



Optimization of Micro Gas Turbine Combustion Chamber by Changing the Swirler Numerically and Experimentally

ARTICLE INFO

Article Type

Original Research

Authors

Aghayari M.^{1*},
Tabejamaat S.²,

How to cite this article

Aghayari M, Tabejamaat S. Optimization of Micro Gas Turbine Combustion Chamber by Changing the Swirler Numerically and Experimentally. Modares Mechanical Engineering. 2022;22(07):473-483.

^{1,2}Aerospace Engineering
Department, AmirKabir University
of Technology, Tehran, Iran

*Correspondence

Address: Aerospace Engineering
Department, AmirKabir University
of Technology, Tehran, Iran
aghayari@aut.ac.ir

Article History

Received: November 18, 2021

Accepted: April 12, 2022

ePublished: June 06, 2022

ABSTRACT

In the design of the combustion chamber, various parameters usually are considered. These parameters include uniform temperature distribution at the outlet of the chamber, more flame stability, lower pollution, higher combustion efficiency, lower wall temperature, and lower pressure drop in the chamber. Regarding the complex condition of the flow in the combustion chamber due to the various effects of turbulence and mixing of flows as well as the behavior of turbulent flames, predicting the performance of flow in the combustion chambers is very complicated. In this paper, the swirler of Amirkabir University of Technology Combustion Chamber has been studied and optimized. It is done by using the numerical method and finally the selected swirler in the numerical method is tested in the experimental setup to investigate the optimization method. According to the optimization, a swirler with an angle of 60 degrees, 12 blades, and a thickness of 0.75 mm is selected as the final case. In the experimental results, the amount of CO pollution has been significantly reduced. The output temperature, the pattern factor and unburned hydrocarbon have been reduced in the final case. However, the temperature uniformity inside the chamber has increased.

Keywords Combustion chamber, Swirler, Pollution, Temperature, Optimization

CITATION LINKS

[1] An experimental investigation on flame pulsation for a swirl non-premixed combustion. [2] Effect of Swirler in a Micro Gas Turbine Engine. [3] Effects of inlet air swirl and spray cone angle on combustion and emission performance... [4] Prediction of the flow inside a Micro Gas Turbine Combustor. [5] The effect of swirl on NO_x formation in non-premixed propane air flame. [6] Effect of swirl number on combustion characteristics in a natural gas diffusion flame. [7] Design and study on performance of axial swirler for annular combustor by changing different design parameters. [8] CFD analysis on swirl angle effect in gas turbine combustion chamber. [9] Design and Numerical Simulation of a Micro-Gas Turbine Combustor. [10] Numerical study of inlet air swirl intensity effect of a Methane-Air... [11] Optimized design of a swirler for a combustion chamber... [12] Axial swirler design influences on NO_x emissions... [13] Investigation of flow aerodynamics for optimal fuel placement and mixing in the radial swirler slot... [14] An investigation of air-swirl design criteria for gas turbine combustors through a multi-objective CFD optimization. [15] Performance Evaluation of Combustor by Using Different Swirler. [16] The effect of Swirl number and oxidizer composition on combustion characteristics of non-premixed methane flames. [17] Velocity, temperature, and species characteristics of the flow in a gas-turbine combustor. [18] Radiative heat transfer in a model gas turbine combustor. [19] Gas Turbine Combustion. [20] Design of modern turbine combustors. [21] Prediction of flow through swirl generator and validation by measured data. [22] Numerical study on the interaction mechanism between swirl and reverse flow rate ... [23] Predicting the near-burner-one flow field and chemistry of swirl-stabilized low-NO_x flames... [24] CFD Investigation of Standard k- ϵ and RNG k- ϵ Turbulence Model... [25] Numerical simulation of a turbulent flow near a right-angled corner... [26] Renormalization group analysis of turbulence. [27] ANSYS CFX-Solver Modeling Guide. [28] Implementation of two-equation soot flamelet models for laminar diffusion flames. [29] Multiscale combustion and turbulence. [30] Laminar diffusion flamelet models in non-premixed turbulent combustion. [31] ANSYS FLUENT 12.0 User's Guide - 26.2 Choosing the Spatial Discretization Scheme. [32] ANSYS FLUENT 12.0 User's Guide-26.2.1 First-Order Accuracy vs. Second-Order Accuracy.

بهینه سازی محفظه احتراق توربین گاز میکرو به تغییر چرخاننده به صورت عددی و تجربی

مجید آقایی*

دانشکده مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، ایران

صادق تابع جماعت

دانشکده مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، ایران

چکیده

در طراحی محفظه احتراق، پارامترهای مختلفی مدنظر باید قرار بگیرد. از جمله این پارامترها می‌توان به توزیع دمای یکنواخت در خروجی محفظه، کنترل پایداری شعله، آلایندگی کمتر، بازده بیشتر احتراق، دمای دیواره کمتر و افت فشار کمتر در محفظه اشاره کرد. با توجه به شرایط پیچیده حاکم بر جریان در محفظه احتراق بعثت اثرات متعدد توربولانس و اختلاط جریان‌ها و همچنین رفتار شعله‌های آشفته، پیش بینی عملکرد این‌گونه محفظه‌ها امری بسیار پیچیده می‌باشد. در این مقاله، سعی شده است محفظه احتراق میکروتوربین دانشگاه صنعتی امیرکبیر به لحاظ چرخاننده بررسی شده و بهینه گردد. متغیرهای این بهینه سازی تعداد، ضخامت و زاویه پره‌ها و توابع هدف کاهش مقدار CO، NOx، هیدروکربن نسوخته و افزایش دمای خروجی در نظر گرفته شد. این کار به کمک روش عددی انجام و در نهایت چرخاننده انتخاب شده در روش عددی، در روش تجربی تست گردید. با توجه به مطالعات انجام شده، در نهایت چرخاننده با زاویه ۶۰ درجه، تعداد ۱۲ پره و ضخامت ۰/۷۵ میلی متر به عنوان گزینه نهایی انتخاب شد. در نتایج نهایی، مقدار آلایندگی CO به میزان قابل توجهی کاهش پیدا کرد. البته دمای خروجی و ضریب یکنواختی دمای خروجی و هیدروکربن نسوخته در گزینه نهایی کمتر شد. با این حال یکنواختی دما داخل محفظه بیشتر شد.

کلیدواژه‌ها: محفظه احتراق، چرخاننده، آلایندگی، دما، بهینه‌سازی

تاریخ دریافت: ۱۴۰۰/۰۸/۲۷

تاریخ پذیرش: ۱۴۰۱/۰۱/۲۳

*نویسنده مسئول: aghayari@aut.ac.ir

۱- مقدمه

پدیده احتراق و عوامل مؤثر بر آن از قبیل نرخ سوخت به هوا یکی از عوامل مهم در تشکیل شعله می‌باشد. اختلاط سوخت و هوا نیز قسمت مهمی از فرآیند احتراق در محفظه احتراق موتور توربین گاز می‌باشد. معمولاً برای اینکه اختلاط بهتر شود و فرآیند احتراق به درستی انجام گیرد، نیاز به یک ناحیه بازگشتی داخل محفظه می‌باشد. در واقع این ناحیه بازگشتی به پایدار کردن شعله داخل محفظه‌ها کمک می‌نماید. این ناحیه به وسیله یک جریان حلقوی ایجاد می‌شود که در نتیجه آن یک ناحیه با فشار کمتر و یک شکست در گردابه ایجاد می‌گردد. تشکیل این ناحیه به عدد چرخش چرخاننده بستگی دارد که یکی از پارامترهای مهم در جریان چرخشی است. این چرخش باعث ایجاد یک ناحیه بازگشتی می‌شود که در نتیجه سوخت در آن می‌سوزد و از تشکیل NOx نیز تا حدی جلوگیری می‌نماید.

چرخاننده مجموعه‌ای از پره‌هاست که یک نیروی شعاعی در جریان ایجاد می‌نماید که باعث شکل چرخشی در حرکت جریان داخل محفظه می‌شود. افزایش عدد چرخش جریان ورودی به محفظه، باعث افزایش زمان ماند (Residence time) در شعله‌های غیر پیش آمیخته می‌شود که این مسئله بر توزیع دمای داخل محفظه، نرخ انتقال حرارت شعله و تشکیل آلایندگی‌ها اثر می‌گذارد [1, 2]. مطالعات متعددی بر روی چرخاننده‌ها و جریان چرخشی در محفظه‌های احتراق انجام شده است که در ادامه به برخی از آنها اشاره می‌شود.

