



# The effect of nozzle holes number with a focus on spray dynamics characteristics and its role in the performance and emissions of an RCCI engine

Mehran Nazemian<sup>1\*</sup>, Mehrdad Nazemian<sup>2</sup>

1- Mechanical Department, Vahdat institute of Higher Education, Torbat-e Jam, Iran

2- Mechanical Engineering Department, Sahand University of Technology, Tabriz, Iran

## ARTICLE INFO

### Keywords:

RCCI Engine  
Nozzle Hole Number  
Fuel Atomization  
Combustion Efficiency  
Exhaust Emissions

## ABSTRACT

In this study, the effect of nozzle hole number on fuel injection, atomization, mixing quality, combustion characteristics, and exhaust emissions in an RCCI engine was investigated using three-dimensional simulations in CONVERGE software. The results revealed that increasing the number of nozzle holes leads to a reduction in fuel injection pressure and velocity, consequently cumulative the Sauter mean diameter. This reduction in kinetic energy and turbulence weakens both primary and secondary droplet breakup processes, significantly lowering fuel evaporation rates and mixing quality. With a 3-hole nozzle, the high kinetic energy of the spray resulted in finer droplets, faster evaporation, and improved fuel- air mixing, leading to a shorter ignition delay and enhanced combustion and gross indicated efficiency, which were 17.03 degrees, 92.1%, and 39.4%, respectively. Conversely, increasing the hole number to 6 (baseline) and 9 reduced spray kinetic energy and enlarged droplet sizes, which increased the mixing duration and combustion period, thereby deteriorating the atomization process. From an emissions perspective, a higher number of nozzle holes caused an increase in HC and CO emissions due to incomplete combustion, while NO<sub>x</sub> emissions decreased as a result of lower peak combustion temperatures. The findings demonstrate that nozzles with fewer holes significantly enhance combustion performance and thermal efficiency in RCCI engines by improving atomization, promoting efficient fuel- air mixing, and reducing ignition delay.



© 2025 Iranian Society of Engine, Tehran, Iran. This article is an open-access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution Noncommercial 4.0 International (CC BY-NC 4.0 license). (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>).

\* Corresponding author

E-mail address: [Mehran\\_nazemian@yahoo.com](mailto:Mehran_nazemian@yahoo.com) (M. Nazemian)

Received 21 December 2024; Accepted 23 March 2025

E-ISSN: 2345-4121/ISSN: 1735-5214

**Cite this article:** Nazemian M, Nazemian M. The effect of nozzle holes number with a focus on spray dynamics characteristics and its role in the performance and emissions of an RCCI engine. 2025 Nov 22;72(3):1-23. doi: 10.22034/ER.2025.2048475.1072

## تأثیر تعداد سوراخ‌های افشانه با تمرکز بر خصوصیات دینامیکی آن و نقش آن در عملکرد و آلاینده‌گی موتور RCCI

مهران ناظمیان<sup>۱\*</sup>، مهرداد ناظمیان<sup>۲</sup>

۱- گروه مهندسی مکانیک، موسسه آموزش عالی وحدت، تربت جام، ایران  
۲- گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند، تبریز، ایران

### چکیده

در این مطالعه، اثر تعداد سوراخ‌های افشانه بر فرآیند تزریق، تمیزه کردن سوخت، کیفیت اختلاط، مشخصه‌های احتراقی و آلاینده‌های خروجی در یک موتور RCCI با استفاده از شبیه‌سازی سه‌بعدی در نرم افزار کانورج، بررسی شد. نتایج نشان داد که افزایش تعداد سوراخ‌های افشانه منجر به کاهش فشار و سرعت تزریق سوخت شده و در پی آن، قطر متوسط قطرات سوخت افزایش می‌یابد. این کاهش انرژی جنبشی و آشفته‌گی جریان، فرآیند شکست اولیه و ثانویه قطرات را تضعیف کرده و نرخ تبخیر سوخت و کیفیت اختلاط را به‌طور قابل توجهی کاهش می‌دهد. در افشانه با ۳ سوراخ، انرژی جنبشی بالای جریان پاشش منجر به تولید قطرات ریزتر، تبخیر سریع‌تر و بهبود اختلاط سوخت و هوا شد که به کاهش زمان تأخیر در اشتعال، افزایش بازده احتراقی و بازده داخلی ناخالص انجامید که بترتیب معادل ۱۷،۰۳ درجه، ۹۲،۱٪ و ۳۹،۴٪ شده‌اند. در مقابل، افزایش تعداد سوراخ‌ها به ۶ (تعداد سوراخ افشانه پایه) و ۹، بدلیل افت انرژی جنبشی جریان و بزرگ‌تر شدن قطر قطرات سوخت، زمان اختلاط و مدت‌زمان احتراق را افزایش داده و موجب تضعیف فرآیند تمیزه کردن شد. همچنین از منظر آلاینده‌گی، افزایش تعداد سوراخ‌های افشانه، منجر به افزایش انتشار آلاینده‌های HC و CO بواسطه احتراق ناقص و کاهش انتشار اکسیدهای ازت بدلیل افت دمای حداکثری احتراق شد. نتایج این تحقیق نشان می‌دهد که افشانه با تعداد سوراخ کمتر، بدلیل بهبود فرآیند تمیزه کردن، اختلاط کارآمدتر و کاهش تأخیر در اشتعال، عملکرد احتراقی و بازده حرارتی موتور RCCI را به صورت چشمگیر بهبود می‌دهد.

### اطلاعات مقاله

#### کلیدواژه‌ها:

موتور RCCI  
تعداد سوراخ افشانه  
اتمیزه کردن سوخت  
کارایی احتراق  
انتشار آلاینده‌ها



© 2025 Iranian Society of Engine, Tehran, Iran. This article is an open-access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution NonCommercial 4.0 International (CC BY-NC 4.0 license). (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>).

\* نویسنده مسئول

پست الکترونیکی: [Mehran\\_nazemian@yahoo.com](mailto:Mehran_nazemian@yahoo.com) (مهران ناظمیان)

دریافت ۱ دی ۱۴۰۳؛ پذیرش ۳ فروردین ۱۴۰۴

شاپای الکترونیکی: ۱۷۳۵-۵۲۱۴ / شاپای چاپی: ۲۳۴۵-۴۱۲۱

**Cite this article:** Nazemian M, Nazemian M. The effect of nozzle holes number with a focus on spray dynamics characteristics and its role in the performance and emissions of an RCCI engine. 2025 Nov 22;72(3):1-23. doi: 10.22034/ER.2025.2048475.1072

## ۱- مقدمه

امروزه با توجه به گسترش بیماری‌های تنفسی و اهمیت کاهش گازهای گلخانه‌ای نیاز به دستیابی به موتورهای احتراق داخلی با بازده بیشتر کاملاً محسوس است. این نیاز به افزایش بازده، باعث شده است تولید کنندگان خودروهای سبک و سنگین بیش از پیش به موتورهای اشتعال تراکمی دلیل بازده احتراقی بیشتر توجه نمایند. با این وجود تنظیم آلاینده‌های دوده<sup>۱</sup> و اکسیدهای ازت<sup>۲</sup> یکی از چالش‌های بزرگ موتورهای اشتعال تراکمی است. علاوه بر این، در سال‌های اخیر قوانین سخت گیرانه‌ای در راستای کاهش تولید کربن دی‌اکسید و کاهش مصرف سوخت در خودروهای دیزلی سبک و سنگین وضع شده است [۱].

از این رو، برای بهینه کردن هزینه‌های زیست محیطی و اقتصادی، پژوهش‌های انجام یافته جهت کاهش همزمان آلاینده‌ها و حفظ بازده بالای موتور، منجر به توسعه راهبردهای پیشرفته احتراقی بر پایه احتراق دما پایین بدون نیاز به سامانه واکنشگر شده است. این راهبردهای پیشرفته معمولاً بر مبنای تنظیم شروع احتراق جهت بهبود اختلاط سوخت و هوا می‌باشند که منجر به کاهش نسبت هم ارزی محلی یا دما و یا هر دوی آنها می‌شود و بنابراین به عنوان راهبردهای احتراق دما پایین شناخته شده می‌شوند [۲].

یکی از این راهبردها، راهبرد احتراق تراکمی تنظیم واکنشی<sup>۳</sup> است که به طور همزمان بازده حرارتی قوی و تولید بسیار اندک آلاینده‌های اکسیدهای ازت و ذرات دوده را به همراه دارد. در این نوع موتورها سوخت با واکنش‌پذیری ضعیف به صورت پیش‌آمیخته از طریق دریچه ورودی به داخل محفظه احتراق فرستاده می‌شود و سوخت با واکنش‌پذیری بالا به صورت مستقیم به داخل محفظه احتراق تزریق می‌شود. این امر موجب می‌شود تا به طور قابل ملاحظه‌ای مرحله احتراق، نرخ افزایش فشار و نرخ آزاد سازی حرارت تنظیم شود [۳].

طیف وسیعی از مطالعات توسط محققان با اهداف مختلف انجام شده است. در تحقیقات انجام شده مهم ترین چالش در این نوع موتورها سطوح بالاتر مونوکسید کربن<sup>۴</sup> و هیدروکربن<sup>۵</sup> نسبت به موتورهای دیگر مانند اشتعال جرقه‌ای و اشتعال تراکمی است. یکی از مهم ترین اهداف راهبرد موتور RCCI، بهینه سازی هندسه محفظه احتراق است. در این تحقیقات مشخص گردید که عمق کاسه سمبه تأثیر قابل ملاحظه‌ای را بر بازده داخلی ناخالص<sup>۶</sup> انتقال حرارت دارد [۴-۷]. همچنین در مطالعه دیگری ناظمیان و همکاران [۸] نشان دادند که عمق کاسه سمبه تأثیر بیشتری بر اگزوزی کار، انتقال حرارت و بازگشت‌ناپذیری دارد، در حالی که ارتفاع شکاف ناحیه بالای حلقه اول<sup>۷</sup> بر تولید هیدروکربن‌های نسوخته و اگزوزی شیمیایی اثرگذار است. همچنین، افزایش عمق کاسه سمبه موجب کاهش بازده قانون دوم به دلیل افزایش سطح انتقال حرارت می‌شود، در حالی که افزایش ارتفاع شکاف، بازده قانون دوم را از طریق کاهش واکنش‌های شیمیایی بهبود می‌بخشد.

از دیگر متغیرهایی که تأثیر قابل ملاحظه‌ای بر روی عملکرد و آلاینده‌ی موتور RCCI دارند، متغیرهای تزریق سوخت می‌باشند. به عنوان مثال، انتخاب یک زاویه افشانه مناسب همراه با کاهش فشار تزریق منجر به انتشار کمتر آلاینده‌های هیدروکربن و مونوکسید کربن و افزایش بازده داخلی ناخالص می‌شود [۹، ۱۰]. در مطالعات دیگری زمان تزریق سوخت دیزل زود هنگام شد، که این امر باعث شد تا آلاینده مونوکسید کربن و هیدروکربن‌های نسوخته<sup>۸</sup> کاهش و آلاینده اکسیدهای ازت افزایش یابد [۱۱-۱۳]. علت این اتفاق تغییر فرآیند احتراق از مخلوط تنظیم به واکنش تنظیم است [۱۴].

1 Soot

2 NO<sub>x</sub>

3 RCCI

4 CO

5 HC

6 GIE

7 Top Land Height

8 UHC

متغیر مهم دیگر که بر روی خصوصیات عملکردی و آلاینده‌گی موتور RCCI تأثیر می‌گذارد، بازخورانی گازهای خروجی است. مطالعات مختلف نشان دادند که معمولاً برای بهینه‌سازی موتور RCCI به خصوص در دوره‌های بالا نیاز است تا از EGR استفاده شود [۱۵]. در بعضی از مطالعات انجام شده این موضوع مشخص شد که با افزایش درصد EGR، نرخ افزایش بیشینه فشار، اکسیدهای ازت و دوده کاهش یافته‌اند [۱۶-۱۹]. دلیل به وقوع پیوستن این اتفاق، کاهش دمای داخل محفظه احتراق به دلیل تأثیر حرارتی و رقیق‌سازی EGR است. در بعضی از مطالعات نشان داده شده است که هیدروکربن‌های نسوخته و مونوکسید کربن با افزایش درصد EGR به دلیل ایجاد شدن نواحی غنی محلی، افزایش یافته‌اند [۱۹، ۲۰]. همچنین دور موتور متغیر مهم دیگری است که توسط محققان بر روی موتور RCCI مورد مطالعه قرار گرفته است. اسد و همکارانش [۲۱] در این مطالعه به تجزیه و تحلیل تأثیر دور موتور با راهبرد احتراق دما پایین<sup>۱</sup> بر روی آلاینده‌هایی نظیر اکسیدهای ازت و دوده بصورت تجربی پرداخته، که نتایج آن نشان می‌دهد طولانی تر شدن زمان اختلاط و اکسیژن موجود در سوخت تضمین کننده کاهش آلاینده اکسیدهای ازت و دوده می‌گردد. همچنین پیکانی و همکارانش [۲۲] نشان دادند که با افزایش دور موتور، زمان در دسترس برای وقوع واکنش‌های شیمیایی کاهش می‌یابد که منجر به احتراق ناقص و در نتیجه افزایش آلاینده هیدروکربن و مونوکسید کربن می‌گردد. بناجس و همکارانش [۲۳] در مطالعه خود به این نتیجه دست یافتند که سطوح غیرقابل قبول مونوکسید کربن و هیدروکربن‌های نسوخته در تمام دوره‌های موتور تولید می‌شود. این سطوح باید ناشی از حجم شکاف‌ها است. مطالعات دیگری نشان دادند در دوره‌های موتور پایین تولید و انتشار آلاینده اکسیدهای ازت به دلیل افزایش زمان اختلاط و در نتیجه بهبود فرآیند احتراق، افزایش می‌یابد [۲۴-۲۷]. همانطور که مشاهده شد، اکثر مطالعات به بررسی تأثیر متغیرهای تزریق سوخت، هندسه محفظه احتراق و دور موتور بر روی عملکرد و آلاینده‌گی موتور RCCI پرداخته‌اند که در ادامه به تحقیقاتی اشاره شده است که تأثیر تعداد سوراخ افشانه افشانه بر روی عملکرد و آلاینده‌گی موتورهای احتراق داخلی را مورد مطالعه قرار داده‌اند.

