

بررسی تجربی تأثیر زمان پاشش سوخت ستان بالا بر عملکرد یک موتور احتراق دما پایین پاشش مستقیم

سید ایمان پورموسوی کانی^۱، جواد خادم^{۲*}، کامیار نیکزادفر^۳، آنتونیو پائولو کارلوچی^۴

۱- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه بیرجند، بیرجند، iman.pourmousavi@yahoo.com

۲- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه بیرجند، بیرجند، jkhadem@birjand.ac.ir

۳- استادیار، دانشکده مهندسی، محیط زیست و کامپیوتر، دانشگاه کاونتری، کاونتری، انگلستان، kamyar.nikzadfar@coventry.ac.uk

۴- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه سالنتو، لچه، ایتالیا، paolo.carlucci@unisalento.it

*نویسنده مخاطب

(تاریخ دریافت: ۱۴۰۱/۰۷/۱۲، دریافت آخرین اصلاحات: ۱۴۰۱/۰۸/۲۶، پذیرش: ۱۴۰۱/۰۹/۰۷)

چکیده: در دهه‌های اخیر، موتورهای احتراق دما پایین به‌عنوان راهبردی موثر برای رسیدن به مدل احتراقی بهینه مورد توجه محققین قرار گرفته‌اند. در این نوع مدل احتراقی، ابتدا سوخت با عدد اکتان بالا در راهگاه ورودی پاشیده شده و سپس در محفظه‌ی احتراق یک سوخت دیگر با عدد ستان بالا، در زمان‌های مختلف تزریق می‌شود. احتراق در موتورهای اشتعال تراکمی واکنش‌کنتری، از هیچ ابزار کنترلی مستقیمی استفاده نمی‌کند و به شرایط اولیه و سینتیک شیمیایی واکنش‌ها وابسته است. با توجه به اهمیت زمان‌بندی احتراق و کنترل آن در عملکرد موتور احتراقی دما پایین، در این مطالعه با استفاده از متغیرهای کنترلی تأخیر در اشتعال، زمان پاشش سوخت و فشار بیشینه داخل سیلندر در کنار سیستم پاشش سوخت به‌عنوان عملگر کنترل احتراق، به بررسی تجربی عملکرد یک موتور احتراقی دما پایین پاشش مستقیم پرداخته شده است. نتایج نشان می‌دهد که زمان پاشش سوخت دیزل در داخل سیلندر، از مهم‌ترین فاکتورهای تأثیرگذار در عملکرد و کارایی موتور است. برای نرخ پاشش متان 15slm ، با افزایش تأخیر در زمان پاشش سوخت پایلوت (دیزل)، مقدار حداکثر نرخ آزادسازی حرارت و مصرف ویژه سوخت کاهش یافته در حالی که فشار موثر متوسط اندیکاتوری و بازده اندیکاتوری ناخالص افزایش می‌یابد. همچنین با کنترل واکنش‌پذیری مخلوط و زمان پاشش سوخت با واکنش‌پذیری بالا، می‌توان به زمان احتراق مناسب دست یافت که نشان‌دهنده اهمیت زمان پاشش سوخت به‌عنوان یک پارامتر کنترلی مهم در کنترل احتراق یک موتور دما پایین است. بطور کلی، نرخ پاشش متان تأثیر ثانویه‌ای در مقایسه با زمان شروع پاشش بر تأخیر در اشتعال دارد.

کلیدواژگان: اشتعال تراکمی واکنش‌کنتری، پارامترهای کنترل احتراق، زمان پاشش سوخت، موتور AVL 5402.

مقدمه

با توجه به محدودیت‌های منابع سوخت‌های فسیلی، مطالعات گسترده‌ای در خصوص بررسی مدل‌های مختلف احتراقی با هدف سطح آلاینده‌ی پایین‌تر، بازده بالاتر و در عین حال مصرف سوخت بهینه صورت گرفته است. در واقع محققین به‌دنبال دستیابی به مدل احتراقی نوین با خواص دوگانه از احتراق اشتعال جرقه‌ای و اشتعال تراکمی می‌باشند، به‌گونه‌ای که آلاینده‌ی پایین اکسیدازت و دوده را از احتراق اشتعال جرقه‌ای و بازدهی بالا را از احتراق اشتعال تراکمی به همراه داشته باشد. موتورهای احتراق دما پایین به‌عنوان راهبردی موثر برای رسیدن به مدل احتراقی بهینه و بازده بالاتر مورد توجه محققین قرار گرفته است.

