

شبیه سازی عددی میدان های جریان و دما در محفظه احتراق توربین گاز V94.2

چکیده: در این پژوهش محفظه احتراق توربین گاز V94.2 از خروجی کمپرسور تا خروجی محفظه احتراق با استفاده از نرم افزار Ansys CFX شبیه سازی شده است. از آنجایی که این محفظه احتراق دارای ۸ عدد مشعل بوده که بطور متقارن روی محفظه احتراق قرار گرفته اند، برای کاهش هزینه های سنگین اجرا و زمان یک هشتم محفظه احتراق مدل سازی شده است. برای مدل سازی اغتشاشی از مدل دو معادله ای $k-\epsilon$ قابل اجرا و تشعشعی از مدل P-1 استفاده شده است. نتایج نشان داده است که احتراق تنها با استفاده از مدل اتلاف گردابه ای eddy dissipation تشکیل شده است. پس از استقلال حل از شبکه با مقایسه دمای خروجی محفظه حاصل از حل عددی و نتایج تجربی، تطابق خوبی بین این دو نتیجه مشاهده شد. حداکثر خطای حاصل از تحلیل کمتر از ۹ درصد بدست آمده است. با بررسی تغییرات فشار هوای ورودی محفظه احتراق روی میدان های جریان و دما مشخص گردید که افزایش فشار هوای ورودی کمپرسور تا حد ۱۲ bar باعث خاموش شدن محفظه احتراق می شود. در نهایت با تغییر دمای ورودی سوخت مشخص گردید که با افزایش دمای سوخت گاز پروفیل دمای خروجی یکنواخت تر شده و میزان آلودگی نیز کاهش می یابد.

واژه های راهنما: شبیه سازی عددی، محفظه احتراق، توربین گاز V94.2، میدان های جریان و دما

صادق نیکبخت
ناصر آباد

استادیار،
گروه مهندسی انرژی،
دانشکده نفت و گاز گچساران،
دانشگاه یاسوج، گچساران

محمد رضا علیگودرز*

دانشیار،
دانشکده مهندسی مکانیک،
دانشگاه تربیت دبیر
شهید رجایی،
تهران

مقاله علمی پژوهشی
دریافت: ۱۴۰۴/۰۵/۱۶
بازنگری: ۱۴۰۴/۰۷/۱۳
پذیرش: ۱۴۰۴/۰۷/۲۸

**Sadegh Nikbakht
Naserabad**

Assistant Professor,
Energy Engineering
Department, Faculty of
Gas and Petroleum,
Yasouj University,
Gachsaran

**Mohammad Reza
Aligoodarz***

Associate Professor,
Department of Mechanical
Engineering, Shahid
Rajaei Teacher Training
University,
Tehran

Numerical simulation of flow and temperature fields in the V94.2 gas turbine combustion chamber

Abstract: In this study, the V94.2 gas turbine combustor has been simulated from the compressor outlet to the combustion chamber outlet using Ansys CFX software. Since this combustion chamber has eight flames that are symmetrically placed, one-eighth of the combustion chamber has been modeled to reduce the heavy implementation costs and time. The realizable $k-\epsilon$ two-equation model and P-1 models were used for turbulence and radiation modeling, respectively. The results showed that combustion was formed only using the eddy dissipation model. After verifying the independence of the mesh run, a good agreement has been seen between numerical and experimental data. The maximum error obtained from the analysis was less than 9%. By examining the changes in the combustion chamber inlet air pressure on the flow and temperature fields, it was determined that increasing the compressor outlet air pressure to 12 bar causes the combustion chamber to shut down. Finally, by adjusting the fuel inlet temperature, it was determined that increasing the fuel temperature results in a more uniform gas profile outlet temperature and a reduction in pollution level.

Keywords: Numerical simulation, Combustion chamber, V94.2 gas turbine, Flow and temperature fields

۱- مقدمه

داند. در این تحقیق از نرم‌افزارهای Gambit و Fluent برای مدل‌سازی و تحلیل هندسه با ۲۹۴۶۲۶۸ مش استفاده شده است [۴]. تحقیق حاضر برای دستیابی به دقت بیشتر از ۳۳۰۰۰۰۰ مش در نرم‌افزار Ansys-CFX با شرط مرزی متفاوت استفاده نموده است. علاوه بر این نقاط بحرانی دما و فشار و شرایط کنترل آلودگی در این مقاله مورد ارزیابی قرار گرفته است. حاتمی و مقیمان محفظه احتراقی مشابه مدل ارائه شده توسط واتانیب و ساوا [۵] را با دو سوخت گازوئیل و متان مدل‌سازی و تحلیل نمودند. نتایج نشان داده است که ماکزیمم دما و فشار سوخت متان به ترتیب ۸/۳۳ و ۳۱ درصد نسبت به ماکزیمم دما و فشار سوخت گازوئیل کاهش یافته است. همچنین در سوخت متان ماکزیمم مقدار NOx تولیدی و حجم دوده خروجی به محیط به‌طور چشمگیری کاهش یافته است [۶]. آدامو و همکاران، طراحی، شبیه‌سازی و اعتبارسنجی محفظه‌های احتراق یک میکروتوربین گاز دمای بالا را انجام دادند. نتایج نشان داده است که طرح جدید محفظه احتراق منجر به کاهش قابل توجه انتشار آلاینده‌ها، به ترتیب تا ۷۵ و ۴۰ درصدی در اکسیدهای نیتروژن و مونوکسیدهای کربن شده است [۷]. چن و همکاران مشخصات میدان جریان احتراق توربین گاز صنعتی تحت شرایط مختلف اختلاط سوخت را به صورت عددی با استفاده از مدل SST k- ω بررسی نمودند. برای دستیابی به انتشار NO کم، دمای خروجی یکنواخت و اطمینان از عملکرد ایمن و طولانی مدت توربین گاز، نسبت ترکیب سوخت ۰/۳ تا ۰/۳۵ توصیه می‌شود [۸]. زونگ و همکاران تأثیر تنظیمات هوای احتراق بر ویژگی‌های احتراق و میزان انتشارات آلاینده‌های یک میکرو توربین گاز را مورد ارزیابی قرار دادند [۹]. یانگ و همکاران تأثیر نوع ساختار محفظه‌ی احتراق را بر ویژگی‌های احتراق یک محفظه‌ی توربین هوا-گاز مورد بررسی قرار دادند. نتایج نشان می‌دهد که نازل نصب شده بر روی دیواره خارجی لوله شعله، با توجه به مزایای اختلاط سوخت/هوا و عملکرد احتراق برای این نوع محفظه‌ی احتراق، بهتر از نازل نصب شده بر روی سر محفظه است [۱۰]. گرشاسبی و تحسینی اثر فشار بر عملکرد محفظه‌ی احتراق یک توربین SGT-100 را بررسی نمودند. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش فشار مشخصه‌های شعله تغییر چندانی ندارند. همچنین آلاینده NOx در فشارهای بالاتر افزایش می‌یابد [۱۱]. ایلباس با در نظر گرفتن تشعشع، احتراق غیر پیش مخلوط متان و اکسیژن را در محفظه احتراق بررسی نمود. وی در پژوهش خود به مقایسه مدل‌های تشعشعی P-1 و DTRM نیز پرداخته است. استفاده از هر دو مدل تابشی باعث ایجاد اختلاف دمایی در تمام سطوح پایین‌تر برای تمام ترکیبات سوخت در مقایسه با نتایج

امروزه برای تولید برق و به حرکت در آوردن کمپرسورها در ایستگاه‌های تقویت فشار گاز، توربین‌های گازی نقش مهمی را ایفا می‌کنند. محفظه احتراق به‌عنوان یکی از مهمترین قسمت‌های توربین گاز از دو جنبه اقتصادی و زیست محیطی قابل بررسی است. جنبه اقتصادی شامل راندمان و طول عمر است و جنبه زیست محیطی نیز شامل آلودگی هوا می‌باشد. آلودگی هوا در توربین‌های گازی ناشی از احتراق در محفظه احتراق است. موضوعی که بسیار حائز اهمیت است وجود تعداد زیادی از واحدهای توربین گاز V94.2 در ایران می‌باشد که بر اهمیت این تحقیق افزوده است. یکی از قسمت‌های بسیار مهم و پیچیده توربین گاز محفظه احتراق آن است. این پیچیدگی‌ها ناشی از هندسه پیچیده و وجود همزمان احتراق، جریان‌های اغتشاشی، انتقال حرارت تشعشعی، جابجایی، هدایت و انتقال جرم می‌باشد که برای بررسی میدان‌های جریان و دما با این پیچیدگی نیازمند مدل‌سازی سه بعدی است. امروزه با استفاده از CFD می‌توان به این امر مهم دست یافت. با انجام این تحقیق می‌توان نحوه خنک کاری دیواره محفظه و نحوه کنترل دمای شعله جهت کاهش آلودگی و نحوه ترکیب سوخت و هوا را به‌طور کامل و دقیق بررسی کرد.

کارهای مختلفی در سطوح متفاوت بر روی محفظه احتراق توربین گاز انجام شده است. رسولی و همکاران ترکیب کد یک-بعدی و CFD را جهت بدست آوردن منحنی عملکرد مناسب برای کد یک‌بعدی، صفر بعدی با شرایط طراحی و خارج از طراحی و کد سیکل دینامیکی انجام دادند. هدف تولید این کد امکان تحلیل سریع محفظه احتراق در شرایط عملکردی مختلف و رسیدن به خروجی‌های مورد نیاز است [۱]. در مقاله‌ای دیگر دیجوبجای و همکاران از مدل دینامیک سیالات محاسباتی برای رفع مشکل سوختگی محفظه احتراق در ناحیه رقیق‌سازی استفاده نمودند و به این نتیجه رسیدند که این مشکل به علت طراحی نامناسب سوراخ‌های خنک‌کاری در قسمت رقیق‌سازی به وجود آمده است [۲].

