

توسعه یک ابزار ساده برای پیش‌بینی احتمال اشتعال عرضی در محفظه احتراق‌های حلقوی مجهز به مشعل‌های ای-وی

محمد شهسواری^{۱*}، محمدعلی سرودی^۲ و یوسف باقری^۳

۱- دکتر، مهندسی هوافضا، شرکت توربوتک، تهران، m.shahsavari@turbotec-co.com

۲- کارشناس ارشد، مهندسی هوافضا، شرکت توربوتک، تهران، m.soroudi@turbotec-co.com

۳- کارشناس ارشد، مهندسی مکانیک، شرکت توربوتک، تهران، y.bagheri@turbotec-co.com

* نویسنده مخاطب

(تاریخ دریافت: ۹۶/۸/۲۱، دریافت آخرین اصلاحات: ۹۶/۱۲/۹، پذیرش: ۹۷/۱/۴)

چکیده: پیش‌بینی اشتعال عرضی یکی از مهم‌ترین و درعین حال دشوارترین مراحل پیش‌بینی اشتعال در توربین‌های گازی حلقوی است. دلیل دشواری این فرایند آن است که برای پیش‌بینی این پدیده باید چند مشعل هم‌جوار مورد مطالعه قرار بگیرد. این کار، چه از نظر تجربی و چه عددی، بسیار هزینه‌بر است. یکی از راه‌کارهای مفید برای نیل به هدف فوق استفاده از روش‌های تحلیلی برای پیش‌بینی اشتعال عرضی است. در این مقاله، یک روش تحلیلی برای پیش‌بینی احتمال اشتعال عرضی در یک محفظه احتراق حلقوی مجهز به ۱۸ مشعل ای-وی نسل دوم توسعه داده شده است. این روش، نمونه توسعه داده شده مدل ارائه شده توسط هیرش و همکاران است. برای اعتبارسنجی این مدل، از داده‌های موجود برای چهار توربین مختلف استفاده شده است. بررسی‌های انجام شده نشان می‌دهد که روش حاضر با دقت بسیار خوبی می‌تواند احتمال اشتعال عرضی را در توربین مورد نظر پیش‌بینی کند. زمان اجرای این روش توسعه داده شده نسبت به روش‌های عددی دیگر چند مرتبه کمتر است، لذا می‌توان از این روش کم‌هزینه در فرایند طراحی استفاده کرد. از این ابزار سریع و کم‌هزینه، همچنین، می‌توان در منطق کنترلی توربین استفاده کرد تا در صورت کم‌بودن این احتمال اشتعال، راهکارهای مناسب برای افزایش آن را ارائه کرد. در پایان این مقاله، از روش توسعه داده شده برای ارائه راهکاری جهت افزایش احتمال اشتعال عرضی در توربین‌های مورد بررسی استفاده شده است.

کلیدواژگان: احتمال اشتعال عرضی، محفظه احتراق حلقوی، مشعل ای-وی نسل دوم

مقدمه

اشتعال مهم‌ترین بخش از فرایند روشن کردن توربین گاز است [۱]. امروزه پیش‌بینی و شناسایی این فرایند، چه از نظر علمی و چه صنعتی، بسیار حائز اهمیت است. به‌طور کلی، فرایند اشتعال را می‌توان به سه بخش تقسیم کرد: تخلیه انرژی اولیه، پایدارسازی شعله اولیه و اشتعال عرضی [۱]. در مرحله اولیه، انرژی نسبتاً زیادی توسط یک سیستم جرقه‌زن و یا هر سیستم دیگری در ناحیه‌ای مشخص از میدان جریان سوخت و هوا تخلیه می‌شود. طی این فرایند، یک هسته شعله^۱ بسیار کوچک (با قطری حدود ۱ تا چند میلی‌متر، بسته به انرژی اشتعال) در میدان جریان ایجاد می‌شود. این هسته شعله کوچک، سپس، در مرحله دوم اشتعال، باید پایدار شود [۲]. نحوه پایدارشدن این شعله بسیار وابسته به میدان جریان و کرنش‌های موجود است [۳]. در نهایت، پس از پایدارشدن شعله اولیه، در مرحله اشتعال عرضی، این شعله باید مشعل‌های هم‌جوار خود در محفظه حلقوی را روشن کند. دو مرحله اول فرایند اشتعال توسط گروه‌های تحقیقاتی مختلف به‌خوبی بررسی و مطالعه شده است [۴-۶]. این در

حالی است که مطالعات بسیار اندکی در زمینه پیش‌بینی اشتعال عرضی در ادبیات گذشته وجود دارد، زیرا برای این امر، چه از طریق روش‌های تجربی و چه عددی، باید، حداقل، قطعی از محفظه احتراق بررسی شود، که هزینه آزمایش‌ها و یا تحلیل‌ها را به‌شکل چشمگیری افزایش می‌دهد.

به‌طور کلی، زمانی در یک محفظه احتراق اشتعال اتفاق می‌افتد که نرخ آزاد شدن حرارت از نرخ اتلاف حرارت از محفظه احتراق بیشتر باشد [۳]. مهم‌ترین منبع انرژی برای شروع آزادسازی حرارت اشتعال اولیه است. از طرفی، مهم‌ترین اتلافات حرارتی از محفظه احتراق را می‌توان به دو دسته کلی تقسیم‌بندی کرد: اتلافات جابه‌جایی و نفوذی. اتلافات جابه‌جایی وابسته به عدد بی‌بعد دامکالر^۱ است. تحقیقات گذشته نشان می‌دهد که این نوع اتلاف، با افزایش عدد دامکالر، افزایش می‌یابد [۳]. از طرف دیگر، اتلافات نفوذی وابسته به نرخ کرنش جریان، اضمحلال اسکالر^۲ و فشار است. بررسی‌های گذشته نشان می‌دهد که با افزایش نرخ کرنش و یا اضمحلال اسکالر اتلافات نفوذی افزایش می‌یابد [۳]. همچنین، با افزایش فشار، این اتلافات کاهش می‌یابد. به‌طور کلی، اشتعال در یک محفظه احتراق وابسته به انتقال حرارت، انتقال عناصر، ترکیب مخلوط سوخت و هوا، دما و فشار اولیه مواد اولیه احتراق و مشخصات اصلی میدان جریان (مثل ناحیه بازگردشی) است. این پارامترها در هر نوع اشتعالی حائز اهمیت‌اند. در اشتعال عرضی، علاوه بر موارد یادشده، انتقال حرارت و تکانه بین مشعل‌ها نیز بسیار حائز اهمیت است.

