مطالعهی تاثیر پارامترهای عملکردی احتراق هیدروژن بر تولید انتروپی و تغییرات آنتالپی

على اسدى ا

چکیده تولید انتروپی و تغییرات آنتالپی از پارامترهای مهم در احتراق هیدروژن به شمار میرود. هدف اصلی در این پژوهش مطالعهی تاثیر پارامترهای عملکردی احتراق هیدروژن بر تولید انتروپی و تغییرات آنتالپی است. شبیه سازی عددی با استفاده از مدل جریان مخالف نرم افزار احتراق کمکین انجام گردید. جریان آرام در نظر گرفته شد. جملهی نفوذ به روش تفاضل مرکزی و جمله جابجایی به روش بالا دست منفصل شد. معادلات منغصل شده با استفاده از حلگر دو نقطه ای و انتگرال گیری زمانی حل گردید. سپس اثر پارامترهای فشار و دمای محیط و همچنین دما و سرعت ورودی سوخت و اکسید کننده بر تولید انتروپی و تغییرات آنتالپی بررسی گردید. نتایج نشان داد که افزایش فشار، دمای ورودی سوخت و دمای ورودی اکسید کننده منجر به افزایش ماکزیمم دما و آنتالپی گردید. اما افزایش سرعت ورودی اکسید مینده، ماکزیمم دما و آنتالپی را کاهش داد. همچنین افزایش دمای ورودی سوخت و افزایش فشار به ترتیب سطح انتروپی سوخت را افزایش و کاهش داد. افزایش ماکزیمم دما و آنتالپی گردید. اما افزایش فشار به ترتیب سطح انتروپی سوخت را افزایش و کاهش داد. افزایش دمای ورودی سوخت و سرعت ورودی اکسید انتروپی میونی را افزایش و کاهش داد. افزایش دمای ورودی سوخت و سرعت ورودی اکسید کننده سطح انتروپی در انتروپی شیام را کاهش و افزایش دمای ورودی اکسید کننده و سرعت ورودی سوخت آن را کاهش داد.

واژههای کلیدی تولید انتروپی، تغییرات آنتالپی، شعله نفوذی، مطالعهی پارامتری، احتراق هیدروژن

The Study of the Effect of Functional Parameters of Hydrogen Combustion on Entropy Generation and Enthalpy Variations

Ali Asadi¹

Abstract Entropy generation and enthalpy variations are important parameters in hydrogen combustion. The main goal of this research is the study of the effect of functional parameters of hydrogen combustion on entropy generation and enthalpy variations. Numerical simulation was performed using the counterflow model of the CHEMKIN combustion software. Laminar flow was considered. The diffusion term was differenced using the central difference method and the displacement term was differenced using the upwind method. The differenced equations were solved using a two-point solver and time integration. Then, the effect of pressure and ambient temperature parameters as well as fuel and oxidizer inlet temperature and velocity on entropy generation and enthalpy variations were investigated. The results showed that the increase in pressure, fuel inlet temperature and oxidizer inlet temperature led to an increase in maximum temperature and enthalpy. But, increasing the inlet velocity of the oxidizer decreased the maximum temperature and enthalpy. Also, increasing the fuel inlet temperature and increasing the pressure increased and decreased the entropy level of the fuel, respectively. Increasing the fuel inlet temperature and oxidizer inlet temperature and oxidizer inlet temperature and oxidizer inlet temperature and increasing the pressure increased inlet velocity reduced the entropy level in the flame zone and increasing the oxidizer inlet temperature and fuel inlet velocity decreased it.

Keywords Entropy Generation, Enthalpy Variations, Diffusion Flame, Parametric Study, Hydrogen Combustion

⁽۱) استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه بزرگمهر قائنات، قائن، ایران

بدون شک تولید انرژی یکی از عوامل مهم در توسعهی پایدار است. در کنار تولید انرژی، حفاظت از محیط زیست بسیار اهمیت دارد [۱ و ۲]. سیستمهای انرژی سنتی قادر به برآورده کردن الزامات زیست محیطی و اقتصادی برای توسعهی پایدار نیستند. بنابراین، تغییر در سیستمهای انرژی هم برای تامین افزایش تقاضای جهانی انرژی و هم برای مقابله با تغییرات اقلیمی مورد نیاز است. برای توسعه یا بهبود سیستمهای انرژی نیاز است تا به پارامترهای عملکردی احتراق، مسئلهی تولید انتروپی و بازگشت ناپذیریها توجه ویژهای داشت [۳، ۴ و ۵].

تولید انتروپی به معنی از دست دادن یا تلفات اگزرژی است. فرایندهای احتراقی یکی از مقولههایی است که تلفات اگزرژی یا تولید انتروپی در آن به مقدار زیادی پدیدار میگردد. به همین دلیل محققان مختلفی به بررسی موضوع بازگشت ناپذیری و تولید انتروپی پرداختهاند. به عنوان مثال مطالعاتی که در زمینهی شعلههای پیش آمیختهی آرام [۶، ۷ و ۸] یا احتراق با حجم ثابت [۹] انجام گرفته است. تولید انتروپی یا تلفات اگزرژی در این فرایندها با چهار پدیدهی بازگشت ناپذیر ارتباط دارد: واکنشهای شیمیایی، انتقال گرما، انتقال جرم و اتلافات ویسکوزیته [۱۰].

مطالعات پارامتری مبتنی بر ترمودینامیک تعادلی در آشکار کردن مکانیزمهای میکروسکوپی تخریب اگزرژی، به ویژه برای تخریب اگزرژی توسط واکنش شیمیایی کارآمد نیستند [۱۱]. به همین دلیل برخی از محققان تلاش کردند تا ویژگیهای تولید آنتروپی محلی و تخریب اگزرژی شعلههای پیشآمیخته و غیر پیش آمیخته را بررسی کنند تا جزئیات بیشتری را روشن کنند [۸، ۱۲ و ۱۳].

نیشیدا و همکاران [۱۴] تولید انتروپی محلی و اتلاف اگزرژی ناشی از فرآیندهای برگشت ناپذیر اتلاف ویسکوز، هدایت حرارتی، انتشار جرم و واکنش شیمیایی را در شعلههای پیش آمیختهی متان و هیدروژن مورد بررسی قرار دادند. در این پژوهش اثرات نسبت هم ارزی و دمای سیال ورودی بر تولید انتروپی مورد مطالعه قرار گرفت. واکنش شیمیایی، فرایند غالب برای از دست دادن اگزرژی در شعله های پیش آمیخته است.

کاهش صدای احتراق برای جلوگیری از ناپایداریهای ترموآکوستیک در موتورهای موشک و توربین گاز بسیار مهم است. نویز انتروپی، ناشی از نوسانات انتروپی در موتور، به عنوان یک منبع نویز برجسته عمل میکند. بنابراین، درک مکانیزمهای حاکم بر تولید انتروپی در شعله برای شناسایی ریشههای صدای احتراق ضروری است. به همین منظور سو و همکاران [10] در پژوهشی به بررسی اثر نرخ کرنش و فشار بر تولید انتروپی پرداختند. نتایج این پژوهش نشان داد که انتقال گرما جزء اصلی منبع انتروپی است و آنتالپی محسوس نیز تا حدی در این زمینه تاثیر گذار است. همچنین تغییرات کرنش و فشار تا حد زیادی میتواند منبع انتروپی کل را کاهش دهد.

