



## بررسی عددی عملکرد و احتراق موتور 16RK215 به روش اشتعال تراکمی کنترل واکنشی

واناند عیسی جان<sup>۱\*</sup>، حسین قماش<sup>۲</sup>

۱- کارشناس ارشد دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه آزاد واحد تهران جنوب

۲- دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه آزاد واحد تهران جنوب

۱۴۰۰-۹-۲۰: تاریخ پذیرش ۱۴۰۰-۶-۱۵: تاریخ دریافت

**چکیده:** با هدف بهبود عملکرد و آلاینده‌گی موتور دیزل سنگین 16RK215، شبیه‌سازی عددی احتراق متان-دیزل با روش نوین اشتعال تراکمی کنترل واکنشی روی این موتور انجام شد. در فاز اول شبیه‌سازی احتراق با ۱۰۰٪ سوخت دیزلی انجام می‌شود و پس از صحت‌سنجی، با ادوانس زمانبندی پاشش، افزایش یا کاهش توان و آلاینده‌ها بررسی می‌شود. در فاز دوم، شبیه‌سازی احتراق دو سوخته انجام می‌شود. با هدف استفاده حداکثری از گاز متان به عنوان سوخت ارزان و پاک، ۸۰٪ سوخت ورودی گاز متان و مابقی ۲۰٪ سوخت دیزل در شرایط اولیه حل عددی تعریف شد. نتایج در مقایسه با شبیه‌سازی با سوخت فقط دیزل نشان می‌دهند، با کاهش ۲۰٪ توان، راندمان حرارتی ۲٪ افزایش یافته و آلاینده مونو اکسید کربن تا ۵۰٪ کاهش می‌یابد. در فاز سوم با هدف جبران توان کاهش یافته و بهبود آلاینده‌ها در حالت دوسوخته، ابتدا اثر کاهش نسبت متان به دیزل بررسی می‌شود سپس تاثیر نسبت تراکم، زمانبندی پاشش و بازگردانی گازهای خروجی مورد بحث و بررسی قرار می‌گیرند. نتایج نشان می‌دهند بکارگیری ۷۰٪ متان و ۳۰٪ دیزل، احتراق کاملتر شده و راندمان حرارتی ۵٫۲٪ افزایش می‌یابد. با ادوانس زمانبندی پاشش سوخت دیزل ضمن افزایش توان، کاهش آلاینده‌های مونواکسید کربن و اکسیدهای ازت به ترتیب ۱٫۲ و ۵٫۱ گرم بر کیلووات ساعت نتیجه می‌دهد. افزایش نسبت تراکم احتراق را به سمت کاملتر شدن سوق می‌دهد که ضمن افزایش دمای محلی باعث افزایش ۷٪ آلاینده اکسیدهای ازت می‌شود.

**واژه‌های کلیدی:** احتراق موتور، دوگانه سوز، کاربرد ریلی و دریایی

### ۱. مقدمه

افزایش مشکلات زیست محیطی و محدودیت استفاده از سوخت‌های فسیلی امروزه اهمیت استفاده از سوخت‌های پاک و روش‌های نوین احتراق در موتورهای احتراق داخلی بخصوص موتورهای دیزل سنگین را دوچندان می‌کند. موتور 16RK215 با کاربرد ریلی و دریایی امروزه نقش مهمی در صنعت حمل و نقل کشورمان ایفا می‌کند. این موتور انتخاب شده تا با تحقیق بر دوسوخته کردن آن با روش اشتعال تراکمی کنترل واکنشی عملکرد و آلاینده‌گی آن بهبود یابد. از آنجایی که گاز متان حدود ۹۰٪ گاز طبیعی را شامل می‌شود، به علت فراوانی و ارزان بودن در کشورمان گزینه مناسبی جهت استفاده به عنوان سوخت اولیه با

واکنش پذیری پایین در این تحقیق انتخاب شده است. به سبب دستیابی به کمترین میزان آلاینده‌گی و بیشترین راندمان حرارتی نسبت به احتراق مرسوم روش های احتراق دما پایین اولین بار اواخر دهه ۱۹۷۰ در سال ۱۹۷۹ توسط انیسی و همکاران اولین گزارش در مورد موتوری دو زمانه که بدون جرقه زدن و فقط با استفاده از تراکم مخلوط سوخت و هوا مشتعل می شود دادند [۱]. در سال ۱۹۸۳ نجت و و همکاران و پس از آن ترینگ، با بکارگیری این روش در موتور های چهار زمانه نشان دادند که حالت احتراقی اشتعال تراکمی شارژ همگن به وسیله سینتیک شیمیایی کنترل می شود [۲،۳]. بطور کلی موتورهای با احتراق دما پایین با کاهش دمای احتراق، آلودگیهای ناشی از احتراق دما بالا را کاهش میدهد [۴]. بازده حرارتی این موتورها به دلیل گرادیان دمایی پایین تر در نزدیکی دیواره های محفظه به نسبت احتراق متداول بالاتر بوده و به دلیل کارکرد با شرایط نسبت هم ارزی های بسیار رقیق مصرف سوخت پایینی دارند و به علت حذف نواحی غنی از سوخت، دوده پایین نیز تولید می شود. اما در مقابل از توان و گشتاور موتور کاسته میشود. موتورهای با احتراق دما پایین شامل موتورهای اشتعال تراکمی مخلوط همگن، موتور های اشتعال تراکمی مخلوط پیش آمیخته موتور های اشتعال تراکمی با واکنش پذیری کنترل شده اند. مفهوم احتراق اشتعال تراکمی با واکنش پذیری کنترل شده توسط دکتر ریتز در سال ۲۰۱۰ در دانشگاه ویسکانسین معرفی شد [۵،۶،۷]. موتور با استفاده از دو سوخت اولیه و ثانویه با واکنش پذیری های متفاوت مانند روش اشتعال تراکمی شارژ پیش مخلوط کار می کند پس این امکان وجود دارد تا بتوان از طیف وسیعی از سوخت های جایگزین بجای سوخت های هیدروکربنی متداول استفاده شود. فرایند احتراق توسط مناطق واکنش پذیری که پی در پی از نواحی دارای بیشترین واکنش پذیری تا کمترین مقدار آن مشتعل می شود، کنترل می شود. درصد سوخت ثانویه می تواند تا ۵۰٪ یا بیشتر از کل سوخت مصرفی برسد. سوخت ثانویه در کورس تراکم بسیار زود تر از نقطه مرگ بالا به مخلوط به صورت چینه ای اضافه می گردد سپس مخلوط بعد از رسیدن به نقطه مرگ بالا در نواحی با نسبت هم ارزی، دما و فشار موضعی بالا به صورت نقطه ای شروع به سوختن می کند اما جبهه ی شعله ای مانند روش شارژ پیش مخلوط تشکیل نمی شود تنها شعله های موضعی با نواحی داغ تر به سمت نواحی با نسبت هم ارزی فقیر توسعه می یابند. از مهمترین تفاوت های این راهبرد در مقایسه با راهبرد شارژ همگن می توان به سهولت در کنترل زمانبندی احتراق اشاره کرد. از معایب این روش می توان به کاهش توان و گشتاور موتور، پیچیدگی کنترل دقیق نسبت سوخت های اولیه و ثانویه اشاره نمود [۸،۹،۱۰]. در سال ۲۰۱۶ اکبریان و همکارش [۱۱] طی یک مطالعه تجربی بر روی موتور چهار استوانه دوگانه سوز دیزل- گاز طبیعی تاخیر در اشتعال را در بارهای مختلف و زوایای پاشش مختلف پاشنده بررسی کردند. نتایج به گونه ای بود که افزایش بار باعث کاهش تاخیر در اشتعال هم در حالت دیزل متداول و هم حالت دوسوخته می شود افزایش ادوانس پاشش در حالت دو سوخته تاخیر در اشتعال را کاهش می دهد اما در حالت دیزل ساده تاثیری ندارد. واکر و همکاران در سال ۲۰۱۸ [۱۲] بصورت عملی بر روی موتور تک استوانه دیزل از سوخت جت استفاده کردند و بخشی کوچکی از سوخت به صورت پیش مخلوط و بخش اعظمی از سوخت به صورت مستقیم به استوانه اضافه شد و نتیجه گرفتند که می توان با بکارگیری این روش و افزایش نسبت تراکم تا ۲۳، افزایش توان بدون افزایش تولید دوده موتور بدست آوردند. یاو و همکاران در سال ۲۰۱۹ [۱۳] طی یک مطالعه عددی سینتیک احتراق موتور اشتعال تراکمی کنترل واکنشی را برای یک موتور شیشه ایی برای سوخت های ایزواکتان و هپتان نرمال بررسی کردند و نتیجه گرفتند که احتراق در لبه خارجی کاسه پیستون و در پایین دست ناحیه اطراف اسپری سوخت اتفاق می افتد و همچنین به این موضوع پی بردند که ساختار داخلی شعله توسط سینتیک احتراق OH، CO و O<sub>2</sub> کنترل شده و ساختار خارجی شعله توسط سینتیک واکنش رادیکال های CH<sub>2</sub>O و HCO کنترل می شود. دریامان و همکاران [۱۸] در سال ۲۰۱۹ به صورت عددی تاثیر احتراق گاز سنتزی تولید شده از گازسازی زیست توده بر موتور دوسوخته دیزل- گاز سنتزی را بررسی کردند و نتیجه گرفتند با افزایش نسبت جرم هیدروژن به جرم سایر گونه های قابل احتراق در سوخت سنتزی، فشار