در زمینه اشتعال عرضی، به‌طور کلی، تحقیقات تجربی و عددی اندکی تا به امروز انجام شده است. بولیو و همکاران، با استفاده از روش عددی شبیه‌سازی به روش گردابه‌های بزرگ و مدل احتراقی شعله ضخیم‌شده^۳، پدیده اشتعال عرضی در یک محفظه احتراق حلقوی آزمایشگاهی را بررسی کردند [۶]. این بررسی‌ها نشان داد که پدیده اشتعال عرضی به‌وسیله سرعت شعله آشفته و ساختار کلی میدان جریان کنترل می‌شود. بورگوم و همکاران، همچنین، به کمک روش‌های عددی پدیده اشتعال عرضی را بررسی کردند [۴]. این بررسی‌ها نشان داد که علاوه بر سرعت شعله آشفته و ساختار میدان جریان، شناوری^۴ نیز تأثیر بسزایی بر اشتعال عرضی دارد. اسکاپز و همکاران، با استفاده از آزمون‌های تجربی، اشتعال عرضی را در یک محفظه آزمایشگاهی مشابه با تحقیقات پیشین بررسی کردند [۵]. نتایج این بررسی‌ها نشان داد که تاریخچه جریان نیز بر اشتعال عرضی تأثیرگذار است. این تحقیقات، همچنین، مشخص کرد که به‌منظور دستیابی به یک اشتعال موفق، نه‌تنها نسبت هم‌ارزی جریان باید در محدوده شعله‌وری باشد، بلکه کشیدگی^۵ و انحنای جریان میانگین نیز باید بسیار کم باشد تا شعله به‌صورت محلی خاموش نشود. تمامی تحقیقات انجام‌شده که به آن‌ها اشاره شد، پدیده اشتعال عرضی را در محفظه احتراق‌های بسیار ساده و در شرایط اتمسفریک بررسی کرده‌اند. این محفظه‌های احتراق فاقد هرگونه پیچیدگی، از قبیل وجود خنک‌کاری‌ها و یا مشعل‌های پیچیده، بوده‌اند. این در حالی است که در محفظه‌های احتراق صنعتی وجود پیچیدگی‌های مختلف می‌تواند انجام تحقیقات تجربی و عددی را غیرممکن سازد. لذا، توسعه یک مدل تحلیلی ساده با دقت قابل قبول برای پیش‌بینی اشتعال عرضی در یک محفظه احتراق صنعتی بسیار حائز اهمیت است. یکی از معدود مدل‌های تحلیلی توسعه داده‌شده در زمینه اشتعال عرضی مدل تحلیل آقای هیرش و همکاران است که برای محفظه‌های احتراق حلقوی مجهز به مشعل‌های ای-وی^۶ نسل دوم توسعه داده‌شده است [۷]. در این مدل، اشتعال عرضی زمانی اتفاق می‌افتد که نسبت هم‌ارزی جریان بیش از یک مقدار بحرانی باشد. نسبت هم‌ارزی جریان در این مدل تنها وابسته به مشخصات مخلوط سوخت و هواست. این در حالی است که نسبت هم‌ارزی بحرانی اشتعال وابسته به انتقال جرم بین مشعل هم‌جوار و نسبت هم‌ارزی هر یک از مشعل‌هاست. این مدل توسط هیرش و همکاران به‌صورت بسیار محدودی اعتبارسنجی شده است. اعتبارسنجی‌های این مطالعه نشان می‌دهد اگرچه مدل توسعه داده‌شده در تمامی شرایط دقت خوبی ندارد، اما می‌توان از این روش برای کاربردهای صنعتی استفاده کرد.

1. Damkohler Number
2. Scalar Dissipation
3. Thickened Flame Model
4. Buoyancy
5. Stretching
6. Environmental Burner

بررسی مراجع گذشته نشان می‌دهد که در زمینه پیش‌بینی احتمال اشتعال اگرچه تحقیقات محدودی بر روی جریان‌ها و هندسه‌های ساده در طول مراحل اول و دوم اشتعال انجام شده است [۸،۹]، تا به امروز هیچ تحقیقی به‌طور خاص در زمینه پیش‌بینی احتمال اشتعال عرضی انجام نشده است. هدف از مقاله حاضر توسعه یک مدل تحلیلی ساده برای پیش‌بینی احتمال اشتعال عرضی در محفظه احتراق توربین SGT600 شرکت زیمنس^۱ است. سرودی و همکاران، پیش‌ازاین، احتمال اشتعال یک مشعل ای-وی توربین SGT600 را بررسی کردند [۱۰]. در این مطالعات، هدف بررسی فرایند اشتعال در فازهای اول و دوم بوده است. لذا، برای تکمیل ابزارهای موجود در صنعت برای پیش‌بینی هر سه مرحله اشتعال، لازم بود ابزاری کاربردی برای فاز سوم اشتعال (اشتعال عرضی) توسعه داده شود. برای این منظور، در این مقاله، ابتدا، مدل اشتعال توسعه داده‌شده توسط هیرش و همکاران برای محفظه احتراق توربین SGT600 پیاده‌سازی شده است. سپس، این مدل با استفاده از روش‌های آماری تغییر داده شده تا بتواند احتمال اشتعال را پیش‌بینی کند. سپس، در بخش بعدی، اشکالات موجود در مدل هیرش رفع شده و مدل توسعه داده‌شده به کمک داده‌های تجربی موجود برای توربین SGT600 اعتبارسنجی شده است. در پایان، از مدل توسعه داده‌شده برای افزایش احتمال اشتعال عرضی در تعدادی از توربین‌های SGT600 مورد بررسی، که در آن‌ها مشکلات اشتعال عرضی وجود داشته، استفاده شده و راهکارهای رفع این مشکلات ارائه شده است. ابزار توسعه داده‌شده در مقاله حاضر می‌تواند طی فرایند بهینه‌سازی توربین SGT600 در قالب یک ابزار سریع و کم‌هزینه مورد استفاده قرار گیرد. از این ابزار، همچنین، می‌توان در منطق کنترلی توربین استفاده کرد تا بتوان احتمال اشتعال عرضی را در هر لحظه محاسبه کرد و در صورت پایین‌بودن این احتمال، راهکارهای افزایش آن را به منطق کنترلی ارائه کرد.

مدل‌های تحلیلی ارزیابی اشتعال عرضی

در این قسمت، ابتدا مدل تحلیلی اولیه هیرش معرفی می‌شود. سپس، با استفاده از یک الگوریتم، این مدل به‌گونه‌ای بازنویسی می‌شود تا بتواند احتمال اشتعال عرضی را محاسبه کند. در ادامه، مدل تحلیلی حاضر ارائه خواهد شد. این مدل برخی نواقص مدل هیرش و همکاران را ندارد. در قسمت بعد این مقاله، هر دو مدل بالا اعتبارسنجی خواهند شد تا بتوان توانایی هر یک را ارزیابی کرد.

برای تشریح مدل تحلیلی هیرش شکل ۱ را در نظر بگیرید [۷]. این شکل نمای روبه‌روی دو مشعل ای-وی در یک قطاع از محفظه احتراق حلقوی را نشان می‌دهد. جهت پیچش جریان در این مشعل‌ها با فلش نشان داده شده است. در اثر پیچش جریان، جریان با دبی مشخصی، \dot{m}_s (kg/s)، بین این دو مشعل تبادل می‌شود. در این شکل، شعله مشعل A روشن است، به‌همین دلیل، بارنگ قرمز نشان داده شده است. از طرف دیگر، شعله مشعل B خاموش است، لذا بارنگ آبی نشان داده شده است. هدف از مدل هیرش آن است که به روشی ساده بیابد که آیا شعله مشعل A توانایی مشتعل کردن مخلوط سوخت و هوای مشعل B را دارد یا نه.