برای حل مسئلهی ارزیابی بازده قانون دوم برای مبدلهای حرارتی، ژائو [۱۶] یک روش کارایی-تاثیر از تئوری همرفت خالص ایجاد کرد که در آن بازده انتقال انتروپی به عنوان نسبت دمای خروجی سیالات سرد و گرم در تبادل انتروپی و تولید انتروپی محلی تعریف میشود. نتایج آنها نشان داد که روش اختلاف دمای خطی که بر اساس ضرایب انتقال حرارت همرفتی و کلی تعریف شده میتواند در زمینهی ارزیابی بازده قانون دوم اثربخشی داشته باشد.

رونگ و ژائو [۱۷] تحلیل ترمودینامیکی و تولید انتروپی عملکرد حرارتی احتراقهای مقیاس مزو در کانالهای جریان نوع تسلا-ویل را بررسی کردند. در این پژوهش اثرات نرخهای جریان حجمی هیدروژن و نسبتهای هم ارزی مختلف مورد مطالعه قرار گرفت. نتایج آنها نشان داد که در احتراقهای ساختاری تسلا، احتراق تقریبا کامل قبل از رسیدن نسبت هم ارزی به ۰/۹ حاصل می شود و بازده احتراق به تدریج پس از رسیدن نسبت هم ارزی به ۱ کاهش می یابد. اثر ترکیبات قلیایی در شعلههای جریان مخالف متان و گاز مایع (۳۸ درصد جرمی پروپان و ۶۲ درصد جرمی n-بوتان) به وسیلهی بادهاک و راویکریشنا [۱۸] بررسی گردید. مدلهای عددی آنها به طور کیفی با روند نتایج تجربی مطابقت دارد. آنالیز دقیق حساسیت و نمودار مسیر واکنش نشان می دهد که ثابتهای سرعت واکنشهای نو ترکیب، انتروپی گونهها و قطر برخورد نیاز به بررسی دقیق برای بهبود پیش بینی های مدل دارد.

ژائو و همکاران [۱۹] به صورت عددی قانون اول و دوم را برای میکرو احتراقهای دو کاناله جریان مخالف تحلیل کردند. یک آنالیز پارامتری برای تعیین تاثیر سرعت ورودی، هندسه محفظه و ترکیب سوخت بر دمای میانگین دیواره، یکنواختی دمای دیواره و ویژگیهای قانون دوم انجام گردید. نتایج این پژوهش نشان داد که افزایش سرعت ورودی، منجر به افزایش میانگین دمای دیواره شد و یکنواختی دمای دیواره کمی کاهش یافت. همچنین نتایج آنها نشان داد که واکنشهای شیمیایی سهم بزرگی در تولید انتروپی دارد.

در پژوهشی مروری توسط سادیکی و همکاران [۲۰] تولید انتروپی در سیستمهای احتراق آشفته مورد مطالعه قرار گرفت. آنها پارامترهای مختلف شامل مرز بندی دیواره، شرایط جریان، رژیمهای احتراق، سوختهای جایگزین و هندسه را مورد بررسی قرار دادند. در این پژوهش یا در نظر گرفتن معادلات انتقال انتروپی در هر دو مدل ناویر –استوکس با میانگین رینولدز و مدلسازی شبیهسازی گردابی بزرگ، حالتهای مدلسازی متفاوتی از شرایط تولید انتروپی مورد بحث قرار گرفت. آنها آنالیز تولید انتروپی را به عنوان یک ابزار امیدوار کننده برای بهینهسازی سیستمهای احتراقی معرفی کردند.

یک استراتژی ساده برای بررسی تولید انتروپی در شعلههای پیش آمیختهی طبقهبندی شده، به وسیلهی درسلر و همکاران [۲۱] ارائه گردید. رویکرد مدلسازی مبتنی بر استراتژی جدول بندی شیمی، شبیهسازی گردابههای بزرگ و روش میدان تصادفی اویلری بود. نتایج نشان داد که سهم تولید انتروپی از طریق اختلاط ناشی از واکنش شیمیایی بسیار زیاد است. یان و همکاران [۲۲] از تحلیل ترمودینامیکی برای ارزیابی برگشت ناپذیری فرایند احتراق و بهبود راندمان استفاده کردند. نتایج نشان داد که با افزایش غلظت اکسیژن در اکسید کننده، تولید انتروپی تشعشعی ابتدا افزایش و سپس کاهش یافت و تولید انتروپی همرفتی و هدایتی، تولید انتروپی انتقال جرم، تولید انتروپی شیمیایی و تولید انتروپی کل به تدریج افزایش پیدا کرد.

یک بررسی جامع از احتراق آشفته برای مطالعهی رابطهی بین تشکیل اکسید نیتروژن و توزیع تولید انتروپی در احتراق پروپان غیر پیش آمیخته انجام شد [۲۳]. انتقال حرارت تشعشع و احتراق به ترتیب با استفاده از مدل اردینات گسسته و مدل شعلههای آرام شبیهسازی گردید. نتایج نشان داد که نرخ تولید انتروپی کل نسبت به نرخ تشکیل اکسید نیتروژن به دمای بالا حساس تر است. با افزایش ۲۸٫۷ درصدی دما، تولید انتروپی و نرخ تشکیل اکسید نیتروژن به ترتیب ۹۰ درصد و ۱۲۷ درصد افزایش یافت.

یک روش جدید برای تخمین انتروپی غیر تعادلی تولید شده در یک شعلهی متان پیش آمیخته توسط یو و وو [۲۴] پیشنهاد شد. در این پژوهش شعلههای متان پیش آمیخته جریان مخالف به صورت عددی مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان داد که نرخ کرنش اثر ضعیفی بر برگشت ناپذیری انتقال جرم و هدایت حرارتی داشت، اما اثر قوی بر برگشت ناپذیری شیمیایی داشت. کومار و همکاران [۲۵] ویژگیهای شعله و پایداری را در شعلههای جریان مخالف بیوگاز مطالعه کردند. شبیهسازیهای عددی با استفاده از ماژول جریان واکنش پذیر در نرمافزار اپن فوم انجام شد. همچنین اثرات محتوای دی اکسید کربن در بیوگاز، دمای سوخت و افزودن هیدروژن به جریانهای سوخت یا هوا بررسی گردید. نتایج نشان داد که دمای شعله با افزایش درجهی پیش گرم واکنش دهندهها افزایش یافت و شعلهها پایداری بهتری با جریان هوای از پیش گرم شده نشان دادند. پیش گرم کردن هوا همچنین به کاهش قابل توجه تولید انتروپی کمک کرد.

