ISME

مدلسازی و تحلیل یک روش ترکیبی نیمه‌تجربی برای پیش‌بینی محدوده خاموشی رقیق در موتورهای توربینی

احسان بهزاد[۱]
دانشجوی دکترا

مهدی جهرمی[۲]
استادیار

جاماسب پیرکندی[۳]
استادیار

در این تحقیق پیش‌بینی محدوده خاموشی رقیق براساس ترکیب شبیه‌سازی عددی و یک رابطه نیمه تجربی حاصل از تست در یک محفظه احتراق انجام شده است. تست‌های تجربی نشان دادند که دو پارامتر حجم شعله و دبی سوراخ‌های دام تاثیر زیادی در محاسبه خاموشی رقیق دارند. از این رو در این تحقیق دو پارامتر مذکور با استفاده از شبیه‌سازی عددی و بر مبنای دو روش متفاوت محاسبه شدند. در روش اول سوخت مورد استفاده به صورت گازی و در روش دوم به صورت مایع لحاظ گردید. در نهایت با قرار دادن دو پارامتر مذکور در یک رابطه نیمه‌تجربی، یک روش ترکیبی ارائه شد که خطای روش اول و دوم ترکیبی به ترتیب ۶,۱۵ و ۲,۲ درصد حاصل شد.

واژه‌های راهنما: پیش‌بینی خاموشی رقیق، شبیه‌سازی عددی، روش ترکیبی نیمه تجربی

۱- مقدمه

در موتورهای توربینی نسل جدید تلاش‌های زیادی صورت گرفته است تا میزان آلاینده‌های خروجی از موتور به ویژه اکسیدهای نیتروژن و کربن کاهش یابند. برای این منظور نیاز است که عملکرد محفظه احتراق این موتورها در شرایط نسبت سوخت به هوای پایین قرار داشته باشد که این نسبت به محدوده خاموشی رقیق[۴] شکل(۱) محفظه‌های احتراق نزدیک است [۱]. در شکل (۱) محدوده پایداری احتراق و اشتعال در موتورهای توربینی نشان داده شده است. حد رقیق یا LBO مربوط به حالتی است که میزان سوخت به حدی کم شود که نقطه عملکردی موتور از محدوده احتراق خارج شده و باعث خاموشی شعله شود. حد غنی نیز عکس این حالت است. احتمال وقوع این حالت نسبت به خاموشی رقیق کمتر است. استفاده از حالت غنی از سوخت در موتورهای هوایی به دلیل افزایش مصرف سوخت، کاهش بازده و آلایندگی بالا مناسب نمی‌باشد و از این‌رو عملکرد موتور در محدوده رقیق مطلوب‌تر است.

[۱] دانشجوی دکترا، مهندسی هوافضا، دانشکده هوافضا، دانشگاه خواجه نصیرالدین طوسی، تهران ehsanbehzad@email.kntu.ac.ir
[۲] نویسنده مسئول، استادیار، مهندسی مکانیک، مجتمع دانشگاهی هوافضا، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، تهران jahromi@iust.ac.ir
[۳] استادیار، مهندسی مکانیک، مجتمع دانشگاهی هوافضا، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، تهران jpirkandi@mut.ac.ir
[4] Lean Blowout

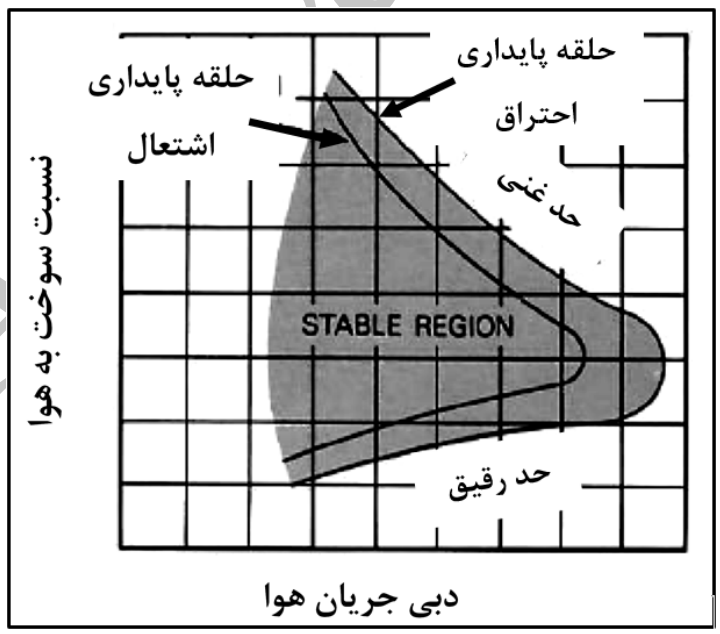
تاریخ دریافت: ۹۵/۰۳/۳۰، تاریخ پذیرش: ۹۵/۱۰/۲۹

Archive of SID
www.SID.ir

مشکلی که در این محدوده وجود دارد بحث پایداری احتراق و اشتعال است. از این‌رو بررسی موضوع پیش-بینی LBO در موتورهای توربینی و عملکرد در این محدوده اهمیت دو چندانی می‌یابد [۲].

دو نظریه اصلی که برای بررسی و پیش‌بینی خاموشی رقیق وجود دارد مربوط به تئوری مشخصه زمانی و PSR[1] می‌باشد که مدل دوم مبنای تحقیق حاضر است[۳]. مدل اول یعنی مشخصه زمانی توسط زوکوسکی [۴] ارائه شد و توسط پلی و ملر [۵] توسعه داده شد. در این تئوری اگر زمان ماند در درون ناحیه اولیه خیلی کم بوده و مخلوط تازه ورودی به لایه برشی توانایی اشتعال را نداشته باشد خاموشی شعله رخ خواهد داد. مدل دوم یعنی PSR توسط لانگول [۶] و براساس آنالیز جریان احتراقی در یک پس‌سوز توسعه داده شد. این فرض مطابق با تئوری ساده PSR شکل (۲) است که در آن مخلوط مواد به شکل کاملا همگن، و توزیع دما به شکل یکسان انجام می‌شود [۷]. این مدل در سالهای بعد توسط لفبر و بلال [۸] و به منظور پیش‌بینی LBO در محفظه احتراق‌های با پایداری چرخشی[2] شکل (۳) مورد استفاده قرار گرفت. در روش PSR تحلیل خاموشی رقیق براساس بالانس انرژی صورت می‌گیرد؛ اگر نرخ انرژی آزاد شده در پی‌اس‌آر کمتر از نرخ حرارت اتلافی باشد، خاموشی رقیق رخ خواهد داد.

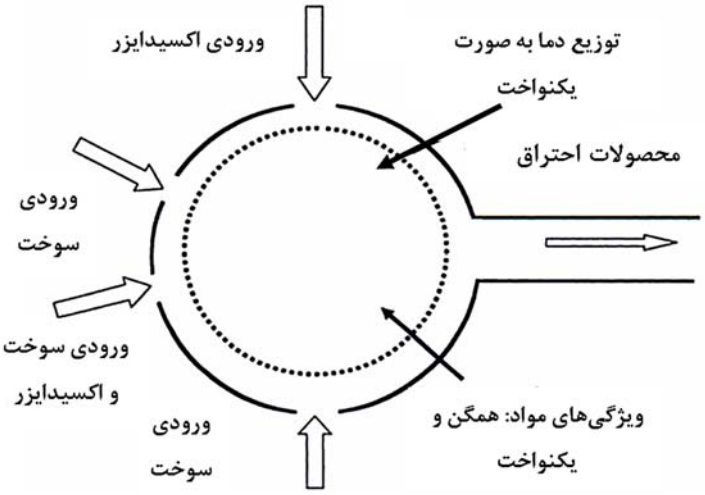
در محفظه‌های احتراق‌های با پایداری چرخشی فرض می‌شود که به دلیل چرخش قوی ایجاد شده توسط چرخاننده هوا، سوخت و هوا در ناحیه اولیه محفظه احتراق به خوبی با یکدیگر مخلوط می‌شوند و یک ترکیب یکنواخت حاصل می‌شود. از این‌رو در تئوری ارائه شده توسط لفبر، ناحیه اولیه محفظه احتراق که بیشترین تاثیر را در پیش‌بینی LBO دارد مطابق با یک PSR در نظر گرفته می‌شود.



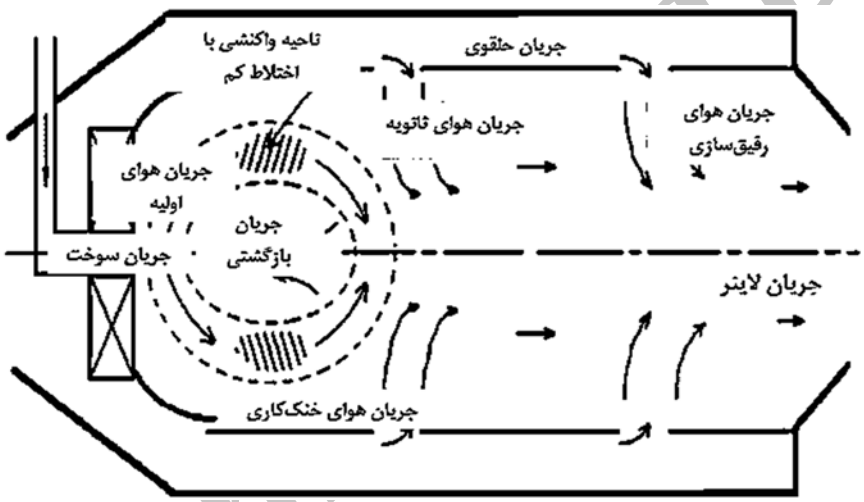
شکل۱– حلقه پایداری اشتعال [۲]

[1] Perfect Stirred Reactor
[2] Swirl Stabilized

www.SID.ir



شکل ۲- شماتیک کلی یک مدل پی‌اس‌آر [۸]

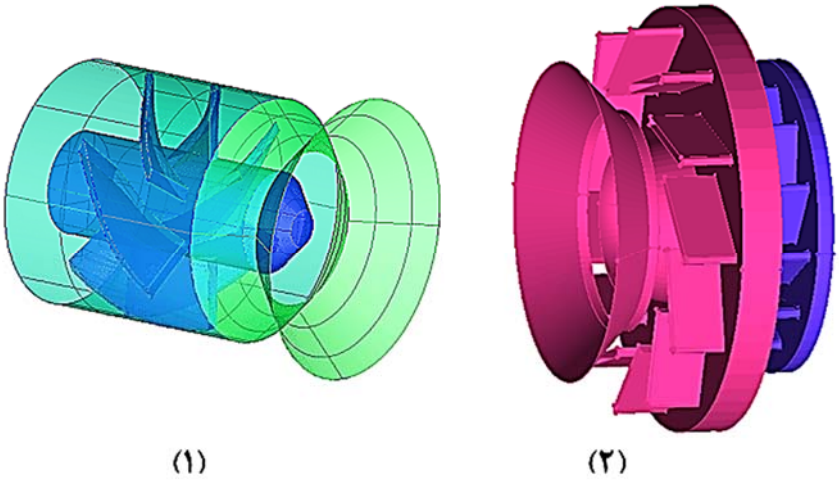


شکل ۳- الگوی جریان در یک محفظه احتراق با پایداری چرخشی [۸]

برای پیش‌بینی LBO در صنعت، روش ارائه شده توسط لفبر بیشترین کاربرد را دارد ولی با این وجود، در محفظه احتراق‌های نسل جدید خطای پیش‌بینی LBO با این روش تا حد ۳۵ درصد نیز افزایش می‌یابد [۹]. با توجه به این موضوع، تحقیقات زیادی در راستای بهبود این مدل برای محفظه احتراق‌های نسل جدید صورت گرفته است که در این بین محفظه احتراق‌هایی که دارای سوئیرل-کاپ[1] و در واقع پایداری از نوع چرخشی هستند، بیشتر مورد توجه قرار گرفته‌اند. یک سوئیرل-کاپ معمولی مطابق شکل (۴) از یک انژکتور سوخت، یک یا دو مجموعه پره چرخاننده و یک بخش دیفیوزر مانند تشکیل شده است. به دلیل مناسب بودن رفتارهای عملکردی این نوع از محفظه‌های احتراق در حلقه پایداری، بازده پروفیل دمای خروجی، کاهش آلاینده‌ها و ... تمرکز تحقیق حاضر نیز بر پیش‌بینی LBO در یک محفظه احتراق نسل جدید با پایداری چرخشی قرار داده شده است. در سال‌های گذشته تحقیقات زیادی در راستای پیش‌بینی LBO در این نوع از محفظه‌های احتراق صورت گرفته است که در ادامه پیشینه این موضوع بررسی خواهد شد.

