

شبیه سازی عددی سه بعدی محفظه احتراق توربین گاز

احمد صابونچی* و سعید خردمند**

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان

(دریافت مقاله: ۸۱/۲/۱ - دریافت نسخه نهایی: ۸۲/۳/۳۱)

چکیده - مقاله حاضر، گزارشی از حل عددی یک نوع محفظه احتراق توربین گاز، برای بررسی اثر تغییر هندسه محفظه است. سعی شده اثرات این تغییر در پارامترهای اساسی محفظه مورد توجه قرار گیرد. برای نیل به این هدف هر دو شکل اولیه و تغییر یافته محفظه احتراق به وسیله یک مدل سازی عددی سه بعدی شبیه سازی و نتایج آنها با یکدیگر مقایسه و در نهایت موجه یا ناموجه بودن آن تغییر بررسی شده است. برای مدلسازی اغتشاشات از مدل $k-\varepsilon(RNG)$ و برای محاسبه نرخ واکنش از مدل اتلاف گردابی استفاده شده است. اثر تشعشع با حل یک معادله انتقال به طور مجزا در نظر گرفته شده است. مدل DO برای به دست آوردن شدت تشعشع به کار گرفته شده است.

واژگان کلیدی: محفظه احتراق صنعتی، جریان چرخشی، تشعشع، شعله دیفیوژن، جریان مغشوش

3-D Numerical Simulation of Gas Turbine Combustor

A. Saboonchi and S. Kheradmand

Department of Mechanical Engineering, Isfahan University of Technology

Abstract: This paper presents a numerical solution for a changing combustor geometry. The effects of the geometric change on the main parameters of the chamber are considered. For this purpose the original geometry and the new one are simulated numerically by a 3-D CFD code and the results are compared. Finally, comments are presented regarding this change. A $k-\varepsilon(RNG)$ model is used for turbulence modeling and an eddy dissipation model for reaction. Effect of thermal radiation is considered through solving an extra transport equation. The DO model is used to obtain radiation intensity.

Keywords: Industrial combustion chamber, Swirling flow, Radiation, Diffusion flame, Turbulent flow.

** - دانشجوی دکترا

* - استادیار

$S_{h, reaction}$ سهم احتراق در عبارت چشمه معادله انرژی	A, B ضرایب ثابت مدل مگنوسن
$S_{h, radiation}$ سهم تشعشع در عبارت چشمه معادله انرژی	a ضریب جذب
Sc_t عدد اشمیت توربولان	$C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}$ ضرایب ثابت معادله ε
T دما	$C_{p, j}$ گرمای ویژه نمونه گرمی j ام
T_{MAX} بیشترین دما در مقطع خروجی محفظه	$D_{i, m}$ ضریب پخش جرم نمونه گرمی j ام
T_{av} دمای متوسط وزنی در خروج از محفظه	E انرژی کل
T_{in} میانگین وزنی دمای تمام ورودیها به محفظه	G_K تولید در معادله انرژی جنبشی توربولان
t زمان	h انتالپی
u_i مولفه i ام سرعت	h_j انتالپی نمونه های گرمی
x_i مختصه i ام مکان	h°_j انتالپی تشکیل نمونه های گرمی
α_k عکس عدد پرائتل موثر برای k	I شدت تشعشع کل
α_ε عکس عدد پرائتل موثر برای ε	j فلاکس دیفیوژن نمونه گرمی j ام
δ_{ij} دلتای کرونیکر	K_{eff} ضریب پخش گرمای موثر
ε نرخ استهلاک انرژی جنبشی توربولان	k انرژی جنبشی توربولان
μ ویسکوزیته	M_R کسر گرمی واکنش دهنده ها
μ_{eff} ویسکوزیته موثر	m_j کسر گرمی نمونه گرمی j ام
μ_t ویسکوزیته توربولان	n ضریب شکست
v_j' ضریب استوکیومتری واکنش دهنده ها	P فشار
v_j'' ضریب استوکیومتری محصولات	P.F. فاکتور پروفیل
ρ چگالی	R ترم حاوی اثرات چرخش در معادله ε
σ ثابت استفان بولتزمن	R_j' نرخ تولید یا مصرف نمونه گرمی j ام
τ_{ij} تنش برشی	Γ بردار موقعیت
$(\tau_{ij})_{eff}$ تنش برشی موثر	S بردار جهت

۱- مقدمه

به لحاظ دشوار و گران بودن انجام کارهای تجربی، در این زمینه از روشهای عددی برای پیش بینی رفتار محفظه پس از تغییر استفاده می شود. البته این روشها هم دشواری خاص خود را دارند، اما در نهایت به صرف تر از کارهای تجربی اند. جریان در محفظه احتراق بسته به نوع می تواند سه بعدی، چرخشی و بسیار پیچیده باشد. در زمینه شبیه سازی عددی محفظه احتراق کارهای زیادی انجام شده است که می توان به کارهای متعدد

برای بهبود در راندمان و کارکرد محفظه های احتراق و گاهی برای برطرف کردن مشکلات موجود در آنها، تغییراتی در هندسه محفظه های احتراق انجام می گیرد. در این تغییرات ملاحظات ظریفی باید مد نظر قرار بگیرد. از جمله این ملاحظات می توان به عملکرد ترمودینامیکی، انتقال گرمایی و سیالاتی محفظه و همچنین تولید و انتشار آلودگی اشاره کرد.

نزدیکتر شوند [۱۰]. گروهی از محققان مدلسازی جریانهای چرخشی در محفظه های احتراق را مورد توجه قرار داده‌اند و نشان دادند مدل استاندارد $k-\varepsilon$ خطای زیادی برای جریانهای چرخشی در پی خواهد داشت و استفاده از مدل‌های اصلاح شده را پیشنهاد کردند [۱۱-۱۳].