بیشینه، نرخ افزایش فشار، دمای متوسط و بیشینه دمای محلی افزایش می یابند. وانگ و همکاران [۱۴] در سال ۲۰۲۰ طی یک تحقیق آزمایشگاهی تاثیر گاز های بی اثر آرگون، نیتروژن و دی اکسید کربن موجود در گاز های بازخوانی شده بر روی عملکرد و آلاینده های یک موتور دوسوخته با احتراق استوکیومتریک دیزل-گاز طبیعی، بررسی کردند و نتیجه گرفتند رقیق ساز های آرگون و نیتروژن باعث افزایش و دی اکسید کربن باعث کاهش توان می شوند. اگراوال و همکاران در سال های ۲۰۲۰ و [۱۶،۱۵] مطالعه تجربی و عددی جهت مقایسه و بهینه سازی احتراق کنترل واکنشی نسبت به احتراق شارژ پیش مخلوط و اشتعال تراکمی متداول روی یک موتور تک استوانه با سوخت دیزل و متانول تحت بار های متفاوت انجام دادند و نتیجه گرفتند احتراق کنترل واکنشی پایدار تر از روش احتراقی اشتعال تراکمی شارژ پیش مخلوط بوده و در بار های سنگین این روش تمایل به کوبش کمتری و صدای احتراق پایین تری نتیجه می دهد.

نوآوری و هدف اصلی تحقیق حاضر در فاز اول شبیه سازی عددی احتراق موتور 16RK215 با سوخت ۱۰٪ دیزل و امکان ارتقاء عملکرد و آلاینده های آن از طریق تغییر زمانبندی پاشش می باشد. در فاز دوم با هدف استفاده حداکثری از سوخت متان، شبیه سازی عددی حالت دوسوخته این موتور با ۸۰٪ متان و ۲۰٪ دیزل از سهم کل سوخت ورودی انجام می شود. در فاز سوم با هدف کاهش آلاینده ها و جبران توان کاهش یافته در کارکرد دوسوخته، تاثیر کاهش نسبت متان به دیزل، تغییر زوایای پاشش، افزایش نسبت تراکم و بازگردانی گاز های خروجی مورد بحث قرار می گیرند. لازم بذکر است تاکنون مطالعات بسیار محدود و کمی در مورد عملکرد موتور 16RK215 و آلاینده های تولیدی آن صورت گرفته بنابراین نتایج این تحقیق می تواند در بهینه سازی احتراق این موتور بسیار ارزشمند باشد.

## ۲- مشخصات و شرایط کاری موتور

موتور 16RK215 با کاربرد ریلی و دریایی در شرکت دیزل سنگین ایران مورد تست قرار گرفته و به عنوان ژنراتور برق و محرک کمپرسور های هوای فشرده و لوکوموتیو های الستوم AD43C فرانسه در راه آهن جمهوری اسلامی ایران استفاده می شود [۱۸]. مشخصات موتور در جدول ۱ و شرایط عملکردی آن در جدول ۲ آورده شده است.

