

نوع مقاله: پژوهشی

تاریخ دریافت: ۱۳۹۹/۵/۹ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۰/۷/۶

مطالعه عددی به منظور بررسی همزمان تأثیر زمان بندی پاشش سوخت و ترکیبات گاز سنتز بر عملکرد و انتشار آلاینده های موتور اشتعال تراکمی با واکنش پذیری کنترل شده

سعید فروتنی^۱، غلامرضا صالحی^{۲*}، حسین فلاح سهی^۳، کامران لاری^۴، افشین محسنی آراسته^۵

^۱ دانشجوی دکتری مهندسی سیستم های انرژی، واحد تهران شمال، دانشگاه آزاد اسلامی، تهران، ایران

foroutani.sd@gmail.com

^۲ استادیار، مهندسی مکانیک، واحد تهران مرکزی، دانشگاه آزاد اسلامی، تهران، ایران

rezasalehi20@gmail.com

^۳ استادیار، مهندسی سیستم های انرژی، واحد تهران شمال، دانشگاه آزاد اسلامی، تهران، ایران

hossein.fallahsohi@gmail.com

^۴ دانشیار، مهندسی دریا، واحد تهران شمال، دانشگاه آزاد اسلامی، تهران، ایران

k_lary@yahoo.com

^۵ دانشیار، مهندسی دریا، واحد تهران شمال، دانشگاه آزاد اسلامی، تهران، ایران

am.arasteh@gmail.com

چکیده: در این تحقیق تأثیرات همزمان زمان بندی پاشش سوخت و به کارگیری گازهای سنتزی بر تولید آلاینده ها و عملکرد یک موتور اشتعال تراکمی با واکنش پذیری کنترل شده بررسی شده است. همچنین حل عددی تغییر زمان بندی پاشش سوخت از ۱۰ تا ۳۰ درجه قبل از نقطه مرگ بالا و ترکیبات سوخت در سه حالت دیزل معمولی، دیزل به همراه دو نسبت ۲۰ و ۴۰٪ گاز سنتز (شامل ترکیب هیدروژن و مونوکسید کربن)، با حفظ انرژی ثابت برای هر سیکل، استراتژی هایی هستند که مورد مطالعه قرار گرفته اند. نتایج به دست آمده نشان می دهد که با افزایش نسبت گاز سنتز، فشار و نرخ آزادسازی حرارت درون سیلندر افزایش می یابد، درحالی که با تعویق زمان بندی پاشش سوخت این مقادیر کاهش می دهند. علاوه بر این تولید اکسیدهای نیتروژن با افزودن گازهای سنتز، همانند مونوکسید کربن افزایش یافته، در صورتی که تعویق در زمان بندی پاشش سوخت موجب کاهش اکسیدهای نیتروژن و دی اکسید کربن و افزایش مونوکسید کربن شده است. آلاینده ذرات معلق با افزودن ترکیب گاز سنتز و افزایش آن، به شدت کاهش یافته است که روند کاهش آن با تعویق در زمان بندی پاشش سوخت ادامه می یابد. از طرفی استفاده از گاز سنتز با تعویق در زمان بندی پاشش سوخت، باعث کاهش توان و بازده حرارتی اندیکاتور و افزایش مصرف سوخت اندیکاتور می شود. نهایتاً نسبت ۴۰ درصدی گاز سنتز و زمان بندی پاشش سوخت ۱۰ درجه قبل از نقطه مرگ بالا، استراتژی مناسبی برای کاهش آلاینده ها (ذرات معلق و دی اکسید کربن) است.

واژه های کلیدی: موتور اشتعال تراکمی کنترل واکنشی، زمان بندی پاشش سوخت، گاز سنتز، انتشار آلاینده های

۱. مقدمه

بزرگ بین این سوخت‌ها می‌تواند در کنترل حداکثر نرخ افزایش پیش‌آمیختگی مفید باشد. سوخت‌های الکلی (یعنی متانول، اتانول و...) همچنین می‌توانند به‌عنوان سوخت با واکنش‌پذیری کمتر در نظر گرفته شوند. دم پسی و همکاران [۹] یک فرایند اشتعال موتور سنگین با واکنش‌پذیری کنترل‌شده را با استفاده از مخلوط هیدراته اتانول-دیزل بررسی کردند. نتایج آن‌ها نشان داد که واکنش موضعی سوخت در این روش به‌درستی کنترل می‌شود و زمان احتراق و مدت‌زمان آن به‌راحتی قابل تعیین است. بناجس و همکاران [۱۰] از مخلوط بنزین و اتانول در موتور RCCI استفاده کردند و عملکرد موتور را در بارهای کم تا زیاد مورد آزمایش قرار دادند. آن‌ها دریافتند که برای دستیابی به یک احتراق پایدار، یک نسبت از پیش تعیین شده ۸۵٪ اتانول (از نظر حجم) مورد نیاز خواهد بود. همچنین پژوهشگران متعددی به بررسی تأثیر پارامترهای مختلف از جمله نسبت سوخت، استراتژی پاشش، هندسه و... بر احتراق و انتشار آلاینده‌گی در موتورهای اشتعالی با واکنش‌پذیری کنترل‌شده پرداخته‌اند [۱۱]. به‌تازگی توجه ویژه‌ای به گاز سنتز به‌عنوان سوختی با واکنش‌پذیری کمتر شده است. گاز سنتز عمدتاً ترکیبی از نیتروژن (N_2)، مونوکسید کربن (CO)، هیدروژن (H_2)، متان (CH_4) و بخش کوچکی از دی‌اکسید کربن (CO_2) است. گاز سنتز را می‌توان با فرایند گازسازی از سوخت حاوی کربن مانند زیست‌توده، گاز طبیعی، نفت سنگین و زغال‌سنگ تولید کرد. اصلاح سوخت در داخل سیلندر، روشی است که به‌عنوان راه‌حل بالقوه برای بهبود راندمان موتور اشتعال تراکمی و کاهش تولید گازهای گلخانه‌ای شناخته شده است. ساهو و همکاران [۱۲] و بیکا و همکاران [۱۳] به‌طور جداگانه اثرات نسبت H_2 / CO را در گاز سنتز بر عملکرد و انتشار گازهای یک موتور دیزل با سوخت دوگانه را بررسی کردند. نتایج تحقیقات آن‌ها حاکی از آن است که مقادیر بالاتر H_2 منجر به انتشار بیشتر اکسیدهای نیتروژن در موتور، پایین آمدن مونوکسید کربن، هیدروکربن‌های نسوخته و راندمان حرارتی ترمزی بهتر است. علاوه بر این، میزان مونوکسید کربن در آلاینده‌ها عمدتاً به میزان این آلاینده در گاز سنتز بستگی دارد. رهنما و همکاران [۱۴] در مورد استفاده از گاز سنتزی تولیدشده، توسط یک کاتالیزور سوخت به‌عنوان یک افزودنی در یک موتور RCCI گاز طبیعی / دیزل تحقیق کردند. آن‌ها دریافتند که استفاده از گاز سنتزی می‌تواند فرایند احتراق موتور را در بارهای پایین بهبود بخشد زیرا باعث افزایش سرعت احتراق می‌شود و واکنش‌پذیری کم گاز طبیعی را جبران می‌کند. در مطالعه دیگری تأثیر افزودن

به‌منظور کاهش ماهیت ناهمگن احتراق، پیشنهادهایی درباره استراتژی نحوه اشتعال مخلوط پیش‌آمیخته برای موتورهای نو داده شده است [۱]. بسیاری از این استراتژی‌ها در دسته احتراق دمای پایین^۱ (LTC) قرار می‌گیرند [۲]، به طوری که دمای پایین‌تر احتراق مانع تشکیل NO_x می‌شود و افزایش طول دوره تأخیر در احتراق، زمان کافی را برای بهتر شدن مخلوط فراهم کرده، از تشکیل مکان‌هایی غنی از سوخت جلوگیری می‌کند و منجر به کاهش تشکیل دوده می‌شود. استراتژی LTC شامل احتراق تراکمی مخلوط همگن^۲ (HCCI)، اشتعال تراکمی مخلوط پیش‌آمیخته^۳ (PPC) و مفاهیم اشتعال تراکمی با واکنش‌پذیری کنترل‌شده^۴ (RCCI) است [۳]. به‌منظور غلبه بر مضرات استراتژی‌های (HCCI) و (PPC) از نظر کنترل سرعت احتراق مستقیم، احتراق (RCCI) معرفی شده است [۴-۵]. کوکوهن و همکاران [۶] نشان دادند پتانسیل بالایی از کنترل احتراق (RCCI) از طریق آمیختن دو سوخت با واکنش‌پذیری‌های مختلف در داخل سیلندر حاصل می‌شود. در احتراق RCCI، سوختی با واکنش‌پذیری کم (برای مثال بنزین) قبل از ورود به محفظه احتراق با هوا مخلوط می‌شود و سوختی با واکنش‌پذیری بالاتر (برای مثال دیزل) مستقیماً از طریق انژکتورها تزریق می‌شود. این استراتژی منجر به کنترل فاز احتراق با استفاده از سوخت‌های مختلف می‌شود. با استفاده از این روش، لایه‌بندی‌های درون سیلندر می‌تواند مدت‌زمان احتراق را نیز کنترل کند. استفاده از سوخت‌های جایگزین و بررسی در مورد تأثیر آن‌ها بر عملکرد و میزان انتشار گازهای گلخانه‌ای در موتورهای اشتعالی با واکنش‌پذیری کنترل‌شده، توسط بسیاری از محققان انجام شده است. استفاده از بنزین و دیزل در موتورهای سبک و سنگین توسط کوکوهن و همکاران پیشنهاد شد. نتایج راندمان حرارتی بالا و تولید گازهای گلخانه‌ای کم را نشان داد که همزمان با استراتژی اشتعال تراکمی با واکنش‌پذیری کنترل‌شده انجام می‌شود. واکر و همکاران [۷] به‌جای بنزین در موتور RCCI از متان استفاده کردند. آن‌ها نتیجه گرفتند که با ترکیب متان / دیزل به‌جای بنزین / دیزل می‌توان توان بیشتری را به دست آورد. یک مطالعه مشابه توسط نیمن و همکاران [۸] انجام شد و نشان داد که گاز طبیعی به‌دلیل عدد اکتان بالاتر از عملکرد بنزین پیشی می‌گیرد. یک گرادیان واکنش‌پذیری