در قیاس با کارهای انجام شده که به آنها اشاره شد، کار حاضر دارای وجوه تمایزی به شرح زیر است. برای رساندن سوخت مورد نیاز برای احتراق در این محفظه از ۷ عدد مشعل استفاده شده است و با وجود چرخش اطراف مشعلها، جریان در این محفظه بسیار پیچیده خواهد بود. این شرایط به شرایط کاری محفظه‌های واقعی نزدیک است. در حالی که کارهای انجام شده، اکثراً مسئله محدود به یک مشعل بوده است و اثر متقابل مشعلها بر روی یکدیگر دیده نمی‌شود. اضافه بر این محفظه به صورت سه بعدی و با در نظر گرفتن جزئیات هندسی حل شده است. و تقریباً اثر تمام پارامترها از جمله تشعشع، چرخش و احتراق به صورت همزمان در این محفظه مورد توجه قرار گرفته است. برای تشعشع یک معادله انتقال حل شده و از روشی استفاده شده که سازگار با حل جریان است.

۲- معادلات حاکم بر جریانهای دائم احتراق

معادلات بقای جرم و مومنتم برای این جریان در حالت پایدار به شکل زیر خواهند بود [۱۴].

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

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (2)$$

با فرض سیال نیوتنی:

$$\tau_{ij} = \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \delta_{ij} \quad (3)$$

معادلات با استفاده از میانگین‌گیری کلی متوسط‌گیری شده و با استفاده از یک مدل دو معادله‌ای مشکل بسته نبودن معادلات حل شده است. مدل استاندارد $k-\varepsilon$ برای جریانهای چرخشی خطای زیادی ایجاد خواهد کرد برای رفع این اشکال از روش

جونز و همکارانش اشاره کرد که ساده سازیهای معمول و مسائل مهم در شبیه‌سازی محفظه احتراق را نشان داده‌اند. در سال ۱۹۷۸ جونز و پیریدین حل سه بعدی برای جریان و میدانهای دما و غلظت نمونه‌های جرمی را برای یک محفظه با سوخت مایع ارائه کردند. به علت نبودن نتایج تجربی برای این مسئله اعتبار شبیه سازی توسط یک محفظه دیگر بررسی شد [۱]. در سال ۱۹۸۰ جونز و مک گورک شبیه‌سازی محفظه را با استفاده از یک مدل اصلاح شده برای اغتشاش انجام داده و اثر مکانیزمهای محفظه مانند اثر تشعشع را بررسی کردند [۲].

در سال ۱۹۸۲ جونز و تورال مقادیر دما و توزیع نمونه‌های جرمی را در یک محفظه به دست آوردند. در این کار اثر پیش‌گرم کردن هوای ورودی بر روی پارامترهای محفظه بررسی شده است [۳]. هوکام و همکارانش یک روش نیمه تحلیلی برای بررسی یک محفظه احتراق ارائه کردند. محفظه بیرونی دور محفظه اصلی با یک تحلیل عددی یک بعدی حل شده و محفظه اصلی بایک حل عددی میدان جریان به طور سه بعدی حل شده است. از نتایج حل یک بعدی به عنوان شرایط مرزی برای حل عددی استفاده شده است [۴]. در کارهای دیگر از روشهای نیمه تحلیلی برای تحلیل جریان در محفظه‌های احتراق استفاده شده است [۵]. وایندلی در مورد طراحی، تغییرات و بهبود کارکرد محفظه احتراق اصولی را ارائه کرد [۶]. آرفی یک تغییر در هندسه محفظه احتراق را بررسی کرد و اثر این تغییر را بر عملکرد محفظه نشان داد، توجه اساسی ایشان به میزان تغییر تولید آلودگی محفظه در اثر این تغییر بوده است [۷]. در کارهای زیادی برای مدلسازی احتراق از مدل اتلاف گردابه‌ای (EDC) ^۲ مگنوسن استفاده شده است و در مقایسه با داده‌های آزمایشگاهی نتایج قابل قبولی ارائه شده که حاکی از دقت قابل قبول این مدل در تخمین شعله‌های دیفیوژن است [۸-۹]. در نظر گرفتن و یا صرف نظر کردن از اثر انتقال گرمای تشعشعی در محفظه‌های احتراق مورد بررسی قرار گرفته و مقایسه شده است. این بررسی نشان می‌دهد دخیل کردن اثر تشعشع در محاسبات باعث می‌شود نتایج به واقعیت

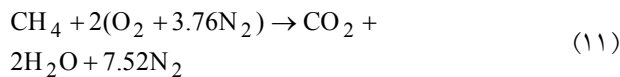
عبارت چشمه معادله انرژی شامل اثرات تشعشع و احتراق است.

$$S_h = S_{h, \text{reaction}} + S_{h, \text{radiation}} \quad (9)$$

و عبارت مربوط به احتراق:

$$S_{h, \text{reaction}} = \sum_{j'} \left[\frac{h_{j'}^\circ}{M_{j'}} + \int_{T_{\text{ref}}}^{T_{\text{ref}}} C_{p, j'} dT \right] R_{j'} \quad (10)$$

سوخت این محفظه گاز طبیعی استحصالی از میداین جنوب ایران با حدود ۸۰٪ متان است و تنها ماده موجود در سوخت و مؤثر در واکنش متان در نظر گرفته شده است. با فرض واکنش یک مرحله‌ای برگشت‌ناپذیر برای متان، معادله واکنش در حالت استوکیومتری به صورت زیر است.



برای شبیه‌سازی واکنش، برای تک‌تک نمونه‌های جرمی یک معادله انتقال به شکل معادله (۱۲) نوشته و حل می‌شود.

