یک بویلر تحقیقاتی

نیما امامی کیان^{۱*}، جواد امینیان^۲

۱- دانشجو کارشناسی ارشد، سیستم‌های انرژی دانشگاه شهید بهشتی تهران، تهران، n.emamikian@mail.sbu.ac.ir
۲- استادیار دانشکده مهندسی مکانیک و انرژی دانشگاه شهید بهشتی تهران، j_aminian@sbu.ac.ir

* نویسنده مخاطب

چکیده

در این مطالعه برای داشتن شرایط مطلوب عملکرد احتراقی و دستیابی به مزایای احتراق بدون شعله در بویلرهای تأسیساتی سنتی از یک سیستم تکمیلی مبتنی بر دود خروجی بویلر، مورد بررسی قرار گرفت. هدف این مقاله بررسی عوامل مؤثر در دستیابی به رژیم احتراقی بدون شعله و پیش‌بینی رفتار سیستم بویلر-رکوپراتور با تغییر هر کدام از این عوامل است؛ بدین منظور، مدل سازی سیستم گام به گام صورت گرفت. سپس آزمایش‌های تجربی بر روی پیش گرمایش و رقیق سازی هوای احتراق توسط بازگردش دود در یک بویلر پابلوت مجهز به یک مشعل پیش آمیخته سنتی به ظرفیت ۱۰۰ کیلووات با راندمان حرارتی اسمی ۷۰ درصد انجام شد و داده‌های حاصل از تست‌های آزمایشگاهی با نتایج مدل توسعه یافته اعتبار سنجی شد. نتایج حاصل از مدل حدود ۹٪ خطا، نسبت به داده‌های تجربی داشت. همچنین این نتایج نشان می‌دهد که راندمان اسمی ۷۰٪ بویلر اولیه با افزودن رکوپراتور به آن و پیش گرمایش هوا می‌تواند تا حدود ۹٪ افزایش یابد؛ همچنین برای رسیدن به خواص احتراق بدون شعله با افزودن بازگردش دود جهت رقیق سازی هوا، راندمان اسمی اولیه توانایی افزایش تا ۶٪ را داراست.

کلمات کلیدی: مدل سازی ترمودینامیکی، مجموعه بویلر-رکوپراتور، افزایش راندمان حرارتی سیستم، رقیق سازی هوا احتراق، احتراق بدون شعله

مقدمه

با برگزاری نشست مهم تغییرات آب و هوایی سازمان ملل متحد در گلاسکو، تصویری دقیقی از اینکه کشورها در انتقال به انرژی پاک تا چه حد پیشرفت کرده‌اند و هنوز چقدر باید پیش بروند، ارائه شد. چشم‌انداز مبتنی بر سیاست فعلی، نشان می‌دهد که رشد تقاضای کل سوخت فسیلی در دهه ۲۰۳۰ کاهش یافته و سپس تقاضا تا سال ۲۰۵۰ اندکی کاهش می‌یابد [۱]؛ بنابراین جهت رسیدن به اهداف تعیین شده در این نشست علاوه بر توسعه انرژی‌های تجدید پذیر، استفاده از تجهیزات با آلایندگی کمتر و راندمان بالاتر، ضروری است. در طی سه دهه گذشته در میان تکنیک‌های احتراقی مختلف، احتراق بدون شعله به دلیل صرفه جویی در انرژی، آلودگی کمتر، توزیع دمایی یکنواخت، تنش حرارتی کمتر برای مشعل‌ها، محدودیت کمتر در نوع سوخت، اندازه کوچک تر تجهیزات و کاهش صدا توجه گسترده‌ای را به خود جلب کرده است [۲] تا [۵]. گردش مجدد گاز دودکش و ایجاد دمایی داخل محفظه بیش از دمایی خود اشتعالی سوخت، اصل اساسی تشکیل احتراق بدون شعله است [۶] و [۷]. در این احتراق انتشار NO_x بدون به خطر انداختن راندمان حرارتی کاهش می‌یابد؛ همچنین دمایی بیشینه واکنش را می‌توان با افزایش بازگردش گازهای خروجی کاهش داد، اما فراتر از حد معین، منجر به احتراق ناپایدار می‌شود. به دلیل مزایای متمایز احتراق بدون شعله، تلاش‌های مختلفی برای تعیین مرزهای شرایط احتراق بدون شعله در سیستم‌های مختلف صورت گرفته است [۸]. طهماسبی زاده و سعیدی [۹] یک سیکل توربوکمپرسور که محفظه احتراق با بازگردش بخشی از گازهای خروجی از آن و پیش گرمایش هوای ورودی به این محفظه به وسیله گازهای خروجی از توربین کار می‌کند

را مدل سازی کردند. کاهش ۳۴٫۷ درصد در انتشار NO_x و بهبود ۵٫۸ درصدی باره انرژی نتایج این پژوهش بوده است. لیپاردی^۱ و همکاران [۱۰] نتایج تجربی حاوی یک سیستم احتراقی با بازگردش دود در فشار اتمسفر، برای ارزیابی تأثیر بازگردش گاز خروجی بر تشکیل NO_x و شعله‌های پیش آمیخته ارائه کردند. در این کار، اثرات ترکیبی رقیق کننده‌های N_2 ، CO_2 و H_2O در دمایی شعله ۱۸۵۰ و ۲۰۰۰ درجه کلون انجام شد و روندهای تجربی، با مکانیسم‌های ترموشیمیایی نرم افزار کمکین مقایسه گردید. نتایج نشان می‌دهد که رقیق سازی اکسیژن به دلیل بازگردش دود، سرعت شعله مرجع را کاهش می‌دهد تا شیب سرعت تشکیل NO حرارتی را کاهش دهد. در بویلرهای تأسیساتی دمایی خروجی از بویلر پایین تر از دمایی خود اشتعالی سوخت است اما خبازیان و همکاران [۱۱] در پژوهش خود نشان دادند که با پیش گرمایش هوا در مقادیر کمتر از دمایی خود اشتعالی سوخت همچنان می‌توان خواص رژیم احتراقی بدون شعله را دارا بود. در این مطالعه، اثرات پیش گرمایش و رقیق سازی هوا بر تثبیت احتراق MILD (رقیق سازی متوسط یا شدید کم اکسیژن) گاز طبیعی در بویلر ۱۰۰ کیلوواتی به صورت تجربی و عددی مورد بررسی قرار گرفت. نتایج تجربی نشان داد که تکنیک مورد استفاده برای رسیدن به ویژگی‌های مثبت احتراق بدون شعله موفق بوده. بهبود کارایی تا ۱۰٪ و انتشار کمتر NO تا ۱۳٪ کاهش داشته است. بدون نیاز به جایگزینی مشعل معمولی با نوع بدون شعله مدرن یا مقاوم سازی ساختار محفظه احتراق.