احمدیان حسینی و همکاران با استفاده از تحلیل دینامیک سیالات محاسباتی اثر میزان چرخش را روی رفتار دینامیک جریان در شعله دیفیوژن یک محفظه احتراق توربین گاز بررسی نمودند [۳]. نتایج این تحقیق نشان داد که افزایش عدد چرخش هوای ورودی موجب افزایش راندمان تابش شار و کاهش آلاینده‌ی NOx شده است. آزادی و همکاران شبیه‌سازی محفظه احتراق را برای ساده‌سازی نیمی از سوراخ‌های خنک‌کاری انجام

به کمیت‌های جریان متوسط و بالاخص گرادیان‌های موجود در جریان متوسط می‌باشد.

روش لزجت گردابه‌ای یک روش مستقیم برای بررسی معادله مومنتم است. با وجود دقت قابل قبول آن، تنها دارای یک نوع خروجی یعنی سرعت و برش اغتشاشی می‌باشد و نمی‌تواند انرژی اغتشاش یا مؤلفه‌های نوسانی را محاسبه کند. مدل‌های صفر، یک و دو معادله‌ای با استفاده از این مفهوم و با افزودن معادلات دیگر ایجاد شده‌اند. در اینجا از روش دو معادله‌ای استفاده شده است. مدلی شامل انرژی جنبشی اغتشاش، به همراه یک مدل برای افت انرژی ϵ ، مقیاس طولی اغتشاش L یا نوسانات چرخش ω می‌باشد. مدل‌های دو معادله‌ای به‌عنوان زیربنای بسیاری از تحقیقات مربوط به مدل‌سازی جریانات آشفتنه، بالاخص در سالیان اخیر بسیار مورد توجه قرار گرفته‌اند. ساده‌ترین مدل‌های کامل آشفتگی (که در عین قابلیت‌های بالا، دارای معادلات نسبتاً ساده‌ای نیز می‌باشند) مدل‌های دو معادله‌ای هستند که در آنها حل دو معادله انتقال جداگانه باعث تعیین شدن مقیاس سرعت آشفتگی و مقیاس طول آشفتگی به‌طور مستقل می‌شوند.

مدل آشفتگی در مشخص کردن طول شعله و ناحیه بازچرخش بسیار مهم است و از آنجای اغلب محفظه‌های احتراق پیش مخلوط سوپرلر دارند، بنابراین مدل اغتشاشی پارامتر بسیار حساسی است. اصولاً مدل‌های اغتشاشی به دو دسته کلی تقسیم می‌شوند: LES^1 و $RANS^2$ که مدل LES بسیار دقیق‌تر و قابل اطمینان‌تر می‌باشد، ولی بسیار زمان‌بر است. از جمله مدل‌های رایج در صنعت برای مدل‌سازی اغتشاشی، می‌توان به مدل‌های $k-\epsilon$ و RSM^3 اشاره نمود. در سوپرلرها مدل $realizable k-\epsilon$ بهتر از مدل RSM عمل می‌نماید. از آنجایی که مدل $k-\epsilon$ $realizable$ با نتایج آزمایشگاهی تطابق خوبی دارد [۱]، برای پیش‌بینی جریان اغتشاشی این مدل بسیار مناسب است.

در مدل‌های $k-\epsilon$ میدان آشفتنه بر حسب دو متغیر بیان می‌شود:

- انرژی جنبشی جریان آشفتنه
- نرخ افت انرژی اغتشاش

در این مدل، معادلات پیوستگی و مومنتم به صورت زیر بیان می‌شوند [۱۶-۱۹].

معادله پیوستگی:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

به‌دست‌آمده با استفاده از مدل بدون تابش شده است [۱۲]. در تحقیق دیگر کونگ و همکاران شبیه‌سازی عددی محفظه احتراق یک توربین گاز را با استفاده از سوخت متان هوای تهویه انجام دادند. نتایج نشان می‌دهد که عواملی مانند فشار ورودی، دما و ترکیب توربین‌های گازی بر احتراق و انتشار آلاینده‌ها تأثیر دارند [۱۳]. وانگ و همکاران با استفاده از مدل‌های آشفتگی $k-SST$ ، ω ، مدل احتراقی غیر مخلوط و مدل تشعشع $P-1$ محفظه احتراق یک توربین گاز را مورد بررسی قرار دادند. نتایج نشان می‌دهد که نقطه داغ در خروجی محفظه احتراق باعث ایجاد شوک حرارتی قوی‌تر به پایین‌دست پره راهنمای مرحله اول فشار بالا در طول فرآیند می‌شود [۱۴]. قمری و همکاران دقت مدل‌های آشفتگی $k-\epsilon$ و $k-\omega$ را در شبیه‌سازی محفظه احتراق بدون شعله به صورت عددی بررسی نمودند. نتایج نشان می‌دهد بیشترین خطا در مدل منتر-لچنر نسبت به نتایج آزمایشگاهی برابر با ۵ درصد است در حالی که در مدل $k-\omega$ SST بیشترین خطا برابر ۱۴ درصد است که بدترین نتایج را نسبت به سایر مدل‌های بررسی شده دارد [۱۵].

در این مقاله قطاع یک هشتم از محفظه احتراق توربین گاز V94.2 با ۳۳۰۰۰۰۰ مش در نرم‌افزار Ansys-CFX مدل‌سازی و تحلیل شده است. با هدف دستیابی به نتایج واقعی و قرار داشتن سوراخ‌های خنک‌کاری روی مرز سمت راست به جای شرط مرزی پرئودیک، در تحقیق حاضر از شرط مرزی متقارن استفاده شده است. در این مقاله نقاط بحرانی فشار و دما، شرایط یکنواختی دما و کاهش میزان NO_x در محفظه احتراق تعیین گردید. نحوه خنک‌کاری دیواره محفظه احتراق بر اساس نقاط بحرانی نیز مورد مطالعه قرار گرفته است. در نهایت اثر تغییر فشار و دمای هوای ورودی روی میدان جریان و دما، یکنواختی پروفیل دمای خروجی و آلودگی NO_x بررسی گردید.

۲- معادلات حاکم جهت شبیه‌سازی محفظه احتراق

جهت تحلیل رفتار جریان برای تمام جریان‌ها، معادلات بقای جرم و مومنتم حل می‌شود. برای جریان‌های تراکم‌پذیر یا جریان‌های شامل انتقال حرارت، معادلات بقای انرژی نیز حل می‌گردند. هنگامی که جریان مغشوش باشد باید از معادلات مدل‌سازی اغتشاش استفاده نمود. هدف از مدل‌سازی جریانات آشفتنه تعیین ترم‌هایی از قبیل تنش رینولدز، شار جرمی آشفتنه و یا شار حرارتی آشفتنه با استفاده از ارتباط دادن مقادیر کمیت‌های مزبور

³ Reynolds Stress Model

¹ Large Eddy Simulation

² Reynolds Averaged Navier Stokes

معادله مومنتم:

نرم‌افزار CFX شامل مدل‌های است که با آنها می‌توان جریان‌های که شامل احتراق است را نیز مدل‌سازی کرد. به‌طور کلی نرم‌افزار CFX شامل مدل‌های احتراقی زیر است:

- Eddy dissipation model (EDM)
- Finite rate chemistry (FRC)
- Combined EDM/FRC
- Laminar flamelet model

مدل eddy dissipation برای محدوده وسیعی از جریان‌های اغتشاشی که دارای احتراق نیز هستند استفاده می‌شود. این مدل شعله‌های پیش‌مخلوط و دیفیوژنی را نیز پوشش می‌دهد. به‌دلیل سادگی و قوی بودن در پیش‌بینی جریان‌های اغتشاشی احتراقی از این مدل به‌طور وسیع در مدل‌سازی شعله‌های صنعتی استفاده می‌شود. تمامی مدل‌های احتراقی در CFX از معادله انتقالی زیر استفاده می‌کنند [۲۳]:

$$\frac{\partial(\rho y_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j y_i)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_{eff} \frac{\partial y_i}{\partial x_j} \right] + S_i \quad (۸)$$

تمام معادله انتقال تشعشع بر اساس راهنمای Ansys-CFX استخراج شده است [۲۴]. برای یک محیط جاذب، ناشر و پخش کننده در موقعیت Γ و جهت S به‌صورت زیر است:

$$\frac{dI(r,s)}{ds} + (a + \sigma_s)I(r,s) = an^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(r,s') \phi(s,s') d\Omega' \quad (۹)$$

شدت تشعشع کلی به موقعیت Γ و جهت S بستگی دارد. ضریب شکست n در مواقع یاز اهمیت زیادی برخوردار است که محیط نیمه‌شفاف باشد.