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i m_{i'}) = - \frac{\partial}{\partial x_i} j_{i', i} + R_{i'} \quad (12)$$

$$j_{i', i} = - \left(\rho D_{i', m} + \frac{\mu_t}{Sc_t} \right) \frac{\partial m_{i'}}{\partial x_i} \quad (13)$$

عبارت $R_{i'}$ از روش اتلاف ادیهای مغشوش کنترل می‌شود. برای در نظر گرفتن اثر گردابه‌ها روی واکنش تاکنون چندین معادله پیشنهاد شده است [۱۶]. یکی از این مدلها بدین ترتیب است که برای نرخ واکنش از میان دو مقدار زیر، مقدار کوچکتر در نظر گرفته می‌شود:

$$R_{i'} = v_{i'} M_{i'} A_p \frac{\varepsilon}{K} \frac{M_R}{v_R M_R} \quad (14)$$

$$R_{i'} = v_{i'} M_{i'} A.B.\rho \frac{\varepsilon}{K} \frac{P}{\sum_{j'} v_{j'} M_{j'}} \quad (15)$$

M_p و M_R کسر جرمی واکنش دهنده‌ها و محصولات و $A=4$ و $B=0.5$ اعداد ثابت مدل هستند [۱۶]. $v_{i'}$ و $v_{j'}$ به ترتیب ضرایب استوکیومتری واکنش دهنده‌ها و محصولات در معادله واکنش‌اند معادله (۱۱). دو معادله ۱۴ و ۱۵، یکی بر حسب محصولات و دیگری بر حسب واکنش دهنده‌ها بیان

RNG استفاده می‌شود [۱۵]. اساس تئوری RNG^۴ بر این اساس است که تعدادی از گردابه‌های جریان مغشوش نادیده انگاشته می‌شود و این فرایند ادامه می‌یابد تا زمانی که مابقی ادیها با رایانه‌های فعلی قابل تجزیه و تحلیل باشند. در واقع منظور از RNG در اینجا تصحیح مدل $k-\varepsilon$ استاندارد با استفاده از تئوری RNG است. به نحوی که مدل حاصل بتواند به نحو بهتری جریان چرخشی را مدلسازی کند. معادلات k, ε در این حالت به شکل زیرند:

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\alpha_k \mu_{\text{eff}} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_k - \rho \varepsilon \quad (4)$$

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\alpha_\varepsilon \mu_{\text{eff}} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R \quad (5)$$

و ثابتهای مدل $C_{1\varepsilon} = 1.44$ و $C_{2\varepsilon} = 1.92$ عکس عدد پراتل برای k, ε عبارت‌اند از $\alpha_k = 1, \alpha_\varepsilon = 0.77$ علت استفاده از این روش این است که در مراجع متعددی آورده شده که این روش نسبت به روش استاندارد $k-\varepsilon$ در تخمین جریانهای چرخشی احتراقی موفقتر است [۱۱-۱۳ و ۱۵]. برای اثر دیوار از تابع دیوار استاندارد استفاده شده است. مقدار y^+ در دیواره‌های مختلف بین ۴۰ تا ۲۰۰ است.

برای جریانهای احتراقی، معادله انرژی نیز باید حل شود این معادله به صورت زیر است.

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (u_i (\rho E + P)) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(K_{\text{eff}} \frac{\partial T}{\partial x_i} - \sum_{j'} h_{j'} j_{j'} + u_j (\tau_{ij})_{\text{eff}} \right) + S_h \quad (6)$$

در این معادله مقدار E از معادله (۷) محاسبه می‌شود.

$$E = h - \frac{P}{\rho} + \frac{u_i^2}{2} \quad (7)$$

h انتالپی است که اثر انتالپی همه نمونه‌های جرمی ($h_{j'}$) را در خود دارد.

$$h = \sum_{j'} m_{j'} h_{j'} \quad (8)$$

شده که هر کدام نرخ محدود کننده واکنش را با توجه به کسر جرمی مربوطه و مقیاس زمانی جریان مغشوش محاسبه می کند و همان طور که بیان شد از بین این دو مقدار، نرخ واکنش کوچکتر به عنوان نرخ کنترل کننده واکنش مورد استفاده می گیرد. در واقع مدل EDC نرخ واکنش را به نرخ استهلاک محصولات و واکنش دهنده ها مربوط می کند. ε/K بیان کننده مقیاس زمانی گردابه های مغشوش است. این مدل برای انواع شعله ها (پیش مخلوط، دیفیوژن و پیش مخلوط جزئی) مورد استفاده قرار می گیرد. همان طور که ملاحظه می شود، در استفاده از این مدل نیازی به داشتن اطلاعات در مورد نرخ دقیق واکنشها نیست. به لحاظ شرایط احتراق در محفظه های احتراق توربین گاز (سریع بودن واکنش و...) از این مدل برای این شبیه سازی استفاده شده است.