تعداد و آرایش سوراخ‌های افشانه در طراحی افشانه سوخت تأثیر زیادی بر دینامیک جریان و ویژگی‌های افشانه دارد. این امر به ویژه بر اتمیزه شدن سوخت و ویژگی‌های افشانه تأثیر می‌گذارد. مطالعه‌ی مون و همکاران [۲۸] با مقایسه افشانه‌های دیزلی تک‌سوراخ و چندسوراخ (۳ سوراخ و ۶ سوراخ) نشان داد که افشانه‌های چندسوراخ ویژگی‌های جریان و حرکت سوزن متفاوتی نسبت به افشانه‌های تک‌سوراخ دارند. این پژوهش با استفاده از تصویربرداری مرحله‌تضاد رنگ‌های پرتو ایکس، الگوهای جریان را تحلیل کرد و نشان داد که آرایش و تعداد سوراخ‌ها بر توسعه جریان اولیه در افشانه‌های دیزلی تأثیرگذار است.

در ادامه، ژائو و همکاران [۲۹] اثر آرایش سه‌سوراخ افشانه را بر افشانه در موتورهای تزریق مستقیم متانول-دیزل بررسی کردند و دریافتند که پیکربندی افشانه به‌طور قابل‌توجهی بر شکل‌گیری افشانه و دینامیک احتراق تأثیر دارد. همچنین، روخاس‌رینوسو و همکاران [۳۰] تأکید کردند که هندسه افشانه، از جمله تعداد سوراخ‌ها، مستقیماً بر نرخ تزریق و ویژگی‌های افشانه تأثیر می‌گذارد که برای بهینه‌سازی عملکرد موتور حیاتی هستند.

در مطالعه دیگری فیروزی و همکاران [۳۱] تأثیر هندسه‌های مختلف اوریفیس<sup>۲</sup> (مثلثی، دوزنقه‌ای و بوت) بر انتقال گذرا جرم گرما و مقادیر نشان دهنده احتراق و گونه‌های آلاینده هوا در افشانه‌های سامانه پیش‌رانه دریایی با استفاده از کد AVL-Fire را بررسی کردند. نتایج نشان می‌دهند که هندسه مخروطی همگرا با شکل حرکت سوزن دوزنقه‌ای بهترین عملکرد موتور، بازده‌های بالاتر و آلودگی ازت اکسید کمتری دارد. در حالی که هندسه مخروطی واگرا با شکل سوزن دوزنقه‌ای آلودگی کربن مونوکسید کمتری تولید می‌کند.

تأثیر تعداد سوراخ‌های افشانه بر عملکرد و بازده احتراق نیز از دیگر مباحث مهم در طراحی افشانه‌ها است. یالیوال و

<sup>1</sup> LTC

<sup>2</sup> Orifice

همکاران [۳۲] تأثیر هندسه افشانه، از جمله تعداد سوراخ‌ها، بر عملکرد یک موتور دیزل دوگانه‌سوز را بررسی کردند. یافته‌ها نشان داد که افزایش تعداد سوراخ‌های افشانه باعث بهبود اتمیزه شدن سوخت و بازده احتراق می‌شود و در نتیجه بازده حرارتی ترمزی<sup>۱</sup> بهبود می‌یابد. در مطالعه دیگری، یوسف و همکاران [۳۳] تأثیر تغییرات در قطر و تعداد سوراخ‌های افشانه بر عملکرد و آلایندگی موتورهای تزریق مستقیم بنزین را بررسی کردند. نتایج نشان داد که با افزایش قطر و تعداد سوراخ‌ها، توان موتور، انتقال حرارت، فشار استوانه و دما افزایش می‌یابد و پیکربندی‌های بهینه بهترین عملکرد را ارائه می‌دهند.

مطالعاتی که تأثیر تغییر تعداد سوراخ‌های افشانه بر آلایندگی و تأثیرات زیست‌محیطی را بررسی کرده‌اند، نشان دادند که کاهش تعداد سوراخ‌های افشانه در یک موتور بیودیزل باعث کاهش انتشار اکسیدهای ازت می‌شود، زیرا تعداد کمتر سوراخ‌ها به مخلوط‌های درست<sup>۲</sup> محلی‌تر و کاهش مناطق با دمای بالا منجر می‌شود که تولید اکسیدهای ازت را تشدید می‌کنند [۳۴، ۳۵]. در مقابل، لی و همکاران [۳۶] گزارش دادند که افزایش تعداد سوراخ‌ها ممکن است باعث افزایش انتشار دوده شود. دونگ و همکاران [۳۷] تأثیر تعداد سوراخ‌های افشانه بر احتراق و آلایندگی یک موتور دوگانه‌سوز اتانول/دیزل را بررسی کردند. نتایج آن‌ها نشان داد که کاهش تعداد سوراخ‌های افشانه باعث کاهش آلایندگی اکسیدهای ازت اما افزایش آلایندگی دوده می‌شود و به این ترتیب، موازنه‌هایی در طراحی افشانه وجود دارد. پارک و همکارانش [۳۸] تأثیر چیدمان سوراخ‌های افشانه بر مصرف سوخت و آلایندگی را الگوسازی کردند و نشان دادند که تعداد بهینه سوراخ‌ها برای دستیابی به احتراق مؤثر و کاهش آلایندگی ضروری است.

پیشرفت‌های اخیر در دینامیک سیالات محاسباتی<sup>۳</sup> و روش‌های تجربی مانند تصویربرداری فوق سریع پرتو ایکس، بینش‌های عمیق‌تری در مورد تأثیر طراحی افشانه بر دینامیک افشانه و فرآیندهای احتراق ارائه کرده‌اند. مون و همکاران [۳۹] با استفاده از روش‌های شتاب‌دهنده همگام<sup>۴</sup> پرتو ایکس، تجزیه و دینامیک سوراخ افشانه‌های چندسوراخ GDI را تحلیل کردند و نشان دادند که طراحی سوراخ‌های افشانه به‌طور قابل‌توجهی جریان تزریق در نزدیکی افشانه و ویژگی‌های افشانه را تغییر می‌دهد.

زارعی و همکاران [۴۰] مطالعه‌ای درباره تأثیر تعداد سوراخ‌های افشانه بر ضریب انتقال حرارت و فشار در یک موتور هیدروژن-دیزل انجام دادند. یافته‌های آن‌ها نشان داد که افزایش تعداد سوراخ‌های افشانه معمولاً منجر به کاهش حداکثر ضریب انتقال حرارت در محفظه احتراق می‌شود.

همچنین، پیکربندی سوراخ‌های افشانه نیز بر دینامیک احتراق تأثیر می‌گذارد. جعفری و همکاران [۴۱] نشان داد که تعداد سوراخ‌های افشانه بر ویژگی‌های احتراق و آلایندگی در موتورهای دوگانه‌سوز تأثیر دارد. بررسی‌های عددی آن‌ها نشان داد که تعداد سوراخ‌های بیشتر باعث بهبود اتمیزه شدن سوخت و در نتیجه افزایش بازده احتراق و کاهش آلایندگی می‌شود. به‌طور مشابه، کوتیواله و همکاران [۴۲] دریافتند که پیکربندی‌های مختلف افشانه، از جمله تغییرات در تعداد و قطر سوراخ‌ها، به‌طور قابل‌توجهی بر عملکرد و آلایندگی موتورهای احتراق فشاری تأثیر می‌گذارد.

پاراوونچینی و همکاران [۴۳] تأکید کردند که افزایش تعداد سوراخ‌های افشانه می‌تواند ارزش حرارتی پایین سوخت‌های جایگزین را جبران کرده و ویژگی‌های احتراق را بهبود بخشد. در نهایت، تعداد سوراخ‌های افشانه به‌طور قابل‌توجهی بر نفوذ و توزیع افشانه تأثیر می‌گذارد که این عوامل برای بهینه‌سازی احتراق و کاهش آلایندگی حیاتی هستند [۴۴]. آصف و همکاران [۴۵] در مطالعه‌ای به بررسی ویژگی‌های پاشش سوخت یک افشانه تزریق مستقیم با شش سوراخ و سوخت ایزو-اکتان پرداختند. آزمایش‌ها در یک محفظه حجم ثابت و با استفاده از شبیه‌سازی‌ها با نرم‌افزار

1 BTE

2 Stoichiometric

3 CFD

4 Synchrotron

کانورج انجام گردیده است. نتایج این مطالعه نشان داد که توسعه پاشش به صورت متقارن با محور عمودی نمی‌باشد و با کاهش فشار محفظه، سرعت توسعه آن افزایش می‌یابد. آن‌ها در این مطالعه به این نتیجه رسیدند که تعداد سوراخ‌های افشانه نقش مهمی در خصوصیات پاشش و آماده‌سازی مخلوط ایفا می‌کند.

در نهایت نوآوری اصلی این تحقیق در تحلیل تأثیرات تعدادی سوراخ‌های افشانه بر پویایی‌های پیچیده فرآیندهای اتمیزه‌کردن، اختلاط سوخت و هوا و عملکرد احتراقی در موتورهای RCCI است. این مطالعه با رویکردی جامع‌تر و دقیق‌تر، به بررسی تأثیر تعداد سوراخ‌های افشانه بر متغیرهای فیزیکی و شیمیایی فرآیند احتراق می‌پردازد، در حالی که مطالعات پیشین عمدتاً بر تأثیر ابعاد هندسی افشانه‌ها و تأثیرات آن‌ها بر ویژگی‌های مکانیکی جریان سوخت متمرکز بوده‌اند. در این پژوهش، ارتباط پیچیده بین تغییرات میانگین قطر قطرات<sup>۱</sup> و تأخیر در اشتعال به‌طور دقیق‌تری مورد بررسی قرار گرفته و نشان داده شده است که این تغییرات به‌طور مستقیم بر کارایی احتراق، نرخ تولید آلاینده‌های هیدروکربن و مونوکسید کربن و بازده انرژی تأثیر می‌گذارند. یافته‌های این تحقیق می‌توانند مبنای طراحی بهینه سامانه‌های تزریق سوخت در موتورهای پیشرفته و بهبود کارایی فرآیند احتراق در راستای کاهش آلاینده‌ها و بهینه‌سازی عملکرد موتورهای RCCI فراهم آورند.

## ۲- مواد و روش‌ها

در این مطالعه، از یک الگوی سه‌بعدی برای شبیه‌سازی موتور استفاده شده است. در ابتدا، الگو با استفاده از داده‌های تجربی صحت‌سنجی گردید. سپس، به‌منظور ارزیابی تأثیر تعداد سوراخ‌های افشانه بر دینامیک افشانه، فرآیند احتراق و میزان آلاینده‌های موتور RCCI، تعداد سوراخ‌ها برترتیب به ۳، ۴، ۵، ۸ و ۹ تغییر داده شد. در این حالت‌ها، زاویه بین سوراخ‌ها نیز متناسب با تعداد آن‌ها تنظیم گردید؛ به‌گونه‌ای که در حالت‌های ۳، ۴، ۵، ۸ و ۹ سوراخ، زاویه بین سوراخ‌ها برترتیب ۱۲۰، ۹۰، ۷۲، ۴۵ و ۴۰ درجه انتخاب شد. این تنظیمات زاویه‌ای به‌گونه‌ای طراحی شدند که توزیع سوخت در محفظه احتراق به‌صورت یکنواخت انجام شود و از برخورد جریان سوخت با دیواره‌های محفظه احتراق جلوگیری گردد.

برای ارزیابی اثر خالص و نزدیک به واقعیت تعداد سوراخ‌ها، تمامی متغیرهای تزریق، از جمله شکل نرخ تزریق سوخت، زمان شروع تزریق، مدت زمان تزریق و همچنین قطر سوراخ‌های افشانه در تمامی حالات ثابت نگه داشته شده است. با افزایش تعداد سوراخ‌ها، مجموع سطح مقطع خروجی سوراخ‌ها به‌طور متناسب افزایش یافت. این تغییر عمده در طراحی، با هدف تحلیل جامع‌تر و دقیق‌تر تأثیر تعداد سوراخ‌ها انجام شده است. اگرچه افزایش سطح مقطع خروجی موجب افزایش شار سوخت گردید، اما این رویکرد شرایط مناسبی را برای بررسی دقیق‌تر تأثیر تعداد سوراخ‌ها فراهم کرده است.