جدول ۱: مشخصات موتور 16RK215 [۱۹]

|                   |                |
|-------------------|----------------|
| نسبت تراکم        | ۱ : ۱۳٫۵       |
| کورس X قطر سیلندر | ۲۱۵ X ۲۷۵ (mm) |
| طول شاتون         | ۵۰۲ (mm)       |
| تعداد سیلندر      | ۱۶             |
| تعداد سوپاپ       | ۶۴             |

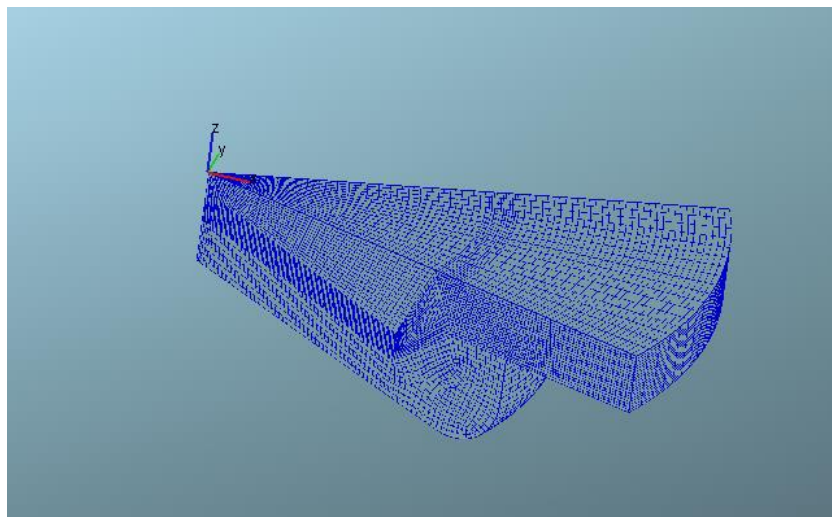
|                                     |           |
|-------------------------------------|-----------|
| زاویه بسته شدن سوپاپ<br>هوا (°ATDC) | -۱۴۶,۵    |
| زاویه باز شدن سوپاپ دود<br>(°ATDC)  | ۱۲۱,۵     |
| زاویه شروع پاشش<br>(°ATDC)          | -۲۰       |
| مدت زمان پاشش                       | ۳۰°       |
| تعداد سوراخ انژکتور                 | ۸         |
| قطر سوراخ انژکتور                   | ۰,۳۶ (mm) |

جدول ۲: مشخصات عملکردی با استفاده از سوخت فقط دیزل [۱۹]

|                                 |                          |
|---------------------------------|--------------------------|
| توان نامی                       | ۲۸۴۰ (Kw)                |
| دور نامی                        | ۱۰۰۰ ( $\frac{1}{min}$ ) |
| درصد بازگردانی گاز های<br>خروجی | ٪ ۰                      |
| جرم سوخت دیزل در هر<br>سیکل     | ۱۲۲۶ (mg)                |
| فشار ورودی<br>نسبی              | ۲,۵ (bar)                |
| دمای ورودی                      | ۳۲۰ (K)                  |

### ۳- مدلسازی عددی

در این مطالعه جهت اجرای فرایند شبیه سازی احتراق، از نرم افزار تجاری دینامیک سیالات محاسباتی AVL Fire [۲۰] استفاده شده است. با اطلاعات موجود در جداول ۱ و ۲، مطابق شکل ۱، دامنه حل با قطاعی ۴۵ درجه ایی از کاسه سمبه و محفظه احتراق با تعداد شبکه ۶۴۲۶۰ عدد، مورد استفاده قرار می گیرد.



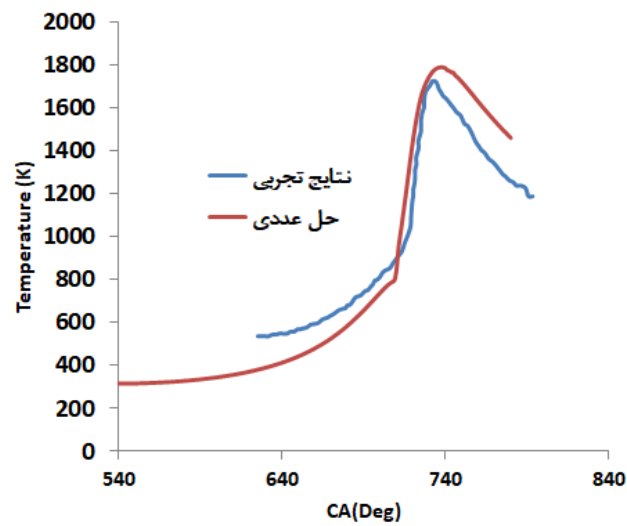
شکل ۱: دامنه محاسباتی گسسته شده با تعداد ۶۴۲۶۰ سلول

### ۴- صحت سنجی نتایج و استقلال حل از شبکه

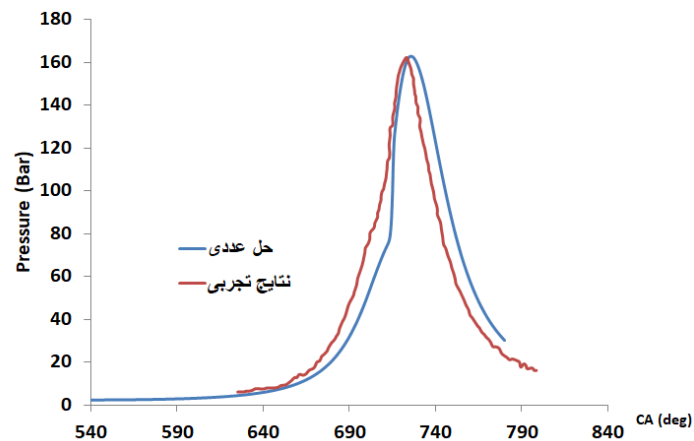
به منظور صحت سنجی نتایج مدل ساخته شده موتور (فقط با سوخت دیزل)، منحنی های فشار و دمای گاز درون استوانه با نتایج آزمایشگاهی موجود در مقالات کشاورز و چشم آرا [۲۳، ۱۹] در شکل های ۲ و ۳ مقایسه شده اند. توان حاصله نیز از این شبیه سازی ۲۵۰۰،۵ کیلووات بدست آمده که با توان کاری موتور موجود در جدول ۱، ۱۲٪ خطا حاصل شده است. بدین ترتیب می توان نتیجه گرفت مدل پایه ایی ساخته شده دقت و صحت کافی جهت ادامه تحقیق را دارا می باشد. با هدف اطمینان از دقت کافی شبکه بندی و عدم تغییر نتایج، با تغییر اندازه شبکه بندی، حل با شبکه های متوسط اندازه های ۰،۹، ۰،۸، ۱، ۰،۵ و ۱،۵ میلیمتر تکرار شده است. جدول ۳ نشان می دهد که با تغییر اندازه شبکه، تغییر محسوسی در نتایج حل بدست نمی آید و همچنین مقادیر بدست آمده تطابق خوبی با نتایج تجربی تحقیق چشم آرا و همکاران [۲۳] دارند.