با بررسی پژوهش های انجام شده در زمینهی تولید انتروپی در فرایندهای احتراقی در می یابیم که اگر چه مطالعات مختلفی بر روی این موضوع انجام شده است، اما مطالعهای مبنی بر بررسی تاثیر پارامترهای عملکردی احتراق بر تولید انتروپی صورت نپذیرفته است. از طرفی با توجه به اینکه انتقال گرما یکی از مکانیزمهای مهم انتقال انتروپی می باشد و این مکانیزم بر اساس پارامتر کلیدی آنتالپی محسوس عمل می کند، نیاز است تا اثر پارامترهای عملکردی احتراق بر آنتالپی محسوس نیز بررسی گردد. از این طریق می توان با تغییر در پارامترهای عملکردی احتراق و بدون صرف هزینه و زمان زیاد، تا حد زیادی تغییرات آنتالپی و تولید انتروپی را کنترل نموده، از اتلافات جلوگیری کرده و راندمان احتراق را افزایش داد. بنابراین در پژوهش حاضر یک مطالعهی جامع و دقیق بر روی تاثیر پارامترهای عملکردی مختلف احتراق از جمله فشار و دمای محیط و همچنین دما و سرعت ورودی جریانهای سوخت و اکسید کننده بر تولید انتروپی و تغییرات آنتالپی صورت پذیرفت. مدل مورد استفاده در پژوهش حاضر، مدل شعلهی جریان مخالف نفوذی است.

معادلات حاکم برای شعلهی نفوذی به صورت زیر است [۲۶]. معادلهی بقای جرم:
(۱)
(۱)

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u r) + \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}(\rho v r) = 0$$

(۱)
 2 در آن $u e v alba balo metar malad e ace (de q scald) and in the index end of (de cender) (de cender)
 2 set of i $u e v alba balo metar malad e ace (de q scald) and in the index end of (de cender) (de cender)
 3 and 2 set of i $u e v alba balo metar malad e ace (de q scald) and in the index end of (de cender)
 3 and 4 and$$$

مدلسازى

شکل (۱) شماتیک مدل شعلهی جریان مخالف نفوذی مورد استفاده در پژوهش حاضر را نشان میدهد. مدل مذکور از دو نازل هم محور تشکیل شده که فاصلهی دهانهی دو نازل ۲cm در نظر گرفته شده است. ناحیهی شعله در حد فاصل دهانهی دو نازل تشکیل می شود. بسته به واکنش های شیمیایی و مقدار مومنتم جریان های سوخت و اکسید کننده ناحیهی شعله می تواند به سمت نازل سوخت یا نازل اکسید کننده جابجا شود.



شکل ۱ شماتیک مدل شعلهی جریان مخالف نفوذی مورد استفاده در پژوهش حاضر

سوخت مورد استفاده در این پژوهش H₂ با مکانیزم شیمیایی جدول (۱) و اکسید کننده، هوا به صورت ترکیبی از N₂ و O₂ است. کسر مولی نیتروژن و اکسیژن در اکسید کننده به ترتیب ۷۹، و ۰٫۲۱ در نظر گرفته شده است. پارامترهای مورد مطالعه و مقادیر مختلف آن در جدول (۲) ارائه شده است.

شماره واكنش	واكنش	k=AT ^b exp(-E/RT)		
		A	b	Ε
١	H+O ₂ +M=HO ₂ +M	17,91×1.1"	-•,V	•
٢	H+H+M=H ₂ +M	1×1·1^	-1	•
٣	$H+H+H_2=H_2+H_2$	9,7×1 • 19	-•,۶	•
4	H+H+H ₂ O=H ₂ +H ₂ O	9×1.19	-1,7	•
۵	H+OH+M=H ₂ O+M	1,8×1. ***	-۲	•
۶	H+O+M=OH+M	8/1×1·18	-•,۶	•
v	O+O+M=O ₂ +M	۱,۸٩×۱۰ ^{۱۳}	•	-1744
٨	H ₂ O ₂ +M=OH+OH+M	1/٣×1• ¹¹	•	400
٩	H ₂ +O ₂ =2OH	۱٫٧×۱۰٬۳	•	4004.
1.	OH+H ₂ =H ₂ O+H	۹/۱۷×۱۰۹	١٫٣	37879
11	O+OH=O ₂ +H	٣,91×1."	۵, • –	•
17	O+H2=OH+H	۵, ·۶×۱ · ^۴	۲٫٧	۶۲۹.
١٣	OH+HO ₂ =H ₂ O+O ₂	٧/۵×۱۰ ^{۱۲}	•	•
14	H+HO ₂ =2OH	1/4×1.1	•	1.74
۱۵	O+HO ₂ =O ₂ +OH	۱/۴×۱۰ ^{۱۳}	•	1.74
18	2OH=O+H ₂ O	۶×۱۰ ^۸	١٫٣	•
١٧	H+HO ₂ =H ₂ +O ₂	1,70×1.•""	•	•
١٨	HO ₂ +HO ₂ =H ₂ O ₂ +O ₂	۲×۱۰ ^{۱۲}	•	•
١٩	$H_2O_2 + H = HO_2 + H_2$	1,8×1+11	•	۳۸۰۰
۲.	H ₂ O ₂ +OH=H ₂ O+HO ₂	1×1・15	•	۱۸۰۰

جدول ۱ مکانیزم شیمیایی H₂ مورد استفاده در پژوهش حاضر

سرعت اکسید کننده	سرعت سوخت	دمای اکسید کننده	دمای سوخت	دمای محیط	فشار	رديف
V _{Oxidizer} (cm/s)	V _{fuel} (cm/s)	T _{Oxidizer} (K)	T _{fuel} (K)	T _{ambient} (K)	P (atm)	
۱.	۱.	۲۰۰	۲۰۰	۱	١	١
۱۰۰	1	۳۰۰	۳۰۰	۲	۱.	٢
۲۰۰	۲۰۰	4	4	۳	۲.	٣
۳۰۰	۳	۵۰۰	۵۰۰	4	٣.	۴

جدول ۲ مقادیر مختلف پارامترهای مورد مطالعه در پژوهش حاضر

نتايج

برای حل معادلات پژوهش حاضر از کد عددی OPPDIFF استفاده شده که به طور خاص برای مدل مورد استفاده در این پژوهش برنامه ریزی شده است و این مدل در مجموعه یکمکین به صورت گرافیکی طراحی شده است. بنابراین صحت شبکه بندی و استقلال از شبکه از قبل بررسی گردیده و در مدل مورد مطالعه صرفا اطلاعات هندسی و شرایط مرزی به عنوان ورودی تعیین گردید. همچنین اعتبار کد عددی و مدل مورد استفاده در پژوهش حاضر، در پژوهش های دیگری [۱، ۲، ۳ و ۴] از نویسنده و همین مقاله بررسی گردیده است و از این نظر با اعتماد و اطمینان می توان از مدل مورد استفاده در پژوهش حاضر در شبیه سازی فراینده ای احتراقی استفاده نمود. در ادامه نتایج شبیه سازی احتراق هیدروژن در مدل شعله ینفوذی ارائه می گردد. فتایج در دو بخش، تحت عناوین احتراق هیدروژن و اثر پارامترهای عملکردی احتراق هیدروژن بر تولید انتروپی و تغییرات آنتالپی ارائه می شود.