۳- حل عددی

معادلات بقای جرم، مومنتم و انرژی به همراه شکل اصلاح شده معادلات $k-\varepsilon$ برای این محفظه حل شده است. معادلات حاصل از مدل سازیهای انجام گرفته یک دستگاه با ۱۲ معادله را تشکیل می دهد که با هم جفت شده اند. در کار حاضر معادلات همگی به صورت ضمنی خطی سازی شده و به صورت مرتبه دو گسسته سازی شده است. عبارتهای پخش در معادلات انتقال با استفاده از روش اختلاف مرکزی و عبارات جابه جایی به صورت مرتبه دو بالادست گسسته شده اند. از الگوریتم سیمپل C برای این مسئله استفاده شده است [۱۸]. لازم به ذکر است برای حل مسائل در کار حاضر از کد فلونت^۰ استفاده شده است. این نرم افزار به لحاظ این که دارای یک حل کننده بی سازمان^۱ است، توانایی حل جریان در هندسه های پیچیده را داراست. اگرچه در پیش بینی جریانهای احتراقی که نقش بویانسی در آنها قابل توجه است نرم افزار نتایج خوبی در بر ندارد، اما دارا بودن مدل های متنوع برای مدل سازی اغتشاش (مدلهای یک و دو معادله ای، مدل تنشهای رینولدز و مدل شبیه سازی گردابه های بزرگ) و واکنشهای شیمیایی (نرخ محدود آرنیوس، EDC و مدل های مربوط به شعله های پیش مخلوط) از امتیازات این نرم افزار در شبیه سازی جریانهای احتراقی مغشوش به شمار می رود.

۴- نتایج عددی یک محفظه احتراقی ساده

به علت عدم وجود اطلاعات تجربی در مورد محفظه احتراق مورد نظر، روش عددی موجود برای یک محفظه که اطلاعات تجربی در مورد آن وجود داشت [۱۹]. امتحان شد. لازم به ذکر است در مراجع از این روش برای تعیین اعتبار روشها استفاده شده است [۱]. شکل محفظه در شکل (۱) آورده

با فرض عدم وجود پخش، معادله تشعشع در یک محیط جاذب و ساطع کننده انرژی در موقعیت r و در جهت s به شکل زیر است [۱۷]:

$$\frac{dI(r,s)}{ds} + (a)I(r,s) = an^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} \quad (16)$$

r بردار موقعیت، s بردار جهت، a ضریب جذب، n ضریب شکست، σ ثابت استفان بولتزمن، I شدت تشعشع کل که تابعی از r است و T دمای موضعی است. اثر تشعشع در کار حاضر مورد بررسی قرار گرفته است. به این صورت که برای محاسبه عبارت چشمه معادله انرژی (مربوط به تشعشع) یک معادله مستقل حل شده است. برای این کار از مدل DO استفاده شده است. این مدل در واقع با گسسته سازی معادله (۱۶) بر روی حجم ها و زوایای محدود مقدار شدت تشعشع مربوط به هر حجم کنترل را به دست می آورد که این مقدار شار در عبارت چشمه معادله انرژی معادله (۹) به عنوان اثر تشعشع لحاظ می شود. در مورد تقسیم بندی زاویه ای در این مسئله هر گوشه به 3×3 زاویه محدود تبدیل شده است. علت استفاده از این روش این است که اولاً این روش سازگار با حل های جریان به روش حجم محدود است و نیازمند به شبکه مجزایی برای حل تشعشع نیست و ثانیاً این روش برای طیف گسترده ضخامت

شده است. نتایج این مقایسه دما، کسرهای جرمی اکسیژن و سوخت، به ترتیب در شکل‌های (۲) و (۳) و (۴) آورده شده است. تطابق نسبتاً خوبی مشاهده می‌شود.

۵- نتایج عددی محفظه احتراق توربین گاز

انواع مختلفی از محفظه‌های احتراق وجود دارد [۲۰]. محفظه مورد بررسی کار حاضر از نوع صنعتی است، شعله دیفیوژن و روش پایدار کردن شعله استفاده از چرخش هوای ورودی است. محفظه دارای ۷ عدد مشعل است که یک محوری و شش عدد دیگر به صورت شعاعی در کف محفظه اصلی قرار دارند. ابعاد محفظه در جدول (۱) آورده شده است. این محفظه شامل دو قسمت است یکی محفظه حلقوی دور که فقط هوا در آن جریان دارد و دیگری محفظه اصلی که احتراق در آن رخ می‌دهد. در شکل (۵) قسمت ابتدایی محفظه نشان داده شده است. در شکل‌های (۶) و (۷) فقط محفظه اصلی نشان داده شده است. هوا از دو ورودی وارد محفظه حلقوی دور می‌شود و سپس از سه نقطه وارد محفظه اصلی می‌شود. کسری از هوا با گذشتن از یک سری پره هادی با زاویه مناسب از کف محفظه و در اطراف مشعلها برای مشارکت در احتراق وارد محفظه می‌شود. مابقی هوا در دو مرحله وارد محفظه می‌شود. یک مرحله باز هم در اوائل محفظه و برای محافظت دیواره در برابر گرمای شدید و مابقی هوا از وسط محفظه اصلی برای خنک کردن محصولات احتراق (تا دمای مجاز برای ورود به توربین) وارد می‌شود شکل (۵). برای کاستن از پیچیدگی بیش از حد، فقط محفظه اصلی حل عددی شده است. این محفظه در ابتدا دارای یک زانوی رابط بوده که محصولات احتراق پس از گذر از این زانویی به طرف توربین هدایت می‌شدند. برخی مسائل از جمله پوسیدگی محفظه در منطقه زانو، فکر تغییر شکل محفظه (حذف زانویی) را قوت بخشیده است. در واقع کار حاضر بررسی این تغییر است. شماتیک محفظه قبل و بعد از تغییر به ترتیب در شکل‌های (۶) و (۷) موجود است. اما اشکال این است که کسر هوای ورودی به محفظه اصلی در هر یک از سه مرحله

فوق‌الذکر نامعلوم است. برای رفع این مشکل یک حل اولیه برای کل محفظه (شامل محفظه حلقوی دور و محفظه اصلی) با حذف یک سری پیچیدگیها (پره‌های هادی هوای اطراف مشعلها و ...) انجام شده و درصد هر یک از ورودیهای هوا با این روش به دست آمده است. پس از انجام این حل مقدار دبی‌های ورودی از اطراف ۷ مشعل و دو ورودی ناحیه رقیق‌سازی محاسبه شده و به‌عنوان شرط مرزی برای حل عددی سه بعدی محفظه احتراق مورد استفاده قرار گرفته است. نتایج این حل اولیه در جدول (۲) ارائه شده است. البته راههای دیگری هم برای این مشکل پیشنهاد شده است [۴]. برای مدل کردن اثر پرها با توجه به شکل نامناسب پره کمترین راندمان برای آنها در نظر گرفته شده است. اندازه زاویه ورودی هوای اطراف مشعلها ۴۲ درجه نسبت به محور محفظه در نظر گرفته شده است.