روش پیشنهادی پروژه برای افزایش راندمان بویلر سنتی با مشعل پیش آمیخته، استفاده همزمان از یک باز یاب حرارتی راندمان بالا به منظور پیش گرمایش هوا جهت افزایش راندمان و بازگردش خارجی دود (FGR) به منظور کاهش تولید آلایندگی NO_x است. استفاده از این باز یاب‌ها باعث افزایش دمایی شعله و محصولات احتراق می‌شود. نتیجه این افزایش دما، افزایش راندمان حرارتی بویلر و همچنین افزایش تولید آلایندگی‌هایی مانند NO_x است. برای جلوگیری از شرکت گاز N_2 در واکنش احتراقی به دلیل افزایش دما ذکر شده و در نتیجه کاهش تولید آلایندگی‌هایی NO_x می‌توان با بازگردش خارجی دود، اکسیژن موجود در محفظه احتراق را رقیق کرد. این بهبود کارایی بویلر بدون نیاز به تعویض مشعل صورت می‌پذیرد.

سیستم آزمایشگاهی

بخش آزمایشگاهی این پژوهش از یک بویلر ۱۰۰ کیلوواتی با راندمان اسمی ۷۰ درصد تشکیل شده است که شکل ۱ تصویر این بویلر را نشان می‌دهد. شکل ۲ نمایانگر تجهیزاتی است که برای ارتقا و اصلاح بویلر بر روی آن نصب شده است. تجهیزات نصب شده روی این بویلر عبارتند از:
۱- فضای داخل بویلر و محفظه احتراق

- ۲- شیشه‌های چشمی بویلر که می‌توان توزیع طولی شعله را در آن‌ها مشاهده کرد.
- ۳- مشعل پیش آمیخته؛ هوا و سوخت پیش از ورود به محفظه احتراق در آن مخلوط می‌شوند.
- ۴- دیواره استوانه‌ای حلقوی که محل عبور آب برای سردسازی دیواره بویلر است
- ۵- فن دمنده هوا که وظیفه تأمین دبی و فشار لازم برای هوای احتراق و محصولات احتراق را در کل سیستم دارد.
- ۶- شیشه چشمی در دیواره انتهایی بویلر.
- ۷- محل قرارگیری پرآب آنالیزر محصولات احتراق.
- ۸- رکوپراتور
- ۹- شیرهای کنترل دبی هوا، هوای پیش گرم و محصولات احتراق بازگشتی.
- ۱۰- دمپر برای تنظیم میزان بازگردش محصولات احتراق.
- ۱۱- شیر کنترل دبی محصولات احتراق.

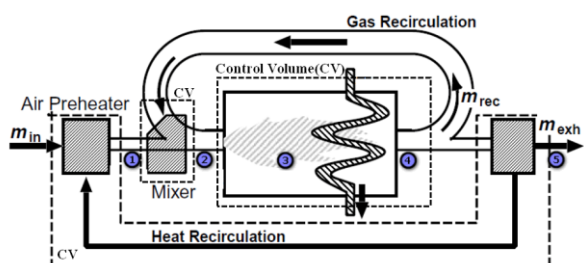
مدل سازی

در این مطالعه مدل سازی تحت دو سناریو زیر انجام شد

۱. سناریو اول: مدل مبتنی بر روابط ترمودینامیکی توسعه یافته در این مقاله
۲. سناریو دوم: مدل مبتنی بر روابط ترمودینامیکی مرجع [۱۳] که شامل برخی روابط تقریبی است.

سناریو اول

در شکل شماره ۳ شماتیک سیستم بویلر رکوپراتور در وضعیتی نشان می‌دهد که مقداری از دود به همراه هوای پیش گرم شده در میکسر مخلوط می‌گردد. در این حالت شعله کدر شده و رژیم احتراقی MILD رخ می‌دهد. جدول ۱ معرف دماهای نقاط مشخص شده در شکل ۳ را نشان می‌دهد.

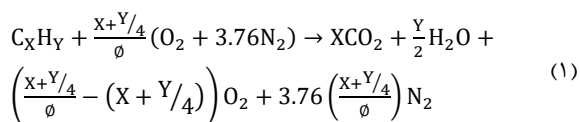


شکل ۳: شماتیک سیستم بویلر-رکوپراتور به همراه محل‌های مشخص شده برای دماهای مربوطه [۱۳]

جدول ۱: دماهای متناظر با نقاط مشخص شده در شکل ۳

شماره نقاط	دمای متناظر نقاط
1	T_{IN1}
2	T_{IN2}
3	T_{MAX}
4	T_{OUT}
5	T_{EXH}

بر اساس حجم کنترلی بویلر نشان داده شده در شکل ۳، ساده‌ترین معادلات احتراقی می‌توان بهره جست که برای یک احتراق کامل و وجود هوای اضافه عبارت است از [۱۴]



که در آن ϕ نسبت اکی‌والانس است. در صورت وجود بازگردش خارجی دود، این معادله به صورت زیر تغییر خواهد یافت [۱۵]:

$$\phi = \frac{\left(\frac{\dot{m}_{Air}}{\dot{m}_{FULE}} \right)_{STOICH}}{\left(\frac{\dot{m}_{Air}}{\dot{m}_{FULE}} \right)_{REAL}} \quad (2)$$

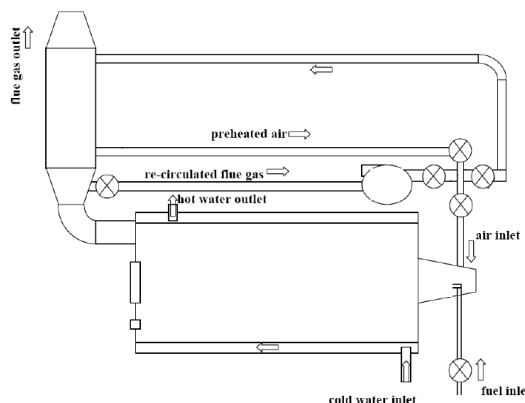
بازگردش دود در محفظه احتراق به دودسته‌ی اساسی تقسیم می‌شود:

۱. بازگردش داخلی دود



شکل ۱: بویلر آزمایشگاهی در حالت اولیه

در مجموع ۱۲ سنسور نوع k توسط ۱۲ کارت کنترل فرایند به مانیتور متصل شده‌اند تا امکان بررسی و ذخیره‌سازی اطلاعات دمایی در طول آزمایش‌های مختلف فراهم شود. ۶ سنسور در طول دیگ بخار برای ثبت دمای شعله و محصولات احتراق از ابتدا تا انتهای دیگ بخار و ۶ سنسور برای پایش دمای رکوپراتور در دو قسمت هوا (۳ سنسور) و محصولات احتراق (۳ سنسور) تعبیه شده‌اند. شکل ۱ بویلر آزمایشگاهی ارتقا داده شده را نشان می‌دهد.