هدف از مدل‌سازی تشعشعی حل معادله انتقال تشعشع، بدست آوردن ترم S و میزان انتقال حرارت تشعشعی در دیواره‌ها است. معادله (۹) می‌توان به صورت زیر نوشت:

$$\frac{dI_v(r,s)}{ds} = -(K_{av} + K_{sv})I_v(r,s) + K_{av}I_b(v,T) + \frac{k_{sv}}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(r,s') \phi(s,s') d\Omega' + S \quad (۱۰)$$

بطوریکه معادله RTE یک معادله انتگرالی دیفرانسیلی مرتبه اول برای جهت ثابت S است. برای حل این معادله در یک محدوده، شرایط مرزی برای I_v مورد نیاز است. در CFX شرایط مرزی زیر برقرار است:

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P'}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + S_M \quad (۲)$$

P' فشاری که با رابطه زیر تعریف می‌شود [۱۹]:

$$P' = P + \frac{2}{3} \rho k + \frac{2}{3} \mu_{eff} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \quad (۳)$$

مدل $k-\varepsilon$ بر مفهوم لزجت گردابه‌ای بیان شده و $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$ می‌باشد. در این مدل فرض می‌شود که μ_t مطابق رابطه زیر به انرژی جنبشی جریان و افت انرژی بستگی دارد [۲۱،۲۰]:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (۴)$$

که C_μ عددی ثابت است. مقدار k و ε مستقیماً از معادلات دیفرانسیلی انتقال انرژی جنبشی و نرخ افت انرژی اغتشاش زیر به دست می‌آیند [۲۱،۲۰]:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon + P_{kb} \quad (۵)$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon + C_{\varepsilon 1} P_{eb}) \quad (۶)$$

$C_{\varepsilon 1}$ ، $C_{\varepsilon 2}$ ، σ_k و σ_ε ثابت هستند. P_{kb} و P_{eb} تأثیر نیروهای بویانسی را بیان می‌کنند. P_k تولید اغتشاش بر اثر نیروهای ویسکوز است [۲۲].

$$P_k = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \left(3\mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} + \rho k \right) \quad (۷)$$

برای بدست آوردن کل انتشار جسم سیاه، نسبت به فرکانس انتگرال می‌گیریم:

$$E_b(T) = \int_0^{\infty} E_b(x, T) dx = n^2 \sigma T^4 \quad (16)$$

انتقال حرارت تشعشعی شدیداً به دما وابسته است و چون دمای احتراق بین 1000-2000 K است. اوج طیف آن در ناحیه اشعه-های مادون قرمز است. توجه داشته باشید پیک طیف، تابع طول موج است و داریم:

$$h\nu \approx 4k_b T \quad (17)$$

شار حرارتی طیف تشعشعی که از مکان r با بردار نرمال واحد n عبور می‌کند برابر است با:

$$q_v^R(r, n) = \int (s.n) I_v(r, s) d\Omega_s \quad (18)$$

که دیورژانس شار حرارتی برابر است با:

$$-\nabla \cdot q_v^R = k_a (G_v - 4E_{bv}) \quad (19)$$

به طوری که:

$$G_v = \int I_v d\Omega_s \quad (20)$$

شار حرارتی کل با انتگرال‌گیری از معادله (۱۹) بدست می‌آید:

$$\begin{aligned} \nabla \cdot q^R &= \int_0^{\infty} q_v^R dv \\ &= \int_0^{\infty} k_{av} G_v dv - 4 \int_0^{\infty} k_{av} E_{bv} dv \end{aligned} \quad (21)$$

ضخامت نوری کمیت بی‌بعدی است. آن معرف توانایی که برابر است با:

$$\tau = \int_0^s K_{\lambda}(s^*) ds^* \quad (22)$$

در رابطه بالا مقدار بالای τ نشانگر جذب بالای تشعشع است. یکی از روش‌های مدل‌سازی انتقال حرارت تشعشعی در Ansys CFX مدل P-1 است. مدل P-1 دارای کاربرد بیشتری نسبت به مدل تشعشعی انتقال گسسته می‌باشد. در روش P-1 معادله RTE به صورت یک معادله دیفیوژن است. برای حل این مدل به پردازنده ضعیف‌تری نیاز است. این مدل شامل تأثیرات پخش است و می‌توان به آسانی برای مدل‌های پیچیده نیز استفاده کرد. این مدل شار حرارتی تشعشعی را از روی چشمه‌ها یا چاه‌های

* مرزهای کدر انعکاسی ساطع و منتشرکننده:

$$\begin{aligned} I_v(r_w, s) &= -\varepsilon_v(r_w) I_b(v, T) \\ &+ \frac{(r_w) \rho_w}{\pi} \int_{n.s' < 0} I_v(r_w, s') |n.s'| d\Omega' \end{aligned} \quad (11)$$

* شرط مرزی انتشار پخشی و طیف انعکاسی:

$$I_v(r_w, s) = \left[\begin{aligned} &\varepsilon_v(r_w) I_b(v, T) \\ &+ \frac{\rho_v^d(r_w)}{\pi} \int_{n.s' < 0} I_v(r_w, s') |n.s'| d\Omega' \\ &+ \rho_v^s(r_w) I_v(r_w, s_s) \end{aligned} \right] \quad (12)$$

به طوری که:

• کسر انتشار را α در نظر می‌گیریم

• ρ_v^d : پخش قابل انعکاس که برابر است با:

$$\rho_v^d = (1 - \varepsilon_v) * \alpha$$

• ρ_v^s : طیف انعکاسی که برابر است با: $\rho_v^s = (1 - \varepsilon_v) * (1 - \alpha)$

• ρ_v : طیف انعکاسی برابر است با: $\rho_v = \rho_v^d + \rho_v^s = (1 - \varepsilon_v)$

• S_s : جهت طیف

• دیواره‌های نیمه‌شفاف (فقط مدل مونت کارلو)

به علت وابستگی به مختصات سه‌بعدی، دو جهت مختصاتی محلی، S و فرکانس، راه‌حل‌های عادی معادله انتقال حرارت تشعشعی بسیار وقت‌گیر می‌باشند که مدل‌های تشعشعی با تقریب جهت و وابستگی طیفی انجام می‌دهند. برای تقریب جهت، CFX شامل مدل‌های روزلند، پی-۱، انتقال گسسته و مونت کارلو و برای تقریب طیفی CFX شامل Gray Multibund, Weighted Sum of Gray Gases است.

طیف انرژی برای تشعشع منتشر شده در جسم سیاه به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\begin{aligned} E_b(v, T) &= \frac{2\pi v^2}{c^2} \frac{n^2 h v}{e^{\left(\frac{h\nu}{k_b T}\right)} - 1} (Wm^{-2}HZ^{-1}) \\ &= \pi I_b(v, T) \end{aligned} \quad (13)$$

اگر $x = \frac{h\nu}{k_b T}$ نوشته شود خواهیم داشت:

$$E_b(x, T) = n^2 \sigma T^4 \left(\frac{h}{kT} \right) \left(\frac{15}{\pi^4} \frac{x^3}{e^x - 1} \right) \quad (14)$$

$$\sigma \equiv \left(\frac{2\pi^5 k^4}{15h^3 c^2} \right) \quad (15)$$

(شکل (۷)). برای اینکه قسمت بالایی محفظه احتراق (دام، مشعل^۲، سوپرلر^۳، زانوی^۴) شبکه‌ای منظم و ساختاریافته داشته باشد، سعی شده است که این قسمت‌ها به هندسه‌هایی تقسیم کرد که نرم‌افزار Meshing بتواند مش منظم و ساختاریافته ایجاد کند. بهترین شبکه‌ای که نرم‌افزار Meshing می‌تواند ایجاد کند، مش از روش سوپ^۵ می‌باشد. برای ایجاد این نوع مش باید هندسه ایجاد شده تحت صفحه‌ای جاروب شده باشد. در این روش نرم افزار، ابتدا بر روی صفحه منبع، مش را تولید کرده و سپس در راستای جاروب هندسه، مش را ایجاد می‌کند (شکل (۳)). قابل ذکر است که شکل بالا متقارن است؛ یعنی یک دوم از هندسه (بجز سوپرلر) نشان داده شده است. از آنجایی که قسمت سوپرلر دارای گرادیان‌های شدید می‌باشد از شبکه محاسباتی ریزتر و همچنین لایه مرزی اطراف پرها استفاده شده است (شکل (۴)).

مرحله نهائی قبل از ورود به حلگر نرم‌افزار CFX، تعیین شرایط مرزی است. تعیین شرایط مرزی به شدت روی نتایج، دقت حل و زمان همگرایی تأثیر می‌گذارد. شرایط مرزی که برای محفظه احتراق سیلویی استفاده شده است عبارتند از:

- دبی جرمی هوای ورودی به محفظه احتراق در حالت تمام‌بار
 - دبی جرمی سوخت گاز در حالت تمام‌بار^۶
 - فشار استاتیک صفر در خروجی محفظه احتراق
 - شرط مرزی متقارن^۷ در طرفین محفظه
- از آنجایی که نیمی از سوراخ‌های خنک‌کاری روی مرز سمت راست محفظه قرار دارد نمی‌توان از شرط مرزی پرئودیک استفاده کرد و باید از شرط مرزی متقارن بهره گرفت. دبی جرمی هوای خروجی از کمپرسور در حالت تمام بار 525.7 kg/s است که با توجه به اینکه توربین دارای دو محفظه سیلویی است و در این شبیه‌سازی هم یک هشتم هندسه مدل شده است باید این مقدار را بر عدد ۱۶ تقسیم کرده و به عنوان دبی جرمی هوای ورودی محفظه در نظر گرفت. دبی جرمی سوخت ورودی در حالت تمام بار 9.417 kg/s است که برای اعمال آن همانند شرط مرزی دبی جرمی هوا عمل می‌شود.