برای بررسی جامع عملکرد محفظه احتراق، بهتر است یک سری پارامتر اساسی محفظه را در نظر بگیریم و اثر تغییر و تحول در هندسه را بر روی این پارامترها بررسی کنیم. این پارامترها عبارت اند از:

۱- افت فشار در محفظه

۲- راندمان احتراق

$$\eta = \frac{\Delta h_{\text{actual}}}{\Delta h_{\text{theoretical}}} \quad (17)$$

۳- فاکتور پروفیل

$$P.F = \frac{T_{\text{max}} - T_{\text{av}}}{T_{\text{av}} - T_{\text{in}}} \quad (18)$$

T_{max} بیشترین دما در مقطع خروجی T_{av} دمای متوسط وزنی در خروجی از محفظه و T_{in} دمای میانگین وزنی تمام ورودیها به محفظه است. گفته شده مقدار P.F. بین ۰/۱۱ و ۰/۴۵ مناسب است [۲۰].

۴- افت گرما از محفظه

البته مراجع تعداد دیگری از این پارامتر را مطرح کرده‌اند [۲۰] که این پارامترها در این تغییرهندسه ثابت خواهند بود. همان‌طور که قبلاً اشاره شد، ابتدا یک حل اولیه انجام شده

جدول ۱- مشخصات محفظه احتراق

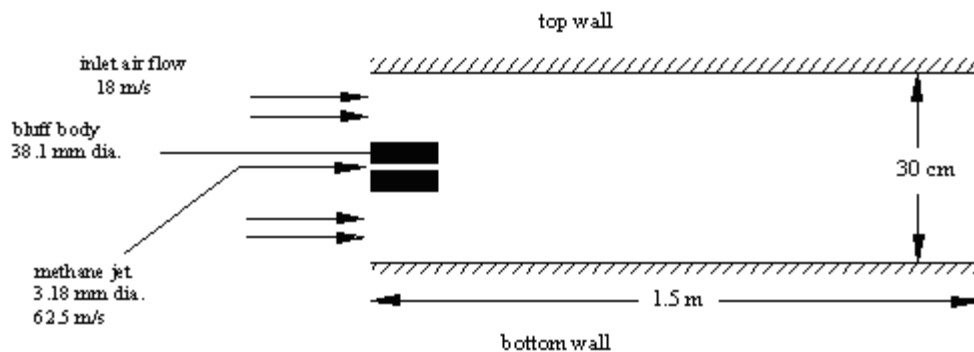
۱۲mm	شعاع معادل مشعل سوخت
۳۹۰mm	شعاع محفظه در کف
۵۸۰mm	شعاع محفظه در خروجی
۱/۰۲m	فاصله مکان ورود هوای سرد از کف محفظه
۳/۵m	طول محفظه احتراق
۶۸۸K	دمای هوای ورودی
۳۰۰K	دمای سوخت ورودی
۳t/hr	دبی سوخت ورودی
۳۰۷t/hr	دبی هوای ورودی

جدول ۲- توزیع هوای ورودی به محفظه اصلی

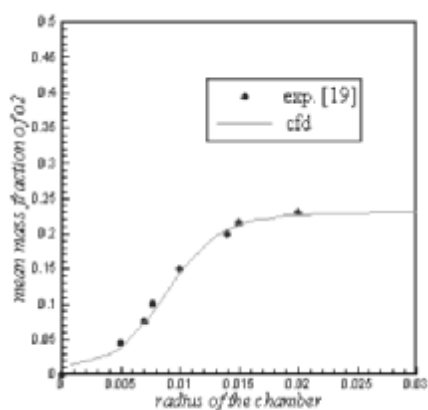
مقدار ورودی %	مکان ورود هوا
۳۵	دور مشعل‌ها
۱۲	Ring air
۵۳	هوای رقیق‌سازی

جدول ۳- مقایسه پارامترها برای دو محفظه

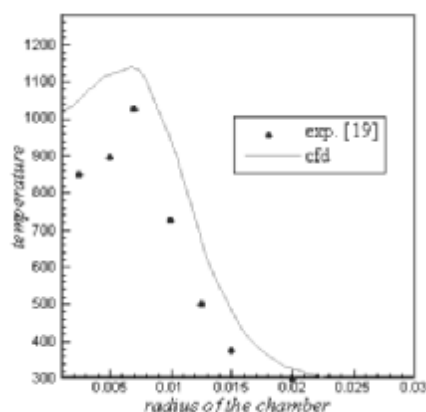
پارامتر	محفظه زانویی	محفظه مستقیم
افت فشار (Pa)	۱۱۹۰۰	۸۲۰۰
راندمان محفظه	۸۵/۲	۸۷
دمای خروجی (K)	۱۰۱۸	۱۰۳۴
Pattern factor	۰/۴۷	۰/۶۱
افت گرماز محفظه (W)	۴۳۲۹	۳۶۶۰