چاترجی و همکاران [3] طی یک بررسی عددی، تاثیر چرخاننده بر احتراق درون محفظه احتراق استوانه‌ای را بررسی نمودند. آن‌ها گزارش کردند که غلظت ناکس خروجی از محفظه با افزایش عدد چرخش، کاهش می‌یابد.

الدینی و همکاران [4] دینامیک جریان داخل محفظه میکروتوربین گاز را برای چهار چرخاننده محوری با زاویه پره ۲۰، ۳۰، ۴۵ و ۶۰ درجه که متناسب با عدد چرخش ۰/۲۷، ۰/۴۲، ۰/۷۴ و ۱/۲۸۵ می‌باشند، مورد بررسی قرار دادند. این مطالعه به صورت عددی انجام شده است و نتایج نشان می‌دهد که با افزایش زاویه پره، قدرت توربولانس، اندازه ناحیه بازگشتی و مقدار جرم بازگشت داده شده، تقویت می‌شود. با وجود این تغییرات، افت فشار نیز افزایش می‌یابد. زاویه کمتر از ۲۰ درجه برای ایجاد ناحیه بازگشتی مناسب نمی‌باشد.

هروی و بازیار [5]، تاثیر چرخاننده بر تشکیل ناکس در شعله غیرپیش‌مخلوط گاز مایع-هوا در یک محفظه احتراق سیلندری را مورد بررسی قرار دادند. در این پژوهش مشاهده شد که چرخش تا یک محدوده‌ای میزان دما و سطح انتشار ناکس را افزایش می‌دهد و در نهایت از مقداری بیشتر، کاهش می‌یابد.

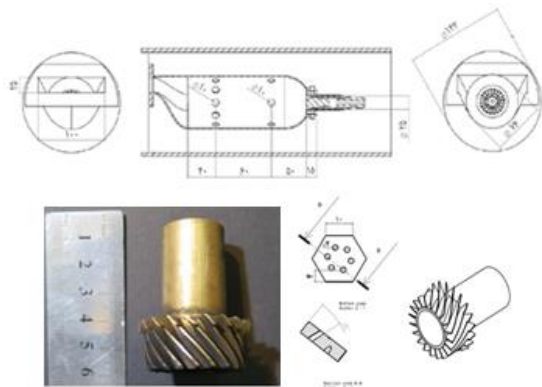
بیلماز [6] اثر عدد چرخش را بر مشخصه‌های احتراق از قبیل دما، سرعت و مؤلفه‌های گازی در یک احتراق دیفیوژن گاز طبیعی به کمک شبیه سازی عددی با فلونتت بررسی کرد. نتایج برای توزیع سرعت، ناحیه چرخشی مرکزی و ناحیه چرخشی خارجی، دما و مؤلفه‌های احتراق بررسی شد که در نهایت نتیجه گرفته شد که این مؤلفه‌ها اثر بسیاری از عدد چرخش می‌گیرند.

خاندلوال و همکاران [7] تأثیر پارامترهای طراحی و دبی ورودی جریان چرخاننده را به کمک روش‌های عددی بررسی کردند. پارامترهای طراحی از قبیل تعداد پره‌ها و زاویه پره‌ها برای یک چرخاننده محوری مورد بررسی قرار گرفت.

بوانا و همکاران [8] تأثیر زاویه پره را در یک محفظه با دو چرخاننده شعاعی و محوری به صورت عددی بررسی کردند. هدف آن‌ها در این مطالعه، افزایش گردابه پیرامون پره‌های چرخاننده با تغییر مساحت، زاویه پره‌های چرخاننده و افزایش عدد چرخاننده بود. در نهایت پس از بررسی‌های انجام شده، مشخص شد که با افزایش

۲- هندسه محفظه احتراق

محفظه احتراق میکروتوربین دانشگاه صنعتی امیرکبیر یک محفظه لوله‌ای می‌باشد که در دسته میکروتوربین‌ها قرار می‌گیرد. میکروتوربین‌ها، توربین‌های گازی با توان کمتر از ۵۰۰ کیلووات هستند. معمولاً محفظه احتراق این توربین‌ها با سوخت‌های مختلف قابلیت کارکردن را دارد. این محفظه در شکل ۱ نمایش داده شده است.



شکل ۱) هندسه محفظه احتراق میکروتوربین دانشگاه صنعتی امیرکبیر، چرخانده و انژکتور

این محفظه شباهت زیادی به محفظه اسپری دارد و با کمی ساده-سازی هندسی ساخته شده است. محفظه اسپری در سرتاسر دنیا برای انجام امور پژوهشی و تحقیق بر روی رفتار شعله و محفظه احتراق در شرایط کاری مختلف مورد استفاده قرار می‌گیرد [17, 18]. دو ردیف سوراخ به عنوان سوراخ‌های رقیق‌سازی بر روی محفظه قرار گرفته است که در ردیف اول ۶ و در ردیف دوم ۱۲ حفره وجود دارد. قطر تمامی این سوراخ‌ها به یک اندازه می‌باشد. خروجی محفظه داخلی به شکل مستطیل با عرض ۲۵ و طول ۱۰۰ میلی‌متر طراحی شده است. این محفظه دارای یک چرخانده با تعداد ۲۰ پره و زاویه ۴۵ درجه می‌باشد. در انژکتور ساخته شده، ۶ عدد حفره با قطر ۲ میلی‌متر وجود دارد که محور آنها ۱۹ درجه نسبت به محور انژکتور دوران داده شده است.

سطح چرخش یا قدرت جریان چرخشی را می‌توان با یک عدد بی‌بعد که عدد چرخش نام دارد، توصیف نمود. عدد چرخش نسبت شار مومنتوم زاویه‌ای و شار مومنتوم محوری است که به صورت زیر تعریف می‌گردد [19]. در رابطه ۱، u ، w ، p و r به ترتیب مولفه‌های سرعت مماسی و محوری، چگالی و شعاع می‌باشند.

$$S_n = \frac{\int_0^R (wr) \rho u 2\pi r dr}{R \int_0^R u \rho u 2\pi r dr} \quad (1)$$

برای یک چرخانده مسطح محوری، عدد چرخش به زاویه پرها θ ، شعاع داخلی r_i و شعاع خارجی r_o مربوط می‌شود که در مراجع [19, 20] نوشته شده‌اند:

$$S_n = \frac{2}{3} \left[\frac{1 - \left(\frac{r_i}{r_o}\right)^3}{1 - \left(\frac{r_i}{r_o}\right)^2} \right] \tan(\theta) \quad (2)$$

زاویه پره و عدد چرخش طول ناحیه چرخشی برگشتی و گردابه‌ها افزایش یافته و مشخصات اختلاط بهتر می‌شود.

ژانگ و همکاران [9] به کمک شبیه‌سازی پارامترهای مختلفی از قبیل زاویه چرخانده، قطر خروجی چرخانده، فاصله محوری چرخانده تا سوراخ‌های اولیه و قطر سوراخ‌های رقیق‌ساز را در پنج مدل مختلف بر روی یک محفظه ۱۰۰ کیلوواتی لوله‌ای-حلقوی بررسی کردند. نتایج آنها نشان داد که اطلاعات تجربی می‌تواند به عنوان یک راهنما و اساس بهینه‌سازی در روند طراحی آیرودینامیکی در نظر گرفته شود.

احمدیان حسینی و همکاران [10] اثر عدد چرخش را بر روی رفتار دینامیکی جریان در شعله دیفیوژن با استفاده از CFD بررسی کردند. نتایج آنها نشان داد که با افزایش عدد چرخش، ناحیه بازگشتی داخلی افزایش می‌یابد که این مسئله به معنای زیاد شدن محصولات احتراقی در این ناحیه است. همچنین به دلیل اختلاط بهتر هوا و سوخت بازده احتراق افزایش یافته و با حذف ناحیه دمای بالا کاهش NO_x را باعث می‌شود. با افزایش عدد چرخش همچنین توزیع جریان چرخشی تقویت می‌شود که این مسئله باعث افزایش مساحت تبادل حرارتی شعله و کاهش دمای ماکزیمم شعله می‌شود که این مسئله باعث افزایش بازده تشعشع به میزان ۳۶/۵ درصد و کاهش NO_x به میزان ۵۸/۶ درصد می‌شود. زاولتا و همکاران [11] با استفاده از ژنتیک الگوریتم و روش CFD بهینه‌سازی برای چرخانده یک محفظه احتراق با شعله دیفیوژن انجام دادند. نتایج آنها نشان داد که ناحیه بازگشتی با شدت و طول بیشتر در ناحیه اولیه به کمک یک چرخانده بهینه تولید می‌شود که این مسئله می‌تواند به طراحان در افزایش کارکرد محفظه احتراق و کاهش آلایندگی‌های تولیدی کمک کند.

