

## مطالعه تاثیرات افزودن جداگانه گازهای نیتروژن و هیدروژن بر عملکرد و میزان تولید آلاینده ها در یک موتور اشتعال تراکمی پاشش مستقیم سرعت بالا

رئوف مبشری<sup>۱</sup>، مهدی صدیق<sup>۲</sup>

Raoufmobasheri@gmail.com

۱- استادیار گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه آیت الله العظمی بروجردی (ره)

۲- کارشناس گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه آیت الله العظمی بروجردی (ره)

### چکیده

در تحقیق حاضر، به مطالعه و بررسی آثار افزودن جداگانه گازهای نیتروژن و هیدروژن بر عملکرد و میزان آلاینده های تولیدی در یک موتور اشتعال تراکمی پاشش مستقیم سرعت بالا پرداخته شده است. برای این منظور، ابتدا داده های حاصل از شبیه سازی با مقادیر تجربی مورد مقایسه قرار گرفته است و تطابق مناسبی جهت پیش بینی مقادیر فشار داخل سیلندر، آهنگ رهایی گرما و آلاینده های اکسیدهای ازت، دوده و مونواکسیدکربن بدست آمده است. در مطالعه حاضر، از الگوی اشتعال گسترش یافته سه ناحیه ایی شعله یکنواخت برای پیش بینی فرآیند احتراق بهره برده شده است. در فاز دوم تحقیق، آثار جداگانه افزودن گازهای نیتروژن و هیدروژن بر اساس درصد حجمی در بازه ۲ تا ۸٪ با گام های ۲ درصدی مورد مطالعه و بررسی قرار گرفته است. نتایج این تحقیق نشان داده است که با افزودن گاز هیدروژن، میزان تولید آلاینده های مونواکسیدکربن و دوده به ترتیب حدود ۵۴ و ۸۹٪ کاهش یافته است در حالی که افزودن نیتروژن به دلیل کاهش اکسیژن در دسترس در طول فرآیند احتراق، سبب افزایش این آلاینده ها به ترتیب حدود ۸۶ و ۱۴۶٪ در مقایسه با حالت پایه موتور (دیزل خالص) شده است.

واژگان کلیدی: موتور اشتعال تراکمی، فرآیند احتراق، آلاینده گی، افزودن هیدروژن و نیتروژن.

تاریخ دریافت مقاله :	۹۶/۰۵/۲۹
تاریخ پذیرش مقاله :	۹۷/۰۲/۱۹

## ۱- مقدمه

با افزایش روبه رشد سهم بازار خودرو از موتورهای اشتعال تراکمی و همچنین سخت‌گیرانه‌تر شدن قوانین زیست محیطی در ارتباط با آلاینده‌های خروجی موتورهای اشتعال تراکمی، باعث شده است تا محققان بسیاری در زمینه کاهش میزان آلاینده‌های خروجی و همچنین بهبود فرآیند احتراق اینگونه موتورها تلاش‌ها و تحقیقات فراوانی انجام دهند. افزایش بهره‌وری و کاهش میزان آلاینده‌های خروجی در موتورهای اشتعال تراکمی همزمان با هم، یک موضوع بسیار قابل توجه در میان محققان در این زمینه است. تحقیقات بسیار فراوانی در ارتباط با استفاده از سوخت‌های غیر فسیلی همانند گاز هیدروژن، گاز طبیعی فشرده شده، گاز مایع فشرده شده و همچنین زیست دیزل‌ها [۱-۳] به‌جای سوخت‌های سنگین دیزلی در راستای کاهش میزان آلاینده‌های خروجی و همچنین بهبود عملکرد موتور [۴] اشتعال تراکمی انجام شده است.

کاراگز و دستیارانش [۵]، آثار پاشش سوخت هیدروژن در چندراهه و وارد شدن آن به‌همراه هوا به‌درون استوانه را بر میزان آلاینده‌های خروجی و همچنین عملکرد موتور مطالعه کرده‌اند. در مطالعه آن‌ها، سه کسر انرژی هیدروژن ۰،۲۲ و ۰،۵۳٪ در نظر گرفته شده که راهبرد مطالعه آن‌ها و نتایج ارائه شده طبق این سه حالت بوده است. آن‌ها گزارش داده‌اند، با افزایش کسر انرژی هیدروژن، به علت انتقال حرارت بسیار بالا ساطع شده از احتراق هیدروژن به محیط در مقایسه با سوخت‌های دیگر، بازده حرارتی ترمزی کاهش داشته است. آن‌ها همچنین گزارش دادند که به علت بالا بودن سرعت پخش شعله حاصل از احتراق هیدروژن در مقایسه با سوخت‌های دیگر، میزان آلاینده‌های دوده با افزایش کسر انرژی هیدروژن به‌طور چشمگیری کاهش داشته است. اگرچه، با افزایش میزان هیدروژن ورودی به استوانه، میزان آلاینده‌های دوده، هیدروکربن‌های نسوخته و مونوکسید کربن کاهش می‌یابد ولی باعث افزایش میزان آلاینده‌های اکسیدهای نیتروژن می‌شود [۶].

تالیبی و دیگر دستیارانش در یک پژوهش تجربی مشابه دیگر، آثار افزودن گاز هیدروژن در استوانه در یک موتور اشتعال تراکمی پاشش مستقیم سرعت بالا را بر میزان آلاینده‌های و فرآیند احتراق آن موتور بررسی کرده‌اند [۷]. آن‌ها گزارش دادند، با افزودن گاز هیدروژن به درون استوانه

دمای فرآیند احتراق در مقایسه با احتراق دیزل خالص افزایش یافته و یک احتراق کامل‌تر اتفاق خواهد افتاد که در نتیجه میزان آلاینده‌های دوده و هیدروکربن‌های نسوخته کاهش یافته‌اند. آن‌ها همچنین اعلام کرده‌اند با افزایش میزان هیدروژن ورودی به استوانه، دمای احتراق افزایش یافته که در نتیجه میزان آلاینده‌های اکسیدهای نیتروژن افزایش یافته است. با افزودن میزان گاز هیدروژن ورودی به استوانه میزان آلاینده‌های دوده به علت جایگزین کردن بخش مشخصی از سوخت در هر چرخه با گاز هیدروژن و در نتیجه کاهش میزان کربن موجود در فرآیند احتراق در مقایسه با احتراق دیزل خالص، کاهش خواهد یافت [۸]. تارکان و دیگر همکارش نیز در یک پژوهش تجربی مشابه دیگر، آثار افزودن گاز هیدروژن درون استوانه را در یک موتور اشتعال تراکمی پاشش مستقیم نیز بررسی کرده‌اند [۹]. آن‌ها اشاره کردند با افزودن گاز هیدروژن به دلیل تغییر نوع فاز احتراق از دیزل به هیدروژن، مصرف سوخت اندیکاتوری افزایش داشته است. چان و همکارانش [۱۰] آثار افزودن گاز هیدروژن را بر سطح عملکرد و میزان آلاینده‌های خروجی موتور در حالت بازخورانی گازهای خروجی بررسی کرده‌اند. در تحقیق آن‌ها، فشار متوسط موثر ترمزی حدود ۴ بار و میزان بازخورانی گازهای خروجی نیز در بازه میان ۹ تا ۴۲٪ حفظ شد. علاوه بر آن، میزان درصد انرژی گاز هیدروژن از ۰ تا ۷/۴٪ متغیر بوده است. نتایج نشان داده است، با جایگزین کردن بخشی از سوخت دیزل با گاز هیدروژن، میزان احتراق پیش‌آمیخته سوخت دیزل افزایش پیدا کرده است. با استفاده از بازخورانی گازهای خروجی، میزان آلاینده‌های مونوکسید کربن، دوده و هیدروکربن‌های نسوخته افزایش پیدا می‌کند در حالیکه میزان آلاینده‌های اکسیدهای ازت به‌طور قابل توجهی کاهش پیدا خواهد کرد. با این حال، با افزودن گاز هیدروژن، میزان آلاینده‌های مونوکسید کربن، دوده و هیدروکربن‌های نسوخته کاهش پیدا کرده ولی منجر به افزایش سطح آلاینده‌های اکسیدهای ازت می‌شود [۶].