[1] Swirl cup

www.SID.ir



شکل۴- سوئیرل- کاپ‌های مورد استفاده در تحقیق حاضر ۱) سوئیرل کاپ با یک چرخاننده محوری (مربوط به محفظه احتراق اعتبارسنجی) ۲) سوئیرل کاپ با دو چرخاننده شعاعی (مربوط به محفظه احتراق اصلی)

ژو و ژانگ [۱۰] با انجام تست تجربی، اثرات جریان مجزای سوئیرلر و سوراخ‌های اولیه بر محدوده خاموشی رقیق یک محفظه احتراق مدل مستطیلی را مورد بررسی قرار دادند. نتیجه ارائه شده توسط آنها نشان می‌داد که کاهش میزان هوای ورودی به چرخاننده محدوده خاموشی رقیق را بهبود می‌بخشد.

آرش آتشکدی و همکاران [۱۱] اثرات اجزاء سوئیرل-کاپ مانند پره سوئیرلر اولیه، پره سوئیرلر ثانویه و ونتوری را بر محدوده خاموشی رقیق مورد بررسی قرار داده و بر پایه مدل لفبر یک روش را برای پیش‌بینی محدوده خاموشی رقیق ارائه کردند.

ژیه و همکاران [۱۲] سه ساختار سوئیرل-کاپ با دو چرخاننده شعاعی را مورد بررسی قرار دادند. در این تست تجربی ساختار و مساحت شعله، رنگ شعله، موقعیت شکل‌گیری شعله و همچنین نسبت سوخت به هوا در هنگام خاموشی رقیق اندازه‌گیری شد. در نهایت نیز یک رابطه برای خاموشی رقیق، با استفاده از یک کد که ارتباط دهنده مساحت شعله با نسبت سوخت به هوا بود، توسعه داده شد.

هوآنگ و همکاران [۱۳،۱] براساس تحقیقات لفبر و شبیه‌سازی جریان سرد در محفظه احتراق با سوئیرل-کاپ، با ارائه روش حجم شعله که برمبنای مدل PSR است رابطه لفبر را بهبود داده و پارامترهایی مثل ساختار ناحیه اولیه، هندسه دام و... را نیز در مدل لحاظ کردند. آنها در این تحقیق هفت ساختار متفاوت برای مساحت سوئیرلر اولیه، ثانویه و سوراخ‌های ناحیه اولیه در نظر گرفتند. همچنین با جایگزین کردن حجم شعله و نسبت هوای ورودی به ناحیه اولیه به جای حجم کل شعله و کل هوای ورودی، مدل دقیق‌تری نسبت به مدل لفبر ارائه کرده‌اند. اما ایراد این مدل در این بود که حجم شعله در آن از طریق تست تجربی حاصل می‌شود. بنابراین روش مورد نظر به جای پیش‌بینی، تنها می‌توانست در آنالیز خاموشی رقیق استفاده شود. سپس هیوبین و همکاران [۹] با به دست آوردن پارامتر حجم شعله از طریق شبیه‌سازی عددی، روش جدیدی به نام تقریب تکرار سوخت ایجاد کردند که با بهبود روش حجم شعله و ارتباط دادن نرخ جریان سوخت با حجم شعله توانایی پیش‌بینی محدوده خاموشی رقیق را نیز به مدل اضافه کرد.

Archive of SID

www.SID.ir

در ادامه تحقیقات هیوبین و همکاران [۳] با انجام تست بر روی چندین محفظه احتراق متفاوت دریافتند که دو پارامتر حجم شعله و درصد هوای عبوری از سوراخ‌های دام[1] تاثیر زیادی بر پدیده خاموشی رقیق دارند. سپس آنها با استفاده از مدل اصلی لفبر و لحاظ نمودن مقادیر دو پارامتر مذکور(حاصل از شبیه‌سازی عددی) مدلی را پیشنهاد کردند که به طور کامل از فرآیند تست مستقل بوده و بسیار دقیق‌تر و ارزانتر از مدل‌های مبتنی بر تست است. با توجه به تحقیقات ذکر شده می‌توان به این نتیجه رسید که موضوع پیش‌بینی LBO بیشتر با رویکرد تست‌های تجربی و ایجاد روابطی مبتنی بر این تست‌ها مورد بررسی قرار گرفته است.

در سال‌های اخیر با توجه به پیشرفت‌های حاصل شده در زمینه شبیه‌سازی عددی و همچنین به منظور کاهش هزینه‌های مربوط به تستهای تجربی، ارائه یک روش که براساس ترکیب شبیه‌سازی عددی و روابط نیمه تجربی باشد ضروری به نظر می‌رسد که در این تحقیق به این مهم پرداخته شده است. روش ارائه شده تحقیق حاضر به دلیل اینکه مستقل از نتایج تست بوده و تنها براساس شبیه‌سازی عددی جریان سرد قادر به پیش‌بینی محدوده خاموشی رقیق است، بسیار ارزانتر از روش‌های مبتنی بر تست می‌باشد. در این مدل با مشخص شدن پنج پارامتر شرایط ورودی، ساختار محفظه احتراق، ویژگی‌های سوخت، حجم شعله و درصد هوای عبوری از سوراخ‌های دام، مقدار q_{LBO} مستقل از نحوه اشتعال، انرژی اشتعال و شرایط احتراق مخلوط ورودی پیش‌بینی خواهد شد[۳].

۲- روند پیش‌بینی LBO

مهم‌ترین مدل نیمه تجربی برای پیش‌بینی LBO مدل لفبر، رابطه (۱) است که در آن چهار پارامتر مهم شرایط ورودی، ساختار محفظه احتراق، ویژگی‌های سوخت و اتمیزاسیون سوخت و تبخیر لحاظ شده است.

$$q_{LBO} = \left(\frac{Af_{PZ}}{V_C}\right) \times \left(\frac{m_A}{P_3^{1.3} e^{\left(\frac{T_3}{300}\right)}}\right) \times \left(\frac{D_r^2}{\lambda_r H_r}\right) \times \left(\frac{D_0 a t T_f}{D_0 a t\ 277.5\ k}\right) \quad (۱)$$

این مدل به دلیل لحاظ کردن پارامترهای مهم در پیش‌بینی خاموشی رقیق در صنعت بسیار پرکاربرد است ولی در مرجع [۳] و با استفاده از تست‌های تجربی، ایرادهایی در پیش‌بینی محدوده خاموشی رقیق با استفاده از این مدل در موتورهای مدرن شناسایی شده است. از نتایج تست مشخص شد که علاوه بر پارامترهایی مثل دما و فشار ورودی، قطر قطرات و ... که در رابطه اصلی لفبر لحاظ شده‌اند، دو پارامتر حجم شعله(V_f) و درصد هوای عبوری از سوراخ‌های دام (α) تاثیر به‌سزایی در پیش بینی محدوده خاموشی رقیق دارند؛ در حالی‌که این دو پارامتر در فرمول لفبر لحاظ نشده‌اند. با توجه به این موضوع رابطه اصلاح شده لفبر به صورت رابطه (۲) حاصل شد. در این تحقیق دو پارامتر مذکور از شبیه‌سازی عددی حاصل می‌شوند.

$$q_{LBO} = \left[\left(\frac{K}{V_C}\right)\left(\frac{\alpha}{\sqrt{\beta}} + (1-\alpha)\sqrt{\beta}\right)^2 \times \left(\frac{m_a}{P_3^{1.3} \exp\left(T_3/300\right)}\right) \times \left(\frac{D_r^2}{\lambda_r H_r}\right) \times \left(\frac{D_0 a t T_f}{D_0 a t\ 277.5\ k}\right)\right. \quad (۲)$$

[1] Fraction of Dome Air

Archive of SID

www.SID.ir

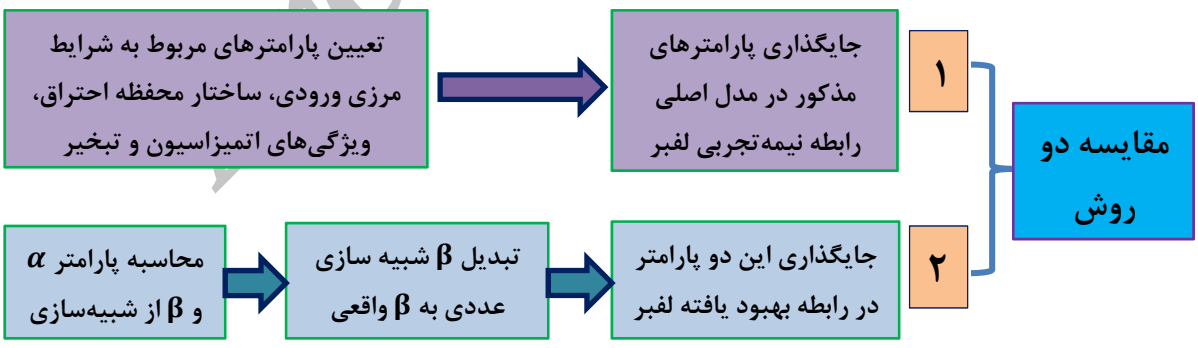
در رابطه (۲) پارامتر K معادل ثابت هندسی $\dot{A}f_{PZ}$ است و β برابر نسبت حجم شعله به حجم کل (V_f/V_c) در حالت واقعی است که از رابطه (۳) با نتایج حجم شعله حاصل از شبیه‌سازی عددی مرتبط می‌شود.

$$\beta = 16.8\,(\beta_N) - 0.004 \qquad (۳)$$

در رابطه (۳) β_N حجم شعله به حجم کل حاصل از نتایج شبیه‌سازی عددی است که به صورت نسبت $(V_{f,N}/V_c)$ نشان داده می‌شود و $V_{f,N}$ حجم شعله حاصل از شبیه‌سازی عددی است. نتایج این روش به دلیل اینکه می‌تواند جزئیات و تفاوت‌های میدان جریان در محفظه‌های احتراق مختلف را مدل کند نسبت به مدل لفبر (به خصوص برای محفظه احتراق‌های نسل جدید) دقیق‌تر خواهد بود [۳]. مبنای هر دو روش لفبر و تحقیق حاضر تئوری PSR است؛ ولی با لحاظ کردن پارامترهای α و V_f مفاهیم فیزیکی مورد استفاده در این دو روش متفاوت خواهند شد. با توجه به موارد ذکر شده می‌توان روند خلاصه پیش‌بینی LBO در تحقیق حاضر را مطابق شکل (۵) در نظر گرفت.