احتراق هیدروژن. شکلهای (a-۲) تا (e-۲) به ترتیب منحنی پارامترهای دما، انتروپی، آنتالپی محسوس، کسر مولی گونههای H₂ k₂، C₀ و O₂ و C₂ و کسر مولی رادیکالهای H O و OH بر حسب فاصله ی دهانه ی دو نازل را نشان می دهد. شکلهای (f-۲) و (f-۲) آنالیز مسیر واکنش احتراق هیدروژن و واکنشهای فعال در سمت سوخت، ناحیه ی شعله و سمت اکسید کننده که از آنالیز مسیر واکنش به دست آمده است را نشان می دهد. نمودارهای شکل (۲) به نحوی قرار داده شده است تا بتوان درک صحیح و جامعی از احتراق هیدروژن در مدل جریان مخالف کسب کرد.

سه ناحیه در این شکل به کمک سه پیکان خط چین مشخص شده است. ناحیه ی اول، سمت سوخت (x=۰,۱cm) است که جریان سوخت در آن قرار دارد و قبل از ناحیه ی شعله است. ناحیه ی دوم، ناحیه ی شعله (x=۰,۶۵cm) است که در آن واکنش های مکانیزم کلی با نرخ بالایی انجام می گیرد. ناحیه ی سوم، سمت اکسید کننده (x=۰,۹۵cm) است که گونه های حاضر در اکسید کننده در این ناحیه جریان دارد.

با دقت در شکل (ه-۲) مشاهده می شود که دمای سوخت و اکسید کننده در دو طرف نمودار برابر ۳۰۰K است. این دما به عنوان دمای ورودی برای سوخت و اکسید کننده در دهانهی نازل در نظر گرفته شده بود. با حرکت به سمت میانهی منحنی، به ناحیهی احتراق نزدیک می شویم. جایی که رفته رفته زنجیرهی واکنش های احتراق شروع شده و دما افزایش یافته است (ناحیهی شعله). ماکزیمم دما حدودا در ۶۵cm انفاق افتاد. علت این که موقعیت ماکزیمم دما به سمت سوخت نزدیک تر است، آن است که با شروع شکست زنجیرهی اتمها در سمت سوخت، رادیکالهای فعال H و OH زیادی در این ناحیه از گونهی H2 تولید می شود و حضور این رادیکالهای فعال در کنار سوخت و سایر گونههای میانی باعث افزایش نرخ انجام واکنش ها در نزدیکی سمت سوخت شده و بنابراین دمای ناحیهی شعله بالا می رود تا به مقدار ماکزیمم خود می رسد.



(f ، منحنی a) دما، b) کسر مولی گونههای G، H و G، O) کسر مولی گونههای N2 ،H2 و O، N2 ،H2 و O، N2 (b) انتروپی، e) آنتالپی محسوس، f) آنالیز مسیر واکنش احتراق هیدروژن و g) واکنش های فعال در سمت سوخت، ناحیهی شعله و سمت اکسید کننده (P=1 atm, T_{ambient}=300 K, T_{fuel}=300 K, T_{Oxidizer}=300 K, V_{fuel}=100 cm/s, V_{Oxidizer}=100cm/s)

شکل (H د موقعیت ماکزیمم دما دماکزیمم کسر مولی گونهی H در موقعیت ماکزیمم دما اتفاق میافتد. ماکزیمم گونهی OH و O نیز در نزدیکی همین موقعیت قرار دارد و این موضوع اهمیت بالای رادیکالهای فعال O، H و OH را در پیشرفت واکنشهای احتراق و بالا بردن دما نشان میدهد. منحنی کسر مولی گونهی H₂O در شکل (r-c) نشان داده شده است. این گونه محصول اصلی احتراق هیدروژن است. بیشترین مقدار گونهی H₂O در ناحیهی شعله و در موقعیتی تولید می شود که دما در مقدار ماکزیمم خود قرار دارد. حضور آب در ناحیهی شعله باعث کاهش دما نیز می گردد. این کاهش دما در رقابت با افزایش دما توسط رادیکالهای فعال در این ناحیه است. مقدار کسر مولی گونهی H₂O به عنوان تنها گونهی حاضر در سمت سوخت، برابر با یک است. مقدار کسر مولی گونههای N₂ و O در سمت اکسید کننده به ترتیب برابر با ۹/۰ و ۲۱/۱ است. با نزدیک شدن به ناحیهی احتراق و شروع زنجیرهی واکنشها، این گونهها مصرف شده و در ناحیهی شعله کاهش می یابند.

منحنی تغییرات انتروپی در احتراق هیدروژن در شکل (b-۲) نشان داده شده است. همان طور که مشاهده میشود سوخت دارای سطح انتروپی بالاتر و اکسید کننده دارای سطح انتروپی پایین تری است. سطح انتروپی سوخت در ناحیهی شعله به شدت کاهش مییابد تا به مقدار سطح انتروپی اکسید کننده برسد. علت کاهش سطح انتروپی، گرمازا بودن واکنش احتراق هیدروژن است. به عبارتی انتقال گرما به محیط در ناحیهی شعله باعث کاهش انتروپی میشود.

شکل (e-۲) منحنی تغییرات آنتالپی محسوس در احتراق هیدروژن را نشان می دهد. سطح آنتالپی سوخت و اکسید کننده مقدار کمی است. اما با نزدیک شدن به ناحیهی شعله و شروع زنجیرهی واکنش ها سطح آنتالپی به شدت افزایش می یابد و مقدار ماکزیمم آن در موقعیتی نزدیک به موقعیت ماکزیمم دما اتفاق می افتد. مقدار آنتالپی مثبت نشان دهندهی گرمازا بودن واکنش احتراق هیدروژن است.

شکل (f–T) آنالیز مسیر واکنش احتراق هیدروژن در سه ناحیهی مشخص شده یعنی سمت سوخت، ناحیهی شعله و سمت اکسید کننده را نشان میدهد. مسیرهای نشان داده شده در این شکل، مسیرهای غالب است و واکنشها و گونههای کم اهمیت بر اساس نرخ پیشرفت واکنش، از آن حذف شده است. تحلیل مسیر واکنش در این شکل به طور همزمان به کمک واکنشهای فعال (در هریک از نواحی سه گانهی مشخص شده) شکل (g–۲) انجام گردید.