## ۲-۱- مشخصات موتور انتخابی

موتور مورد استفاده در مطالعه حاضر یک موتور سبک فولکس واگن ۱٫۹ لیتری TDI موجود در مرکز تحقیقات سامانه‌های توان پیشرفته<sup>۲</sup> در دانشگاه تکنولوژی میشیگان<sup>۳</sup> است. موتور VWTDI یک موتور ۴ استوانه دیزلی مجهز به پرخوران هندسه متغیر است که مشخصات آن در جدول ۱ ارائه شده است. جهت پاشش سوخت دیزل به داخل استوانه از افشانه CRDI ساخت شرکت بوش مطابق جدول ۲ برای هر استوانه استفاده شده است. براساس داده‌های ارائه شده در جدول ۲، تعداد سوراخ‌های افشانه در حالت پایه برابر با ۶ سوراخ و زاویه بین هر سوراخ ۶۰ درجه تنظیم است. همچنین شکل ۱ محل کاسه سمبه، بستار و هندسه فضای داخل استوانه را در نرم افزار کانورج نشان می‌دهد.

<sup>1</sup> SMD

<sup>2</sup> Advanced Power Systems

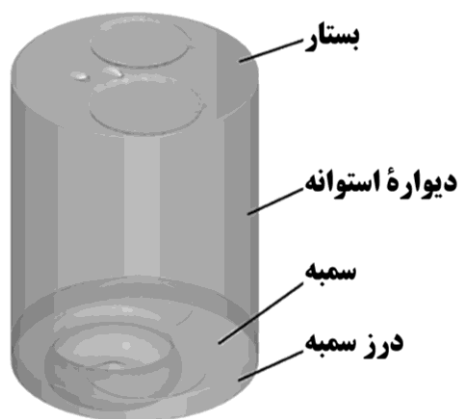
<sup>3</sup> Michigan Technological University

جدول ۱ مشخصات موتور [۹]

مشخصات	عناوین
Volks Wagon TDI	موتور
چهار استوانه / آب خنک	تعداد استوانه / سامانه خنک کاری
۷۹٫۵ میلی‌متر	قطر استوانه
۱۷:۱	نسبت تراکم
۹۵٫۵ میلی‌متر	طول پیمایش
۱۹۰۰ سی‌سی	حجم جابجایی
۱۶۹° BTDC	زمان بسته شدن راهگاه ورودی
۱۶۲° ATDC	زمان باز شدن راهگاه خروجی

جدول ۲ مشخصات افشانه پاشش مستقیم [۹]

مشخصات	عناوین
CRDI	نوع افشانه
مخروط توپر	نوع افشانه
۱۴۴°	زاویه افشانه
۴۰۰ بار	فشار پاشش
شش	تعداد افشانه
۶۰°	زاویه بین افشانه‌ها



شکل ۱ هندسه محفظه احتراق استفاده شده در شبیه‌سازی

## ۲-۲- الگوها و شبیه‌سازی‌ها

در این مطالعه، جهت شبیه‌سازی احتراق اشتعال تراکمی تنظیم واکنشی از نرم افزار شبیه‌سازی سه بعدی کانورج<sup>۱</sup> استفاده شده است. چرخه عملکردی موتور به صورت چرخه بسته شبیه‌سازی شده است. در هنگام بسته شدن دریچه ورودی، سوخت با واکنش‌پذیری پایین (گاز طبیعی) به صورت همگن با هوا در محفظه احتراق، در ابتدای سیکل شبیه‌سازی در نظر گرفته شده است. همچنین، سوخت با واکنش‌پذیری بالا (دیزل) از طریق افشانه به محفظه احتراق تزریق می‌شود.

<sup>1</sup> Converge

الگوهای استفاده شده از قبیل شکست قطرات، آشفستگی، انتقال حرارت و ... در جدول ۳ نمایش داده شده است. همچنین از شبکه کارترین با اندازه پایه شبکه ۵ میلی‌متر استفاده شده است. شبیه‌سازی سیکل بسته بر روی کل محفظه احتراق صورت گرفته است که علت این امر، خارج از مرکز بودن کاسه سنبه محفظه احتراق است. شبکه بندی محفظه احتراق با استفاده از شبکه بندی محاسباتی تطبیقی<sup>۱</sup> صورت گرفته است. در الگوی AMR از شبکه بندی متغیر برای شبکه بندی محفظه احتراق استفاده می‌شود. در ابتدا بزرگترین اندازه تعیین شده برای شبکه استفاده می‌شود و در هر گام زمانی و در هر حجم تنظیم ایجاد شده، گرادیان متغیرهای موجود شامل سرعت، دما، نسبت جرمی گونه‌ها محاسبه شده و در صورت بالا بودن گرادیان‌ها، اندازه شبکه کوچکتر می‌شود. این روند تا جایی ادامه می‌یابد که گرادیان متغیر مورد بحث از مقدار بحرانی کمتر شود. برای تعیین گام زمانی از روش زمانی متغیر<sup>۲</sup> استفاده شده است. بیشینه گام زمانی انتخاب شده ۰٫۱ زاویه میل لنگ است. چنانکه نرخ تغییرات دما، فشار و یا جرم گونه‌ها افزایش یابد، گام زمانی تعیین شده بصورت هوشمند کاهش می‌یابد. گام زمانی در حین انجام فرآیند احتراق کوچکتر از گام زمانی در حین فرآیند تراکم است. در نهایت در این مطالعه، AMR برای اصلاح شبکه بر مبنای گرادیان دمای ۳ درجه سانتی گراد با حداقل اندازه شبکه ۰٫۵ میلی‌متر انتخاب شد. لذا حداکثر سلول‌های محاسباتی برابر ۱۵۰۰۰۰ شبکه محاسباتی است.

جدول ۳ خلاصه‌ای از الگوهای استفاده شده

الگو	فرآیند فیزیکی
KH-RT	شکست قطرات
الگوی کشش دینامیکی	کشش قطرات
NTC	تصادم قطرات
O'Rourke	پراکندگی قطرات آشفته
فیلم دیواره	برخورد قطرات با دیواره
RNG K-ε	آشفستگی
Han & Reitz	انتقال حرارت

در این شبیه‌سازی از مکانیزم سینتیک توسعه یافته شامل ۷۶ گونه و ۴۶۴ واکنش، استفاده شده است [۴۶]. در مطالعه حاضر، مشخصه‌های احتراقی، عملکردی و آلاینده‌گی موتور اشتعال تراکمی تنظیم واکنشی با سوخت دیزل / گاز طبیعی بررسی شد. بنابراین معادلات Navier-Stokes، continuity، energy، turbulence و chemical kinetics به صورت همزمان برای هر سلول محاسباتی در مرحله زمانی حل شده است. فشار، دما، سرعت و ترکیب هر سلول با حل معادلات فوق محاسبه می‌شود [۴۷].

برای صحت‌گذاری نتایج حاصل از شبیه‌سازی، دو شرایط کارکردی متفاوت موتور مطابق جدول ۴ در نظر گرفته شده است. همانطور که مشاهده می‌شود دور موتور، فشار متوسط موثر ترمزی<sup>۳</sup>، راهبرد پاشش سوخت و مقدار EGR بکار رفته در این دو حالت کارکردی موتور کاملاً متفاوت از یکدیگر می‌باشند.

شکل ۲ پیش بینی فشار داخل استوانه و نرخ آزاد شدن حرارت توسط برنامه کانورج را در مقایسه با مقادیر تجربی برای شرایط کارکردی ارائه شده در جدول ۴ نشان می‌دهد که در توافق خوبی با مقادیر فشار داخل استوانه اندازه‌گیری شده است. همچنین، جدول ۵ پیش‌بینی آلاینده‌ها و مقایسه آن‌ها با مقادیر تجربی را نشان می‌دهد. در این مطالعه، تمامی شبیه‌سازی‌ها بر اساس حالت a از جدول ۴ انجام شده‌اند.

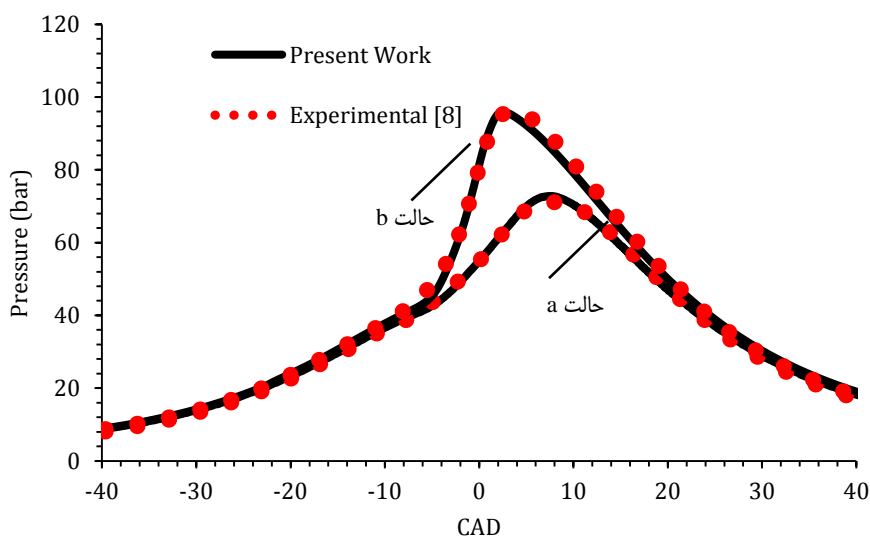
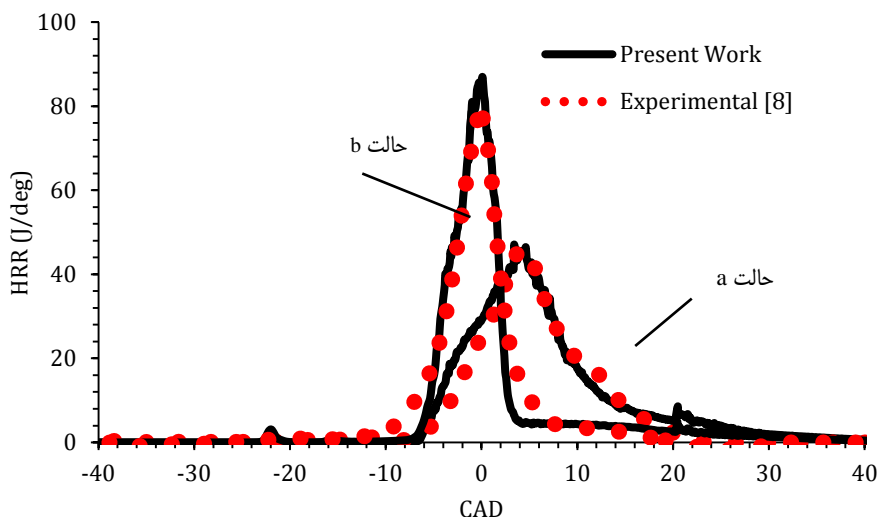
<sup>1</sup> Adaptive Mesh Refinement

<sup>2</sup> Variable Time Step Algorithm

<sup>3</sup> BMEP

جدول ۴ شرایط عملکردی موتور آزمایشی

حالت b	حالت a	متغیرها
۱۵۰۰	۱۳۰۰	دور موتور (RPM)
۵	۴	BMEP (bar)
۰,۱۷۱	۰,۰۷۱	نرخ جریان سوخت دیزل (gr/s)
۰,۵۶	۰,۵	نرخ جریان سوخت گاز طبیعی (gr/s)
۵۹,۹۵	۶۰,۳۷	نرخ جریان هوای ورودی (kg/h)
۵۵-۲۰	۲۰	زمان شروع پاشش اول - پاشش دوم
۳۷۸	۳۴۸	دمای (K) IVC
۴۰۰	۴۰۰	فشار پاشش دیزل (bar)
۸۵	۸۹	نسبت گاز طبیعی به دیزل (%)
۲۰	۰	گاز باخورانی شده (%)



شکل ۲ اعتبارسنجی فشار و نرخ آزادسازی حرارت نتایج شبیه‌سازی با داده‌های تجربی برای حالت a و b

جدول ۵ مقایسه نتایج آلاینده‌گی شبیه سازی شده با نتایج تجربی

حالت b		حالت a		آلاینده‌گی
تجربی	شبیه‌سازی	تجربی	شبیه‌سازی	
۶۷۰	۱۷۲۸	۸۶۰	۷۲۳	NO <sub>x</sub> (ppm)
۵۳۰۰	۳۳۱۴	۷۸۰۰	۴۱۶۵	HC (ppm)
۱۱۰۰	۵۶۳	۱۳۸۰	۶۳۷	CO (ppm)

### ۳- روش شناسی

کد CFD Converge از روش حجم محدود برای حل معادلات حاکم استفاده می‌کند. معادله continuity (معادله ۱)، معادله momentum (معادله ۲)، معادله energy (معادله ۳) و معادله chemical kinetics (معادله ۴) به طور هم‌زمان حل می‌شوند.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = S \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} + S_i \quad (2)$$

$$\left( \rho D \sum_m h_m \frac{\partial Y_m}{\partial x_j} \right) + S \frac{\partial \rho e}{\partial t} + \frac{\partial u_j \rho e}{\partial x_j} = -P \frac{\partial u_j}{\partial x_j} + \sigma_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( K \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \quad (3)$$

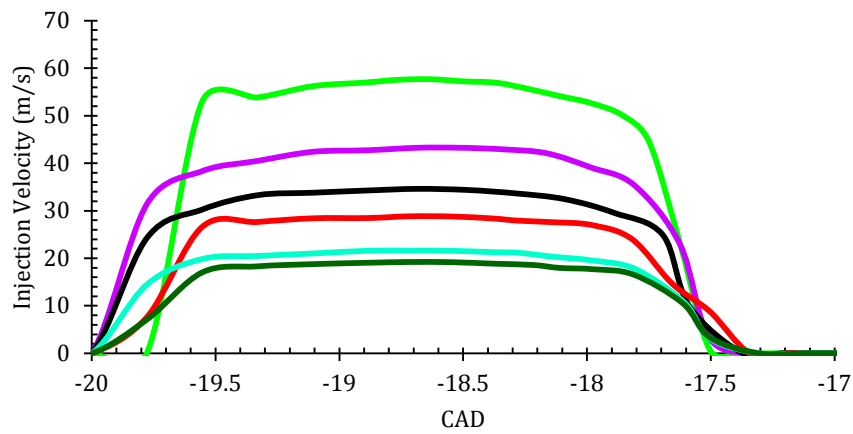
$$\left( \rho D \frac{\partial Y_m}{\partial x_j} \right) + S_m \frac{\partial}{\partial t} (Y_m \rho) + \frac{\partial u_j}{\partial x_j} (Y_m \rho) = \frac{\partial}{\partial x_j} \quad (4)$$

که  $u$  سرعت،  $\rho$  چگالی،  $S$  ترم منبع،  $P$  فشار،  $Y_m$  کسر جرمی گونه‌های  $m$ ،  $D$  ضریب نفوذ،  $e$  انرژی داخلی ویژه،  $K$  هدایت،  $h_m$  آنتالپی ویژه، تانسور تنش و  $T$  دما می‌باشند.