در مرجع [۷] برای محاسبه پارامترهای $V_{f,N}$ و α در رابطه (۲)، شبیه‌سازی عددی جریان سرد در نرم‌افزار فلوئنت و تنها بر مبنای بحث انتقال اجزاء سوخت[1] (بدون در نظر گرفتن تبخیر و یا اتمیزاسیون) صورت گرفته که این موضوع باعث کاهش میزان حجم شعله محاسبه شده نسبت به تست تجربی است.

از این رو در تحقیق حاضر ابتدا برای یک محفظه احتراق خاص که اطلاعات مربوط به نتایج تست تجربی آن موجود می‌باشد، روش عددی مرجع [۳] بررسی شده و سپس با ارائه یک روش نوین و با در نظر گرفتن بحث اتمیزاسیون و تبخیر سوخت، این مدل بهبود یافته و نتایج این دو روش با نتایج حاصل از کد مربوط به روش لفبر و نتایج حاصل از تست تجربی مقایسه خواهند شد. همچنین برای اعتبارسنجی حل میدان جریان سرد در محفظه احتراق با استفاده از روش شبیه‌سازی عددی این تحقیق، یک مدل آزمایشگاهی محفظه احتراق انژکتور مستقیم رقیق[2] مورد بررسی قرار گرفته و با نتایج تست مرجع [۱۴] مقایسه خواهد شد.



شکل ۵– شماتیک روند پیش‌بینی LBO در تحقیق حاضر

[1] Species Transport
[2] Lean Direct Injector

Archive of SID

www.SID.ir

۳- روابط حاکم بر شبیه‌سازی جریان

در این تحقیق برای تحلیل عددی جریان از مدل‌های آشفتگی و روابط مربوط به آنها استفاده شده است. در حالت کلی معادلات حاکم بر جریان لزج و تراکم‌پذیر شامل معادلات پیوستگی، مومنتم و انرژی میباشد [۱۵].

معادله پیوستگی:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \times \left(\rho \vec{V}\right) = 0 \qquad (۴)$$

معادله مومنتم در راستای X:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \times \left(\rho u \vec{V}\right) = \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial t} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial t} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial t} + \rho f_x \qquad (۵)$$

معادله مومنتم در راستای Y و Z نیز به همین صورت نوشته می‌شود. در معادله مومنتم، τ_{zx} نشان‌دهنده مولفه‌های تانسور تنش است که از رابطه (۶) محاسبه می‌شود:

$$\tau_{ij} = \mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) - \frac{2}{3}\,\mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k}\delta_{ij}, \begin{cases} \delta_{ij} = 0 & i \neq j \\ \delta_{ij} = 1 & i = j \end{cases} \qquad (۶)$$

در ادامه نیز طبق رابطه (۷) معادله انرژی بررسی شده است:

$$\frac{\partial\left[\rho(e + \frac{V^2}{2}\right]}{\partial t} + \nabla \times \left(\rho\left(e + \frac{V^2}{2}\vec{V}\right)\right) = \rho\dot{q} + \frac{\partial\left(k\frac{\partial T}{\partial t}\right)}{\partial x} + \frac{\partial\left(k\frac{\partial T}{\partial y}\right)}{\partial y} + \frac{\partial\left(k\frac{\partial T}{\partial z}\right)}{\partial z}$$
$$- \frac{\partial(up)}{\partial x} - \frac{\partial(vp)}{\partial y} - \frac{\partial(wp)}{\partial z} + \frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial\left(u\tau_{yx}\right)}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial\left(v\tau_{xy}\right)}{\partial x}$$
$$+ \frac{\partial\left(v\tau_{zy}\right)}{\partial z} + \frac{\partial\left(v\tau_{yy}\right)}{\partial y} + \frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial\left(w\tau_{yz}\right)}{\partial y} + \frac{\partial(w\tau_{zz})}{\partial z} + \rho\vec{f} \times \vec{v} \qquad (۷)$$

در صورت بالا رفتن عدد رینولدز، جریان آرام به آشفته تبدیل می‌شود که شاخصه جریان‌های آشفته، سرعت‌های نوسانی می‌باشند که کمیت‌های انتقالی مانند مومنتم و انرژی را نیز دچار نوسان می‌کنند. از آنجا که این نوسان‌ها در اندازه کوچک و با فرکانس بالا اتفاق می‌افتد، همواره در محاسبات مهندسی برای تحلیل جریان مشکل‌ساز بوده‌اند و محققین با ارائه روش‌های مبتنی بر متوسط‌گیری از این نوسانات حل آنها را آسان‌تر نموده‌اند. برای مثال با متوسط‌گیری، ترم $\partial/\partial x_j\,(-\rho\overline{\acute{u}_i\acute{u}_j})$ به معادله مومنتم اضافه می‌شود. بوزینسک رابطه (۸) را برای حل این مولفه اضافه پیشنهاد داد [۱۶].

$$\partial/\partial x_j\left(-\rho\overline{\acute{u}_i\acute{u}_j}\right) = \mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) - \frac{2}{3}(\rho k + \mu_t\frac{\partial u_i}{\partial x_i})\delta_{ij} \qquad (۸)$$

Archive of SID

www.SID.ir

این مولفه‌های اضافی از طریق مدل‌های اغتشاشی قابل حل‌اند. یکی از این مدل‌ها، مدل $K-\epsilon$ می‌باشد که در آن K به عنوان انرژی جنبشی اغتشاشی و ε به عنوان نرخ اضمحلال انرژی جنبشی آشفتگی شناخته می‌شوند. در این مدل μ_t ترم اغتشاشی لزجت بوده و از رابطه (۹) به دست می‌آید، از طریق دو معادله انتقالی K و ε و به صورت تابعی از آنها حل می‌شود. بر این اساس معادله انتقال انرژی جنبشی اغتشاشی به صورت رابطه (۱۰) تعریف می‌شود.

$$\mu_t = \rho c_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \qquad (۹)$$

$$\rho \frac{DK}{Dt} = \frac{\partial}{\partial X_i}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_i}\right] + G_K - \rho\varepsilon - Y_M \qquad (۱۰)$$

همچنین معادله انتقالی نرخ اضمحلال نیز از رابطه (۱۱) حاصل می‌شود.

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial X_i}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i}\right] + C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{K}(G_K + C_{3\varepsilon}G_b - C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} \qquad (۱۱)$$

با شناختن نقاط ضعف و قوت مدل $K-\varepsilon$، بهینه‌سازی‌هایی بر روی مدل این مدل به منظور بهبود کارآیی آن صورت گرفته است. یکی از این مدل‌های بهبودیافته مدل $K-\varepsilon$ Realizable می‌باشد. در این مدل به واسطه داشتن ترم‌های اضافی در معادله ε تحلیل جریان‌های دارای انحناهای زیاد به طرز قابل توجهی بهبود یافته و اثرات چرخش بر روی آشفتگی جریان وارد محاسبات شده‌اند. از دیگر ویژگی‌های این مدل توانایی بالا در مدلسازی جریان‌های با چرخش بالا، لایه مرزی تحت گرادیان فشار شدید، جدایش و بازچرخش است [۱۷]. با توجه به دلایل ذکر شده، در شبیه‌سازی عددی تحقیق حاضر نیز از مدل $K-\varepsilon$ Realizable استفاده شد. مقادیر ثابت‌های مورد استفاده برای این مدل در نرم‌افزار فلوئنت مطابق جدول (۱) هستند.

علاوه بر استفاده از مدل‌های آشفتگی برای تحلیل میدان جریان سرد، در این تحقیق از مدل‌های انتقال اجزاء سوخت و مدل‌سازی پاشش فاز مایع (اتمیزاسیون و تبخیر سوخت) نرم‌افزار فلوئنت نیز استفاده شد. نرم‌افزار فلوئنت امکان شبیه‌سازی فاز ثانویه را از دیدگاه لاگرانژی فراهم می‌کند [۱۸]. در بحث انتقال اجزاء فقط به جای هوا، از مخلوط گازی استفاده می‌شود؛ ولی در مدلسازی پاشش فاز مایع از نقطه برخورد خط مرکز با سوئیرل- کاپ، پاشش سوخت انجام شد که مشخصات این پاشش در جدول (۲) ارائه شده است.

جدول۱- مقادیر ثابت‌های مورد استفاده در مدل $K-\epsilon\ Realizable$

$c_{1\varepsilon}$	c_2	σ_k	σ_ϵ
1.44	1.92	1	1.2

جدول۲- مشخصات پاشش

فشار بالا دست انژکتور (MPa)	دمای بالا دست انژکتور (K)	نرخ جریان جرمی سوخت (Kg/s)	نیم زاویه پاشش (Degree)
۰,۸	۴۰۰	۰,۰۰۳۲	۳۰

Archive of SID

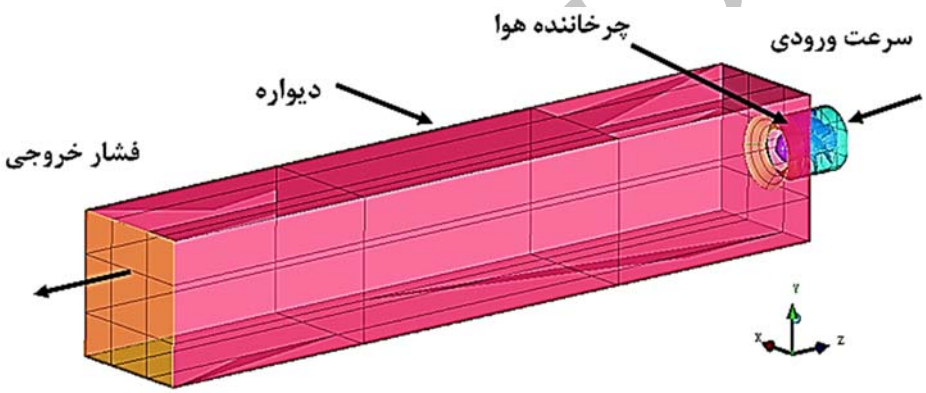
www.SID.ir

۴- مدلسازی هندسه

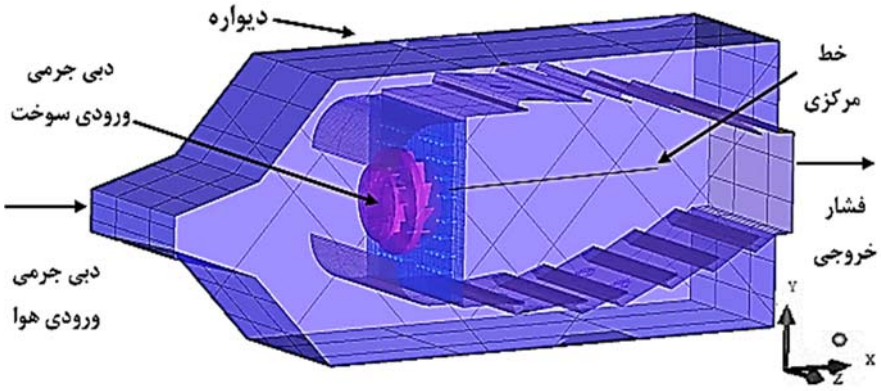
در این تحقیق دو نوع هندسه با استفاده از نرم‌افزار سالیدورکز[1] طراحی گردید که اولی یک محفظه احتراق LDI با یک چرخاننده محوری می‌باشد شکل (۶) که در بحث اعتبارسنجی مورد استفاد قرار گرفته است. دومین هندسه شکل (۷) یعنی محفظه احتراق اصلی، مدل مقیاس‌شده‌ای از یک محفظه احتراق حلقوی با دو چرخاننده شعاعی است. در جدول (۳) ابعاد مهم پارامترهای هندسی مربوط به هر دو محفظه احتراق بررسی شده است. در این جدول دو پارامتر مهم مساحت موثر و عدد چرخش بیان شده‌اند که در شکل‌گیری سرعت محوری و ناحیه بازچرخش محفظه احتراق نقش اساسی دارند.