جدول ۳: استقلال حل از شبکه و صحت سنجی

| تعداد شبکه | فشار بیشینه احتراق (bar) |
|------------|--------------------------|
| ۴۲۸۶۱      | ۱۶۰,۲                    |
| ۶۴۲۶۰      | ۱۶۰,۰۸                   |
| ۹۲۵۳۱      | ۱۵۹,۹۸                   |
| ۱۱۴۹۸۸     | ۱۶۰,۶۵                   |



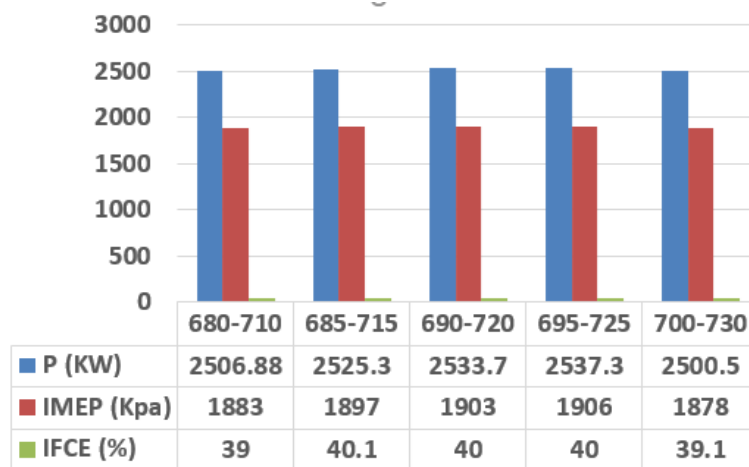
شکل ۲: مقایسه نتایج حل عددی و نتایج تجربی [۱۹]



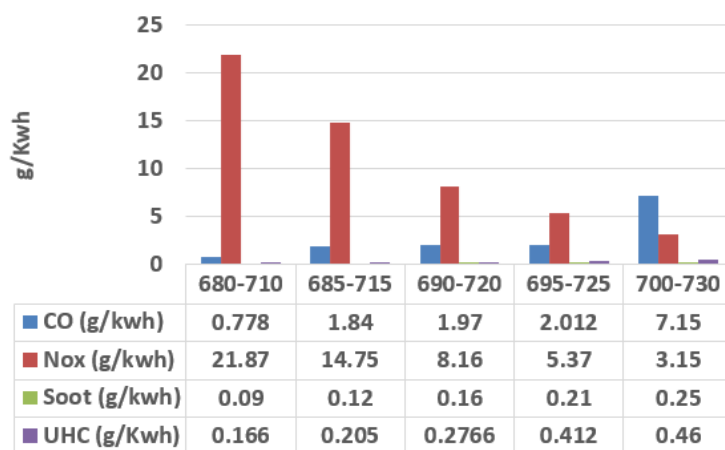
شکل ۳: مقایسه نتایج حل عددی و نتایج تجربی [۲۳]

### ۵- حل با سوخت ۱۰۰٪ دیزل و تغییر زمانبندی پاشش سوخت

همانطور که جداول ۴ و ۵ نشان می دهند ادوانس پاشش سوخت دیزل تاثیر مثبتی در بهبود عملکرد و آلاینده‌گی این موتور دارد. زوایای پاشش تا ۲۰ درجه لنگ ادوانس شده است. پاشش زود هنگام تاخیر در اشتعال را افزایش می دهد به همین دلیل افزایش ادوانس پاشش بعد از ۱۰ درجه لنگ، کار مفید را در کورس انبساط تلف کرده و توان را کاهش می دهد. بهترین نتیجه در ادوانس ۵ درجه ایی صورت می گیرد که توان ۳۵ کیلووات و راندمان حرارتی ۰,۹٪ افزایش می یابد لکن به علت بالارفتن دمای احتراق آلاینده اکسیدهای ازت نسبت به حالت پایه ۲ گرم بر کیلووات ساعت افزایش می یابد با این حال مونواکسید کربن و دوده کاهش قابل قبولی را نشان می دهند.



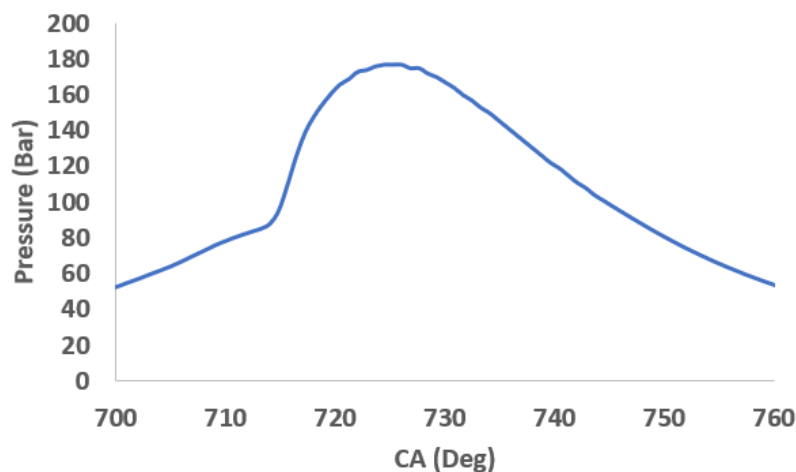
شکل ۴: نتایج عملکردی بر حسب زوایای پاشش مختلف



شکل ۵: مقایسه آلاینده های تولیدی بر حسب زوایای پاشش مختلف

### ۶- حل دوسوخته با روش اشتعال تراکمی کنترل واکنشی

جهت مدل‌سازی احتراق اشتعال تراکمی کنترل واکنشی از حلگر شیمیایی کمکین کوپل شده با نرم افزار فایر استفاده می‌شود. سوخت متان با ارزش حرارتی پایین  $50 \text{ MJ/Kg}$  با واکنش پذیری پایین به صورت پیش مخلوط و از هپتان نرمال با ارزش حرارتی پایین  $44.6 \text{ MJ/Kg}$  با واکنش پذیری بالا بصورت پاشش مستقیم استفاده شده است. مکانیزم شیمیایی استفاده شده متشکل از ۷۶ گونه شیمیایی و ۴۶۴ واکنش می‌باشد [۲۱، ۲۲]. شرایط اولیه مدل پایه شبیه سازی دوسوخته این موتور منطبق با جدول ۲ است، با این تفاوت که ۸۰٪ از کل سوخت ورودی گاز متان تعریف شده که با نسبت هم ارزی ۰٫۳، به مقدار جرمی  $63.25$  میلی‌گرم بصورت پیش مخلوط و همگن وارد استوانه می‌شود و مابقی ۲۰٪ سوخت، هپتان نرمال می‌باشد که به مقدار  $24.82$  میلی‌گرم در زاویه  $50$  درجه قبل از نقطه مرگ بالا مستقیماً تزریق می‌شود. لازم به ذکر است در طول تحقیق، تغییرات و مطالعه متغیرها بر روی این مدل اعمال می‌گردد. نتایج نشان می‌دهند، توان نسبت به کارکرد  $100\%$  دیزلی،  $24\%$  کاهش یافته و  $2163$  کیلو وات ثبت شده است اما راندمان حرارتی  $3\%$  افزایش داشته است. آلاینده مونو اکسید کربن  $45\%$  کاهش یافته اما در مقابل اکسیدهای ازت تا ۳ برابر افزایش داشته اند و هیدروکربن‌های نسوخته نیز افزایش چشمگیری پیدا کرده اند از طرف دیگر، دوده بسیار ناچیزی تولید شده است. همانطور که در شکل ۶ مشاهده می‌شود در مقایسه با حالت تمام دیزلی طول دوره احتراق و تاخیر در اشتعال افزایش دارند که این مورد کندی احتراق را نشان می‌دهد. می‌توان نتیجه گرفت افزایش طول دوره احتراق و افزایش دمای بیشینه به علت ارزش حرارتی بالای گاز متان از دلایل اصلی افزایش اکسیدهای ازت و تلف شدن توان در کورس انبساط نسبت به حالت دیزلی می‌باشد. همچنین به علت مقادیر پایین سوخت دیزل با واکنش پذیری بالا احتراق موضعی تشکیل شده، توان و فرصت سوزاندن کل مخلوط را نداشته و باعث افزایش هیدروکربن‌های نسوخته شده است.