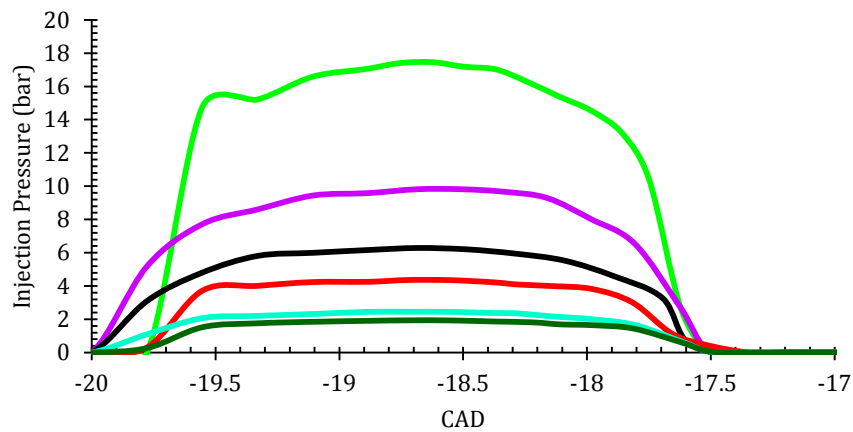
### ۴- نتایج و بحث

شکل ۳ نشان می‌دهد که افزایش تعداد سوراخ‌های افشانه منجر به کاهش فشار، سرعت و جرم تزریق شده درون محفظه احتراق می‌شود. با افزایش تعداد سوراخ‌ها، جریان سوخت بین سوراخ‌های بیشتری تقسیم شده و مقاومت در مسیر تزریق سوخت افزایش می‌یابد، که در نتیجه فشار تزریق کاهش می‌یابد. کاهش فشار موجب افت سرعت و انرژی جنبشی سوخت شده که فرآیند اتومیزه شدن را ضعیف‌تر می‌کند. این کاهش سرعت تزریق باعث ورود سوخت با سرعت کمتری به محفظه احتراق، کاهش نرخ اختلاط سوخت و هوا، و کندتر شدن فرآیند احتراق می‌شود. همچنین کاهش جرم تزریق در هر واحد زمان ممکن است به احتراق ناقص یا تأخیر در زمان اشتعال منجر گردد. در نهایت، افزایش تعداد سوراخ‌های افشانه باعث کاهش مقدار انرژی در محفظه احتراق و دما و فشار در آن می‌شود و تأثیر منفی بر شدت پاشش اولیه سوخت می‌گذارد.

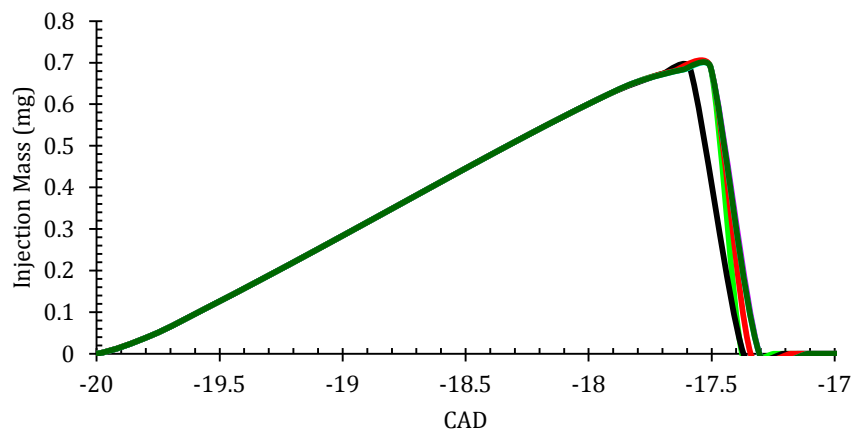
شکل ۴ تأثیر تغییر تعداد سوراخ افشانه را بر روی تعداد و میانگین قطر قطرات را نشان می‌دهد. نتایج نشان می‌دهند که با افزایش تعداد سوراخ‌های افشانه، تعداد جریان‌های پاشش سوخت افزایش می‌یابد که به تبع آن تعداد قطرات تولیدی نیز بیشتر می‌شود. این افزایش در تعداد قطرات سوخت، سطح تماس بیشتری برای تبخیر ایجاد می‌کند که می‌تواند تبخیر سریع‌تر را تسهیل کند. با این حال، این تأثیر مثبت تنها زمانی مؤثر است که قطرات به اندازه کافی کوچک و ریز باشند تا بتوانند به سرعت تبخیر شوند.



— Nozzle Holes = 3 — Nozzle Holes = 4 — Nozzle Holes = 5  
 — Nozzle Holes = 6 — Nozzle Holes = 8 — Nozzle Holes = 9

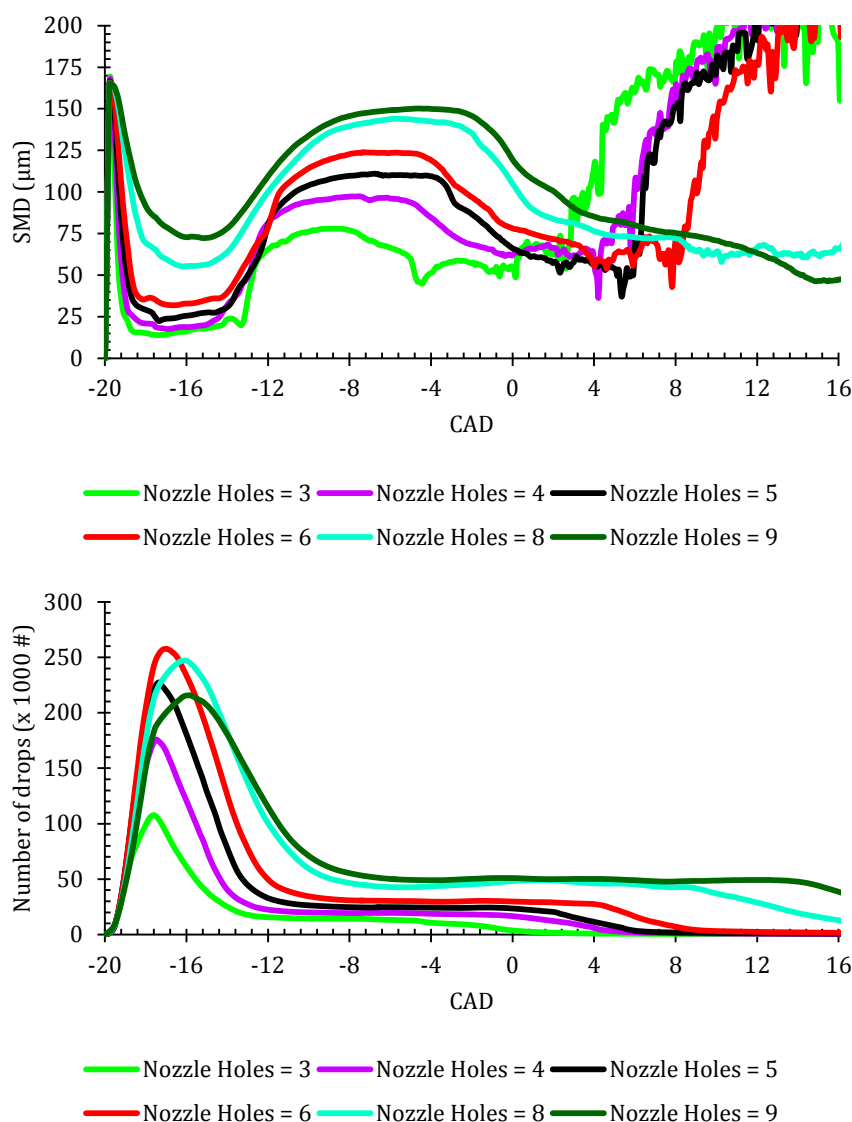


— Nozzle Holes = 3 — Nozzle Holes = 4 — Nozzle Holes = 5  
 — Nozzle Holes = 6 — Nozzle Holes = 8 — Nozzle Holes = 9



— Nozzle Holes = 3 — Nozzle Holes = 4 — Nozzle Holes = 5  
 — Nozzle Holes = 6 — Nozzle Holes = 8 — Nozzle Holes = 9

شکل ۳ تأثیر تغییر تعداد سوراخ‌های افشانه بر روی فشار، سرعت و جرم تزریق

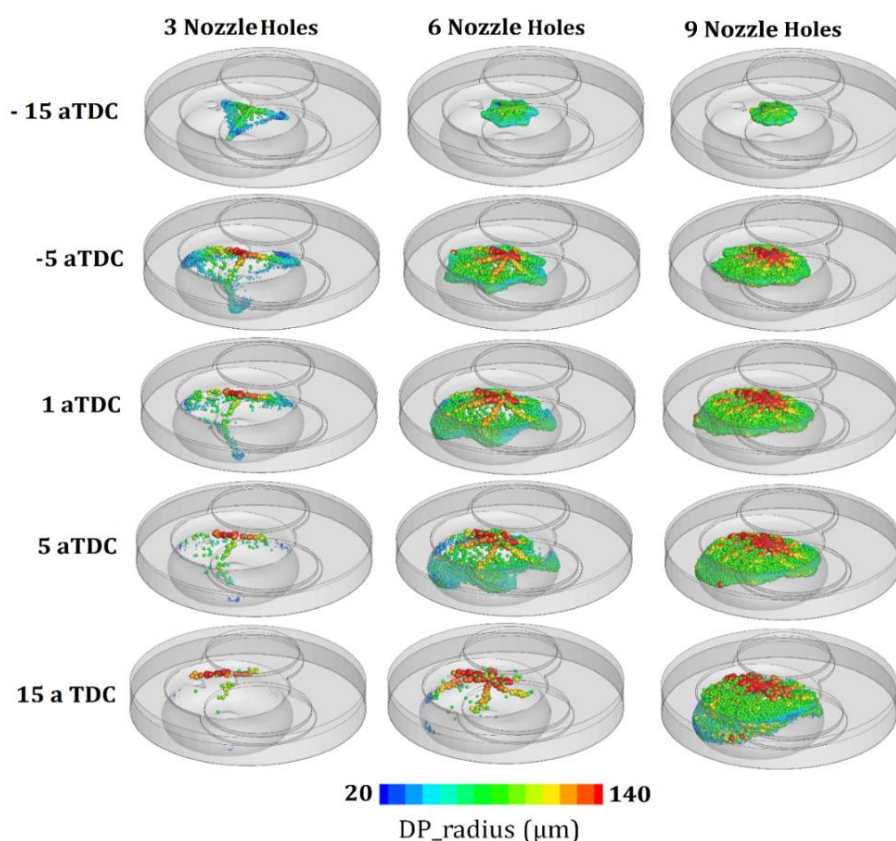


شکل ۴ تأثیر تغییر تعداد سوراخ‌های افشانه بر روی تعداد و قطر میانگین قطرات سوخت

در ادامه، اثر تغییر تعداد سوراخ‌های افشانه بر میانگین قطر قطرات بررسی شده است. نتایج نشان می‌دهند که با افزایش تعداد سوراخ‌های افشانه، انرژی جریان پاشش سوخت کاهش می‌یابد. این کاهش در انرژی جریان پاشش باعث می‌شود که قطرات به اندازه کافی ریز نشوند و در نتیجه قطرات با قطر بزرگتری تولید شوند. این پدیده به دلیل کاهش سرعت و فشار تزریق است که انرژی کافی برای شکست اولیه قطرات را تأمین نمی‌کند. کاهش سرعت و فشار جریان پاشش همچنین موجب کاهش آشفته‌گی جریان می‌شود و نیروهای کششی لازم برای شکستن قطرات به ذرات ریزتر کاهش می‌یابد. به‌طور خاص، در مرحله شکست ثانویه، کاهش آشفته‌گی جریان منجر به تصادم‌های کم‌انرژی بین قطرات می‌شود که به‌جای شکست قطرات، موجب ادغام آن‌ها و در نتیجه افزایش میانگین قطر قطرات می‌شود.