دمای گازهای از خروجی محفظه احتراق به عنوان پارامتر مبنا برای استقلال حل از شبکه در نظر گرفته شد است. دمای دود خروجی محفظه احتراق سیلویی V94.2 در عمل 1060 درجه سانتی‌گراد است. با توجه به شکل (۸) دریافت می‌شود که بعد از این که المان‌های محاسباتی به تعداد 330000 می‌رسد

حرارتی محلی پیش بینی می‌کند. مدل P-1 بر مبنای انتشار شدت تشعشع به صورت مجموع پرتوهای هماهنگ کروی عمود بر هم می‌باشند.

۳- جزئیات طراحی و شبیه‌سازی محفظه احتراق

هندسه محفظه احتراق توربین گاز V94.2 توسط محیط Design Modeler نرم افزار Ansys ساخته شده است. از آنجایی که محفظه احتراق توربین گاز بسیار پیچیده است، ساخت هندسه با جزئیات و دقت بالایی انجام شده است. تمام قسمت‌های سیالاتی محفظه احتراق مدل شده است. کل محفظه احتراق به ۲۳۲ جسم بریده شده است. برش‌های فوق جهت ایجاد شبکه محاسباتی ساختار یافته و با کیفیت بالاتر انجام شده است. هندسه محفظه احتراق سیلویی توربین گاز V94.2 متقارن است. جهت کاهش هزینه‌های محاسباتی یک هشتم هندسه رسم شده است. در شکل (۱) حوزه سیالاتی رسم شده محفظه احتراق مشهود است. همانطور که مشاهده می‌شود کل دام^۱ محفظه به هشت قسمت تقسیم شده است. با رسم یک هشتم هندسه تمامی سوراخ‌های خنک‌کاری نیز به هشت قسمت تقسیم می‌شود. سوراخ خنک‌کاری در ۳۶ ستون قرار گرفته‌اند که با رسم یک هشتم هندسه سوراخ‌های خنک‌کاری به صورت ۴ ستون کامل و یک ستون نیمه در مرز قرار می‌گیرد (شکل (۲) و (۳)). پیچیده‌ترین بخش این هندسه سوپرلر آن می‌باشد که این بخش نیز در شکل (۴) ترسیم است. جهت تولید مش، نواحی با گرادیان بالا نیازمند شبکه ریزتری می‌باشد. در این مدل‌سازی در تمام دیواره‌ها از شبکه لایه‌مرزی استفاده شده است. در شکل (۵) شبکه لایه‌مرزی در دیواره محفظه احتراق مشاهده می‌شود. برای کاهش المان‌های محاسباتی و همچنین افزایش دقت حل و کاهش زمان همگرایی، استفاده از المان‌های ساختاریافته می‌تواند کارساز باشد. از این قاعده در این پروژه نیز استفاده شده است (شکل (۶)).

برای خنک‌کاری دیواره محفظه و همچنین برای رقیق‌سازی هوای ورودی توربین از سوراخ‌های خنک‌کاری روی دیواره محفظه احتراق استفاده شده است که با درایت تمام این سوراخ‌ها مش زده شده است. از آنجایی که گرادیان سرعت و دما در این سوراخ‌ها شدید است برای تخمین دقیق میدان دما و جریان و دبی جرمی در این سوراخ‌ها باید مش ریز و لایه مرزی ایجاد شود

⁵ Sweep

⁶ Full load

⁷ Symmetry

¹ Dome

² Burner

³ Swiler

⁴ Elbow

نتایج جدول (۱) دمای دود خروجی از توربین گاز V94.2 را در مطالعات مختلف ارائه و با مقدار بدست آمده در این مقاله مقایسه نموده است.

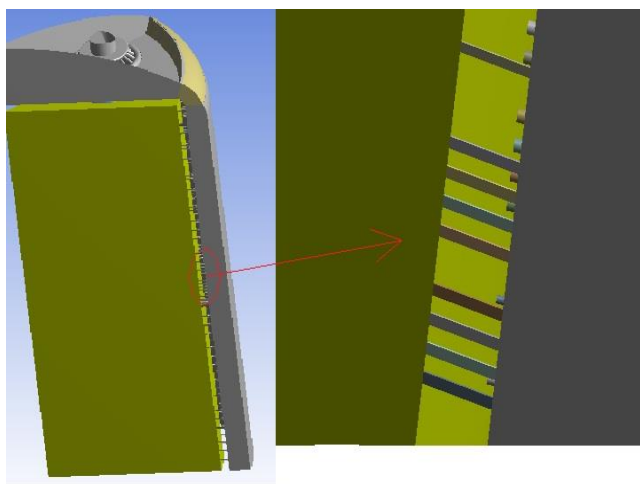
متوسط دمای خروجی تغییر نمی کند و این تعداد المان مناسب-ترین شبکه محاسباتی می باشد.

۴- نتایج و تحلیل

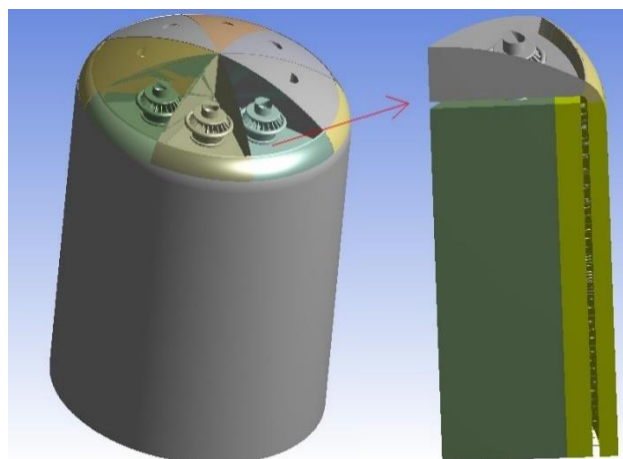
در این شبیه سازی دمای خروجی محفظه احتراق مورد بررسی قرار می گیرد. معیار همگرایی برای حل عددی 10^{-4} در نظر گرفته شده است. دمای متوسط خروجی از محفظه احتراق بدست آمده از تحلیل عددی ۱۱۵۰ درجه سانتی گراد است که این مقدار با نتایج حاصل از حل عددی تطابق خوبی دارد.

جدول ۱ اعتبارسنجی دمای دود خروجی محفظه احتراق

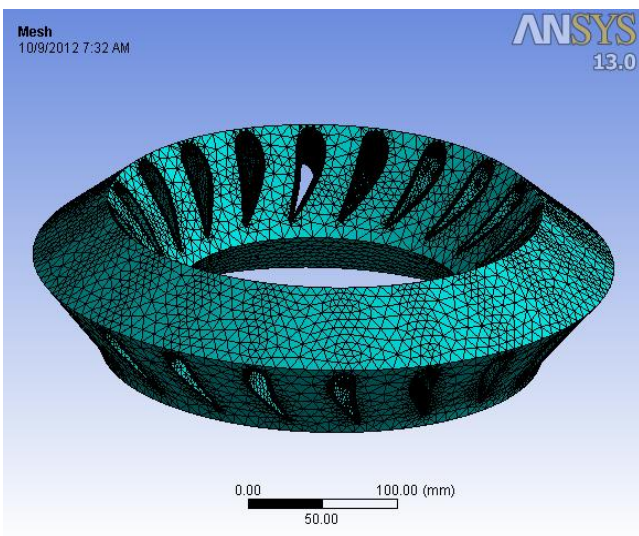
میزان خطا (%)	دمای دود در مرجع (°C)	مرجع
۰/۹۶	۱۰۴۰	[۲۶]
۷/۹۴	۱۰۶۰	[۲۶]
۲/۸	۱۰۸۰	[۲۷]
۷/۴	۱۱۳۴	[۲۸]
۸/۱	۹۷۱	[۲۹]



