



E-ISSN: 2676-4253



Original Research Paper

## Simulation of a Microturbine Combustion Chamber with Carbon-Free Fuels under Lean and Premixed Combustion Conditions

Aref Sohrabi<sup>id</sup> and Seyyed Mahdi Mirsajedi\*<sup>id</sup>

Faculty of New Technologies and Aerospace Engineering, University of Shahid Beheshti, Tehran, Iran

### ARTICLE INFO

#### Article History:

Received 16 January 2025

Revised 28 May 2025

Accepted 31 May 2025

Available Online 10 June 2025

#### Keywords:

Numerical simulation

Lean combustion

Microturbine combustion chamber

Hydrogen

Ammonia

NOx emissions

### ABSTRACT

This study presents a numerical investigation of a C30 microturbine combustion chamber operating with carbon-free fuels such as hydrogen and ammonia under lean and premixed combustion regimes. The primary objective is to evaluate the influence of varying fuel compositions on critical combustion characteristics, including temperature distribution, pollutant formation, chamber performance, thermal efficiency, and the practicality of sustaining lean premixed conditions. A partially premixed combustion model was applied alongside the three-dimensional Navier–Stokes equations to capture the coupled flow-combustion behavior. Ammonia concentration in the fuel blend was systematically increased in 10% increments, ranging from 0% to 50%. At concentrations up to 30%, nearly complete ammonia oxidation occurred within the combustion zone. Beyond this threshold, however, substantial unburned ammonia was observed due to diminished flame temperature and combustion efficiency. The results indicate that higher ammonia content leads to reduced flame temperature and lower NOx emissions, supporting environmental targets. Nevertheless, this temperature drop adversely impacts overall cycle efficiency. Substituting methane with hydrogen significantly enhanced combustion efficiency—from 88.5% to 99%—due to hydrogen’s superior calorific value. In contrast, incorporating ammonia above 30% led to a marked decline in efficiency, attributed to its relatively low heating value. This study offers critical insights into the design and optimization of combustion systems for carbon-free fuels, aiming to balance performance with emissions reduction and thereby contribute to the development of sustainable energy technologies.

\* Corresponding Author’s E-mail: [m\\_mirsajedi@sbu.ac.ir](mailto:m_mirsajedi@sbu.ac.ir)

### How to Cite this Article:

A. Sohrabi and S. M. Mirsajedi, "Simulation of a microturbine combustion chamber with carbon-free fuels under lean and premixed combustion conditions," *Journal of Technology in Aerospace Engineering*, Vol. 9, No. 4, pp. 31-42, 2025, (in Persian), <https://doi.org/10.22034/jtae.2025.9.4.3>.

### COPYRIGHTS

Authors retain the copyright and full publishing rights.

Published by ARI. This article is an open access article licensed under the [Creative Commons Attribution 4.0 International \(CC BY 4.0\)](https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/).



## شبیه‌سازی محفظه احتراق میکروتوربین با سوخت‌های بدون کربن در شرایط احتراق رقیق و پیش‌آمیخته

عارف سهرابی<sup>۱</sup> و سید مهدی میرساجدی<sup>۲\*</sup>

۱- کارشناسی ارشد، مهندسی هوافضا، دانشکده فناوری‌های نوین و مهندسی هوافضا، دانشگاه شهید بهشتی، تهران، ایران  
۲- استادیار، مهندسی هوافضا، دانشکده فناوری‌های نوین و مهندسی هوافضا، دانشگاه شهید بهشتی، تهران، ایران

### چکیده

این مطالعه به شبیه‌سازی عددی محفظه احتراق یک میکروتوربین C30 با استفاده از سوخت‌های بدون کربن نظیر هیدروژن و آمونیاک در شرایط احتراق رقیق و پیش‌آمیخته پرداخته است. هدف اصلی تحقیق، بررسی تأثیر ترکیب‌های مختلف سوختی بر پارامترهای کلیدی احتراق از جمله دما، انتشار آلاینده‌ها، عملکرد کلی محفظه احتراق، راندمان احتراقی و امکان‌پذیری دستیابی به شرایط احتراق رقیق و پیش‌آمیخته بوده است. برای انجام این تحلیل، از مدل احتراقی نیمه پیش‌آمیخته همراه با معادلات سه‌بعدی ناویر-استوکس استفاده شد تا درک جامعی از فرآیندهای جریان و احتراق ارائه شود. در این شبیه‌سازی‌ها، غلظت آمونیاک در مخلوط سوخت به صورت گام‌های ۱۰ درصدی از ۰ تا ۵۰ درصد افزایش داده شد. نتایج نشان داد که در غلظت‌های پایین آمونیاک (تا ۳۰ درصد)، تقریباً تمامی آمونیاک در محفظه احتراق مصرف می‌شود. با این حال، در غلظت‌های بالاتر، به دلیل کاهش دمای احتراق و افت راندمان، مقادیر قابل توجهی آمونیاک نسوخته باقی می‌ماند. یافته‌ها نشان دادند که افزایش آمونیاک منجر به کاهش دمای احتراق و تولید آلاینده‌های NOx می‌شود که از نظر زیست‌محیطی مطلوب است. با این حال، این کاهش دما تأثیر منفی بر راندمان سیکل توربین گذاشت. جایگزینی متان با هیدروژن، به دلیل ارزش حرارتی بالای هیدروژن، راندمان احتراقی را از ۸۸/۵ درصد به ۹۹ درصد افزایش داد. در مقابل، افزودن آمونیاک به مخلوط سوخت در غلظت‌های بالای ۳۰ درصد به دلیل ارزش حرارتی پایین آن، منجر به افت شدید راندمان شد. این تحقیق بینش‌های ارزشمندی برای طراحی سیستم‌های احتراقی بهینه‌شده برای سوخت‌های بدون کربن ارائه می‌دهد و به تعادل بین راندمان و کاهش تأثیرات زیست‌محیطی کمک می‌کند.

### اطلاعات مقاله

#### تاریخچه مقاله:

دریافت ۲۷ دی ۱۴۰۳  
بازنگری ۰۷ خرداد ۱۴۰۴  
پذیرش ۱۰ خرداد ۱۴۰۴  
اولین انتشار ۲۰ خرداد ۱۴۰۴

#### واژه‌های کلیدی:

شبیه‌سازی عددی  
احتراق رقیق  
محفظه احتراق میکروتوربین  
هیدروژن  
آمونیاک  
آلاینده‌های NOx

\* پست الکترونیکی نویسنده مسئول: [m\\_mirsajedi@sbu.ac.ir](mailto:m_mirsajedi@sbu.ac.ir)

#### How to Cite this Article:

A. Sahrabi and S. M. Mirsajedi, "Simulation of a microturbine combustion chamber with carbon-free fuels under lean and premixed combustion conditions," *Journal of Technology in Aerospace Engineering*, Vol. 9, No. 4, pp. 31-42, 2025, (in Persian), <https://doi.org/10.22034/jtae.2025.9.4.3>.

#### COPYRIGHTS

Authors retain the copyright and full publishing rights.

Published by ARI. This article is an open access article licensed under the [Creative Commons Attribution 4.0 International \(CC BY 4.0\)](https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/).



افزایش نسبت حرارتی آمونیاک می‌تواند انتشار NOx را کاهش دهد [۲]. ایچیمورا و همکاران در سال ۲۰۱۹ دریافتند که مخلوط‌های رقیق سوخت آمونیاک/هوا در شرایط آشفته، به دلیل اثرات ناپایداری حرارتی-انتشاری، پایداری شعله بیشتری دارند [۳]. همچنین، فوزسی و همکاران در سال ۲۰۲۳ نشان داده‌اند که افزایش سهم آمونیاک باعث کاهش سرعت واکنش و افزایش انتشار NOx می‌شود [۴]. طراحی‌های خاصی مانند استفاده از زاویه تزریق مناسب سوخت نیز می‌تواند به کاهش انتشار آلاینده‌ها کمک کند. اوکافور و همکاران در سال ۲۰۱۹ با بررسی طراحی محفظه‌های حلقوی، نشان دادند که تزریق سوخت در زاویه ۴۵ درجه باعث بهبود پایداری شعله و کاهش NOx می‌شود [۵].

یکی از راهکارهای کلیدی برای کاهش آلاینده‌گی، استفاده از شعله‌های پیش‌مخلوط است. لیو و همکاران سال ۲۰۲۵ با افزودن آمونیاک به سوخت متان، کوپلینگ ترموآکوستیک و نوسانات فشار را کاهش داده‌اند. این کاهش ناشی از افزایش زمان تأخیر همرفت، تأخیر اشتعال و کاهش سرعت شعله است. این پژوهش راهکارهایی برای کنترل بی‌ثباتی‌های ترموآکوستیک در طراحی مشعل‌های صنعتی ارائه داد [۶]. سینگ و همکاران در سال ۲۰۲۴ نیز به اهمیت مشعل‌های متخلخل در بهبود پایداری شعله و کاهش آلاینده‌ها پرداخته‌اند. نتایج نشان داد که استفاده از فوم‌های متخلخل باعث تثبیت شعله در محدوده بالادست مشعل شده و توزیع حرارت بهبود پیدا می‌کند. همچنین آلاینده‌های CO را به حداقل رساند [۷]. مطالعات دیگری مانند پژوهش سان و همکاران در سال ۲۰۲۴ نشان داده‌اند که استفاده از مشعل‌های با بازیافت گرما می‌تواند پایداری شعله را افزایش داده و انتشار NOx را به میزان قابل‌توجهی کاهش دهد [۸].