افراد دیگری نیز در زمینه شبیه‌سازی چرخانده و یا اثر چرخانده بر روی محفظه احتراق مطالعاتی را انجام داده‌اند که از جمله مهمترین آنها می‌توان به مراجع [12-16] اشاره کرد.

در این پژوهش، سعی شده است عملکرد محفظه احتراق میکروتوربین دانشگاه صنعتی امیرکبیر (AMTCC) با چرخانده‌های مختلف بررسی شده و بهینه‌ترین آنها انتخاب شود. این محفظه که برگرفته از محفظه اسپری (spey) می‌باشد، با سوخت گاز طبیعی کار می‌کند. منظور از عملکرد محفظه، دما در خروجی محفظه احتراق، آلایندگی‌ها، بازده محفظه احتراق و افت فشار ناشی از چرخانده می‌باشد که تلاش برای بهبود این پارامترها در این مقاله انجام شده است. برای این کار از توابع بهینه‌سازی نرم افزار ANSYS با روش MOGA که یک روش الگوریتم ژنتیک چند هدفه (گونه‌ای از الگوریتم ژنتیک مرتب شده غیر مسلط II یا - NSGA II) می‌باشد، استفاده شد.

ذرات و دما می‌باشد. این معادلات براساس دو پارامتر تراکم سنج‌های (Scalar Dissipation) (χ) و نسبت اختلاط (Mixture Fraction) (Z) می‌باشد [28, 29]. این معادلات به صورت رابطه ۸ و ۹ می‌تواند بیان شود:

$$\rho \frac{\partial Y_i}{\partial t} = \rho \frac{\chi}{2} \frac{\partial^2 Y_i}{\partial Z^2} + \omega_i - \rho \left(\frac{D\chi}{2} \right)^{\frac{1}{2}} k \frac{\partial Y_i}{\partial Z} \quad (8)$$

$$\rho \frac{\partial T}{\partial t} = \rho \frac{\chi}{2} \frac{\partial^2 T}{\partial Z^2} + \omega_T - \rho \left(\frac{D\chi}{2} \right)^{\frac{1}{2}} k \frac{\partial T}{\partial Z} \quad (9)$$

که ω_i و ω_T پارامتر چشمه شیمیایی برای دما و ذرات، Y_i نسبت جرمی ذره i ام، T دما، k انحنای خط واحد نسبت اختلاط و t بیان کننده زمان است.

مدل فلیملت آرام از نسبت اختلاط (Z) برای ادغام واکنش‌های شیمیایی با شعله در طول احتراق آشفته بهره می‌برد [30]. برای کمی کردن نزدیکی به تعادل، این مدل تراکم سنج‌های (χ) را استفاده می‌نماید تا بیان کننده کشیدگی شعله باشد [29]. این پارامتر به صورت رابطه ۱۰ تعریف می‌شود:

$$\chi = 2D|\nabla Z|^2$$

$$\rho \frac{\partial Z}{\partial t} + \rho v_k \frac{\partial Z}{\partial \chi} = \frac{\partial}{\partial \chi} \left(\rho D \frac{\partial Z}{\partial \chi} \right) \quad (10)$$

که D ضریب پخش و v_k سرعت می‌باشد.

سوخت در نظر گرفته شده برای این مطالعه گاز شهری می‌باشد که با گاز متان مدل شده است.

شرایط مرزی در نظر گرفته شده برای شبیه سازی در جدول ۱ قابل مشاهده است:

جدول ۱) شرایط مرزی در نظر گرفته شده برای این شبیه سازی

پارامتر مورد نظر	واحد	مقدار در نظر گرفته شده
دبی هوا	g/s	۲۴/۴
دمای هوا	K	۳۱۵
دبی سوخت	g/s	۰/۲۸
دمای سوخت	K	۳۰۰
فشار خروجی	kPa	۰
دمای دیواره محفظه احتراق	K	۹۰۰
دمای دیواره بیرونی	K	۴۰۰

برای ارتباط دادن سرعت و فشار از روش ساده (simple) استفاده شده است. نحوه گسسته سازی برای تمامی متغیرها درجه دوم پیش‌رونده در نظر گرفته شده است. این روش دقت بالاتری در سطوح سلول‌ها فراهم می‌نماید [31, 32].

۲-۳- بررسی استقلال از شبکه

هندسه مربوط به محفظه احتراق به وسیله نرم افزار گمبیت شبکه بندی شده است. در شکل ۲ محفظه احتراق و شبکه بندی آن قابل مشاهده است. به منظور بررسی دقت شبکه، سه شبکه مختلف انتخاب شده است. تعداد شبکه‌های موجود در این سه شبکه‌بندی به ترتیب ۱/۷ میلیون، ۲/۵ و ۳/۵ میلیون در نظر گرفته شده است. برای بررسی حساسیت شبیه سازی به شبکه، مقدار دما در خط میانی عبوری از هندسه مقایسه شده است که در شکل ۳ قابل

در این پژوهش به منظور طراحی چرخاننده از سه پارامتر به عنوان متغیر در نظر گرفته شده است. تعداد پره، زاویه پره و ضخامت پره به عنوان متغیرهای طراحی لحاظ شده‌اند. محدودیت ضخامت برای پره ۰/۵ تا ۰/۷۵ میلی‌متر، تعداد پره ۱۲ تا ۱۸ و زاویه پره بین ۳۰ تا ۶۰ درجه انتخاب شده است. پارامترهای هدف برای طراحی مقدار آلایندگی خروجی (CO و NO_x)، دمای خروجی و مقدار هیدروکربن نسوخته در خروجی در نظر گرفته شده است.

۳- شبیه سازی عددی

برای رسیدن به هندسه بهینه، همانطور که بیان شد، از شبیه سازی عددی کمک گرفته شد. این شبیه سازی به وسیله نرم افزار فلوئنت انجام شده است.

۳-۱- مدل استفاده شده

برای شبیه سازی این هندسه، از مدل توربولانسی $k-\epsilon$ از نوع RNG استفاده شده است. علت انتخاب این مدل، شبیه سازی بهتر گردابه‌ها به کمک آن بوده است [11, 21-25]. در این مدل تغییراتی براساس مدل $k-\epsilon$ استاندارد که توسط یاخوت و ارزاک بدست آمده است [26] انجام شده است. این تغییرات براساس انبساط مقیاسی نامحدود در η می‌باشد. در این تغییرات ثابت $C_{\epsilon 1}$ به وسیله تابع $C_{\epsilon 1 \text{RNG}}$ در معادلات انتقالی برای اتلاف آشفته‌گی جایگزین شده است که این جایگزینی براساس نظریه بازسازی مجدد گروه‌ها از طریق حل معادلات انتقالی برای تولید و اتلاف آشفته‌گی انجام شده است [27]. مدل $k-\epsilon$ از نوع RNG می‌تواند به صورت زیر بیان شود:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \epsilon \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \epsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\epsilon 1} \mu_t \frac{\epsilon}{k} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - C_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (4)$$

که در این معادله:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (5)$$

$$C_{\epsilon 1}^* = 1.42 - \frac{\eta \left(1 - \frac{\eta}{\eta_0} \right)}{(1 + \beta \eta^3)} \quad (6)$$

$$\eta = \sqrt{\mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) / \rho C_\mu \epsilon} \quad (7)$$

که در این معادلات ترم μ_t بیان کننده ویسکوزیته آشفته‌گی است. مقادیر C_μ برابر ۰/۰۸۵، $C_{\epsilon 2}$ برابر ۱/۶۸، σ_ϵ برابر ۱/۳، σ_k برابر ۱/۰، β برابر ۰/۱۵ و η_0 برابر ۴/۳۸ می‌باشند.