1. Low Temperature Combustion
2. Homogeneous charge compression ignition
3. Premixed charge compression ignition
4. Reactivity controlled compression ignition

افزایش راندمان حرارتی باعث کاهش راندمان احتراق می‌شود. همچنین کاهش تولید اکسیدهای نیتروژن در ازای تولید دوده و مونواکسید کربن بیشتر گزارش شده است. تحقیق دیگری توسط محمودی و همکاران [۲۲] با بررسی نسبت بیوگاز (با تغییر میزان متان) در عملکرد و تولید آلاینده صورت گرفته است که نتایج آن نشان می‌دهد با افزایش نسبت گاز سنتز فشار درون محفظه احتراق کاهش می‌یابد. همچنین تولید آلاینده اکسیدهای نیتروژن کاهش داشته است درحالی‌که دیگر آلاینده‌ها افزایشی بوده‌اند. مطالعه تطبیقی دیگری بین استفاده از سوخت متانول/دیزل و متانول/PODE در موتور دوگانه‌سوز دیزل خودروبی توسط گانش دورسانی و همکاران انجام شد که نتایج آن نشان می‌دهد افزایش متان منجر به کاهش تولید اکسیدهای نیتروژن و دوده شده است، به طوری که آلاینده‌های دیگر به شدت افزایش داشته‌اند [۲۳]. در تحقیق دیگر که توسط ختری و همکاران [۲۴] در یک موتور دوگانه‌سوز و با غنی‌سازی سوخت گاز سنتز توسط هیدروژن انجام شده، مقادیر مصرف سوخت ویژه ترمزی کاهش، بازده حرارتی ترمزی افزایش و مصرف انرژی ویژه ترمزی کاهش یافته است.

با مرور تحقیقات صورت گرفته، این مطلب روشن می‌شود که اثرات به‌کارگیری گاز سنتز با زمان‌بندی پاشش سوخت به‌صورت هم‌زمان تا به حال بررسی نشده است. این گاز از روش‌های مختلف تولید می‌شود؛ بیشتر محققان دو گونه اول هیدروژن و مونواکسید کربن را فرض می‌کنند و با صرف‌نظر از سایر گونه‌ها، از این ترکیب به‌جای ترکیب واقعی برای شبیه‌سازی استفاده می‌کنند. از این‌رو مطالعه حاضر با هدف ارزیابی هم‌زمان عددی پتانسیل استفاده از ترکیبات مختلف گاز سنتز در زمان‌بندی‌های متفاوت پاشش سوخت و ارزیابی اثرات آن‌ها بر روند احتراق، انتشار گازهای آلاینده در موتور گاز سنتز - دیزل RCCI انجام شده است. به این منظور دو نوع گاز سنتز با ترکیبات و درصد انرژی مشخص نسبت به سوخت دیزل پایه، در سه حالت زمان‌بندی پاشش سوخت انتخاب شده است. برای همه موارد، از یک نسبت تعویض مخلوط در انرژی ثابت سوخت برای بررسی تأثیرات آن‌ها بر آلاینده‌گی و عملکرد کلی استفاده می‌شود. علاوه بر این، با بررسی و جمع‌بندی نتایج، فرصت‌ها و راهکارهایی برای توسعه این تحقیق ارائه می‌شود. نوآوری این پژوهش که مشابه آن در بررسی‌های انجام شده مشاهده نشده است، بررسی هم‌زمان تأثیرات به‌کارگیری ترکیبات اضافی در سوخت دیزل و زمان‌بندی پاشش سوخت بر انتشار آلاینده‌ها و آنالیز احتراق است.

هیدروژن، گاز سنتز، نیتروژن و مخلوطی از هیدروژن و نیتروژن بر تأخیر اشتعال، افزایش فشار و شدت آن بررسی شده است [۱۵]. نتایج نشان داد استفاده از هیدروژن و گاز سنتز هنگامی که بار کمی روی موتور اعمال می‌شود، سبب بهبود احتراق می‌شود. علاوه بر این مشخص شد که مصرف بالای کربن با نیتروژن غنی در هوای ورودی، منجر به پایداری احتراق، کاهش نرخ افزایش فشار و دستیابی به فشار متوسط مؤثر اندیکاتوری تا ۱۷ بار می‌شود. چوی و همکاران [۱۶-۱۷]، از مفهوم اشتعال تراکمی با واکنش‌پذیری کنترل‌شده برای بررسی اثرات گاز سنتز حاوی هیدروژن و مونواکسید کربن در فرایند احتراق استفاده کردند. نتایج این مطالعه نشان داد که استفاده از گاز سنتز به‌عنوان سوختی با واکنش‌پذیری پایین در طیف گسترده‌ای از نسبت‌های H_2 / CO امکان‌پذیر است. آن‌ها همچنین گزارش دادند که مقادیر بیشتر هیدروژن در ترکیب گاز سنتز منجر به افزایش واکنش‌پذیری سوخت شده که سبب کاهش طول دوره احتراق و آزاد شدن گرمای کمی می‌شود. در یک تحقیق دیگر چوی و همکاران [۱۸]، به‌طور آزمایشگاهی یک گاز سنتز ایدئال متشکل از ۵۰٪ هیدروژن و ۵۰٪ مونواکسید کربن (از نظر حجمی) را در یک موتور RCCI بررسی کردند. نتایج به‌دست‌آمده این پژوهش نشان داد استفاده از گاز سنتز سبب کاهش هم‌زمان اکسیدهای نیتروژن و دوده می‌شود، اما با افزایش نسبت دیزل به گاز سنتز، میزان مونواکسید کربن کاهش می‌یابد. بهینه‌سازی پارامترهای مهم عملیاتی مانند تأمین سوخت، ترکیب گاز سنتز و شرایط ورودی در یک موتور گاز سنتز / دیزل RCCI توسط جیا و همکاران انجام شد [۱۹]. نتایج این مطالعه در بارهای مختلف بر روی موتور نشان داد که اکسیدهای نیتروژن می‌تواند در سرعت‌های کم کنترل شود و دستیابی به راندمان بالای احتراق در ناحیه‌هایی که نسبت بالای مخلوط پیش‌آمیخته بالاست، در دسترس باشد. نتایج همچنین نشان داد که نسبت بهینه هیدروژن باید بین ۶۰ تا ۸۰٪ باشد و با هیدروژن ۷۵٪ موتور توانایی دستیابی به راندمان حرارتی بالا در بارگذاری کامل را دارد. تأثیر افزودن هیدروژن بر کوبش در موتورهای احتراق جرقه‌ای توسط روت لند و همکاران ارزیابی شد [۲۰]. کاهش واکنش‌پذیری سوخت به‌دلیل افزودن هیدروژن، در برخی از شرایط کاری، یکی از نتایجی است که منجر به افزایش مقاومت در برابر ناک می‌شود. تجزیه و تحلیل دینامیک سیالات محاسباتی از احتراق گاز سنتز - بیودیزل بر روی یک موتور دیزل دیگر نیز توسط کاستا و همکاران انجام شد [۲۱]. دست آورد تحقیق آن‌ها نشان داد که افزودن گاز سنتز به بیودیزل، به‌جای

۲. مدل سازی و روش

۲.۱. موتور

موتور انتخاب شده برای این تحقیق، از نوع تک سیلندر کاتریلار با مدل ۳۴۰۱ (Scote) است که در مطالعه آزمایشگاهی در مرکز تحقیقات موتور مدیسون مورد استفاده قرار گرفته است [۲۵]. این موتور از نوع دیزل سنگین بوده که مشخصات آن در جدول (۱) آورده شده است.

Engine 3401 Single Cylinder (Caterpillar)	
Displacement Volume (L)	2.44
Bore (mm) x Stroke (mm)	137.2 x 165.1
Connecting rod Length (mm)	261.6
Number of Cylinders (Valves)	1 (4)
IVO [deg ATDC]	335
IVC [deg ATDC]	-143
EVO [deg ATDC]	130
EVC [deg ATDC]	-355
Swirl Ratio	0.7
Piston Shape (Type)	Stock (Articulated)
Bowl Volume (cc)	110.8
Compression ratio	16.1:1
TDC Clearance gap (mm)	1.97
Engine Speed (rpm)	1208

جدول (۱): مشخصات موتور [۲۵]

Engine Type (Model)	Heavy Duty Turbo-Charged Diesel
---------------------	---------------------------------

۲.۲. سوخت

در این مطالعه برای سه حالت ترکیب سوخت پارامترهای عملکردی و آلاینده های موتور مورد محاسبه و بررسی قرار گرفته است. نتایج حاصل از استفاده سوخت دیزل معمولی سوخت دیزل به همراه ۲۰٪ گاز سنتز و در نهایت سوخت دیزل به همراه ۴۰٪ گاز سنتز ارائه شده است. اضافه کردن ترکیبات گاز سنتز در سوخت اصلی در دو مرحله ۲۰ و ۴۰ درصدی به منظور استخراج نتایج

حاصل از این ترکیبات در پارامترهای اصلی عملکرد و انتشار آلاینده های موتور است. ترکیب گاز سنتز متشکل از H_2 -CO بوده که مقدار ارزش حرارتی کمینه گاز سنتز شامل مجموع ارزش حرارتی کمینه هیدروژن و مونوکسید کربن است. در جدول (۲) مشخصات سوخت های مورد استفاده آمده و در جدول (۳) به معرفی مشخصات سامانه پاشش سوخت پرداخته شده است.