شکل ۲: شماتیک بویلر آزمایشگاهی ارتقا داده شده [۱۲]

$$X_{H_2O} = \frac{2}{N_{TOT}} \quad (22)$$

$$N_{TOT} = 1 + \frac{5.52}{\phi} \quad (23)$$

قانون اول ترمودینامیک (بقای انرژی) در حالت کلی عبارت است از [۱۶]:

$$\frac{dQ}{dt} - \frac{dw_s}{dt} + \iiint \vec{B} \cdot \vec{\nu} \rho dv = \oint \left(\frac{V^2}{2} + gZ + u + \frac{P}{\rho} \right) \rho \vec{\nu} \cdot d\vec{A} + \frac{\partial}{\partial t} \iiint \left(\frac{V^2}{2} + gZ + u \right) \rho dv \quad (24)$$

که برای حجمی کنترلی بویلر (شکل ۳) می‌توان معادله را به فرم زیر ساده کرد.

$$\dot{m}_{GAS} \times (h_{REACTANTS|T_{OUT}} - h_{PRODUCTS|T_{IN2}}) \times \eta_{BOILER} + \dot{m}_{WATER} \times (h_{WATER|T_{OUTWATER}} - h_{WATER|T_{INWATER}}) = 0 \quad (25)$$

همچنین جهت تعیین دمای آدیاباتیک شعله (T_{MAX}) می‌توان زیر را حل کرد.

$$\dot{m}_{GAS} (h_{REACTANTS|T_{MAX}} - h_{PRODUCTS|T_{IN2}}) = 0 \quad (26)$$

می‌توان معادله قانون اول ترمودینامیک برای حجمی کنترلی رکوپراتور شکل ۳ را به فرم زیر ساده کرد:

$$\dot{m}_{FLUE GAS} (h_{FLUE GAS|T_{EXH}} - h_{FLUE GAS|T_{OUT}}) \times \eta_{RECU} + \dot{m}_{AIR} (h_{AIR|T_{IN1}} - h_{AIR|T_{ENV}}) = 0 \quad (27)$$

همچنین می‌توان از معادله‌های ۲۸ و ۲۹ برای محاسبه انتقال حرارت در رکوپراتور استفاده کرد و در نهایت مقدار دمای هوای پیش گرم شده را به دست آورد [۱۷] و [۱۳].

$$\dot{Q}_{RECU} = \eta_{RECU} \times C_{Pmin} \times (T_{OUT} - T_{ENV}) \quad (28)$$

$$\eta_{RECU} = \frac{\left(\frac{L \times K}{C_{Pmin} \times \dot{m}_{min}} \right)}{\left(1 + \left(\frac{L \times K}{C_{Pmin} \times \dot{m}_{min}} \right) \right)} \quad (29)$$

$$T_{IN1} = T_{ENV} + \frac{\dot{Q}_{RECU}}{C_{PFLUE GAS} \times \dot{m}_{FLUE GAS}} \quad (30)$$

با توجه به اینکه دود بازگشتی با هوای پیش گرم صرفاً مخلوط می‌گردد و واکنش‌های شیمیایی رخ نمی‌دهد بنابراین می‌توان دمای پس از اختلاط را مطابق شکل ۳، به صورت زیر نوشت:

$$T_{IN2} = \frac{\dot{m}_{FLUE GAS} \times FGR \times C_{PFLUE GAS} \times T_{OUT} + \dot{m}_{AIR} \times C_{PAIR} \times T_{IN1}}{\dot{m}_{FLUE GAS} \times FGR \times C_{PFLUE GAS} + \dot{m}_{AIR} \times C_{PAIR}} \quad (31)$$

مقادیر مربوط به گرمای ویژه و آنتالپی عناصر و سوخت از معادلات ۳۲ تا ۳۶ محاسبه می‌گردد [۱۴]. ثوابت a_1 تا a_6 در پیوست منبع شماره [۱۴] آورده شده است.

$$C_{PFEUL} = 4.184 \times (a_1 + a_2 \times \theta + a_3 \times \theta^2 + a_4 \times \theta^3 + a_5 \times \theta^4) \quad (32)$$

$$h_{FEUL} = 4184 \times \left(a_1 + \frac{a_2}{2} \times \theta + \frac{a_3}{3} \times \theta^2 + \frac{a_4}{4} \times \theta^3 + a_5 \times \theta^{-1} + a_6 \right) \quad (33)$$

$$\theta = \frac{T}{1000} \quad (34)$$

$$\frac{C_{P SPECIES}}{R} = a_1 + a_2 \times T + a_3 \times T^2 + a_4 \times T^3 + a_5 \times T^4 \quad (35)$$

۲. بازگردش خارجی دود

معادله ۳ و ۴ میزان بازگردش خارجی دود و میزان بازگردش داخلی را بیان می‌کند [۱۵]. در این مقاله در تمامی روابط از میزان بازگردش خارجی دود استفاده شده است.

$$FGR_e = \frac{\dot{m}_{RECYCLATE}}{\dot{m}_{AIR} + \dot{m}_{FUEL}} \quad 0 < FGR_e < \infty \quad (3)$$

$$FGR_i = \frac{\dot{m}_{recirculate}}{\dot{m}_{AIR} + \dot{m}_{FUEL} + \dot{m}_{recirculate}} \quad 0 < FGR_i < 1 \quad (4)$$

بنابراین معادله شماره ۱ برای یک سیستم احتراقی با بازگردش دود خارجی به صورت زیر بازنویسی می‌شود.

$$C_X H_Y + \frac{X+Y/4}{\phi} (O_2 + 3.76 N_2) + FGR \left[X CO_2 + \frac{Y}{2} H_2 O + \left(\frac{X+Y/4}{\phi} - (X + Y/4) \right) O_2 + 3.76 \left(\frac{X+Y/4}{\phi} \right) N_2 \right] \rightarrow (1 + FGR) \left[X CO_2 + \frac{Y}{2} H_2 O + \left(\frac{X+Y/4}{\phi} - (X + Y/4) \right) O_2 + 3.76 \left(\frac{X+Y/4}{\phi} \right) N_2 \right] \quad (5)$$