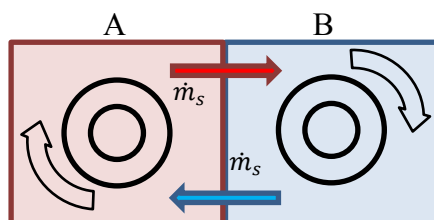


Figure 1- Schematic view of the EV burners in an annular combustor

شکل ۱- شماتیک مشعل‌های ای-وی در یک محفظه احتراق حلقوی

1. Siemens

فرضیات اصلی مدل تحلیلی هیرش به صورت زیر است:

- شرایط کاری توربین تأثیر بسیار اندکی بر فرایند اختلاط دارد. به عبارت دیگر، اختلاط و کیفیت آن مستقل از دوری است که توربین در آن اشتعال عرضی می کند و تنها وابسته به طراحی مشعل ها و نسبت هم ارزی آن هاست.
- اشتعال زمانی اتفاق می افتد که مخلوط سوخت و هوا در شرایط بحرانی قابل اشتعال باشد.
- شعله نمی تواند در جهت مخالف جهت پیچش جریان ها منتقل شود.
- اشتعال وابسته به کمیت های ترمودینامیکی میانگین و خصوصیات مخلوط سوخت و هواست، نه مشخصات جریان. در این مدل، دو نسبت هم ارزی مختلف معرفی می شود: نسبت هم ارزی اشتعال پذیر مخلوط (ϕ_{fl}) و نسبت هم ارزی بحرانی مسیر اشتعال (ϕ_{mix}) [۷]. نسبت هم ارزی اشتعال پذیر مخلوط، حداقل نسبت هم ارزی است که در آن مخلوط سوخت و هوا محترق می شود. همچنین، نسبت هم ارزی بحرانی مسیر اشتعال نیز نسبت هم ارزی جریان در مرز بین دو مشعل هم جوار است. در مدل حاضر، شرط لازم برای بروز اشتعال عرضی آن است که ϕ_{mix} بزرگ تر از ϕ_{fl} باشد. در مدل حاضر، ϕ_{fl} به صورت زیر تعریف می شود [۷]:

$$\phi_{fl} = \frac{(1-0.145 \log(p))(C_{pm}(T_{ext}-T_{pre})-1)}{LHV \cdot FA_{St}} \quad (1)$$

که در این رابطه p فشار جریان ورودی بر حسب بار، LHV ارزش حرارتی پایین سوخت بر حسب kj/kg FA_{St} نسبت سوخت به هوای استیکومتریک، T_{ext} دمای اشتعال شعله آرام و T_{pre} دمای مخلوط بر حسب کلون است. همچنین C_{pm} ظرفیت حرارتی در فشار ثابت محصولات احتراق بر حسب kj/kgK است. در مدل حاضر، دمای اشتعال شعله آرام به صورت زیر فرض شده است [۷]:

$$T_{ext} = 0.66 \frac{LHV}{C_{pm} \left(1 + \frac{1}{FA_{St}}\right)} + 237.15 \quad (2)$$

شکل ۲ نمایی از قطاعی از محفظه احتراق SGT600 متشکل از سه مشعل ای-وی را نشان می دهد. این محفظه احتراق متشکل از ۱۸ مشعل ای-وی است. برای اشتعال در این محفظه از یک جرقه زن استفاده می شود. نحوه انجام اشتعال در این محفظه به این صورت است که ابتدا به کمک جرقه زن یکی از مشعل ها روشن می شود. پس از این مرحله، شعله این مشعل باید مشعل های کنار خود را مشتعل کند. این مرحله همان مرحله اشتعال عرضی است. همان طور که در شکل ۲ (b-c) نشان داده شده است، مشعل های این محفظه احتراق دارای دو سری ورودی سوخت و هواست: ورودی های هوا و سوخت اصلی و ورودی های هوا و سوخت پایلوت. اطلاعات تکمیلی در مورد توربین SGT600 در مقاله پیشین این گروه به صورت کامل ارائه شده است [۱۱]. نسبت هم ارزی جریان در دو بخش اصلی ($\phi_{pr,i}$) و پایلوت مشعل i ($\phi_{pi,i}$) به صورت زیر تعریف می شود [۷]:

$$\phi_{pr,i} = \left(1 - \frac{PFR_i}{100}\right) \frac{\dot{m}_{f,i}}{FA_{St} \dot{m}_{o,i}} \quad (3)$$

$$\phi_{pi,i} = \text{Max} \left\{ \frac{PFR_i}{100 k_{p,i}} \frac{\dot{m}_{f,i}}{FA_{St} \dot{m}_{o,i}}, \left(1 - \frac{PFR_i}{100}\right) \frac{\dot{m}_{f,i}}{FA_{St} \dot{m}_{o,i}} \right\} \quad (4)$$

که در این رابطه، $\dot{m}_{f,i}$ دبی جرمی سوخت بر حسب کیلوگرم بر ثانیه، PFR_i نسبت سوخت پایلوت به سوخت کلی مشعل و $k_{p,i}$ کسر جرمی هوایی که به ناحیه پایلوت وارد می شود. حال، با توجه به تعاریف بالا، می توان نسبت هم ارزی مسیر اشتعال (از مشعل A به B شکل ۱) را به صورت زیر تعریف کرد [۷].

$$\phi_{mix} = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_o + \dot{m}_s} \phi_{eff,A} + \left(1 - \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_o + \dot{m}_s}\right) \phi_{eff,B} \quad (5)$$

که در این رابطه \dot{m}_o دبی جرمی مشعل بر حسب کیلوگرم بر ثانیه و $\phi_{eff,i}$ نسبت هم ارزی مؤثر مشعل i است. در این مطالعه نسبت هم ارزی مؤثر مشعل به صورت زیر تعریف می شود [۷].

$$\phi_{eff,i} = \phi_{pr,i} + k_{hom} (\phi_{pi,i} - \phi_{pr,i}) \quad (6)$$

که در این رابطه، k_{hom} تبادل شار نفوذی سوخت از پایلوت به قسمت اصلی مشعل است. در مقاله حاضر، برای $k_{p,i}$ و k_{hom} از مقادیر ارائه شده توسط هیرش (به ترتیب ۰/۳۰۶ و ۰/۳۲۷) استفاده شده است [۷].