جدول (۲): مشخصات سوخت دیزل و گاز سنتز [۲۶]

Parameters (Syngas)	Hydrogen	Carbon monoxide	Parameters (Diesel)	Diesel
Density at 300 K (kg/m ³)	0.08014	1.122	Density at 36 °C (kg/m ³)	830
Auto ignition point (°C)	500-585	609	Flash point (°C)	58
Boiling point (°C)	-252	-191	Cloud point (°C)	-5
Flammable range (vol. %)	4.0-75.0	12.5-74.2	Carbon residue (% wt.)	0.100
Flame velocity (m/s)	2.70	0.19	Kinematic viscosity at 36 °C (cSt)	2.65
Specific gravity at NTP	0.0696	0.9667	Lower calorific value (kJ/kg)	43,600
Lower heating value (MJ/Nm ³)	10.8	12.5	Sulfur (ppm)	270
Lower heating value (MJ/kg)	120	10.1	Cetane number	49.9
Adiabatic flame temperature (°C)	2210	2121	Surface Tension @ 25 C	30

جدول (۳): مشخصات سامانه پاشش سوخت [۲۷]

Injector Holder	Bosch CRIN 2
Nozzle Type	Sac
Sac Volume (3mm)	0.7
Number of Injector Holes	6
Spray Angle (Degree)	145
Nozzle Hole Diameter (mm)	0.25
Injection Pressure (bar)	755
Discharge Coefficient (-)	0.69
Hydraulic Flow (cc per 30 sec @ 100 bar)	1000
Fuel Temperature (K)	341
Total Fuel per Cycle (mg)	172.2
Fuel Injection Timing (CA)	350
Fuel Injection Duration (CA)	16.8

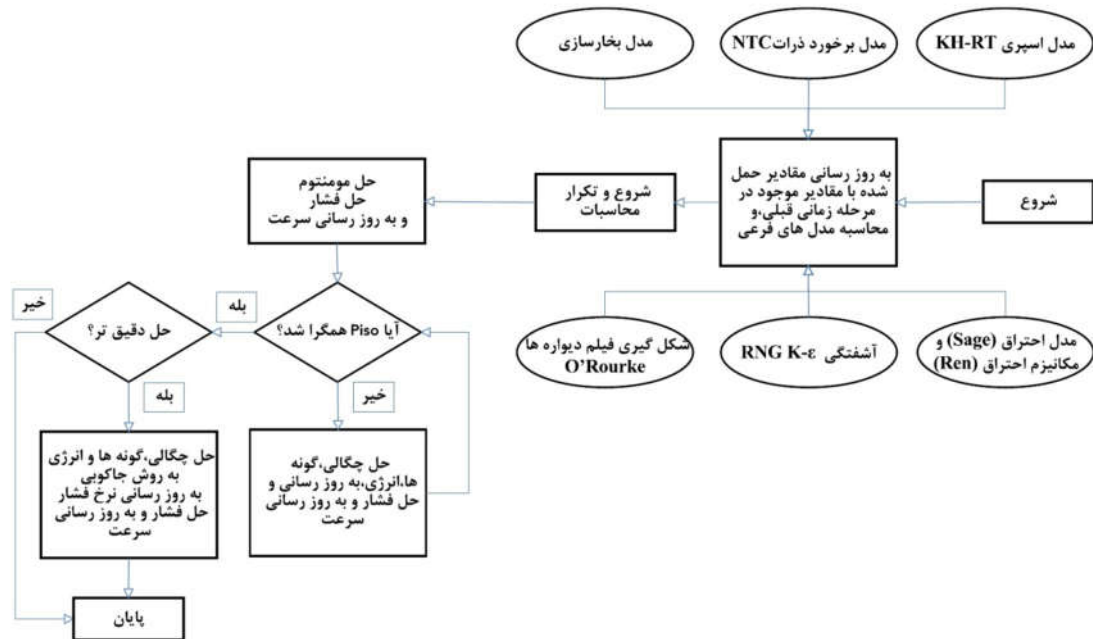
۳. مدل سازی عددی

در راستای شبیه سازی فرایند اشتعال تراکمی در موتورهای احتراق داخلی، از حل یک سری مدل های ریاضی برای پدیده ها استفاده می شود. این مدل ها به عنوان یک ابزار قدرتمند و معتبر برای بررسی و تحلیل موتورهای احتراق داخلی محسوب می شوند. در این

تحقیق از نرم افزار کانورج برای انجام شبیه سازی ها استفاده شده است. این نرم افزار به طور خودکار معادلات و روش های حل به کاررفته را برای هر مسئله به کار گرفته و همگرایی را امکان پذیر می سازد. نرم افزار دینامیک سیالات محاسباتی کانورج از شبکه کارترین یکپارچه و ثابت برای فضای محاسباتی و همچنین روش حجم محدود برای حل معادلات سیالات استفاده می کند. برای انتقال جرم، مومنتوم و انرژی، شارهای شبکه با استفاده از روش تفاضل مرکزی مرتبه دوم محاسبه می شوند. همچنین برای حل گذرا از روش ضمنی پیشروی زمانی استفاده می شود. برای کوپلینگ معادله فشار و سرعت در حل گذرا از روش PISO بهره برده شده است. این روش یک فن پیش بینی گر- اصلاح گر است که ابتدا میدان جریان را به طور ضمنی حل کرده و سپس با استفاده از حل ضمنی فشار، به طور مکرر آن را به روز می کند [۲۵]. معادلات بقای

چهارچوب اوپلرین - لاگرانژین استفاده شده است. ذرات لاگرانژین بیانگر قطرات سوخت و سیال اوپلرین پیوسته بیانگر فاز گازی در یک شبکه اوپلری سیالاتی هست. قطرات سوخت در سلول‌های شبکه اوپلری قرار دارند و به‌عنوان ترم‌های چشمه در قوانین بقای اوپلری سیال به‌منظور در نظر گرفتن انفعال‌های بین دو فاز تعریف می‌شوند.

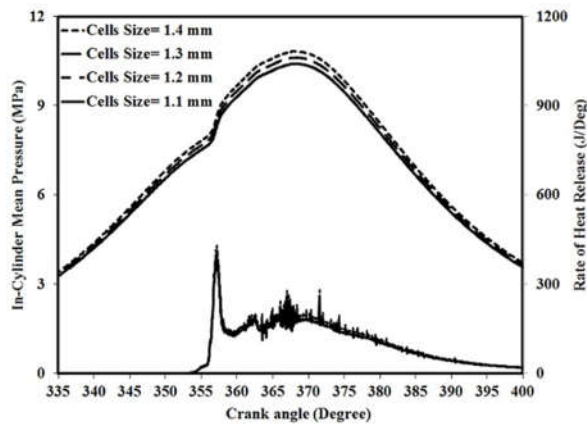
جرم، مومنتوم، انرژی و گونه‌های شیمیایی، معادلات حاکم در کد کانورج را تشکیل می‌دهند. شکل (۱) نمودار جریان شروع، نحوه حل و پایان مدل محاسباتی را نشان می‌دهد. چون شبیه‌سازی به‌کمک یک کد دینامیک سیالات محاسباتی صورت می‌گیرد، در ابتدا باید مشخص شود که قطرات و محیط فازی اطراف آن به‌عنوان یک جریان دوفازی در چه چهارچوبی شبیه‌سازی می‌شوند. در این پژوهش به‌دلیل کاهش زمان محاسبات و قابلیت اجرایی بیشتر از



شکل (۱): طرح‌واره مراحل شبیه‌سازی عددی در نرم‌افزار کانورج

چندناحیه‌ای استفاده شده است. به این شرح که برای جلوگیری از محاسبات تکراری، سلول‌های مشابه ناحیه‌های مختلف شناسایی و درنهایت برای هر ناحیه یک بار محاسبات انجام می‌شود [۳۲]. یکی از عوامل مهم و تعیین‌کننده در موتورهای اشتعال تراکمی آهنگ اختلاط سوخت است. در این تحقیق نرخ مخلوط مهارشده و اکشن برحسب مقیاس زمانی آشفتنگی ϵ -RNG استفاده شده که پاکهوت و همکاران با نرمال کردن معادلات ناویر-استوکس جهت بررسی اثرات مقیاس‌های کوچک‌تر حرکت سیال، بهبود داده‌اند [۳۶]. همچنین در راستای شبیه‌سازی واپاشی اولیه و ثانویه ذرات سوخت به‌صورت همزمان از دو مدل کلونین-هلمهولتز و رایلی-تیلور استفاده شده است. با اتخاذ هر دو مدل واپاشی همزمان با یکدیگر، مدل کلونین-هلمهولتز (موج‌های سطحی) و رایلی-تیلور (اغتشاشات) باید به‌طور مداوم و پیاپی در رقابت با یکدیگر باشند تا فرایند واپاشی قطرات سوخت رخ دهد. زمانی که ذرات سوخت درون ناحیه محاسباتی پاشیده شد، یک مدل محاسباتی برای تبدیل ذرات مایع سوخت به بخار گازی نیاز