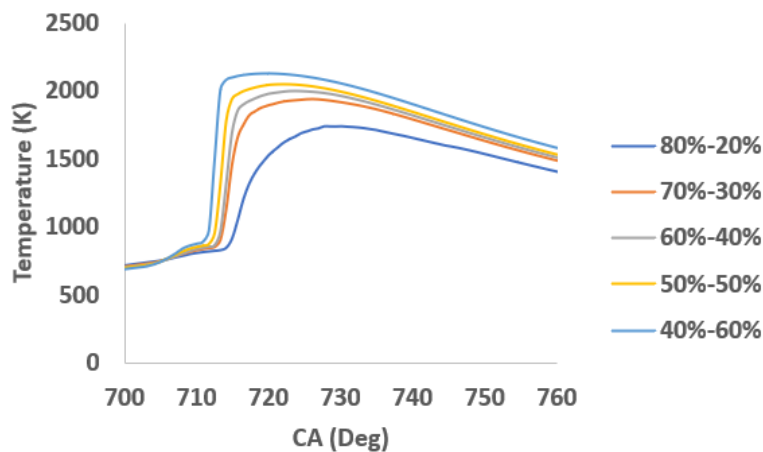
شکل ۶: نمودار فشار بر حسب زاویه لنگ در احتراق دوسوخته

## ۷- نسبت متان به دیزل

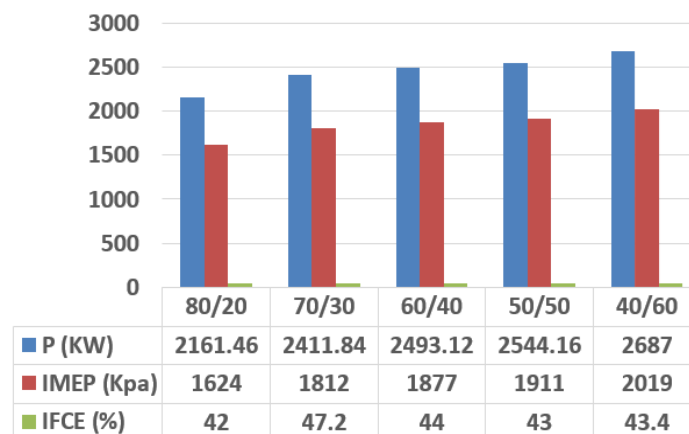
در ادامه تحقیق با هدف جبران توان کاهش یافته و آلاینده‌های تولید شده اولین و مهمترین متغیر بررسی شده تغییر نسبت سوخت پیش مخلوط به سوخت تزریق شده می‌باشد. این متغیر در موتور دوسوخته مستقیماً بر روی تمامی پارامترهای عملکردی تاثیر گذار است و می‌توان گفت تغییرات این نسبت، زمانبندی احتراق را کنترل می‌کند. [۱۰] با کاهش نسبت سوخت متان به دیزل، افزایش بیشینه فشار، طول دوره احتراق و دمای بیشینه احتراق حاصل گشته. با هر مرحله افزایش درصد سوخت دیزل با اشتعال پذیری بالاتر، احتراق کاملتری صورت گرفته و سهم حرارت آزاد شده در فاز پیش مخلوط احتراق نیز تقویت گشته و احتراق روندی به سمت احتراق پیش مخلوط کامل طی کرده به همین علت دمای بیشینه احتراق افزایش یافته و اکسیدهای ازت روندی صعودی با نرخ بسیار بالا داشته اند و در مقابل احتراق موضعی قویتر مخلوط نسوخته در محفظه را کامل سوزانده پس آلاینده هیدروکربن‌های نسوخته و دوده نیز کاهش چشمگیری داشته اند. بکارگیری سوخت دیزل تا  $60\%$  و کاهش گاز متان تا  $40\%$  از سهم کل سوخت ورودی افزایش چشمگیری به نرخ افزایش فشار استوانه بخشیده و تا  $10$  درجه



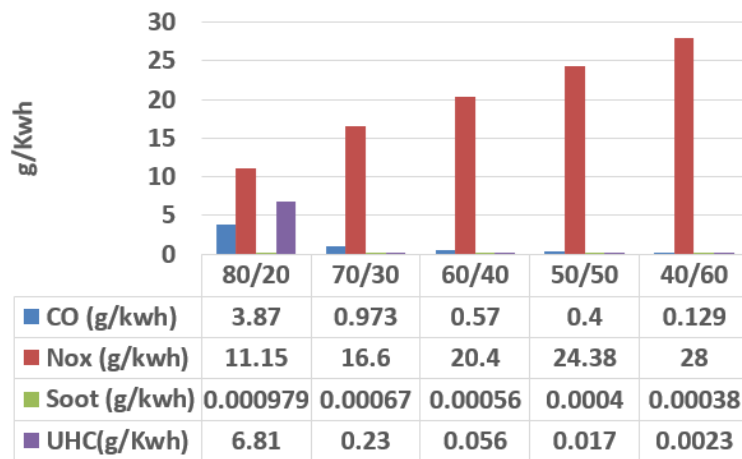
لنگ تاخیر در اشتعال را کاهش داده. در این حالت فشار بیشینه احتراق در محدوده نقطه مرگ بالا اتفاق افتاده است بنابراین انتظار می رود بیشترین کار تولیدی نیز حاصل گردد. کاهش نسبت گاز به دیزل در هر حالت افزایش عملکرد را نتیجه داده. در حالت ۷۰٪ گاز متان و ۳۰٪ دیزل بیشترین راندمان حرارتی یعنی ۴۷٫۲٪ ثبت شده است از آنجا به بعد تغییرات راندمان حرارتی روند کاهشی داشته زیرا دمای احتراق افزایش بیش از اندازه پیدا کرده و تلفات حرارتی را نیز افزایش داده است. بیشترین توان ۲۸۶۷ کیلووات در حالت ۶۰٪ دیزل بوده که در این حالت توان ۲۴٪ و راندمان حرارتی ۱٫۴٪ افزایش داشتند اما این مورد را باید در نظر داشت که کارکرد در این حالت به علت حصول فشار بیشینه بالا و دمای احتراق بسیار بالا به سازه موتور آسیب وارد خواهد کرد.