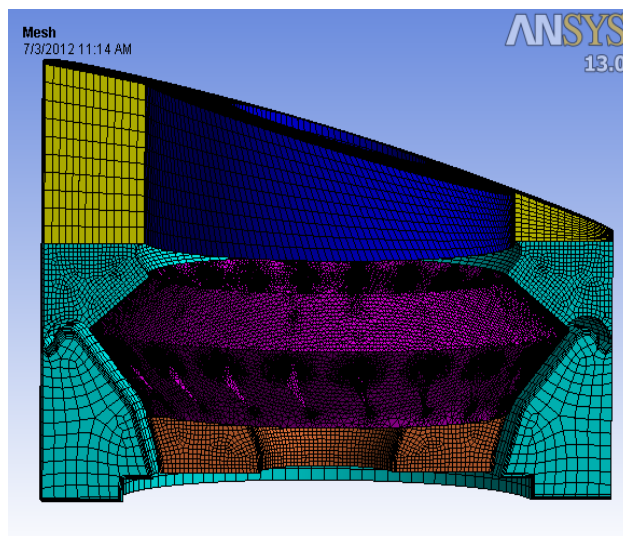
شکل ۲ استفاده از شرط مرزی متقارن



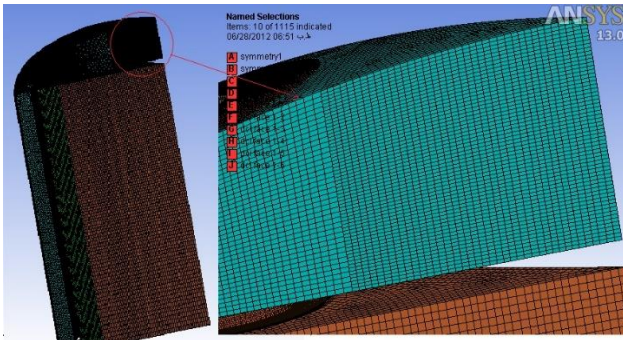
شکل ۱ هندسه محفظه احتراق سیلوی V94.2



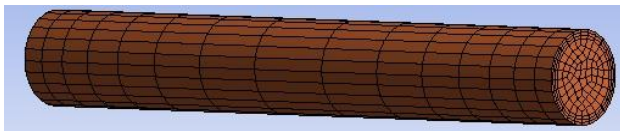
شکل ۴ شبکه محاسباتی سوپرلر گاز



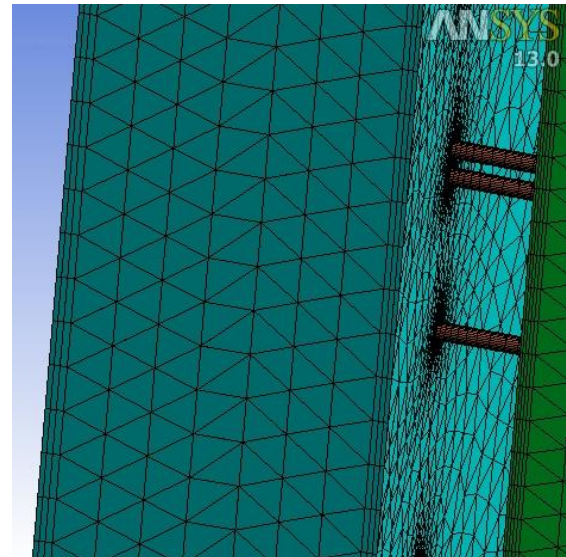
شکل ۳ شبکه محاسباتی برنر محفظه احتراق



شکل ۶ شبکه محاسباتی ساختار یافته

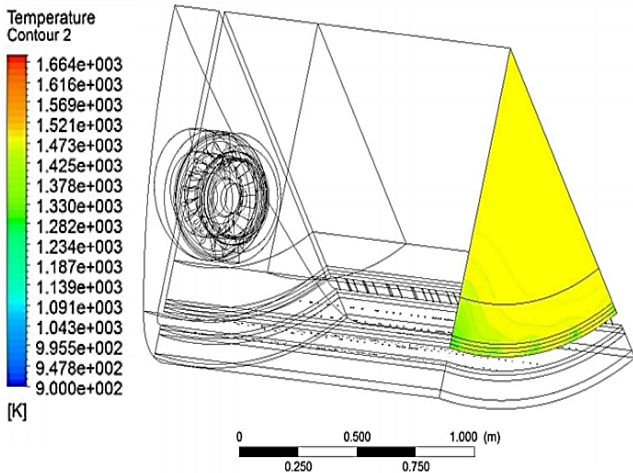


شکل ۷ شبکه محاسباتی در سوراخ خنک‌کاری

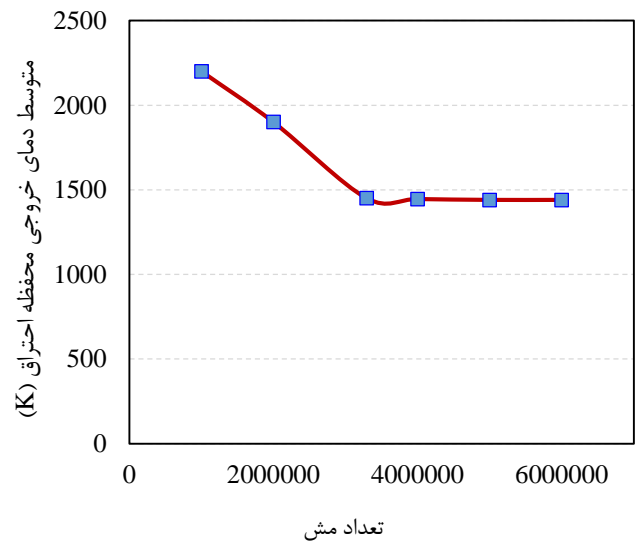


شکل ۵ شبکه لایه مرزی دیواره ورودی هوای کمپرسور محفظه احتراق

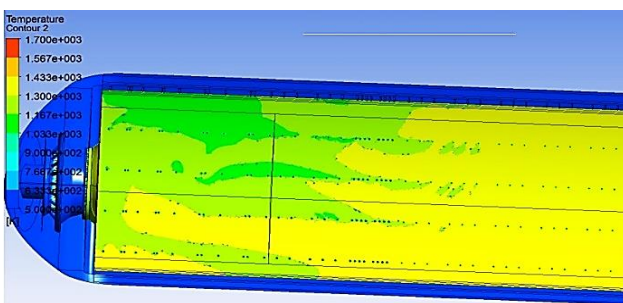
محفظه‌ی احتراق مشاهده کرد. در شکل (۱۰) اثر هوای خنک-کاری روی دمای دیواره محفظه احتراق مشاهده می‌شود.



شکل ۹ پروفیل دمای خروجی محفظه احتراق



شکل ۸ نمودار متوسط دمای خروجی محفظه احتراق بر حسب تعداد مش



شکل ۱۰ پروفیل دمای دیواره‌ی محفظه احتراق V94.2

نقاط بحرانی دما و فشار مهم‌ترین نتیجه تحلیل بوده تا بتوان جنس و مواد بخش‌های داغ و پرفشار را تعیین کرد تا محفظه در مقابل شوک‌های حرارتی و فشاری دچار مشکل نشود.

در شکل (۹) پروفیل دمای خروجی مشاهده می‌شود که با توجه به اینکه متوسط دمای خروجی محفظه احتراق ۱۱۵۰ درجه سانتی‌گراد است مقدار خطای این حل در حدود ۹ درصد است. نتیجه فوق حاکی از شبکه‌بندی دقیق، انتخاب مدل اغتشاشی، احتراقی، تشعشعی مناسب و تعیین مطلوب شرایط مرزی است. مهم‌ترین تفاوت مدل‌سازی سه‌بعدی و یک‌بعدی، توان رسم کانتورهای دما در قسمت‌های مختلف محفظه احتراق است؛ این قابلیت فقط در مدل‌سازی سه‌بعدی وجود دارد، با استفاده از این کانتورها هم می‌توان دمای قسمت‌های مختلف محفظه را مشاهده کرد و هم می‌توان اثر پارامترهای مختلف مانند دمای سوخت ورودی، دمای هوای ورودی و تلورانس ساخت هندسه را بر روی دمای محفظه، یکنواختی پروفیل دمای خروجی، راندمان

مشعل محفظه‌ی احتراق توربین گازی زمینس مدل V94.2 از نوع DLE (Dry low emission) است. این محفظه از نوع پیش‌مخلوط بوده که هوا با گازهای خروجی از سوراخ‌های قرار گرفته روی پره‌های سوپرلر مخلوط شده و سپس وارد ناحیه اشتعال می‌شود. از آنجایی که سوراخ‌های گاز دقیقاً عمود بر جریان هوا قرار دارد، جت گاز باعث مخلوط همگن سوخت گاز و هوا شده و باعث کاهش نقطه‌های داغ و در نتیجه باعث کاهش آلودگی NOx می‌شود. شکل (۱۳) جت‌های گاز خروجی از سوراخ‌های قرار گرفته روی دو طرف پره سوپرلر را نشان می‌دهد. برای کاهش نقطه داغ، ایجاد یکنواختی بیشتر در مخلوط سوخت و هوا تأثیر به‌سزایی دارد که برای انجام این مقوله با استفاده از پره‌های سوپرلر، گردابه‌هایی تولید می‌شود. علاوه بر چرخش جریان بر اثر سوپرلر دو گردابه بزرگ هم در محفظه ایجاد می‌شود که این دو گردابه هم باعث رقیق شدن محصولات احتراق با هوای ورودی از سوراخ خنک‌کاری می‌شود که با توجه به شکل (۱۴) مشاهده می‌شود که یکی از این گردابه‌ها دقیقاً کنار دیواره ایجاد می‌شود. به‌طور کلی پدیده فوق باعث کاهش دما و کاهش آلودگی می‌گردد.

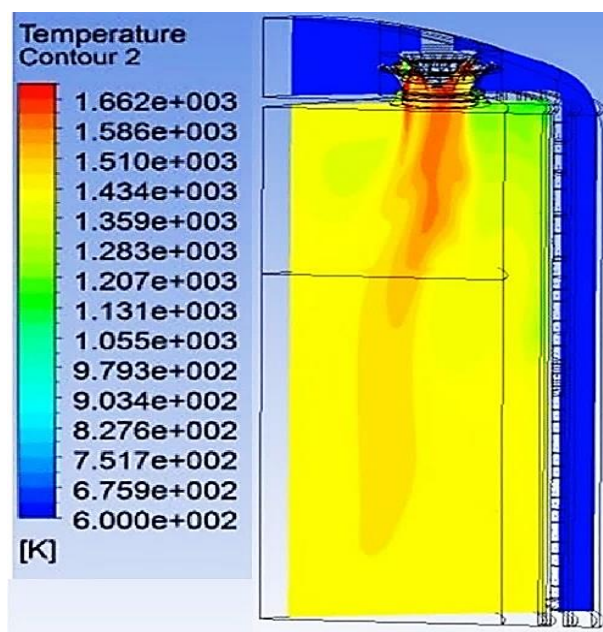
در شکل (۱۵) کانتور سرعت محوری مشاهده می‌شود که سرعت منفی به سمت خروجی محفظه احتراق و سرعت مثبت به سمت سوپرلر است. در مرز گردابه‌ها سرعت تغییر جهت داده که با توجه به کانتور سرعت محوری قابل تشخیص است.