مهمترین مسیر واکنش در آنالیز واکنش سمت سوخت، H→H2 است که در آن بر اساس واکنشهای ۲ تا ۴، ۱۰، ۱۲، ۱۸ ۱۷ و ۱۹ میزان بسیار زیادی رادیکال فعال H و OH تولید می شود. در این واکنش ها گونه های H2 و H به صورت رفت و برگشت به یکدیگر تبدیل می شوند. اما همان طور که در شکل (g-۲) مشاهده می شود، نرخ انجام واکنش های برگشت مذکور که منجر به تولید گونهی H2 می گردد، بسیار پایین تر از نرخ انجام واکنش های رفت است. بنابراین تولید زیاد رادیکال های فعال در این ناحیه می تواند آغاز کننده ی بسیار خوبی برای احتراق هیدروژن باشد. مسیرهای بعدی The H2O و H2O (است که در آن بر اساس واکنش های ۵ و ۱۰ مقدار کمی محصول نهایی یعنی آب در این ناحیه تولید می شود. مسیر نهایی (D→H) تولید اکسیژن بر اساس واکنش کا است که در آن مقدار کمی 20 تولید می شود. حضور 20 در مجاورت سوخت به پیشرفت واکنش و تشکیل ناحیهی شعله کمک می کند.

آنالیز مسیر واکنش در ناحیهی شعله نشان میدهد که مسیر غالب در این ناحیه، H₂→H₂O است. در این مسیر بر اساس واکنش ۱۰، اتمهای سوخت در برخورد با تعداد زیادی از رادیکالهای فعال OH منجر به تولید محصول نهایی یعنی

آب می گردد. همان طور که در شکل (C-۲) نیز شرح داده شد، بیشترین میزان H₂O در این ناحیه تولید می شود. علت آنالیز مسیر واکنش در سمت اکسید کننده کمی پیچیدهتر است و واکنش ها در آن با نرخ بیشتری انجام می شود. علت این موضوع اضافه شدن رادیکال آزاد O ناشی از شکست زنجیرهی اتم های O2 در سمت اکسید کننده است. در آنالیز این ناحیه گونه های H₂O₂, H₂O و H₂O (H₂→H₂O) (H₂→H₂O) طی واکنش های ۱۰، ۱۳ و ۲۰ به تولید H₂O می انجامد. گونه های H₂O₂ و HO2 در یک مسیر بر گشتی (HO₂→H₂O و H₂O+H₂O) گونه ی H₂O) گونه کH را باز تولید میکنند (واکنشهای ۱۷ و ۱۹). علاوه بر این، گونههای H2O2 و HO2 در واکنشهای ۱۸، ۱۹ و ۲۰ به طور رفت و برگشت یکدیگر را تولید و مصرف میکنند که بر اساس مقدار نرخ انجام واکنشهای رفت و برگشت، میزان تولید H2O2 بیشتر است (HO2↔H2O2). در نهایت HO2 از طریق واکنشهای ۱، ۱۳، ۱۵، ۱۷ و ۱۸ به میزان زیادی O2 تولید میکند. این گونه طی واکنشهای برگشت به میزان کمی باز تولید میشود. تولید گونهی O2 در این مرحله نقش به سزایی در تولید رادیکال فعال O در مجاورت ناحیهی شعله دارد که به افزایش نرخ واکنشها در ناحیهی شعله کمک میکند.

اثر پارامترهای عملکردی احتراق هیدروژن بر تولید انتروپی و تغییرات آنتالپی. شکل (۳) اثر تغییر فشار بر دما، انتروپی و آنتالپی محسوس را نشان میدهد. نمودارهای این شکل بر حسب فاصلهی بین دهانهی دو نازل رسم شده است.



(T_{ambient}=300 K, T_{fuel}=300 K, T_{Oxidizer}=300 K, V_{fuel}=100 cm/s, V_{Oxidizer}=100cm/s)

همان طور که در شکل (a-۳) مشاهده می شود، افزایش فشار باعث افزایش ماکزیمم دما می شود که این افزایش به علت افزایش شکست زنجیرهی اتمها و تولید رادیکالهای فعال O، H و OH است که منجر به افزایش نرخ واکنشها شده و در نتیجه ماکزیمم دما افزایش مییابد. به علت افزایش رادیکالهای فعال، موقعیت ماکزیمم دما به سمت سوخت حرکت میکند. علاوه بر آن همان طور که در این شکل مشاهده می شود، عرض ناحیهی شعله با افزایش فشار کاهش مییابد و دهانهی نمودار در ناحیهی ماکزیمم دما باریکتر شده است. نرخ افزایش ماکزیمم دما با افزایش بیشتر فشار، روندی کاهشی دارد و در صورت ادامهی روند افزایش فشار، ماکزیمم دما به مقدار کمی افزایش خواهد یافت.

افزایش فشار باعث کاهش سطح انتروپی گردید (شکل b–۳). افزایش فشار با کاهش بی نظمی و حرکت کاتورهای مولکولها و اتمها منجر به کاهش سطح انتروپی میگردد. از طرف دیگر افزایش دما به دلیل افزایش فشار که در شکل (a–۳) توضیح داده شد، باعث انتقال بیشتر گرما به محیط شده و سطح انتروپی را کاهش میدهد. روند کاهش انتروپی با افزایش فشار به تدریج کاهش مییابد.

در شکل (c-۳) افزایش فشار باعث افزایش آنتالپی محسوس گردیده است. افزایش فشار با افزایش نرخ انجام واکنش ها، دما و متعاقب آن تولید گرمای بیشتر منجر به افزایش آنتالپی می گردد. روند افزایش آنتالپی با افزایش فشار به تدریج کاهش مییابد.

اثر تغییر دمای محیط بر دما، انتروپی و آنتالپی محسوس در شکل (۴) نشان داده شده است. به طور کلی افزایش دمای محیط از ۲۰۰K تا ۲۰۰K اثر قابل توجهی بر دما، انتروپی و آنتالپی محسوس ندارد. با توجه به این که دمای احتراق هیدروژن بسیار بالاتر از سطح دمای محیط و در حدود ۲۵۰۰K است، افزایش دمای محیط در این سطح تاثیر چندانی ندارد. صرف نظر از این که امکان بالا بردن دمای محیط تا سطح دمای احتراق وجود ندارد، به لحاظ فیزیکی نیز منطقی به نظر نمی رسد. بنابراین دماهای محیط بالاتر در این پژوهش بررسی نگردید.



(P=1 atm, T_{fuel}=300 K, T_{Oxidizer}=300 K, V_{fuel}=100 cm/s, V_{Oxidizer}=100cm/s)

شکل (۵) اثر تغییر دمای ورودی سوخت بر دما، انتروپی و آنتالپی محسوس را نشان میدهد. همان طور که در شکل (۵–۵) مشاهده می شود، افزایش دمای ورودی سوخت ماکزیمم دما را افزایش میدهد. افزایش دمای ورودی سوخت علاوه بر این که با افزایش دمای گونهی H2 منجر به افزایش نرخ واکنشهای تولید کنندهی رادیکالهای فعال H و OH می شود، با افزایش دمای ناحیهی شعله نیز منجر به افزایش نرخ انجام واکنش کلی احتراق می شود. بنابراین ماکزیمم دمای احتراق افزایش می یابد. نکتهی دیگری که در این جا مطرح می شود حرکت موقعیت ماکزیمم دما به سمت سوخت است که به دلیل افزایش نرخ تولید رادیکالهای فعال در سمت سوخت به دلیل افزایش دمای ورودی سوخت است. افزایش دمای ورودی سوخت از طریق افزایش دما، افزایش جنبش مولکولی و سطح انرژی به افزایش سطح انتروپی سوخت نیز می انجامد (شکل b-۵). سطح انتروپی در ناحیهی شعله با افزایش دمای ورودی سوخت کاهش یافت که به دلیل افزایش انتقال حرارت به محیط در این ناحیه است.