شکل ۷: مقایسه دماهای داخل استوانه بر حسب نسبت های مختلف متان به دیزل



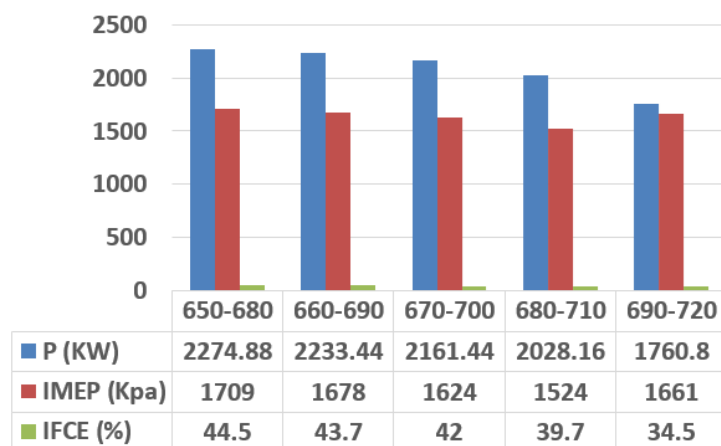
شکل ۸: مقایسه نتایج عملکردی با تغییر نسبت های مختلف متان به دیزل



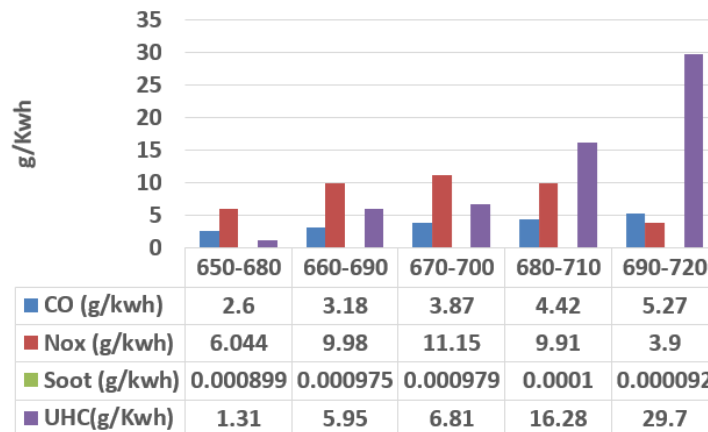
شکل ۹: مقایسه آلاینده های تولیدی بر حسب نسبت های مختلف متان به دیزل

#### ۸- زمانبندی پاشش سوخت دیزل

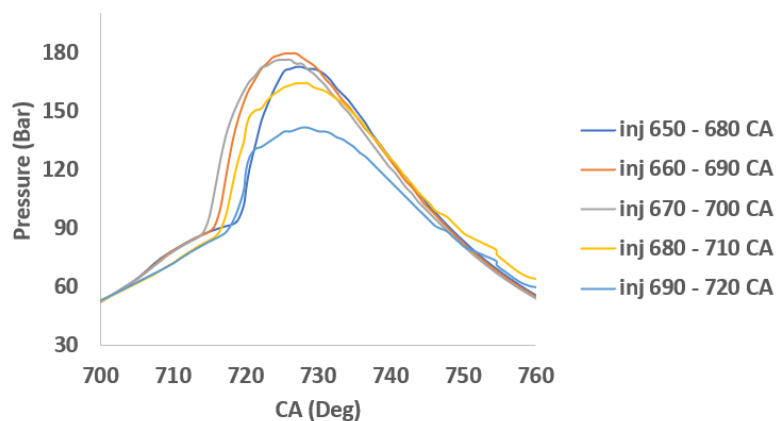
با هدف دستیابی به توان های بالاتر و کاهش هرچه بیشتر آلاینده های این موتور باروش اشتعال کنترل واکنشی، با ثابت نگه داشتن دیگر متغیر های ورودی و نسبت های متان و دیزل به ترتیب ۸۰٪ به ۲۰٪، اثر تغییرات زمانبندی پاشش سوخت دیزل بررسی شد. در پاشش دیر هنگام نسبت به حالت پایه ای (۵۰ قبل از نقطه مرگ بالا) نتایج باعث کاهش راندمان احتراق و افزایش شدید هیدروکربن های نسوخته شده و می توان گفت احتراق ناقص صورت گرفته. پاشش دیر هنگام باعث شده تا سوخت دیزل فرصت کافی جهت تبخیر و اختلاط با مخلوط درون استوانه نداشته باشد پس این مورد منجر به چینش غیر یکنواخت مخلوط در محفظه شده و تاثیر منفی بر کیفیت احتراق می گذارد. پاشش زود هنگام سوخت دیزل منجر به تبخیر و اختلاط بهتر مخلوط دوسوخت در استوانه گشته و این مورد باعث شده مخلوط همگن تر شود پس تاخیر در اشتعال کم شده و احتراق نیز سریعتر اتفاق می افتد. به همین دلیل افزایش ۶٪ توان و ۲٫۵٪ راندمان تبدیل سوخت در زاویه شروع پاشش ۶۵۰ درجه حاصل شده است. کلیه آلاینده های تولید شده روند کاهشی بسیار خوبی در پی ادوانس پاشش داشته اند که همگی از مزایای احتراق دما پایین می باشد.



شکل ۱۰: نتایج عملکردی بر حسب زوایای پاشش مختلف



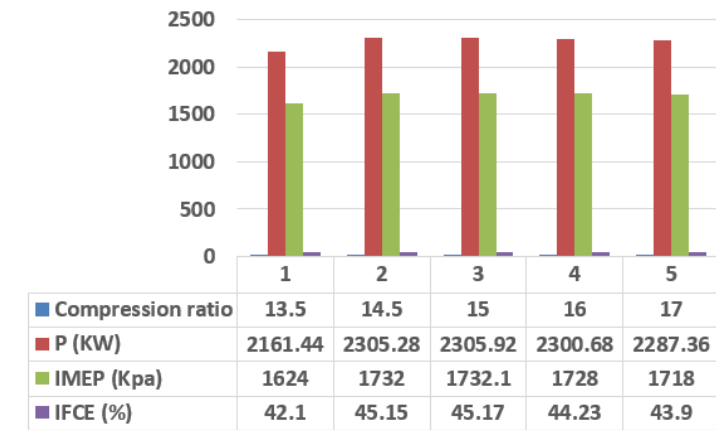
شکل ۱۱: مقایسه آلاینده های تولیدی بر حسب زوایای پاشش