در شکل (۱۶) کانتور دما روی پلان‌های عرضی مختلف محفظه احتراق مشاهده می‌شود. دما در اولین پلان نزدیک به سوپرلر در مرکز محفظه احتراق بالا بوده و بر اثر وجود دبی سوراخ خنک‌کاری در ابتدای محفظه کاهش دمای قابل ملاحظه‌ای در ابتدای دیوار محفظه احتراق دیده می‌شود. این کاهش دما به تدریج بر اثر گردابه‌های ایجاد شده در محفظه احتراق و همچنین سوراخ‌های خنک‌کاری اتفاق افتاده است. یکنواختی بیشتر دما باعث کاهش آلودگی NOx می‌شود. اثر تمامی موارد ذکر شده در بالا در کانتور NO رسم شده در خروجی محفظه احتراق دیده می‌شود (شکل (۱۷)).

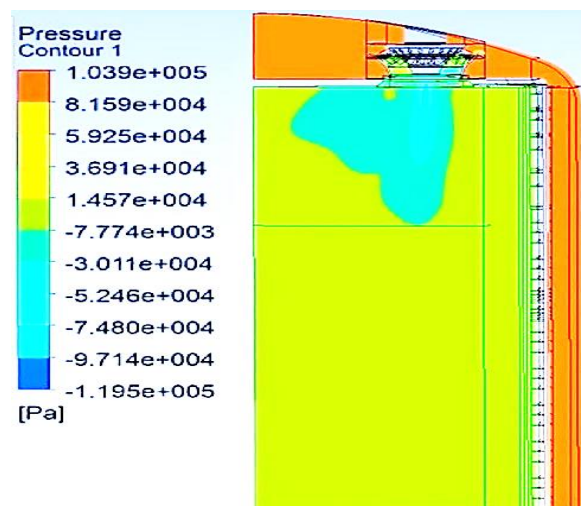
برای خنک‌کاری دیواره محفظه، سوراخ‌هایی که در آن هوای خنک با دمای برابر دمای خروجی کمپرسور جریان دارد، تعبیه شده است. تعداد این سوراخ‌ها ۱۴۷۶ است که به‌طور یکنواخت در ۳۶ ستون با ۴۱ ردیف قرار گرفته‌اند.

میزان دبی هوای عبوری از این سوراخ‌ها متفاوت است؛ زیرا ناحیه اشتعال بالای محفظه بوده و نیاز به فشار کمتر جهت دبی بیشتر هوای خنک‌کاری است. با توجه به میدان جریان مشاهده می‌شود لوپ‌جریانی در بالای محفظه نزدیک دیواره جهت کاهش

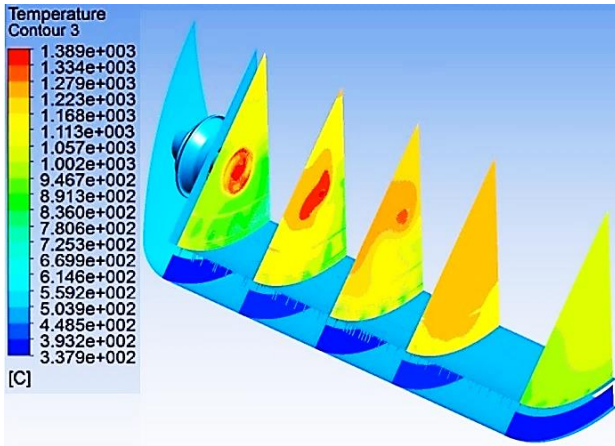
شکل (۱۱) و (۱۲) کانتورهای دما و فشار حاصل از حل عددی را نشان می‌دهد. با توجه به شکل‌های مذکور دریافت می‌شود که هندسه جریان به گونه‌ای است که احتراق در وسط محفظه احتراق تشکیل شده است ذکر این نکته نیز خالی از لطف نیست که احتراق نزدیک به سوپرلر بوده و باعث بالا رفتن دمای محدوده‌های ورودی محفظه‌ی احتراق و پره‌های سوپرلر شده است. با توجه به کانتور فشار مشخص است که فشار داخل محفظه کمتر از بیرون محفظه است که باعث جریان هوا از سوراخ‌های خنک‌کاری و سوپرلر می‌شود. در قسمت‌هایی که شکست جریان وجود دارد فشار منفی که باعث معکوس شدن جریان و به‌وجود آمدن گردابه‌ها می‌شود که این پدیده باعث ننگ داشتن شعله می‌شود. نواحی فوق در شکل (۱۲) به رنگ آبی مشهود است که فشار منفی است.



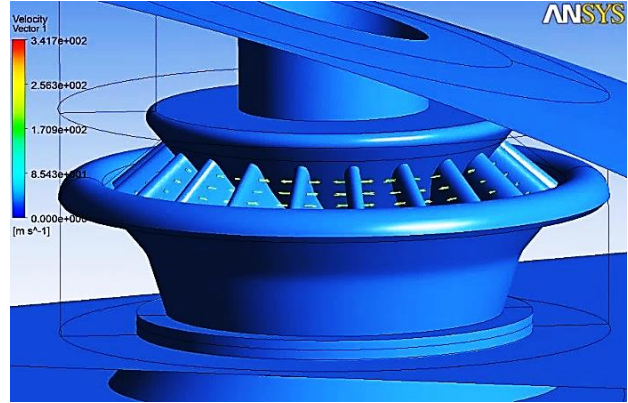
شکل ۱۱ کانتور دما روی پلان عبوری از مرکز محفظه احتراق



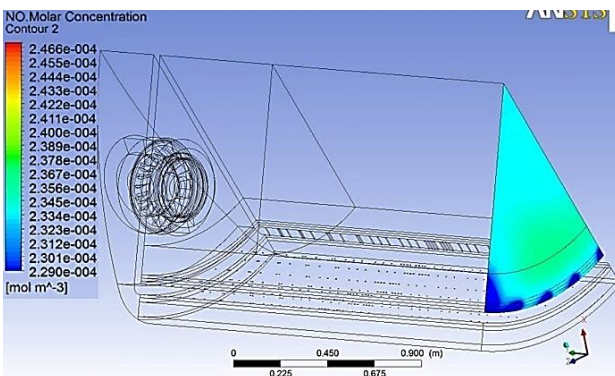
شکل ۱۲ کانتور فشار روی پلان عبوری از مرکز محفظه احتراق



شکل ۱۶ کانتور دما روی پلان عرضی محفظه احتراق

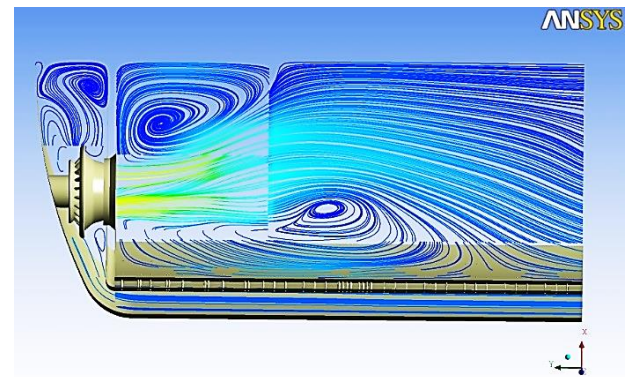


شکل ۱۳ کانتور سرعت در خروجی سوراخ گاز برنر محفظه احتراق

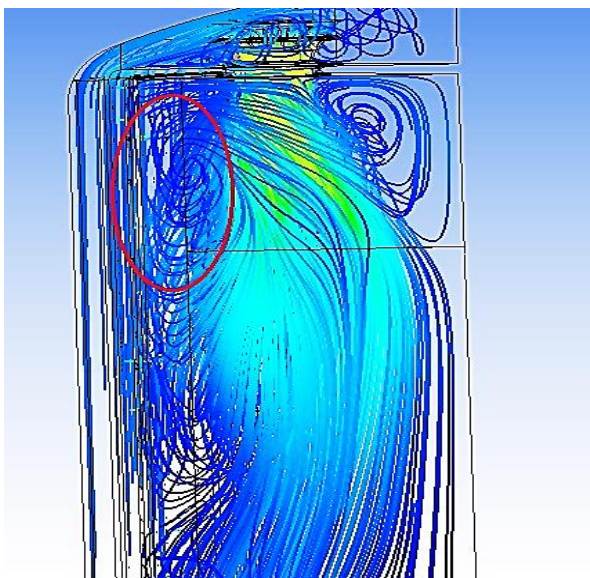


شکل ۱۷ پروفیل میزان NO در خروجی محفظه احتراق

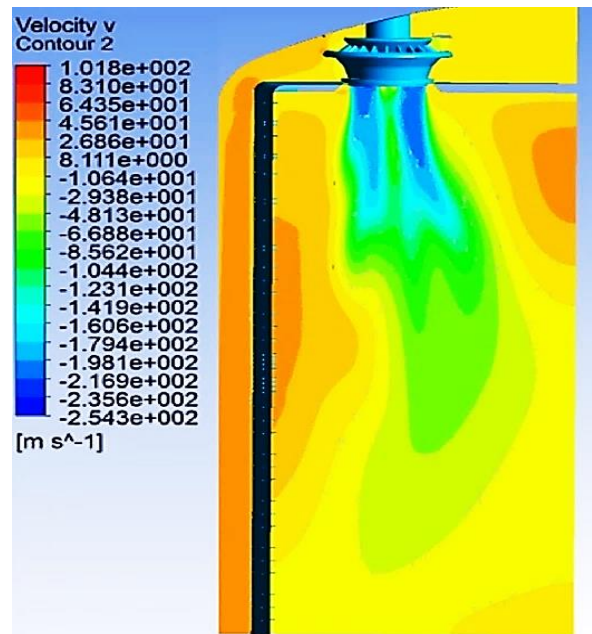
در شکل (۱۹) کسر جرمی CO_2 نشان داده شده است. در این شکل نحوه خنک‌کاری دیواره به وسیله سوراخ‌های خنک‌کاری تعبیه‌شده روی دیواره قابل مشاهده است. نواحی که به رنگ سبز و آبی هستند بیانگر نحوه خنک‌کاری هستند و نواحی به رنگ قرمز حوزه اشتعال می‌باشد.