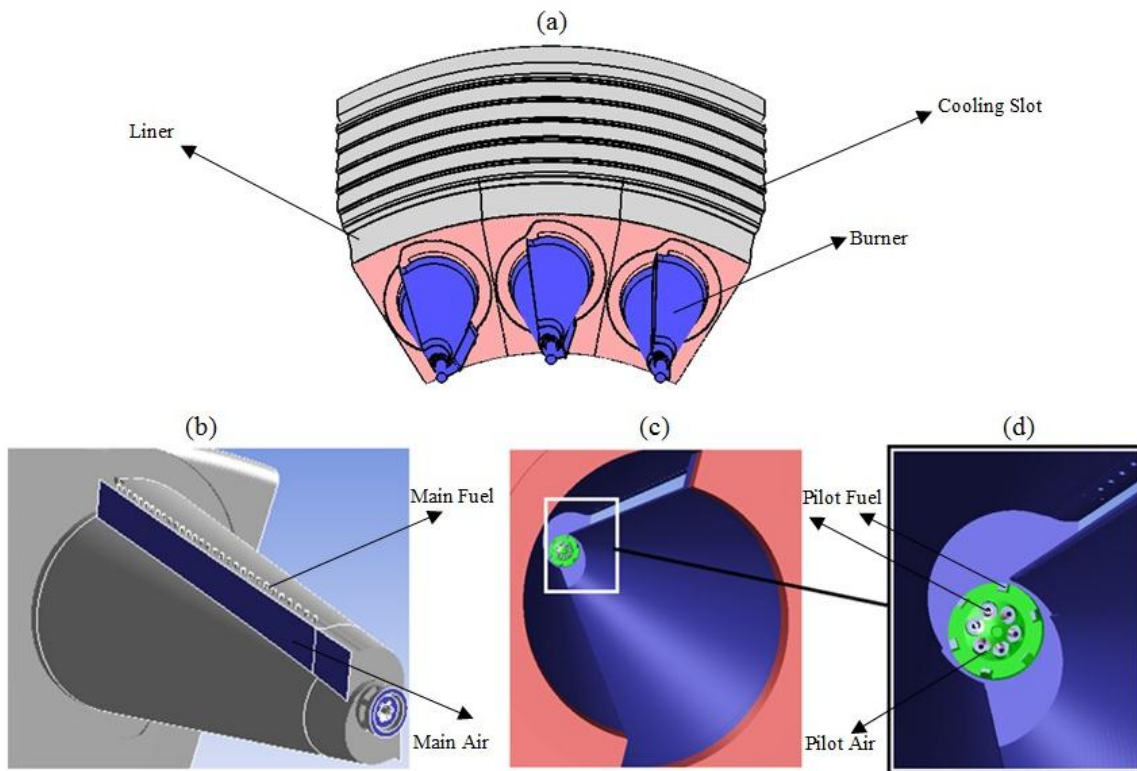


Figure 2- Schematic view (a) the combustion chamber, (b) EV burner, (c) inside view of the burner, (d) pilot part of the burner
 شکل ۲- طرحواره (a) محفظه احتراق، (b) مشعل ای-وی، (c) نمای داخلی مشعل ای-وی و (d) بخش پایلوت مشعل ای-وی

بررسی‌های اولیه روش ارائه شده توسط هیرش و همکاران (که در بخش بعد ارائه خواهد شد) نشان می‌دهد که این روش توانایی پیش‌بینی احتمال اشتعال عرضی در محفظه SGT600 را ندارد. یکی از مشکلات روش هیرش آن است که در آن نسبت هم‌ارزی اشتعال‌پذیر مخلوط با استفاده از دمای مخلوط و ارزش حرارتی آن محاسبه می‌شود. این در حالی است که این نسبت هم‌ارزی بیشتر وابسته به میزان سوخت موجود در مخلوط مورد نظر است. یکی دیگر از نقص‌های روش هیرش آن است که در این روش T_{pre} دمای مخلوط سوخت و هوای مخلوط نسوخته در مشعل B فرض شده است. این در حالی است که این دما باید برابر با دمای مخلوط سوخت و هوای آماده به اشتعال در مرز مشترک مشعل‌های A و B باشد، نه دمای مخلوط سوخت و هوای مشعل B. به منظور تصحیح نواقص یادشده، در این مقاله، تغییراتی اساسی بر روی برخی تعاریف این مدل انجام شده است. یکی از این اصلاحات تغییر تعریف نسبت هم‌ارزی اشتعال‌پذیر مخلوط است که به صورت زیر ارائه شده است.

$$\phi_{fl} = \frac{(1-0.145\log(p))FA}{FA_{St}} \quad (7)$$

که در این رابطه FA_{St} و FA به ترتیب نسبت سوخت به هوا و نسبت سوخت به هوای استیکیومتریک را نشان می‌دهد. در مطالعه حاضر، برای تخمین FA حداقل کسر جرمی متان در مخلوط سوخت و هوا که می‌تواند منجر به واکنش موفق شیمیایی شود از نمودار شکل ۳ [۱۲] استخراج شده است. سپس، با توجه به این نمودار، نسبت سوخت به هوا به صورت زیر محاسبه می‌شود.

$$FA = \frac{MW_{CH_4}(-0.0000418T_{mix,AB}+0.063)}{MW_{air}(1-(-0.0000418T_{mix,AB}+0.063))} \quad (8)$$

در این رابطه، $T_{mix,AB}$ دمای مخلوط فواره‌های^۱ پیچشی در مرز مشترک دو مشعل A و B است.

1. Jets

$$T_{mix,AB} = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_0 + \dot{m}_s} T_{pre,A} + \left(1 - \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_0 + \dot{m}_s}\right) T_{pre,B} \quad (9)$$

در این رابطه، $T_{pre,A}$ و $T_{pre,B}$ دمای جریان سیال در مشعل‌های A و B است. در این مقاله، برای \dot{m}_s از مقدار ارائه شده توسط هیرش (۰/۳) استفاده شده است [۷]. به منظور تکمیل مدل ارائه شده توسط هیرش و مدل توسعه داده شده حاضر برای پیش‌بینی احتمال اشتعال عرضی در محفظه، در این قسمت الگوریتمی در نظر گرفته شده تا بتوان احتمال اشتعال را محاسبه کرد (شکل ۴).

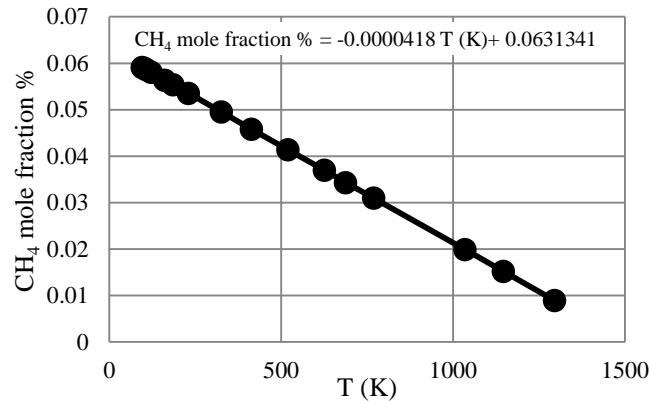


Figure 3- Minimum methane mole fraction to ignite methane/air mixture as a function of mixture temperature [12]

شکل ۳- حداقل کسر جرمی متان برای اشتعال مخلوط متان/هوا برحسب دمای مخلوط [۱۲]