شکل ۵ مقایسه توزیع اندازه قطر قطرات سوخت در محفظه را در حالات ۳، ۶ و ۹ سوراخ افشانه را نمایش می‌دهد. با افزایش تعداد سوراخ‌های افشانه در فرآیند اتمیزه‌کردن سوخت، تغییرات قابل توجهی در توزیع قطرات سوخت و فرآیند احتراق در محفظه احتراق مشاهده می‌شود. در حالت افشانه با ۳ سوراخ، به دلیل فشار و سرعت بالاتر تزریق سوخت، قطرات ریزتری تولید می‌شود که سطح تماس بیشتری با هوا دارند و این امر باعث تبخیر سریع‌تر و اختلاط مؤثرتر

سوخت و هوا می‌شود. در مراحل اولیه مانند  $-15$  aTDC، سوخت در ابتدای ورود به محفظه احتراق است و فرآیند اتمیزه کردن آغاز می‌شود و در این زمان قطرات ریزتر به‌طور مؤثری تبخیر می‌شوند. در ادامه، در مرحله  $-5$  aTDC، سوخت بیشتر تبخیر شده و قطرات افشانه به هم نزدیک‌تر و متراکم‌تر می‌شوند که باعث افزایش کارایی اختلاط سوخت و هوا می‌شود. در مرحله  $1$  aTDC، شرایط به اشتعال نزدیک‌تر می‌شود و توزیع قطرات به‌طور واضحی متمرکزتر می‌گردد. این قطرات ریزتر به دلیل سرعت بالای تبخیر، فرآیند اشتعال را تسریع کرده و تأخیر در اشتعال را کاهش می‌دهند. در نهایت در مراحل  $5$  aTDC و  $15$  aTDC، به دلیل اینکه قطرات به‌طور کامل تبخیر می‌شوند، فرآیند احتراق به‌طور مؤثری انجام می‌گیرد.

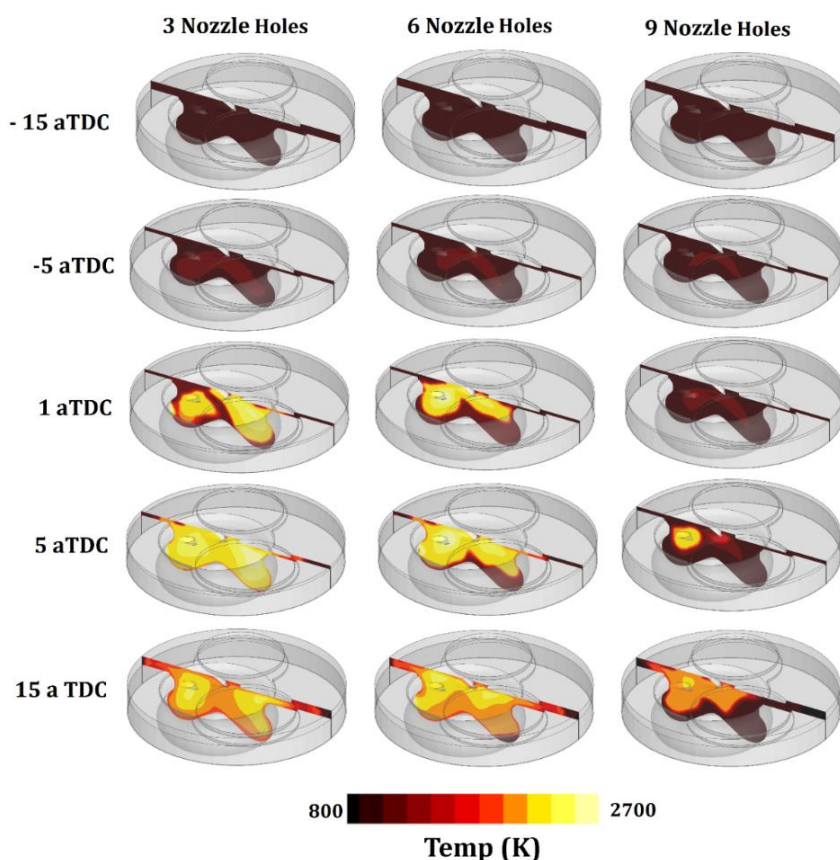


شکل ۵ مقایسه توزیع و اندازه قطر قطرات سوخت در محفظه برای سوراخ افشانه ۳، ۶ و ۹

در حالت افشانه با ۶ سوراخ، تعداد سوراخ‌ها افزایش یافته و انرژی تزریق سوخت کاهش می‌یابد. این منجر به تولید قطرات با قطر بزرگ‌تر نسبت به حالت ۳ سوراخ می‌شود، اما همچنان قطرات تولیدی نسبت به افشانه ۹ سوراخ کوچک‌تر هستند. در مرحله  $-15$  aTDC، این تغییرات باعث می‌شود که قطرات سوخت نسبت به افشانه ۳ سوراخ کمی بزرگ‌تر شده اما همچنان در اندازه‌ای مناسب باقی می‌مانند که باعث می‌شود تبخیر سوخت به‌طور مؤثری ادامه یابد. در مرحله  $-5$  aTDC، به دلیل افزایش تعداد سوراخ‌ها، توزیع سوخت به‌طور یکنواخت‌تر در محفظه انجام می‌شود که منجر به بهبود اختلاط سوخت و هوا و افزایش کارایی احتراق می‌شود. در مرحله  $1$  aTDC، قطرات نسبت به افشانه ۳ سوراخ بزرگ‌تر هستند، ولی همچنان قطر آنها مناسب است و این امر باعث تبخیر مؤثرتر سوخت و بهینه‌تر شدن فرآیند اشتعال می‌شود. در مراحل  $5$  aTDC و  $15$  aTDC، قطرات با قطر متوسط‌تر به تبخیر سریع‌تر سوخت و اختلاط بهتر سوخت و هوا کمک می‌کنند که منجر به کاهش تأخیر در اشتعال و افزایش کارایی احتراق می‌شود.

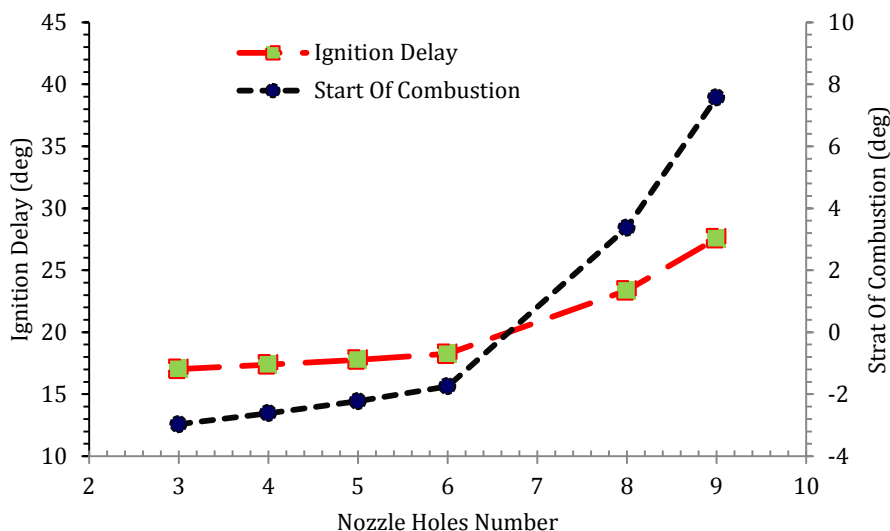
در نهایت، در حالت افشانه با ۹ سوراخ، افزایش تعداد سوراخ‌ها باعث تقسیم انرژی تزریق به بخش‌های بیشتری می‌شود که موجب کاهش فشار و سرعت تزریق سوخت و تولید قطرات با قطر بزرگ‌تر می‌شود. این قطرات با قطر بزرگ‌تر، زمان بیشتری برای تبخیر و رسیدن به شرایط اشتعال مناسب نیاز دارند. در مرحله ۱۵ aTDC، توزیع سوخت در محفظه به‌طور گسترده‌تر انجام می‌شود، اما به دلیل اندازه بزرگ‌تر قطرات و کاهش انرژی تزریق، فرآیند اتمیزه کردن ضعیف‌تر می‌شود و تبخیر کندتری رخ می‌دهد. در مرحله ۵ aTDC، توزیع یکنواخت‌تر سوخت در محفظه به کاهش کیفیت اختلاط سوخت و هوا منجر می‌شود و در مرحله ۱ aTDC، قطرات قطر بزرگ‌تر باعث کندی در تبخیر و تأخیر در اشتعال می‌شوند. این تأخیر می‌تواند به احتراق ناقص و افزایش تولید آلاینده‌ها هیدروکربن و مونوکسید کربن منجر شود. در مراحل ۵ aTDC و ۱۵ aTDC، این قطرات با قطر بزرگ‌تر منجر به کندی در فرآیند تبخیر و اختلاط می‌شوند که به تأخیر بیشتر در اشتعال و احتمال افزایش آلاینده‌ها مانند هیدروکربن و مونوکسید کربن می‌انجامد.

شکل ۶ کانتور توزیع دمای احتراق در داخل محفظه را در حالات ۳، ۶ و ۹ سوراخ افشانه را نمایش می‌دهد. همانطور که مشاهده می‌شود، در افشانه‌های با تعداد سوراخ کمتر (مانند ۳ سوراخ)، فشار و سرعت تزریق بالاتر است که باعث می‌شود سوخت با انرژی جنبشی بیشتری وارد محفظه احتراق شود. این انرژی جنبشی بالاتر منجر به شکست بهتر قطرات سوخت و تبخیر سریع‌تر آن‌ها می‌شود. در نتیجه، در نواحی خاصی از محفظه احتراق، مخلوط سوخت و هوا بهینه‌تر شده و احتراق شدیدتری رخ می‌دهد که باعث افزایش دما به بیش از ۲۵۰۰ کلوین می‌شود. در مقابل، در حالت ۶ و ۹ سوراخ افشانه، فشار و سرعت تزریق کاهش می‌یابد و انرژی جنبشی کمتری برای شکست قطرات و تبخیر سوخت وجود دارد. این امر باعث می‌شود فرآیند احتراق به صورت تدریجی‌تر و با شدت کمتری انجام شود، اما همچنان در برخی نواحی، به دلیل توزیع ناهمگن سوخت، دما به طور موضعی افزایش یابد.



شکل ۶ کانتور توزیع دمای احتراق در داخل محفظه برای سوراخ افشانه ۳، ۶ و ۹

شکل ۷ تأثیر تعداد سوراخ افشانه‌ها بر تأخیر در اشتعال و زمان شروع احتراق را نمایش می‌دهد. افزایش تعداد سوراخ‌ها باعث افزایش تأخیر در اشتعال و زمان شروع احتراق می‌شود. بزرگ‌تر شدن قطر قطرات سوخت و کاهش انرژی جنبشی آشفته‌گی شرایط تبخیر و اختلاط سوخت و هوا را دشوارتر می‌کند، که به تأخیر در اشتعال منجر می‌شود. این تأخیرها موجب شروع دیرتر احتراق می‌شود که بر تنظیم فشار و دما در محفظه احتراق تأثیر می‌گذارد.



شکل ۷ تأثیر تغییر تعداد سوراخ‌های افشانه بر روی تأخیر در اشتعال و زمان شروع احتراق

با افزایش تعداد سوراخ‌ها و کاهش فشار و سرعت تزریق، فرآیند اختلاط سوخت و هوا کندتر شده و زمان بیشتری برای دستیابی به ترکیب مناسب احتراقی لازم می‌شود. کاهش کیفیت اختلاط به دلیل افزایش قطرات بزرگ‌تر و کاهش انرژی جنبشی جریان‌های سوخت، زمان بیشتری برای رسیدن به شرایط اشتعال می‌طلبد. در واقع، قطرات بزرگ‌تر به دلیل سطح تماس کمتر با هوا، زمان بیشتری برای تبخیر نیاز دارند، که باعث تأخیر در اشتعال می‌شود. همچنین، کاهش انرژی جنبشی تزریق سوخت و کاهش آشفته‌گی جریان، موجب کاهش انتقال انرژی و اختلاط مؤثر می‌شود که خود باعث تأخیر در اشتعال می‌شود. این امر تأثیر مستقیمی بر زمان شروع احتراق دارد، زیرا واکنش‌های شیمیایی دیرتر آغاز می‌شوند و سوخت به‌طور کامل تبخیر نمی‌شود. بنابراین، تأخیر در اشتعال به دلیل اختلاط ضعیف‌تر سوخت و هوا و کاهش نرخ تبخیر قطرات، منجر به دیر هنگام شدن زمان شروع احتراق می‌شود.