شکل ۱۴ خط جریان دو بعدی عبوری از مرکز محفظه احتراق

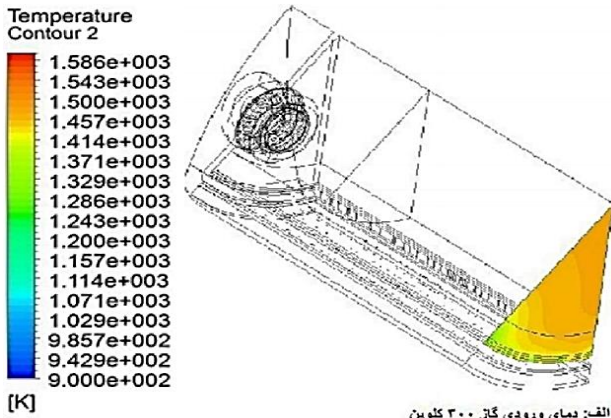


شکل ۱۷ خط جریان در محفظه احتراق توربین گاز

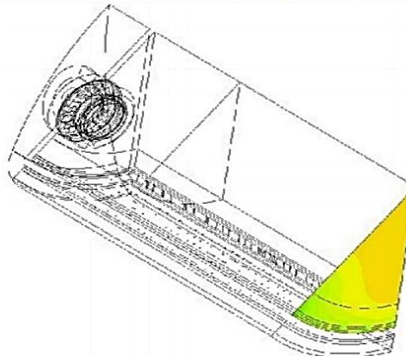


شکل ۱۵ کانتور سرعت محوری در امتداد طولی محفظه احتراق

گاز افزایش یافته و باعث مخلوط شدن بهتر هوا و سوخت شده و در نتیجه آلودگی NO در خروجی محفظه احتراق کاهش می‌یابد (شکل‌های (۲۰) و (۲۱)).

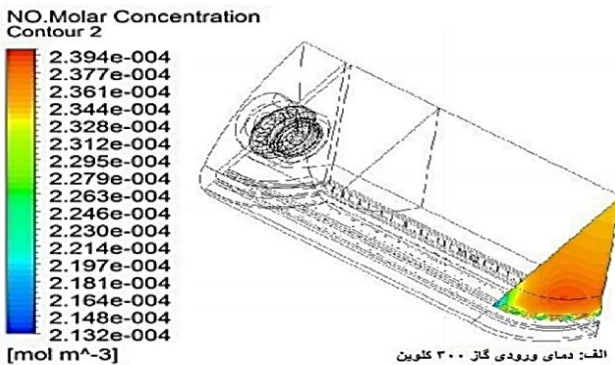


الف: دمای ورودی گاز ۳۰۰ کلوین

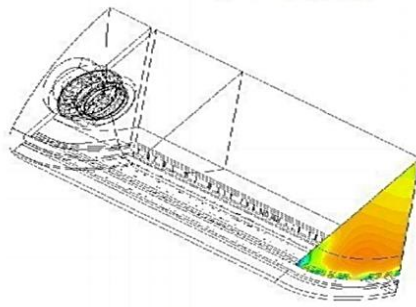


ب: دمای ورودی گاز ۳۱۰ کلوین

شکل ۲۰: پروفیل دمای خروجی محفظه احتراق بر حسب دو دمای مختلف ورودی سوخت گاز

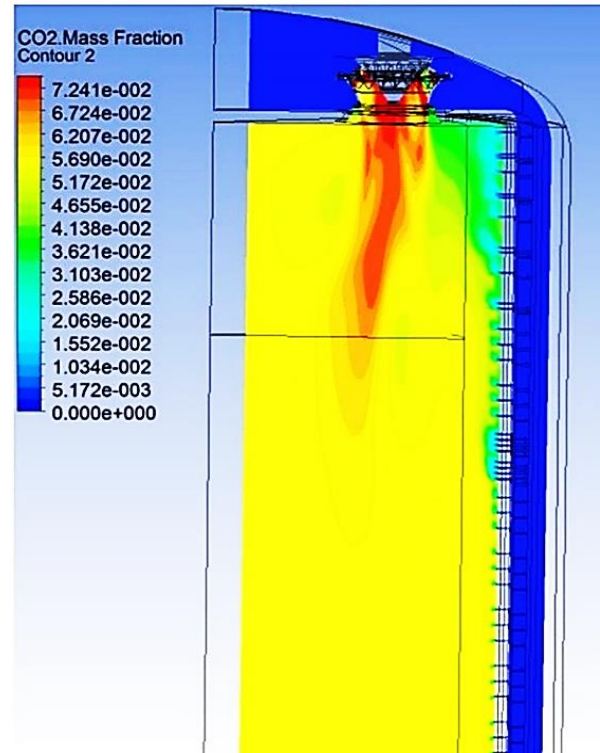


الف: دمای ورودی گاز ۳۰۰ کلوین



ب: دمای ورودی گاز ۳۱۰ کلوین

شکل ۲۱: پروفیل میزان آلودگی NO محفظه احتراق بر حسب دو دمای مختلف ورودی سوخت گاز



شکل ۱۹: کانتور کسر جرمی CO₂ پلان عبوری از محفظه احتراق

با توجه به اینکه سه مدل احتراقی EDM، FRC و EDM/FRC برای این محفظه به کار برده شد، تنها مدلی که توانست احتراق را تشکیل دهد مدل EDM بوده و بقیه مدل‌ها میدان دمایی را بدست آوردند که هم‌دما با هوای ورودی می‌باشند. بدین معنی که این مدل‌ها نتوانستند برای این شبیه‌سازی محفظه احتراق، احتراق را تشکیل دهند. سایر مدل‌ها به دلیل بالا بودن هزینه محاسبات و زمان امتحان نگردیدند. همچنین در این تحلیل برای جداسازی معادلات مومنتم از معادله درجه دوم استفاده شده است. به صورت مشابه و با حل‌های متوالی مشخص گردید که با افزایش فشار بالای ۱۲ بار شعله خاموش می‌شود.

آلودگی و یکنواختی پروفیل دمای خروجی محفظه احتراق یکی از مهم‌ترین مبحث توربین‌های گازی است هرچه میزان یکنواختی پروفیل دمای خروجی محفظه احتراق بیشتر باشد هم آلودگی کاهش می‌یابد و هم هرچه هوای خروجی محفظه احتراق یکنواخت‌تر باشد، لکه‌های داغ کاهش یافته و برای پره‌های توربین مناسب است و در نتیجه باعث افزایش طول عمر پره‌های توربین می‌شود. در این پروژه دمای ورودی گاز ۱۰ درجه افزایش یافت و با مقایسه پروفیل دمای خروجی و پروفیل میزان آلودگی NO در خروجی محفظه احتراق برای زمان قبل و بعد از افزایش دمای گاز مشخص گردید که با افزایش دمای گاز پروفیل دمای خروجی محفظه احتراق یکنواخت‌تر می‌شود. این نتیجه از آن‌جایی حاکمی می‌شود که با افزایش دمای گاز فشار گاز افزایش یافته و با ثابت ماندن سطح مقطع خروجی سوخت گاز، سرعت

۵- نتیجه‌گیری

μ_t	ویسکوزیته توربولانسی (kg/m.s)
v	فرکانس
Ω	زاویه جامد
Ω'	زاویه فضائی
P	فشار متوسط استاتیک (kPa)
P_k	تولید اغتشاش بر اثر نیروهای ویسکوز
ρ	چگالی (kg/m^3)
S	طول مسیر
S_I	ترم تولید نرخ واکنش شیمیایی
φ	تابع حالت
T	دما (K)
σ	ثابت استفان بولتزمن (J/s.m.K)
σ_s	ضریب پخش
S_M	مجموع نیروهای جسمی
t	زمان (s)
u_i	مؤلفه‌های سرعت (kg/s)
γ_i	نسبت جرمی

در این مقاله محفظه احتراق یک توربین گاز V94.2 با استفاده از نرم‌افزار Ansys CFX مدل‌سازی شده است. با توجه به تقارن مشعل‌های محفظه احتراق و بالا بودن حجم محاسبات، یک هشتم این تجهیز مدل‌سازی گردید. نتایج استقلال از شبکه نشان داده است که پارامتر استقلال از شبکه که در اینجا دمای دود خروجی از محفظه احتراق می‌باشد، پس از ۳۳۰۰۰۰ شبکه تغییری ننموده است. بر این اساس تحلیل کامل محفظه احتراق با تعداد مش مذکور انجام گرفته است. متوسط دمای دود خروجی از محفظه احتراق با خطایی ۹ درصدی برابر 1150°C بدست آمده است. مدل اغتشاشی مورد استفاده در تحلیل این هندسه، مدل دو معادله‌ای $k-\epsilon$ realizable می‌باشد. همچنین در این تحلیل از مدل تشعشی P-1 استفاده شده است. نتایج نشان داده است که:

- تنها مدل احتراقی که امکان تولید احتراق در مدل‌سازی را فراهم نموده است، مدل اتلاف گردابه‌ای eddy dissipation می‌باشد.
- بحرانی‌ترین نقاط از نظر افزایش دما سویلرها می‌باشند.
- برخورد عمودی جت گاز و هوا خروجی از سوراخ‌های سویلر باعث کاهش تنش‌های حرارتی و همچنین آلاینده‌ی NOx می‌شود.
- در فشارهای بالای 12Bar شعله در محفظه احتراق خاموش می‌شود.
- ایجاد یکنواختی بیشتر در مخلوط سوخت و هوا تأثیر به‌سزایی بر کاهش نقطه داغ دارد.
- یکنواختی بیشتر دما باعث کاهش آلودگی NOx می‌شود.
- با افزایش دمای گاز پروفیل دمای خروجی محفظه احتراق یکنواخت‌تر شده و آلودگی No کاهش می‌یابد.