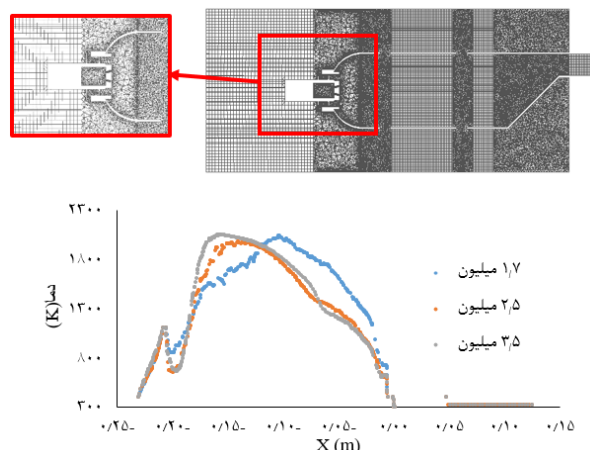
مدل احتراقی استفاده شده فلیملت (flamelet) و مکانیسم GRI ۳/۰ برای مدل کردن واکنش‌های شیمیایی احتراق استفاده شده است. مدل فلیملت براساس معادلات انتقالی نسبت جرمی

این حالت‌ها زاویه پره ۳۰، ۴۵ و ۶۰ و تعداد پره ۱۲، ۱۶ و ۲۰ در نظر گرفته شده است. ضخامت پره نیز برای تمام حالت‌ها ۰/۷۵ میلی متر لحاظ شده است. در ادامه نتایج مربوط به شبیه سازی برای این ۹ حالت با یکدیگر مقایسه شده است.

همانگونه که در شکل ۳ قابل مشاهده است، در زاویه پره ۳۰ درجه به علت چرخش کمتر جریان ورودی چرخاننده، در ناحیه‌ای از محفظه در نزدیکی سوراخ‌های اولیه سرعت محوری افزایش پیدا کرده است. این مسئله به دلیل ورود هوای اولیه از سوراخ‌های ردیف اول و کاهش مساحت عبوری جریان داخل محفظه می‌باشد. به عبارت دیگر، به دلیل اینکه در زاویه پره کمتر، سرعت محوری جریان از سرعت مماسی و چرخشی بیشتر است، با کاهش سطح مقطع عبوری، افزایش سرعت محوری ملموس‌تر می‌باشد. همانطور که مشاهده می‌شود با افزایش زاویه پره به ۴۵ و ۶۰ درجه این مسئله کمتر مشاهده است.

در شکل ۴، دمای جریان داخل محفظه احتراق بر روی صفحه عبوری از میان محفظه قابل مشاهده است. همانگونه که در این شکل‌ها مشخص است، با افزایش زاویه پره، دمای ماکزیمم به سمت انژکتور حرکت می‌کنند. این مسئله به معنی افزایش اختلاط سوخت و هوا در قسمت اولیه محفظه می‌باشد. به عبارت بهتر، مقدار بیشتری از سوخت داخل ناحیه اولیه محفظه احتراق مشتعل شده و در نتیجه سوخت مشتعل نشده در قسمت‌های میانی و پایانی محفظه کاهش پیدا می‌کند. همانگونه که مشاهده می‌شود روند مشخصی برای افزایش تعداد پره و کانتور دمای جریان وجود ندارد. در زاویه ۳۰ درجه، با افزایش تعداد پره، دمای مرکز محفظه ابتدا افزایش یافته و سپس کاهش می‌یابد. ولی در زاویه ۴۵ درجه، نیز دمای مرکز محفظه ابتدا کاهش و سپس افزایش می‌یابد. همچنین در زاویه ۶۰ درجه نیز دمای مرکز ابتدا کاهش و سپس افزایش می‌یابد.

در شکل ۵، کانتور نسبت مولی OH مشخص شده است. اگر OH را به عنوان نماینده مرز شعله در نظر بگیریم، می‌توانیم نتیجه بگیریم که با افزایش تعداد پره در یک زاویه خاص، شعله در قسمت



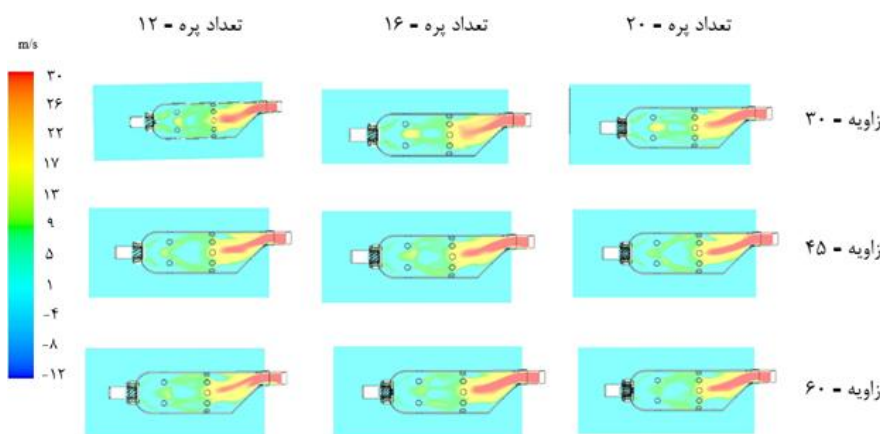
شکل ۲) شبکه بندی انجام شده و مقایسه دما در خط میانی محفظه در راستای طولی جهت بررسی حساسیت حل به تعداد شبکه

مشاهده است. همانگونه که در این شکل مشاهده می‌شود، دما در شبکه با تعداد ۱/۷ میلیون تفاوت قابل ملاحظه‌ای با شبکه‌های دیگر دارد. اما با افزایش تعداد شبکه به ۲/۵ میلیون، تفاوت تا حد قابل قبولی از بین می‌رود. در نتیجه می‌توان نتیجه گرفت که مقدار شبکه ۲/۵ میلیون مناسب بنظر می‌رسد.

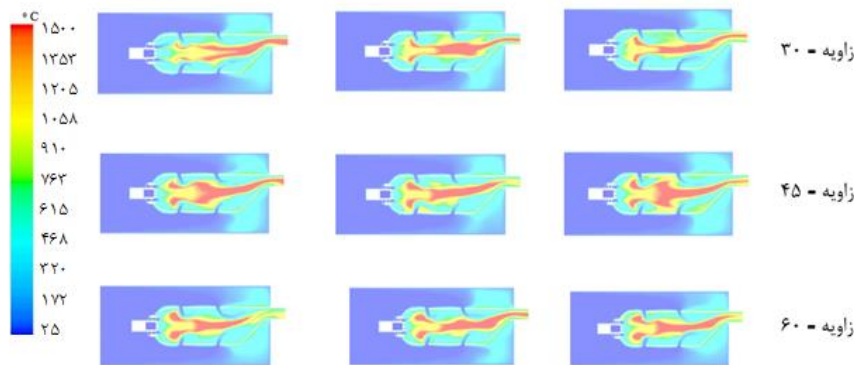
۳-۳- نتایج عددی

این بهینه سازی به دو روش انجام شده است. در روش اول با استفاده از روش الگوریتم ژنتیک انجام شده است. در این روش پارامتر متغیر تعداد پره، ضخامت پره و زاویه پره در نظر گرفته شده است. محدوده در نظر گرفته شده برای تعداد پره ۱۲ تا ۲۰، برای زاویه پره بین ۳۰ تا ۶۰ و برای ضخامت بین ۰/۵۵ میلی متر تا ۰/۷۵ میلی متر انتخاب شد. تعداد پره و زاویه پره با گام ۱ و ضخامت پره با گام ۰/۱ تغییر داده شده‌اند. پارامترهای هدف نیز شامل آلایندگی کمتر، دمای خروجی بیشتر و سوخت نسوخته کمتر می‌باشد. با توجه به این شبیه سازی که توسط نرم افزار Ansys انجام شده، محفظه با تعداد پره ۱۲، ضخامت ۰/۷۵ میلی متر و زاویه پره ۶۰ درجه به عنوان بهینه ترین حالت بدست آمده است.