مطالعه ساماردنه و همکاران در سال ۲۰۱۶ با استفاده از شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ (LES) و مدل شیمیایی Miller، به بررسی ویژگی‌های احتراقی شعله‌های پیش‌مخلوط آمونیاک-هوا در یک مشعل چرخشی پرداخته است. نتایج نشان داد که در شرایط استوکیومتری، تولید NO بسیار بالا (۸۲۲۶ ppm) است، اما در شرایط شعله غنی (نسبت هم‌ارزی ۱/۲۲۵)، انتشار NO به‌طور چشمگیری کاهش یافته (۲۰۳ ppm) و ساختار شعله از حالت V به M تغییر می‌کند. شرایط بهینه احتراق برای کاهش هم‌زمان NO و آمونیاک نسوخته، نسبت هم‌ارزی ۱/۲۲۵ پیشنهاد شده است [۹]. محققان دانشگاه کاردیف سال ۲۰۲۴ نشان داده‌اند که استفاده از ترکیبات سوخت آمونیاک-هیدروژن در مشعل‌های گردابی می‌تواند کاهش انتشار آلاینده‌ها و افزایش پایداری شعله را تضمین کند. همچنین نتایج نشان داد که افزایش فشار از ۱/۱ به ۲ بار باعث کاهش انتشار NOx از ۲۵۱۵ ppm به ۸۸۵ ppm می‌شود [۱۰]. سوماراتنه و همکاران سال ۲۰۱۷ ویژگی‌های آلاینده‌گی شعله‌های

NOMENCLATURE	
$C_p$	Specific heat
$f$	Mixture fraction
$\overline{f'^2}$	Variance of the mixture fraction
$\bar{f}$	Mean mixture fraction
$g$	Gravity
$k$	Thermal conductivity
$P$	Pressure
$S_m$	Mass transfer source term
$V$	Velocity vector
$T$	Temperature
$\phi$	Equivalence ratio
$\mu_t$	Turbulent viscosity
$t$	Time
$V$	Velocity magnitude
$Z$	mass fraction of element
$\rho$	Density
$\sigma_t$	Turbulent Prandtl number

## ۱ مقدمه

در دهه‌های اخیر، نیاز به کاهش آلاینده‌گی‌های زیست‌محیطی و کاهش وابستگی به سوخت‌های فسیلی، انگیزه‌ای قوی برای پژوهش در زمینه سیستم‌های احتراقی با آلاینده‌گی پایین ایجاد کرده است. میکروتوربین‌ها به دلیل اندازه کوچک، انعطاف‌پذیری در استفاده از سوخت‌های مختلف، بازده انرژی بالا و قابلیت‌های تولید پراکنده، به‌عنوان یکی از فناوری‌های کلیدی در این حوزه مطرح شده‌اند. این سیستم‌ها، به‌ویژه در کاربردهای مقیاس کوچک مانند تولید برق و گرمایش در ساختمان‌های مسکونی و تجاری، پتانسیل قابل‌توجهی برای کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای ارائه می‌دهند. در کاربردهای هوافضایی نیز، میکروتوربین‌ها به دلیل وزن کم و کارایی بالا، نقش مهمی در توسعه سیستم‌های پیش‌رانش و تولید انرژی برای هواپیماهای کوچک، پهپادها ایفا می‌کنند. علاوه بر این، امکان استفاده از سوخت‌های جایگزین نظیر آمونیاک و ترکیبات هیدروژنی در این سیستم‌ها، چشم‌انداز روشنی برای تحقق اهداف زیست‌محیطی ارائه کرده است.

اویلا و همکاران در سال ۲۰۲۳ اشاره کرده‌اند که استفاده از ترکیبات سوخت آمونیاک-متان تا ۶۳ درصد حجمی آمونیاک ممکن است، اما انتشار NOx تا حد اکثر ۲۱۶۱ ppm افزایش می‌یابد، که فراتر از استانداردهای فعلی آلاینده‌گی است [۱]. این موضوع نشان‌دهنده اهمیت استفاده از فناوری‌های پیشرفته برای کنترل آلاینده‌ها است. در همین راستا، لی و همکاران سال ۲۰۲۴ تأثیر توزیع سوخت و هوا بر انتشار NOx در احتراق آمونیاک/متان را بررسی کرده و نشان داده‌اند که

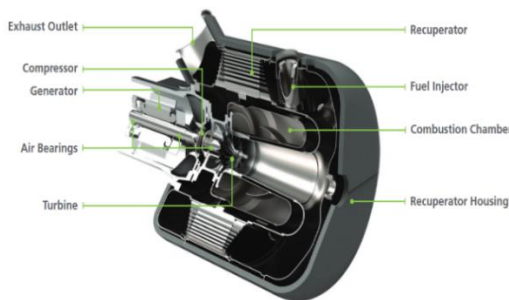
راهکارهای مؤثری ارائه دهد. تحلیل ویژگی‌های شعله‌های پیش‌مخلوط و غیرپیش‌مخلوط نشان داد که شعله‌های پیش‌مخلوط در شرایط بهینه (نسبت هم‌ارزی ۱/۱) می‌توانند همزمان انتشار NOx و آمونیاک نسوخته را کاهش دهند [۱۸].

باتوجه به پیشینه پژوهش، این مطالعه به شبیه‌سازی عددی یک محفظه احتراق حلقوی میکروتوربین با استفاده از سوخت‌های بدون کربن می‌پردازد. هدف این تحقیق، بررسی عملکرد شعله‌های پیش‌مخلوط در شرایط احتراق رقیق و ارائه راهکارهایی برای کاهش آلاینده‌هاست. این پژوهش می‌تواند به توسعه فناوری‌های سبزتر در تولید انرژی و طراحی محفظه‌های احتراقی پیشرفته کمک کند.

### ۱.۱ میکروتوربین C30

میکروتوربین C30، یکی از پیشرفته‌ترین سیستم‌های تولید توان و حرارت در مقیاس کوچک است که به‌طور گسترده در کاربردهای صنعتی و تجاری مورد استفاده قرار می‌گیرد. این میکروتوربین با توان تولیدی ۳۰ کیلووات و طراحی ساده و قابل‌اعتماد، گزینه‌ای ایده‌آل برای تولید انرژی در سیستم‌های توزیع غیرمتمرکز به شمار می‌رود. یکی از ویژگی‌های برجسته C30، انعطاف‌پذیری در استفاده از سوخت‌های متنوع است. این دستگاه قابلیت سازگاری با طیف گسترده‌ای از سوخت‌ها، از جمله گاز طبیعی، سوخت‌های مایع (مانند نفت سفید، سوخت‌های هواپیمایی و گازوئیل با گوگرد بسیار کم)، بیوگاز (حاصل از محل‌های دفن زباله یا هاضم‌های بیولوژیکی)، گاز همراه نفت، گاز ترش و گاز پروپان را داراست.

انعطاف‌پذیری در انتخاب سوخت، این امکان را فراهم می‌کند که میکروتوربین C30 در مناطق مختلف با منابع سوختی متنوع و حتی در پروژه‌های سازگار با محیط زیست مورد استفاده قرار گیرد. علاوه بر این، طراحی محفظه احتراق این میکروتوربین به‌گونه‌ای است که عملکرد بهینه‌ای در شرایط احتراق رقیق داشته باشد، که این امر منجر به کاهش چشمگیر انتشار آلاینده‌ها می‌شود. در شکل ۱ میکروتوربین به همراه دیگر متعلقات قابل مشاهده است [۱۹].



شکل ۱- میکروتوربین C30 [۱۹].

Fig. 1. Microturbine C30 [19].

گردابی پیش‌مخلوط آمونیاک-هوا را در یک مشعل شبیه به توربین گازی تحت فشار بالا (تا ۰/۵ MPa) بررسی کردند. نتایج نشان داد که افزایش فشار و استفاده از سیستم تزریق هوای ثانویه، انتشار NO را به حدود ۱۰۰ ppm کاهش داده و انتشار آمونیاک نسوخته را به صفر رسانده است [۱۱].