که با توجه به سوخت گاز طبیعی و بازگردش دود معادله ۵ به فرم زیر بر اساس کسر مولی بازنویسی می‌شود [۹]:

$$\tilde{\lambda} (CH_4) + Y_{O_2} (O_2) + Y_{N_2} (N_2) + Y_{CO_2} (CO_2) + Y_{H_2O} (H_2O) \rightarrow Z_{CO_2} (CO_2) + Z_{H_2O} (H_2O) + Z_{O_2} (O_2) + Z_{N_2} (N_2) \quad (6)$$

$$Z_{O_2} = \frac{Y_{O_2} - 2\tilde{\lambda}}{1 + \tilde{\lambda}} \quad (7)$$

$$Z_{CO_2} = \frac{Y_{CO_2} + \tilde{\lambda}}{1 + \tilde{\lambda}} \quad (8)$$

$$Z_{H_2O} = \frac{Y_{H_2O} + 2\tilde{\lambda}}{1 + \tilde{\lambda}} \quad (9)$$

$$Z_{N_2} = \frac{Y_{N_2}}{1 + \tilde{\lambda}} \quad (10)$$

که $\tilde{\lambda}$ برابر است با نسبت مول سوخت به مول هوای رقیق شده:

$$\tilde{\lambda} = \frac{\dot{m}_{FUEL}}{\dot{m}_{DA}} \times \frac{MW_{DA}}{MW_{FUEL}} \quad (11)$$

$$\dot{m}_{DA} = \dot{m}_{AIR} + FGR \times (\dot{m}_{FUEL} + \dot{m}_{AIR}) \quad (12)$$

$$MW_{DA} = Y_{O_2} \times MW_{O_2} + Y_{CO_2} \times MW_{CO_2} + Y_{N_2} \times MW_{N_2} + Y_{H_2O} \times MW_{H_2O} \quad (13)$$

همچنین مقادیر Y از معادلات زیر محاسبه می‌شود [۱۵].

$$Y_{O_2} = \frac{0.2059 + FGR \times \gamma \times X_{O_2}}{1 + \gamma \times FGR} \quad (14)$$

$$Y_{CO_2} = \frac{0.0003 + FGR \times \gamma \times X_{CO_2}}{1 + \gamma \times FGR} \quad (15)$$

$$Y_{N_2} = \frac{0.7748 + FGR \times \gamma \times X_{N_2}}{1 + \gamma \times FGR} \quad (16)$$

$$Y_{H_2O} = \frac{0.019 + FGR \times \gamma \times X_{H_2O}}{1 + \gamma \times FGR} \quad (17)$$

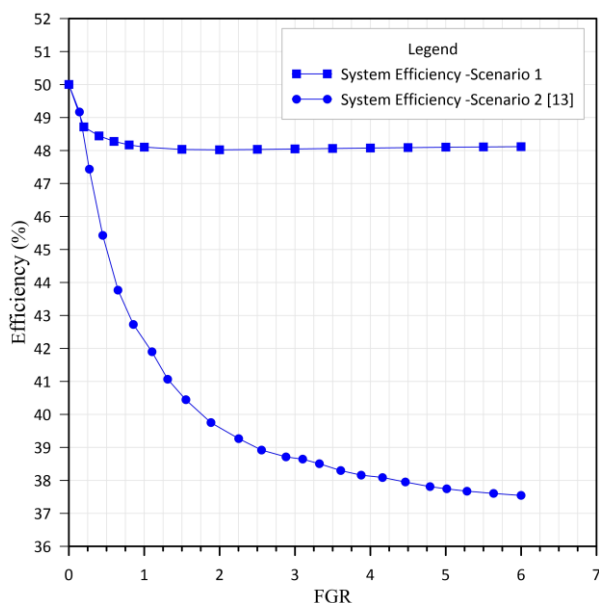
$$\gamma = 1 + \frac{21}{100} \times \frac{\psi}{(4 + \psi)(1 + \varepsilon)} \quad (18)$$

مقادیر X از معادلات زیر محاسبه می‌شود [۱۴].

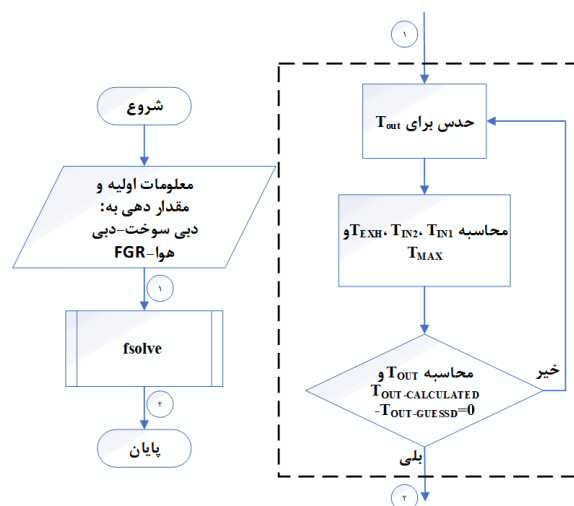
$$X_{O_2} = \frac{2 - 2 \times \phi}{\phi \times N_{TOT}} \quad (19)$$

$$X_{CO_2} = \frac{1}{N_{TOT}} \quad (20)$$

$$X_{N_2} = \frac{7.52}{\phi \times N_{TOT}} \quad (21)$$



شکل ۷: مقایسه راندمان حرارتی دو سناریو



شکل ۵: فلوچارت مدل توسعه یافته

شکل ۶ مقایسه تغییرات دماهای خروجی و بیشینه در اثر تغییرات FGR را که بر اساس داده‌های مرجع شماره [۱۳] رسم شده است، برای دو سناریو به نمایش می‌گذارد.

اعتبارسنجی مدل

با توجه به این که مدل‌ها رفتار متفاوتی از خود نشان می‌دهند می‌بایست مورد ارزیابی قرار بگیرند؛ بنابراین دقت مدل‌ها بر اساس نتایج تست‌های آزمایشگاهی مربوط به بویلر ۱۰۰ کیلوواتی معرفی شده و همچنین مثال ۲-۱۰ مرجع شماره [۱۴]، موردسنجش قرار می‌گیرد. در تست‌های آزمایشگاهی روش مدنظر، روش گام‌به‌گام برای اعتبارسنجی تک‌تک اجزا است؛ بنابراین چهار آزمایش ذیل در نظر گرفته شده است.