همچنین برای شکل‌گیری فیلم دیواره‌ها از الگوی معرفی شده توسط O'Rourke استفاده شده است [۲۸]. از آنجا که شبیه‌سازی احتراق در این تحقیق به روش شیمی دقیق است، از حلگر SAGE استفاده شده است [۲۹]. از طرفی، برای شبیه‌سازی فرایند احتراق دیزل، از مکانیسم سنتیک شیمیایی کاهش‌یافته هپتان ۱ که شامل ۲۹ گونه و ۵۲ واکنش است، کمک گرفته شده است [۳۰]. شبیه‌سازی فرایند تشکیل و اکسایش ذرات دوده نیز با ۲۰ گونه و ۱۳۹ واکنش از مکانیسم سنتیک شیمیایی کاهش‌یافته PAH و برای پیش‌بینی آلاینده اکسیدهای نیتروژن از مکانیسم GRI NOx با ۴ گونه و ۱۲ واکنش بهره گرفته شده است [۳۱]. به‌طور کلی به‌منظور پیش‌بینی آلاینده‌های مونوکسید کربن، دی‌اکسید کربن، ذرات دوده و اکسیدهای نیتروژن از مکانیسم سنتیک شیمیایی کاهش‌یافته که معمولاً برای شبیه‌سازی فرایند احتراق اشتعال تراکمی دیزل کاربرد دارد، استفاده شده است. در مجموع این مکانیسم دارای ۶۱ گونه و ۲۹۶ واکنش است. همچنین از طرفی برای صرفه‌جویی در زمان محاسبات از روش حل



شکل (۳): فشار درون محفظه احتراق بر اساس اندازه شبکه متفاوت

گام محاسباتی در نظر گرفته شده برای انجام محاسبات از زمان شروع تا آغاز فرایند احتراق برابر با ۰/۵ میکروثانیه و برای فرایند احتراق تا پایان محاسبات برابر ۰/۱ میکروثانیه است. برای بررسی استقلال نتایج از شبکه، برای شکل پایه محفظه احتراق چند شبکه محاسباتی با اندازه بلوک متفاوت در نظر گرفته شد. با بررسی زمان و دقت نتایج مشخص شد که از یک اندازه به بعد، نتایج از اندازه شبکه تقریباً مستقل بوده و با کاهش اندازه شبکه، تغییرات چندانی در نتایج به دست نمی آید. به همین دلیل شبکه محاسباتی با اندازه ۱/۳ میلی متر برای هر سلول، به عنوان بهترین اندازه انتخاب و محاسبات بر مبنای آن انجام گرفت.

۵. شبکه محاسباتی و بررسی نتیجه مستقل از شبکه

شکل (۴) مقایسه میان روند تغییر فشار میانگین و آهنگ رهایی گرمای تجربی و عددی درون محفظه احتراق را نشان می دهد. همان طور که مشاهده می شود، روند تغییر فشار و آهنگ رهایی گرمای درون سیلندر که توسط نرم افزار دینامیک سیالات محاسباتی شبیه سازی شده، با دقت قابل قبولی شبیه به روند تغییر فشار و آهنگ رهایی گرمای حالت تجربی است. مقدار بیشینه فشار درون استوانه تجربی و عددی برابر با ۱۰/۵ و ۱۰/۴ میلیون پاسکال است. مطابق شکل (۳)، اختلاف گزارش شده بین نتایج تجربی [۳۵] و نتایج حاصل از شبیه سازی در محدوده ۳۵۰ تا ۳۷۰ درجه میل لنگ مشاهده می شود که علت این امر می تواند مربوط به عدم قطعیت در برخی اطلاعات و شرایط اولیه مانند دمای دیواره سیلندر و سطح پیستون به هنگام بسته شدن سوپاپ های هوای ورودی باشد.

همان طور که در جدول (۴) مشخص شده، با استفاده از سه حالت سوخت، نتایج برای زمان بندی پاشش سوخت در ۱۰، ۲۰، ۳۰ درجه قبل از نقطه مرگ بالا استخراج شده است.

است. در این پژوهش برای شبیه سازی فرایند تبخیر ذرات سوخت مایع افشانه شده توسط سامانه پاشش سوخت از مدل همبستگی فراسلینگ که آمسدن و همکارانش بهبود داده اند، استفاده شده است [۳۴]. همچنین در این پژوهش از مشخصات فیزیکی سوخت دیزل که در بانک اطلاعات نرم افزار موجود است برای سوخت پاشش مستقیم بهره گرفته شده است. برای شبیه سازی برخورد ذرات سوخت پاشیده شده با یکدیگر از مدل بدون شمارش زمانی که راتلند و همکاران ارائه داده اند، استفاده شده است. این مدل محاسباتی شامل (تعیین تصادفی) نمونه گیری تصادفی ذرات در هر سلول محاسباتی است که باعث می شود تا محاسبات مربوط به برخورد ذرات سریع تر انجام شود. برای شبیه سازی برخورد ذرات سوخت با دیواره از مدل محاسباتی نیپر و ریتز استفاده شده است [۳۵].

از طرفی به منظور شبیه سازی برای مقدار بازده حرارتی اندیکاتوری به کمک رابطه (۱) و مقدار ارزش حرارتی پایینی گاز سنتز از رابطه (۲) انجام می شود:

$$\eta_{th} = \frac{IP}{\dot{m}_{Diesel} \cdot LHV_{Diesel} + \dot{m}_{Syngas} \cdot LHV_{Syngas}} \quad (1)$$

$$LHV_{Syngas} = LHV_{H_2} \cdot x_{H_2} + LHV_{CO} \cdot x_{CO} \quad (2)$$

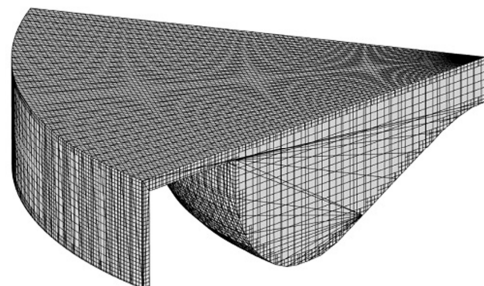
همچنین نرخ جایگزینی سوخت دیزل نیز از رابطه (۳) به دست می آید:

$$Z = \frac{\dot{m}_{Diesel} - \dot{m}_{Syngas}}{\dot{m}_{Diesel}} * 100 \quad (3)$$

در روابط بالا IP توان اندیکاتوری، \dot{m} دبی جرمی، X کسر مولی تعریف می شود.

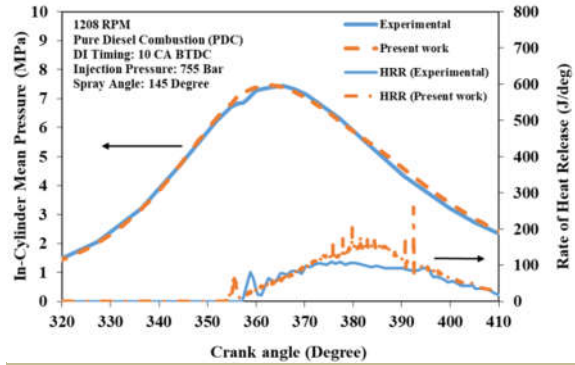
۴. شبکه محاسباتی و بررسی نتیجه مستقل از شبکه

در راستای کاهش زمان محاسبات با حفظ دقت آن و به دلیل مکان هندسی متقارن سامانه پاشش سوخت و قرارگیری آن در مرکز استوانه و ۶ سوراخ بودن نازل پاشش، محاسبات بر روی یک قطاع ۶۰ درجه ای انجام شده است. شبکه بندی قطاع محاسباتی توسط ابزار موجود در نرم افزار صورت گرفته است. شکل (۲) قطاع محاسباتی در نقطه مرگ بالا را نشان می دهد.



شکل (۲): شبکه محاسباتی در نقطه مرگ بالا

مرگ بالا و برای سوخت دیزل خالص، کمتر از سایر زمان‌بندی‌های پاشش و ترکیبات سوخت است. از طرفی شرایط ذکر شده برای مقادیر نرخ آزادسازی گرما نیز بی‌تأثیر نیست. اضافه کردن هیدروژن موجب کاهش بازدهی حجمی و کاهش مقدار سوخت پایلوت شده، که این امر منجر به تأخیر در احتراق می‌شود. اما بعد از احتراق به دلیل حضور هیدروژن و سرعت بالای شعله آن، احتراق مشابه با احتراق در حجم ثابت رخ داده و حرارت آزاد شده افزایش خواهد یافت. بر این اساس روند افزایش نرخ آزادسازی حرارت برای نسبت‌های سوخت سنتز نشان می‌دهد که با افزایش هیدروژن این مقدار افزایش یافته است.



شکل (۴): مقایسه میان حالت تجربی و عددی برای میانگین فشار درون سیلندر و آهنگ رهایی گرما

جدول (۴): شرایط اصلی استفاده شده در محاسبات عددی

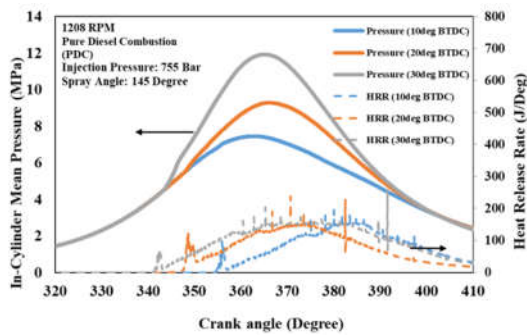
	Diesel	Syngas
Engine Speed [rev/min]	1208	1208
SOI [deg BTDC]		10,20,30
Substitution Ratio [% Energy]	0	20-40
Composition of syngas	-	50% H ₂ , 50% Co
Fuel Energy [J]	~5100	~5100

۵. نتایج و بحث

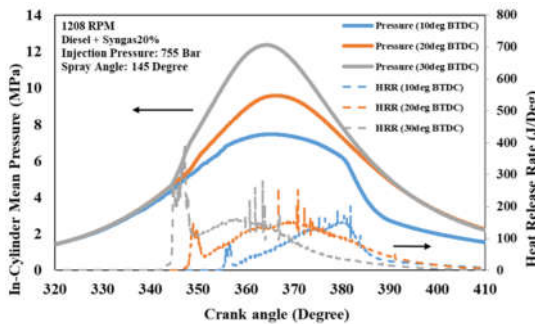
۱.۵. اثر به‌کارگیری گاز سنتز و زمان‌بندی پاشش بر