افزودن گاز هیدروژن به درون استوانه منجر به کاهش میزان آلاینده‌های دوده، مونوکسیدکربن و همچنین هیدروکربن‌های نسوخته خواهد شد. به عبارت دیگر، با افزودن گاز هیدروژن دمای احتراق افزایش یافته و یک احتراق کامل‌تر رخ خواهد داد و در نتیجه به علت اکسایش بهتر سوخت دیزل، میزان آلاینده‌های اکسیدهای ازت افزایش پیدا خواهد کرد. بسیاری

حاصل از احتراق زیست دیزل بیشتر بوده و همچنین آلایندگی دوده کمتری نیز در مقایسه با احتراق دیزل حاصل شده است. فراری و آمبروسیو [۱۷] در پژوهش تجربی خود، آثار استفاده از پیش پاشش دوگانه را بر صدای احتراق موتور، میزان آلایندگی و مصرف سوخت یک موتور اشتعال تراکمی مطالعه کرده‌اند. نتایج حاصل از پژوهش‌های آن‌ها نشان داده است که استفاده از راهبرد پاشش سه مرحله‌ای (پیش پاشش+پیش پاشش+پاشش سه مرحله‌ای) در شرایط کارکردی بار سبک، دور پایین منجر به افزایش بیشتر فشار فرآیند احتراق، کاهش بیشینه نرخ رهایی گرما، کاهش مصرف سوخت و همچنین کاهش در زمان تاخیر در اشتعال شده است. علاوه بر این، آن‌ها گزارش داده‌اند که استفاده از پاشش دوگانه در شرایط کارکردی بار و سرعت متوسط باعث کاهش آلایندگی اکسیدهای ازت می‌شود ولی افزایش آلایندگی دوده و صدای احتراق از معایب استفاده از این راهبرد پاششی است. سو و لین [۱۸] یادآوری کرده‌اند، برای کنترل و کاهش سطح آلایندگی و همچنین بهره‌وری بهینه موتور، مقدار سوخت پیش پاشش باید متناسب با دور و بار موثر موتور باشد. آثار استفاده همزمان از پیش پاشش و پاشش‌های چند مرحله‌ای در یک موتور اشتعال تراکمی پاشش مستقیم کار سنگین توسط مبشری و همکاران بررسی شده است [۱۹]. آن‌ها گزارش داده‌اند که اختصاص دادن میزان حدوداً ۰/۵٪ از کل سوخت به مرحله پیش پاشش به همراه پاشش حدود ۲۵٪ از سوخت در هر چرخه در مرحله دوم، باعث کاهش دوره تاخیر در اشتعال شده است و همچنین دمای احتراق و میزان اکسیدهای نیتروژن به دنبال این راهبرد پاششی کاهش یافته و با این حال تاثیری در میزان سطح آلایندگی دوده نداشته است. آن‌ها همچنین گزارش داده‌اند که با افزایش تعداد مراحل پاشش سوخت در هر چرخه (بیش از چهار یا پنج پاشش در هر چرخه) می‌تواند تاثیر بسزایی در کاهش میزان آلایندگی دوده و اکسیدهای نیتروژن داشته باشد ولی افزایش میزان مصرف سوخت موتور نیز یکی از معایب استفاده از این راهبرد پاششی است.

طبق ادبیات فن مشاهده شد که افزودن گاز هیدروژن به درون استوانه یکی از راهبردهای موثر برای بهبود عملکرد موتور است. به عبارت دیگر، با افزودن گاز هیدروژن، دمای حاصل از احتراق بالا رفته، اکسایش سوخت و هوا بهبود یافته که در نتیجه توان موتور و فشار موثر درون استوانه افزایش

از محققان برای کاهش میزان آلایندگی اکسیدهای ازت از راهبرد بازخورانی گازهای خروجی استفاده کرده که در نتیجه علاوه بر کاهش میزان آلایندگی اکسیدهای ازت، عملکرد موتور نیز ضعیف‌تر خواهد شد [۱۰]. افزودن گاز نیتروژن یکی از راهبردهای موثر برای کاهش میزان آلایندگی اکسیدهای ازت است بدون آنکه باعث تضعیف آنچنانی سطح عملکرد موتور شود [۱۱]. به عبارت دیگر، کاهش میزان اکسیژن ورودی به درون استوانه منجر به کاهش میزان آلایندگی اکسیدهای ازت خواهد شد [۱۲ و ۱۳].

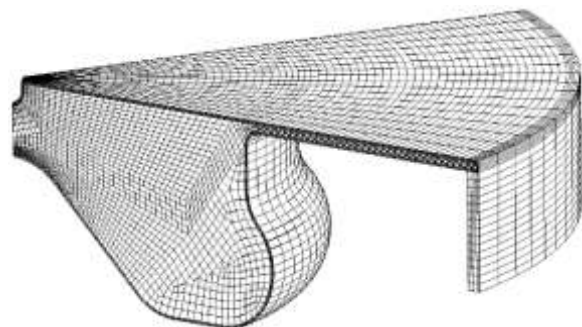
راهبردهای مناسب زیادی برای کنترل کیفی عملکرد موتور و همچنین میزان آلایندگی خروجی حاصل از احتراق گزارش شده است. یکی از این راهبردها، پاشش چند مرحله‌ای سوخت است که این اجازه را می‌دهد تا سوخت طی دو تا چند مرحله درون محفظه احتراق تزریق شود.

مبشری و همکاران [۱۴] آثار استفاده از انواع راهبردهای پاشش سوخت را بر عملکرد و میزان آلایندگی‌های خروجی یک موتور احتراق تراکمی پاشش مستقیم کار سنگین بررسی کرده‌اند. آن‌ها گزارش داده‌اند که استفاده از پیش پاشش به همراه پاشش اصلی بهینه دارای تاثیر مثبت بر فرآیند احتراق دارد که باعث می‌شود تا رهاسازی گرما حاصل از پاشش سوخت طی دو مرحله انجام شود و در نتیجه باعث کاهش دمای احتراق و همچنین کاهش آلایندگی اکسیدهای ازت شود. طبق نتایج آن‌ها، اختصاص دادن میزان مناسبی سوخت به مرحله پیش پاشش به همراه استفاده از راهبرد بازخورانی گازهای خروجی، منجر به کاهش آلایندگی دوده شده بدون آنکه اکسیدهای ازت افزایش داشته باشند. تروبا و همکاران [۱۵]، در پژوهش مشابه دیگری، آثار استفاده از پیش پاشش و زمان بندی پاشش آن را با استفاده از دستگاه‌های اندازه‌گیری نوری و مدل سازی‌های سه بعدی بررسی کرده‌اند. آن‌ها نشان داده‌اند، زمان بندی پیش پاشش تاثیر بسزایی بر تشکیل و بهبود فازهای مایع و گازی درون استوانه دارد. در یک پژوهش تجربی جون و پارک [۱۶] آثار استفاده از پیش پاشش را بر دمای احتراق و آلایندگی دوده با دو نوع سوخت دیزل و زیست‌دیزل بررسی کرده‌اند. نتایج تجربی نشان داده است، با افزایش میزان سوخت پیش پاشش، دمای احتراق کاهش یافته است. آن‌ها همچنین اشاره کرده‌اند، با مقایسه میان احتراق سوخت دیزل و زیست‌دیزل، دمای

خواهد یافت. با این حال، میزان آلاینده‌های اکسیدهای ازت افزایش پیدا خواهد کرد. از راهبردهای موثر برای کاهش میزان آلاینده‌های اکسیدهای ازت، بازخورانی گازهای خروجی است که کاهش سطح عملکرد موتور را به دنبال دارد. در پژوهش حاضر همانند دیگر محققان دیگر، بررسی آثار افزودن گاز هیدروژن در یک موتور اشتعال تراکمی پاشش مستقیم سرعت بالا است. در این پژوهش، راهبرد پاشش دو مرحله‌ای سوخت و همچنین افزودن گاز نیتروژن برای بهبود عملکرد موتور و همچنین کاهش آلاینده‌های اکسیدهای ازت حاصل از افزودن گاز هیدروژن، به کار گرفته شده است. به طور کلی، مقاله روبه‌رو به دو بخش تقسیم شده است؛ در بخش اول صحت سنجی نتایج تجربی و شبیه‌سازی شده با هم مقایسه شده که توافق خوبی با یکدیگر داشته‌اند. در بخش دوم، آثار پاشش دو مرحله‌ای و افزودن جداگانه گاز هیدروژن و نیتروژن بر سطح عملکرد و میزان آلاینده‌های موتور بررسی شده است.