۱. بویلر بدون پیش‌گرمایش و بدون بازگردش دود
۲. بویلر با پیش‌گرمایش و بدون بازگردش دود
۳. بویلر با پیش‌گرمایش و با ۱۸٫۴ درصد بازگردش دود
۴. بویلر با پیش‌گرمایش و با ۲۲٫۱ درصد بازگردش دود

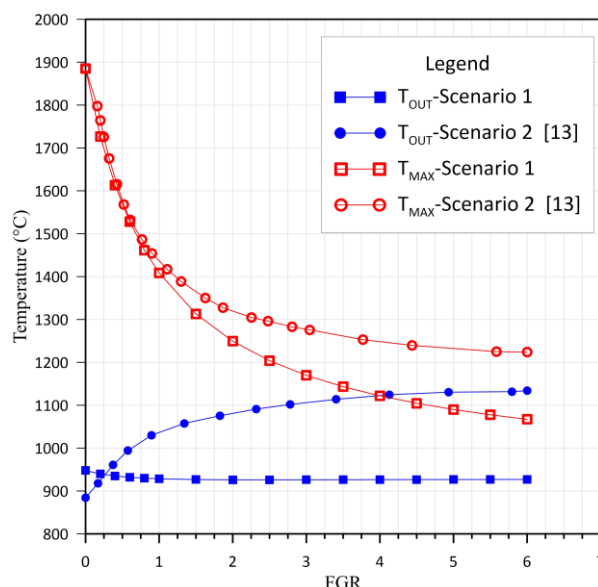
جدول ۳ داده‌های حاصل از تست‌های آزمایشگاهی را نمایش می‌دهد.

جدول ۳: داده‌های تست‌های آزمایشگاهی برای بویلر ۱۰۰ کیلوواتی

شماره تست	دبی سوخت (gr/sec)	دبی آب (lit/hr)	FGR (%)	Φ	η_{SYSTEM} (%)
1	0.6	790	0	0.81	60.8
2	0.6	790	0	0.83	64
3	0.6	795	18.4	0.9	69.2
4	0.6	795	22.1	0.96	64.4

جدول ۴ نتایج حاصل از حل مدل‌ها و اعتبارسنجی با داده‌های آزمایشگاهی را نشان می‌دهند.

در مثال ۲-۱۰ مرجع شماره [۱۴]، دمای شعله آدیاباتیک یک بویلر گازسوز در دو حالت با FGR و بدون FGR گزارش شده است. در حالت اول هوای احتراق تا ۴۰۰ درجه کلوین پیش گرم می‌شود. در حالت دوم مانند حالت اول هوای احتراق تا ۴۰۰ درجه کلوین پیش گرم می‌شود و سپس با بازگردش ۱۵٪ دود خروجی با دمای ۶۰۰ درجه کلوین رقیق می‌شود. شکل ۸ شماتیک این بویلر در حالت دوم را نشان می‌دهد.

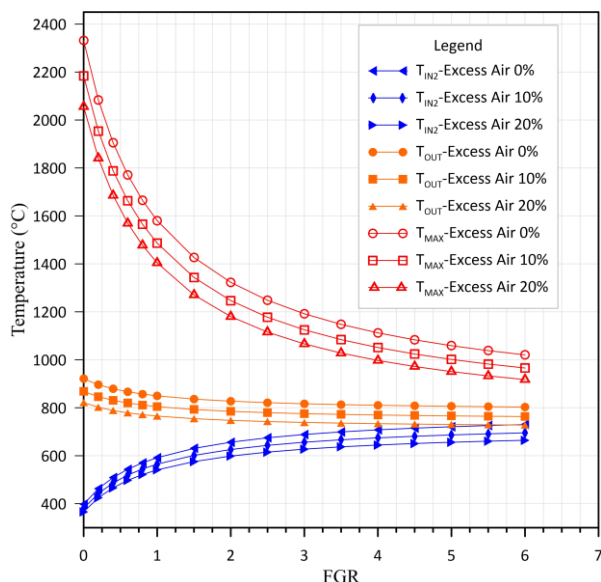


شکل ۶: مقایسه دمای خروجی و بیشینه دو سناریو

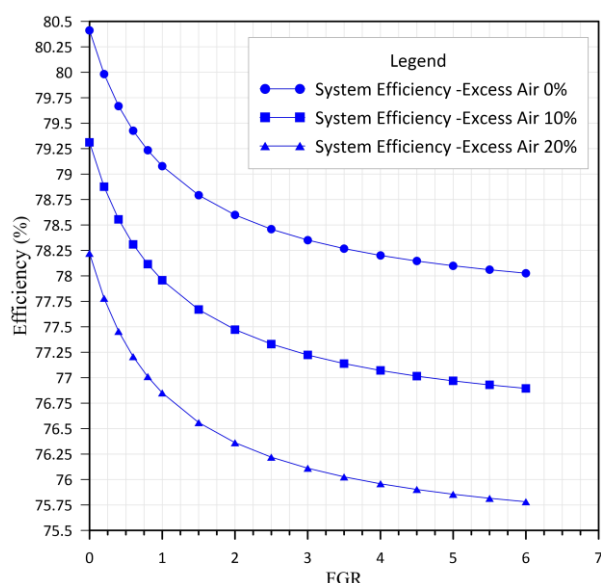
شکل ۷ مقایسه تغییرات راندمان در اثر تغییرات FGR را که بر اساس داده‌های مرجع شماره [۱۳] رسم شده است، برای دو سناریو به نمایش می‌گذارد.

هر دو مدل رفتار شبیه به یکدیگر برای دمای بیشینه و راندمان نشان می‌دهند. دمای بیشینه کاهش شدیدتری را در مدل سناریو اول از خود نشان می‌دهد درحالی‌که راندمان در این سناریو با افزایش FGR کاهش کمتری را نسبت به سناریو دوم محاسبه می‌کند.

دمای خروجی از بویلر در سناریو اول روند نزولی با شیب بسیار کمی دارد درحالی‌که در سناریو دوم این دما با افزایش FGR، افزایش می‌یابد.