علاوه بر این، مطالعه گوان و زیائو سال ۲۰۲۳ به بررسی بهبود احتراق آمونیاک با افزودن حداقل هیدروژن در حضور نوسانات ضربانی خودتحریک‌شده پرداخته است. نتایج نشان داد که افزودن تنها ۰/۱ درصد هیدروژن به مخلوط آمونیاک برای دستیابی به احتراق پایدار کافی است. این نوسانات، با بهبود اختلاط سوخت و گسترش دامنه اشتعال، تولید NOx را کاهش می‌دهند [۱۲]. فرانکل و همکاران سال ۲۰۲۱ نیز در بررسی احتراق دوگانه پرفشار (HPDF) نشان داده‌اند که ترکیبات سوختی آمونیاک و هیدروژن می‌توانند به بهبود بازده احتراق و کاهش آلاینده‌ها کمک کنند [۱۳]. نظری و همکاران سال ۲۰۲۲ عملکرد و آلاینده‌ها محفظه احتراق میکروتوربین گازی را با استفاده از مخلوط سوخت آمونیاک و گاز طبیعی بررسی کردند. نتایج نشان داد که با افزایش درصد آمونیاک در سوخت، انتشار NO به‌طور قابل‌توجهی افزایش می‌یابد و در حدود ۱۲/۵ درصد مولار به اوج می‌رسد، اما افزودن بیشتر آمونیاک باعث کاهش NO می‌شود [۱۴]. بستانی و همکاران سال ۲۰۲۳ در یک مطالعه تجربی نشان دادند که افزودن آمونیاک به متان باعث کاهش دمای شعله و تأخیر احتراق در محفظه توربین گازی کوچک می‌شود. همچنین، افزودن آمونیاک تولید NOx را افزایش داده و بازده احتراق را کاهش می‌دهد، در حالی که بر انتشار CO تأثیری ندارد. آن‌ها تأکید کردند که برای بهینه‌سازی احتراق، اصلاحات طراحی در محفظه ضروری است [۱۵].

در مطالعه دیگری، شبیه‌سازی عددی توسط ژائو و همکاران سال ۲۰۱۷ نشان داد که مکانیزم‌های شیمیایی مانند مکانیزم Tian قادر به پیش‌بینی دقیق تأخیر اشتعال و انتشار NOx در شرایط مختلف نسبت هم‌ارزی و فشار هستند. این مکانیزم برای شرایط فشار بالا و ترکیبات سوختی متان-آمونیاک پیشنهاد شده است [۱۶].

پورکاری و همکاران سال ۲۰۲۲ تشکیل NOx را در شعله‌های پیش‌مخلوط رقیق هیدروژن-هوا با نرخ کشش بالا (Strain rate) بررسی کردند. نتایج نشان داد که افزایش نرخ کشش انتشار NOx را کاهش می‌دهد، به‌ویژه از مسیر حرارتی، که این اثر ناشی از کشش بر شعله است [۱۷]. این یافته‌ها نقش حیاتی تکنیک‌های طراحی پیشرفته در مدیریت آلاینده‌های سیستم‌های احتراقی را برجسته می‌کنند.

پژوهش کوبایاشی و همکاران سال ۲۰۱۹ به چالش‌های احتراق آمونیاک از جمله قابلیت اشتعال پایین و تولید بالای NOx پرداخته و نشان داده‌است که استفاده از مدل‌سازی پیشرفته مانند LES می‌تواند

## ۱.۲ مدل احتراقی

نسبت هم‌ارزی یک پارامتر بدون بعد است که به‌طور گسترده در تحلیل احتراق برای کمی‌سازی نسبت مخلوط واقعی سوخت به هوا نسبت به نسبت استوکیومتری سوخت به هوا استفاده می‌شود. این پارامتر اطلاعاتی در مورد عملکرد سیستم احتراقی در شرایط سوخت زیاد (fuel-rich)، سوخت کم (fuel-lean) یا استوکیومتری ارائه می‌دهد. نسبت هم‌ارزی توسط رابطه (۱) بیان می‌شود:

$$\phi = \frac{\left(\frac{Fuel}{Air}\right)_{actual}}{\left(\frac{Fuel}{Air}\right)_{Stoichiometric}} \quad (1)$$

در تفسیر نسبت هم‌ارزی  $\phi$ ، زمانی که  $\phi = 1$  باشد، مخلوط استوکیومتری است و سوخت و هوا به نسبت کامل و مناسب برای احتراق کامل ترکیب شده‌اند، به‌طوری که هیچ سوخت یا اکسیدکننده‌ای پس از واکنش باقی نمی‌ماند. اگر  $\phi > 1$  باشد، مخلوط غنی از سوخت است، به این معنا که مقدار سوخت بیشتر از نیاز برای احتراق کامل است که می‌تواند به احتراق ناقص منجر شود و باعث تولید مونوکسید کربن CO، دوده یا هیدروکربن‌های نسوخته شود. در صورتی که  $\phi < 1$  باشد، مخلوط کم سوخت است و سوخت کمتری نسبت به نیاز برای احتراق کامل وجود دارد. در این حالت، هوای اضافی احتراق کامل را تضمین می‌کند، اما ممکن است باعث کاهش دمای شعله و افت بازدهی شود.

محفظه احتراق مورد مطالعه در زمان استفاده از متان دارای نسبت هم‌ارزی ۰/۱۸ است. همچنین در زمان استفاده از هیدروژن به‌عنوان سوخت به علت ارزش حرارتی بالای هیدروژن، نسبت هم‌ارزی به ۰/۱۲ کاهش می‌یابد.

مدل احتراق نیمه‌پیش مخلوط برای شبیه‌سازی احتراق مورد استفاده قرار گرفت. سیستم‌های احتراق نیمه‌پیش مخلوط شامل شعله‌هایی هستند که مخلوط سوخت و اکسیدکننده در آن‌ها یکنواخت نیست. تحت فرضیات خاص، ترموشیمی به یک پارامتر به نام کسری مخلوط (mixture fraction) کاهش می‌یابد. کسری مخلوط که با  $f$  نشان داده می‌شود، نشان‌دهنده کسری جرمی است که از جریان سوخت منشاء می‌گیرد و با معادله (۲) بیان می‌شود.

$$f = \frac{Z_i - Z_{i,oxid}}{Z_{i,fuel} - Z_{i,oxid}} \quad (2)$$

در مدل احتراق نیمه‌پیش مخلوط، معادله کسری مخلوط یانگین برای توصیف اختلاط سوخت و اکسیدکننده حل می‌شود (معادله (۳)). بر اساس فرض برابر بودن نفوذ (Equal Diffusion Assumption)،

در این مقاله، شبیه‌سازی عددی محفظه احتراق میکروتوربین C30 با تمرکز بر سوخت‌های بدون کربن نظیر هیدروژن و آمونیاک انجام شده‌است. این سوخت‌ها به دلیل عدم تولید دی‌اکسید کربن در فرآیند احتراق، به‌عنوان گزینه‌های امیدوارکننده برای حرکت به سمت سیستم‌های انرژی پاک شناخته می‌شوند.

## ۲ شبیه‌سازی

در این تحقیق، شبیه‌سازی سه‌بعدی در حالت پایا با استفاده از نرم‌افزار ANSYS Fluent و روش حجم محدود انجام شد. یک حل گر مبتنی بر فشار همراه با الگوریتم جفت‌شده به کار گرفته شد، زیرا این روش برای دستیابی به همگرایی صحیح و سریع توصیه می‌شود. جریان درون محفظه احتراق به صورت قابل تراکم و آشفته در نظر گرفته شد.

اثرات گرانشی در این شبیه‌سازی نادیده گرفته شدند. همگرایی زمانی حاصل شد که باقیمانده معادلات احتراق، مومنتوم و آشفستگی به کمتر از  $10^{-5}$  کاهش یافت، در حالی که  $10^{-4}$  به‌عنوان معیار همگرایی برای معادله پیوستگی تعیین شد. از آنجا که جریان درون لاینر از جریان در حلقه خارجی جداست، تنها جریان درون لاینر برای کاهش هزینه‌های محاسباتی و پیچیدگی مدل‌سازی شد [۲۰، ۲۱]. در این پژوهش، معادلات ناویر-استوکس به فرم سه‌بعدی برای شبیه‌سازی جریان سیال مورد استفاده قرار گرفته است. این معادلات شامل معادله پیوستگی برای بیان بقای جرم، معادلات مومنتوم برای توصیف انتقال حرکت سیال و معادله انرژی برای بررسی توزیع دما و انتقال حرارت در سیستم هستند. همچنین مدل تشعشعی DO برای بررسی اثرات انتقال حرارت استفاده شده‌است. این چارچوب ریاضی امکان مدل‌سازی دقیق رفتار جریان سیال و فرآیندهای حرارتی را فراهم کرده و دقت شبیه‌سازی را در تحلیل شرایط پیچیده هندسی و فیزیکی مسئله تضمین می‌کند [۲۲].