۲- شبکه محاسباتی و الگوهای به کار رفته

در پژوهش حاضر، شبکه محاسباتی برای انجام مطالعه حاضر توسط نرم افزار دینامیک سیال محاسباتی AVL ESE ایجاد شده است [۲۰]. بدلیل مکان هندسی متقارن سامانه پاشش سوخت و قرارگیری آن در مرکز سرسیلندر و همچنین به دلیل وجود ۶ سوراخ در سامانه پاشش، محاسبات بر روی یک قطاع ۶۰ درجه صورت پذیرفته است. شکل محفظه احتراق طراحی شده و شبکه‌های محاسباتی آن برای موقعیتی که پیستون در نقطه مکث بالا قرار دارد در شکل (۱) نشان داده شده است. همانگونه که در شکل مشهود است سطح کاسه پیستون جهت انجام محاسبات انتقال حرارت دقیق تر با سه لایه یکنواخت و سراسری شبکه‌بندی شده است.



شکل (۱) شبکه محاسباتی در نقطه مکث بالا.

الگو بر خلاف الگوهای دیگر، نتایج مستقل از تاثیر تعداد بلوک- بلوکها است. طبق الگوی نوردین، برخورد میان دو ذره زمانی اتفاق می افتد که مدارهای آن ها از وسط قطع شود و نقطه تقاطع دو ذره در یک زمان و در مرحله ادغام پاشش به هم برسند [۲۰].

زمانی که گام زمانی محاسبات بزرگتر از زمان همبستگی آشفستگی باشد، ذره پاشیده شده از بیش از یک گرداب آشفستگی می گذرد پس به همین دلیل بیش از یک سرعت نسبی آشفستگی خواهد داشت. با توجه به حالت بیان شده، سرعت نوسانی دیگر در خلال چرخه ادغام زمانی ثابت نخواهد بود. در این مطالعه از الگوی اورورک (O'Rourke) برای بررسی و شبیه سازی پراکندگی آشفستگی ذرات پاشیده شده استفاده شده است [۲۸]. در این الگو بجای کاهش گام زمانی پاشش، نوسانات ذرات صفر در نظر گرفته می شود اما در هر گام زمانی محاسباتی، مکان و سرعت جدید ذره محاسبه می شود [۲۰].

چگونگی برخورد ذرات مایع با دیواره می تواند نقش مهم و اساسی در یک موتور اشتعال تراکمی و یا اشتعال جرقه ایی ایفا کند و این مسئله زمانی که موتور مورد نظر دارای استوانه هایی با قطر کم است بسیار تاثیرگذار خواهد بود زیرا فاصله میان سامانه پاشش و کاسه پیستون بسیار کم خواهد بود و سهم بسیاری از سوخت با دیواره برخورد خواهد کرد که هنوز تبخیر و یا گردافشانی نشده است. این موضوع، فرآیند احتراق را بسیار تحت تاثیر قرار می دهد زیرا احتراق ناقص سوخت در ناحیه نزدیک به دیواره باعث افزایش تشکیل آلاینده هایی چون دوده و هیدروکربن های نسوخته می شود. رفتار قطر در هنگام و پس از برخورد با دیواره بستگی به چندین پارامتر مهم از قبیل سرعت قطره، قطر، خصوصیات قطره، زبری سطح دیواره و دمای دیواره دارد. در این مطالعه برای شبیه سازی و بررسی برخورد ذرات به دیواره از الگوی اورورک و آمسدن (O'Rourke and Amsden) استفاده شده است [۲۹]. در این الگو به جای استفاده از پارامتر بی بعد  $K$ ، نویسندگان آن از عدد ماخ پاشیده شدن  $E$  استفاده کرده اند. این الگو را نیز می توان به همراه الگوی غشای دیواره استفاده کرد.

علاوه بر الگوهای تعریف شده در بالا، برای اصلاح سرعت پاشش و قطر ذرات سوخت در آغازین لحظات شروع پاشش سوخت در خلال خلاءزایی از الگوی سامانه پاشش (Diesel

سوخت و عامل اکسید کننده است. واکنش های شیمیایی سوخت در این ناحیه به وقوع می پیوندند. تاخیر در اشتعال تحت تاثیر عواملی همچون دمای ناحیه ایی، فشار، نسبت سوخت به هوا و میزان گازهای باقی مانده از چرخه قبل است. مرحله تبخیر و اختلاط و به ویژه آهنگ اختلاط سوخت به عنوان یک عامل بحرانی و تعیین کننده در موتور اشتعال تراکمی مطرح می باشد و مراحل اولیه اشتعال به شدت تحت تاثیر این فرآیند قرار می گیرند. الگوهای اختلاطی زیادی وجود دارد که در این مطالعه نرخ مخلوط مهار شده واکنش بر حسب مقیاس زمانی آشفستگی  $k_{\zeta-f}$  استفاده شده که توسط هانجلیک و همکاران توسعه داده شده است [۲۳]. این الگو بر اساس اصل وارفتگی بیضوی داربین بنا شده که برای حل معادلات مورد نظر از آهنگ مقیاس سرعت  $\zeta = \frac{v^2}{k}$  به جای  $v^2$  بهره گرفته شده است [۲۰].  $v^2$  یک مقیاس سرعت و  $k$  نیز انرژی سینتیکی اختلاط می باشد. از مزایای استفاده از این الگو می توان به اهمیت آن در ناحیه سامانه افشانه سوخت اشاره کرد که شرایط مرزی دیواره ای در آن بسیار تاثیر گذار است. در مقایسه با الگوی آشفستگی  $k-E$ ، استفاده از الگوی اشاره شده با ۱۵٪ افزایش در زمان محاسبات همراه است.

وظیفه اصلی سامانه پاشش گردافشانی سوخت با درجه بسیار بالاست تا فرآیند تبخیر سوخت در زمان کوتاه تر و بهینه تری انجام شود و در نتیجه طول نفوذ ذرات سوخت در استوانه افزایش یافته و ترکیب سوخت و هوای بهینه تری نتیجه شود [۲۴]. در راستای شبیه سازی سامانه پاشش سوخت و همچنین گردافشانی اولیه و ثانویه ذرات سوخت در مطالعه حاضر، از الگوی جدایش سوخت KH-RT استفاده شده است که با ذکر جزئیات بیشتر در منابع [۲۵-۲۶] شرح داده شده است. در این الگو، کلوین-همهولتز (KH) موج های سطحی و ریلی-تیلور (RT) اغتشاشات باید بطور مداوم و پیاپی در رقابت با هم باشند تا فرآیند واپاشی قطرات سوخت رخ دهد. مکانیزم کلوین-همهولتز برای سرعت های نسبی بالا و محیط هایی با چگالی زیاد مناسب تر است. مکانیزم ریلی-تیلور اینگونه است که کاهش سریع سرعت قطرات باعث رشد امواج سطحی در نقطه آرام قطره سوخت پاشیده شده می شود.

در پژوهش حاضر، برای شبیه سازی برخورد ذرات سوخت، از الگوی نوردین (Nordin) استفاده شده است [۲۷]. این الگو، بهینه شده الگوی اورورک (O'Rourke) است که در این

استفاده شده نسبت اکسیژن به نیتروژن موجود در هوا ۰/۲۰۹ به ۰/۷۹۱ در نظر گرفته شده است.

## ۲-۱- معادلات حاکم بر مساله

معادلات حاکم بر مساله در حوزه محاسباتی مورد بررسی شامل، معادلات پیوستگی، معادله مومنتوم و معادله انرژی بوده که در ادامه به معرفی آنها پرداخته شده است. لازم به ذکر است که به علت آشفته بودن جریان، کلیه کمیت‌های متوسط‌گیری شده زمانی، به صورت عادی بیان شده، در بیان معادلات از اندیس متوسط زمانی صرف‌نظر شده است.

### ۲-۱-۱- معادله پیوستگی

در معادله (۱)،  $u$  سرعت سیال،  $\rho$  چگالی کل و  $\dot{\rho}_s$  دبی جرم سوخت دیزل پاشیده شده به درون محفظه احتراق است.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u) = \dot{\rho}_s \quad (1)$$

### ۲-۱-۲- معادله مومنتوم

در معادله (۲)،  $p$  فشار سیال،  $\alpha$  یک کمیت بی‌بعد که برای بهبود بازده محاسبات در جریان‌های با عدد ماخ پایین بکار می‌رود که در صورت عدم استفاده از این روش،  $\alpha = 1$  خواهد بود.