مشخصات احتراق

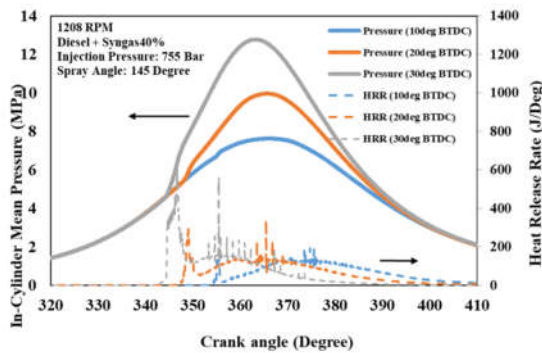
شکل (۵) تغییرات فشار محفظه احتراق را برای هر سه حالت به‌کارگیری سوخت (سوخت دیزل خالص، گازهای سنتز با نسبت ۲۰ و ۴۰٪) در سه زاویه پاشش قبل از نقطه مرگ بالا را برحسب زاویه لنگ نشان می‌دهد. همچنین مقادیر نرخ آزادسازی گرما برای حالت‌های فوق در اشکال زیر مشخص است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، بیشترین مقدار فشار پیک برای زاویه پاشش ۳۰ درجه قبل از نقطه مرگ بالاست. از طرفی با اضافه کردن گاز سنتز به سوخت اصلی، مقادیر فشار محفظه احتراق در زمان‌بندی‌های پاشش سوخت دورتر از نقطه مرگ بالا، افزایش یافته است. اضافه کردن هیدروژن و مونوکسید کربن به‌عنوان کسری از انرژی سوخت، موجب تأخیر در اشتعال و کاهش فشار درون محفظه احتراق می‌گردد که این امر به دلیل خود اشتعالی بالای هیدروژن و کاهش مقدار سوخت دیزل است. البته با در نظر گرفتن پارامتر زمان‌بندی پاشش سوخت، مشخص می‌شود که هرچه پاشش سوخت همراه با تعویق باشد، طول دوره اشتعال کاهش می‌یابد که این اثر برای حالت ۱۰ درجه قبل از نقطه مرگ بالا و نسبت گاز سنتز ۲۰ و ۴۰٪ کمترین مقدار خود را دارد (شکل ۶). بنابراین هنگامی که از گازهای ذکر شده در سوخت استفاده می‌شود، همواره پیک نمودار فشار در زمان‌بندی‌های پاشش سوخت نزدیک به نقطه



(الف)



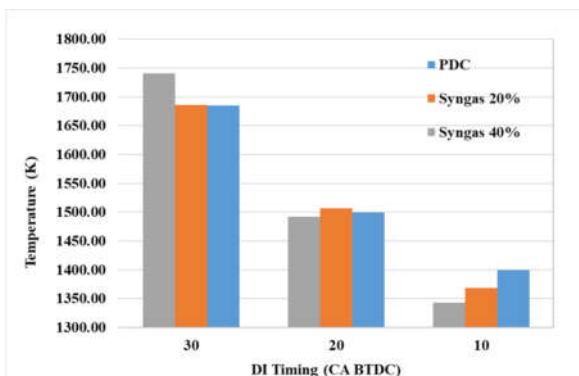
(ب)



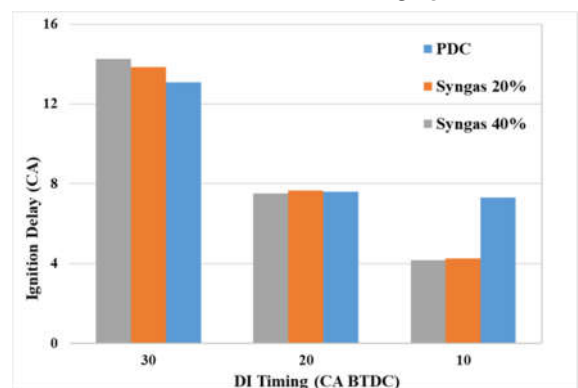
(ج)

شکل (۵): تغییرات فشار محفظه احتراق و نرخ آزادسازی حرارت برای سوخت دیزل خالص (الف)، گاز سنتز با نسبت ۲۰٪ (ب)، گاز سنتز با نسبت ۴۰٪ (ج) در هر سه زاویه زمان‌بندی پاشش سوخت (۱۰، ۲۰، ۳۰ درجه قبل از نقطه مرگ بالا)

مشخص است با تعویق زمان بندی پاشش، برای هر سه حالت سوخت، دمای محفظه احتراق کاهش یافته است. با توجه به اشاره‌ای که قبلاً در خصوص رابطه طول دوره تأخیر با زمان بندی پاشش سوخت گفته شد، تعویق پاشش سوخت موجب سوختن مقدار بیشتری از سوخت درون محفظه شده و سوخت کمتری در این حالت انباشته می‌شود. این اتفاق موجب شده آهنگ احتراق کاهش یابد و همچنین طول دوره تبخیر ذرات سوخت افزایش می‌یابد که به طبع آن دمای درون سیلندر کاهش می‌یابد. شکل (۸) نشان دهنده کانتور دما برای زمان بندی‌های پاشش و ترکیبات سه گانه سوخت در زاویه ۲۰ و ۴۰ درجه بعد از نقطه مرگ بالاست. همان طور که مشخص است با تعویق زمان بندی پاشش سوخت، از شدت ناحیه‌های دمابالا کاسته شده است و با اضافه کردن ترکیبات گاز سنتز به سوخت اصلی، یکنواختی بیشتری در توضیح دما در سطح محفظه احتراق ایجاد شده که از اثرات احتراق بهتر ناشی از به کارگیری ترکیب هیدروژن و مونوکسید کربن است. با توجه به نمودارهای فشار برحسب زاویه لنگ استخراج شده و همچنین مقادیر معمول در بین موتورهای دیزل، استفاده از درصد حجمی از سوخت هیدروژن بین ۱۰ تا ۱۵٪ افزایش فشار محفظه احتراق را نسبت به حالت سوخت دیزل ساده منجر می‌شود. بالا بردن فشار محفظه احتراق در موتورهای دیزل به روش‌هایی همچون افزایش دبی و افزایش فشار پاشش سوخت در محفظه احتراق، بعضی مقادیری بیش از ۱۰ تا ۱۵ درصد مذکور را ایجاد می‌کند. معمولاً طراحی‌های اجزای موتور دیزل برای کنترل فشار محفظه لنگ دارای ضریب اطمینان ۲۰ درصدی است. کنترل پارامترهای طراحی همچون گشتاور پیچ‌ها و مهره‌های سرسیلندر، استفاده از رینگ‌های مرغوب کمپرس و حتی افزایش تعداد آن‌ها، کنترل فشار بخارات و گازهای محفظه لنگ و... از موارد قابل بررسی در طراحی فشار کارکردی محفظه احتراق با ضریب اطمینان بالاتر است.



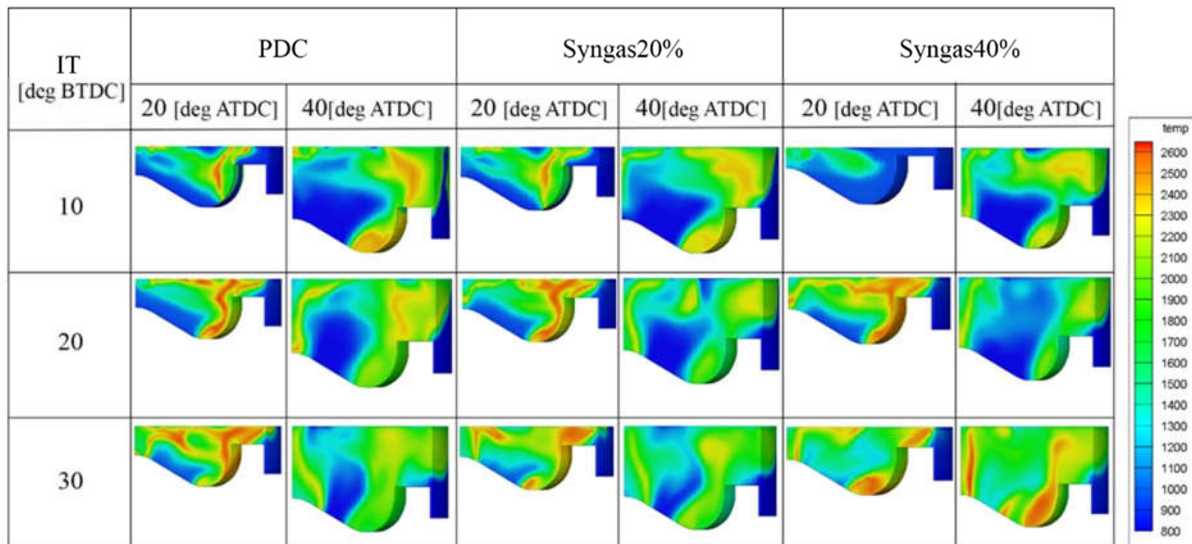
با بررسی تغییرات دوره تأخیر در اشتعال برای زوایای پاشش سوخت، مشخص می‌شود که پاشش زود هنگام سوخت دیزل به داخل محفظه احتراق باعث افزایش بیشینه نمودار نرخ آزادسازی حرارت و پیش افتادن آن می‌شود و برعکس. همان طور که در شکل (۶) مشخص است، با تعویق زمان بندی پاشش سوخت (زوایای نزدیک به نقطه مرگ بالا)، طول دوره تأخیر در اشتعال کاهش می‌یابد. هنگامی که پاشش سوخت زودتر انجام شود، از آنجا که فشار و دمای سیلندر شرایط لازم برای تبخیر همه سوخت تزریق شده را ندارد، احتراق به صورت کامل رخ نخواهد داد. به همین دلیل فشار محفظه احتراق در زمان بندی‌های جلوتر پاشش سوخت، اختلاف زیادی با حالات تأخیر در پاشش سوخت دارد. از طرفی اضافه کردن ترکیب گاز سنتز، خود باعث تأخیر در اشتعال به دلیل کاهش نسبت سوخت دیزل در مقایسه با حالت دیزل خالص شده، که این موضوع به افزایش طول دوره تأخیر در اشتعال کمک می‌کند. اختلاف این مقادیر برای هر سه حالت ترکیب سوختی در شکل (۵) نشان داده شده است. با توجه به توضیحات داده شده با تعویق زمان بندی پاشش سوخت، طول دوره تأخیر در اشتعال کوتاه‌تر شده و حجم کمتری از سوخت در طول این دوره تبخیر می‌شود. با اضافه کردن گاز سنتز به سوخت اصلی، مقادیر فشار محفظه احتراق در زمان بندی‌های پاشش سوخت دورتر از نقطه مرگ بالا، افزایش یافته است. اضافه کردن هیدروژن و مونوکسید کربن به عنوان کسری از انرژی سوخت، موجب تأخیر در اشتعال و کاهش فشار درون محفظه احتراق می‌شود. که این امر به دلیل خود اشتعالی بالای هیدروژن و کاهش مقدار سوخت دیزل است. البته با در نظر گرفتن پارامتر زمان بندی پاشش سوخت، مشخص می‌شود که هرچه پاشش سوخت همراه با تعویق باشد، طول دوره اشتعال کاهش می‌یابد.