شکل ۸ نشان می‌دهد که افزایش تعداد سوراخ‌های افشانه به کاهش فشار، دما، نرخ آزادسازی حرارت<sup>۱</sup> و حرارت آزاد شده تجمعی<sup>۲</sup> در محفظه احتراق منجر می‌شود. این پدیده عمدتاً به توزیع یکنواخت‌تر سوخت در محفظه احتراق مربوط است که موجب پراکندگی بیشتر سوخت و کاهش شدت واکنش‌های احتراقی می‌شود. افزایش تعداد سوراخ‌های افشانه به معنای کاهش مقدار سوخت تزریق شده از هر سوراخ است. این امر باعث می‌شود که فرآیند احتراق به‌صورت یکنواخت‌تر و با شدت کمتری رخ دهد، که در نتیجه باعث کاهش سرعت افزایش فشار و دما در محفظه می‌شود. از دیدگاه ترمودینامیکی، کاهش انرژی آزاد شده در طول احتراق و کاهش نرخ آزادسازی حرارت موجب افت قابل توجه در فشار اوج و دمای محفظه احتراق می‌شود. علاوه بر این، توزیع یکنواخت‌تر سوخت به واسطه افزایش تعداد سوراخ‌های افشانه منجر به کاهش سرعت و طولانی شدن زمان واکنش‌های شیمیایی می‌شود. کاهش شدت این واکنش‌ها مستقیماً نرخ

<sup>1</sup> HRR

<sup>2</sup> CHR

آزادسازی حرارت را کاهش می‌دهد. همچنین، کاهش نرخ آزادسازی حرارت منجر به کاهش حرارت آزاد شده تجمعی می‌شود، زیرا توزیع بهتر سوخت زمان بیشتری برای انجام واکنش‌ها و آزادسازی انرژی فراهم می‌کند. با این حال، افزایش تعداد سوراخ‌های افشانه می‌تواند تأثیر منفی بر اختلاط سوخت و هوا در محفظه احتراق داشته باشد. اختلاط ناکافی، واکنش‌های ناقص شیمیایی را به دنبال دارد که منجر به کاهش بازده احتراقی و کاهش بیشتر در نرخ آزادسازی حرارت و حرارت آزاد شده تجمعی می‌شود. به طور کلی، افزایش تعداد سوراخ‌های افشانه تأثیر مهمی بر رفتار دینامیکی احتراق و متغیرهای ترمودینامیکی محفظه دارد. در نهایت، با توجه به نتایج به دست آمده، عدم وقوع احتراق در افشانه با ۹ سوراخ به دلیل کاهش فشار و سرعت تزریق و در نتیجه افزایش قطر متوسط قطرات سوخت و کاهش انرژی جنبشی آشفته‌گی بوده است. این امر باعث کاهش شدید کیفیت اختلاط می‌شود.

شکل ۹ نشان می‌دهد که افزایش تعداد افشانه‌ها موجب کاهش انرژی جنبشی آشفته‌گی<sup>۱</sup> می‌شود. این تغییر به دلیل کاهش تمرکز جریان‌های افشانه سوخت است که منبع اصلی تولید آشفته‌گی در محفظه احتراق هستند. کاهش انرژی جنبشی آشفته‌گی به معنای کاهش انرژی میکروسکوپی در جریان‌های هوای داخل محفظه است که این امر تأثیر منفی بر کیفیت اختلاط و احتراق دارد. در موتورهای احتراق داخلی، کاهش انرژی جنبشی آشفته‌گی ممکن است منجر به کاهش یکنواختی احتراق و افزایش آلاینده‌ها شود. همچنین افزایش تعداد افشانه‌ها انرژی جنبشی تزریق را در نواحی مختلف پخش می‌کند و به کاهش آشفته‌گی در نواحی نزدیک به افشانه‌ها می‌انجامد. افشانه‌های سوختی با انرژی سرعتی کمتر، آشفته‌گی کمتری تولید می‌کنند، که بر کارایی اختلاط سوخت و هوا تأثیر منفی می‌گذارد. اختلاط ضعیف‌تر می‌تواند منجر به تشکیل نواحی غنی از سوخت یا نواحی کم‌هوایی شود که باعث احتراق ناقص می‌گردد. در نهایت کاهش آشفته‌گی همچنین باعث کاهش نرخ انتقال جرم و انرژی بین لایه‌های سوخت و هوا می‌شود، که احتمال احتراق ناقص را افزایش می‌دهد. این امر همچنین موجب کاهش نرخ شکست قطرات و تولید ذرات ریزتر می‌شود که فرآیند اختلاط را کند می‌کند.

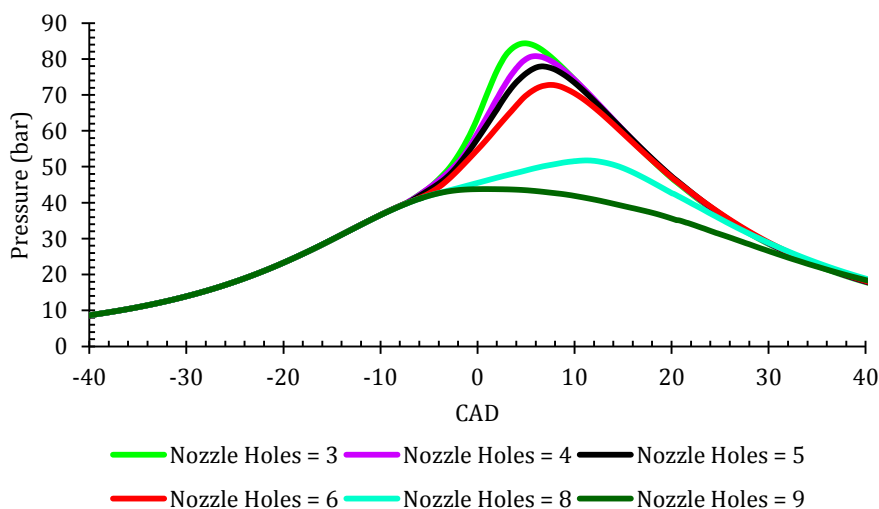
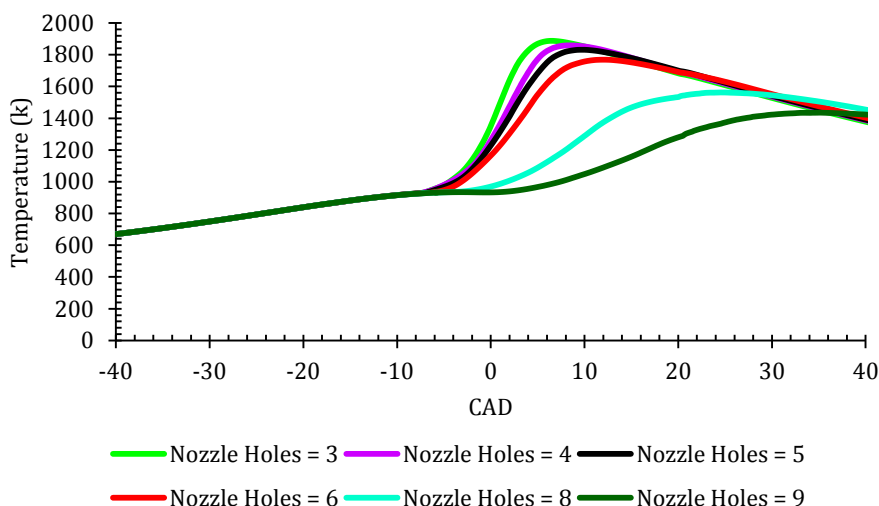
شکل ۱۰ تأثیر تغییر تعداد سوراخ‌های افشانه بر زمان اختلاط، مدت زمان احتراق و انتقال حرارت را نشان می‌دهد. افزایش تعداد سوراخ‌های افشانه موجب افزایش زمان اختلاط می‌شود، زیرا کاهش انرژی جنبشی آشفته‌گی و افزایش میانگین قطر قطرات منجر به کاهش سرعت تبخیر و اختلاط سوخت و هوا می‌شود. همچنین، افزایش تعداد سوراخ‌ها باعث توزیع یکنواخت‌تر سوخت و هوا در محفظه احتراق و کاهش سرعت اختلاط می‌شود. همچنین این شکل نشان می‌دهد که افزایش تعداد سوراخ‌ها منجر به طولانی شدن مدت زمان احتراق می‌شود. بزرگتر شدن قطرات سوخت و کاهش انرژی جنبشی آشفته‌گی باعث افزایش زمان تبخیر و در نتیجه طولانی شدن زمان احتراق می‌شود. این امر منجر به کاهش کارایی سامانه و تأخیر در تبدیل انرژی شیمیایی به مکانیکی می‌شود. در نهایت، شکل ۱۰ نشان می‌دهد که با افزایش تعداد سوراخ‌های افشانه، انتقال حرارت کاهش می‌یابد. این کاهش به دلیل کاهش فشار و دمای احتراق و کاهش انرژی جنبشی آشفته‌گی است که موجب توزیع یکنواخت‌تر انرژی و کاهش شوک‌های حرارتی می‌شود.

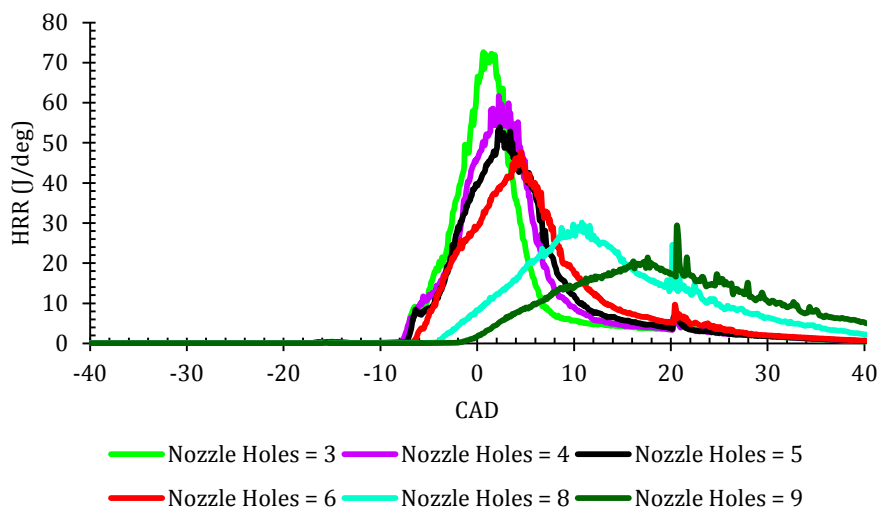
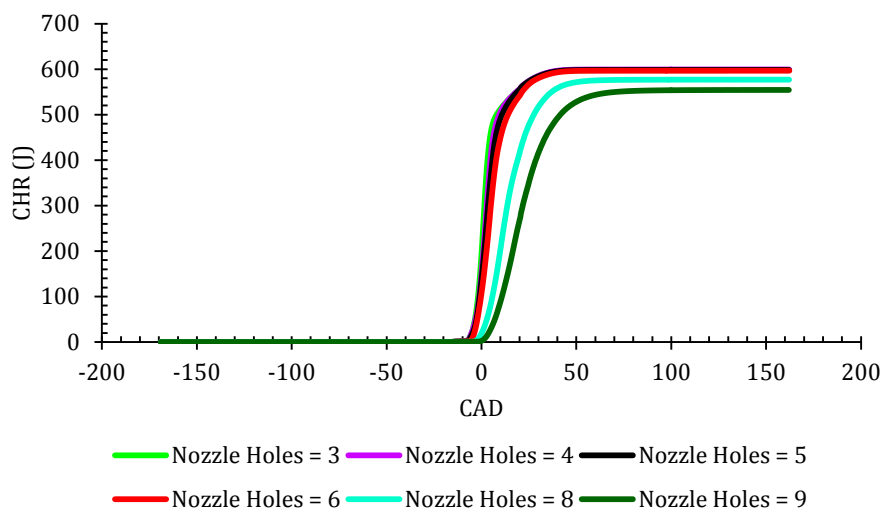
شکل ۱۱ تأثیر تعداد سوراخ‌های افشانه بر بازده احتراق و بازده داخلی ناخالص را نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود، افزایش تعداد سوراخ‌های افشانه باعث کاهش هر دو بازده می‌شود. این تغییرات به دلیل کاهش دما و فشار احتراق و افزایش زمان اختلاط است که منجر به احتراق ناقص می‌شود. زمان بیشتر اختلاط باعث افزایش تأخیر در اشتعال می‌شود، به طوری که سوخت در شرایط دمای پایین‌تری باقی مانده و احتراق دیرتر آغاز می‌شود. این امر موجب کاهش سرعت واکنش‌های شیمیایی، کاهش فشار و دمای احتراق و در نهایت کاهش بازده احتراق می‌شود. علاوه بر این، کاهش سرعت و فشار تزریق، انرژی لازم برای شکست قطرات و تبخیر سوخت را کاهش داده و این امر موجب

<sup>1</sup> TKE

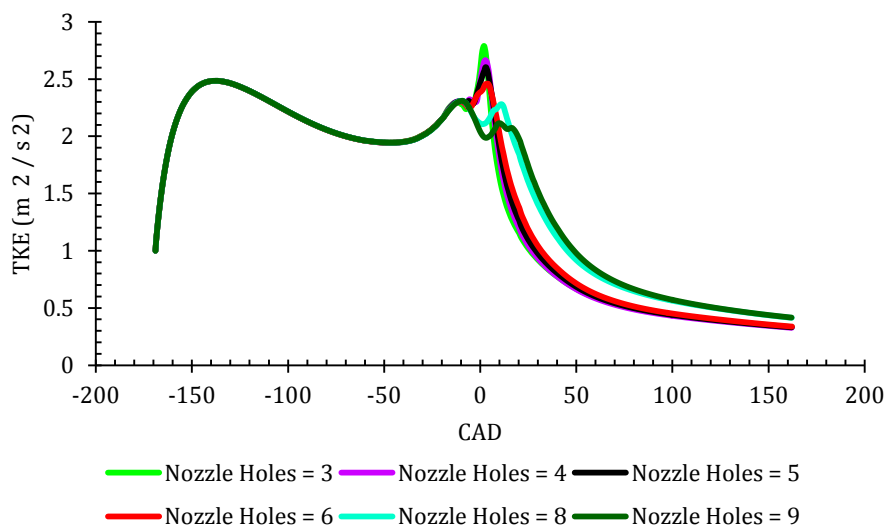
کاهش سرعت واکنش‌های شیمیایی و در نتیجه کاهش سرعت احتراق می‌شود. در نهایت، انرژی حرارتی به‌طور کامل به کار مکانیکی تبدیل نمی‌شود و بازده داخلی ناخالص کاهش می‌یابد. بنابراین، هرچند توزیع یکنواخت‌تر سوخت و افزایش زمان اختلاط می‌تواند به اختلاط بهتر سوخت و هوا کمک کند، اما تأخیر در اشتعال و کاهش دما و فشار می‌تواند به کاهش بازده احتراق منجر شود.