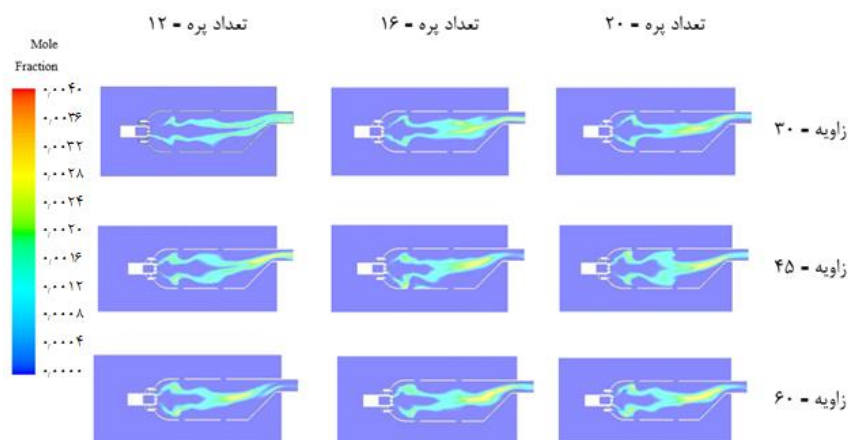
در مرحله بعد برای اینکه دمای نزدیک دیواره ها نیز بررسی شود، تعداد ۹ حالت مختلف برای شبیه سازی انتخاب شده است. در



شکل ۳) مقایسه سرعت محوری محفظه با زاویه پره و تعداد پره‌های مختلف



شکل ۴) کانتور دمای جریان داخل محفظه در صفحه میانی عبوری از محفظه احتراق



شکل ۵) مقایسه کانتور نسبت مولی OH در صفحه میانی محفظه احتراق

نهایت مقدار آلاینده‌هایی نظیر CO نیز در این حالت افزایش می‌یابد. همانگونه که در جدول ۲ مشاهده می‌شود، با افزایش زاویه پره و تعداد آن، دبی هوای عبوری از چرخاننده کاهش و در نتیجه نسبت هم ارزی افزایش می‌یابد. با توجه به اطلاعات موجود در جدول ۲ زاویه ۶۰ درجه با تعداد پره ۱۲ بیشترین مقدار نسبت هم ارزی مجاز برای ناحیه اولیه می‌باشد.

۴- تست تجربی

پس از انجام شبیه‌سازی ها و پیدا کردن چرخاننده بهینه، این

میانی محفظه (بین دو ردیف سوراخ) پهنا و قدرت بیشتری پیدا می‌کند. با افزایش زاویه پره نیز می‌توان به وضوح این قضیه را مشاهده کرد. البته که تأثیر زاویه پره نسبت به تعداد پره در جهت افزایش تولید OH و در نتیجه انجام واکنش احتراق بیشتر است. در نتیجه می‌توان نتیجه گرفت با افزایش زاویه پره، می‌توان سوخت بیشتری را داخل محفظه محترق کرده و در نتیجه هیدروکربن نسوخته کمتری در خروجی محفظه احتراق داشته باشیم. از نتایج مهم دیگری که می‌توان از این شکل‌ها گرفت، این است که با افزایش تعداد پره در یک زاویه مشخص (زاویه ۴۵ و ۶۰)، مقدار OH تشکیل شده در نزدیکی دیواره در قسمت میانی محفظه افزایش می‌یابد. این مسئله می‌تواند باعث افزایش دمای بالا در نزدیکی دیواره های محفظه گردد.

از جمله پارامترهای مهم برای طراحی و بهینه سازی محفظه احتراق، نسبت سوخت به هوا در ناحیه اولیه محفظه احتراق می‌باشد. معمولاً در طراحی محفظه‌های معمول، نسبت هم‌ارزی سوخت به هوا کمتر از یک در نظر گرفته می‌شود. به این دلیل که با افزایش سوخت در ناحیه ابتدایی محفظه، مقدار سوخت محترق نشده افزایش یافته و پایداری شعله نیز دچار مشکل می‌شود. در

جدول ۲) نسبت هم‌ارزی و هوای عبوری در ناحیه اولیه محفظه احتراق

تعداد پره	زاویه پره	دبی هوای عبوری از چرخاننده (g/s)	نسبت هم ارزی
۳۰	۱۲	۶/۰۷	۰/۷۹۳
۳۰	۱۶	۵/۶۷	۰/۸۵۰
۳۰	۲۰	۵/۴۵۵	۰/۸۸۴
۴۵	۱۲	۵/۳۸	۰/۸۹۵
۴۵	۱۶	۵/۲۲	۰/۹۲۲
۴۵	۲۰	۴/۹۲	۰/۹۷۹
۶۰	۱۲	۴/۸۴	۰/۹۹۵
۶۰	۱۶	۴/۶۶	۱/۰۳۲
۶۰	۲۰	۴/۴۶	۱/۰۸۱

۴-۳- نتایج تست تجربی

در ابتدا کانتور دما در داخل محفظه احتراق در چند دبی سوخت و هوا نمایش داده می‌شود. در جدول ۳ نقاط انتخاب شده مربوط به این بررسی و نتایج مربوط به بازده احتراق و ضریب یکنواختی دما در خروجی محفظه مشاهده می‌شود. ضریب یکنواختی دما از رابطه ۱۱ بدست می‌آید:

$$PF = \frac{T_{max} - T_{mean}}{T_{mean} - T_{inlet}} \quad (11)$$

که در آن T_{max} دمای بیشینه، T_{mean} دمای میانگین خروجی و T_{inlet} دمای ورودی به محفظه می‌باشد. همچنین بازده محفظه احتراق نیز از رابطه ۱۲ بدست می‌آید:

$$\eta_{combustion} = \frac{C_p(T_{exit} - T_{inlet}) \dot{m}_{air}}{\dot{m}_{fuel} LHV_{fuel}} \quad (12)$$

که در این رابطه C_p گرمای ویژه هوا در فشار ثابت، T_{exit} میانگین دمای خروجی محفظه، $\dot{m}_{fuel}$ دبی جرمی سوخت، $\dot{m}_{air}$ دبی جرمی هوا و LHV_{fuel} ارزش حرارتی پایین سوخت می‌باشند.

جدول ۳) بررسی پارامترهای کارکردی محفظه در نقاط کاری مختلف

ردیف	نوع چرخاننده	دبی سوخت	دبی هوا	نسبت هم ارزی	نسبت یکنواختی دمای خروجی	بازده محفظه
A	۴۵ درجه	۱۶	۸۰	۰,۱۴۶	۰,۰۶۴	۰,۹۶
	۶۰ درجه				۰,۰۹۱	۰,۹۳
B	۴۵ درجه	۲۰	۸۰	۰,۱۸۷	۰,۰۷۲	۰,۸۹
	۶۰ درجه				۰,۱۴۵	۰,۸۵
C	۴۵ درجه	۲۰	۵۰	۰,۳۰۱	۰,۱۵۸	۰,۷۴
	۶۰ درجه				۰,۱۱۹	۰,۷۱

همانگونه که در جدول ۳ قابل مشاهده است، چرخاننده ۴۵ درجه دارای ضریب یکنواختی کمتر در نسبت هم‌ارزی‌های پایین می‌باشد. در نسبت هم ارزی بالاتر، ضریب یکنواختی چرخاننده ۴۵ درجه بیشتر از ۶۰ درجه می‌باشد که این مسئله می‌تواند به دلیل پایدارتر بودن محفظه در نسبت هم‌ارزی‌های بالاتر برای چرخاننده ۶۰ درجه باشد.

دمای خروجی و بازده محفظه برای چرخاننده با زاویه ۴۵ درجه بیشتر می‌باشد. علت این امر می‌تواند انجام بیشتر واکنش در نزدیکی خروجی محفظه باشد که باعث بالاتر رفتن دمای خروجی می‌گردد.

در شکل ۷ دمای محفظه احتراق در نسبت هم‌ارزی‌های معرفی شده جدول ۳ را مشاهده می‌نماییم. همانطور که در این شکل‌ها مشخص است، زمانی که چرخاننده از ۴۵ درجه به ۶۰ درجه تغییر می‌نماید، ناحیه میانی محفظه دمای میانگین بالاتری دارد. اگر محفظه را به سه ناحیه ابتدایی (قبل از سوراخ‌های رقیق‌سازی)، میانی (بین دو ردیف سوراخ رقیق‌سازی) و خروجی (بعد از سوراخ‌های رقیق‌سازی) تقسیم کنیم، در محفظه با چرخاننده ۴۵ درجه، واکنش داخل قسمت میانی محفظه کمتر از چرخاننده با

چرخاننده ساخته شده و در آزمونگر موجود در دانشگاه امیرکبیر آزموده شد تا از صحت روش بهینه سازی اطمینان حاصل گردد. با توجه به نتایج شبیه سازی، زاویه پره ۶۰ درجه با تعداد ۱۲ عدد به عنوان گزینه نهایی بهینه برای این محفظه انتخاب شده است. با این شرایط عدد چرخش برابر ۱/۴۶ بدست آمد. این عدد برای طراحی اولیه ۰/۸۵ بود. عدد چرخش از رابطه ۲ بدست آمده است.