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u u) = -\frac{1}{\alpha^2} \nabla p - A_0 \left( \frac{2}{3} \rho k \right) + \nabla \cdot \sigma + \dot{F}^s + \rho g \quad (2)$$

$A_0$  در محاسبات جریان آرام، برابر صفر بوده، ولی در صورتی که از مدل‌های جریان آشفته استفاده شود، مقدار  $A_0$  برابر یک خواهد بود.  $\dot{F}^s$  مومنتومی است که به وسیله افشانه سوخت به سیستم اضافه می‌شود.  $\sigma$  تانسور تنش‌های ویسکوز است که به صورت نیوتنی در نظر گرفته می‌شود.

$$\sigma = \mu |\nabla u + (\nabla u)^T| + \lambda (\nabla \cdot u) I \quad (3)$$

در معادله بالا،  $\mu$  ویسکوزیته سیال،  $I$  تانسور واحد و  $\lambda$  ضریب دوم ویسکوزیته است که از رابطه (۳) بدست می‌آید.

$$\lambda = \frac{2}{3} \mu \quad (4)$$

### ۲-۱-۳- معادله انرژی

در معادله (۵)،  $I$  انرژی داخلی ویژه و  $J$  بردار شار حرارتی است که مجموع رسانش حرارتی و پخش آنتالپی است.

$$\frac{\partial(\rho I)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u I) = -\rho \nabla \cdot u + (1 - A_0) \sigma : \nabla u - \nabla \cdot J + A_0 \rho \varepsilon + \dot{Q}^c + \dot{Q}^s \quad (5)$$

Nozzle Flow) استفاده شده است که تنها با دانستن چند پارامتر از قبیل دبی جرمی، هندسه قطر، نسبت شعاع ورودی به قطر هندسی و نسبت طول مجرای پاشش به قطر هندسی، الگوی مورد نظر می‌تواند با یک تحلیل یک بعدی جریان درون سوراخ پاشش را تحلیل کند.

تشکیل آلاینده اکسیدهای نیتروژن در موتورهای اشتعال تراکمی به سه فرآیند متفاوت بستگی داشته که عبارتند از: NO گرمایی، NO سریع و NO سوخت [۳۰]. در موتورهای اشتعال تراکمی اغلب فرآیند سوم (NO سوخت) را نادیده گرفته که دلیل آن مقدار ناچیز نیتروژن موجود در ترکیب سوخت است. شبیه سازی تشکیل آلاینده اکسیدهای نیتروژن معمولاً بر مبنای فرآیند NO گرمایی است و از الگوی گسترش یافته زلدوویچ در این تحقیق استفاده شده است. این الگو بر پایه فرضیه تعادل شیمیایی استوار است و بیان می‌کند که تنها اتم نیتروژن N به عنوان گونه حد واسط و اکسید شیمیایی این سازوکار در نظر گرفته شده است. فرآیند NO سریع اشاره به گاز  $N_2$  و واکنش آن با C، CH و  $CH_2$  که گونه‌های موجود در سوخت می‌باشند دارد. در سوخت‌هایی که حاوی نیتروژن بوده، فرآیند سوم (NO سریع) کمتر رخ می‌دهد. برای سوخت‌هایی مانند سوخت‌های زیستی که معمولاً با دمای کمتری فرآیند اشتعال را سپری می‌کنند، NO سریع می‌تواند دلیل اصلی تشکیل آلاینده اکسیدهای نیتروژن باشد [۳۱].

تشکیل آلاینده دوده و سیر تشکیل آن در طول فرآیند احتراق تحت تاثیر واکنش فیزیکی و شیمیایی زیادی است که طی یک میلیونیم ثانیه اتفاق می‌افتند. سازوکار آلاینده دوده به سبب دلایل زیادی از قبیل تعداد زیاد گونه‌های اصلی تشکیل دهنده سوخت، سازوکار پیچیده اشتعال و همچنین فعل و انفعالات ناهمگن در حین تشکیل این آلاینده، شبیه سازی این فرآیند را مشکل کرده است [۳۲]. در مطالعه حاضر برای بررسی تشکیل و اکسایش دوده از الگوی هیروياسو [۳۳] استفاده شده است. با توجه به این موضوع که پژوهش حاضر یک مطالعه عددی با استفاده از نرم‌افزار دینامیک سیال محاسباتی AVL FIRE است و نمی‌توان با استفاده از شرایط تجربی گازهای نام‌برده را وارد استوانه کرد، بر همین اساس، با توجه به ویژگی‌های کاربردی نرم‌افزار، گازها در همان ابتدا محاسبات (به‌هنگام بسته شدن سوپاپ ورودی هوا) همراه با هوا فرض شده‌اند که در تمامی روابط

احتراق بپاشد حدود ۱۶۰۰ بار است. مشخصات کامل آن در جدول (۱) آمده است [۳۴]. همچنین، سوخت مصرفی موتور مورد مطالعه در این پژوهش، یک سوخت با کیفیت با درصد سولفور بسیار پایین ULSD است که با نام تجاری Diesel EN590 و عدد ستان ۵۲/۱ در بازارهای اروپا استفاده می‌شود. در تمام شبیه‌سازی‌ها، فشار پاشش و طول دوره پاشش برای مرحله پیش پاشش و پاشش اصلی ثابت نگه داشته شده است. شکل‌های (۲) و (۳) مقایسه میان روند تغییر فشار میانگین تجربی و عددی احتراق دیزل خالص و احتراق حاصل از افزودن ۴٪ حجمی گاز هیدروژن درون محفظه احتراق را نشان می‌دهد [۳۴]. همان‌طور که شکل‌های (۲) و (۳) نشان می‌دهد، روند تغییر فشار درون استوانه که توسط نرم‌افزار دینامیک سیال محاسباتی شبیه‌سازی شده است، بسیار شبیه به روند تغییر فشار تجربی است. طبق شکل اگر دقت شود تنها حدود چند درجه ناپهنجاری بعد و قبل از نقطه مکث بالا دیده می‌شود که می‌تواند مربوط به عدم قطعیت در مورد اطلاعات و شرایط اولیه تجربی مانند طول دوره پاشش، زمان شروع پاشش و میزان دما به‌هنگام بسته شدن سوپاپ‌ها باشد. جدول (۲) مقایسه میان میزان آلاینده‌گی خروجی تجربی و شبیه‌سازی شده برای هر دو حالت احتراق دیزل خالص، احتراق دیزل و نیتروژن و احتراق دیزل-هیدروژن را نشان داده است [۳۴].

جدول (۱) مشخصات فنی موتور.

۴	تعداد استوانه‌ها
۸۶	قطر استوانه (میلی‌متر)
۸۶	طول مسیر سمبه (میلی‌متر)
۱۸/۲	نسبت تراکم
۱۹۹۸	حجم موتور (سی‌سی)
۱۵۵	طول دسته سمبه (میلی‌متر)
۱۵۰۰	دور موتور (دور بر دقیقه)
۱۲۰۰	فشار پاشش سوخت (بار)
۶	تعداد سوراخ‌های سامانه پاشش سوخت
۰/۱۵۴	قطر سوراخ‌های سامانه پاشش سوخت (میلی‌متر)
۱۵۴	زاویه پاشش سوخت (درجه)
۰/۶	میزان سوخت پیش پاشش (میلی‌گرم)
۳۴۵	دمای هوای ورودی (کلوین)
۰/۱۶۲	فشار هوای ورودی (مگاپاسکال)

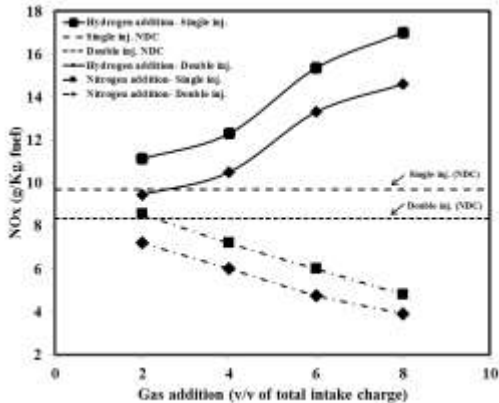
$$J = -kVT - \rho D \sum_m h_m \nabla \left( \frac{\rho m}{\rho} \right) \quad (۶)$$

در معادله (۶)، T دمای سیال،  $h_m$  آنتالپی ویژه گونه m و D ضریب نفوذ قانون فیک (Ficks Law) است.  $Q^c$  انرژی آزاد شده از سوخت و  $Q^s$  انرژی آزاد شده اثرات متقابل افشانه سوخت است.