برای محاسبه مساحت موثر از رابطه (۱۲) استفاده می‌شود که در این رابطه n_v تعداد پره‌ها، s_v درز پره[2]، w_v عرض پره و C_D ضریب تخلیه است که با توجه به مرجع [۱۹] معمولا برای مراحل اولیه طراحی ۰,۷ در نظرگرفته می‌شود.

$$A_{SW} = n_v \times s_v \times w_v \times C_D \qquad (۱۲)$$



شکل ۶- محفظه احتراق مورد استفاده جهت اعتبارسنجی روش حل



شکل ۷- ساختار محفظه احتراق اصلی و شرایط مرزی مورد استفاده در تحلیل عددی

[1] Solidworks
[2] Vane gap

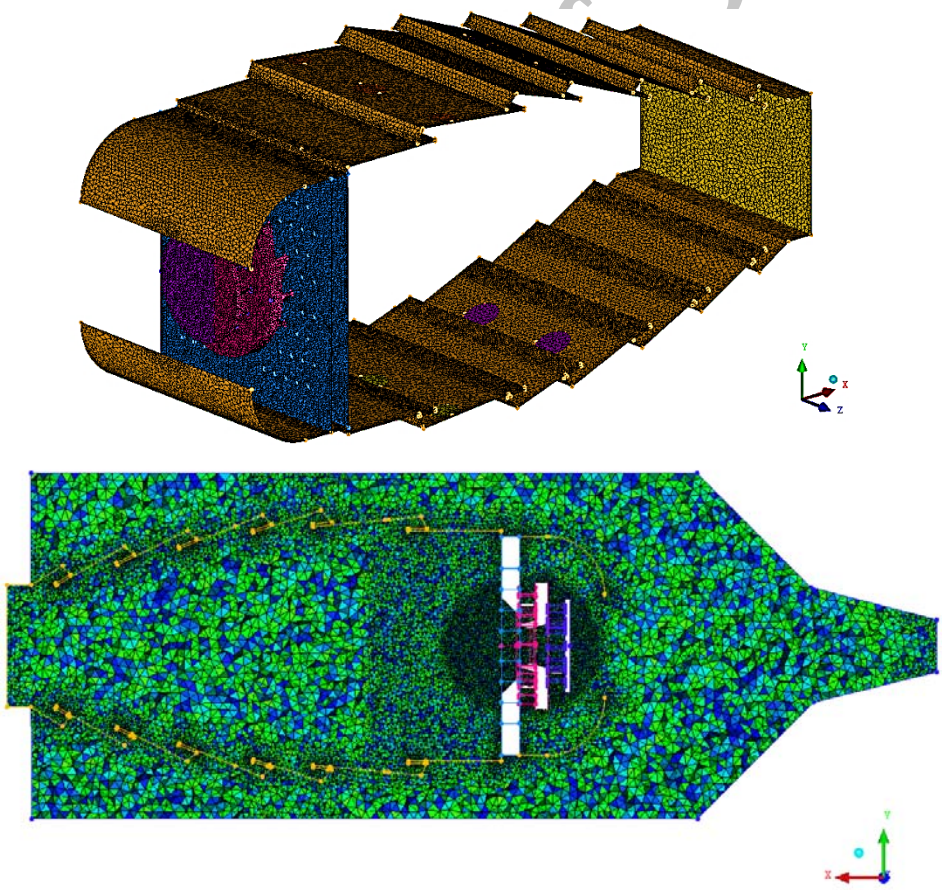
www.SID.ir

برای محاسبه عدد چرخش از رابطه (۱۳) استفاده می‌شود که طبق این رابطه متاثر از دو پارامتر زاویه چرخش و طول پره خواهد بود. عدد چرخش در صورتیکه بزرگتر از ۰٫۶ باشد، چرخش از نوع قوی و در غیر این‌صورت از نوع ضعیف است [۸].

$$S_N = \frac{2}{3} \times \frac{1-(\frac{D_{hub}}{D_{sw}})^3}{1-(\frac{D_{hub}}{D_{sw}})^2} \times \tan\theta \qquad (۱۳)$$

۵- شبکه‌بندی

شبکه‌بندی هندسه مورد نظر با استفاده نرم‌افزار آیسم[1] انجام شد. به دلیل پیچیدگی هندسه، از شبکه غیر ساختار یافته مثلثی استفاده شد. برای بررسی فرآیند استقلال حل از شبکه، از سه تعداد شبکه متفاوت ۱۲۵۵۴۴۵، ۵۶۹۲۰۱ و ۲۵۹۱۱۰ برای هندسه محفظه احتراق مربوط به اعتبارسنجی، و از سه تعداد شبکه ۳۳۹۰۰۰۰، ۳۹۹۷۰۰۰ و ۴۴۹۹۷۸۶ برای هندسه محفظه احتراق اصلی این تحقیق استفاده شد. یک نمونه سطحی و حجمی از شبکه برای محفظه احتراق اصلی در شکل (۸) نشان داده شده است.



شکل ۸- شبکه سطحی و حجمی ایجاد شده برای محفظه احتراق اصلی

[1] ICEM

www.SID.ir

جدول۳- ابعاد هر دو چرخاننده مورد استفاده در تحقیق حاضر

پارامتر	علامت اختصاری	محفظه احتراق اصلی (پره اولیه)	محفظه احتراق اصلی (پره ثانویه)	محفظه احتراق اعتبارسنجی
زاویه پره (Degree)	θ_v	۶۴	۷۰	۶۰
عدد چرخش	S_N	۱,۰۹	۱,۲۵	۱,۳
تعداد پره‌ها	N	۱۲	۱۲	۶
مساحت موثر (mm^2)	A_e	۱۴۶,۷	۱۹۰,۷	۸۷۰

۶- نتایج

هدف از این شبیه‌سازی عددی محاسبه دو پارامتر α و $V_{f,N}$ برای قرار دادن آنها در رابطه (۲) و (۳) براساس بحث انتقال اجزاء است. سپس نتایج حاصل شده با در نظر گرفتن بحث اتمیزاسیون و تبخیر در محاسبه دو پارامتر مذکور بهبود یافته و در نهایت پیش‌بینی محدوده خاموشی رقیق در یک محفظه احتراق با کم هزینه-ترین شیوه محاسباتی انجام خواهد شد. پایداری احتراق در محفظه احتراق تحقیق حاضر با استفاده از چرخاننده هوا و جت‌های هوای ورودی به ناحیه اولیه و مفهوم ناحیه بازچرخش[1] و جریان برگشتی (m_r) صورت می‌گیرد. ناحیه بازچرخش شامل گازهای سوخته شده با دمای بالا بوده که حرارت لازم برای اشتعال مخلوط تازه را فراهم می‌کند. در این روش، اگر نرخ جریان جرمی سوخت ورودی کاهش یابد، دمای ناحیه بازچرخش نیز کاهش یافته و مقدار هوای ناحیه اولیه بالا خواهد رفت. این موضوع باعث کاهش نسبت سوخت به هوا در ناحیه احتراق می‌شود. بنابراین تغییرات جریان مخلوط سوخت و هوای برگشتی ناشی از بازچرخش که وارد ناحیه اشتعال‌پذیر می‌شوند در بحث خاموشی رقیق بسیار مهم بوده و مدل‌سازی صحیح این پدیده تاثیر زیادی در نتایج خروجی از شبیه‌سازی عددی خواهد داشت. در تحقیق حاضر نیز مطابق شکل (۹) و با توجه به استفاده از مدل توربولانسی $K-\varepsilon$ Realizable، پدیده بازگشت جریان با جزئیات کامل مدل‌سازی شده که حاکی از پیش‌بینی مناسب میدان جریان در محفظه احتراق تحقیق حاضر است.

شبیه‌سازی جریان با استفاده از نرم‌افزار فلوئنت و براساس مشخصات حل عددی ارائه شده در جدول (۴) صورت گرفته و نتایج حاصل شده با داده‌های حاصل از تست تجربی و نتایج حاصل از کد مربوط به مدل اصلی لفبر مقایسه شده‌اند. شماتیک شرایط مرزی استفاده شده در این تحقیق و شبکه‌بندی انجام شده برای محفظه احتراق به ترتیب در شکل (۶) و شکل (۷) نشان داده شده است. با توجه به تست‌های تجربی انجام شده در مرجع [۳و۷] مشخص شد که در هنگام خاموشی رقیق، ناحیه احتراق واقعی نه تنها به اندازه کل محفظه و یا حتی ناحیه رقیق‌سازی نیست، بلکه فقط یک ناحیه محدود نزدیک به اتمایزر را شامل می‌شود. همچنین از این تحقیقات معلوم شد که درهنگام خاموشی رقیق همه مخلوط سوخت - هوا (با تمرکز سوخت متفاوت) نمی‌سوزد و شعله فقط در محدوده‌های مشخصی پخش می‌شود.

با توجه به این موضوع و به منظور بهبود مدل لفبر، ابتدا در این تحقیق ناحیه احتراق براساس محدوده رقیق - غنی محاسبه شده از میزان تجمع سوخت و براساس شبیه‌سازی عددی بدون احتراق (فقط بحث انتقال اجزاء) محاسبه شد که این ناحیه احتراق، ناحیه اشتعال‌پذیر V_f نامیده شد.