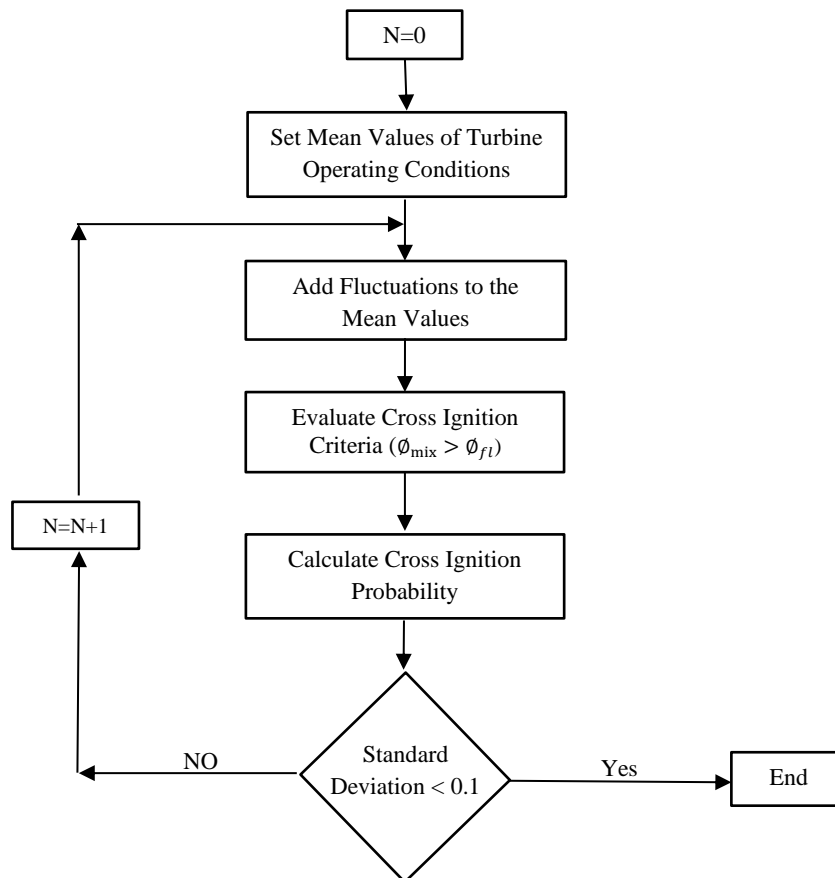


Figure 4- Cross ignition probability prediction algorithm

شکل ۴- الگوریتم پیش‌بینی احتمال اشتعال عرضی

در این روش، ابتدا، با استفاده از داده‌های موجود برای یک توربین مشخص، مقادیر میانگین و نوسانی کمیت‌های مورد نیاز برای مدل بالا استخراج می‌شود. سپس، در این الگوریتم، بر روی پارامترهای ورودی روش بالا، یک عدد رندم با دامنه مشخص اعمال می‌شود. از آنجاکه داده‌های تجربی موجود تا حدودی محدود است، به‌منظور واقعی‌تر کردن مدل از توزیع نرمال برای ایجاد اعداد رندم استفاده شده است. نمونه‌ای از توزیع نرمال فشار در شکل ۵ نشان داده شده است. دامنه اعمال شده در توزیع‌های نرمال به‌صورتی انتخاب می‌شود که با دامنه نوسانات گزارش شده از توربین یکسان باشد. سپس، نسبت هم‌ارزی اشتعال‌پذیر مخلوط (ϕ_{fl}) و نسبت هم‌ارزی بحرانی مسیر اشتعال (ϕ_{mix}) محاسبه می‌شود. در نهایت، در هر مرحله، احتمال اشتعال محاسبه می‌شود. این حلقه تا زمانی ادامه می‌یابد که احتمال اشتعال به‌سمت عدد واحدی کاملاً همگرا شود.

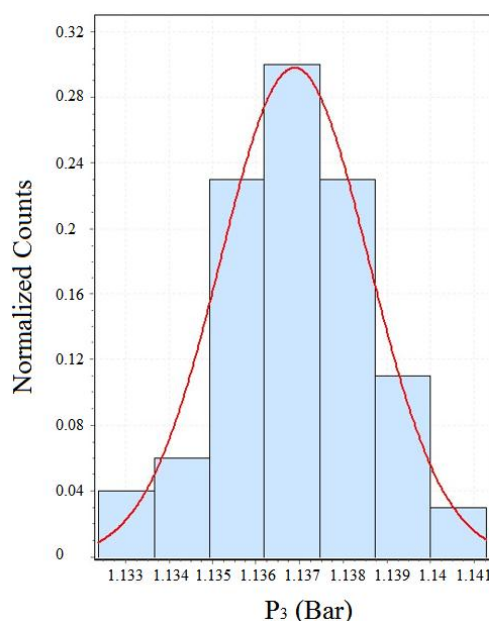


Figure 5- Normal distribution of the combustor inlet pressure

شکل ۵- توزیع نرمال فشار جریان ورودی محفظه

اعتبارسنجی و نتایج

پیش از ارائه اعتبارسنجی‌های مدل‌های بالا لازم است حساسیت الگوریتم شکل ۴ به پارامتر N بررسی شود. شکل ۶ انحراف معیار احتمال اشتعال عرضی را برحسب N نمایش می‌دهد. با توجه به این شکل، می‌توان ملاحظه کرد که تقریباً ۱۰۰,۰۰۰ داده آماری برای محاسبه احتمال اشتعال عرضی در مدل‌های بالا مناسب است. استفاده از تعداد داده بیشتر باعث افزایش زمان اجرای کد می‌شود (شکل ۷). به‌طور مثال، زمان اجرای کد برای $N=1,000,000$ و $N=10,000,000$ ، به ترتیب، ۲۰ و ۲۰۲ دقیقه است. این در حالی است که انحراف معیار اشتعال عرضی در این دو شرایط، به ترتیب، ۰/۱ و ۰/۰۵ است.

در این قسمت، به‌منظور اعتبارسنجی روش‌های نیمه‌تحلیلی ارائه شده در بخش قبل، از داده‌های تجربی مربوط به ۴ توربین SGT600، که در جدول ۱ خلاصه شده، استفاده شده است. در این جدول، مقادیر میانگین و نوسانی کمیت‌های مختلف توربین و همچنین احتمال اشتعال عرضی ثبت شده در چهار واحد مختلف گزارش شده است. با اجرای کدهای توسعه داده شده برای این توربین‌ها احتمال اشتعال عرضی نیز در این جدول آورده شده است. نتایج این بررسی‌ها نشان می‌دهد که مدل هیرش و همکاران توانایی پیش‌بینی احتمال اشتعال عرضی در توربین موردنظر را ندارد، به‌طوری که احتمال اشتعال را در تمامی توربین‌های جدول ۱ صفر پیش‌بینی می‌کند. از طرف دیگر، نتایج نشان می‌دهد که روش تحلیلی توسعه داده شده حاضر

به خوبی می تواند احتمال اشتعال را در محفظه SGT600 پیش بینی کند. همان طور که جدول ۱ نشان می دهد، میزان خطای روش حاضر کمتر از ۱۵ درصد است که برای یک روش تحلیلی دقت قابل قبولی است.