جریان داخل محفظه احتراق میکروتوربین به شدت آشفته و گردابی است. برای مدل‌سازی اثرات آشفستگی در چنین جریان‌هایی، مدل‌های  $k - \omega$  و  $k - \varepsilon$  معمولاً مورد استفاده قرار می‌گیرند. مدل  $k - \varepsilon$  یک مدل دو معادله‌ای است که دقت و پایداری خوبی برای اهداف مدل‌سازی عمومی ارائه می‌دهد. به دلیل استفاده گسترده و هزینه محاسباتی پایین، این مدل همچنان یکی از پرکاربردترین مدل‌های آشفستگی در مسائل مهندسی محسوب می‌شود [۲۳]. در این مطالعه، مدل آشفستگی Realizable  $k - \varepsilon$  انتخاب شد، زیرا توانایی ارائه نتایج عددی قابل اعتماد برای جریان‌های گردابی را دارد و در مقایسه با مدل LES، هزینه محاسباتی به‌مراتب کمتری دارد [۲۴].

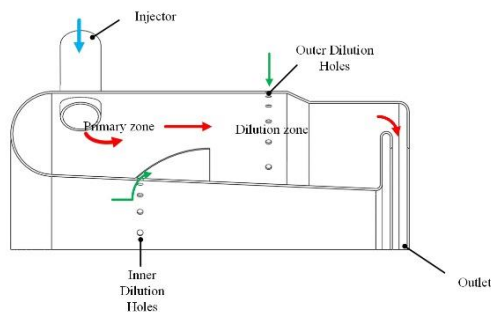
### ۳ مدل سازی هندسی و شبکه بندی

محفظه احتراق میکروتوربین دارای طراحی حلقوی با جریان معکوس است. هندسه این محفظه با استفاده از نرم افزار SolidWorks و بر اساس داده های موجود در منابع [۲۸-۳۰] مدل سازی شده است. شکل ۲ تصویری از محفظه احتراق را همراه با چیدمان انژکتورها و مسیر ورود مخلوط سوخت و هوا نشان می دهد. این محفظه احتراق به دلیل ساختار ویژه اجزای میکروتوربین، از بسیاری دیگر از محفظه های حلقوی متمایز است.

انژکتورهای این محفظه به صورت لوله هایی با قطر ۲/۶۷ سانتی متر طراحی شده اند که دارای سوراخ های محوری و مماسی هستند تا اختلاط سوخت و هوا را پیش از ورود به محفظه بهینه سازی کنند [۳۱]. جریان سوخت و هوای پیش مخلوط شده از طریق این انژکتورها به صورت مماسی به داخل محفظه احتراق وارد می شود.

برای شبکه بندی محفظه احتراق از شبکه بندی بی سازمان استفاده شد. از نرم افزار انسیس مشینگ برای تولید شبکه استفاده شد. المان های شبکه مورد استفاده ترکیبی از المان های چهار وجهی، گوه ای و هرمی هستند. همچنین برای تولید شبکه ناحیه لایه مرزی از المان های Wedge یا Prism استفاده شد. برای افزایش کیفیت مش در نواحی با چرخش مجدد جریان، سمت ورودی و خروجی محفظه از شبکه ریزتری استفاده شد.

Air/Fuel mixture —  
Air —  
Combustion products —



شکل ۲ - هندسه محفظه احتراق [۲۲].

Fig. 2. Combustion chamber geometry [22].

### ۴ استقلال حل از شبکه

برای اطمینان از استقلال شبکه و اعتبار نتایج عددی، تحلیل حساسیت به شبکه با استفاده از شبیه سازی بر روی چند شبکه با تعداد المان های متفاوت انجام شد. میانگین دمای خروجی محفظه  $(T_{out, avg})$  و آلاینده  $NO_x$  در خروجی محفظه به عنوان پارامترهای

معادله کسری مخلوط میانگین (چگالی-وزن دار) به صورت زیر بیان می شود [۲۵]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{f}) + \nabla \cdot (\rho V \bar{f}) = \nabla \cdot \left( \left( \frac{k}{C_p} + \frac{\mu_t}{\sigma_t} \right) \nabla \bar{f} \right) + S_m \quad (3)$$

در معادله (۳)،  $k$  رسانایی حرارتی مخلوط،  $C_p$  گرمای ویژه مخلوط،  $\sigma_t$  عدد پراوتل آشفتگی و  $\mu_t$  ویسکوزیته آشفتگی است. جمله منبع  $S_m$  صرفاً ناشی از انتقال جرم به فاز گاز از قطرات سوخت مایع یا ذرات واکنش دهنده است.

منطقه شعله با مقدار میانگینی از متغیر پیشرفت واکنش ( $\bar{C}$ ) بین صفر و یک نشان داده می شود. این مقدار میانگین در واقع بین صفر و یک در حال نوسان است. پیشروی جبهه شعله با حل معادله انتقال برای متغیر میانگین پیشرفت (۴) واکنش مدل سازی می شود.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{c}) + \nabla \cdot (\rho V \bar{c}) = \nabla \cdot \left( \left( \frac{k}{C_p} + \frac{\mu_t}{S_c} \right) \nabla \bar{c} \right) + \rho S_c \quad (4)$$

### ۲.۲ شرایط مرزی

برای شبیه سازی حالت بار کامل با سوخت متان خالص، شرایط مرزی بر اساس پارامترهای عملکرد میکروتوربین تعیین شدند. انژکتورها به عنوان نازل هایی در نظر گرفته شدند که مخلوطی از سوخت و اکسیدکننده پیش مخلوط شده را به محفظه احتراق تزریق می کنند. دیواره های محفظه به صورت غیرقابل نفوذ و با شرط مرزی بدون لغزش مدل سازی شدند. برای ساده سازی مدل و با توجه به داده های عملکردی محفظه، دمای دیواره به صورت ثابت ۸۷۰ کلوین در نظر گرفته شده است این موضوع پیچیدگی محاسباتی را کاهش می دهد. ورودی های محفظه، شامل انژکتورها و سوراخ های رقیق سازی، به عنوان ورودی سرعت (Velocity Inlets) تعریف شده و خروجی محفظه نیز به صورت خروجی فشار (Pressure Outlet) تنظیم شد. جزئیات کامل شرایط مرزی برای این حالت در جدول ۱ آورده شده است [۲۶، ۲۷].

جدول ۱ - شرایط مرزی.

Table 1. Boundary conditions.

Parameter (unit)	value
Fuel mass flow rate (kg/s)	0.0032
Average mixture fraction at the injector inlet	0.0315
Fuel-air mixture temperature at the injector inlet (Kelvin)	870
Air mass flow rate (kg/s)	0.31
Outlet pressure (kPa)	333

جدول ۲ - اعتبارسنجی نتایج.

Table 2. Validation of results.

Parameter	Experimental results	Numerical results
T <sub>out,ave</sub> (K)	1173	1193
CO at 15% O <sub>2</sub> (ppm)	40	50.9
NO <sub>x</sub> at 15% O <sub>2</sub> (ppm)	9	9.4

مقایسه بین نتایج تجربی و شبیه‌سازی عددی نشان می‌دهد که اختلاف دمای خروجی تنها ۲۰ کلون بوده که معادل یک خطای ۱/۷ درصد است. همچنین، نتایج مربوط به NO<sub>x</sub> حاکی از خطای ناچیز ۴ درصد می‌باشد. با این حال، در مقایسه با داده‌های تجربی، شبیه‌سازی غلظت CO را با اختلاف بیشتری پیش‌بینی کرده‌اند که احتمالاً به دلیل محدودیت‌های مدل احتراقی استفاده‌شده است. پیش‌بینی دقیق این آلاینده در شبیه‌سازی دشوار است، چرا که باید تمامی واکنش‌های احتراقی لحاظ شوند. برای بهبود دقت، می‌توان از مکانیزم‌های پیشرفته‌تر مانند مدل اتلاف گردابه (Eddy Dissipation Model) استفاده کرد، اما این کار منجر به افزایش هزینه‌های محاسباتی و پیچیدگی فرآیند خواهد شد.

## ۶ نتایج

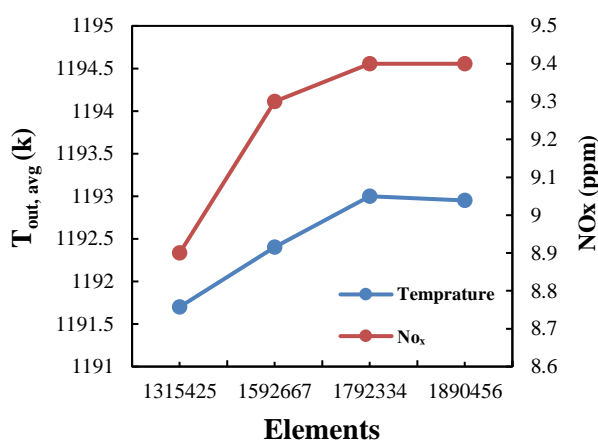
در این مطالعه، ترکیب‌های سوختی مختلفی برای بررسی عملکرد محفظه احتراق میکروتوربین مورد استفاده قرار گرفت. در مرحله اولیه، از متان خالص به‌عنوان سوخت اصلی استفاده شد. این انتخاب به دلیل طراحی اولیه محفظه احتراق برای سوخت متان و همچنین ارزش حرارتی بالای آن، که برابر با ۵۰/۵ MJ/kg است و تأثیر قابل توجه آن بر عملکرد و بازده میکروتوربین، صورت گرفت.