شکل (۶): تغییرات نرخ تأخیر در اشتعال برحسب زاویه لنگ برای هر سه حالت ترکیب سوخت

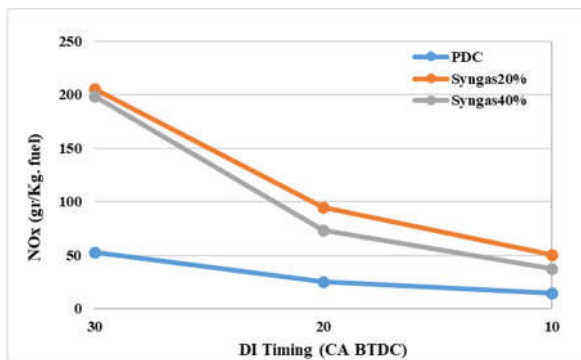
شکل (۷): تغییرات دمای درون سیلندر برای حالات مختلف زمان بندی پاشش و ترکیبات سوخت

شکل (۷) تأثیرات زمان بندی پاشش سوخت را بر دمای درون سیلندر برای ترکیبات سه گانه سوخت نشان می‌دهد. همان طور که



شکل (۸): کانتور دما برای زمان بندی پاشش سوخت (۱۰، ۲۰، ۳۰) درجه قبل از نقطه مرگ بالا و ترکیبات سه گانه سوخت (دیزل، گاز سنتز ۲۰٪ و گاز سنتز ۴۰٪) در زاویه ۲۰ و ۴۰ درجه بعد از نقطه مرگ بالا

۳۰ درجه قبل از نقطه مرگ بالا و برای حالت استفاده از گاز سنتز است. به کمک نتایج نشان داده شده در شکل (۷) نیز می توان دریافت که بیشترین دمای محفظه احتراق در این زمان بندی پاشش سوخت است. از طرفی به ازای کاهش زمان تأخیر در اشتعال، تولید آلاینده اکسیدهای نیتروژن نیز کاهش می یابد.



شکل (۹): تولید مقادیر اکسیدهای نیتروژن برای زمان بندی های مختلف پاشش و ترکیبات سه گانه سوخت

همان طور که در شکل (۱۰) مشاهده می شود، میزان تغییر در تولید مونوکسید کربن با تعویق زمان بندی پاشش برای ترکیب گازهای سنتز افزایش داشته در حالی که برای حالت دیزل خالص کمترین مقدار است. بیشترین مقدار تولید مونوکسید کربن به ترتیب برای ترکیب ۴۰٪، ۲۰٪ گاز سنتز و دیزل خالص در زمان بندی پاشش ۱۰ درجه قبل از نقطه مرگ بالاست. با توجه به شکل (۶)، طول دوره تأخیر در اشتعال، با تعویق زمان بندی پاشش سوخت کاهش می یابد. این بدان معناست که کاهش طول دوره اشتعال

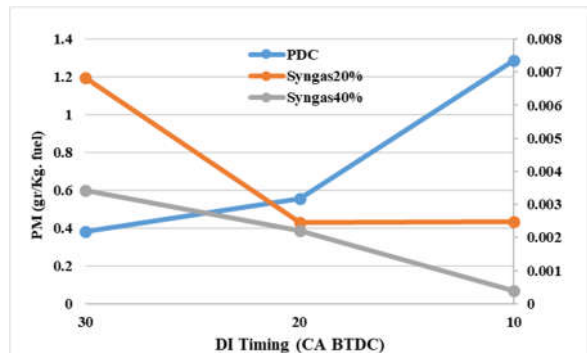
بنابراین استفاده از مقادیر ناچیز هیدروژن در این تحقیق صرفاً به منظور دستیابی به حالت بهینه ای در کاهش تولید آلاینده ها و همچنین بالا بردن کیفیت احتراق در موتورهای دیزل است.

۲.۵. اثر به کارگیری گازهای سنتز و زمان بندی مختلف

پاشش سوخت بر انتشار آلاینده ها

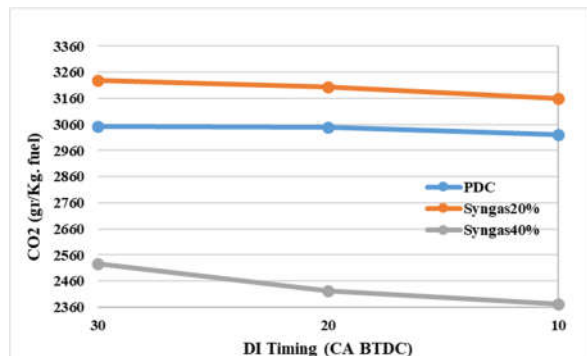
بیشترین مقدار اکسیدهای نیتروژن با بیشینه دمای محفظه احتراق تعیین و با میزان دسترسی به اکسیژن کنترل می شود. پارامتر بیشینه دما به عواملی همچون ترکیب سوخت، نسبت تعادلی و دمای اولیه هوا و سوخت بستگی دارد. با اضافه شدن ترکیبات گاز سنتز از مقدار اکسیژن کاسته شده که این عامل تولیدکننده بیشترین مقدار اکسیدهای نیتروژن با بیشینه دمای محفظه احتراق تعیین و با میزان دسترسی به اکسیژن کنترل می شود. پارامتر بیشینه دما به عواملی همچون ترکیب سوخت، نسبت تعادلی و دمای اولیه هوا و سوخت بستگی دارد. با اضافه شدن ترکیبات گاز سنتز از مقدار اکسیژن کاسته شده که این عامل تولیدکننده آلاینده است. از طرفی حضور گازهای سنتز و تأخیر در احتراق، باعث می شود که در لحظه باز شدن سوپاپ دود، دمای محفظه بالا برود، که این موضوع فرصت کافی را برای شکل گیری اکسیدهای نیتروژن نمی دهد. مقدار اکسیدهای نیتروژن، به دمای محفظه احتراق، غلظت اکسیژن و مدت زمان اقامت نیتروژن در دمای بالا بستگی دارد. شکل (۹) روند تغییرات اکسیدهای نیتروژن را برای هر سه حالت ترکیب سوخت در زمان بندی های پاشش نشان می دهد. همان طور که مشخص است بیشترین این مقدار در زاویه پاشش

با حالت استفاده از ترکیب گازهای سنتز دارد. کمترین این مقادیر در زاویه پاشش ۱۰ درجه قبل از نقطه مرگ بالا برای ترکیب ۴۰٪ گاز سنتز و بیشترین آن در همین زاویه برای حالت دیزل خالص است.



شکل (۱۱): تولید مقادیر ذرات معلق برای زمان بندی های مختلف پاشش و ترکیبات سه گانه سوخت

روند تغییرات تولید دی اکسید کربن در زمان بندی های پاشش سوخت برای هر سه ترکیب سوختی در شکل (۱۲) ارائه شده است. نمودارها نشان می دهند که تعویق زمان بندی پاشش سوخت منجر به کاهش تولید این آلاینده می شود. همچنین اضافه کردن ترکیب گازهای سنتز برای حالت ۲۰٪ بیشتر از دیزل خالص و برای حالت ۴۰٪ کمتر از دیزل خالص تولیدات آلاینده دی اکسید کربن را نتیجه می دهد.