(P=1 atm, T_{ambient}=300 K, T_{Oxidizer}=300 K, V_{fuel}=100 cm/s, V_{Oxidizer}=100cm/s)

در رابطه با اثر تغییر دمای ورودی سوخت بر آنتالپی محسوس چند نکته حائز اهمیت است (شکل c-۵). نکتهی اول این که در دمای ورودی سوخت ۲۰۰K سطح آنتالپی کمتر از صفر است و آنتالپی منفی یعنی فرایند گرماگیر بوده است. علت این موضوع آن است که دمای ورودی سوخت کمتر از دمای محیط (۳۰۰K) بوده و بنابراین برای شروع فرایند از محیط گرما جذب کرده است. نکتهی دوم این که افزایش دمای ورودی سوخت منجر به افزایش ماکزیمم آنتالپی می گردد که به علت افزایش دما، افزایش نرخ تولید رادیکالهای فعال و در نهایت افزایش نرخ انجام واکنشها است. نکتهی سوم مربوط به منحنی آنتالپی در دمای ورودی سوخت ۵۰۰K است که دارای دو نقطهی ماکزیمم است. یکی در ناحیهی شعله و دیگری قبل از ناحیهی شعله و در سمت سوخت. علت این موضوع آن است که بالا بردن دمای سوخت تا سطح ۵۰۰K باعث شده است که سوخت قبل از موقعیت ناحیهی شعله دچار پیش اشتعالی یا خودسوزی شود. به همین دلیل این منحنی دارای دو نقطهی ماکزیمم است.

اثر تغییر دمای ورودی اکسید کننده بر دما، انتروپی و آنتالپی محسوس در شکل (۶) نشان داده شده است. همان طور که در شکل (a-۶) مشاهده می شود، افزایش دمای ورودی اکسید کننده ماکزیمم دما را افزایش می دهد. میزان افزایش ماکزیمم دما در این حالت بیشتر است نسبت به حالتی که دمای ورودی سوخت افزایش یافت (شکل a-۵). افزایش دمای ورودی اکسید کننده با افزایش دمای گونهی c2 منجر به افزایش نرخ واکنش های تولید کنندهی رادیکال فعال O می شود که در کنار رادیکال های فعال H و OH افزایش بیشتر دما را منجر می شود. افزایش دمای ناحیهی شعله نیز منجر به افزایش نرخ انجام واکنش کلی احتراق و در نتیجه افزایش ماکزیمم دما می شود.



شکل ۶ اثر دمای ورودی اکسید کننده بر تغییرات دما، انتروپی و آنتالپی محسوس بر حسب فاصلهی بین دهانهی دو نازل (P=1 atm, T_{ambient}=300 K, T_{fuel}=300 K, V_{fuel}=100 cm/s, V_{Oxidizer}=100cm/s)

نکتهی دیگری که در این جا قابل توجه است حرکت موقعیت ماکزیمم دما به سمت اکسید کننده است که به دلیل افزایش نرخ تولید رادیکال فعال O در سمت اکسید کننده به دلیل افزایش دمای ورودی اکسید کننده است. بر خلاف تاثیر قابل توجه افزایش دمای ورودی سوخت بر انتروپی (شکل b–۵)، افزایش دمای ورودی اکسید کننده تاثیر قابل توجهی بر سطح انتروپی سوخت و اکسید کننده ندارد و تنها تاثیر آن افزایش انتروپی در ناحیهی شعله است (شکل b– ۶). این اثر از طریق افزایش دما، افزایش جنبش مولکولی و سطح انرژی صورت می پذیرد.

افزایش دمای ورودی اکسید کننده نیز به افزایش ماکزیمم سطح آنتالپی محسوس میانجامد (شکل ۲-۶). در سطح دمای ورودی اکسید کنندهی ۲۰۰K مقدار آنتالپی منفی است و این به معنی گرماگیر بودن فرایند در سمت اکسید کننده است. اما سطح آنتالپی در این جا نسبت به سطح آنتالپی در دمای ورودی سوخت ۲۰۰K بالاتر است که به دلیل حضور کمتر رادیکالهای فعال H و OH در سمت اکسید کننده است. با افزایش دمای اکسید کننده تا ۵۰۰ هیچ گونه پیش اشتعالی یا خودسوزی در سوخت رخ نمی دهد زیرا تاثیر افزایش دمای ورودی اکسید کننده در ازدیاد تولید گونهها و رادیکالهای فعال به اندازهی تاثیر افزایش دمای ورودی سوخت اکسید کننده در ازدیاد تولید گونه او رادیکالهای

شکل (۷) اثر تغییر سرعت ورودی سوخت بر دما، انتروپی و آنتالپی محسوس را نشان میدهد. همان طور که در شکل (۵–۷) مشاهده میشود، افزایش سرعت ورودی سوخت تاثیر چشمگیری بر مقدار ماکزیمم دما ندارد و حتی در سرعتهای بالا منجر به اندکی کاهش ماکزیمم دما میگردد که میتواند به علت کاهش دمای ناحیهی شعله به علت سرعت زیاد جریان سوخت و کاهش نرخ انجام واکنشها باشد.



(P=1 atm, T_{ambient}=300 K, T_{fuel}=300 K, T_{Oxidizer}=300 K, V_{Oxidizer}=100cm/s)

موقعیت ماکزیمم دما در شکل (۷-۵) با افزایش سرعت ورودی سوخت به سمت اکسید کننده جا به جا می شود که این به علت افزایش مومنتم ورودی سوخت و انتقال ناحیهی شعله به سمت اکسید کننده است. نکتهی قابل توجه در این شکل آن است که در سرعت ورودی سوخت ۱۰cm/s، مومنتم سوخت به حدی کم است که ناحیهی شعله در دهانهی نازل سوخت شکل گرفته است و روند افزایشی منحنی دما از x=۰cm آغاز شده است.

دقت در شکل (b-۷) نشان می دهد که افزایش سرعت ورودی سوخت تاثیر چندانی بر سطح انتروپی در سمت سوخت و اکسید کننده ندارد. اما در ناحیهی شعله سطح انتروپی افزایش یافته است. با توجه به انتقال ناحیهی شعله به سمت اکسید کننده با افزایش سرعت ورودی سوخت، شروع روند کاهشی سطح انتروپی در منحنیهای این شکل با افزایش سرعت ورودی سوخت به تاخیر افتاده است. نکتهی قابل توجه در این جا نیز منحنی مربوط به سرعت ورودی سوخت اردmr/s است که روند کاهشی آن به سرعت و از دهانهی نازل سوخت (x=۰cm) آغاز شده است که به دلیل شکل گیری ناحیهی شعله از دهانهی نازل سوخت است.