۶- فهرست علائم و اختصارات

علائم انگلیسی

- | | |
|--------------|----------------------------|
| ϵ | افت انرژی |
| ϵ_v | انتشار طیفی |
| \emptyset | تابع فاز پخش ورودی |
| I | شدت تشعشع کل |
| I_b | شدت انتشار جسم سیاه |
| I_v | شدت تشعشی |
| k_a | ضریب جذب |
| k_s | ضریب پخش |
| L | مقیاس طول اغتشاش |
| μ | ویسکوزیته مولکولی (kg/m.s) |
- [1] N. Rasooli, S. Besharat Shafiei, and H. Khaledi, "Combination of 1D Code and CFD for Performance Analysis of a Silo Type Gas Turbine Combustor," in *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, 2010, vol. 43970, pp. 1015-1023, doi: <https://doi.org/10.1115/GT2010-23319>.
- [2] D. B. Kulshreshtha, S. Channiwala, and S. B. Dikshit, "Numerical simulation as design optimization tool for gas turbine combustion chambers," in *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, 2010, vol. 43970, pp. 737-746, doi: <https://doi.org/10.1115/GT2010-22889>.
- [3] A. A. Hosseini, M. Ghodrat, M. Moghiman, and S. H. Pourhoseini, "Numerical study of inlet air swirl intensity effect of a Methane-Air Diffusion Flame on its combustion characteristics," *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 18, p. 100610, 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.csite.2020.100610>.
- [4] H. Azadi, M. Zia Bashar Hagh, and R. Ebrahimi, "Numerical simulation of combustion chamber of V94.2 gas turbine," Master Thesis, Mechanical Engineering, Khajeh Nasir Toosi University of Technology, 2010.
- [5] H. Watanabe and Y. Suwa, "Numerical investigation of spray combustion in jet mixing type combustor for low NOx emission," *Energy conversion and management*, vol. 49, no. 6, pp. 1530-1537, 2008, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2007.12.002>.

- p. 105345, 2024, doi: <https://doi.org/10.1016/j.csite.2024.105345>.
- [15] M. Ghamari, M.A. Zamani, M.H. Saidi, "Investigation of accuracy and precision of k- ω and k- ϵ turbulence models in the furnace with the flameless combustion mode," (in Persian), *Journal of Fuel and Combustion*, vol. 17, no. 3, pp. 1-18, 2024, doi: 10.22034/jfnc.2024.467667.1402.
- [16] J. J.D. Anderson, *Governing Equations of Fluid Dynamics*. Ansys Inc, 2022.
- [17] M. M. S. H. Arhami, "Numerical simulation of combustion with the aim of obtaining temperature distribution, identifying and eliminating power reduction factors of a gas turbine engine," *Journal of Aerospace Science and Technology*, vol. 15, no. 2, pp. 97-109, 2022, doi: <https://doi.org/10.22034/jast.2022.302883.1097>.
- [18] J. Wei, M. Ye, S. Zhang, J. Qin, and O. J. Haidn, "Modeling of a 7-elements GOX/GCH₄ combustion chamber using RANS with Eddy-Dissipation Concept model," *Aerospace Science and Technology*, vol. 99, p. 105762, 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ast.2020.105762>.
- [19] H. Arjmandi, R. Amini, A. Ghaffari, H. Rahmani, and A. Chamkha, "Effects of baffles and vortex generators on cooling performance of a gas turbine combustion chamber: Numerical assessment," *Alexandria Engineering Journal*, vol. 61, no. 6, pp. 4467-4478, 2022, doi: <https://doi.org/10.1016/j.aej.2021.10.005>.
- [20] D. Chen, S. Serbin, and K. Burunsuz, "Features of a gas turbine combustion chamber in operation with gaseous ammonia," *Fuel*, vol. 372, p. 132149, 2024, doi: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2024.132149>.
- [21] M. Sheikholeslami *et al.*, "Simulation of turbulent flow of nanofluid due to existence of new effective turbulator involving entropy generation," *Journal of Molecular Liquids*, vol. 291, p. 111283, 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.molliq.2019.111283>.
- [22] H. I. Kassem, K. M. Saqr, H. S. Aly, M. M. Sies, and M. A. Wahid, "Implementation of the eddy dissipation model of turbulent non-premixed combustion in OpenFOAM," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 38, no. 3, pp. 363-367, 2011, doi: <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2010.12.012>.
- [23] A. Agarwal, O. Molwane, and I. Pitso, "Analytical investigation of the influence of natural gas leakage & safety zone in a pipeline flow," *Materials Today: Proceedings*, vol. 39, pp. 547-552, 2021, doi: <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.08.335>.
- [6] M. M. Hatami, M. Moghiman, "Comparison of combustion results of two fuels: natural gas and diesel in a high-flow rotary kiln," presented at the 19th Annual Iranian Mechanical Engineering Conference, University of Birjand, 2011-05-10, 2011. [Online]. Available: <https://profdoc.um.ac.ir/articles/a/1023269.pdf>.
- [7] A. Adamou, J. Turner, A. Costall, A. Jones, and C. Copeland, "Design, simulation, and validation of additively manufactured high-temperature combustion chambers for micro gas turbines," *Energy Conversion and Management*, vol. 248, p. 114805, 2021, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.114805>.
- [8] J. Che, J. Du, Y. Liu, L. Liu, A. Li, J. Jiang, P. Sun, "Numerical study of combustion flow field characteristics of industrial gas turbine under different fuel blending conditions," *Applied Thermal Engineering*, vol. 251, p. 123573, 2024, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2024.123573>.
- [9] X. Zhang, Y. Wu, W. Zhang, Q. Wang, and A. Wang, "System Performance and Pollutant Emissions of Micro Gas Turbine Combined Cycle in Variable Fuel Type Cases," *Energies*, vol. 15, no. 23, p. 9113, 2022, doi: <https://doi.org/10.3390/en15239113>.
- [10] Y. Yang, A. Liu, X. Wang, L. Xi, and W. Zeng, "Influence of structure on the combustion characteristics of a small aero-gas turbine engine combustor," *Fuel*, vol. 321, p. 124018, 2022, doi: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.124018>.
- [11] Sh. Garshasbi, and A. M. Tahsini, "Pressure Effects on Combustion Chamber Performance of the Turbine Engines," *Journal of Mechanical Engineering, University of Tabriz*, vol. 53, no. 2, pp. 165-174, 2023, doi: 10.22034/jmeut.2023.54724.3223.
- [12] M. Ilbas, "The effect of thermal radiation and radiation models on hydrogen-hydrocarbon combustion modelling," *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 30, no. 10, pp. 1113-1126, 2005, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2004.10.009>.
- [13] L. Cong, Z. Shi, D. Liang, Q. Fan, L. Yimin, and Z. Zhongning, "Numerical simulation of VAM assisted combustion gas turbine," *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 61, p. 104858, 2024, doi: <https://doi.org/10.1016/j.csite.2024.104858>.
- [14] C.-j. Wang, H.-y. Tao, P.-y. Xu, and Y.-d. Sha, "Numerical study on flow and heat transfer of combustion chamber and turbine under thermal shock test," *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 63,

- (*IJE*), *TRANSACTIONS B: Applications*, vol. 28, no. 5, pp. 781-793, 2015.
- [28] S. A. H. Mohammad Bagher Karimi Shavaki, "Analysis of Energy and Exergy and Modeling of Thermal Water Desalination Coupled with Combined Cycle and Solar Power Plant in Hot and Humid Regions," *AUT Journal of Mechanical Engineering*, vol. 8, no. 4, pp. 299-314, 2024, doi: 10.22060/ajme.2024.23230.6117.
- [29] M. Ameri, P. Ahmadi, and S. Khanmohammadi, "Exergy analysis of a 420 MW combined cycle power plant," *International journal of energy research*, vol. 32, no. 2, pp. 175-183, 2008, doi: <https://doi.org/10.1002/er.1351>.
- [24] Ansys CFX-Pre User's Guide - CFD EXPERTS.
- [25] S. Nikbakht Naserabad, A. Mehrpanahi, K. Mobini, and M. R. Aligoodarz, "Exergy-energy analysis of full repowering of a steam power plant," *Frontiers in Energy*, vol. 6, pp. 54-67, 2015, doi: <https://doi.org/10.1007/s11708-014-0342-6>.
- [26] S. N. Naserabad, A. Mehrpanahi, and G. Ahmadi, "Multi-objective optimization of HRSG configurations on the steam power plant repowering specifications," *Energy*, vol. 159, pp. 277-293, 2018, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.06.130>.
- [27] S. Nikbakht Naserabad, A. Mehrpanahi, K. Mobini, and M. R. Aligoodarz, "Technical Analysis of Conversion of A Steam Power Plant to Combined Cycle, Using Two Types of Heavy Duty Gas Turbines," *International Journal of Engineering*