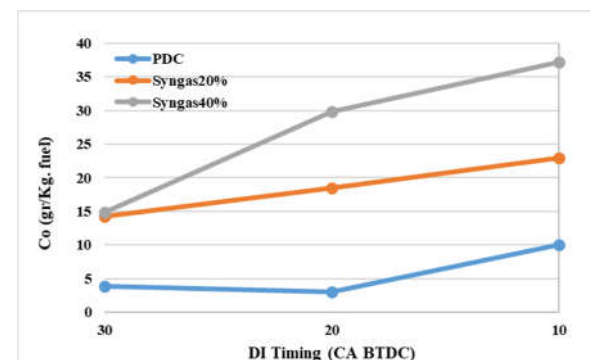


شکل (۱۲): تولید مقادیر دی اکسید کربن برای زمان بندی های مختلف پاشش و ترکیبات سه گانه سوخت

۳.۵. اثر به کارگیری گازهای سنتز و زمان بندی مختلف پاشش سوخت بر سطح عملکرد موتور

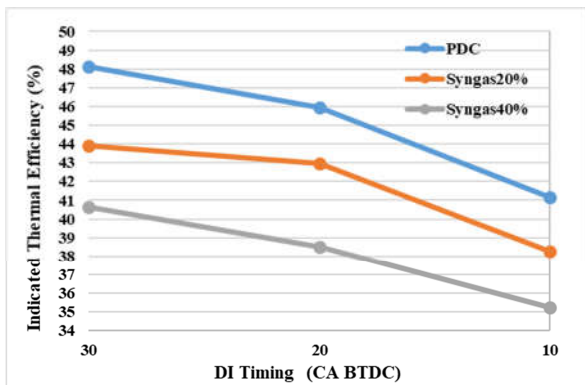
شکل (۱۳) به ترتیب تأثیر به کارگیری ترکیب H_2 -CO در سوخت اصلی دیزل بر توان اندیکاتوری (A)، مصرف سوخت ویژه اندیکاتوری (B) و بازده حرارتی اندیکاتوری (C) را نشان می دهد. طبق شکل (۱۳) مشاهده می شود با تعجیل در زمان بندی پاشش

زمان کافی برای اکسایش ذرات کربن موجود در سوخت فراهم نکرده، در نتیجه تولید آلاینده مونوکسید کربن روندی افزایشی پیدا می کند. این در حالی است که با افزایش طول دوره اشتعال زمان لازم برای اکسایش ذرات کربن فراهم شده، به طبع آن مقدار تولید مونوکسید کربن کاهش می یابد. از طرفی افزایش نسبت گازهای سنتز در سوخت اصلی موجب جهش مقدار مونوکسید کربن در زاویه ۱۰ درجه پاشش شده است. دلیل اصلی این اتفاق فرار آلاینده مونوکسید کربن سوخته نشده در ترکیب گازهای سنتز است.



شکل (۱۰): تولید مقادیر مونوکسید کربن برای زمان بندی های مختلف پاشش و ترکیبات سه گانه سوخت

شکل (۱۱) تولید ذرات معلق را برای ترکیبات مختلف سوخت در زمان بندی های متفاوت پاشش سوخت نشان می دهد. با تعویق زمان بندی پاشش سوخت دیزل طول دوره تأخیر در اشتعال کاهش می یابد و طی این دوره مقدار سوخت کمتری تبخیر و انباشته می شود. با کاهش طول دوره تأخیر در اشتعال بیشتر جرم سوخت در حالت نفوذی سوخته، طول دوره احتراق و تبخیر سوخت افزایش می یابد و در نتیجه فرایند اکسایش ذرات سوخت تضعیف می شود. سوختن در حالت نفوذی باعث می شود تا آهنگ احتراق کاهش و نقطه بیشینه دما و فشار درون سیلندر نیز کاهش یابد. کاهش دمای درون سیلندر حاصل از اشتعال تراکمی باعث می شود تا فرایند اکسایش ذرات دوده تضعیف شود. با تعویق زمان بندی پاشش سوخت دیزل میزان آلاینده های ذرات دوده نیز افزایش یابد. علاوه بر این، افزایش طول دوره تبخیر ذرات سوخت این زمان را در اختیار هیدروکربن های آروماتیک چندحلقه ای قرار می دهد تا بر اثر برخورد با یکدیگر انباشته شده و در نهایت حجم ذرات زیاد شود. اما با اضافه کردن ترکیب گازهای سنتز فرایند اکسایش ذرات سوخت تقویت شده و منجر به کاهش بسیار چشمگیر تولید این آلاینده می شود. همان طور که مشخص است، مقادیر تولیدی برای حالت دیزل خالص تفاوت زیادی در مقایسه



(ج)

شکل (۱۳): تغییر مقادیر توان اندیکاتور (الف)، مصرف سوخت ویژه اندیکاتور (ب) و بازده حرارتی اندیکاتور (ج) بر اساس زمان بندی پاشش سوخت برای ترکیبات سه گانه سوخت

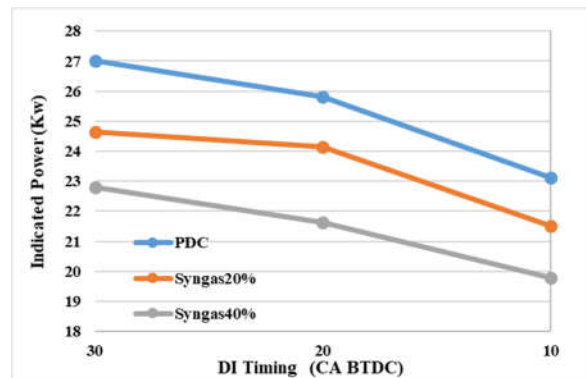
۶. نتیجه گیری

در این مطالعه یک موتور دیزل سنگین اشتعال تراکمی با به کارگیری سه حالت سوخت دیزل، به همراه ۲۰٪ و ۴۰٪ گاز سنتز در زمان بندی پاشش سوخت از ۳۰ تا ۱۰ درجه قبل از نقطه مرگ بالا مورد بررسی قرار گرفت. نتایج استخراج شده به شرح زیر بیان می شود:

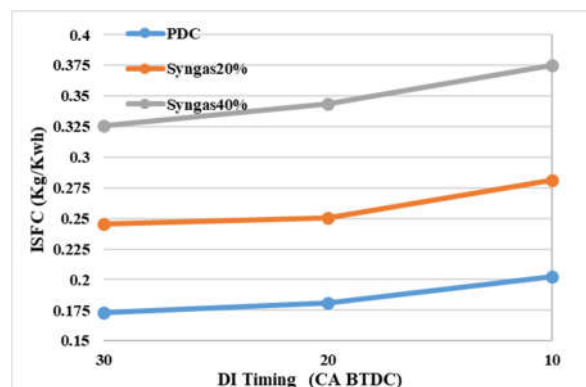
افزودن ترکیب گاز سنتز موجب افزایش فشار و دمای درون سیلندر می شود. بیشترین مقدار برای نسبت ۴۰٪ است. همچنین با تعویق زمان بندی پاشش سوخت، نرخ آزادسازی حرارت و فشار درون سیلندر کاهش می یابد. از طرفی نرخ تأخیر در اشتعال با تعویق در زمان بندی پاشش سوخت کاهش می یابد و کمترین آن در ۱۰ درجه قبل از نقطه مرگ بالاست.

تعویق در زمان بندی پاشش سوخت موجب کاهش تولید اکسیدهای نیتروژن می شود. کمترین این مقدار برای حالت سوخت دیزل خالص و بیشترین آن برای حالت ۲۰٪ گاز سنتز است. در حالی که با افزایش نسبت گاز سنتز تولید مونوکسید کربن افزایش می یابد؛ این مقدار با تعویق زمان بندی پاشش سوخت نیز افزایش می یابد. هرچند تعویق در زمان بندی پاشش موجب افزایش تولید ذرات معلق برای حالت دیزل خالص می شود، تعویق در زمان بندی پاشش و افزایش نسبت گاز سنتز منجر به کاهش چشمگیر تولید این آلاینده شده، که کمترین آن در زمان بندی پاشش ۱۰ درجه قبل از نقطه مرگ بالا و نسبت ۴۰٪ گاز سنتز است. تولید آلاینده دی اکسید کربن نیز با افزایش نسبت گاز سنتز به ۴۰٪ به کمترین خود در زمان بندی پاشش سوخت ۱۰ درجه قبل از نقطه مرگ بالا می رسد. توان اندیکاتور و بازده حرارتی

سوخت، سطح عملکرد موتور بهبود یافته است. همچنین استفاده ترکیب گازهای سنتز موجب کاهش توان اندیکاتور، بازده حرارتی اندیکاتور، و افزایش مصرف سوخت ویژه اندیکاتور شده است. میزان انتقال حرارت و بازده احتراق سوخت دو عامل عمده ای هستند که در بازده ناخالص اندیکاتور تأثیر بسزایی دارند. در حقیقت، هرچه بازده احتراق سوخت بالاتر باشد، میزان حرارت تولید شده در داخل محفظه بیشتر شده و افزایش دما و فشار باعث تولید نیروی بیشتر در پایین راندن پیستون می شوند. قسمتی از این حرارت از طریق دیواره ها به خارج از محفظه احتراق انتقال پیدا می کند که باعث کاهش قدرت تولیدی می شود. انتقال حرارت به خارج از سیلندر در حالت کارکرد موتور با گاز سنتزی شبیه سازی شده، به دلایل ذکر شده، به واسطه ویژگی دمایی بالاتر، بیشتر از بقیه حالات است. به رغم این واقعیت، کمبود اکسیژن و کاهش بازده حجمی در گازهای سنتزی را می توان از دلایل کار و بازده ناخالص اندیکاتور و در نهایت بازده احتراق کمتر برشمرد. در حقیقت، کاهش تلفات حرارتی در گازهای سنتزی نمی تواند کاهش تولید کار را جبران کند. بر همین اساس، افزودن ترکیب گازهای سنتز موجب کاهش توان اندیکاتور و بازده حرارتی اندیکاتور و همچنین افزایش مصرف سوخت می شود.



(الف)



(ب)

افزایش مقدار مونوکسید کربن، افزایش و سپس کاهش اکسیدهای نیتروژن، کاهش مقدار ذرات معلق، کاهش مقدار دی اکسید کربن، کاهش توان اندیکاتور و بازده حرارتی، افزایش مصرف سوخت. شایان ذکر است بررسی اثرات فوق به صورت همزمان بازمان بندی پاشش سوخت انجام شده است. در نهایت نسبت ۴۰ درصدی گاز سنتز و زمان بندی پاشش سوخت ۱۰ درجه قبل از نقطه مرگ بالا، استراتژی مناسبی برای کاهش آلاینده ها (ذرات معلق و دی اکسید کربن) است.