شکل ۱۲ تأثیر تعداد سوراخ‌های افشانه بر آلاینده‌های هیدروکربن، مونوکسید کربن و اکسیدهای ازت را نشان می‌دهد. افزایش تعداد سوراخ‌ها موجب افزایش هیدروکربن و مونوکسید کربن و کاهش اکسیدهای ازت می‌شود. آلاینده‌های هیدروکربن و مونوکسید کربن بیشتر از احتراق ناقص ناشی می‌شوند. زمانی که سوخت به‌طور کامل تبخیر نشده یا اختلاط مناسبی با هوا ندارد، سوخت نیمه‌سوخته به گازهای خروجی وارد می‌شود. بنابراین، افزایش تعداد سوراخ‌ها باعث تولید قطرات بزرگ‌تری می‌شود که سرعت تبخیر و احتراق را کاهش می‌دهد و در نتیجه آلاینده‌های هیدروکربن و مونوکسید کربن افزایش می‌یابند. همچنین آلاینده اکسیدهای ازت عمدتاً در دماهای بالای ۲۵۰۰ درجه سانتی‌گراد تولید می‌شود. با افزایش تعداد سوراخ‌ها، دما و فشار احتراق کاهش یافته و واکنش‌های تشکیل اکسیدهای ازت که در دماهای بالا رخ می‌دهند، به‌طور قابل توجهی کاهش می‌یابند. به‌طور کلی، افزایش تعداد سوراخ‌ها به دلیل اختلاط ضعیف‌تر و تبخیر ناقص، موجب افزایش هیدروکربن و مونوکسید کربن می‌شود، در حالی که کاهش دما و فشار مانع از تشکیل اکسیدهای ازت در شرایط دمایی بالا می‌شود.

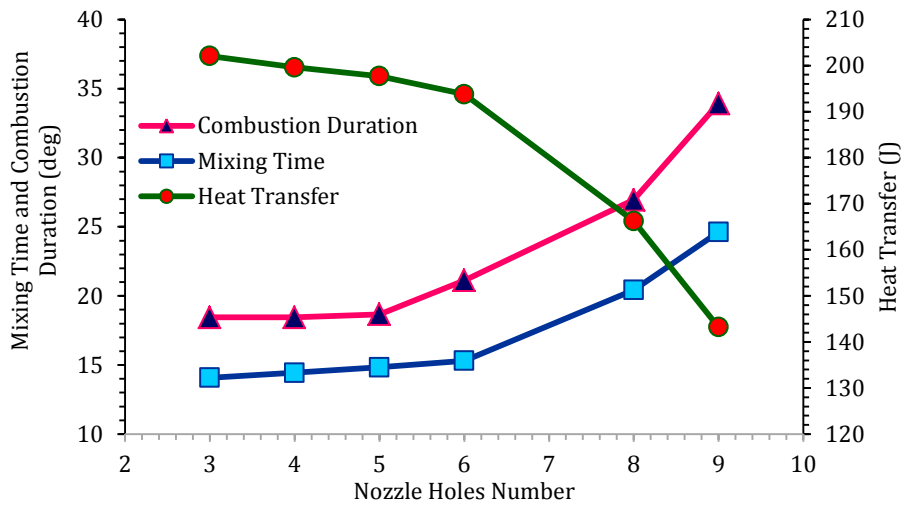




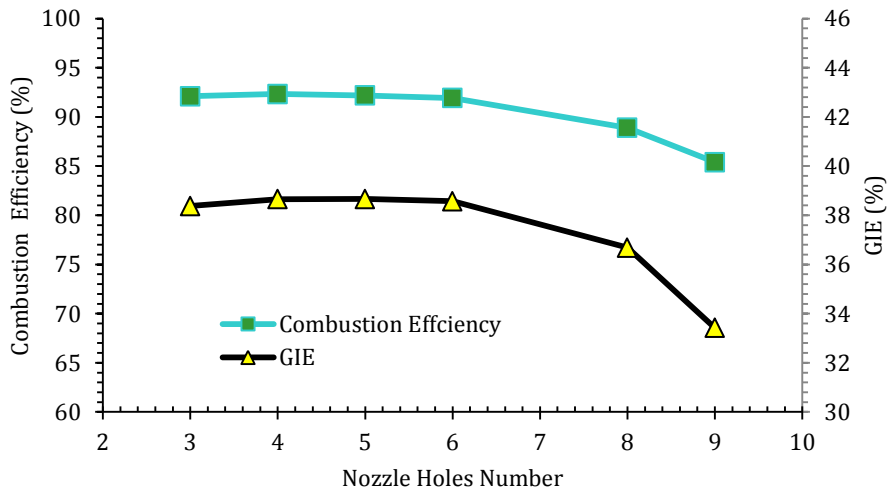
شکل ۸ تأثیر تغییر تعداد سوراخ‌های افشانه بر روی فشار، دما، HRR و CHR



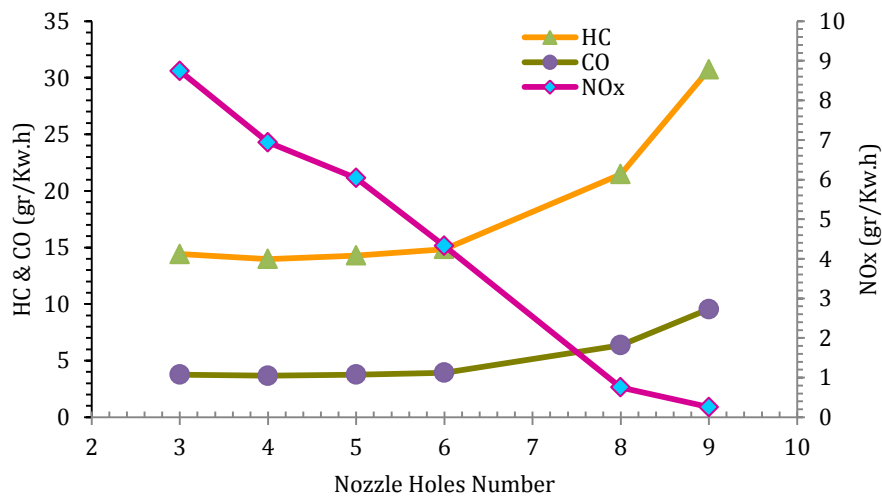
شکل ۹ تأثیر تغییر تعداد سوراخ‌های افشانه بر روی TKE



شکل ۱۰ تأثیر تغییر تعداد سوراخ‌های افشانه بر زمان اختلاط، مدت زمان احتراق و انتقال حرارت



شکل ۱۱ تأثیر تغییر تعداد سوراخ‌های افشانه بر روی بازده احتراق و بازده داخلی ناخالص



شکل ۱۲ تأثیر تغییر تعداد سوراخ‌های افشانه بر روی آلاینده‌های هیدروکربن، مونوکسید کربن و اکسیدهای ازت

## ۵- نتیجه گیری

این پژوهش به بررسی اثرات تغییر تعداد سوراخ‌های افشانه بر فرآیند اتمیزه کردن، ویژگی‌های قطرات سوختی و عملکرد احتراقی در موتور RCCI پرداخته است. در این مطالعه، تمامی متغیرهای مرتبط با فرآیند تزریق، از جمله شکل نرخ تزریق، زمان شروع تزریق، مدت زمان تزریق و قطر سوراخ‌های افشانه، در تمامی حالات ثابت نگه داشته شدند. با این حال، افزایش تعداد سوراخ‌ها موجب افزایش متناسب سطح مقطع کل خروجی سوراخ‌ها شد. نتایج نشان داد که تعداد سوراخ‌های افشانه نقش تعیین کننده‌ای در ویژگی‌های افشانه سوخت، فرآیند اختلاط سوخت و هوا و در نهایت بازدهی و آلایندگی موتور دارد.

کاهش تعداد سوراخ‌های افشانه از ۶ به ۳، کیفیت اتمیزه کردن را به طور چشمگیری بهبود بخشیده است. این تغییر منجر به تولید قطرات سوختی ریزتر و یکپارچه تر شد که به افزایش سرعت تبخیر سوخت و بهبود فرآیند اختلاط سوخت و هوا کمک می‌کند. در نتیجه، این بهبود در اتمیزه کردن موجب کاهش قابل توجه آلاینده‌های هیدروکربن و مونوکسید کربن بترتیب به مقدار  $0.43 \text{ gr/Kw.h}$  و  $0.16 \text{ gr/Kw.h}$  و افزایش بازده حرارتی موتور شد. نتایج نشان دادند که بازده احتراق و بازده داخلی ناخالص در حالتی که تعداد سوراخ افشانه ۳ عدد بوده، بترتیب معادل با  $92.1\%$  و  $39.4\%$  شده است. همچنین، کاهش تعداد سوراخ‌های افشانه باعث کاهش تأخیر اشتعال و تسهیل فرآیند احتراق شد که در نهایت به بهبود عملکرد احتراقی و کاهش آلایندگی‌های ناشی از احتراق ناقص منجر گردید.

در مقایسه با این وضعیت، افزایش تعداد سوراخ‌های افشانه به ۸ و ۹ سوراخ منجر به تولید قطرات بزرگتر و کاهش کیفیت اختلاط سوخت و هوا شده است. این امر باعث تأثیر منفی بر فرآیند اتمیزه کردن گردید و به طور غیرمستقیم عملکرد احتراقی را تحت تأثیر قرار داده است. نتایج نشان دادند که در حالت افشانه با ۹ سوراخ، آلاینده هیدروکربن، مونوکسید کربن بترتیب معادل با  $30.73 \text{ gr/Kw.h}$  و  $9.55 \text{ gr/Kw.h}$  شده و همچنین بازده احتراق و بازده داخلی ناخالص بترتیب معادل با  $85.4\%$  درصد و  $33.42\%$  درصد حاصل شده‌اند. به علاوه، در این حالات، به دلیل کاهش اثرات تسریع کننده در تبخیر و اختلاط سوخت و هوا، بازده حرارتی کاهش یافته و آلایندگی‌ها افزایش یافته است.

به طور کلی، این تحقیق نشان می‌دهد که طراحی افشانه با تعداد سوراخ‌های کمتر در موتورهای RCCI می‌تواند به طور مؤثری عملکرد موتور را بهبود بخشد، میزان آلاینده‌ها را کاهش دهد و بازده حرارتی را افزایش دهد. این نتایج اهمیت ویژه‌ای در زمینه طراحی افشانه‌ها و بهینه‌سازی فرآیندهای اتمیزه کردن و احتراق در موتورهای درون‌سوز به‌ویژه موتورهای RCCI دارند.

## فهرست علائم

$V$	سرعت سیال، m/s
$E$	ضریب کشسانی، N/m <sup>2</sup>
$\rho$	چگالی، kg/m <sup>3</sup>
$t$	زمان، s
$u$	سرعت، m/s
$P$	فشار، Pa
$V$	حجم، m <sup>3</sup>
$T$	دما، K
$Q$	حرارت، J
$m$	جرم، Kg

<i>W</i>	کار، J
<i>GIE</i>	بازده داخلی ناخالص، %
<i>HRR</i>	نرخ آزادسازی حرارت، J/deg
<i>CAD</i>	زاویه درجه لنگ
<i>LTC</i>	احتراق دما پایین
<i>HCCI</i>	احتراق اشتعال تراکمی همگن
<i>RCCI</i>	احتراق اشتعال تراکمی تنظیم واکنشی
<i>IVC</i>	لحظه بسته شدن دریچه ورودی
<i>EVO</i>	لحظه باز شدن دریچه خروجی
<i>LHV</i>	ارزش حرارتی پایین، MJ/kg
<i>RPM</i>	دور بر دقیقه
<i>CHR</i>	آزادسازی حرارت تجمعی، J
<i>SMD</i>	قطر متوسط قطرات، $\mu\text{m}$