۴-۱- آزمونگر اتمسفریک

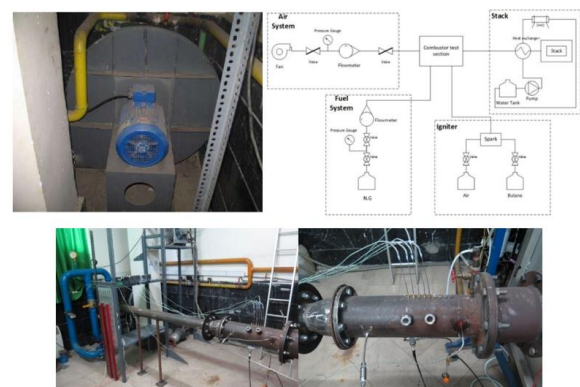
این آزمونگر از پنج بخش اصلی محفظه احتراق، سیستم هوارسانی، سیستم سوخت رسانی، سیستم جرعه زن و محفظه خروجی تشکیل شده است که طرح شماتیک آن در شکل ۶ قابل مشاهده است.

از یک دمنده سانتریفیوژ به منظور تامین دبی مورد نظر به محفظه احتراق استفاده می‌گردد. این دمنده قادر به ایجاد حداکثر دبی ۸۰۰ متر مکعب بر ساعت و فشار ۱/۱ بار می‌باشد. سوخت این محفظه گاز طبیعی می‌باشد. مقدار دبی سوخت و هوا به وسیله یک روتامتر کالیبره شده اندازه‌گیری می‌شوند. همچنین دما و فشار نیز برای هر دو ورودی به وسیله ترموکوپل و فشارسنج اندازه‌گیری می‌گردد.

۴-۲- تجهیزات اندازه‌گیری

پارامترهای اندازه‌گیری شده در این آزمایش، دما، فشار، دبی و آلایندگی می‌باشد. فشار گاز و هوای ورودی توسط فشار سنج بوردونی، دبی گاز و هوای ورودی به محفظه به وسیله روتامتر، دما به وسیله ترموکوپل‌های نوع k و آلایندگی‌ها نیز به وسیله دستگاه آنالیزور تستو اندازه‌گیری شده است. آنالیزور در خروجی محفظه و با فاصله مناسب از آن قرار گرفته است تا از ذرات داغ خروجی فاصله مناسبی داشته باشد.

علاوه بر اندازه‌گیری دمای هوای ورودی، دما در ۵ راستا بین دو ردیف سوراخ خنک کاری در طول فضای درونی محفظه احتراق اندازه‌گیری می‌شود. در هر راستا داخل محفظه احتراق، اندازه‌گیری از دیواره بالایی تا دیواره پایینی برای هر فاصله ۵ میلی‌متری انجام شده است.



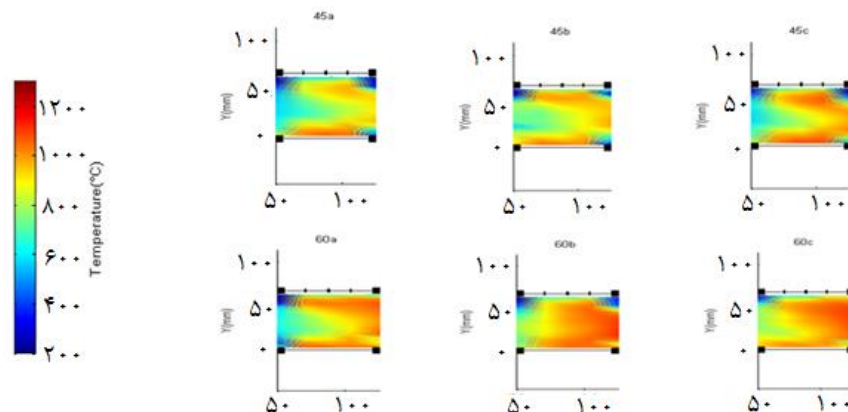
شکل ۶) شماتیک آزمونگر اتمسفریک، دمنده سانتریفیوژ، آزمونگر محفظه احتراق و مقطع آزمون به همراه ترموکوپل‌های مربوطه

دقیقه) به صورت محسوسی در دبی هوای یکسان، مقدار CO در محفظه با چرخانده ۶۰ درجه کمتر است. این مسئله نشان می‌دهد که مقدار CO با تغییر چرخانده در این دبی سوخت (دبی‌های پایین سوخت) بهتر شده است. در دبی‌های متوسط سوخت (۱۶ و ۲۰ لیتر بر دقیقه) با دبی‌های کمتر هوا مقدار CO خروجی برای چرخانده ۴۵ درجه کمتر می‌باشد. اما با افزایش دبی هوا، مقدار CO برای محفظه با چرخانده ۶۰ درجه کمتر از محفظه با چرخانده ۴۵ درجه می‌شود. از این مسئله می‌توان نتیجه گرفت با افزایش دبی هوا، مقدار CO به صورت کلی برای چرخانده ۶۰ درجه کمتر است. در دبی سوخت بالا (۲۴ لیتر بر دقیقه)، مقدار CO برای هر دو چرخانده در دبی‌های پایین هوا تقریباً برابر است. ولی با افزایش دبی هوا، مقدار CO برای چرخانده ۶۰ درجه کمتر می‌باشد. به صورت کلی از این نمودارها می‌توان نتیجه گرفت، با تغییر چرخانده به ۶۰ درجه، در دبی‌های بالای هوا مقدار CO کاهش یافته است. در دبی‌های کمتر هوا نیز تفاوت آنچنانی با چرخانده ۴۵ درجه ندارد.

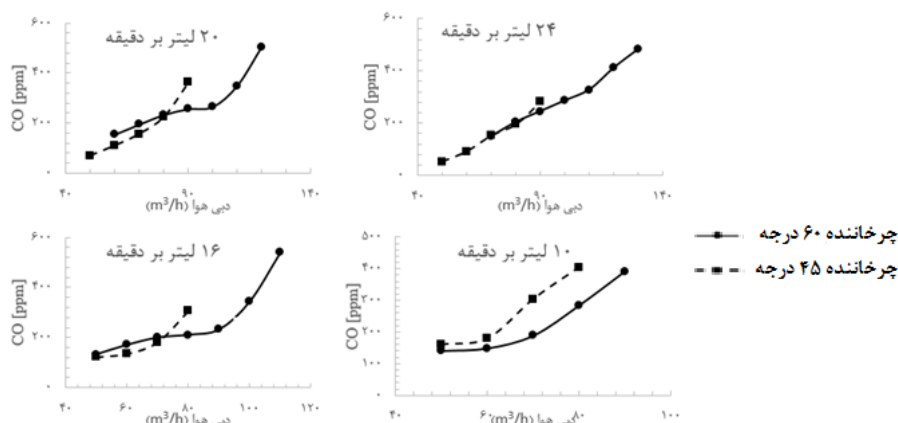
در شکل ۹، مقدار NO برای محفظه با چرخانده ۴۵ و ۶۰ درجه در دبی‌های مختلف سوخت مقایسه شده است. با توجه به این نمودارها، مقدار NO برای دبی‌های بالای سوخت تقریباً برابر و برای

زاویه ۶۰ درجه می‌باشد. با توجه به اینکه دمای خروجی محفظه با چرخانده ۴۵ درجه بالاتر است، در نتیجه باید در قسمت خروجی واکنش احتراق برای محفظه با چرخانده ۴۵ درجه بیشتر باشد. این مسئله باعث می‌شود که در نزدیکی دیواره‌های خروجی محفظه با چرخانده ۴۵ درجه دمای بالاتری داشته باشیم که می‌تواند باعث کاهش طول عمر این دیواره‌ها باشد. همچنین به دلیل کمتر بودن زمان مورد نیاز برای کامل شده واکنش احتراق، مقدار آلاینده CO و هیدروکربن نسوخته بیشتر باشد (مشابه نتایجی که در شبیه سازی بدست آمد). در محفظه با چرخانده ۴۵ درجه، در نزدیکی دیواره‌های قسمت میانی محفظه دمای بالاتری داریم که این مسئله به معنی اختلاط کمتر جریان داخل محفظه در قسمت میانی است. در هر دو حالت شعله بعد از قسمت میانی محفظه احتراق نیز ادامه دارد. در محفظه با چرخانده ۶۰ درجه، دمای قسمت میانی محفظه به صورت میانگین بیشتر از محفظه با چرخانده ۴۵ درجه می‌باشد. به عبارت بهتر، اختلاط در محفظه با چرخانده ۴۵ درجه نسبت به چرخانده ۶۰ درجه کمتر می‌باشد که این مسئله در شبیه سازی‌ها نیز نمایش داده شد.