عموماً تمایل به مطالعه‌ی احتراق دماپایین به علت پایین بودن سطح آلابندگی ذرات ریز و اکسیدازت در این مدل احتراقی است.

استراتژی احتراق دماپایین با عنوان احتراق خودبه‌خودی مخلوط پیش‌آمیخته و یا پیش‌آمیخته جزئی بدون استفاده از محرک خارجی همچون شمع جهت اشتعال، معرفی شده است. در این نوع از احتراق، هیچ‌گونه جبهه‌ی شعله و یا پخش شعله و در نتیجه‌ی آن، نواحی غنی‌ای در محفظه‌ی احتراق دیده نمی‌شود. بنابراین تولید دوده و ذرات ریز به حداقل رسیده و همچنین به علت پایین بودن دمای محفظه‌ی احتراق تولید اکسیدازت به مقدار بسیار پایینی محدود می‌شود [۱].

موتورهای احتراق دماپایین در انواع مختلف: احتراق اشتعال تراکمی سوخت همگن^۱، احتراق پیش‌آمیخته جزئی^۲ و احتراق اشتعال تراکمی واکنش‌کنترلی^۳ دسته‌بندی می‌شوند. در احتراق اشتعال تراکمی واکنش‌کنترلی، از چند نوع سوخت با واکنش‌پذیری متفاوت استفاده می‌کنند. مکانیزم کار در این نوع مدل احتراقی بدین‌گونه است که در ابتدا سوخت با واکنش‌پذیری کم (عدد اکتان بالاتر) در راهگاه ورودی پاشیده می‌شود و در نهایت یک یا چند سوخت دیگر با قابلیت اشتعال بالاتر (عدد ستان بالاتر) در زمان‌های مختلف در محفظه‌ی احتراق تزریق می‌شود. به‌واسطه‌ی این تزریق دیر هنگام ثانویه، لایه‌هایی از سوخت و هوا در محفظه تشکیل شده که سبب شروع احتراق در زمان‌ها و نرخ‌های مختلف می‌شود [۲-۴]. در واقع اشتعال از نواحی با واکنش‌پذیری بالا شروع شده و به سمت نواحی با واکنش‌پذیری کمتر توسعه می‌یابد.

با وجود مزایای نسبتاً فراوان این استراتژی نسبت به مودهای احتراقی مرسوم اشتعال جرقه‌ای و اشتعال تراکمی، این مدل احتراقی با چالش‌هایی نیز روبه‌رو است که از مهم‌ترین چالش‌های پیش روی موتورهای اشتعال تراکمی واکنش‌کنترلی، فقدان یک ابزار کنترلی مستقیم است.

کنترل احتراق

بطور کلی کنترل به معنای مدیریت یک سیستم جهت عملکرد آن در یک حالت مطلوب و دلخواه است. موتورهای احتراق دماپایین در مقایسه با موتورهای اشتعال جرقه‌ای و اشتعال تراکمی به میزان بیشتری به دما و شرایط اولیه وابسته و حساس می‌باشند. این حساسیت‌ها نیاز به طراحی کنترلر موتور را بیش از گونه‌های دیگر احتراقی افزایش می‌دهد. در احتراق دماپایین عملگر مستقیمی جهت کنترل زمان‌بندی احتراق، همچون جرقه و پاشش سوخت وجود ندارد. در حالی که کنترل زمان‌بندی احتراق در موتورهای اشتعال جرقه‌ای توسط جرقه و در موتورهای اشتعال تراکمی از طریق پاشش سوخت صورت می‌پذیرد. احتراق دماپایین فاقد چنین عملگرهایی جهت شروع احتراق است، بنابراین زمان‌بندی احتراق بسیار به شرایط اولیه مخلوط مانند: دما، فشار و نسبت هم‌ارزی وابسته است.