شکل ۹: اثر تغییرات FGR و هوای اضافه بر روی دماهای سیستم بویلر-روکوپراتور



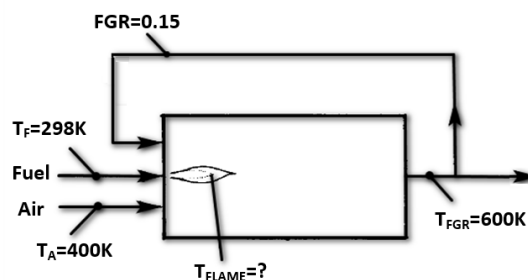
شکل ۱۰: اثر تغییرات FGR و هوای اضافه بر روی راندمان سیستم بویلر-روکوپراتور

نتایج حاصل از بررسی مدل عبارت‌اند از:

- در مقابل کاهش شدید دمای بیشینه بویلر (T_{MAX}) در اثر افزایش FGR تغییرات دمای دود خروجی (T_{OUT}) از بویلر بسیار کم است و این نشان‌دهنده این است که یک واکنش حجمی با توزیع یکنواخت‌تر دما در سراسر محفظه احتراق به‌دست‌آمده است؛ بنابراین می‌توان گفت مدل به‌درستی می‌تواند خواص احتراق بدون شعله را پیش‌بینی نماید. همچنین به‌وضوح دیده می‌شود که اثر افزایش FGR بر روی کاهش دمای بیشینه بویلر بسیار بیشتر از اثر افزایش هوای اضافه است.
- اثر هوای اضافه در کاهش دمای خروجی از بویلر بیشتر از اثر افزایش FGR بوده است به‌طوری‌که می‌توان گفت این دما تقریباً با افزایش FGR ثابت می‌ماند.

جدول ۴: مقایسه راندمان محاسبه‌شده در دو سناریو با نتایج تست‌های آزمایشگاهی

شماره تست	η آزمایشگاهی	خطا سناریو اول (%)	η سناریو اول (%)	خطا سناریو دوم (%)	η سناریو دوم (%)
1	60.8	1.79	59.71	57.32	5.72
2	64.0	8.80	69.63	70.39	9.98
3	69.2	1.05	68.47	67.55	2.38
4	64.4	6.58	68.64	67.16	4.28



شکل ۸: شماتیک مثال ۲-۱۰ مرجع شماره [۱۴] در حالت دوم

جدول ۵ نتایج حاصل از حل مدل‌ها و اعتبارسنجی با مثال ۲-۱۰ مرجع شماره [۱۴] را نشان می‌دهند.

جدول ۵: مقایسه دمای بیشینه محاسبه‌شده در دو سناریو با مثال ۲-۱۰ مرجع

[۱۴]

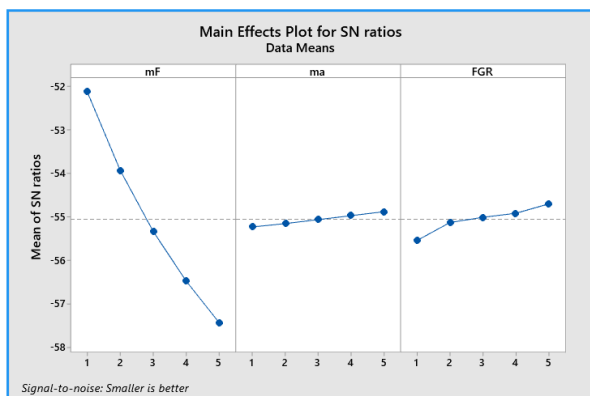
نوع شبیه‌سازی	دمای آدیاباتیک شعله بدون FGR (K)	درصد خطا (%)	دمای آدیاباتیک شعله با FGR (K)	درصد خطا (%)
منبع [۱۶]	2209.8	-	2046.5	-
سناریو اول	2274.7	2.93	2071.8	1.23
سناریو دوم	2294.0	3.81	2071.3	1.21

همان‌طور که مشاهده می‌شود سناریو اول نتایج دقیق‌تری را به نمایش می‌گذارد؛ همچنین در طی چهار تست آزمایشگاهی دمای دود خروجی تقریباً ثابت اندازه‌گیری شده است بنابراین مدل سناریو اول به‌عنوان مدل برتر انتخاب‌شده و آزمایش‌های بعدی بر روی این مدل انجام می‌گیرد. پس از تأیید شدن نتایج، با ثابت نگه‌داشتن تمامی عوامل به‌غیر از میزان هوای اضافه و FGR، اثرات تغییرات این دو عامل را بر روی وضعیت سیستم بویلر-روکوپراتور مورد بررسی قرار می‌گیرد. مقادیر دبی سوخت، دبی آب، دمای محیط، تغییرات دمای آب و راندمان بویلر و روکوپراتور برابر با شرایط آزمایشگاهی تعیین شده است. تغییرات وضعیت سیستم در شکل‌های شماره ۹ و ۱۰ آورده شده است.

جدول ۶: مقادیر پارامترهای تصمیم‌گیری در ۵ حالت مختلف

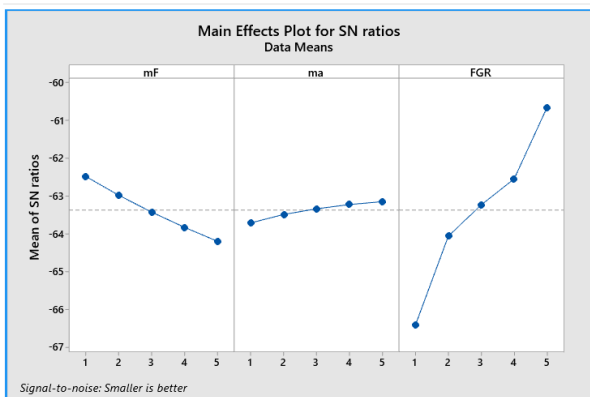
FGR	\dot{m}_{AIR} Kg/s	\dot{m}_{FUEL} Kg/s	حالات
0.00	0.57	0.029	1
0.50	0.58	0.030	2
0.75	0.59	0.031	3
1.00	0.60	0.032	4
2.00	0.61	0.033	5

Taguchi Analysis: Tout versus mF, ma, FGR



شکل ۱۱: تأثیرگذاری متغیرهای تصمیم‌گیری بر دمای دود خروجی بویلر که نشان دهنده تأثیر کم دبی هوا و FGR نسبت به دبی سوخت است.

Taguchi Analysis: Tfmax versus mF, ma, FGR



شکل ۱۲: تأثیرگذاری متغیرهای تصمیم‌گیری بر دمای بیشینه بویلر که نشان دهنده تأثیر کم دبی هوا و دبی سوخت نسبت به FGR است.