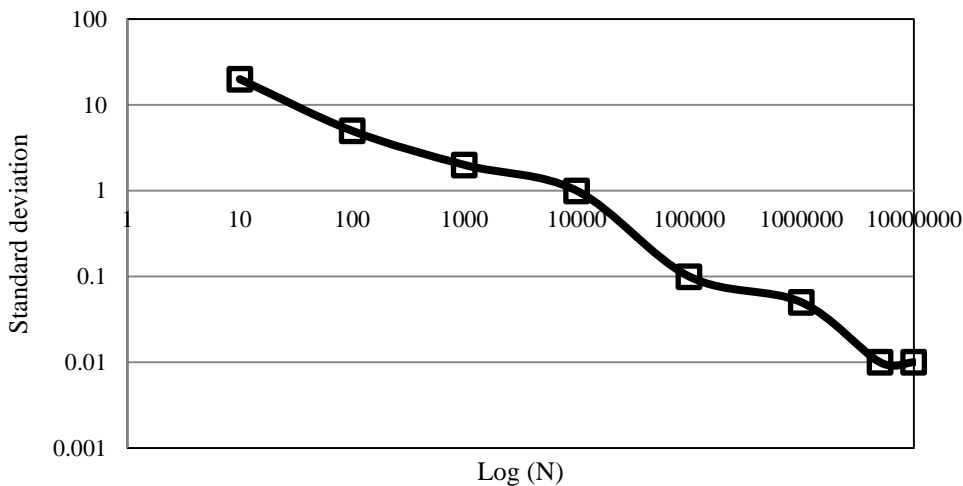


Figure 6- Standard deviation of the cross ignition probability as a function of N

شکل ۶- انحراف معیار احتمال اشتعال عرضی تابعی از N

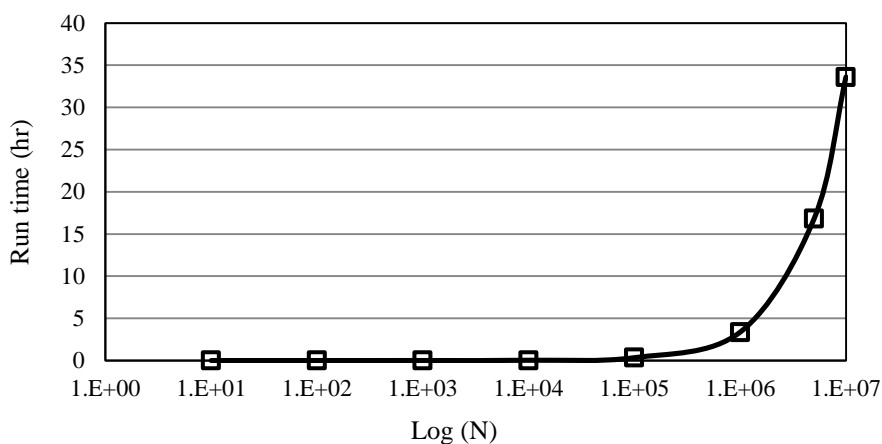


Figure 7- Run time as a function of N

شکل ۷- زمان حل تابعی از N

Table 1- Cross ignition probability

جدول ۱- احتمال اشتعال عرضی

	GT1	GT2	GT3	GT4	
p_3 (bar)	1.1	0.9	1.1	0.9	
p_3' (bar)	0.0	0.0	0.0	0.0	
T_3 (C)	53.7	21.4	47.2	61.4	
T_3' (C)	0.1	0.8	0.0	0.0	
Heat flow	5.4	5.9	7.6	4.9	
Heat flow fluc.	0.0	0.1	0.0	0.0	
M_{air} (kg/s)	15.1	12.7	15.8	12.4	
M_{air}' (kg/s)	0.0	0.4	0.0	0.0	
Ignition Probability	Exp.	46.2	87.5	100.0	50.0
	Hirsch method	0.0	0.0	0.0	0.0
	Present method	49.6	86.5	93.1	43.3

بررسی‌های بالا نشان می‌دهد که مدل توسعه داده شده حاضر دقت قابل قبولی برای پیش‌بینی احتمال اشتعال عرضی دارد. از این مدل می‌توان به‌عنوان یک ابزار کاربردی طی فرایندهای بهینه‌سازی و یا طراحی محفظه‌های مشابه با محفظه احتراق توربین SGT600 استفاده کرد. در این قسمت، از ابزار توسعه داده شده برای بهینه‌سازی توربین‌های SGT600 جدول ۱ استفاده شده است. طبق جدول ۱، توربین GT1 و GT4 وضعیت مناسبی در زمان اشتعال عرضی ندارد. از طرفی، ارتقاء احتمال اشتعال عرضی در توربین GT2 نیز مدنظر است. به همین منظور، در این بخش، هدف افزایش احتمال اشتعال عرضی در این توربین‌هاست. برای این منظور، ابتدا، باید نگاهی دقیق به پارامترهای ورودی روش ارائه شده برای پیش‌بینی احتمال اشتعال انداخت. در این مدل، پارامترهای مختلفی از جمله فشار جریان ورودی به محفظه، ترکیب سوخت، نسبت سوخت پایلوت به سوخت کلی مشعل (PFR)، دبی سوخت مشعل‌های A و B، دبی هوای مشعل‌های A و B، دمای مخلوط سوخت و هوای ورودی به مشعل B و دبی تبادل شده بین دو مشعل وجود دارد.

در این بخش، لازم است، ابتدا، به‌منظور بررسی حساسیت روش توسعه داده شده به پارامترهای مدل، آنالیز حساسیت جامعی بر روی تمامی پارامترهای بالا انجام شود. برای این منظور، در این قسمت، داده‌های توربین GT1 به‌عنوان نمونه انتخاب شده است. برای انجام آنالیز حساسیت، پارامترهای مختلف توربین GT1 به مقدار ۱۰ درصد تغییر داده شده و احتمال اشتعال در هر حالت محاسبه شده است. نتایج این مطالعات در شکل ۸ ارائه شده است. همان‌طور که نتایج نشان می‌دهد، احتمال اشتعال عرضی بسیار به دبی سوخت و اکسنده وابسته است، به‌طوری که با تغییر ۱۰ درصد در این دبی‌ها، احتمال اشتعال عرضی تا ۳۰ درصد تغییر می‌کند. دیگر پارامتر حساس روش حاضر دمای مخلوط سوخت و هوای مشعل B است. دیگر پارامترهای این مدل، در احتمال اشتعال تأثیر چشمگیری ندارند. به‌طور مثال، فشار و دبی تبادل شده بین دو مشعل سرد و گرم تأثیر جزئی بر احتمال اشتعال دارد.