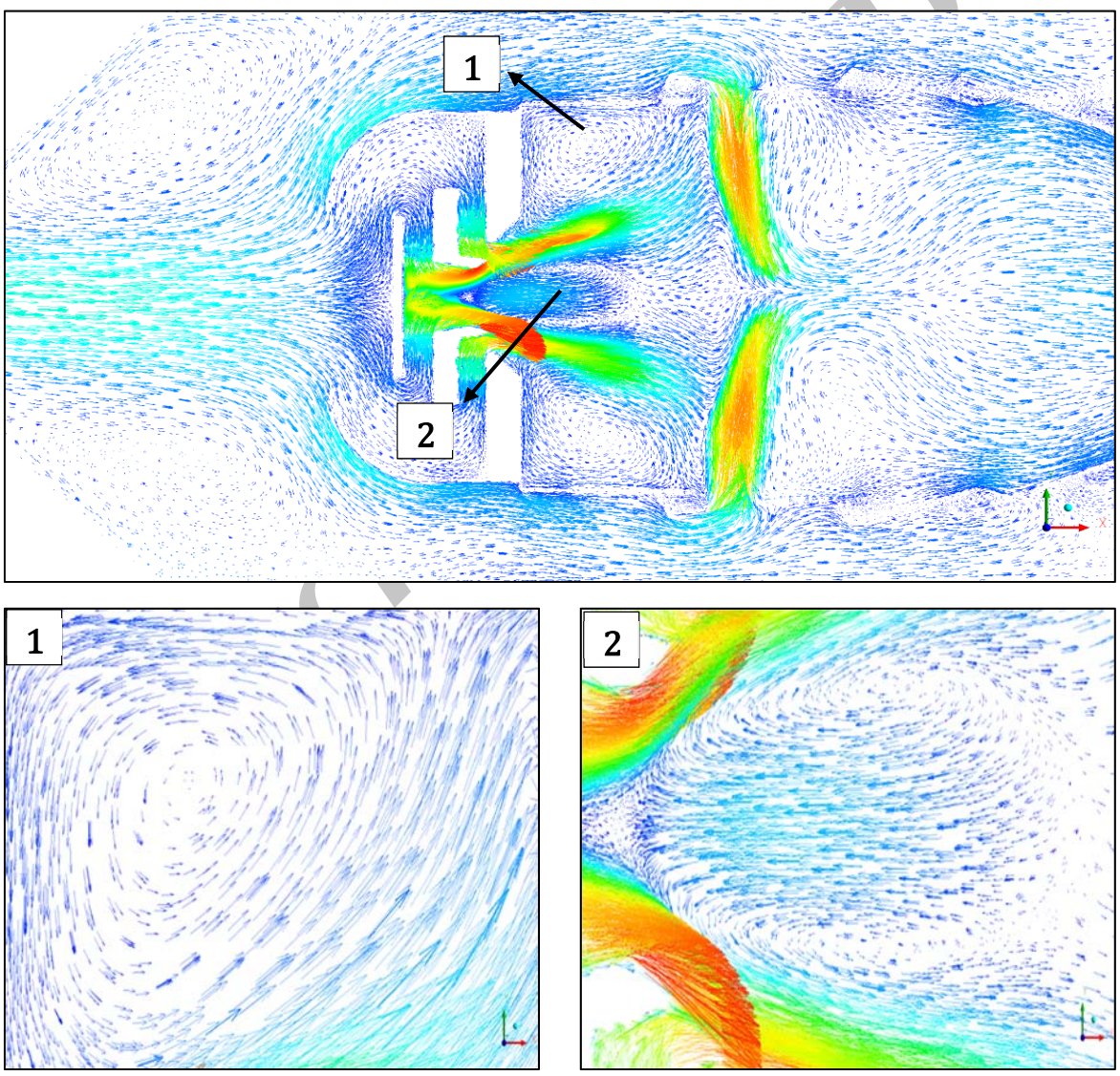
[1] Recirculation zone

Archive of SID

www.SID.ir

با توجه به مقایسه نتایج شبیه‌سازی عددی با نتایج تجربی، مشاهده شد که حجم شعله شبیه‌سازی عددی کمتر از حجم شعله حاصل از تست تجربی است. از این‌رو به منظور اصلاح کردن نتایج مرجع [۳] در شبیه-سازی عددی جریان سرد علاوه بر در نظر گرفتن بحث انتقال اجزاء، اتمیزاسیون و تبخیر قطرات نیز مدل گردید. در ادامه با قرار دادن پارامتر حجم شعله حاصل از شبیه‌سازی عددی در رابطه (۳)، پارامتر β_N و سپس β حاصل خواهند شد.

همچنین از تست‌های تجربی [۳] مشخص شد که علاوه بر حجم شعله، پارامتر درصد هوای عبوری از سوراخ‌های دام نیز تاثیر زیادی بر پیش‌بینی محدوده خاموشی رقیق دارد. ازاین‌رو این پارامتر نیز در دو حالت مذکور محاسبه شد. در نهایت نیز این دو پارامتر در رابطه (۲) قرار داده شده و مقدار q_{LBO} برای دو حالت مذکور محاسبه خواهد شد.



شکل ۹– بردار سرعت و نواحی بازچرخش جریان در نقاط مختلف صفحه وسط محفظه احتراق

www.SID.ir

جدول۴- مشخصات حل عددی

پارامتر	اعمال در حل عددی
شرایط مرزی	دبی جرمی ورودی- فشار خروجی
مدل	$K-\varepsilon$ Realizable
رفتار نزدیک دیواره	تابع دیواره استاندارد
سیال عامل	هوا- سوخت کروسین
نوع معادلات	ضمنی (IMPLICIT)
مقدار دبی جرمی هوای ورودی	۰٫۵۸۹ کیلوگرم بر ثانیه
مقدار دبی جرمی سوخت ورودی	۰٫۰۰۳۲ کیلوگرم بر ثانیه
فشار هوای ورودی- خروجی	۳۲۱۳۲۵-۳۳۱۳۲۵ پاسکال
قطر هیدرولیکی ورودی- خروجی	۶۴٫۷۸-۳۶٫۳۳ میلی متر
شدت توربولانس	۷ درصد
دقت حل و فرض دیواره‌ها	مرتبه دوم- آدیاباتیک

برای شبیه‌سازی عددی ابتدا نیاز است که پارامتر $V_{f,N}$ محاسبه گردد. این پارامتر به شدت تحت تاثیر دما بوده و از این‌رو به منظور مشخص کردن دقیق ناحیه احتراق واقعی، نیاز است که توزیع دما حول این ناحیه مشخص شود. مشخص کردن دماها به صورت تجربی مشکل بوده و به همین دلیل از دمای متوسط در ناحیه اولیه(T_{PZ}) استفاده می‌شود که این پارامتر از قانون بقاء انرژی (رابطه (۱۴)) قابل محاسبه است.

$$0.5\left[0.5\left(\mathrm{m_{ph}}+\mathrm{m_{co}}\right)+\mathrm{m_{sec}}+\mathrm{m_{pri}}\right]\left(\mathrm{T_{PZ}}-\mathrm{T_3}\right)\left(\mathrm{C_{P,T_{PZ}}}+\mathrm{C_{P,T_{PZ}}}\right)=0.5\mathrm{m_A}\left(\mathrm{T_4}-\mathrm{T_3}\right)\left(\mathrm{C_{P,T_{PZ}}}+\mathrm{C_{P,T_{PZ}}}\right) \quad (۱۴)$$

در مرجع [۲۰] برای تعیین محدوده رقیق-غنی براساس دما رابطه (۱۵) ارائه شده است.

$$\text{For lean:}\quad \mathrm{L_T}=\mathrm{L_{298.15}}-\frac{25285.71}{\Delta\mathrm{H_r}}\left(\mathrm{T_{PZ}}-298.15\right)$$
$$\text{For Rich:}\quad \mathrm{U_T}=\mathrm{U_{298.15}}+\frac{25285.71}{\Delta\mathrm{H_r}}\left(\mathrm{T_{PZ}}-298.15\right) \quad (۱۵)$$

در رابطه (۱۵) T_{PZ} دمای میانگین ناحیه اولیه محفظه براساس کلوین و H_r مقدار ارزش حرارتی پائین سوخت بر حسب ژول بر کیلوگرم می‌باشد. L_T و U_T هم به ترتیب محدوده غنی و رقیق براساس درصد سوخت حجمی می‌باشد. با تبدیل درصد حجمی به وزنی از رابطه (۱۶) محدوده وزنی رقیق- غنی سوخت مطابق جدول (۵) حاصل می‌گردد. در رابطه (۱۶)، M جرم مولکولی سوخت ۱۷۰٫۳۳ (کیلوگرم بر مول) است [۲۱].

$$\mathrm{L}\left(\frac{\mathrm{mg}}{\mathrm{l}}\right)\approx 0.45\times\mathrm{M}\times\mathrm{L}\ (\text{vol pct}) \quad (۱۶)$$

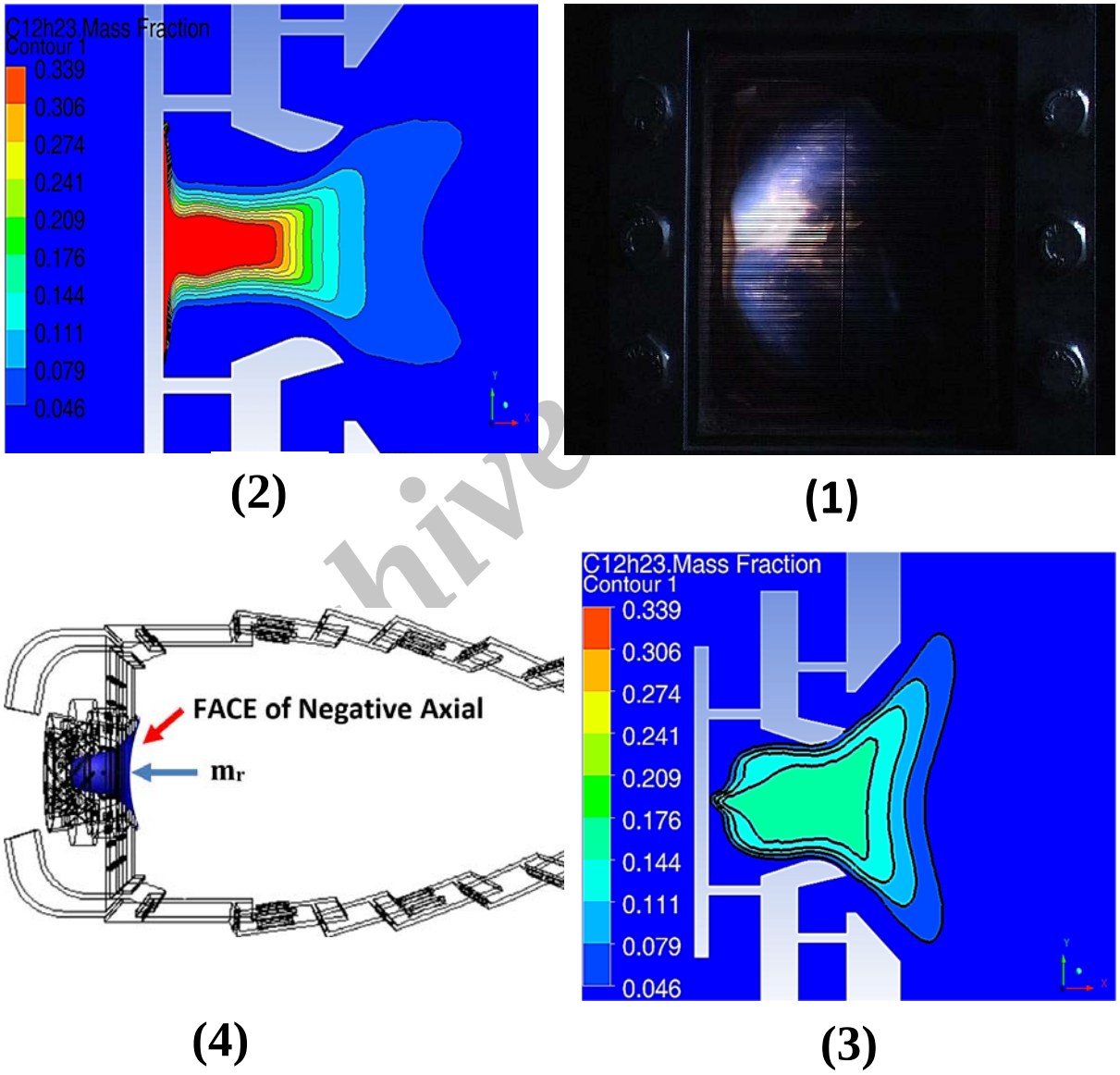
Archive of SID

www.SID.ir

جدول۵- محدوده غنی- رقیق محفظه احتراق

دمای تست خروجی از محفظه (k)	دمای میانگین ناحیه اولیه (k)	محدوده غنی(براساس جرم وزنی)	محدوده رقیق(براساس جرم وزنی)
۴۴۵,۲۸	۶۰۴,۹	۰,۳۳۹	۰,۰۴۶