البته کاملاً بدیهی است که در کمترین مقدار سوخت و بیشترین مقدار دبی هوا و FGR، کمترین مقادیر دمایی حاصل گردد. چیزی که در مورد این آزمایش حائز اهمیت است حساسیت و تأثیرگذاری پارامترهای بهینه‌سازی بر روی توابع هدف است. هرچه میزان تغییرات در نمودارهای نسبت سیگنال به نویز بیشتر باشد حساسیت آن پارامتر تصمیم‌گیری بر روی توابع هدف بیشتر است؛ بنابراین پارامتر مؤثر بر دمای دود خروجی به ترتیب، دبی سوخت، FGR و در انتها دبی هوای ورودی است. مقادیر FGR و دبی هوا به نسبت دبی سوخت تأثیر بسیار کمتری بر روی دمای دود خروجی دارند. حال آنکه پارامترهای مؤثر برای دمای بیشینه به ترتیب FGR، دبی سوخت

- با توجه به شکل شماره ۳ در اثر افزایش FGR به دلیل افزایش دبی دود بازگشتی دمای بعد از میکسر (T_{IN2}) افزایش می‌یابد؛ اما اثر افزایش هوای اضافه به دلیل کاهش دمای هوای پیش گرم شده، بر روی این دما کاهشی است.
- اثر هر دو عامل موردبررسی بر روی راندمان سیستم کاهشی است؛ اما در اثر افزایش FGR، راندمان سیستم اثر کاهشی کمتری نسبت به افزایش میزان هوای اضافه از خود نشان می‌دهد. حتی با اعمال مقادیر بالای FGR، راندمان سیستم افزایش یافته است. راندمان در مقادیر بالاتر میزان هوای اضافه، کاهش بیشتری در اثر افزایش FGR تجربه می‌کند.

آنالیز حساسیت

سه پارامتر مهم که به‌عنوان متغیرهای تصمیم‌گیری قابلیت کنترل شرایط سیستم را به اپراتور می‌دهند عبارت‌اند از:

- دبی سوخت
- دبی هوا
- میزان FGR

در آنالیز حساسیت تأثیر تغییرات سه متغیر تصمیم‌گیری را بر روی راندمان حرارتی سیستم و تولید میزان NO_x مورد بررسی قرار می‌گیرد. به دلیل اینکه در فرمولاسیون متداول راندمان حرارتی سیستم (فرمول ۴۸) از پارامترهای دبی هوا و FGR استفاده نمی‌گردد و صورت فرمول مقدار ثابتی است نمی‌توان اثرات متغیرهای تصمیم‌گیری را بر روی راندمان دید.

$$\eta_{SYS} = \frac{\dot{Q}_{WATER}}{\dot{Q}_{FUEL}} = \frac{\dot{m}_{WATER} \times C_{P_{WATER}} \times (T_{OUT\ WATER} - T_{IN\ WATER})}{\dot{m}_{FUEL} \times LHV_{FUEL}} \quad (48)$$

از این رو می‌توان راندمان حرارتی سیستم را بر اساس تابعی از دمای خروجی بویلر انتخاب کرد. این تابع در زیر آورده شده است [۱۸].

$$\eta_{SYS}' = \frac{\dot{Q}_{FUEL} - \dot{Q}_{OUT}}{\dot{Q}_{FUEL}} = 1 - \frac{\dot{Q}_{OUT}}{\dot{Q}_{FUEL}} = 1 - \frac{\dot{m}_{FLUE\ GAS} \times C_{P_{FLUE\ GAS}} \times (T_{OUT} - T_{ENV})}{\dot{Q}_{FUEL}} \quad (49)$$

همچنین کاهش تولید NO_x در اثر کاهش دما بیشینه در سیستم رخ می‌دهد [۱۹] و [۲۰]؛ پس در آنالیز حساسیت دمای خروجی بویلر به‌عنوان پارامتر معرف راندمان سیستم و دمای بیشینه به‌عنوان پارامتر مؤثر تولید NO_x موردبررسی قرار می‌گیرند.

برای آنالیز حساسیت از نرم‌افزار Minitab استفاده شده است. در این نرم افزار از روش تاگوچی به بررسی نسبت سیگنال به نویز پارامترها پرداخته می‌شود. ۳ متغیر ورودی در ۵ مقدار متفاوت تحت ۲۵ آزمایش مختلف قرار می‌گیرد. جدول ۶ نشان‌دهنده مقادیر پارامترهای تصمیم‌گیری است.

شکل‌های ۱۱ و ۱۲ نتایج حاصل از نرم‌افزار Minitab را نشان می‌دهد. با توجه به اینکه هدف در نمودارهای SNR کمینه شدن توابع هدف است، مقادیر بالاتر SNR حالت‌های بهتر پارامترهای تصمیم‌گیری را نشان می‌دهد. با انتخاب دبی سوخت در حالت اول، دبی هوا در حالت آخر و FGR در حالت آخر، کم‌ترین مقدار دود خروجی از بویلر (به همین ترتیب برای دمای بیشینه بویلر) به دست می‌آید.

و دبی هوا است و میزان تغییرات هر کدام نشان‌دهنده میزان تأثیر آن پارامتر بر دمای پیشینه بویلر است.

جمع‌بندی و نتیجه‌گیری

در این پروژه به مدل‌سازی مجموعه بویلر-رکوپراتور بر پایه یک بویلر ۱۰۰ کیلوواتی پرداخته شده است. عوامل مؤثر بر رژیم احتراقی، راندمان و تولید آلاینده‌ها، مشخص شد. روش‌شناسی و حل مسئله که همان مدل‌سازی سیستم است به صورت گام‌به‌گام، صورت پذیرفت. اعتبارسنجی مدل با تست‌های آزمایشگاهی تحت آزمایش‌های متفاوت نتایج قابل‌قبولی را به نمایش گذاشت. پس از تأیید شدن صحت‌سنجی، به بررسی مدل توسعه‌یافته پرداخته شد. آنالیز حساسیت با استفاده از نرم‌افزار Minitab انجام شد. نتایج بررسی داده‌های حاصل از مدل، افزایش چشمگیر راندمان حرارتی سیستم را نشان داد.

نتایج این مقاله عبارت‌اند از:

- مدل توسعه‌یافته به‌خوبی می‌تواند رفتار سیستم را با درصد خطای قابل‌قبول ۹ درصد پیش‌بینی نماید.
- با افزودن FGR و مبدل حرارتی مناسب می‌توان به رژیم احتراقی بدون شعله در بویلرها با مشعل‌های معمولی دست پیدا کرد.
- بازگردش دود، هم نقش پیش‌گرمایش و هم نقش رقیق‌سازی جریان هوا را ایفا می‌کند. در مدل‌سازی همواره اثر رقیق‌سازی بازگردش دود بیشتر از اثر افزایش دما آن است، یعنی با افزایش FGR دمای پیشینه و راندمان نسبت به حالت بدون بازگردش دود کاهش می‌یابد.
- بویلر اولیه راندمان اسمی ۷۰٪ را دارد؛ درحالی‌که سیستم بویلر-رکوپراتور در حالت بدون بازگردش دود راندمانی در حدود ۷۹ درصد و در حالت بازگردش دود ۷۶ درصد خواهد داشت.