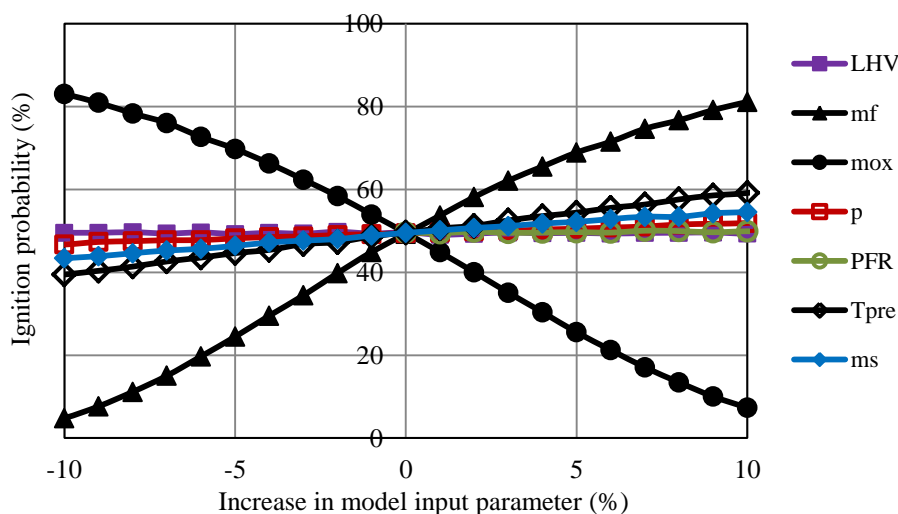


Figure 8- Sensitivity of the cross ignition model on various model parameters

شکل ۸- حساسیت مدل اشتعال عرضی بر پارامترهای مختلف مدل

در این قسمت، هدف به‌کارگیری مدل بالا برای بهینه‌سازی توربین‌های مورد بررسی در جدول ۱ برای دستیابی به احتمال اشتعال بالاتر است. در میان پارامترهای بررسی شده در شکل ۸، برای یک توربین مشخص، فشار جریان ورودی و ترکیب سوخت کمیتی ثابت است و قابل تغییر نیست. همچنین، از آنجا که طبق منطق کنترلی توربین، محفظه باید در دور خاصی روشن شود، دبی هوای مشعل‌ها نیز کمیتی ثابت و غیرقابل تغییر برای بهینه‌سازی است. از طرف دیگر، در مشعل حاضر، در هنگام اشتعال حتماً باید تمام سوخت از قسمت پایلوت مشعل وارد شود (به‌عبارت دیگر $PFR=1$ باشد). دلیل این قید آن است

که در طول فرایند اشتعال، اگر مخلوط سوخت و هوا به صورت پیش آمیخته وارد محفظه شوند، احتمال مشتعل نشدن و انباشته شدن آن در محفظه و توربین وجود دارد. این مخلوط انباشته شده، اگر به صورت ناگهانی محترق شود، می تواند آسیب های جدی به اجزای موتور وارد آورد. به منظور تغییر دمای سوخت و هوای ورودی به مشعل B، یا باید دمای هوا ورودی به مشعل B تغییر کند و یا دمای سوخت. از آنجا که دبی سوخت از دبی هوای ورودی به محفظه بسیار کمتر است، تغییر دمای مخلوط سوخت و هوای مشعل ها مستلزم افزایش بسیار زیاد دمای جریان سوخت است. این افزایش دمای سوخت، چه از نظر عملیاتی و چه جنبه های ایمنی، غیرمنطقی است. از طرف دیگر، تغییر دمای هوای ورودی به محفظه امری هزینه بر و گاهی غیرممکن است، زیرا برای انجام آن باید تمامی تجهیزات بالادستی مانند ورودی محفظه و یا کمپرسور تحت تأثیر قرار گیرند که به نوبه خود می تواند شرایط کاری این اجزا را تغییر دهد. در نهایت، تبادل دبی بین دو مشعل هم جوار A و B تابعی از تکانه پیچشی جریان های خروجی از مشعل هاست. تغییر این پارامتر مستلزم ایجاد تغییرات جدی در مشعل است که به هیچ وجه در بهینه سازی محفظه های حاضر مورد نظر نیست. بنابراین، با توجه به موارد گفته شده، برای افزایش احتمال اشتعال عرضی، منطقی ترین راه تغییر دبی سوخت ورودی به محفظه است.

شکل ۹ تغییرات احتمال اشتعال عرضی در محفظه احتراق های توربین GT1، GT2 و GT4 با تغییر دبی سوخت را نشان می دهد. این نکته باید مدنظر قرار گیرد که دبی سوخت محفظه نباید از مقدار خاصی بیشتر تغییر کند، زیرا تغییر بیش از حد دبی سوخت می تواند باعث افزایش دما و در نتیجه بروز صدمات جدی در محفظه و سیستم های پایین دستی آن ها شود. لذا، در این قسمت، فرض شده که دبی سوخت نباید بیش از ۱۰ درصد افزایش یابد. مطالعات سیستمی انجام شده با استفاده از مدل دینامیکی توربین نشان می دهد که با افزایش ۱۰ درصد دبی سوخت، منطبق کنترلی توربین اجازه ادامه فعالیت را به توربین می دهد. بنابراین، با افزایش دبی سوخت به مقدار بالا، خللی در عملکرد کلی توربین به وجود نمی آید. نتایج این بررسی ها نشان می دهد که با افزایش ۱۰ درصد دبی سوخت در توربین های GT1، GT2 و GT3 به ترتیب احتمال اشتعال عرضی ۳۲، ۹ و ۳۵ درصد افزایش می یابد. همان طور که مشخص است، در توربین هایی که در آن ها احتمال اشتعال عرضی بالاست، افزایش دبی سوخت به مقدار جزئی احتمال اشتعال عرضی را افزایش می دهد. بنابراین، افزایش دبی سوخت یک راهکار ساده برای افزایش احتمال اشتعال عرضی در توربین هایی است که در آن ها احتمال اشتعال کمتر از ۵۰ درصد است. از طرف دیگر، برای افزایش احتمال اشتعال عرضی (تا ۱۰۰ درصد) در توربین هایی که احتمال اشتعال در آن ها بیش از ۸۰ درصد است، دبی سوخت باید به مقدار بیشتری از ۱۰ درصد افزایش یابد.

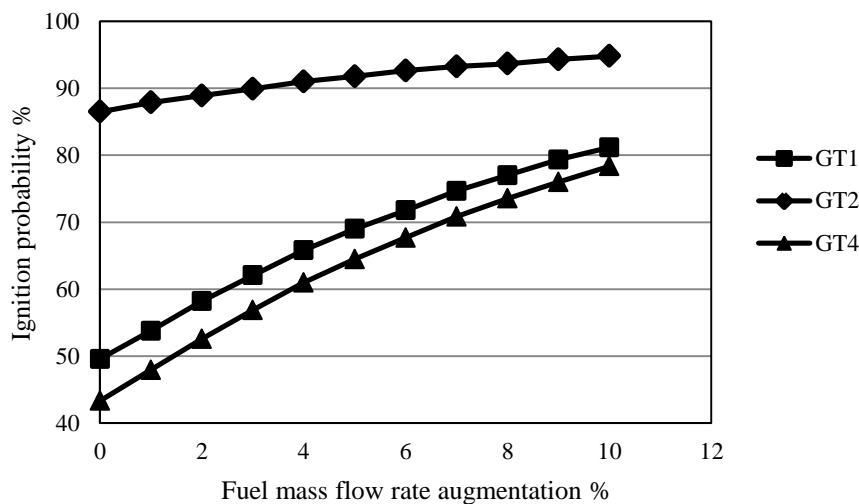


Figure 9- Cross ignition probability as a function of fuel mass flow rate augmentation for the investigated gas turbines