در مرحله دوم، هیدروژن به‌عنوان جایگزین متان انتخاب شد. هیدروژن با ارزش حرارتی ۱۲۰ MJ/kg، به دلیل ویژگی‌های احتراقی خاص، مانند سرعت و دمای شعله بالاتر، توانست تغییرات مهمی در مشخصات احتراق ایجاد کند. در مراحل بعدی، به هیدروژن خالص مقادیر متغیری از آمونیاک با درصد مولی مشخص اضافه شد. این روند به‌صورت گام‌به‌گام و با افزودن ۱۰ درصد مولی آمونیاک در هر مرحله ادامه یافت تا ترکیب نهایی شامل ۵۰ درصد مولی هیدروژن و ۵۰ درصد مولی آمونیاک حاصل شد.

آمونیاک با ارزش حرارتی پایین‌تر برابر با ۱۸/۶ MJ/kg، با افزودن به مخلوط سوخت، ارزش حرارتی ترکیب را کاهش داد. این کاهش ارزش حرارتی، همراه با کاهش دمای شعله و سرعت واکنش، تأثیرات قابل توجهی بر رفتار احتراق داشت. با این حال، استفاده از آمونیاک به

کلیدی برای بررسی استقلال شبکه انتخاب شدند. تعداد المان‌ها در چهار سطح مختلف ۱۳۱۵۴۲۵، ۱۵۹۲۶۶۷، ۱۷۹۲۳۳۴، ۱۸۹۰۴۵۶ تغییر داده شد و دمای خروجی و آلاینده NO<sub>x</sub> برای هر شبکه محاسبه گردید.

نتایج استقلال حل میانگین دمای خروجی و آلاینده NO<sub>x</sub> به صورت نمودار در شکل ۳ نشان داده شده‌اند. همان‌طور که مشاهده می‌شود، با افزایش تعداد المان‌ها، تغییرات میانگین دمای خروجی و آلاینده NO<sub>x</sub> کاهش یافته و در مقادیر بالاتر شبکه به پایداری رسیده است. اختلاف میانگین دمای خروجی و آلاینده NO<sub>x</sub> بین شبکه‌های ۱۷۹۲۳۳۴ و ۱۸۹۰۴۵۶ بسیار ناچیز است.



شکل ۳- بررسی استقلال شبکه: میانگین دمای خروجی و آلاینده NO<sub>x</sub> بر حسب تعداد المان‌ها.

Fig. 3. Mesh independence check: Average outlet temperature and NO<sub>x</sub> pollutant by number of elements.

این موضوع نشان می‌دهد که شبکه با ۱۷۹۲۳۳۴ المان از دقت کافی برخوردار بوده و به‌عنوان شبکه بهینه انتخاب شده است. انتخاب این شبکه بهینه، تعادلی مناسب میان دقت و هزینه محاسباتی ایجاد می‌کند.

## ۵ اعتبارسنجی

عملکرد میکروتوربین با سوخت خالص CH<sub>4</sub> در شرایط بار کامل به عنوان مرجع برای اعتبارسنجی نتایج استفاده شده است. مهم‌ترین داده‌ها برای ارزیابی صحت شبیه‌سازی شامل دمای گازهای خروجی و میزان آلاینده‌ها است. جدول ۲ به مقایسه دمای گازهای خروجی و مقادیر NO<sub>x</sub> و CO حاصل از شبیه‌سازی با داده‌های رسمی ارائه‌شده توسط سازنده میکروتوربین C30 [۱۹، ۲۸، ۲۹ و ۳۲] می‌پردازد.

مرکز محفظه و در ناحیه واکنش برابر با ۱۹۸۱ کلوین است، جایی که احتراق سوخت متان در شرایط پیش آمیخته رخ می‌دهد. حداقل دمای محفظه ۸۷۰ کلوین بوده که عمدتاً در نزدیکی ورودی هوای رقیق‌سازی مشاهده می‌شود.

با ورود هوای رقیق‌سازی به محفظه، دمای جریان به طور قابل توجهی کاهش می‌یابد. این فرآیند باعث بهبود اختلاط و کاهش دمای گازهای خروجی می‌شود که برای محافظت از پره‌های توربین ضروری است. الگوی دمایی نشان می‌دهد که بالاترین دما در مرکز محفظه، جایی که واکنش‌های شیمیایی شدیدتری رخ می‌دهد، قرار دارد. این الگو نتیجه طراحی چرخشی جریان و ورود سوخت و هوا به صورت پیش مخلوط است که منجر به پایداری شعله و احتراق مؤثر می‌شود.

در ناحیه خروجی، دما یکنواخت است و نشان‌دهنده عملکرد مناسب محفظه در کاهش نوسانات دما و بهبود شرایط برای ورود جریان به توربین می‌باشد. این رفتار ناشی از ترکیب مناسب طراحی هندسی، فرآیند رقیق‌سازی و استفاده از مدل احتراقی نیمه پیش‌آمیخته است که برای شبیه‌سازی دقیق فرآیندهای احتراقی در جریان‌های تراکم‌پذیر به کار گرفته شده است.

این تحلیل نشان می‌دهد که طراحی محفظه و شرایط عملیاتی آن، از جمله استفاده از متان به عنوان سوخت، تأثیر مثبتی بر توزیع دما و بهینه‌سازی فرآیند احتراق داشته است.

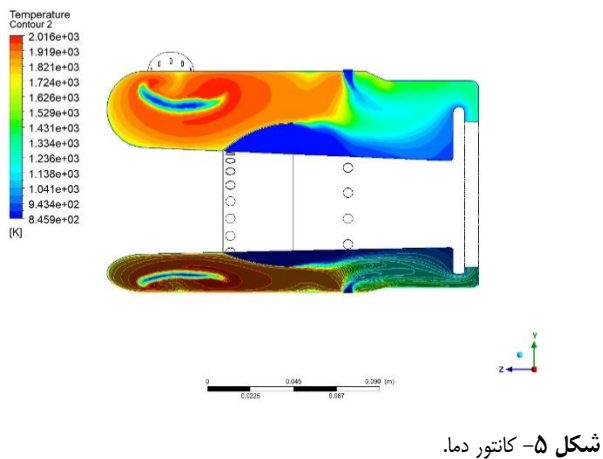


Fig. 5. Temperature contour.

## ۲.۶ اثر افزودن آمونیاک به هیدروژن

تغییرات دما در طول محفظه در شکل ۶ مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین در شکل ۷ خطی که در طول محفظه قرار دارد و نتایج پیرامون این خط به دست آمده است، نشان داده شده است. شبیه‌سازی جریان به صورت پایا انجام شده و شرایط مرزی شامل ورودی‌های سرعت برای سوخت و هوا و خروجی فشار است. دمای ورودی مخلوط سوخت و هوا ۸۷۰ کلوین و فشار اولیه ورودی ۳۵۰ کیلوپاسکال در نظر گرفته شده است.

دلیل نقش آن به عنوان سوخت پایدار و بدون کربن در آینده، مورد توجه قرار گرفت. این ترکیب‌ها برای تحلیل تأثیر بر پارامترهایی مانند دمای گازهای خروجی، تولید آلاینده‌ها و عملکرد کلی محفظه احتراق مورد ارزیابی قرار گرفتند.

## ۱.۶ میدان جریان و دما

محفظه احتراق مورد مطالعه دارای سه انژکتور است که به صورت مماسی در پیرامون آن نصب شده‌اند. طراحی این انژکتورها باعث ایجاد جریان چرخشی قوی در ورودی شده و به تشکیل ناحیه گردابه مرکزی (CRZ) کمک می‌کند. این ناحیه نقش مهمی در بازچرخش گازهای داغ به منطقه واکنش و پایداری شعله دارد. علاوه بر این، سوراخ‌های رقیق‌سازی تعبیه‌شده در دیواره محفظه باعث اختلاط هوای ثانویه با محصولات احتراق می‌شوند که منجر به کاهش دمای گازهای خروجی و جلوگیری از آسیب به پره‌های توربین می‌گردد.

جریان ورودی با سرعت میانگین ۷۷ m/s از انژکتورها وارد محفظه شده و به دلیل طراحی هندسی و ماهیت تراکم‌پذیر، رفتار آشفتگی و پیچیده‌ای نشان می‌دهد [۲۳]. مدل‌سازی جریان آشفتگی با استفاده از روش‌های توربولانسی، برای شبیه‌سازی دقیق اختلاط و توزیع جریان در محفظه ضروری است. تراکم‌پذیری جریان نیز نقش مهمی در توزیع فشار و دما ایفا کرده و تغییرات محسوس در خطوط جریان را به همراه دارد. در شکل ۴ خطوط جریان قابل مشاهده است. خطوط جریان نشان‌دهنده حرکت چرخشی و انتقالی جریان در محیط و طول محفظه احتراق هستند. همچنین نواحی باز چرخش قابل مشاهده سمت خروجی انژکتور باعث اختلاط بیشتر سوخت و هوا می‌شود.