فهرست علائم

T	دما، K
MW	جرم مولکولی، mol
FGR	میزان بازگردش خارجی،
X	نسبت مولی عناصر دود خروجی در حالت بدون بازگردش دود، ض
Y	نسبت مولی عناصر واکنش‌دهنده در حالت بازگردش دود،
Z	نسبت مولی عناصر دود خروجی در حالت بازگردش دود،
L	طول، m
K	ضریب انتقال حرارت، W/mK
c_p	گرمای ویژه در فشار ثابت، J/gK
\dot{m}	دبی، g/s
h	آنتالپی، J/kmol
LHV	ارزش حرارتی پایین، W/g
\dot{Q}	نرخ انتقال حرارت، W
R	ثابت جهانی گاز، J/molK
f	نسبت انتقال حرارت جابه‌جایی و تشعشعی،
r	تابع از نسبت دمای ماده گرم شونده و دمای گاز،
H	ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی، W/m ² K
SNR	نسبت سیگنال به نویز،
\emptyset	فهرست علائم یونانی نسبت اکی‌والانس

γ	نسبت مولی دود خروجی به هوای ورودی
ψ	نسبت هیدروژن به کربن سوخت
ε	میزان هوای اضافه، %
η	راندمان، %
θ	عدد بی‌بعد دما،
α	کارایی مسیر بازگشت دود،
σ	ثابت استفان بولتزمن، W/m ² K ⁴
φ_{CG}	ضریب کلی جذب، زیرنویس‌ها
H2O	عنصر آب
CO2	عنصر کربن‌دی‌اکسید
N2	عنصر نیتروژن
O2	عنصر اکسیژن
TOT	کل
IN1	ورودی میکسر
IN2	ورودی بویلر
IN WATER	آب ورودی
OUT WATER	آب خروجی
WATER	آب
FEUL	سوخت
FLUE GAS	دود احتراق
OUT LOSS	خروجی از دست رفته
i	داخلی
e	خارجی
GAS	مخلوط هوا و دود خروجی
EXH	دود خروجی از رکوپراتور
ENV	محیط
BOILER	بویلر
RECU	رکوپراتور
AIR	هوا
RAD	انتقال حرارت تشعشعی
CONV	انتقال حرارت جابه‌جایی
'	بالانویس‌ها حالت ثانویه بالانویس‌ها

مراجع

- 1- International Energy Agency., 2021, "World Energy Outlook 2021," International Energy Agency.
- 2- Webera, R., Guptab, A. K. and Mochida, S., 2020, "High temperature air combustion (HiTAC): How it all started for applications in industrial furnaces and future prospects," *Applied Energy*, vol. 278, 115551.
- 3- Gupta, A. K., 2004, "Thermal Characteristics of Gaseous Fuel Flames Using High Temperature Air," *journal of engineering for Gas Turbines Power*, vol. 126, 1, 9-19.
- 4- Cavalierea, A., de Joannonb, M., "Mild Combustion, 2004," *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 30, 329-366.

rate chemistry for MILD combustion," *Fuel*, vol. 165, 123-133.

5- Herrera, B. A., Colorado, A. F. and Amell, A. A., 2010, "Performance of a Flameless combustion furnace using biogas and natural gas," *Bioresource Technology*, vol. 101, 7, 2443-2449.

6- Xin, F., Kumar, A., Huang, Y., Chan, S., Ruan C., Sai, G. and Fan, X., 2017, "Flameless combustion with liquid fuel: A review focusing on fundamentals and gas turbine application," *Applied Energy*, vol. 193, 28-51.

7- Dally, B. B., Riesmeier, E. and Peters, N., 2004, "Effect of fuel mixture on moderate and intense low oxygen dilution combustion," *Combustion and Flame*, vol. 137, 4, 418-431.

8- Xing, F., Kumar, A., Huang, Y., Chan, S., Ruan, C., Gu, S. and Fan, X., 2017, "Flameless combustion with liquid fuel: A review focusing on fundamentals and gas turbine application," *Applied Energy*, 193, 28-51.

9- Tahmasebzadehbaie, M., Sayyaadi, H., "Efficiency enhancement and NOx emission reduction of a turbo-compressor gas engine by mass and heat recirculations of flue gases, 2016, " *Applied Thermal Engineering*, vol. 99, 661-671.

10- Lipardi, A. C. A., Versailles, P., Watson, G. M. G., Bourque, G. and Bergthorson, J. M., 2017, "Experimental and numerical study on NOx formation in CH4-air mixtures diluted with exhaust gas components", *Combustion and Flame*, vol. 179, 325-337.

11- Khabbazian, G., Aminian, J. and Haghighi Khoshkhou, R., "Experimental and numerical investigation of MILD combustion in a pilot-scale water heater, 2022, " *Energy*, vol. 239, 121888.

۱۲- خبازیان، ق. حقیقی خوشخو، ر. و امینیان، ج. ۱۳۹۸، " پیاده‌سازی و تحلیل اقتصادی احتراق بدون شعله در یک دیگ بخار آزمایشگاهی. " دوره دوازدهم نشریه علمی - پژوهشی سوخت و احتراق.

13- Tsuji, H., Gupta, A. K., Hasegawa, T., Katsuki, M., Kishimoto, K. and Morita, M., 2003, High temperature Air Combustion: From Energy Conservation.

14- Turns, S. R., AN INTRODUCTION TO COMBUSTION, McGraw-Hill, Third Edition.

15- Colannino, J., 2006, Modeling Of Combustion Systems: A Practical Approach, Taylor & Francis Group.

16- Sonntag, R. E., Borgnakke, C. and Wylen, V., Fundamentals of Thermodynamics.

17- Kakac, S., Liu, H. and Pramuanjaroenkij, A., 2012, Heat exchangers: selection, rating, and thermal design, CRC press.

18- Yu, B., Kum S. M., Lee, C.-E. and Seungro, L., 2013, "Combustion characteristics and thermal efficiency for premixed porous-media types of burners," *Energy*, 53, 343-350.

19- Fortunato, V., Mosca, G., Lupantb, D. and Parente, A., 2018, "Validation of a reduced NO formation mechanism on a flameless furnace fed with H2-enriched low calorific value fuels," *Applied Thermal Engineering*, vol. 144, 877-889.

20- Aminian, J., Galletti, C. and Tognotti, L., 2016, "Extended EDC local extinction model accounting finite-