در شکل (۱۰) ناحیه اشتعال‌پذیر نزدیک به اتمایزر که شبیه به یک شیپوره است برای چهار حالت تست تجربی مرجع [۳]، شبیه‌سازی عددی مرجع [۱]، شبیه‌سازی عددی تحقیق حاضر فقط با بحث انتقال اجزاء و شبیه‌سازی عددی تحقیق حاضر با لحاظ کردن بحث اتمیزاسیون و تبخیر نشان داده شده است.



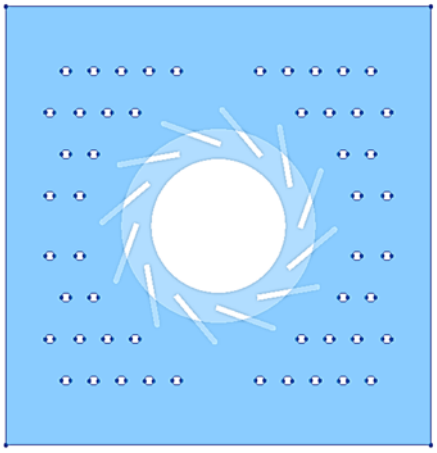
شکل۱۰- مقایسه پارامتر حجم شعله

۱) تست تجربی مرجع [۳]، ۲) تحقیق حاضر فقط بحث انتقال اجزاء سوخت، ۳)تحقیق حاضر با در نظر گرفتن بحث اتمیزاسیون و تبخیر ۴) شبیه‌سازی عددی مرجع [۱]،

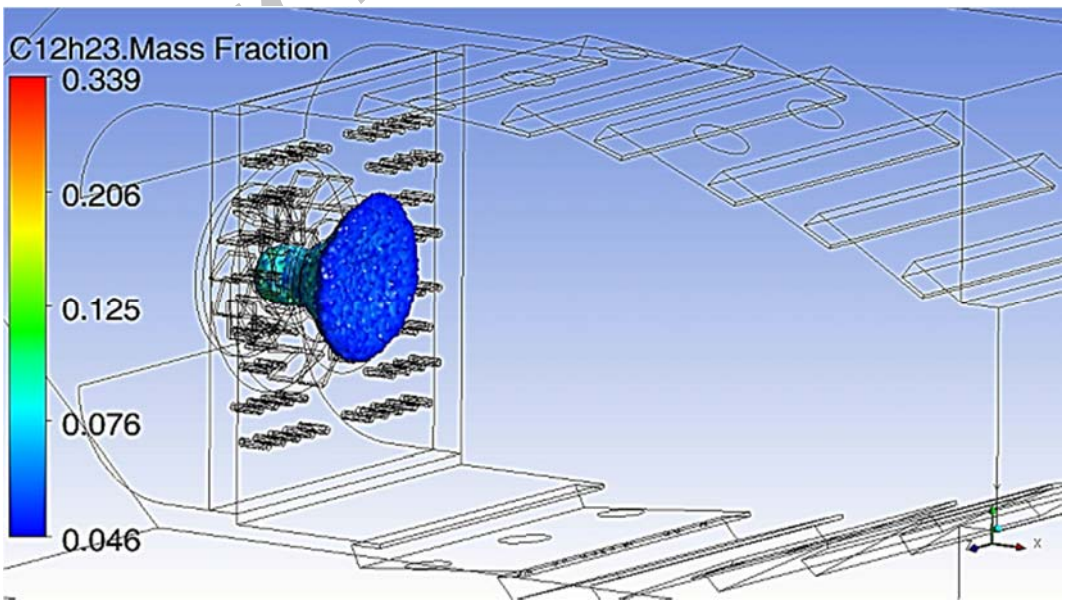
www.SID.ir

در حالت شبیه‌سازی بدون اتمیزاسیون و تبخیر، ناحیه اشتعال‌پذیر حاصل از شبیه‌سازی عددی کمتر از تست تجربی بوده و برای حالت با اتمیزاسیون و تبخیر، حجم شعله افزایش یافته و نتایج به تست تجربی نزدیکتر شده‌اند. با توجه به تست‌های تجربی صورت گرفته در مرجع [۳و۷] مشخص شد که با افزایش حجم شعله مقدار نسبت سوخت به هوا در هنگام خاموشی رقیق افزایش یافته و این موضوع باعث می‌شود که اختلاط سوخت- هوا در کل محفظه احتراق راحت‌تر صورت بگیرد. همچنین از نتایج تست مرجع [۱] مشخص شد که با افزایش نسبت سوخت به هوا در خاموشی رقیق، حجم شعله به صورت خطی افزایش خواهد یافت.

برای محاسبه پارامتر α و حجم شعله نیز از شبیه‌سازی عددی استفاده می‌شود. پارامتر α متاثر از تعداد و قطر سوراخ‌های بخش دام، سرعت جریان هوای ورودی و مولفه‌های بالا دست این سوراخ‌ها در محفظه احتراق است. برای محفظه احتراق تحقیق حاضر مطابق شکل (۱۱)، ۵۲ سوراخ با قطر ۸ میلی‌متر بر روی بخش دام لحاظ شده است.



شکل ۱۱- سوراخ‌های بخش دام محفظه احتراق



شکل ۱۲- محاسبه پارامتر حجم شعله در نرم‌افزار سی‌اف‌دی- پست

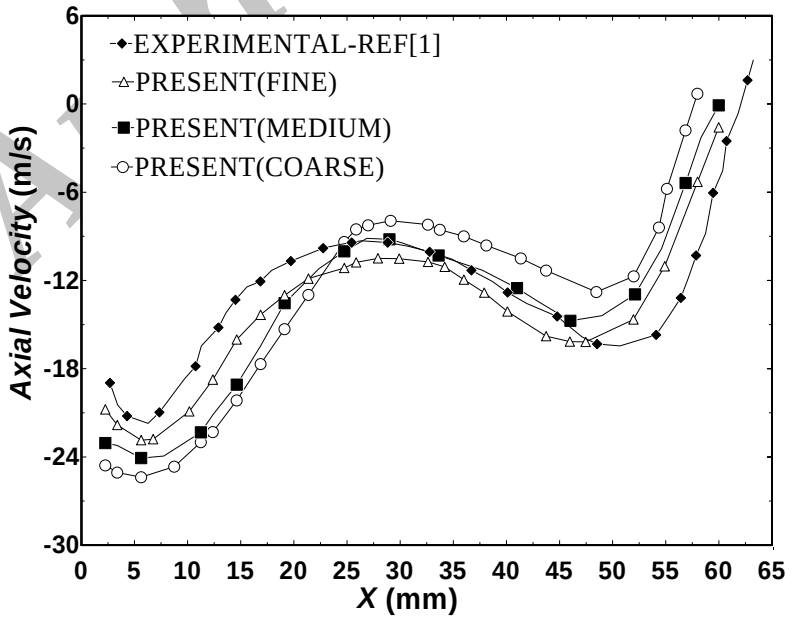
www.SID.ir

در شکل (۱۲) نیز نحوه محاسبه پارامتر حجم شعله نشان داده شده است که برای این‌کار ابتدا یک حجم براساس جزء جرمی سوخت در بازه غنی-رقیق از مقدار ۰,۰۴۶ تا ۰,۳۳۸ ایجاد کرده و با محاسبه مقدار آن حجم شعله حاصل می‌شود [۳]. با توجه به این توضیحات و اهمیت پارامترهای α و $V_{f,N}$ حاصل از شبیه-سازی عددی و سایر مولفه‌های مورد استفاده در مدل اصلی و مدل بهبود یافته لفبر، بحث پیش‌بینی محدوده خاموشی رقیق در محفظه احتراق تحقیق حاضر با استفاده از این دو مدل صورت گرفته و در نهایت مقادیر حاصل شده با نتایج تست مقایسه خواهند شد.

۷- اعتبارسنجی

برای اطمینان از نتایج شبیه‌سازی عددی در محفظه احتراق اصلی و بررسی استقلال از شبکه، نتایج تست تجربی با نتایج تحلیل عددی براساس مدل $K-\varepsilon$ Realizable مقایسه شد. برای این مقایسه از پارامتر سرعت در خط مرکزی و سه شبکه‌بندی متفاوت مطابق شکل (۱۳) استفاده شد.

همانطور که در شکل (۱۳) نشان داده شده است دو نقطه با سرعت محوری منفی در میدان جریان درون محفظه احتراق وجود دارد که این موضوع ناشی از وجود چرخاننده و گرادیان فشار معکوس ایجاد شده توسط آن است. نقطه با سرعت محوری منفی نزدیکتر به دهانه ورودی محفظه احتراق بیشتر تحت تاثیر پره-های چرخاننده اولیه و نقطه دوم سرعت محوری منفی در پائین دست جریان بیشتر توسط جریان هوای سوراخ‌های ناحیه اولیه شکل می‌گیرد و با کاهش قطر سوراخ‌های ناحیه اولیه، مقدار نقطه دوم سرعت محوری منفی کاهش می‌یابد. نتایج تست مرجع [۱] نشان می‌دهد که نقطه اول با سرعت محوری منفی تاثیر زیادی در نسبت سوخت به هوا خاموشی رقیق دارد و با افزایش مقدار آن نسبت سوخت به هوا خاموشی رقیق نیز به طور محسوسی افزایش می‌یابد.