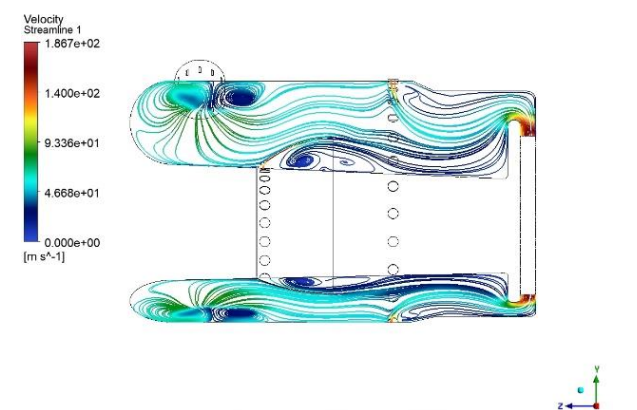
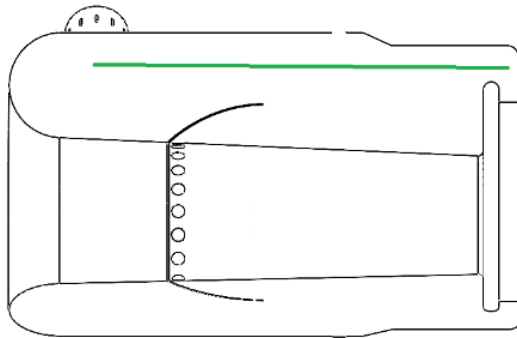


Fig. 4. Streamline.

کانتور دما (شکل ۵) در محفظه احتراق نشان‌دهنده الگوی مشخصی از توزیع دما است که ناشی از فرآیند احتراق و تعامل جریان‌های ورودی و هوای رقیق‌سازی است. حداکثر دمای ثبت‌شده در

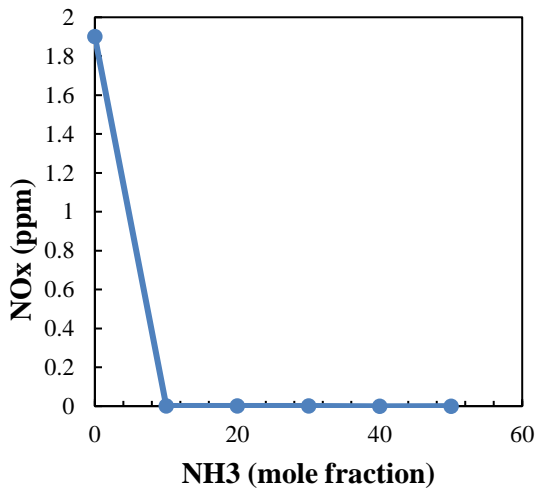
شکل ۴- خطوط جریان.



شکل ۷- خط استخراج نتایج در طول محفظه.

Fig. 7. Extraction line results along the chamber.

لازم به ذکر است که یکی از چالش‌های اصلی در استفاده از آمونیاک به‌عنوان سوخت، تولید بالای آلاینده NOx است. نیتروژن موجود در ساختار شیمیایی آمونیاک باعث می‌شود که در شرایط احتراق معمول، مقادیر زیادی NOx تولید شود. با این حال، نتایج این مطالعه نشان می‌دهد که در شرایط احتراقی پیش‌آمیخته و با استفاده از احتراق رقیق، تولید آلاینده NOx به شکل مطلوبی کاهش می‌یابد. این شرایط با کاهش دمای احتراق و کنترل نرخ واکنش‌های تشکیل‌دهنده NOx همراه است که به کاهش قابل توجه این آلاینده منجر می‌شود.



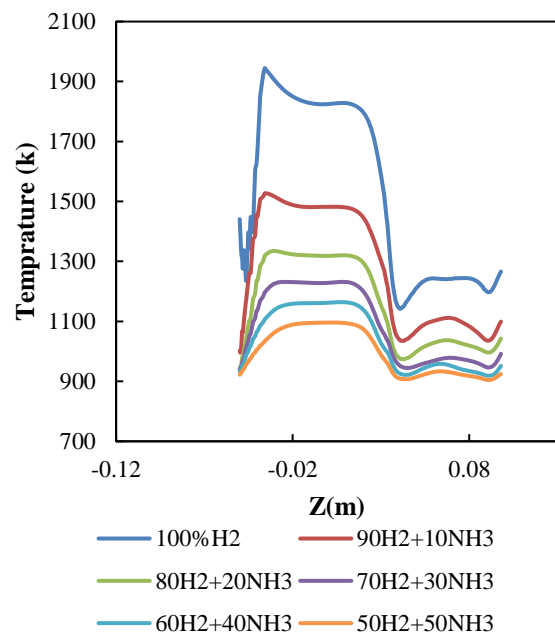
شکل ۸- تأثیر افزایش درصد آمونیاک در مخلوط سوخت هیدروژن-آمونیاک بر میزان آلاینده NOx.

Fig. 8. The effect of increasing the percentage of ammonia in the hydrogen-ammonia fuel mixture on the amount of NOx pollutants.

شرایط احتراقی پیش‌آمیخته و رقیق اگرچه از نظر زیست‌محیطی مزایایی مانند کاهش تولید آلاینده‌های NOx دارد، اما می‌تواند تأثیر منفی بر راندمان توربین‌های گازی به علت کاهش دما داشته باشد.

سوخت مورد استفاده ترکیبی از هیدروژن و آمونیاک است که در مراحل مختلف، درصد آمونیاک از ۰ به ۵۰ درصد افزایش یافته است (از ۱۰۰ درصد هیدروژن تا مخلوط ۵۰ درصد هیدروژن و ۵۰ درصد آمونیاک). احتراق با استفاده از مدل نیمه پیش‌آمیخته و مکانیسم‌های دقیق شیمیایی آمونیاک و هیدروژن مدل‌سازی شده است. مخلوط سوخت و هوا به صورت پیش‌آمیخته وارد محفظه شده و هدف بررسی تأثیر تغییر ترکیب سوخت بر تغییرات دما و آلاینده‌های حاصل از احتراق است.

نتایج نشان می‌دهد که با افزایش درصد آمونیاک در مخلوط سوخت، دمای احتراق در طول محفظه کاهش می‌یابد. به‌عنوان مثال، دمای ماکزیمم احتراق برای سوخت ۱۰۰ درصد هیدروژن به حدود ۱۹۰۰ کلوین می‌رسد، در حالی که برای مخلوط ۵۰ درصد هیدروژن و ۵۰ درصد آمونیاک این دما به کمتر از ۱۳۰۰ کلوین کاهش می‌یابد. این کاهش دما به علت خواص ترموشیمیایی آمونیاک و نقش آن در تعدیل گرمای آزاد شده در واکنش‌های احتراق است. علاوه بر این، استفاده از شرایط احتراقی پیش‌آمیخته و احتراق رقیق نیز به‌طور مستقیم باعث کاهش دما و میزان آلاینده‌های اکسیدهای نیتروژن (NOx) شده است (شکل ۸). نتایج شکل ۸ نشان می‌دهد که احتراق رقیق هیدروژن با شرایط پیش‌آمیخته باعث کاهش تولید میزان NOx به تقریباً ۲ ppm می‌شود. همچنین با اضافه شده آمونیاک به هیدروژن به علت کاهش ارزش حرارتی مخلوط تولید NOx به شدت کاهش پیدا می‌کند.

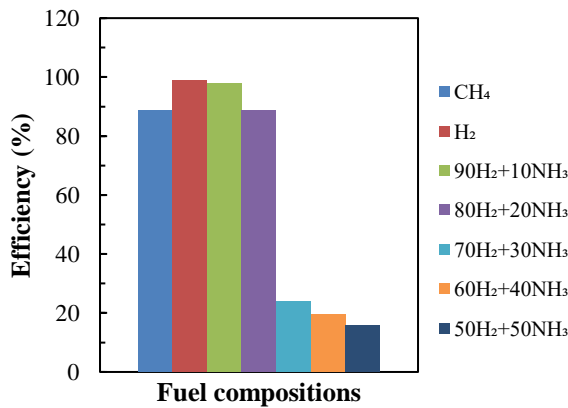


شکل ۶- پروفیل دما در طول محفظه احتراق حلقوی برای ترکیبات مختلف سوخت هیدروژن-آمونیاک.

Fig. 6. Temperature profile along the annular combustion chamber for different hydrogen-ammonia fuel compositions.