شکل ۹- احتمال اشتعال عرضی تابعی از افزایش سوخت مشعل برای توربین های مورد بررسی

نتیجه گیری

در مطالعه حاضر، هدف توسعه مدلی تحلیلی برای پیش‌بینی احتمال اشتعال در محفظه احتراق توربین گاز SGT600 است. محفظه احتراق این توربین گاز ۲۵ مگاواتی متشکل از ۱۸ مشعل ای-وی نسل دوم است. در این راستا، ابتدا مدل تحلیلی ارائه شده توسط هیرش و همکاران برای محفظه موردنظر پیاده‌سازی شده است. در این مدل، اشتعال زمانی اتفاق می‌افتد که نسبت هم‌ارزی بحرانی مسیر اشتعال از نسبت هم‌ارزی اشتعال‌پذیر مخلوط بیشتر باشد. در مقاله حاضر، مدل هیرش با استفاده از یک الگوریتم تکرار و استفاده از روش آماری به‌گونه‌ای مورد استفاده قرار گرفته که بتواند احتمال اشتعال عرضی را پیش‌بینی کند. سپس، با استفاده از داده‌های موجود برای ۴ توربین SGT600 در واحدهای مختلف، مدل هیرش اعتبارسنجی شده است. این اعتبارسنجی‌ها نشان می‌دهد که مدل هیرش توانایی پیش‌بینی احتمال اشتعال عرضی در محفظه احتراق توربین SGT600 را ندارد. دلیل این امر تعریف نامناسب نسبت هم‌ارزی اشتعال‌پذیر مخلوط سوخت و هواست. در مدل هیرش نسبت هم‌ارزی اشتعال‌پذیر مخلوط با استفاده از دمای مخلوط سوخت و هوا و همچنین ارزش حرارتی سوخت محاسبه می‌شود. برای رفع این نقص در مطالعه حاضر، نسبت هم‌ارزی اشاره شده به حداقل کسر جرمی سوخت برای اشتعال و همچنین دمای جریان در مرز مشترک دو مشعل مربوط شده است. اعتبارسنجی‌های روش حاضر نشان می‌دهد که روش توسعه داده شده با دقت بسیار خوبی احتمال اشتعال عرضی را پیش‌بینی می‌کند. در ادامه این مطالعه، از مدل توسعه داده شده برای افزایش احتمال اشتعال عرضی در توربین‌های SGT600، که در آن مشکلات اشتعال عرضی وجود داشته، استفاده شده و راهکار مناسب برای رفع این مشکلات ارائه شده است. ابزار توسعه داده شده در مقاله حاضر می‌تواند طی فرایند بهینه‌سازی توربین SGT600 در قالب یک ابزار سریع و کم‌هزینه مورد استفاده قرار گیرد. از این ابزار، همچنین، می‌توان در منطق کنترلی توربین استفاده کرد تا بتوان احتمال اشتعال عرضی را در هر لحظه محاسبه کرد و در صورت پایین بودن این احتمال، راهکارهای افزایش آن را به منطق کنترلی ارائه کرد.

منابع

1. A. H. Lefebvre, *Gas Turbines Combustion*, Taylor and Francis, London, 1999.
2. M. T. E. Smith, A. D. Birch, D. R. Brown and M. Fairweather, "Studies of ignition and flame propagation in turbulent jets of natural gas, propane and a gas with a high hydrogen content," *Proceedings of Combustion Institute*, 21, pp. 1403-1408, 1988.
3. T. C. Liewen, *Unsteady Combustor Physics*, Cambridge University Press, London, 2016.
4. J. F. Bourgoim, D. Durox, Th. Schuller and J. Beaunier, "Ignition dynamics of annular combustor equipped with multiple swirling injectors," *Combustion and Flame*, 160, pp. 1398-1413, 2013.
5. L. Esclapez, E. Riber and B. Cuenot, "Ignition probability of a partially premixed burner using LES," *Proceedings of the Combustion Institute*, 35, pp. 3133-3141, 2015.
6. M. Boileau, G. Staffelbach, B. Cuenot, T. Poinsot and C. Berat, "LES of an ignition sequence in a gas turbine engine," *Combustion and Flame*, 154, pp. 2-22, 2008.
7. C. Hirsch, T. Kuenzi, H. P. Knopfel, B. Paikert, C. Steinbach, W. Geng, and K. Dobbeling, "An annular combustor natural gas ignition model derived from atmospheric sector experiments," *ASME TURBO EXPO*, NO. 30073, Amsterdam, 2002.
8. B. Sforzo, J. Kim, J. Jagoda and J.S. Itzman, "Ignition Probability in a stratified turbulent flow with a sunken fire igniter," *Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, 137, pp. 1-11, 2015.
9. J. Seitzman and B. Sforzo, "Modeling Ignition Probability for Stratified Flows," *Journal of Propulsion and Power*, 33, pp. 1294-1304, 2017.
10. M. A. Soroudi, E. Mollahanzadeh and N. Rasooli, "Prediction of Spark Ignition Performance in an Industrial Gas Turbine Combustor," *The 7th European Combustion Meeting (ECM2015)*, Hotel Hilton, Budapest, Hungary, 2015.
11. M. Shahsavari, M. A. Soroudi, M. Yazdani, S. Montazerinejad and Y. Bagheri, "CO pollutant prediction of a stationary gas turbine combustor using finite rate eddy dissipation combustion model," *Fuel and Combustion*, 10, pp. 33-49, 2017.
12. ISA, *Flammability Characteristics of Combustible Gases and Vapors*, The Instrumentation Systems, and Automation Society, 1-55617-697-X, 1999.

English Abstract

Development of a Simple Model to Predict Cross Ignition Probability in Annular Combustors Equipped with EV Burners

Mohammad Shahsavari*, **Mohammad Ali Soroudi**, and **Yousef Bagheri**

Combustion Chamber Department, Middle East Turbo Compressor Tech. Co (Turbotec), Tehran, Iran,
m.shahsavari@turbotec-co.com

Combustion Chamber Department, Middle East Turbo Compressor Tech. Co (Turbotec), Tehran, Iran,
m.soroudi@turbotec-co.com

Combustion Chamber Department, Middle East Turbo Compressor Tech. Co (Turbotec), Tehran, Iran,
y.bagheri@turbotec-co.com

*Corresponding author

(Received: 2017.11.12, Received in revised form: 2018.2.28, Accepted: 2018.03.24)

Prediction of cross ignition is one of the most formidable challenges in annular combustors. In order to study cross ignition, it is necessary to consider at least a sector of a combustor comprising of at least three burners, which makes the study both numerically and experimentally expensive. In this light, developing an analytical method to predict cross ignition probability is of practical interest. The main objective of the present paper is to develop an analytical method to predict cross ignition probability in an annular combustor utilizing 18 second generation EV burners. The present model is developed based on the previously proposed model by Hirsch et al.[7]. Here, the developed model is validated against experimental data. Validations show that the present model can accurately predict cross ignition probability. The validated model is used to improve cross ignition probability in the investigated gas turbines. The present model can be used during the combustor design and optimization processes. Furthermore, the model can be utilized as a fly on tool in the gas turbine logic to improve cross ignition probability.

Keywords: Cross Ignition Probability, Annular Combustor, EV burner