### ۳- بحث و نتایج

در پژوهش حاضر، آثار افزودن گاز هیدروژن و نیتروژن بر عملکرد و همچنین میزان آلاینده‌گی‌های خروجی موتور بررسی شده است. پژوهشگران در این پژوهش، هدف خود را بر بررسی آثار گازهای نامبرده بر میزان میانگین فشار موثر داخلی موتور، مصرف سوخت و میزان آلاینده‌گی‌های مونوکسید کربن، دوده و اکسیدهای ازت گذاشته‌اند. بخش اول پژوهش، مختص به صحت سنجی نتایج شبیه‌سازی شده و مقایسه آن با نتایج تجربی بدست آمده است. در بخش اول، صحت سنجی احتراق تجربی و عددی دیزل خالص و افزودن ۴ درصد حجمی جداگانه گاز هیدروژن به‌همراه میزان آلاینده‌گی خروجی و مقایسه آن‌ها در آن بخش بحث شده است.

بخش دوم، آثار جداگانه افزودن گازهای نیتروژن و هیدروژن بر اساس درصد حجمی از ۲ تا ۸٪ با گام‌های ۲ بررسی شده است. میزان آلاینده‌گی خروجی دوده، مونوکسید کربن و اکسیدهای ازت و همچنین سطح عملکرد موتور اشتعال تراکمی توان و مصرف سوخت مورد بررسی قرار گرفته است. لازم به ذکر است در این پژوهش همانند پژوهش‌های دیگر، سوخت دیزل با گاز هیدروژن جایگزین شده است. به ازای هر ۲٪ افزودن گاز هیدروژن، ۴٪ از کل سوخت دیزل در هر چرخه حذف شده است. موتوری که در این مطالعه استفاده شده است و شبیه‌سازی‌ها براساس حالت کارکردی آن انجام شده است، یک موتور اشتعال تراکمی پاشش مستقیم سرعت بالا پرخوران است. این موتور توسط شرکت موتورسازی فورد (FORD) ساخته شده است که با نام تجاری پوما (PUMA) شناخته می‌شود. سرسیلندر موتور مجهز به دو میل بادامک است. در جدول (۱) مشخصات بیشتر این موتور نشان داده شده است [۳۴]. موتور مجهز به یک سامانه مخزن مشترک پاشش مستقیم نسل دوم Delphi است که به‌صورت الکترونیکی کنترل می‌شود. بیشینه فشار پاششی که این سامانه می‌تواند توسط آن سوخت را درون محفظه



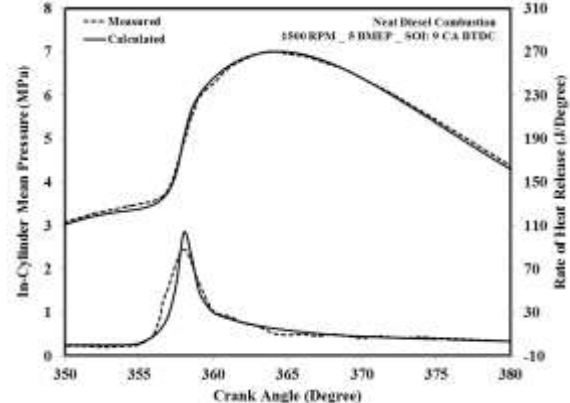
شکل (۴) نمودار میزان آلاینده‌های ازت خروجی در حالات مختلف افزودن جداگانه گازها و استفاده از پاشش دو مرحله‌ای.

طبق شکل مشاهده می‌شود با افزودن گاز هیدروژن میزان آلاینده‌های ازت افزایش و با افزودن گاز نیتروژن میزان این آلاینده‌گی در مقایسه با حالت احتراق دیزل خالص کاهش داشته است. دلایل زیادی برای توجیه این تغییرات بر روند تشکیل این آلاینده‌گی وجود دارد.

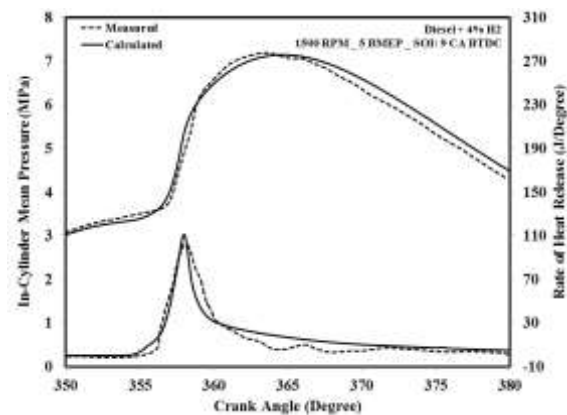
افزودن گاز نیتروژن از چندین طریق بر روند فرآیند احتراق تاثیر خواهد گذاشت. یک، افزودن آن منجر به کاهش سطح اکسیژن در دسترس برای فرآیند احتراق خواهد شد. دو، باعث افزایش ظرفیت گرمایی ویژه هوا درون استوانه خواهد شد. سه، باعث کاهش بازده حجمی استوانه و کاهش میزان اکسیژن ورودی طی مرحله مکش می‌شود.

با توجه به توضیحات ارائه شده متوجه می‌شویم که عامل اصلی که افزودن گاز نیتروژن باعث تغییر در روند فرآیند احتراق می‌شود، کاهش میزان اکسیژن ورودی به درون استوانه است. با افزایش میزان درصد حجمی افزودن گاز نیتروژن، میزان اکسیژن ورودی به درون استوانه کاهش یافته و در نتیجه اکسیژن کمتری برای تشکیل آلاینده‌های اکتسیدهای ازت وجود خواهد داشت. اکتسیدهای ازت گرمایی مستقیماً تحت تاثیر میزان دمای درون استوانه است. کاهش سطح اکسیژن ورودی منجر به تضعیف فرآیند اکسایش سوخت شده و در نتیجه دمای حاصل احتراق کاهش می‌یابد و به دنبال آن میزان آلاینده‌گی خروجی اکتسیدهای ازت کاهش یافته است.

افزودن گاز هیدروژن و مشارکت آن در فرآیند احتراق هیچ‌گونه آلاینده‌گی تولید نخواهد کرد. تنها محصول حاصل از احتراق گاز هیدروژن، بخار آب است. ارزش حرارتی گاز



شکل (۲) مقایسه میان روند تغییر فشار و آهنگ رهایی گرما تجربی و عددی احتراق دیزل خالص.



شکل (۳) مقایسه میان روند تغییر فشار و آهنگ رهایی گرما تجربی و عددی درون محفظه احتراق برای احتراق دیزل-هیدروژن.

جدول (۲) مقایسه میان نتایج تجربی و عددی میزان آلاینده‌گی‌های خروجی.

آلاینده‌ها (عددی-تجربی)	احتراق دیزل خالص	دیزل و نیتروژن	دیزل و هیدروژن
مونوکسید کربن	۱/۵۷-۱/۵۳	۲-۱/۹۷	۱/۲۵-۱/۲۱
دوده	۰/۷۵-۰/۷۳	۰/۹۵-۰/۹۴	۰/۲۵-۰/۲۳
اکتسیدهای ازت	۹/۵-۹/۷	۷/۱۳-۷/۲	۱۲/۱-۱۲/۳

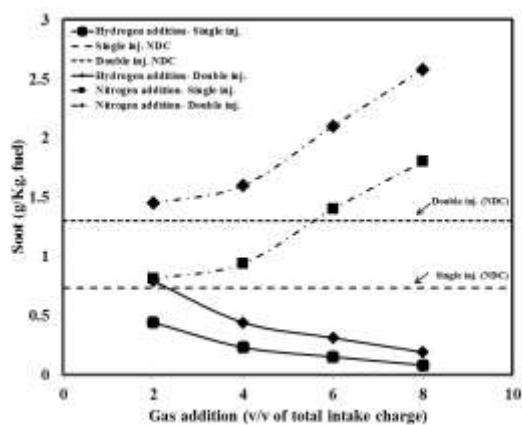
طبق جدول توافق خوبی میان نتایج تجربی و عددی مشاهده می‌گردد. لازم به ذکر است واحد اندازه‌گیری برای میزان آلاینده‌های خروجی که در جدول زیر نشان داده شده است، بر واحد g/Kg. fuel است.

شکل (۴) میزان آلاینده‌گی خروجی اکتسیدهای ازت حاصل از افزودن جداگانه گازهای نیتروژن و هیدروژن و همچنین آثار پاشش دو مرحله‌ای را بر روند تشکیل این آلاینده نشان می‌دهد.