اندیکاتوری با افزودن ترکیبات گاز سنتز برای حالات ۲۰ و ۴۰٪ به ترتیب کاهش می یابد، درحالی که مصرف سوخت اندیکاتوری افزایش می یابد. بیشترین مقدار توان اندیکاتوری و بازده حرارتی اندیکاتوری در زمان بندی پاشش ۳۰ درجه قبل از نقطه مرگ بالا بوده که این مقادیر با افزایش نسبت گاز سنتز کاهش می یابد. درحالی که کمترین مقدار مصرف سوخت اندیکاتوری در زمان بندی پاشش ۳۰ درجه قبل از نقطه مرگ بالا بوده که مقادیر آن با افزایش نسبت گاز سنتز افزایش می یابد. اضافه کردن گاز سنتز منجر به نتایج زیر می شود:

مراجع

- [1] Wissink, M. and Reitz, R.D., "Direct dual fuel stratification, a path to combine the benefits of RCCI and PPC", SAE Int. J. Engines, Vol. 8, pp 878–889, 2015.
- [2] Sellnau, M.C, Sinnamon, J., Hoyer, K. and Husted, H., "Full-time gasoline direct-injection compression ignition (GDCI) for high efficiency and low NO_x and PM", SAE Int. J. Engines, Vol. 5, pp 300–314, 2012.
- [3] Kokjohn, S.L. and Reitz, R.D., "An investigation of charge preparation strategies for controlled PPCI combustion using a variable pressure injection system", Int. J. Eng. Res., Vol. 11, pp 257–282, 2010.
- [4] Lu, X., Han, D. and Huang, Z., "Fuel design and management for the control of advanced compression-ignition combustion modes. Prog. Energy Combust", Sci. Vol. 37, pp 741–783, 2011.
- [5] Paykani, A., Kakaee, A.H., Rahnama, P. and Reitz, R.D. "Progress and recent trends in reactivity-controlled compression ignition engines", Int. J. Engine Res. Vol. 17, pp. 481–524, 2016.
- [6] Kokjohn, S., Hanson, R., Splitter, D., Kaddatz, J. and Reitz, R., "Fuel reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion in light-and heavy-duty engines", SAE Int. J. Engines, Vol. 4, pp. 360–374, 2011.
- [7] Walker, N.R., Wissink, M.L., DelVescovo, D.A. and Reitz, R.D., "Natural gas for high load dual-fuel reactivity controlled compression ignition in heavy-duty engines", J. Energy Resour. Technol. Vol. 137, pp 42202-42209, 2015.
- [8] Nieman, D.E., Dempsey, A.B. and Reitz, R.D., "Heavy-duty RCCI operation using natural gas and diesel", SAE Int. J. Engines, Vol. 5, pp 270–285, 2012.
- [9] Dempsey, A.B., Adhikary, B.D., Viswanathan, S. and Reitz, R.D., "Reactivity controlled compression ignition using premixed hydrated ethanol and direct injection diesel", J. Eng. Gas Turbines Power, Vol. 134, pp 82806-82817, 2012.
- [10] Benajes, J., Molina, S., García, A. and Monsalve-Serrano, J., "Effects of direct injection timing and blending ratio on RCCI combustion with different low reactivity fuels. Energy Convers", Manag., Vol. 99, pp. 193–209, 2015.
- [11] Li, J., Yang, W., Zhou, D. "Review on the management of RCCI engines. Renew. Sustain. Energy Rev. Vol. 69, pp. 65–79, 2017.
- [12] Sahoo, B.B., Sahoo, N., Saha, U.K. Effect of H₂: CO ratio in syngas on the performance of a dual fuel diesel engine operation". Appl. Therm. Eng., Vol. 49, pp. 139–146, 2012.
- [13] Bika, A.S., Franklin, L. and Kittelson, D., "Cycle Efficiency and Gaseous Emissions from A Diesel Engine Assisted with Varying Proportions of Hydrogen and Carbon Monoxide (Syngas Gas)", SAE Technical Paper: Warrendale, PA, USA, 2011.
- [14] Rahnama, P., Paykani, A., Bordbar, V. and Reitz, R.D., "A numerical study of the effects of reformer gas composition on the combustion and emission characteristics of a natural gas/diesel RCCI engine enriched with reformer gas", Fuel, Vol. 209, pp. 742–753, 2017.
- [15] Rahnama, P., Paykani, A. and Reitz, R.D., "A numerical study of the effects of using hydrogen,

- reformer gas and nitrogen on combustion, emissions and load limits of a heavy duty natural gas/diesel RCCI engine*", Appl. Energy, Vol. 193, pp. 182–198, 2017.
- [16] Chuahy, F.D.F. and Kokjohn, S., "System and Second Law Analysis of the Effects of Reformed Fuel Composition in "Single" Fuel RCCI Combustion", SAE Int. J. Engines, Vol. 11, pp. 861–878, 2018.
- [17] Chuahy, F.D.F. and Kokjohn, S.L., "Effects of reformed fuel composition in "single" fuel reactivity controlled compression ignition combustion", Appl. Energy, Vol. 208, pp. 1–11, 2017.
- [18] Chuahy, F.D.F. and Kokjohn, S.L., "High efficiency dual-fuel combustion through thermochemical recovery and diesel reforming", Appl. Energy, Vol. 195, pp. 503–522, 2017.
- [19] Xu, Z., Jia, M., Li, Y., Chang, Y., Xu, G., Xu, L. and Lu, X., "Computational optimization of fuel supply, syngas composition, and intake conditions for a syngas/diesel RCCI engine", Fuel, Vol. 234, pp. 120–134, 2018.
- [20] Rutland, C.J. "Modeling Investigation of Different Methods to Suppress Engine Knock on a Small Spark Ignition Engine", J. Eng. Gas Turbines Power, Vol. 137, pp. 61506, 2016.
- [21] Costa, M., Villetta, M.L., Massarotti, N., Piazzullo, D., Rocco, V. "Numerical analysis of a compression ignition engine powered in the dual-fuel mode with syngas and biodiesel", Energy, Vol. 137, pp. 969–979, 2017.
- [22] Reza mahmoodi. et al, "Effect of reformed biogas as a low reactivity fuel on performance and emissions of a RCCI engine with reformed biogas/diesel dual-fuel combustion", International Journal of Hydrogen Energy Vol. 46, pp. 16494-16512, 2021
- [23] Reza mahmoodi. et al, "Effect of reformed biogas as a low reactivity fuel on performance and emissions of a RCCI engine with reformed biogas/diesel dual-fuel combustion", International Journal of Hydrogen Energy Vol. 46, pp. 16494-16512, 2021.
- [24] Reza mahmoodi. et al, "Effect of reformed biogas as a low reactivity fuel on performance and emissions of a RCCI engine with reformed biogas/diesel dual-fuel combustion", International Journal of Hydrogen Energy, Vol. 46, pp. 16494-16512, 2021.
- [25] Tess, M. J., Chang-Wook, L. and Reitz, R. D., "Diesel engine size scaling at medium load without EGR", SAE International Journal of Engines, Vol. 4, pp. 1993-2009, 2011.
- [26] Verma, S., Das, L.M., Kaushik, S.C. and Tyagi, S.K., "An experimental investigation of exergetic performance and emission characteristics of hydrogen supplemented biogas-diesel dual fuel engine", Int J Hydrogen Energy, Vol. 43, pp. 2452–68, 2018.
- [27] Tess, M. J., Chang-Wook, L. and Reitz, R. D., "Diesel engine size scaling at medium load without EGR", SAE International Journal of Engines, Vol. 4, pp. 1993-2009, 2011.
- [28] Richards, K., Senecal, P.K. and Pomraning, E., CONVERGE v2. 3 Manual. Convergent Science, Inc., Madison, WI, 2016.
- [29] Patel, S. Kong, and Reitz, R. D., "Development and Validation of a Reduced Reaction Mechanism for HCCI Engine Simulations", SAE Technical Paper 2004-01-0558, 2004, <https://doi.org/10.4271/2004-01-0558>.
- [30] Wang, H., Reitz, R. D., Yao, M., Yang, B., Jiao, Q. and Qiu, L., "Development of an n-heptane-n-butanol-PAH mechanism and its application for combustion and soot prediction", Combustion and Flame, Vol. 160, pp. 504-519, 2013.
- [31] Kokjohn, S. L. and Reitz, R. D., "Reactivity controlled compression ignition and conventional diesel combustion: a comparison of methods to meet light-duty NOx and fuel economy targets", International Journal of Engine Research, Vol. 14, pp. 452-468, 2013.
- [32] Yakhot, V., Orszag, S. A., Thangam, S., Gatski, T. B. and C. G. Speziale, "Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique", Physics of Fluids A: Fluid Dynamics, Vol. 4, pp. 1510-1520, 1992.
- [33] Yakhot, V., et al., "Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique", Api.Physics of Fluids A: Fluid Dynamics, Vol. 4(7): pp. 1510-1520, 1992.
- [34] Amsden, A. A., Orourke, P. J. and Butler, T. D. KIVA-2: "A computer program for chemically reactive flows with sprays", NASA STI/recon technical report N, pp. 89, 1989.

- [35] Naber, J. and Reitz, R. D., "*Modeling engine spray/wall impingement*", SAE transactions, pp. 118-140, 1988.
- [36] Chuahy, F.D. and Kokjohn, S.L., "*High efficiency dual-fuel combustion through thermochemical recovery and diesel reforming*", Applied energy, Vol. 195, pp. 503-522, 2017.