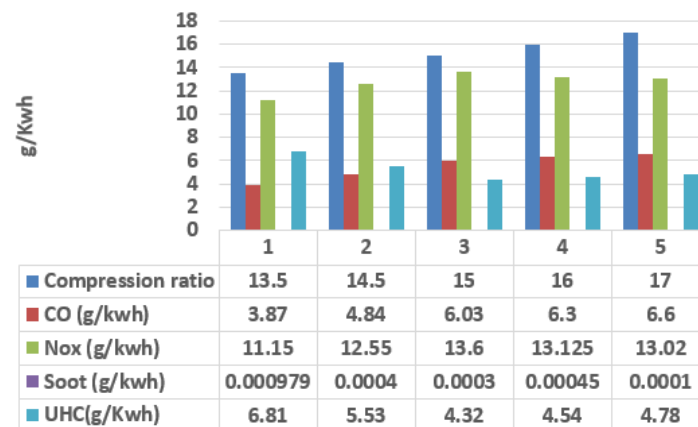
شکل ۱۲: مقایسه فشار های داخل استوانه بر حسب زوایای پاشش مختلف

## ۹- نسبت تراکم

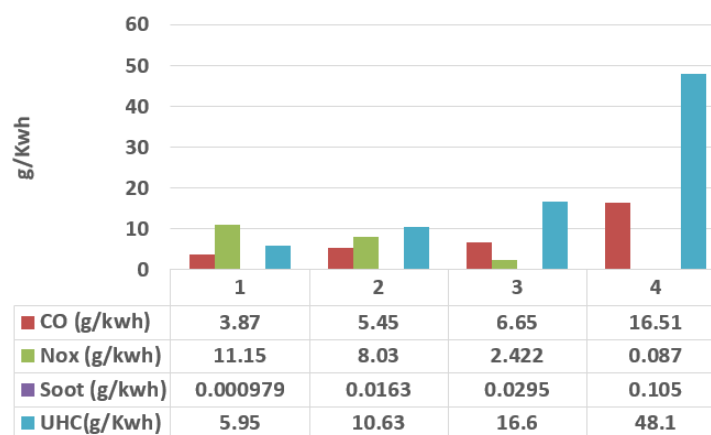
نسبت تراکم از مهمترین متغیرهای عملکردی است و تاثیر افزایش آن در این بخش مورد بررسی و بحث قرار می گیرد. همانطور که انتظار می رود افزایش نسبت تراکم افزایش راندمان حرارتی و کاهش مصرف سوخت را نتیجه می دهد. در جدول آلاینده ها افزایش نسبت تراکم باعث افزایش نرخ سوختن و بدنبال آن دمای احتراق شده. به علت افزایش راندمان احتراق، اکسیدهای ازت تا ۲ گرم بر کیلووات ساعت در نسبت تراکم ۱۷ افزایش داشته اند و در مقابل افزایش دمای احتراق مونو اکسید کربن و هیدروکربن های نسوخته را کاهش داده که این موضوع امری مطلوب است.



شکل ۱۳: مقایسه نتایج عملکردی در نسبت تراکم های مختلف



شکل ۱۴: مقایسه آلاینده های تولیدی در نسبت تراکم های مختلف



شکل ۱۵: آلاینده های تولیدی با افزایش درصد گاز های بازگردانی شده

## ۱۰- بازگردانی گاز های خروجی

در این بخش بازگردانی گاز های سوخته با هدف کاهش اکسید های ازت بر روی حالت پایه ایی دوسوخته این موتور بررسی می شود. درصد بازگردانی گاز های خروجی از ۱۰٪ تا ۴۰٪ مورد تحلیل قرار گرفته است. نتایج به گونه ای است که با برگشت ۴۰٪ از گاز های سوخته حالت عدم افروزش در موتور اتفاق می افتد و احتراقی صورت نمی گیرد بنابراین از آوردن نتایج این بخش اجتناب می شود. شکل ۱۵ نشان می دهد بکارگیری ۱۰٪ از گاز های سوخته شده به علت رقیق سازی مخلوط نسوخته، توان را ۱۰۰ کیلووات و راندمان حرارتی را تا ۱۰٪ کاهش می دهد و در مورد آلاینده ها منجر به کاهش شدید اکسید های ازت می گردد که این مورد امری مطلوب است. به علت کاهش راندمان احتراق آلاینده های مونو اکسید کربن و هیدروکربن های نسوخته نیز افزایش می یابند.

## ۱۱- نتایج و بحث

- ادوانس زوایای پاشش تاثیر مثبتی در عملکرد و آلایندگی موتور با سوخت فقط دیزلی داشت. در صورتیکه زاویه پاشش تا ۲۰ درجه لنگ ادوانس شود و شروع پاشش در زاویه ۶۸۰ درجه صورت گیرد فشار بیشینه احتراق تا ۲۰٪ افزایش می یابد. با ادوانس ۵ درجه ایی زاویه پاشش، توان ۳۵ کیلووات افزایش و دوده و مونو اکسید کربن به ترتیب ۰,۲ و ۵ گرم بر کیلووات ساعت کاهش را نتیجه می دهند اما اکسید های ازت افزایش می یابند.
- در صورتی که این موتور به صورت دوسوخته کار کند توان آن ۲۰٪ کم می شود و راندمان تبدیل سوخت آن ۳٪ افزایش می یابد. در مورد آلاینده ها دوده و مونواکسیدکربن کاهش و اکسید های ازت و هیدروکربن های نسوخته افزایش می یابند.
- کاهش نسبت گاز به دیزل در هر صورت افزایش توان را نتیجه می دهد. می توان نتیجه گرفت اگر موتور با ۷۰٪ متان و ۳۰٪ دیزل راه اندازی شود راندمان حرارتی به ۴۷,۲٪ ارتقا می یابد. در صورتی که ۶۰٪ دیزل و ۴۰٪ متان بکارگرفته شود توان تا ۲۴٪ افزایش می یابد. در مقابل اکسید های ازت تا چند برابر افزایش می یابند. با کنترل نسبت دو سوخت بر حسب شرایط کاری، کنترل نرخ افزایش فشار امکان پذیر است بنابراین، در محدوده وسیع از شرایط عملکردی می توان احتراق را تا حد امکان بهینه کرد و می توان شرایط کاری را برای رسیدن به حالت مطلوب از عملکرد و آلایندگی را کنترل کرد.
- در حالت دو سوخته، ادوانس زمانبندی پاشش سوخت دیزل به ۶۵۰ درجه، ۸٪ فشار میانگین متوسط را افزایش می دهد. هیدروکربن های نسوخته ۵,۲ گرم بر کیلووات ساعت و مونواکسیدکربن ۱,۲ گرم بر کیلووات ساعت کاهش می یابد.
- افزایش نسبت تراکم در هر صورت باعث ارتقای کلیه پارامتر های عملکردی می شود اما در مقابل به علت بوجود آمدن فشار و دما های بالا اکسید های ازت نیز ۵٪ افزایش می یابند. با این حال با افزایش نسبت تراکم به ۱۵، ۳٪ به راندمان حرارتی اضافه می شود.
- بکارگیری تنها ۱۰٪ از گاز های خروجی اکسید های ازت را ۲۷٪ کاهش می دهد اما در مقابل از راندمان احتراق نیز کاسته می شود. توصیه می شود بازگردانی تا ۵٪ از گاز های سوخته ضمن کاهش آلاینده اکسید های ازت افت توان و راندمان قابل قبولی نیز بدست آید.