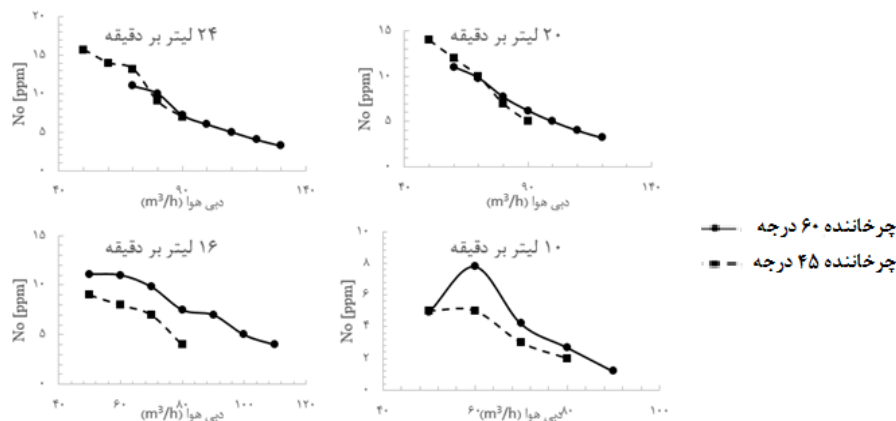
در شکل ۸، مقایسه CO خروجی از محفظه با چرخانده ۴۵ و ۶۰ درجه در دبی سوخت‌های ۲۴، ۲۰، ۱۶ و ۱۰ لیتر بر دقیقه انجام شده است. با توجه به این نمودارها، در دبی پایین سوخت (۱۰ لیتر بر



شکل ۷) مقایسه کانتور دمای چرخانده ۴۵ (بالا) و ۶۰ درجه (پایین) در صفحه میانی محفظه احتراق در نسبت هم ارزی ۰/۱۴۶ (سمت چپ)، ۰/۱۸۷ (وسط) و ۰/۳۰۱ (سمت راست)



شکل ۸) نمودار مقایسه CO خروجی برای دبی‌های سوخت مختلف



شکل ۹) نمودار مقایسه NO خروجی برای دبی های سوخت مختلف

در نهایت عملکرد محفظه احتراق از لحاظ بازده، یکنواختی دمای خروجی، مقدار دمای خروجی، پایداری، دمای داخل محفظه احتراق و آلایندگی به صورت تجربی بدست آمده است. دو چرخاننده با زاویه ۴۵ درجه و تعداد ۲۰ پره و دیگری با زاویه ۶۰ درجه و تعداد ۱۲ پره به صورت تجربی بررسی شده است. شبیه سازی عددی به کمک نرم افزار Ansys Fluent انجام شده است. بهینه سازی یکبار با کمک روش بهینه سازی نرم افزار ANSYS توسط الگوریتم ژنتیک و بار دیگر به صورت حل مجزا برای هندسه های مختلف انجام شد. در این حل ها تعداد، زاویه و ضخامت پره ها به عنوان پارامتر متغیر در نظر گرفته شد. نتایج بدست آمده از شبیه سازی عددی را می توان به صورت زیر بیان کرد:

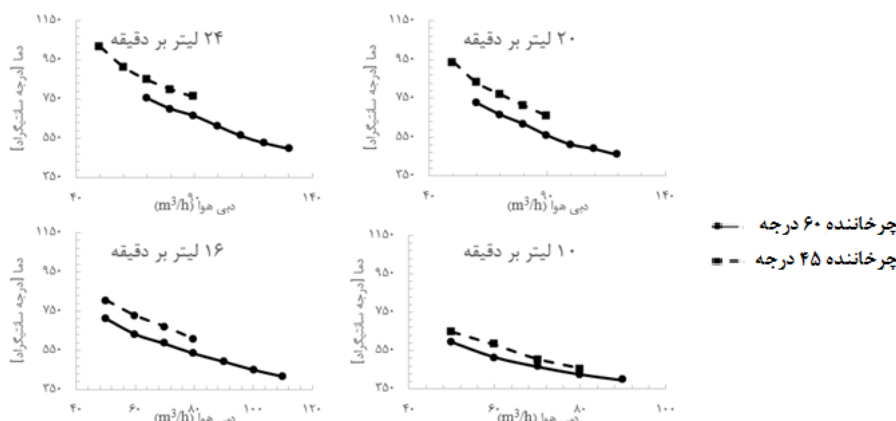
- در محفظه با عدد چرخش پایین تر سرعت محوری در قسمت ابتدایی و میانی محفظه بیشتر بوده و در نتیجه زمان اقامت جریان داخل محفظه کمتر می شود. این مسئله می تواند باعث افزایش آلایندگی ها و هیدروکربن نسوخته در خروجی محفظه گردد.

دبی های پایین سوخت برای محفظه با چرخاننده ۶۰ درجه اندکی بالاتر است. از این مسئله می توان نتیجه گرفت که مقدار NO با تغییر چرخاننده برای دبی های پایین سوخت اندکی افزایش می یابد.

در شکل ۱۰، مقدار دمای خروجی برای محفظه با چرخاننده ۴۵ و ۶۰ درجه در دبی های مختلف سوخت مقایسه شده است. همانگونه که در این نمودارها قابل مشاهده است، مقدار دمای خروجی با تغییر چرخاننده، کاهش پیدا کرده است. این مسئله در شبیه سازی ها نیز مشاهده شده است. علت این امر می تواند مسائل مختلفی باشد. از جمله اینکه این دما در مرکز خروجی محفظه مقایسه شده است که می تواند به علت عدم تقارن در خروجی محفظه این اختلاف ایجاد شده باشد. همچنین به دلیل اینکه برای محفظه با چرخاننده ۴۵ درجه طول شعله بیشتر می باشد، در نتیجه دمای خروجی محفظه بیشتر بدست آمده است.

۵- نتیجه گیری

در این مطالعه سعی شده است که بهینه سازی یک محفظه احتراق با تغییر چرخاننده و در نتیجه عدد چرخش به صورت عددی و تجربی بررسی شود. تغییرات چرخاننده در ابتدا با استفاده از شبیه سازی عددی انجام شده است.



شکل ۱۰) نمودار مقایسه دمای خروجی محفظه برای دبی های سوخت مختلف

تأییدیه اخلاقی: نویسندگان این مقاله در تهیه و تنظیم آن رعایت کامل اصول اخلاقی را مدنظر قرار داده اند.

تعارض منافع: تمامی مطالب مذکور توسط نویسندگان مقاله انجام شده است و نهادی در تهیه آن نقش نداشته است.

منابع مالی: تمامی منابع مالی این تحقیق توسط نویسندگان مقاله و آزمایشگاه دانشگاه صنعتی امیرکبیر تأمین شده است.