شکل (۵) میزان آلایندگی خروجی دوده حاصل از افزودن جداگانه گازهای نیتروژن و هیدروژن و همچنین آثار پاشش دو مرحله‌ای را بر روند تشکیل این آلایندگی نشان می‌دهد. طبق شکل (۵) مشاهده می‌شود با افزودن گاز نیتروژن میزان آلایندگی دوده افزایش یافته و با افزودن گاز هیدروژن میزان این آلایندگی کاهش چشمگیر داشته است. همانطور که قبلاً به آن اشاره شد با افزودن گاز نیتروژن میزان اکسیژن ورودی به استوانه کاهش یافته و همچنین ظرفیت گرمایی ویژه هوای ورودی نیز افزایش پیدا کرده و منجر به کاهش بیشینه دمای حاصل از احتراق شده است.

به‌طور کلی تشکیل و اکسایش آلایندگی دود به مشخصه‌های زیادی وابسته است که مهمترین آن، میزان اکسیژن ورودی به استوانه، دمای احتراق و میزان کربن شرکت کننده در فرآیند احتراق است. با افزودن میزان گاز نیتروژن ورودی به استوانه، اکسیژن کمتری وارد استوانه شده و فرآیند اکسایش دوده را تضعیف کرده است. همان‌طور که قبلاً به آن اشاره شد، با کاهش میزان اکسیژن ورودی به استوانه حاصل از افزایش درصد حجمی گاز نیتروژن، فرآیند اکسایش سوخت به علت کاهش میزان اکسیژن موجود تضعیف شده و در نتیجه دمای احتراق که یکی از عوامل موثر بر روند فرآیند تشکیل و اکسایش دوده است کاهش یافته است. افزودن هیدروژن به درون استوانه منجر به کاهش چشم‌گیر آلایندگی دوده شده است. همان‌طور که قبلاً به آن اشاره شد در این پژوهش در راستای کاهش میزان آلایندگی و بهبود عملکرد موتور، هر ۴٪ سوخت دیزل در هر چرخه به ۲٪ گاز هیدروژن جایگزین شده است.



شکل (۵) نمودار میزان آلایندگی دوده خروجی در حالات مختلف افزودن جداگانه گازها و استفاده از پاشش دو مرحله‌ای.

هیدروژن در مقایسه با دیگر سوخت‌ها بسیار بالاست که این ویژگی باعث شده تا با افزودن این گاز به درون استوانه و شرکت در فرآیند احتراق، میزان اکسیدهای ازت افزایش یابد. طبق شکل (۴) مشاهده می‌شود با افزایش درصد حجمی افزودن گاز هیدروژن میزان آلایندگی اکسیدهای ازت افزایش چشمگیری در مقایسه با حالت احتراق دیزل خالص داشته است.

افزودن گاز هیدروژن به درون استوانه باعث افزایش دمای فرآیند احتراق شده و در نتیجه فرآیند اکسایش سوخت بهبود یافته و در نتیجه میزان آلایندگی اکسیدهای ازت افزایش داشته است. طبق آنچه که قبلاً به آن اشاره شد عامل اصلی و تاثیرگذار بر روند تشکیل اکسیدهای ازت گرمایی، میزان گرمای درون استوانه است که با افزایش میزان گاز هیدروژن ورودی به استوانه این میزان افزایش چشمگیری داشته است. طبق شکل مشاهده می‌شود با افزودن ۸ درصد حجمی گاز هیدروژن به استوانه، میزان اکسیدهای ازت حدود ۷۵٪ افزایش چشمگیر داشته است. افزودن ۸ درصد حجمی گاز نیتروژن منجر به کاهش چشمگیر این آلایندگی که حدوداً ۵۰٪ گزارش شده است.

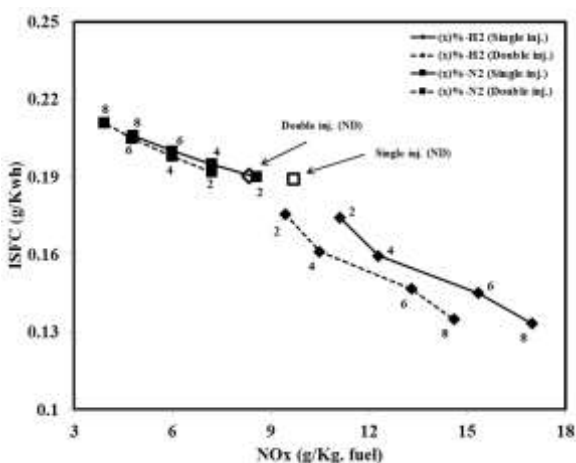
از راهبردهای دیگر این مطالعه بررسی آثار همزمان پاشش دو مرحله‌ای و افزودن جداگانه گازهای نیتروژن و هیدروژن بر میزان آلایندگی‌های خروجی و سطح عملکرد موتور است. مشاهده می‌شود استفاده از راهبرد پاشش دو مرحله‌ای باعث کاهش میزان آلایندگی اکسیدهای ازت شده است. پاشش دو مرحله‌ای همانند راهبرد افزودن گاز نیتروژن باعث می‌شود تا میزان اکسیژن در دسترس برای فرآیند احتراق کاهش یافته و در نتیجه اکسایش سوخت توسط هوا کاهش یابد و اکسیژن کمتری برای تشکیل اکسیدهای ازت وجود داشته باشد. با پاشش ۰/۶ میلی گرم سوخت در ۲۰ درجه میل لنگ قبل از نقطه مکث بالا باعث شده است تا سوخت پاشیده شده در این مرحله با میزانی از اکسیژن واکنش پیش‌آمیخته انجام داده و در نتیجه میزان اکسیژن موجود برای مرحله پاشش اصلی کاهش یابد.

با توجه به شکل (۴) نتیجه می‌شود استفاده از پاشش دو مرحله‌ای همزمان با افزودن گاز نیتروژن منجر به کاهش چشمگیر میزان آلایندگی خروجی اکسیدهای ازت شده و این میزان کاهش تا حدود ۶۰٪ در مقایسه با حالت احتراق دیزل خالص پاشش تک مرحله‌ای گزارش شده است.

با افزودن گاز هیدروژن به درون استوانه، دمای احتراق بالا رفته، میزان کربن شرکت کننده در فرآیند احتراق کاهش می‌یابد. همچنین میزان اکسیژن بیشتری در اختیار است تا اکسایش دوده و همچنین مونوکسید کربن انجام شده است. به این ترتیب مشاهده می‌شود با افزایش درصد حجمی گاز هیدروژن میزان این آلاینده‌ها کاهش چشمگیر داشته است. افزودن نیتروژن و یا پاشش دو مرحله‌ای باعث شده است تا میزان اکسیژن موجود برای انجام فرآیند احتراق پاشش اصلی سوخت کاهش یافته و در نتیجه میزان این آلاینده‌ها در مقایسه با حالات پایه کار کردی نظیر احتراق دیزل خالص افزایش داشته باشد. شکل (۷) مصرف سوخت اندیکاتوری را بر تابع میزان آلاینده‌های اکسیدهای ازت برای افزودن جداگانه گازهای هیدروژن و نیتروژن و پاشش دو مرحله‌ای سوخت در موتور اشتعال تراکمی نشان می‌دهد.

طبق شکل (۷) مشاهده می‌شود با افزایش میزان درصد حجمی گاز هیدروژن ورودی به استوانه، مصرف سوخت در مقایسه با حالت احتراق دیزل خالص، کاهش چشمگیری داشته است.

همان‌طور که قبلاً به آن اشاره شده است، در این پژوهش در راستای کاهش مصرف سوخت دیزلی و میزان آلاینده‌های خروجی حاصل از احتراق آن سوخت دیزلی فسیلی در هر چرخه با گاز هیدروژن جایگزین شده است. با افزایش درصد حجمی گاز هیدروژن و علاوه بر اینکه سطح عملکرد کاهش نداشته، بلکه منجر به افزایش توان موتور و مصرف بهینه سوخت دیزلی شده است.

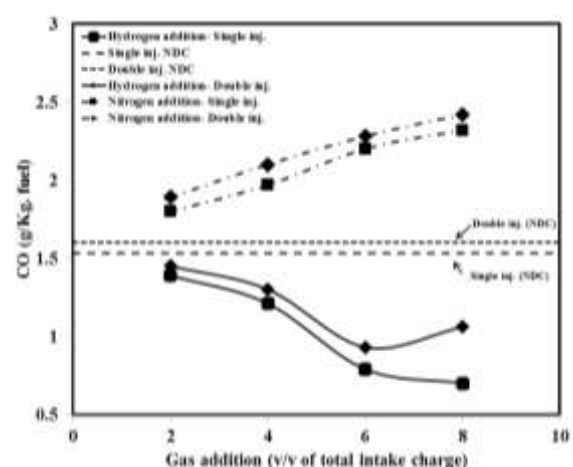


شکل (۷) نمودار مصرف سوخت اندیکاتور بر تابع میزان آلاینده‌های اکسیدهای ازت در حالات مختلف افزودن جداگانه گازها و استفاده از پاشش دو مرحله‌ای.