تغییرات آنتالپی محسوس بر اثر افزایش سرعت ورودی سوخت نیز همانند تغییرات دما ناچیز است و حتی در سرعتهای بالا منجر به کاهش ماکزیمم مقدار آنتالپی شده است (شکل ٥-٧). علت این موضوع همان طور که پیش تر گفته شد می تواند به علت کاهش دمای ناحیهی شعله به علت سرعت زیاد جریان سوخت و کاهش نرخ انجام واکنش ها باشد. بررسی اثر تغییر سرعت ورودی اکسید کننده بر دما، انتروپی و آنتالپی محسوس در شکل (۸) مشاهده می شود. افزایش سرعت ورودی جریان اکسید کننده باعث کاهش ماکزیمم دما می شود (شکل ٥-٨). این موضوع چند علت دارد. اول این که افزایش سرعت جریان اکسید کننده به خاطر خنگ کنندگی ناحیهی شعله منجر به کاهش دما و در نتیجه کاهش نرخ تولید رادیکالهای فعال و در نتیجه کاهش نرخ انجام واکنش ها می شود. دوم این که در سمت اکسید کننده گونههای در خولید رادیکالهای فعال و در نتیجه کاهش نرخ انجام واکنش ها می شود. دوم این که در سمت اکسید کننده گونههای کسر مولی کمتری دارد و تاثیر کمتری در افزایش نرخ انجام واکنش ها دارد (شکل ٥-٢). سوم این که گونه ی که کا حضور دارند و رادیکال فعال این ناحیه O است که نسبت به رادیکالهای فعال سمت سوخت یعنی H و OL حضور دارند و رادیکال فعال این ناحیه O است که نسبت به رادیکالهای فعال سمت سوخت یعنی H و مریق حسر مولی کمتری دارد و تاثیر کمتری در افزایش نرخ انجام واکنش ها دارد (شکل ٥-٢). سوم این که گونه ی N که تا رقیق سازی با انجام واکنش با رادیکال فعال این ناحیه O است که نسبت به رادیکالهای فعال سمت سوخت یعنی H و OL رقیق سازی با انجام واکنش با رادیکال فعال این ناحیه که می می می می دارد (شکل ٥-1). سوم این که گونه ی N که تا ماکزیم دما را کاهش می دهد. شکل (٥-۲) نشان می دهد که کسر مولی گونه ی N در موقعیت ماکزیم دما در ناحیه ی شعله در حدود ۶٫۰ است که نسبت به مقدار اولیهی آن یعنی ۱۹۷۹ به مقدار کمی در واکنش ها شرکت کرده و مصرف

موقعیت ماکزیمم دما با افزایش سرعت ورودی اکسید کننده به سمت سوخت جا به جا می شود که این به علت افزایش مومنتم ورودی اکسید کننده و انتقال ناحیهی شعله به سمت سوخت است. نکتهی قابل توجه در این شکل آن است که در سرعت ورودی اکسید کنندهی ۱۰cm/s، مومنتم اکسید کننده به حدی کم است که ناحیهی شعله در دهانهی نازل اکسید کننده شکل گرفته است و روند افزایشی منحنی دما از x=۲cm آغاز شده است.

دقت در شکل (b–۸) نشان میدهد که افزایش سرعت ورودی اکسید کننده تاثیر چندانی بر سطح انتروپی در سمت سوخت و اکسید کننده ندارد. اما در ناحیهی شعله و بر خلاف شکل (b–۷) سطح انتروپی به شدت کاهش یافته است. با توجه به انتقال ناحیهی شعله به سمت سوخت با افزایش سرعت ورودی اکسید کننده، شروع روند کاهشی سطح انتروپی در منحنیهای این شکل با افزایش سرعت ورودی اکسید کننده به سرعت آغاز شده است. تغییرات آنتالپی محسوس بر اثر افزایش سرعت ورودی اکسید کننده روندی کاهشی دارد (شکل c–۸) که به علت کاهش ماکزیمم دما و متعاقب آن کاهش تولید رادیکالهای فعال و در نتیجه کاهش نرخ انجام واکنشها است. از طرفی کاهش دمای ناحیهی شعله به علت سرعت زیاد جریان اکسید کننده و کاهش نرخ انجام واکنشها دلیلی بر کاهش ماکزیمم آنتالپی است.



جمعبندى

در این تحقیق مطالعهی پارامتری احتراق هیدروژن در مدل شعلهی نفوذی انجام و اثر پارامترهای عملکردی احتراق بر تولید انتروپی و تغییرات آنتالپی بررسی گردید. مدل مورد استفاده، جریان مخالف بوده و شبیهسازی به کمک نرمافزار شبیهساز کمکین انجام شد. برخی از مهمترین نتایج به دست آمده از پژوهش حاضر به شرح زیر است:

- سطح انتروپی در ناحیهی شعله به شدت کاهش یافت که این کاهش به دلیل انتقال گرمای زیادی به محیط در ناحیهی شعله است.
- سطح آنتالپی محسوس در ناحیهی شعله به شدت افزایش یافت. مقدار مثبت آنتالپی نشان می دهد که فرایند واکنش
 احتراق در این ناحیه گرمازا است.

- افزایش فشار با افزایش نرخ انجام واکنش ها منجر به افزایش دما گردید. افزایش فشار همچنین سطح انتروپی سوخت را کاهش داد. اثر افزایش فشار بر آنتالپی محسوس به صورت افزایش مقدار ماکزیمم آنتالپی بود.
 - تغییر دمای محیط تاثیر قابل توجهی بر دما، انترویی و آنتالیی محسوس نداشت.
- افزایش دمای ورودی سوخت، ماکزیمم دما و آنتالپی محسوس را افزایش داده و سطح انتروپی سوخت افزایش یافت. اما در ناحیهی شعله سطح انتروپی کاهش یافت. افزایش زیاد دمای ورودی سوخت تا سطح ۵۰۰K منجر به خودسوزی یا پیش اشتعالی سوخت قبل از رسیدن به ناحیهی شعله گردید.
- افزایش دمای ورودی اکسید کننده ماکزیمم دما و آنتالپی محسوس را افزایش داد. اما تاثیر قابل توجهی بر سطح انتروپی سوخت و اکسید کننده نداشت. در ناحیهی شعله، سطح انتروپی با افزایش دمای ورودی اکسید کننده افزایش یافت.
- افزایش سرعت ورودی سوخت تاثیر کمی بر مقدار ماکزیمم دما، ماکزیمم آنتالبی محسوس و سطح انتروپی سوخت
 و اکسید کننده داشت. اما در ناحیهی شعله سطح انتروپی را افزایش داد.
- افزایش سرعت ورودی اکسید کننده ماکزیمم دما و آنتالپی محسوس را کاهش داد. اگر چه افزایش سرعت ورودی
 اکسید کننده بر سطح انتروپی سوخت و اکسید کننده تاثیر قابل توجهی نداشت، اما در ناحیهی شعله منجر به کاهش
 سطح انتروپی گردید.