## References

- [1] William J. The Federal Government's Role in Reducing Heavy Duty Diesel Emissions. SAE Technical Paper. 2004 Oct 26. doi: [10.4271/2004-01-2708](https://doi.org/10.4271/2004-01-2708)
- [2] Kamimoto T, Yokota H, Kobayashi H. Effect of high pressure injection on دوده formation processes in a rapid compression machine to simulate diesel flames. SAE transactions. 1987 Jan 1:783-91. doi: [10.4271/871610](https://doi.org/10.4271/871610)
- [3] Li J, Yang W, Zhou D. Review on the management of RCCI engines. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2017 Mar 1;69:65-79. doi: [10.1016/j.rser.2016.11.159](https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.11.159)
- [4] Splitter D, Wissink M, Kokjohn S, Reitz RD. Effect of compression ratio and piston geometry on RCCI load limits and efficiency. SAE Technical Paper. 2012 Apr 16. doi: [10.4271/2012-01-0383](https://doi.org/10.4271/2012-01-0383)
- [5] Dempsey AB, Walker NR, Reitz R. Effect of piston bowl geometry on dual fuel reactivity controlled compression ignition (RCCI) in a light-duty engine operated with gasoline/diesel and methanol/diesel. SAE International Journal of Engines. 2013 May 1;6(1):78-100. doi: [10.4271/2013-01-0264](https://doi.org/10.4271/2013-01-0264)
- [6] Kakaee AH, Nasiri-Toosi A, Partovi B, Paykani A. Effects of piston bowl geometry on combustion and emissions characteristics of a natural gas/diesel RCCI engine. Applied Thermal Engineering. 2016 Jun 5;102:1462-72. doi: [10.1016/j.applthermaleng.2016.03.162](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.03.162)
- [7] Nazemian M, Neshat E, Saray RK, Poorghasemi K. Investigation of the effect of piston geometrical parameters on RCCI engine performance based on second law of thermodynamic. The Journal of Engine Research. 2022 Nov 27;51(51):21-34. [In Persian]
- [8] Nazemian M, Neshat E, Saray RK. Effects of piston geometry and injection strategy on the capacity improvement of waste heat recovery from RCCI engines utilizing DOE method. applied thermal engineering. 2019 Apr 1;152:52-66. doi: [10.1016/j.applthermaleng.2019.02.055](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.02.055)
- [9] Poorghasemi K, Saray RK, Ansari E, Irdmoussa BK, Shahbakhti M, Naber JD. Effect of diesel injection strategies on natural gas/diesel RCCI combustion characteristics in a light duty diesel engine. Applied energy. 2017 Aug 1;199:430-46. doi: [10.1016/j.apenergy.2017.05.011](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.05.011)
- [10] Nazemi M, Shahbakhti MJ. Modeling and analysis of fuel injection parameters for combustion and performance of an RCCI engine. Applied Energy. 2016 Mar 1;165:135-50. doi: [10.1016/j.apenergy.2015.11.093](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.11.093)
- [11] Benajes J, Molina S, García A, Belarte E, Vanvolsem M. An investigation on RCCI combustion in a heavy duty diesel engine using in-cylinder blending of diesel and gasoline fuels. Applied Thermal Engineering. 2014 Feb 5;63(1):66-76. doi: [10.1016/j.applthermaleng.2013.10.052](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.10.052)
- [12] Li Y, Jia M, Liu Y, Xie M. Numerical study on the combustion and emission characteristics of a methanol/diesel reactivity controlled compression ignition (RCCI) engine. Applied energy.

- 2013 Jun 1;106:184-97. doi: [10.1016/j.apenergy.2013.01.058](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.01.058)
- [13] Nieman DE, Dempsey AB, Reitz RD. Heavy-duty RCCI operation using natural gas and diesel. SAE International Journal of Engines. 2012 May 1;5(2):270-85. doi: [10.4271/2012-01-0379](https://doi.org/10.4271/2012-01-0379)
- [14] Li Y, Jia M, Chang Y, Liu Y, Xie M, Wang T, Zhou L. Parametric study and optimization of a RCCI (reactivity controlled compression ignition) engine fueled with methanol and diesel. Energy. 2014 Feb 1;65:319-32. doi: [10.1016/j.energy.2013.11.059](https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.11.059)
- [15] Li J, Yang W, Zhou D. Review on the management of RCCI engines. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2017 Mar 1;69:65-79. doi: [10.1016/j.rser.2016.11.159](https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.11.159)
- [16] Liu H, Wang X, Zheng Z, Gu J, Wang H, Yao M. Experimental and simulation investigation of the combustion characteristics and emissions using n-butanol/biodiesel dual-fuel injection on a diesel engine. Energy. 2014 Sep 1;74:741-52. doi: [10.1016/j.energy.2014.07.041](https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.07.041)
- [17] Yu C, Wang J, Yu W, Liu J, Gao D. Research on low temperature combustion of homogeneous charge induced ignition (HCII) in a light-duty diesel engine. In Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress: Volume 1: Advanced Internal Combustion Engines (I) 2012 Nov 2 (pp. 195-204). Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg. doi: [10.1007/978-3-642-33841-0\\_15](https://doi.org/10.1007/978-3-642-33841-0_15)
- [18] Ma S, Zheng Z, Liu H, Zhang Q, Yao M. Experimental investigation of the effects of diesel injection strategy on gasoline/diesel dual-fuel combustion. Applied energy. 2013 Sep 1;109:202-12. doi: [10.1016/j.apenergy.2013.04.012](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.04.012)
- [19] Wu Y, Reitz RD. Effects of exhaust gas recirculation and boost pressure on reactivity controlled compression ignition engine at high load operating conditions. Journal of Energy Resources Technology. 2015 May 1;137(3):032210. doi: [10.1115/1.4029866](https://doi.org/10.1115/1.4029866)
- [20] Liu H, Wang X, Zheng Z, Gu J, Wang H, Yao M. Experimental and simulation investigation of the combustion characteristics and emissions using n-butanol/biodiesel dual-fuel injection on a diesel engine. Energy. 2014 Sep 1;74:741-52. doi: [10.1016/j.energy.2014.07.041](https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.07.041)
- [21] Asad U, Divekar P, Zheng M, Tjong J. Low temperature combustion strategies for compression ignition engines: operability limits and challenges. SAE Technical Paper. 2013 Apr 8. doi: [10.4271/2013-01-0283](https://doi.org/10.4271/2013-01-0283)
- [22] Paykani A, Kakaee AH, Rahnama P, Reitz RD. Effects of diesel injection strategy on natural gas/diesel reactivity controlled compression ignition combustion. Energy. 2015 Oct 1;90:814-26. doi: [10.1016/j.energy.2015.07.112](https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.07.112)
- [23] Benajes J, Garcia A, Monsalve-Serrano J, Boronat V. Particulates size distribution of reactivity controlled compression ignition (RCCI) on a medium-duty engine fueled with diesel and gasoline at different engine speeds. SAE International Journal of Engines. 2017 Dec 1;10(5):2382-91. doi: [10.4271/2017-24-0085](https://doi.org/10.4271/2017-24-0085)
- [24] Dahodwala M, Joshi S, Koehler E, Franke M, Tomazic D. Experimental and computational analysis of diesel-natural gas RCCI combustion in heavy-duty engines. SAE Technical Paper. 2015 Apr 14. doi: [10.4271/2015-01-0849](https://doi.org/10.4271/2015-01-0849)
- [25] Hanson R, Ickes A, Wallner T. Comparison of RCCI operation with and without EGR over the full operating map of a heavy-duty diesel engine. SAE Technical Paper. 2016 Apr 5. doi: [10.4271/2016-01-0794](https://doi.org/10.4271/2016-01-0794)
- [26] Wang Y, Zhu Z, Yao M, Li T, Zhang W, Zheng Z. An investigation into the RCCI engine operation under low load and its achievable operational range at different engine speeds. Energy conversion and management. 2016 Sep 15;124:399-413. doi: [10.1016/j.enconman.2016.07.026](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.07.026)
- [27] Splitter D, Wissink M, Kokjohn S, Reitz RD. Effect of compression ratio and piston geometry on RCCI load limits and efficiency. SAE Technical Paper. 2012 Apr 16. doi: [10.4271/2012-01-0383](https://doi.org/10.4271/2012-01-0383)
- [28] Moon S, Gao Y, Park S, Wang J, Kurimoto N, Nishijima Y. Effect of the number and position of nozzle holes on in-and near-nozzle dynamic characteristics of diesel injection. Fuel. 2015 Jun 15;150:112-22. doi: [10.1016/j.fuel.2015.01.097](https://doi.org/10.1016/j.fuel.2015.01.097)
- [29] Zhao Y, Liu X, Kook S. Effect of three-hole nozzle orientations on sprays and combustion in methanol-diesel dual direct injection engines. Applied Thermal Engineering. 2024 Oct 1;254:123953. doi: [10.1016/j.applthermaleng.2024.123953](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2024.123953)
- [30] Rojas-Reinoso EV, Morales-Chauca K, Lara-Lara J, Soriano JA, García-Contreras R. Adaptation and Validation of Injection Rate Predictive Model for Solenoid Type Injectors with Different Nozzle Geometry. Applied Sciences. 2024 Apr 17;14(8):3394. doi: [10.3390/app14083394](https://doi.org/10.3390/app14083394)
- [31] Firuzi R, Bagherpoor F, Farajollahi A. Engine Injector Multiphase Flow with Indicated

- Quantities Simulation for Different Orifice Geometries and Needle Movements. The Journal of Engine Research. 2022 Feb 20;65(65):21-41. doi: 10.22034/er.2022.697904
- [32] Yaliwal VS, Banapurmath NR, Gireesh NM, Hosmath RS, Donateo T, Tewari PG. Effect of nozzle and combustion chamber geometry on the performance of a diesel engine operated on dual fuel mode using renewable fuels. Renewable Energy. 2016 Aug 1;93:483-501. doi: 10.1016/j.renene.2016.03.020
- [33] Yousef O, Mashkour M. Effects of Nozzle Diameter and Holes Number on the Performance and Emissions of a Gasoline Direct Injection Engine. International Journal of Thermodynamics. 2024 Jan 3;27(1):1-2. doi: 10.5541/ijot.1272871
- [34] Nadimi E, Przybyła G, Løvås T, Adamczyk W. Effects of biodiesel injector configuration and its injection timing on performance, combustion and emissions characteristics of liquid ammonia dual direct injection engine. Journal of the Energy Institute. 2024 Jun 1;114:101605. doi: 10.1016/j.joei.2024.101605
- [35] Kumaran SS, Raghu P. Effect of Nozzle Hole Number on Diesel Engine Using Diesel and Biodiesel Blends. In IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 2020 Aug 1 (Vol. 912, No. 4, p. 042007). IOP Publishing. doi: 10.1088/1757-899X/912/4/042007
- [36] Li Z, Zhang Q, Zhang F, Liang H, Zhang Y. Investigation of Effect of Nozzle Numbers on Diesel Engine Performance Operated at Plateau Environment. Sustainability. 2023 May 25;15(11):8561. doi: 10.3390/su15118561
- [37] Dong S, Yang C, Ou B, Lu H, Cheng X. Experimental investigation on the effects of nozzle-hole number on combustion and emission characteristics of ethanol/diesel dual-fuel engine. Fuel. 2018 Apr 1;217:1-0. doi: 10.1016/j.fuel.2017.12.024
- [38] Park SW, Reitz RD. Modeling the effect of injector nozzle-hole layout on diesel engine fuel consumption and emissions. In ASME/IEEE Joint Rail Conference 2007 Jan 1 (Vol. 4787, pp. 375-389). doi: 10.1115/JRC/ICE2007-40022
- [39] Moon S, Komada K, Sato K, Yokohata H, Wada Y, Yasuda N. Ultrafast X-ray study of multi-hole GDI injector sprays: Effects of nozzle hole length and number on initial spray formation. Experimental Thermal and Fluid Science. 2015 Nov 1;68:68-81. doi: 10.1016/j.expthermflusci.2015.03.027
- [40] Zareei J, Alvarez JR. Analysis of the effect of the number of injector nozzles on the pressure and heat transfer coefficient in a hydrogen-diesel mixture diesel engine. International Journal of Hydrogen Energy. 2024 May 20;67:1148-56. doi: 10.1016/j.ijhydene.2023.11.175
- [41] Jafari B, DOMIRI GD. Numerical investigation in the effect of number of nozzle hole on performance and emission in dual fuel engine. International Journal of Automotive Engineering. 2013 Jun; 412-423.
- [42] Kothiwale GR, Akkoli KM, Doddamani BM, Kattimani SS, Ağbulut Ü, Afzal A, Kaladgi AR, Said Z. Impact of injector nozzle diameter and hole number on performance and emission characteristics of CI engine powered by nanoparticles. International journal of Environmental Science and Technology. 2023 May;20(5):5013-34. doi: 10.1007/s13762-022-04397-0
- [43] Parravicini M, Barro C, Boulouchos K. Compensation for the differences in LHV of diesel-OME blends by using injector nozzles with different number of holes: Emissions and combustion. Fuel. 2020 Jan 1;259:116166. doi: 10.1016/j.fuel.2019.116166
- [44] Som S, Ramirez AI, Longman DE, Aggarwal SK. Effect of nozzle orifice geometry on spray, combustion, and emission characteristics under diesel engine conditions. Fuel. 2011 Mar 1;90(3):1267-76. doi: 10.1016/j.fuel.2010.10.048
- [45] Asef A, Mohammadi A, Khorramirad V, Ajami N, Parivar AH, Maghsoudi Mehraban K. Study of GDI injector in constant volume chamber by optical measurements and CFD-Simulation. The Journal of Engine Research. 2022 Dec 22;69(69):39-48. doi: 10.22034/er.2022.697928
- [46] Rahimi A, Fatehifar E, Saray RK. Development of an optimized chemical kinetic mechanism for homogeneous charge compression ignition combustion of a fuel blend of n-heptane and natural gas using a genetic algorithm. Proceedings of the institution of mechanical engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. 2010 Sep 1;224(9):1141-59. doi: 10.1243/09544070JAUTO1343
- [47] Wang H, Yao M, Reitz RD. Development of a reduced primary reference fuel mechanism for internal combustion engine combustion simulations. Energy & Fuels. 2013 Dec 19;27(12):7843-53. doi: 10.1021/ef401992e