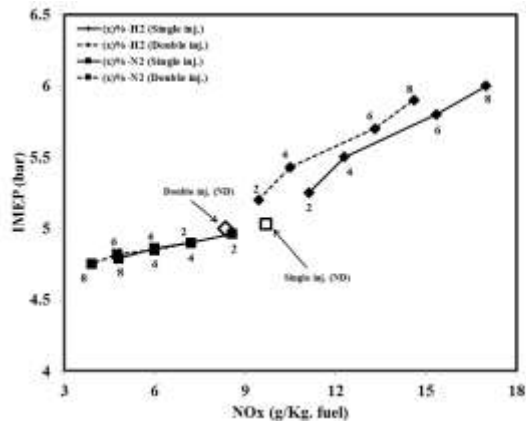
به سبب همین اتفاق، با اتخاذ این راهبرد پژوهشی، با افزایش درصد حجمی گاز هیدروژن ورودی به استوانه، کربن کمتری در فرآیند اکسایش و احتراق سوخت شرکت کرده و در نتیجه میزان آلاینده‌های دوده کاهش یافته است. علاوه بر این، با افزودن گاز هیدروژن به استوانه، دمای حاصل از احتراق افزایش یافته که نتیجه فرآیند اکسایش سوخت و هوا بهبود یافته و منجر به کاهش میزان آلاینده‌های دوده شده است. طبق شکل مشاهده می‌شود با افزودن ۸ درصد حجمی گاز هیدروژن به درون استوانه، میزان آلاینده‌های دوده به نزدیکی حدود صفر کاهش داشته است.

استفاده از راهبرد پاشش دو مرحله‌ای منجر به افزایش میزان آلاینده‌های دوده شده است. همان‌طور که قبلاً به آن اشاره شد، با پاشش سوخت در ۲۰ درجه میل لنگ قبل از نقطه مکث بالا، سوخت با اکسیژن تشکیل یک ترکیب پیش‌آمیخته قبل از مرحله اصلی پاشش سوخت شده و میزان اکسیژن موجود برای مرحله اصلی احتراق کاهش یافته و در نتیجه فرآیند اکسایش سوخت و هوا تضعیف شده و در نتیجه میزان آلاینده‌های دوده افزایش یافته است.

شکل (۶) میزان آلاینده‌های خروجی مونوکسید کربن حاصل از افزودن جداگانه گازهای نیتروژن و هیدروژن و همچنین آثار پاشش دو مرحله‌ای را بر روند تشکیل این آلاینده نشان می‌دهد. طبق شکل‌های (۵) و (۶) روند نسبتاً یکسانی برای آلاینده‌های دوده و مونوکسید کربن با افزودن جداگانه گازهای هیدروژن و نیتروژن و همچنین پاشش دو مرحله‌ای سوخت مشاهده می‌شود.



شکل (۶) نمودار میزان آلاینده‌های مونوکسید کربن خروجی در حالات مختلف افزودن جداگانه گازها و استفاده از پاشش دو مرحله‌ای.

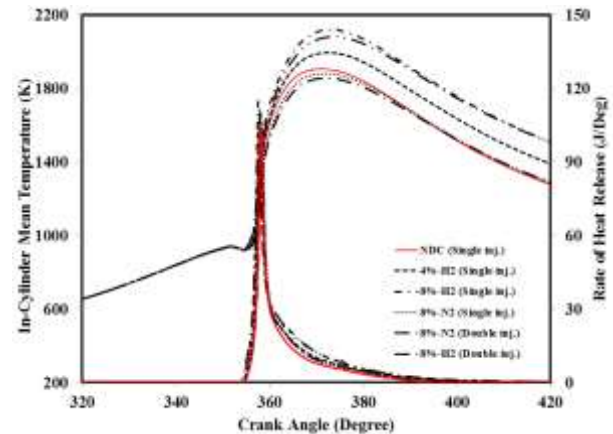


شکل (۹) نمودار میانگین فشار موثر اندیکاتوری بر تابع اکسیدهای ازت در حالات مختلف افزودن جداگانه گازها و استفاده از پاشش دو مرحله‌ای.

#### ۴- نتیجه‌گیری

این مطالعه به بررسی تاثیر همزمان پاشش دو مرحله‌ای و افزودن جداگانه گازهای نیتروژن و هیدروژن بر سطح عملکرد و روند تشکیل آلاینده‌های خروجی در یک موتور اشتعال تراکمی پاشش مستقیم پرداخته است. در این مطالعه از الگوی اصلاح شده اشتعال پیوسته گسترش یافته سه ناحیه‌ای (ECFM-3Z) برای شبیه‌سازی استفاده شده و بازه زمانی شبیه‌سازی از زمان بسته شدن دریچه ورودی هوا تا به هنگام باز شدن دریچه خروجی گاز در نظر گرفته شده است. نتایج حاصل از شبیه‌سازی فشار و دمای درون سیلندر و همچنین آهنگ رهایی گرما با نتایج تجربی تطابق خوبی دارند.

در این مطالعه، ۱۰ راهبرد مختلف پاشش سوخت دو مرحله‌ای و درصد حجمی‌های مختلف افزودن گازهای نیتروژن و هیدروژن و تاثیر آن بر عملکرد موتور و شکل‌گیری آلاینده‌ها در موتور اشتعال تراکمی پاشش مستقیم سرعت بالا، مورد بررسی قرار گرفته است. طبق نتایج بدست آمده، با افزودن گاز هیدروژن، میزان آلاینده‌گی مونواکسیدکربن و دوده به علت کاهش میزان کربن شرکت کننده در فرآیند احتراق به سبب جایگزین کردن سهمی از سوخت دیزل با گاز هیدروژن در راستای کاهش میزان آلاینده‌گی و مصرف سوخت حاصل از اشتعال سوخت فسیلی دیزل، کاهش داشته است. افزودن گاز نیتروژن به‌درون استوانه به دلیل کاهش میزان اکسیژن ورودی در حین مرحله مکش، میزان آلاینده‌گی دوده و مونوکسید کربن افزایش و همچنین اکسیدهای ازت به علت تضعیف فرآیند اکسایش ذرات



شکل (۸) نمودار میانگین دمای درون استوانه در حالات مختلف افزودن جداگانه گازها و استفاده از پاشش دو مرحله‌ای.

شکل (۸) دمای استوانه برای درصدهای حجمی متفاوت گازهای هیدروژن و نیتروژن ورودی به استوانه را نشان داده است. طبق شکل (۸) مشاهده می‌شود افزودن گاز هیدروژن و افزایش درصد حجمی آن، دمای درون استوانه را افزایش داده است. با افزایش دمای حاصل از احتراق، فرآیند اکسایش سوخت و هوا بهبود یافته و در نتیجه اکسیژن بیشتری در اختیار ذرات سوخت جهت فرآیند اکسایش با جایگزین کردن سوخت دیزل با گاز هیدروژن قرار دادند و در نتیجه میزان آلاینده‌گی اکسیدهای ازت افزایش یافته و مصرف سوخت کاهش داشته است. با افزودن گاز نیتروژن، میزان کمتری اکسیژن طی مرحله مکش وارد استوانه شده و در نتیجه فرآیند اکسایش سوخت توسط هوا تضعیف شده و در نتیجه مصرف سوخت و همچنین دمای حاصل از احتراق به ترتیب افزایش و کاهش داشته است.

شکل (۹) آثار افزودن جداگانه گازهای نیتروژن و هیدروژن را بر میانگین فشار موثر اندیکاتوری در مقایسه با احتراق دیزل خالص درون استوانه نشان داده است. طبق شکل (۹) مشاهده می‌شود با افزایش درصد حجمی گاز هیدروژن ورودی به استوانه، میانگین فشار موثر اندیکاتوری افزایش چشم‌گیری در مقایسه با حالت پایه کارکردی احتراق دیزل خالص داشته است. با افزودن گاز هیدروژن به‌درون استوانه، میانگین فشار موثر اندیکاتوری به سبب افزایش دما، افزایش داشته است و در نتیجه توان موتور بهبود یافته است. با افزودن گاز نیتروژن به‌درون استوانه، فرآیند اکسایش سوخت و هوا تضعیف شده و در نتیجه میانگین دما و فشار موثر اندیکاتوری کاهش داشته است.