شکل ۱۰ راندمان احتراقی را برای ترکیبات مختلف سوخت نشان می‌دهد. در ابتدا، از متان به‌عنوان سوخت استفاده شده که راندمانی برابر با ۸۸/۵ درصد به‌دست آمده است. سپس با جایگزینی متان با هیدروژن، راندمان به ۹۹ درصد افزایش یافته است. این افزایش به دلیل ارزش حرارتی بالای هیدروژن و کاهش مصرف سوخت ورودی به محفظه احتراق رخ داده است.

اضافه شدن آمونیاک به هیدروژن باعث کاهش راندمان شده است که دلیل آن، ارزش حرارتی پایین آمونیاک است. با افزایش درصد آمونیاک در مخلوط از ۲۰ درصد به ۳۰ درصد، راندمان به شدت افت کرده است. این افت ناشی از کاهش میزان هیدروژن در سوخت و نیاز بالای آمونیاک به حرارت برای سوختن کامل است. کاهش میزان هیدروژن در این ترکیب ( $70H_2+30NH_3$ ) منجر به کاهش تولید حرارت شده و راندمان به ۲۴ درصد کاهش یافته است.



شکل ۱۰- راندمان احتراقی با ترکیبات سوخت مختلف.

Fig. 10. Combustion efficiency with different fuel compositions.

## ۷ نتیجه‌گیری

این پژوهش به شبیه‌سازی عددی محفظه احتراق میکروتوربین C30 با استفاده از سوخت‌های بدون کربن نظیر هیدروژن و آمونیاک در شرایط احتراق رقیق و پیش‌آمیخته پرداخت. در این تحقیق از محفظه احتراقی با هندسه حلقوی استفاده شد که به دلیل طراحی خاص خود، امکان ایجاد جریان‌های چرخشی را فراهم کرد. نتایج نشان داد که افزودن آمونیاک به هیدروژن باعث کاهش دمای احتراق و کاهش آلاینده‌های NOx می‌شود. این کاهش به دلیل خواص ترموشیمیایی آمونیاک و اثر آن در کاهش گرمای آزاد شده در واکنش‌های احتراقی بود. همچنین، استفاده از شرایط احتراق رقیق و پیش‌آمیخته به شکل مؤثری موجب کاهش آلاینده‌ها شد.

با این حال، در مقادیر بالای آمونیاک (بیش از ۳۰ درصد)، میزان آمونیاک نسوخته افزایش یافت، که این امر نشان‌دهنده کاهش بازده

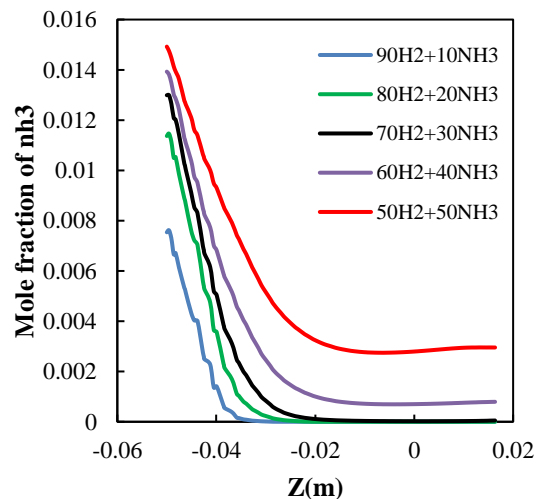
کاهش دمای احتراق باعث افت دمای گازهای خروجی از محفظه می‌شود و این امر به کاهش کارایی سیکل توربین منجر می‌گردد.

تغییرات کسر مولی NH<sub>3</sub> در طول محفظه احتراق بررسی شده است (شکل ۹) تا تأثیر ترکیب سوخت و واکنش‌های احتراقی بر مصرف آمونیاک و رفتار آن در محفظه مشخص شود.

در ورودی محفظه، مخلوط سوخت شامل هیدروژن خالص است و سپس در هر مرحله، ۱۰ درصد آمونیاک به آن اضافه می‌شود، تا در نهایت به ترکیب ۵۰ درصد هیدروژن و ۵۰ درصد آمونیاک برسد. نتایج نشان می‌دهد که در مخلوط‌هایی با درصد آمونیاک کمتر (تا ۳۰ درصد)، تمامی آمونیاک در طول محفظه احتراق به‌طور تقریباً کامل مصرف می‌شود. اما با افزایش درصد آمونیاک به بیش از ۳۰ درصد، بخشی از آمونیاک در خروجی محفظه نسوخته باقی می‌ماند.

در ناحیه اصلی احتراق، یعنی نزدیک به ورودی انژکتورها، کسر مولی NH<sub>3</sub> بیشترین مقدار را دارد. این مقدار با پیشرفت واکنش‌های احتراق کاهش یافته و به مقادیر نزدیک به صفر می‌رسد، به‌ویژه در مخلوط‌هایی با نسبت پایین آمونیاک. با این حال، در مخلوط‌های با درصد آمونیاک بالا، مقداری از NH<sub>3</sub> نسوخته باقی می‌ماند که به علت کاهش دما و کاهش بازده احتراق در این شرایط است. نمودار کسر مولی NH<sub>3</sub> در طول محفظه نشان می‌دهد که هرچه دما در محفظه کاهش یابد، میزان آمونیاک نسوخته افزایش پیدا می‌کند.

این نتایج نشان‌دهنده نقش کلیدی دما و غلظت اولیه آمونیاک در واکنش‌های احتراق و بازده مصرف سوخت است. طراحی بهینه محفظه و تنظیم شرایط احتراقی می‌تواند به مصرف کامل سوخت و کاهش آلاینده‌های ناشی از آمونیاک نسوخته کمک کند.



شکل ۹- تغییرات کسر مولی آمونیاک NH<sub>3</sub> در طول محفظه احتراق حلقوی برای ترکیبات مختلف سوخت هیدروژن-آمونیاک.

Fig. 9. Variations of NH<sub>3</sub> ammonia mole fraction along the annular combustion chamber for different hydrogen-ammonia fuel compositions.

- [5] E. C. Okafor *et al.*, "Towards the development of an efficient low-NOx ammonia combustor for a micro gas turbine," *Proceedings of the Combustion Institute*, vol. 37, no. 4, pp. 4597-4606, 2019, <https://doi.org/10.1016/j.proci.2018.07.083>.
- [6] C. Liu, X. Li, L. Yu, and X. Lu, "Effects of ammonia addition on self-excited Helmholtz and azimuthal thermoacoustic instability modes in a variable-length swirl-stabilized annular combustor," *Aerospace Science and Technology*, vol. 157, 2025, Art. no. 109784, <https://doi.org/10.1016/j.ast.2024.109784>.
- [7] A. S. Singh, Y. Vijrumbana, and V. M. Reddy, "Experimental and computational (Chemical Kinetic+ CFD) analyses of self-recuperative annular tubular porous burner for NH<sub>3</sub>/CH<sub>4</sub>-air non-premixed combustion," *Chemical Engineering Journal*, vol. 481, 2024, Art. no. 148439, <https://doi.org/10.1016/j.cej.2023.148439>.
- [8] B. Sun, X. Kang, and Y. Wang, "Combustion characteristics of ammonia-air in a heat-recirculating Swiss-roll burner," *Physics of Fluids*, vol. 36, no. 11, 2024, <https://doi.org/10.1063/5.0233685>.
- [9] K. D. K. A. Somaratne, A. Hayakawa, and H. Kobayashi, "Numerical investigation on the combustion characteristics of turbulent premixed ammonia/air flames stabilized by a swirl burner," *Journal of Fluid Science and Technology*, vol. 11, no. 4, pp. 1-10, 2016, Art. no. JFST0026, <https://doi.org/10.1299/jfst.2016jfst0026>.
- [10] L. Mazzotta *et al.*, "Modeling ammonia-hydrogen-air combustion and emission characteristics of a generic swirl burner," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 146, no. 9, 2024, Art. no. 091022, <https://doi.org/10.1115/1.4064807>.
- [11] K. D. K. A. Somaratne, S. Hatakeyama, A. Hayakawa, and H. Kobayashi, "Numerical study of a low emission gas turbine like combustor for turbulent ammonia/air premixed swirl flames with a secondary air injection at high pressure," *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 42, no. 44, pp. 27388-27399, 2017, <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2017.09.089>.
- [12] Y. Guan and D. Zhao, "Enhancing ammonia combustion with minimum hydrogen blended in presence of self-excited intermittent pulsating oscillations," *Physics of Fluids*, vol. 35, no. 5, 2023, <https://doi.org/10.1063/5.0147474>.
- [13] S. Frankl, S. Gleis, S. Karmann, M. Prager, and G. Wachtmeister, "Investigation of ammonia and hydrogen as CO<sub>2</sub>-free fuels for heavy duty engines using a high pressure dual fuel combustion process," *International Journal of Engine Research*, vol. 22, no. 10, pp. 3196-3208, 2021, <https://doi.org/10.1177/1468087420967873>.
- [14] M. Nozari, M. Eidiattarzade, S. Tabejamaat, and B. Kankashvar, "Emission and performance of a micro gas turbine combustor fueled with ammonia-natural

احتراق در این شرایط است. اگرچه شرایط احتراقی رقیق منجر به کاهش آلاینده‌های زیست‌محیطی شد، اما ممکن است بر کارایی سیکل توربین اثر منفی بگذارد. راندمان احتراقی سوخت‌ها نشان داد که جایگزینی متان با هیدروژن منجر به افزایش راندمان از ۸۸/۵ درصد به ۹۹ درصد می‌شود، که این امر به ارزش حرارتی بالای هیدروژن و کاهش مصرف سوخت مرتبط است. با افزودن آمونیاک به هیدروژن، راندمان به دلیل ارزش حرارتی پایین آمونیاک کاهش یافت. افزایش درصد آمونیاک در مخلوط از ۲۰ درصد به ۳۰ درصد راندمان را به‌طور چشمگیری به ۲۴ درصد کاهش داد، زیرا احتراق کامل آمونیاک به حرارت بیشتری نیاز دارد و کاهش سهم هیدروژن نیز تولید حرارت را محدود می‌کند.