واژەنامە

Large Eddy Simulation	شبیهسازی گردابی بزرگ	Reaction Pathway Analysis	أناليز مسير واكنش
Reactive Flow Module	ماژول جريان واکنش پذير	Enthalpy	آنتالپی
Mesoscale	مقياس مزو	Exergy	اگزرژی
Eulerian Stochastic Field	میدان تصادفی اویلری	Entropy	انتروپي
Double-Channel Micro-Combusto	میکرو احتراق دو کاناله or	Thermoacoustic	ترموأكوستيك
CHEMKIN Software	نرمافزار كمكين	Sustainable Development	توسعەي پايدار
Noise	نويز	Spontaneous Ignition	خودسوزى
Viscosity	ويسكوزيته	Active Radical	راديكال فعال

مراجع

- [1] A. Asadi and M. Yadegari, "The Study of the Effect of Fuel Dilution in Methane/Air Counterflow Diffusion Flames on the Emission of Environmental Pollutants," *Journal of mechanical engineering*, vol. 33, no. 6, pp. 25-34, 2024, [In Persian].
- [2] J. Khadem and A. Asadi, "Numerical Study on Counterflow Diffusion Flames of Natural Gas with CO₂ Dilution," *Fuel and Combustion*, vol. 4, no. 2, 2011, [In Persian].
- [3] A. Asadi, "The Study of the Effect of Lewis Number on the Laminar Diffusion Flames," *Journal of mechanical engineering*, vol. 33, no. 5, pp. 3-13, 2024, [In Persian].
- [4] A. Asadi and J. Khadem, "The Numerical Study of Extinction Limits and Structure of H₂/O₂ Counterflow Diffusion Flame with Ar and He Dilution," *Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, vol. 24, no. 2, 2013, [In Persian].
- [5] L. Acampora and F. S. Marra, "Effects of Soret diffusion on the exergy losses in hydrogen laminar premixed flames," *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 48, no. 73, pp. 28539-28548, 2023.
- [6] D. Jiang, W. Yang, and J. Teng, "Entropy generation analysis of fuel lean premixed CO/H₂/air flames," *international journal of hydrogen energy*, vol. 40, no. 15, pp. 5210-5220, 2015.

- [7] J. Zhang, A. Zhong, Z. Huang, and D. Han, "Second-law thermodynamic analysis in premixed flames of ammonia and hydrogen binary fuels," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 141, no. 7, p. 071007, 2019.
- [8] L. Acampora and F. S. Marra, "Second law thermodynamic analysis of syngas premixed flames," *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 45, no. 21, pp. 12185-12202, 2020.
- [9] F. Pan, J. Zhang, D. Han, and T. Lu, "Numerical study on exergy losses of iso-octane constant-volume combustion with water addition," *Fuel*, vol. 248, pp. 127-135, 2019.
- [10] J. O. Hirschfelder, C. F. Curtiss, and R. B. Bird, *Molecular theory of gases and liquids*. Wiley New York, 1964.
- [11] H. Wu, W. Huang, H. Zhao, W. Sun, Z. Huang, and Y. Zhang, "Laminar Flame Structure-Dependent Exergy Destruction Behavior at Auto-Ignition Time Scale: A Case Study of Dimethyl Ether (DME)," *Journal of Thermal Science*, pp. 1-15, 2024.
- [12] J. Zhang, D. Han, and Z. Huang, "Second-law thermodynamic analysis for premixed hydrogen flames with diluents of argon/nitrogen/carbon dioxide," *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 44, no. 10, pp. 5020-5029, 2019.
- [13] Y. Liu, J. Zhang, D. Ju, Z. Huang, and D. Han, "Analysis of exergy losses in laminar premixed flames of methane/hydrogen blends," *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 44, no. 43, pp. 24043-24053, 2019.
- [14] K. Nishida, T. Takagi, and S. Kinoshita, "Analysis of entropy generation and exergy loss during combustion," *Proceedings of the Combustion Institute*, vol. 29, no. 1, pp. 869-874, 2002.
- [15] S. Xue, Y. Tang, W. Han, and L. Yang, "Effects of strain and pressure on entropy generation in laminar flames," *Combustion and Flame*, vol. 269, p. 113688, 2024.
- [16] B. Zhao, "Entropy transfer efficiency-effectiveness method for heat exchangers, part 1: Local entropy generation number and operation performance limits," *Energy*, vol. 304, p. 132133, 2024.
- [17] H. Rong and D. Zhao, "Thermodynamic and entropy generation analyses of Telsa-valve structured meso-scale combustors fuelled with hydrogen for thermophotovoltaic applications," *Energy*, p. 132788, 2024.
- [18] P. Badhuk and R. Ravikrishna, "Flame inhibition by aqueous solution of Alkali salts in methane and LPG laminar diffusion flames," *Fire Safety Journal*, vol. 130, p. 103586, 2022.
- [19] H. Zhao, D. Zhao, and S. Becker, "Entropy production and enhanced thermal performance studies on counter-flow double-channel hydrogen/ammonia-fuelled micro-combustors with different shaped internal threads," *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 47, no. 85, pp. 36306-36322, 2022.
- [20] A. Sadiki, S. Agrebi, and F. Ries, "Entropy Generation Analysis in Turbulent Reacting Flows and Near Wall: A Review," *Entropy*, vol. 24, no. 8, p. 1099, 2022.
- [21] L. Dressler, H. Nicolai, S. Agrebi, F. Ries, and A. Sadiki, "Computation of entropy production in stratified flames based on chemistry tabulation and an eulerian transported probability density function approach," *Entropy*, vol. 24, no. 5, p. 615, 2022.
- [22] H. Yan, G. Tang, C. Wang, L. Li, Y. Zhou, Z. Zhang, and C. Lou, "Thermodynamics irreversibilities analysis of oxy-fuel diffusion flames: The effect of oxygen concentration," *Entropy*, vol. 24, no. 2, p. 205, 2022.
- [23] M. Mohammadi and M. S. Abedinejad, "Analysis of NO Formation and Entropy Generation in a Reactive Flow," *Aerospace*, vol. 9, no. 11, p. 666, 2022.
- [24] C.-R. Yu and C.-Y. Wu, "An empirical formula to predict the overall irreversibility of counter-flow premixed flames of methane and its mixtures," *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, vol. 147, no. 24, pp. 14587-14599, 2022.
- [25] R. N. Kumar, S. M. Kumaran, and V. Raghavan, "Numerical analysis of structure, stability and entropy generation in biogas coflow diffusion flames," *Archive of mechanical engineering*, pp. 99-128-99-128, 2022.
- [26] R. Stephen, "Turns. An introduction to combustion: concepts and applications," *Mechanical Engineering Series. McGraw Hill*, p. 51, 2000.
- [27] A. E. Lutz, R. J. Kee, J. F. Grcar, and F. M. Rupley, "OPPDIF: A Fortran program for computing opposed-flow diffusion flames," Sandia National Lab.(SNL-CA), Livermore, CA (United States), 1997.