شکل ۱- شکل و اندازه‌های bluff body

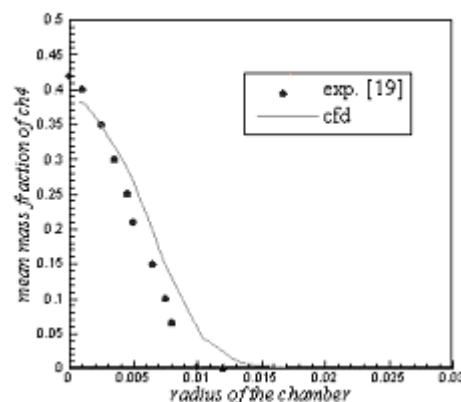


شکل ۳- کسر جرمی اکسیژن در فاصله ۰/۰۷۳۶ از مشعل
برای bluff body



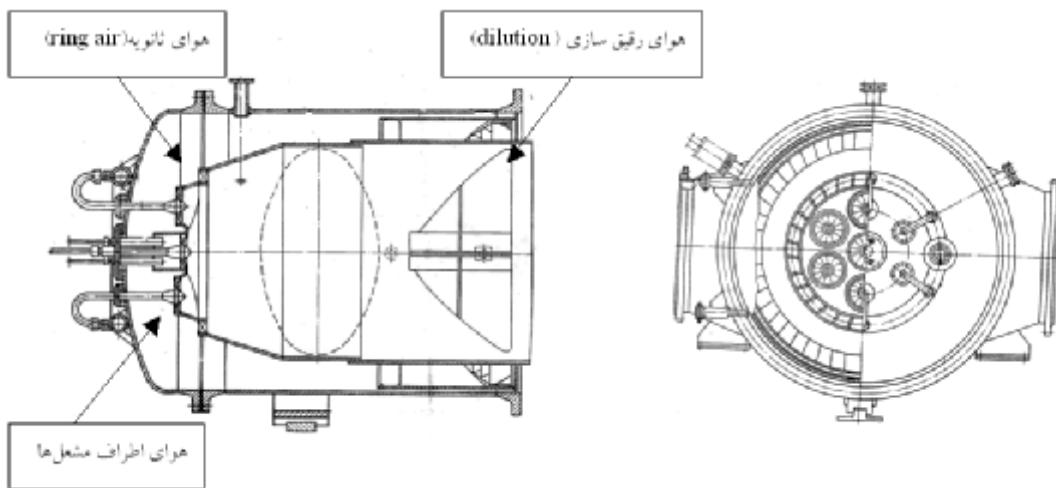
شکل ۲- توزیع دما در فاصله ۰/۰۷۳۶ از مشعل
برای bluff body

مقابل مشعلها، ناحیه سوختن و ناحیه رقیق سازی) کاملاً قابل تشخیص است. در شکل (۱۱) به علت وجود زانو و شتاب گرفتن سیال و ایجاد جریان ثانویه در گذر از زانو الگوی جریان متفاوت است. در شکل‌های (۱۲) و (۱۳) توزیع دما در محفظه نشان داده شده است. در محفظه اصلی، شکل (۱۳)، دمای دیواره محفظه در ناحیه زانو بالاتر از سایر نقاط در این محفظه است، در عمل هم در محفظه‌ای که مدل شده تداخل شعله و سوزش دیواره در ناحیه دیواره مشاهده شد. این در حالی است که این مشکل در محفظه مستقیم حل شده است. در شکل‌های (۱۴) و (۱۵) توزیع دما برای خروجی دو محفظه آورده شده است. مشخص است که در خروجی محفظه ثانویه توزیع یکنواخت‌تری وجود دارد. علت این موضوع اختلاط مناسب هوای رقیق‌سازی با محصولات احتراق در اثر وجود ثانویه است. در حالی که در خروجی محفظه مستقیم یک ناحیه دما بالا در مرکز و یک ناحیه دما پایین در اطراف وجود دارد. منظور اصلی این تحقیق بررسی تغییر پارامترهای مهم محفظه در اثر تغییر هندسه است، این نتایج در جدول (۳) آورده شده است. کم شدن افت فشار به خاطر حذف زانو و کم شدن افت گرما به خاطر کم شدن سطح بیرونی قابل پیش‌بینی بود. با بررسی پارامترهای مهم محفظه به نظر می‌رسد. با وجود اینکه



شکل ۴- کسر جرمی متان در فاصله ۰/۰۷۳۶ از مشعل
برای bluff body

و توزیع هوای ورودی به محفظه اصلی به دست آمده است. نتایج این بررسی در جدول (۲) آورده شده است. از این مقادیر به صورت شرط مرزی برای حل اصلی استفاده شده است. نمونه‌ای از بردارهای سرعت در محفظه در شکل (۸) و (۹) آورده شده است که به خوبی ناحیه سرعت پایین مقابل شعله که برای پایدار کردن شعله ایجاد شده و زاویه هوای ورودی اطراف مشعلها (چرخش هوای ورودی) را مشخص می‌کند. در شکل‌های (۱۰) تا (۱۱) توزیع سرعت در دو محفظه آورده شده است. در شکل (۱۰) نواحی مختلف محفظه (ناحیه چرخشی



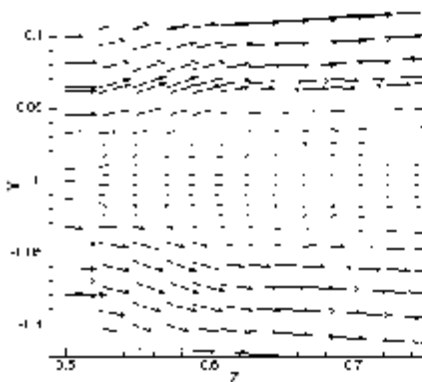
شکل ۵- قسمت ابتدایی محفظه (مشابه برای هر دو طرح)