به‌ویژه در طراحی محفظه‌های احتراقی برای سوخت‌های ترکیبی هیدروژن-آمونیاک، تأکید بر تنظیم شرایط احتراقی و بهینه‌سازی طراحی محفظه برای دستیابی به بازده بالا و آلاینده‌گی پایین ضروری است. این تحقیق با بهره‌گیری از مدل‌های احتراقی پیشرفته و تحلیل دقیق جریان، نقش کلیدی سوخت‌های بدون کربن در توسعه فناوری‌های سبزتر و کاهش آلاینده‌ها را برجسته می‌کند. نتایج ارائه‌شده می‌تواند به‌عنوان مرجعی برای طراحی و بهینه‌سازی سیستم‌های احتراقی پیشرفته در میکروتوربین‌ها مورد استفاده قرار گیرد.

## تعارض منافع

هیچ‌گونه تعارض منافع توسط نویسندگان بیان نشده‌است.

## مراجع

- [1] C. D. Avila *et al.*, "Experimental assessment of the performance of a commercial micro gas turbine fueled by ammonia-methane blends," *Applications in Energy and Combustion Science*, vol. 13, 2023, Art. no. 100104, <https://doi.org/10.1016/j.jaecs.2022.100104>.
- [2] Y. Li, J. Sun, Q. Huang, R. Kneer, and S. Li, "Effects of fuel/air distribution on the NH<sub>3</sub>/CH<sub>4</sub> flame stability limit and NO<sub>x</sub> emission in a dual-annular burner," *Combustion and Flame*, vol. 268, 2024, Art. no. 113606, <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2024.113606>.
- [3] R. Ichimura, K. Hadi, N. Hashimoto, A. Hayakawa, H. Kobayashi, and O. Fujita, "Extinction limits of an ammonia/air flame propagating in a turbulent field," *Fuel*, vol. 246, pp. 178-186, 2019, <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.02.110>.
- [4] D. Füzesi, S. Wang, V. Józsa, and C. T. Chong, "Ammonia-methane combustion in a swirl burner: Experimental analysis and numerical modeling with flamelet generated manifold model," *Fuel*, vol. 341, 2023, Art. no. 127403, <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2023.127403>.

- [25] C. Xiao *et al.*, "Simulation of combustion flow of methane gas in a premixed low-swirl burner using a partially premixed combustion model," *Journal of Thermal Science*, vol. 31, no. 5, pp. 1663-1681, 2022, <https://doi.org/10.1007/s11630-022-1611-z>.
- [26] A. Sohrabi and S. M. Mirsajedi, "3D simulation and study of biogas combustion in C30 microturbine annular combustion chamber," *Fuel and Combustion*, vol. 17, no. 1, pp. 72-86, 2024, (in Persian), <https://doi.org/10.22034/jfnc.2024.456905.1392>.
- [27] A. Sohrabi and S. M. Mirsajedi, "Simulation of microturbine combustion chamber performance with syngas: Analysis of compositions derived from coal and biomass," *Fuel and Combustion*, vol. 18, no. 1, pp. 29-48, 2025, <https://doi.org/10.22034/jfnc.2025.500958.1422>.
- [28] C. Abagnale, M. C. Cameretti, R. De Robbio, and R. Tuccillo, "Thermal cycle and combustion analysis of a solar-assisted micro gas turbine," *Energies*, vol. 10, no. 6, 2017, Art. no. 773, <https://doi.org/10.3390/en10060773>.
- [29] J. Chen, M. G. Mitchell, and J. G. Nourse, "Development of ultra-low emission diesel fuel-fired microturbine engines for vehicular heavy duty applications: Combustion modifications" in *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air, Volume 5: Industrial and Cogeneration; Microturbines and Small Turbomachinery; Oil and Gas Applications; Wind Turbine Technology*, Glasgow, UK, 2010, Paper GT2010-23181, pp. 521-530, <https://doi.org/10.1115/GT2010-23181>.
- [30] J. Chen, M. G. Mitchell, and J. G. Nourse, "Development of ultra-low emission liquid fuel-fired microturbine engines for vehicular heavy duty applications," presented at the Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air, 2009, <https://doi.org/10.1115/GT2009-60257>.
- [31] C. Bolszo and V. McDonell, "Emissions optimization of a biodiesel fired gas turbine," in *Proceedings of the Combustion Institute*, vol. 32, no. 2, pp. 2949-2956, 2009, <https://doi.org/10.1016/j.proci.2008.07.042>.
- [32] M. C. Cameretti, "Modelling of a hybrid solar micro-gas turbine fuelled by biomass from agriculture product," *Energy Reports*, vol. 6, pp. 105-116, 2020, <https://doi.org/10.1016/j.egy.2019.10.026>.
- [33] A. Sohrabi and S. Mirsajedi, "3D simulation of the annular combustion chamber of a micro-turbine with hydrogen-methane mixture and partially premixed combustion model," *Mechanical Engineering*, vol. 24, no. 12, pp. 727-738, 2024, <http://dx.doi.org/10.48311/mme.24.12.727>.
- gas," *International Journal of Engine Research*, vol. 23, no. 6, pp. 1012-1026, 2022, <https://doi.org/10.1177/14680874211005052>.
- [15] M. Bastani, S. Tabejamaat, and H. Ashini, "Experimental study of ammonia-methane mixture combustion in the micro gas turbine combustor," *Fuel and Combustion*, vol. 15, no. 3, pp. 120-138, 2023, (in Persian), <https://doi.org/10.22034/jfnc.2023.386973.1341>.
- [16] H. Xiao, A. Valera-Medina, R. Marsh, and P. J. Bowen, "Numerical study assessing various ammonia/methane reaction models for use under gas turbine conditions," *Fuel*, vol. 196, pp. 344-351, 2017, <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.01.095>.
- [17] A. Porcarelli, B. Kruljevic, and I. Langella, "NOx emissions trends in hydrogen lean premixed flamelets at high strain rate," *arXiv preprint arXiv:2207.03913*, 2022, <https://doi.org/10.48550/arXiv.2207.03913>.
- [18] H. Kobayashi, A. Hayakawa, K. K. A. Somarathne, and E. C. Okafor, "Science and technology of ammonia combustion," *Proceedings of the Combustion Institute*, vol. 37, no. 1, pp. 109-133, 2019, <https://doi.org/10.1016/j.proci.2018.09.029>.
- [19] C. T. Corporation, "C30 microturbine high-pressure natural gas data sheet," Chatsworth, CA, USA, Capstone P/N 331140A, 2017. [Online]. Available: [www.capstoneturbine.com](http://www.capstoneturbine.com).
- [20] S. Patankar, "Numerical heat transfer and fluid flow," 2018, <https://doi.org/10.1201/9781482234213>.
- [21] A. Fluent, "Ansys fluent theory guide," *Ansys Inc., USA*, vol. 15317, pp. 724-746, 2011.
- [22] A. Sohrabi and S. M. Mirsajedi, "Three-dimensional simulation of wet combustion of hydrogen-methane mixture in the annular combustion chamber of a microturbine," *Journal of Applied Fluid Mechanics*, vol. 18, no. 6, pp. 1396-1411, 2025, <https://doi.org/10.47176/jafm.18.6.3257>.
- [23] S. Chen, D. Zhao, H. K. H. Li, T. Y. Ng, and X. Jin, "Numerical study of dynamic response of a jet diffusion flame to standing waves in a longitudinal tube," *Applied Thermal Engineering*, vol. 112, pp. 1070-1082, 2017, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.10.152>.
- [24] F. Fantozzi, P. Laranci, M. Bianchi, A. De Pascale, M. Pinelli, and M. Cadorin, "CFD simulation of a microturbine annular combustion chamber fuelled with methane and biomass pyrolysis syngas: Preliminary results," in *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea, and Air, Volume 2: Combustion, Fuels and Emissions*, Orlando, Florida, USA, 2009, Paper GT2009-60030, pp. 811-822, <https://doi.org/10.1115/GT2009-60030>.