- Analysis of a Single Cylinder, 4-Stroke DI-Diesel Engine using Hydrogen in Dual Fuel Mode of Operation", *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol.40, No.27, pp.8586-8598, 2015.
- [9] Sandalcı, T., and Karagöz, Y., "Experimental Investigation of the Combustion Characteristics, Emissions and Performance of Hydrogen Port Fuel Injection in a Diesel Engine", *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol.39, No.32, pp.18480-18489, 2014.
- [10] Cho Y, Song S, Chun KM. "H<sub>2</sub> Effects on Diesel Combustion and Emissions with an LPL-EGR System", *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol.38, pp.897-906, 2013.
- [11] Ajhar, M., Follmann, M., Matthias, C., and Melin, T., Membranes Producing Nitrogen-Enriched Combustion Air in Diesel Engines: Assessment via Dimensionless Numbers", *Journal of Membrane Science*, Vol.323, No.1, pp.105-112, 2008.
- [12] Poola, R. B., Longman, D. E., Anderson, J. L., Stork, K. C., Sekar, R., Callaghan, K., and Bell, R., "Membrane-based Nitrogen-Enriched Air for NO<sub>x</sub> Reduction in Light-Duty Diesel Engines, (No. 2000-01-0228). SAE Technical Paper.
- [13] Li, T., Izumi, H., Shudo, T., Ogawa, H., and Okabe, Y., "Characterization of Low Temperature Diesel Combustion with Various Dilution Gases, (No. 2007-01-0126). SAE Technical Paper.
- [14] Mobasheri, R., Peng, Z., and Mirsalim, S. M., "Analysis the Effect of Advanced Injection Strategies on Engine Performance and Pollutant Emissions in a Heavy Duty DI-Diesel Engine by CFD Modeling", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol.33, No.1, pp.59-69, 2012.
- [15] Trueba, A., Barbeau, B., Pajot, O., and Mokaddem, K., "Pilot Injection Timing Effect on the Main Injection Development and combustion in a DI Diesel Engine", SAE Technical Paper, 2002.
- [16] Jeon, J., and Park S., "Effects of Pilot Injection Strategies on the Flame Temperature and Soot Distributions in an Optical CI Engine Fueled with Biodiesel and Conventional Diesel". *Appl Energy*, 2015.
- [17] d'Ambrosio, S., and Ferrari, A., "Potential of Double Pilot Injection Strategies Optimized with the Design of Experiments Procedure to Improve Diesel Engine Emissions and Performance", *Applied Energy*, Vol.155, pp.918-932, 2015.
- [18] Lin, Z., and Su, W., "A Study on the Determination of the Amount of Pilot Injection and Rich and Lean Boundaries of the Pre-mixed CNG/air Mixture for a CNG/Diesel Dual-Fuel Engine", (No. 2003-01-0765). SAE Technical Paper.
- [19] Mobasheri, R. and Peng, Z., "Investigation of Pilot and Multiple Injection Parameters on سوخت، کاهش یافته است. علاوه بر این، پاشش دو مرحله‌ای سوخت منجر به کاهش میزان آلاینده‌گی اکسیدهای ازت شده است که دلیل اصلی آن تشکیل یک ترکیب پیش‌آمیخته قبل از مرحله اصلی پاشش سوخ و کاهش میزان اکسیژن موجود در دسترس برای انجام فرآیند اکسایش سوخت گزارش شده است.
- ۵- تشکر و قدردانی**
- این تحقیق با حمایت معاونت آموزشی و پژوهشی دانشگاه حضرت آیت الله العظمی بروجردی (ره) انجام گرفته است.
- ۶- مراجع**
- [1] Lata, D.B., and Misra, A., "Theoretical and Experimental Investigations on the Performance of Dual Fuel Diesel Engine with Hydrogen and LPG as Secondary Fuels". *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol.35, No.21, pp.11918-11931, 2010.
- [2] Singh, R., and Maji, S., "Dual Fueling of a Twin-Cylinder Compression Ignition Engine with Diesel and CNG". *Journal of Engineering and Applied Sciences*, Vol.7, pp.90-99, 2012.
- [3] Chokri, B., Ridha, E., Rachid, S., and Jamel, B., "Experimental Study of a Diesel Engine Performance Running on Waste Vegetable Oil Biodiesel Blend", *Journal of Energy Resources Technology*, Vol.134, No.3, pp.03220-2, 2012.
- [4] Christodoulou, F., Giannakakis, P., and Kalfas, A.I., "Performance Benefits of a Portable Hybrid Micro-Gas Turbine Power System for Automotive Applications", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol.133, No.2, pp.022-301, 2011.
- [5] Karagöz, Y., Güler, İ., Sandalcı, T., Yüksek, L., and Dalkılıç, A. S., Effect of Hydrogen Enrichment on Combustion Characteristics, Emissions and Performance of a Diesel Engine", *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol.41, No.1, pp.656-665, 2016.
- [6] McWilliam L, Megaritis T, and Zhao, H, "Experimental Investigation of the Effects of Combined Hydrogen and Diesel Combustion on the Emissions of a HSDI Diesel Engine", SAE paper, 2008.
- [7] Talibi, M., Hellier, P., Balachandran, R., and Ladommatos, N., "Effect of Hydrogen-Diesel Fuel Co-Combustion on Exhaust Emissions with Verification using an in-Cylinder Gas Sampling Technique", *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol.39, No.27, pp.15088-15102, 2014.
- [8] Deb, M., Sastry, G.R.K., Bose, P.K., and Banerjee, R., "An Experimental Study on Combustion, Performance and Emission

- Mixture Formation and Combustion Characteristics in a Heavy Duty DI-Diesel Engine”, SAE Technical Paper, 2012.
- [20] Fire, A. V. L. Users Guide-ICE Physics and Chemistry, 2014.
- [21] Colin, O., and Benkenida, A., “ The 3-zones Extended Coherent Flame Model (ECFM3Z) for Computing Premixed/Diffusion Combustion. Oil Gas” Sci. Technol. – Rev. IFP, Vol.59, No.6, pp.593–609, 2004.
- [22] Hélie, J., Trouvé, A. “A Modified Coherent Flame Model to Describe Turbulent Flame Propagation in Mixtures with Variable Composition”. Proc. Combust. Inst. Vol.28, pp.193–201, 2000.
- [23] K. Hanjalic, M. Popovac, M. Hadziabdic, “A Robust Near-Wall Elliptic-Relaxation Eddy-Viscosity Turbulence Model for CFD”, Int. J. Heat and Fluid Flow, Vol.25, No.6, pp.1047–1051, 2004.
- [24] Baumgarten, C., Mixture Formation in Internal Combustion Engines. (n.d.). Heat, Mass Transfer Mixture Formation in internal Combustion Engine, pp.5–46, 2006.
- [25] Su, T.F., Patterson, M.A., Reitz, R.D. and Farrell, P.V. “Experimental and Numerical Studies of High Pressure Multiple Injection Sprays”, SAE 960861, 1996.
- [26] Künsberg-Sarre, C. and Tatschl, R. “Spray Modeling / Atomisation - Current Status of Break-up Models”, IMECHE-Seminar, 1998.
- [27] Nordin, N. “Complex Chemistry Modeling of Diesel Spray Combustion”, PhD Thesis, Chalmers University of Technology, 2001.
- [28] O'Rourke, P.J. and Bracco, F.V., “Modeling of Drop Interactions in Thick Sprays and a Comparison with Experiments”, IMECHE, 1980.
- [29] O'Rourke, P.J. and Amsden, A.A. “A Spray/Wall Interaction Submodel for the KIVA-3 Wall Film Model”, SAE Paper 2000-01-0271.
- [30] Arcoumanis, C., Gavaises, M., French, B., “Effect of Fuel Injection Process on the Structure of Diesel Sprays”. SAE paper 970799.
- [31] Omidvarborna, H., Kumara, A, Kim, D.S., “NOx Emissions from Low-Temperature Combustion of Biodiesel Made of Various Feedstocks and Blends”. Fuel Processing Technology, Vol.140, pp.113–118, 1997.
- [32] Omidvarborna, H., Kumara, A, Kim, D. S., “Recent Studies on Soot Modeling for Diesel Combustion”. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol.48, pp.635–647, 2015.
- [33] Hioyasu, H., and Nishida, K., “Simplified Three Dimensional Modeling of Mixture Formation and Combustion in a DI Diesel Engine”. SAE Paper 890269, 1989.
- [34] Christodoulou, F., “Hydrogen, Nitrogen and Syngas Enriched Diesel Combustion, Doctoral Dissertation, 2014.