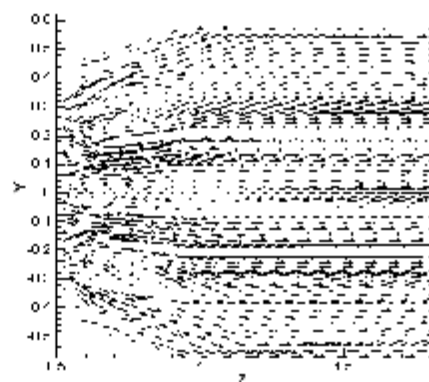
شکل ۷- محفظه مستقیم



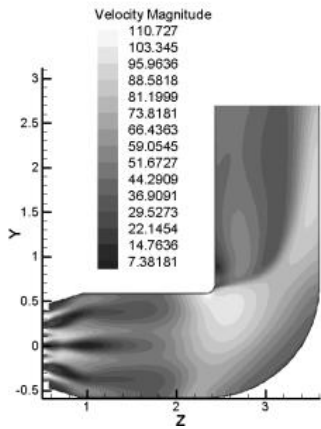
شکل ۶- محفظه زانویی



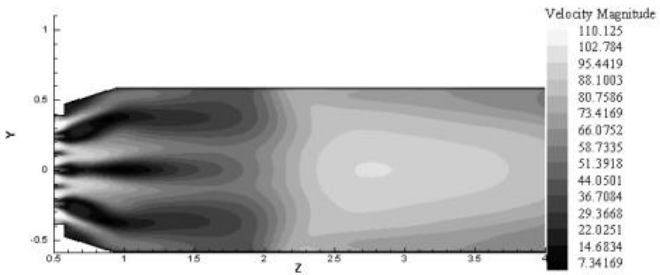
شکل ۹- بردارهای سرعت در نزدیکی یکی از مشعلها



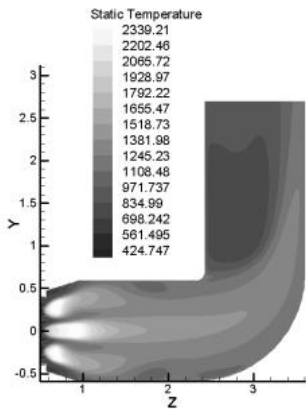
شکل ۸- بردارهای سرعت در ابتدای محفظه



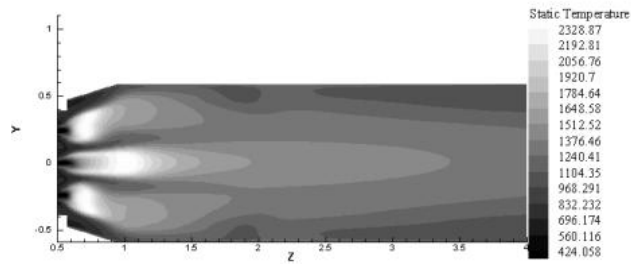
شکل ۱۱- توزیع اندازه سرعت در محفظه زانویی



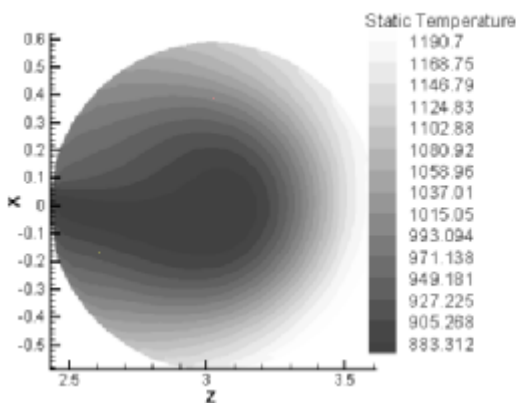
شکل ۱۰- توزیع اندازه سرعت در محفظه مستقیم



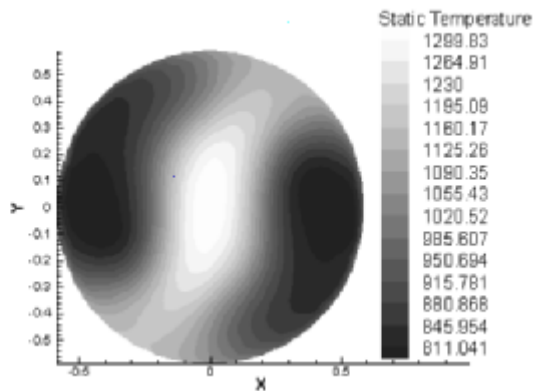
شکل ۱۳- توزیع دما در محفظه زانویی



شکل ۱۲- توزیع دما در محفظه مستقیم



شکل ۱۵- دما در صفحه خروجی در محفظه زانویی



شکل ۱۴- دما در صفحه خروجی در محفظه مستقیم

این است که شاید اگر طول محفظه بیشتر در نظر گرفته شود بتوان بر مشکل توزیع نامناسب دما غلبه کرد. در این مورد باید گفت به علت قرار گرفتن محفظه در زیر مجموعه توربین گاز امکان بزرگتر گرفتن طول محفظه عملاً وجود ندارد. چه اینکه همین طول در نظر گرفته شده با این فرض است که زیر مجموعه (برای جا دادن محفظه) مقداری کنده شود. در مجموع باید گفت اگر حذف زانو برای افزایش راندمان سیکل توربین باشد با توجه به جدول (۳) به نظر نامناسب است. زیرا افزایش راندمان سیکل یا از طریق کاهش افت فشار یا افزایش گرمای جذب شده توسط سیال عامل در محفظه امکانپذیر است. حال آنکه شبیه‌سازی نشان‌دهنده افزایش قابل ملاحظه این پارامترها نیست. برای مرتفع کردن مشکل سوزش دیواره‌ها نیز تنها حذف زانو نمی‌تواند کافی باشد.