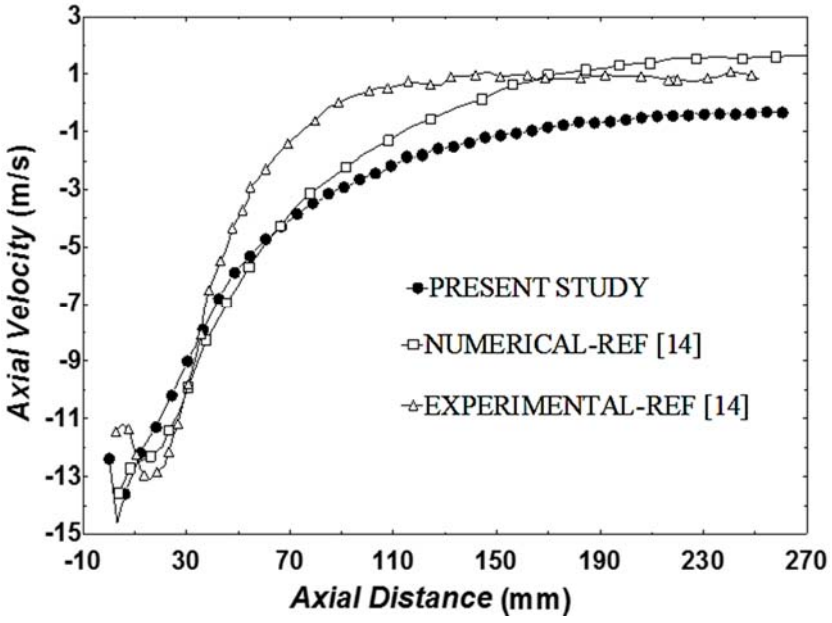
شکل ۱۳- مقایسه نتایج تست تجربی با نتایج تحلیل عددی در پارامتر سرعت در خط مرکزی برای سه شبکه‌بندی متفاوت

Archive of SID

www.SID.ir

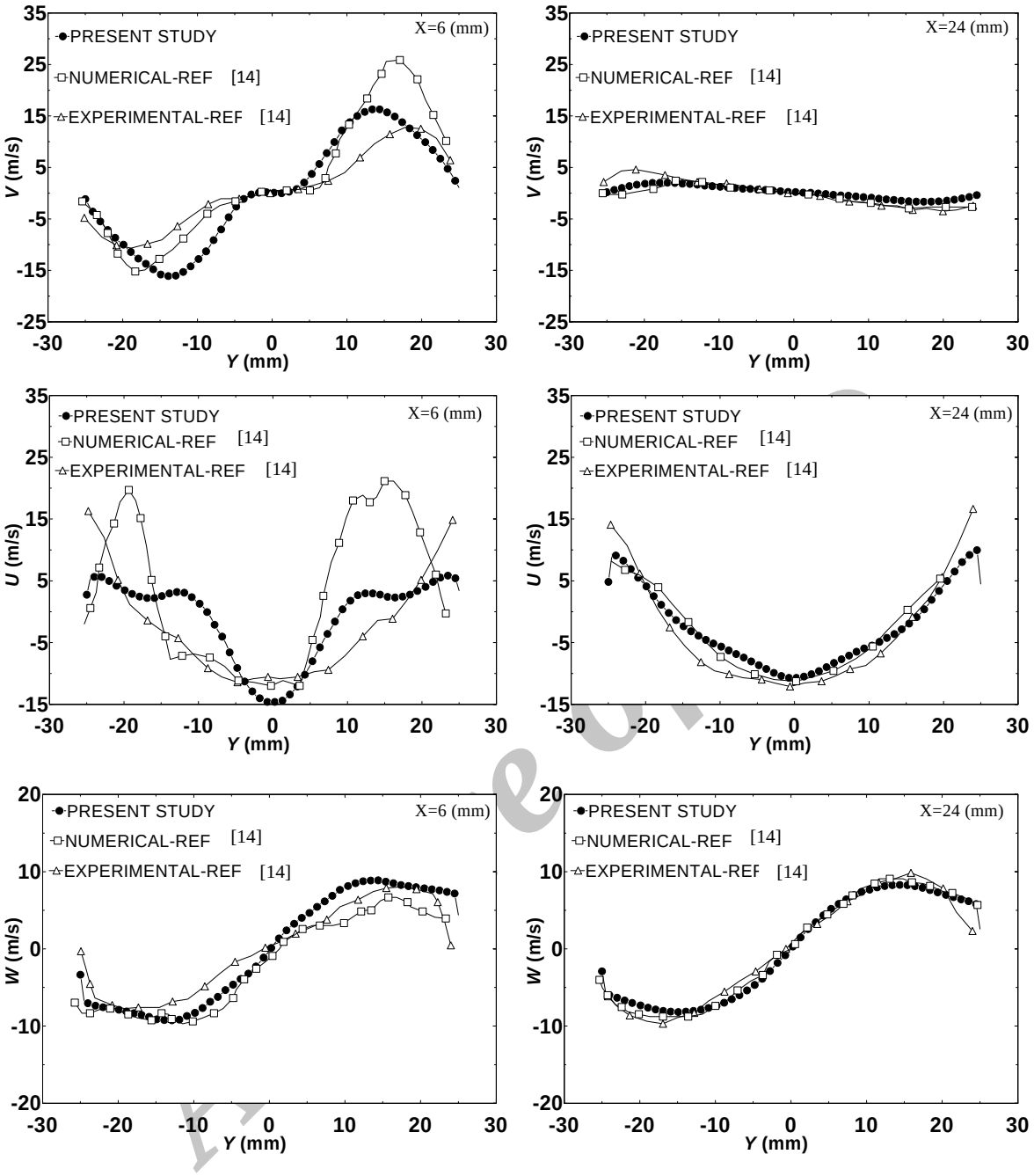
برای بهترین شبکه، حداکثر خطای نتایج شبیه‌سازی عددی نسبت به نتایج تجربی در پارامتر سرعت محوری ۸ درصد و برای شبکه متوسط ۱۰ درصد حاصل شد. با توجه به اختلاف اندک نتایج، در این تحلیل عددی از همان نتایج شبکه متوسط ۳۹۹۷۰۰۰ استفاده گردید. سپس برای اعتبارسنجی شرایط شبیه‌سازی عددی مثل شرایط مرزی و انتخاب مدل آشفتگی به کار رفته در این تحقیق از یک محفظه احتراق مدل از نوع انژکتور مستقیم رقیق شکل (۶) که یک چرخاننده محوری دارد، استفاده شد. در محفظه ذکر شده جریان سرد بدون واکنش شیمیایی و با شرایط مرزی سرعت ورودی ۲۰,۱۴ متر بر ثانیه و فشار خروجی اتمسفریک مدل شد و سپس نتایج شبیه‌سازی با نتایج تست تجربی و شبیه‌سازی عددی مرجع [۱۴] مطابق شکل (۱۴) و شکل (۱۵) مقایسه گردید.

در این بخش مفاهیمی مانند سرعت محوری، حلقه‌های مارپیچ نواحی بازچرخش و هسته‌های گردابه در مدلسازی مورد بررسی قرار گرفت. در شکل (۱۴) توزیع سرعت محوری در طول خط مرکزی محفظه احتراق و در شکل (۱۵) پروفیل سرعت محوری در مقاطع مختلف پایین‌تر از دهانه خروجی چرخاننده نشان داده شده است. نتایج حاصل شده نشان می‌دهد روش محاسباتی حاضر انطباق مناسبی با نتایج تست تجربی داشته و برای تحلیل میدان جریان در محفظه‌های احتراق قابل استفاده است. نکته مهم دیگر مربوط به بررسی صحت نتایج نزدیک دیواره‌ها و محاسبه مقدار پارامتر y^+ است. مقدار y^+ به ترتیب برای محفظه احتراق اصلی و اعتبارسنجی در حدود ۱۲۴ و ۳۶ می‌باشد که برای مدل $K-\varepsilon$ Realizable در بازه مناسب قرار گرفته است. برای این مدل توربولانسی بازه مطلوب y^+ بین ۳۰ تا ۳۰۰ است [۱۸].



شکل ۱۴– سرعت محوری در خط مرکزی محفظه احتراق اعتبارسنجی

www.SID.ir



شکل۱۵– مقایسه سرعت در مقاطع مختلف

۸- بحث و بررسی نتایج

در این تحقیق ابتدا پیش‌بینی LBO براساس مدل اصلی لفبر انجام شد که q_{LBO} برابر مقدار ۰,۰۰۶۸ حاصل شد. مقادیر مورد استفاده در رابطه (۱) لفبر مطابق جدول (۶) هستند که این پارامترها در رابطه (۲) نیز مورد استفاده قرارگرفتند. در ادامه برای محاسبه q_{LBO} براساس رابطه (۲) و با استفاده از رابطه (۳) به ترتیب نیاز به محاسبه پارامترهای $V_{f,N}$ و α از شبیه‌سازی عددی و جای‌گذاری در دو پارامتر β_N و β است.

www.SID.ir

پارامترهای حاصل از شبیه‌سازی عددی برای دو حالت تحلیل عددی مورد بررسی قرار گرفتند. در حالت اول فقط مدل انتقال اجزاء برای سوخت لحاظ شد که پارامترهای حاصل شده مطابق جدول (۷) می‌باشند.
در حالت دوم علاوه بر بحث انتقال اجزاء، بحث اتمیزاسیون و تبخیر نیز در مدل مربوط به سوخت لحاظ شد که نتایج طبق جدول (۸) حاصل گردید. در جدول (۹) نیز مقادیر حاصل از شبیه‌سازی عددی مرجع [۷] برای محفظه احتراق تحقیق حاضر نشان داده شده است. در نهایت نیز طبق جدول (۱۰) برای پنج روش مختلف بررسی شده در این تحقیق، مقدار نسبت سوخت به هوا خاموشی رقیق ارائه شد که درصد خطای هر یک از این روش‌ها مطابق شکل (۱۶) می‌باشد.

جدول۶- مقادیر مربوط به پارامترهای رابطه لفبر

تغییرات قطر قطره	H_r (j/kg)	V_c (m^3)	D_r (μm)	λ $*(10^{-6})$
۰,۹۸	۴۳,۵	۰,۰۰۱۲۹	۵۰	۱

جدول۷- پارامترهای حاصل از شبیه‌سازی عددی جریان سرد در محفظه احتراق فقط با بحث انتقال اجزاء سوخت

β	β_N	α (kg/s)	$(\times 10^{-6})\ V_{f,N}$ (m^3)
۰,۰۷۳۴۹	۰,۰۰۴۶۱۲	۰,۱۱۴۴	۵,۹۵

جدول۸- پارامترهای حاصل از شبیه‌سازی عددی جریان سرد در محفظه احتراق همراه با اتمیزاسیون و تبخیر سوخت

β	β_N	α (kg/s)	$(\times 10^{-6})\ V_{f,N}$ (m^3)
۰,۰۸۷۰۳	۰,۰۰۵۴۱۹	۰,۱۲۳۱	۶,۹۹

جدول۹- پارامترهای حاصل از شبیه‌سازی عددی [۷]