## تشکر و قدردانی

در انتها تشکر ویژه ایی از گروه مپنا بخش حمل و نقل ریلی به دلیل کمک ها و حمایت های بیشمار آنها دارم.

### فهرست علائم

|      |  |
|------|--|
| P    | توان اندیکاتوری                                |
| CO   | مونواکسید کربن                                 |
| NOx  | اکسید های ازت                                  |
| Soot | دوده   |
| UHC  | هیدروکربن های نسوخته                           |
| IFCE | راندمان تبدیل سوخت اندیکاتوری (راندمان حرارتی) |
| CA   | درجه لنگ                                       |
| BTDC | قبل از نقطه مرگ بالا                           |
| ATDC | بعد از نقطه مرگ بالا                           |
| EGR  | بازگردانی گاز های خروجی                        |

### مراجع و منابع

- [1] Onishi, S., Jo, S. H., Shoda, K., Jo, P. D., & Kato, S. (1979). Active thermo-atmosphere combustion (ATAC)—a new combustion process for internal combustion engines. SAE Transactions, 1851-1860.
- [2] Najt, P. M., & Foster, D. E. (1983). Compression-ignited homogeneous charge combustion. SAE Transactions, 964-979.
- [3] Thring, R. H. (1989). Homogeneous-charge compression-ignition (HCCI) engines (No. 892068). SAE Technical paper.
- [4] Ghomashi, H., Olley, P., Mason, B., & Ebrahimi, M. K. (2015). Simulating the influence of injection timing, premixed ratio, and inlet temperature on natural gas/diesel dual-fuel HCCI combustion in a diesel engine. International Journal of Powertrains, 4(1), 36-52.
- [5] Kokjohn, S. L., Hanson, R. M., Splitter, D. A., & Reitz, R. D. (2010). Experiments and modeling of dual-fuel HCCI and PCCI combustion using in-cylinder fuel blending. SAE International Journal of Engines, 2(2), 24-39.
- [6] Kokjohn, S. L., Hanson, R. M., Splitter, D. A., & Reitz, R. D. (2011). Fuel reactivity controlled compression ignition (RCCI): a pathway to controlled high-efficiency clean combustion. International Journal of Engine Research, 12(3), 209-226.

- [7] Hanson, R., Kokjohn, S., Splitter, D., & Reitz, R. (2011). Fuel effects on reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion at low load. *SAE International Journal of Engines*, 4(1), 394-411.
- [8] Esfahanian, V., Salahi, M. M., Gharehghani, A., & Mirsalim, M. (2017). Extending the lean operating range of a premixed charged compression ignition natural gas engine using a pre-chamber. *Energy*, 119, 1181-1194.
- [9] Kakoei, A., Bakhshan, Y., Gharehghani, A., & Salahi, M. M. (2019). Numerical comparative study of hydrogen addition on combustion and emission characteristics of a natural-gas/dimethyl-ether RCCI engine with pre-chamber. *Energy*, 186, 115878.
- [10] Salahi, M. M., Esfahanian, V., Gharehghani, A., & Mirsalim, M. (2017). Investigating the reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion strategy in a natural gas/diesel fueled engine with a pre-chamber. *Energy Conversion and Management*, 132, 40-53.
- [11] اکبریان عیوض، نجفی بهمن. "بررسی تاخیر در اشتعال موتور دوسوخته (گازوئیل-گاز طبیعی) در بارها، نسبت ها و زوایای مختلف پاشش سوخت آتش زن." ۳۹-۲۳.
- [12] Walker, M., Kelso, R., Bowes, K., Hamilton, L., Prak, D. L., & Cowart, J. (2018). Partially Premixed Combustion Application for Diesel Power Improvement. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 140(9).
- [13] Liu, X., Kokjohn, S., Li, Y., Wang, H., Li, H., & Yao, M. (2019). A numerical investigation of the combustion kinetics of reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion in an optical engine. *Fuel*, 241, 753-766.
- [14] RCCI یاری "تاثیر ترکیب گاز سنتزی تولید شده به روش گازسازی زیست توده بر عملکرد و آلاینده‌های یک موتور [14] دیزل-گاز سنتزی." سوخت و احتراق ۱۲،۴: ۷۷-۹۵.
- [15] You, J., Liu, Z., Wang, Z., Wang, D., & Xu, Y. (2020). Experimental analysis of inert gases in EGR on engine power and combustion characteristics in a stoichiometric dual fuel heavy-duty natural gas engine ignited with diesel. *Applied Thermal Engineering*, 180, 115860.
- [16] Singh, A. P., Kumar, V., & Agarwal, A. K. (2020). Evaluation of comparative engine combustion, performance and emission characteristics of low temperature combustion (PCCI and RCCI) modes. *Applied Energy*, 278, 115644.
- [17] Görmez, G., & Çeper, B. A. (2022). Numerical analysis of a reactivity controlled compression ignition engine. *Fuel*, 307, 121819.
- [18] <http://www.desa.ir/>
- [19] Keshavarz, M., Javadirad, G., & Jazayeri, S. A. (2011). Injection Optimization for Heavy Duty Diesel Engine in Order to Find High Efficiency and Low NOx Engine Concept by Means of Quasi Dimensional Multi-Zone Spray Modeling. *The Journal of Engine Research*, 22(22), 29-38.
- [20] <https://www.avl.com/>

[21] G. Smith, D. Golden, M. Frenklach, N. Moriarty, B. Eiteneer, and M. Goldenberg, "Grimech3.0 data," tech. rep.

[22] AVL List Gmbh, AVL FIRE User Guide

[23] Chamehsara, S., Mirsalim, S. M., & Tajdari, M. (2014). Effects of fuel injection discharge curve and injection pressure on upgrading power and combustion parameters in heavy-duty (HD) diesel engine with computational fluid dynamics (CFD) simulation. *Journal of Mechanical Engineering Research*, 6(2), 9-21.