منابع

- 1- Xi Z, Fu Z, Hu X, Sabir SW, Jiang Y. An experimental investigation on flame pulsation for a swirl non-premixed combustion. *Energies*. 2018;11(7):1757.
 - 2- Pavithra S, Swathi R, Mr. Saravanakumar N, Vinitha K, Sathishkumar K, Effect of Swirler in a Micro Gas Turbine Engine, *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)*. 2019;7(11).
 - 3- Chatterjee D, Datta A, Ghosh AK, Som SK. Effects of inlet air swirl and spray cone angle on combustion and emission performance of a liquid fuel spray in a gas turbine combustor. *Journal of the Institution of Engineers (India): Aerospace Engineering Journal*. 2004;85(2):41-6.
 - 4- Eldrainy YA, Ridzwan JJ, Jaafar MN. Prediction of the flow inside a Micro Gas Turbine Combustor. *Jurnal Mekanikal*. 2008.
 - 5- Heravi H, Baziar P. The effect of swirl on NO_x formation in non-premixed propane air flame. *InProceeding of the European combustion meeting* 2011.
 - 6- Yilmaz I. Effect of swirl number on combustion characteristics in a natural gas diffusion flame. *Journal of Energy Resources Technology*. 2013;135(4).
 - 7- Khandelwal B, Lili D, Sethi V. Design and study on performance of axial swirler for annular combustor by changing different design parameters. *Journal of the Energy Institute*. 2014;87(4):372-82.
 - 8- Bhuvana RG, Srinivasan SA, Murugan DT. CFD analysis on swirl angle effect in gas turbine combustion chamber. *InIOP Conference Series: Materials Science and Engineering* 2018 Aug 1 (Vol. 402, No. 1, p. 012206). IOP Publishing.
 - 9- Li JH, Liu YP, Yan YW, Zhang P. Design and Numerical Simulation of a Micro-Gas Turbine Combustor. *Journal of Applied Fluid Mechanics*. 2019;12(5):1707-18.
 - 10- Hosseini AA, Ghodrati M, Moghiman M, Pourhoseini SH. Numerical study of inlet air swirl intensity effect of a Methane-Air Diffusion Flame on its combustion characteristics. *Case Studies in Thermal Engineering*. 2020;18:100610.
 - 11- Zavaleta-Luna DA, Viguera-Zúñiga MO, Herrera-May AL, Zamora-Castro SA, Tejeda-del-Cueto ME. Optimized design of a swirler for a combustion chamber of non-premixed flame using genetic algorithms. *Energies*. 2020;13(9):2240.
 - 12- Andrews GE, Ahmad NT. Axial swirler design influences on NO_x emissions for premixed combustion in gas turbine combustors with all the combustor air flow passing through the swirler. *InTurbo Expo: Power for Land, Sea, and Air* 2011 (Vol. 54624, pp. 449-460).
- با افزایش زاویه پره، اختلاط سوخت و هوا در قسمت اولیه محفظه افزایش می‌یابد. به عبارت بهتر، مقدار بیشتری از سوخت داخل ناحیه اولیه محفظه احتراق مشتعل شده و در نتیجه سوخت مشتعل نشده در قسمت‌های میانی و پایانی محفظه کاهش پیدا می‌کند.
 - از حیث اختلاط بهتر سوخت و هوا و کوتاه‌تر شدن شعله، زاویه پره ۶۰ درجه با تعداد ۲۰ عدد بهترین نتیجه را نشان می‌دهد و پره‌هایی با زاویه ۳۰ درجه و تعداد ۱۲ عدد بدترین شرایط را دارد.
 - با افزایش زاویه پره، می‌توان سوخت بیشتری را داخل محفظه محترق کرده و در نتیجه هیدروکربن نسوخته کمتری در خروجی محفظه احتراق داشته باشیم. همچنین با افزایش تعداد پره در یک زاویه مشخص، مقدار OH تشکیل شده در نزدیکی دیواره در قسمت میانی محفظه افزایش می‌یابد. این مسئله می‌تواند باعث افزایش دمای بالا در نزدیکی دیواره‌های محفظه گردد.
 - با افزایش زاویه پره و تعداد آن، دبی هوای عبوری از چرخاننده کاهش و در نتیجه نسبت هم‌ارزی افزایش می‌یابد. با توجه به اطلاعات موجود در جدول ۲، زاویه ۶۰ درجه با تعداد پره ۱۲ بیشترین مقدار نسبت هم‌ارزی مجاز برای ناحیه اولیه می‌باشد.
 - در قسمت بعد، دو چرخاننده با زاویه ۴۵ درجه و تعداد ۲۰ پره و دیگری با زاویه ۶۰ درجه و تعداد ۱۲ پره به صورت تجربی با یکدیگر مقایسه شد تا نتایج مربوط به شبیه‌سازی اعتبار سنجی شود. نتایج مربوط به این تست‌ها نیز در ادامه به صورت خلاصه آمده است.
 - زمانی که چرخاننده از ۴۵ درجه به ۶۰ درجه تغییر می‌نماید، ناحیه میانی محفظه دمای میانگین بالاتری دارد و در نتیجه بنظر مقدار بیشتری از سوخت داخل محفظه مشتعل می‌شود. اما در محفظه با چرخاننده ۴۵ درجه، در نزدیکی دیواره‌های قسمت میانی محفظه دمای بالاتری داریم که این مسئله به معنی اختلاط کمتر جریان داخل محفظه در قسمت میانی و همچنین احتراق ناقص بیشتر در این حالت است.
 - به صورت کلی مقدار CO برای چرخاننده با زاویه ۶۰ درجه کمتر از چرخاننده با زاویه ۴۵ درجه است. همچنین برای چرخاننده ۶۰ درجه، دما در مرکز ناحیه خروجی کمتر از چرخاننده ۴۵ درجه می‌باشد. اختلاف این دما در حدود ۱۰۰ تا ۲۰۰ درجه سانتیگراد می‌باشد.
 - محفظه با چرخاننده ۶۰ درجه در دبی‌های هوای بیشتری پایدار می‌باشد.

- 29- Peters N. Multiscale combustion and turbulence. Proceedings of the Combustion Institute. 2009;32(1):1-25.
- 30- Peters N. Laminar diffusion flamelet models in non-premixed turbulent combustion. Progress in energy and combustion science. 1984;10(3):319-39.
- 31- ANSYS FLUENT 12.0 User's Guide - 26.2 Choosing the Spatial Discretization Scheme.
- 32- ANSYS FLUENT 12.0 User's Guide-26.2.1 First-Order Accuracy vs. Second-Order Accuracy.
- 13- Eghe Agbonzikilo F, Owen I, Kumar Sadasivuni S, Bickerton RA. Investigation of flow aerodynamics for optimal fuel placement and mixing in the radial swirler slot of a dry low emission gas turbine combustion chamber. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 2016;138(5).
- 14- Torkzadeh MM, Bolourchifard F, Amani E. An investigation of air-swirl design criteria for gas turbine combustors through a multi-objective CFD optimization. Fuel. 2016;186:734-49.
- 15- Khadase RD, Bhele SK. Performance Evaluation of Combustor by Using Different Swirler. Int. J. Res. Appl. Sci. Eng. Technol. 2016;4:85-90.
- 16- Rashwan SS. The effect of Swirl number and oxidizer composition on combustion characteristics of non-premixed methane flames. Energy & Fuels. 2018;32(2):2517-26.
- 17- Heitor MV, Whitelaw JH. Velocity, temperature, and species characteristics of the flow in a gas-turbine combustor. Combustion and Flame. 1986;64(1):1-32.
- 18- Paul MC, Jones WP. Radiative heat transfer in a model gas turbine combustor. Advanced Computational Methods in Heat Transfer IX. 2006;53:413-21.
- 19- Lefebvre AH. Gas Turbine Combustion McGraw-Hill. New York. 1983:492-5.
- 20- Mellor AM, editor. Design of modern turbine combustors. academic Press; 1990.
- 21- Vondál J, Hájek J. Prediction of flow through swirl generator and validation by measured data. In Journal of Physics: Conference Series 2011(Vol. 318, No. 2, p. 022026). IOP Publishing.
- 22- Liu YL, Tang H. Numerical study on the interaction mechanism between swirl and reverse flow rate in a twin swirl combustor. In Advanced Materials Research 2014 (Vol. 960, pp. 341-348). Trans Tech Publications Ltd.
- 23- Breussin F, Pigari F, Weber R. Predicting the near-burner-one flow field and chemistry of swirl-stabilised low-NOx flames of pulverised coal using the RNG-k- ϵ , RSM and k- ϵ turbulence models. In Symposium (International) on Combustion 1996 (Vol. 26, No. 1, pp. 211-217). Elsevier.
- 24- Darmawan, S., Budiarmo, B., Siswantara, A.I., "CFD Investigation of Standard k- ϵ and RNG k- ϵ Turbulence Model in Compressor Discharge of Proto X-2 Bioenergy Micro Gas Turbine", In Proceedings of the 8th International Conference in Fluid Thermal and Energy Conversion, Semarang, Indonesia, 9-10. 2013; pp. 4-8.
- 25- Mompean G. Numerical simulation of a turbulent flow near a right-angled corner using the Speziale non-linear model with RNG k- ϵ equations. Computers & Fluids. 1998;27(7):847-59.
- 26- Yakhot V, Orszag SA. Renormalization group analysis of turbulence. I. Basic theory. Journal of scientific computing. 1986;1(1):3-51.
- 27- Canonsburg TD. ANSYS CFX-Solver Modeling Guide. vol. 2011;15317:724-46.
- 28- Carbonell D, Oliva A, Perez-Segarra CD. Implementation of two-equation soot flamelet models for laminar diffusion flames. Combustion and Flame. 2009;156(3):621-32.