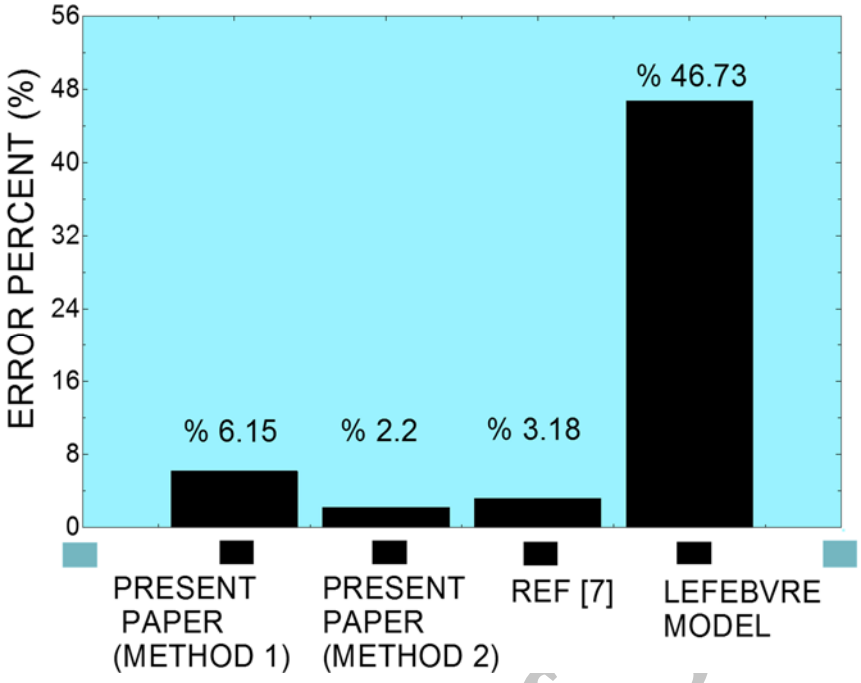
β	β_N	α (kg/s)	$(\times 10^{-6})\ V_{f,N}$ (m^3)
۰,۰۶۷۷۶	۰,۰۰۴۲۷۱	۰,۱۱۵۱	۵,۵۱

جدول۱۰- رابطه پارامتر با نسبت سوخت به هوا خاموشی رقیق

روش پیش‌بینی محدوده خاموشی رقیق	q_{LBO}
تحقیق حاضر (فقط انتقال اجزاء)	۰,۰۰۳۳۹۹
تحقیق حاضر (با در نظر گرفتن اتمیزاسیون و تبخیر)	۰,۰۰۳۵۴۲
مقادیر مرجع [۷]	۰,۰۰۳۵۰۷
تست تجربی	۰,۰۰۳۶۲۲
رابطه نیمه تجربی لفبر	۰,۰۰۶۸۱۸

Archive of SID

www.SID.ir



شکل ۱۶- مقایسه درصد خطای روش‌های متفاوت پیش‌بینی مقدار q_{LBO} نسبت به نتایج تست

۹- نتیجه‌گیری

در تحقیق حاضر بحث پیش‌بینی خاموشی رقیق با استفاده از لحاظ کردن دو پارامتر حجم شعله و درصد دبی جرمی عبوری از سوراخ‌های دام مورد بررسی قرار گرفت. این دو پارامتر هر دو از شبیه‌سازی جریان سرد در محفظه احتراق حاصل می‌شوند. در این تحقیق یک محفظه احتراق خاص مورد بررسی قرار گرفته و محدوده خاموشی رقیق برای آن در دو حالت مورد بررسی قرار گرفت.

در حالت اول که فقط بحث انتقال اجزاء سوخت مطرح بود ۶٫۱۵٪ خطا و برای حالت دوم با در نظر گرفتن بحث اتمیزاسیون و تبخیر سوخت ۲٫۲٪ خطا در مقایسه با نتایج تجربی مشاهده شد. با توجه به درصد خطاهای ذکر شده و مقایسه با نتایج حاصل از رابطه نیمه تجربی لفبر که ۴۶٫۷۳٪ خطا دارد، می‌توان گفت که دو روش ارائه شده در تحقیق حاضر قادر به پیش‌بینی محدوده خاموشی رقیق با دقت بسیار بالایی هستند. همچنین مشاهده شد که با لحاظ کردن بحث اتمیزاسیون و تبخیر پارامترهای مورد نظر در پیش‌بینی محدوده خاموشی رقیق با دقت بالاتری نسبت به حالت اول (فقط بحث انتقال اجزاء سوخت) محاسبه شده و درصد خطا به مقدار چشمگیری کاهش می‌یابد.

قابل ذکر است که زمان و هزینه مورد استفاده در روش این تحقیق بسیار کمتر از روش‌های نیمه تجربی مبتنی بر تست‌های پرهزینه مثل مدل لفبر است. این در حالی است که دقت روش تحقیق حاضر بسیار بالاتر از مدل‌های نیمه تجربی است. از این‌رو می‌توان بررسی محدوده خاموشی رقیق با استفاده از روش ارائه ترکیبی ارائه شده در تحقیق حاضر را جایگزین بسیار مناسبی برای روش‌های نیمه‌تجربی یا تست‌های تجربی دانست و در مراحل طراحی محفظه احتراق با اطمینان از این روش استفاده نمود.

Archive of SID

www.SID.ir

مراجع

[1] Bin, H., Huang, Y., Wang, F., and Xie, F., "Numerical Simulation of Cold Flow Field of Aero-engine Combustors for Lean Blow Off Analysis", ASME Turbo Expo. Power for Land, Sea and Air, GT 45467, Vancouver, British Columbia, Canada, (2011).

[2] Rankin, D., "*Lean Combustion Technology and Control*", Second Edition, USA, California, Elsevier, (2016).

[3] Bin, H., Huang, Y., and Jianzhong, X., "A Hybrid Semi-empirical Model for Lean Blow-Out Limit Predictions of Aero-engine Combustors", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 137, pp. 501-510, (2015).

[4] Zukowski, E., and Marbel, F., "The Role of Wake Transition in the Process of Flame Stabilization on Bluff Bodies", AGARD Combustion,Vol. 28, pp. 167–80, (1955).

[5] Mellor, A., "*Design of Modern Turbine Combustors*", Academic Press, San Diego, CA, (1990).

[6] Longwell, J., Frost, E., and Weiss, M., "Flame Stability in Bluff Body Recirculation Zones", Ind. Eng. Chem, Vol. 45, pp. 1629–1633, (1953).

[7] Bin, H., Huang, Y., and Wang, F., "CFD Predictions of LBO Limits for Aero-engine Combustors using Fuel Iterative Approximation", Chin. J. Aeronaut,Vol. 26, pp. 74–84, (2012).

[8] Lefebvre, A., "*Gas Turbine Combustion*", Fourth Edition, Printed by CRC Press Taylor and Francis Group, (2016).

[9] Bin, H., Huang, Y., and Wang, F., "FIA Method for LBO Limit Predictions of Aero-engine Combustors Based on FV Model", Aerospace Science Technology,Vol. 28, pp. 435–446, (2013).

[10] Zheng, H., and Zhang, H., "Feature-parameter-criterion for Predicting Lean Blow out Limit of Gas Turbine Combustor and Bluff Body Burner", Mathematical Problems in Engineering, Hindawi Publishing , Vol. 2013, pp. 1-17, (2013).

[11] Ateshkadi, A., McDonell, V., and Samuelsen, G., "Lean Blowout Model for a Spray-fired Swirl-stabilized Combustor", Proceedings of the Combustion Institute, Vol. 28, pp. 1281-1288, (2000).

[12] Xie, F., Huang, Y., Bin, H., and Wang, F., "Investigation of the Relation between Flame Volume and LBO Limits for a Swirl-stabilized Combustor", IEEE Publication, pp. 2049-2053, (2011).

[13] Bin, H., Huang, Y., and Fang, W., "Improved Semiempirical Correlation to Predict Lean Blowout Limits for Gas Turbine Combustors", Journal of Propulsion and Power, pp.197-203, (2011).

Archive of SID

www.SID.ir

[14] Davoudzadeh, F., and Liu, F., "Investigation of Swirling Air Flows Generated by Axial Swirlers in a Flame Tube", Asme Turbo Expo. Power for Land, Sea and Air, Barcelona. Spain. 8-11May, (2006).

[15] Anderson, J., "*Computational Fluid Dynamics the Basic with Applications*", Michigan State University, McGraw-Hill Inc, (1995).

[۱۶] صنیعی‌نژاد، م.، " اصول جریان‌های توربولانسی و مدل‌سازی آنها"، انتشارات دانش‌نگار، تهران، (۱۳۸۸).

[17] Wilcox, D., "*Turbulence Modeling for CFD*", Third Edition, Dcw Industries, Incorporated, (2008).

[18] "Ansys Fluent User's Guide", Ansys Inc, (2016).

[19] Dodds, W., and Bahr, D., "Combustion System Design in A. M. Mellor, *Design of Modern Gas Turbine Combustors*", pp. 343–476, Academic Press, San Diego, CA, (1990).

[20] Zabetakis, M., "Flammability Characteristics of Combustible Gases and Vapors", U. S. Department of Interior, U. S. Government Printing Office, Washington D. C, Bulletin 62, (1965).

[21] "Flammability Characteristics of Combustible Gases and Vapors", ISA Standard, ISA–TR12.13.01–1999 (R200X), Draft Technical Report, (1999).

Archive of SID

فهرست نمادهای انگلیسی

A'	ثابت هندسی مرتبط با ساختار هر محفظه احتراق
$(\frac{D_0 at T_f}{D_0 at\ 277.5\ k})$	تغییرات قطر قطره نسبت به دمای اولیه ۲۷۷٫۵ کلوین سوخت جی پی۴
D_{hub}	قطر ریشه پره چرخاننده (mm)
D_r	قطر میانگین قطره سوخت جی‌پی۴ (μm)
D_{sw}	قطر نوک پره چرخاننده (mm)
f_{PZ}	نسبت دبی هوای ورودی ناحیه اولیه به دبی هوای کل ورودی به محفظه احتراق
H_r	ارزش حرارتی پایین سوخت جی پی۴ (j/kg)
m_A	دبی کل هوای ورودی به محفظه احتراق (kg/s)
m_{co}	دبی جرمی عبوری از سوراخ‌های دام (kg/s)
m_{ph}	دبی جرمی عبوری از سوراخ‌های اولیه لاینر (kg/s)
m_{pri}	دبی جرمی عبوری از پره اولیه چرخاننده (kg/s)
m_r	دبی هوای برگشتی ناشی از چرخاننده (kg/s)

www.SID.ir

m_{sec} دبی جرمی عبوری از پره ثانویه چرخاننده (kg/s)

q_{LBO} نسبت سوخت به و هوا در خاموشی رقیق

T_{pz} دمای میانگین در ناحیه اولیه محفظه احتراق (K)

V_c حجم کل محفظه بالای سوراخ‌های رقیق سازی (m^3)

$V_{f,N}$ حجم شعله (m^3) حاصل از شبیه‌سازی عددی

V_f حجم شعله (m^3) واقعی

نمادهای یونانی

α درصد دبی جرمی هوای عبوری از سوراخ‌های دام

β_N نسبت حجم شعله حاصل از شبیه‌سازی عددی به حجم کل محفظه

β نسبت حجم شعله واقعی به حجم کل محفظه

λ_r ثابت تبخیر موثر سوخت جی پی۴

Archive of SID

www.SID.ir

Abstract

In this study, a novel method for prediction of lean blowout in turbine engines based on combination of numerical simulation and semi-empirical relations has been presented. In recent years empirical tests have shown that in addition to the parameters used in Lefebvre's relation, two parameters of flame volume and fraction of dome air have a major impact on lean blowout. These two parameters have been obtained from numerical simulation for a special combustion chamber by using fluent software. Two ways was presented to calculate these parameters which is in first method, fuel was used in gas form and in the second method in liquid form. Finally, these two parameters were placed in a semi-empirical correlation and provide a novel combine method. The error of first and second combine method were obtained respectively 6.15 and 2.2 percent.

Archive of SID

www.SID.ir