این تغییر اثر مثبتی بر روی افت فشار ایجاد شده، داشته است و در ضمن افزایش راندمان محفظه را هم در پی داشته است. ولی افزایش چشم‌گیر و نامناسب P.F در محفظه مستقیم نگران‌کننده است. این فاکتور که توسط معادله (۱۸) تعریف شده به نوعی نشان‌دهنده یکنواخت بودن دما در خروجی محفظه است. در محفظه زانویی به علت وجود جریان ثانویه در زانو عملاً اختلاط محصولات احتراق گرم و هوای سرد (رقیق‌سازی) بهتر از محفظه مستقیم انجام شده و به همین علت دما در خروجی در این محفظه یکنواخت‌تر است. با وجود این مسئله تغییر محفظه با این شرایط ریسک بسیار بزرگی است. مگر اینکه این مشکل رفع شود. برای این کار از تغییرات دیگری می‌توان استفاده کرد. از جمله می‌توان به قراردادن پره‌های هادی در محفظه حلقوی دور به منظور تغییر درصد هواهای ورودی به محفظه و تغییر زاویه چرخش هوای مشعلها اشاره کرد. که هر یک باید مورد بررسی دقیق قرار بگیرند. مسئله قابل توجه دیگر

واژه نامه

- | | | |
|--|--------------------------|------------------------|
| 1. renormalization group | 3. Favre averaging | 5. fluent |
| 2. eddy dissipation concept of Magnussen | 4. renormalization group | 6. unstructured solver |

مراجع

- Jones, W. P., and Priddin, C. H., "Predictions of the Flow Field and Local Gas Composition in Gas Turbine Combustion," 17th Sym. On Combustion, pp. 398-409, 1978
- Jones, W. P., and MC Guirk, J.J., "Mathematical Modeling of Gas Turbine Combustion Chambers," *AGARD Conference on Combustion Modeling Conference Proceeding*, No. 275, 1980
- Jones, W. P., and Toral H., "Temperature and Composition Measurements in a Research Gas Turbine Combustion Chamber," *Combustion Science and Technology* Vol. 31, pp. 249-275, 1983
- Hukam, E. M., Reynolds, R. S., and Srinivasan, R., "Multidimensional Gas Turbine Combustion Modeling," *AIAA Journal*, Vol. 24, No. 6, pp. 890-904, 1984
- Heitor, M. V., and Whitelaw J. H., "Velocity, Temperature and Species Characteristic of the Flow in a Gas Turbine Combustion Combustor," *Combustion and Flame*, Vol. 64, pp. 1-32, 1986
- Windley, R.O., "Gas Turbine Combustion," *Imechc*, Vol. 203, pp. 79-95, 1989
- Arfi, P., and Levy, Y., "Low Nox Combustor for High Efficiency Gas Turbines," *Technical Report, Faculty of Aerospace Engineering, Haifa*, 2000
- Magel H. C., Schnell, U., and Hein, K. R. G., "Modeling of Hydrocarbon and Nitrogen Chemistry in Turbulent Combustor Flows Using Detailed Reaction Mechanism," *Institute for Process Engineering and Power Plant Technology, Stuttgart Germany*, 1996.
- Yaga, M., Saada, K., Yamamoto T., Aoki H., and Miura, T., "An Eddy Characteristic Time Modeling in LES for Gas Turbine Combustor," *International Joint Power Generation Conference*, 2000
- Rhatigan, J. K., Bedir, H., and T'ien, J. S., "Gas Phase Radiative Effect on Burning and Extinction of a Solid Fuel Combustion," *Combustion and Flame*, Vol. 112, pp. 231-241, 1998
- Widmann, J. F., Charagdla S. R., and Presser C., "Benchmark Experimental Database for Multiphase Combustion," *National Institute of*

- Standards and Technology, Gaithersburg , 1999.
12. Kurosawa, Y., Yoshida, S., Yamamoto T., Shimodira K., Gomi M., and Suzuki, K., "Structure of Swirler in Gas Turbine Combustor ," *Technical Report National Aerospace Laboratory of Japan* , 2000.
 13. Muralidhara, H. S., Shembharkar, T. R., Chidananda, M. S., Sundarajan, T., and Shet, U. S. P., "Numerical Simulation of Two Phase Combustion in a Gas Turbine Combustion," *5th National Conference on Air Beathing Engines and Aerospace, Heydarabad India December 2000*.
 14. Kuo, K. K. Principles of Combustion, New York: Wiley, 1996
 15. Smirnoff, A., "Evaluation of Different Turbulence Models Used in Simulation of Confined Swirl Flows," *Department of Thermo and Fluid Dynamics ,Chalmers University of Technology, Goteborg , Sweden 7 June, 1995*.
 16. Magnussen, B. F., "The Eddy Dissipation Concept for Turbulent Combustion Modeling, its Physical and Practical Implications," *Technical Report Norwegian Institue of Technology, January 1990*.
 17. Sigel, R., Howell, J. R., *Thermal Radiation Heat Transfer*, Hemisphere Pub. Corp., Washington , 1992.
 18. Patankar, S., V., *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere ,Washington, 1980.
 19. Correa, S. M., and Gulati, A., "Raman Measurments and Joint PDF Modeling of a Non-Premixed Bluff-Body Stabilization Methane Flame", *Twenty Fifth Symposium (International) on Combustion , the Combustion Institute, Pittsburg, Pennsylvania*, pp.1167-1173, 1994.
 20. Lefebvre, A.H., *Gas turbine combustion*, Taylor and Francis, Philadelphia, 1999.