چالش‌هایی همچون عدم وجود شروع‌کننده‌ی مستقیم احتراق، کوپلینگ سیکل به سیکل، محدودیت رقیق‌سازی، کوپلینگ سیلندر به سیلندر و سروصدای حاصل از خوداشتعالی را می‌توان از طریق کنترل فرایند احتراق دماپایین، مدیریت نمود. در احتراق دماپایین کاملاً همگن، بعد از تنظیم شرایط اولیه راهی برای تأثیرگذاری بر زمان‌بندی احتراق وجود ندارد. در غیاب کنترل دقیق بر فشار، دما و نسبت هم‌ارزی مخلوط، پدیده‌هایی همچون خاموشی شعله، نرخ افزایش فشار بیشینه اضافی و یا فشار بیشینه زیاد، رخ خواهد داد که موجب آسیب دیدن موتور خواهد شد. بنابراین به منظور دستیابی به محدوده باری وسیع‌تر موتور، کنترل زمان‌بندی احتراق در این نوع از موتورها ضروری است.

هدف اصلی راهکارهای کنترل احتراق، گسترش محدوده عملکردی پایدار و با بازده بالای موتورهای احتراق دماپایین است. زاویه لنگ ۵۰٪ گرمای کل آزاد شده (CA50) از پرکاربردترین پارامترهای زمان‌بندی احتراق در موتورهای احتراقی دماپایین است [۵، ۶]. علاوه بر آن، زاویه لنگ فشار بیشینه محفظه احتراق نیز در برخی از مطالعات به‌عنوان پارامتر زمان‌بندی احتراق در

1. Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI)
2. Partially Premixed Combustion (PPC)
3. Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI)

نظر گرفته می‌شود [۸،۷]. تخمین لحظه شروع احتراق برای کنترل احتراق موتورهای احتراقی دماپایین، ضروری ولی ناکافی است [۵]. برای دو شروع احتراق یکسان، مدت زمان احتراق متفاوتی قابل حصول است. CA50 یک پارامتر بازخورد سریع برای زمان‌بندی احتراق چه از نظر، لحظه شروع احتراق و چه از لحاظ، مدت زمان احتراق است.

روش‌های مختلفی برای محاسبه CA50 وجود دارد؛ روش‌هایی مانند: گرمای کل آزاد شده (Q_{HR})، گرمای آزاد شده خالص با γ ثابت (Q_{HRnet})، نرخ بیشینه گرمای آزاد شده (dQ_{HRmax})، افزایش فشار بیشینه ناشی از احتراق (P_{inmax})، فشار بیشینه (P_{max}) و روش راسویلر و ویتراو به منظور محاسبه ۵۰٪ جرم سوخته (M_{FBRW}). دقت محاسبه CA50 از گرمای کل آزاد شده به تنظیم مناسب پارامترهای اندازه‌گیری و از بین بردن نویز فشار اندازه‌گیری شده بستگی دارد [۱۰،۹]. در برخی از شرایط عملکردی، CA50 براساس پارامترهای فشار، فاصله زیادی با زمان‌بندی واقعی احتراق دارد. بهترین نشان‌دهنده CA50 از گرمای کل آزاد شده حاصل از آنالیز سیگنال فشار به دست می‌آید. در کنار محاسبه CA50 از آنالیز فشار داخل سیلندر، می‌توان از طریق روش‌هایی چون حسگر جریان یونی، حسگر کوبش، حسگر میکروفون و یا حتی از مدل‌سازی بدست آورد. کنترل سریع زمان‌بندی احتراق لازمی عملکرد قابل اعتماد موتور است، زیرا زمان‌بندی احتراق مشخص‌کننده‌ی محدودیت‌های عملکردی موتور است [۱۱].

تأخیر در اشتعال^۱، به مدت زمان بین شروع پاشش سوخت^۲ و شروع احتراق گفته می‌شود. در استراتژی‌های احتراقی دماپایین، به منظور اطمینان از اختلاط کافی سوخت و هوا، زمان تأخیر در اشتعال می‌بایست به اندازه کافی زیاد باشد. با تغییر زمان پاشش مستقیم سوخت، زمان تأخیر در اشتعال قابل افزایش است. همچنین با رقیق‌سازی مخلوط از طریق گازهای برگشتی خنک ورودی، نیز این زمان قابل تغییر است. گازهای برگشتی با کاهش غلظت اکسیژن و همچنین افزایش ظرفیت ویژه حرارتی مخلوط، منجر به کاهش نرخ افزایش دما و در نتیجه افزایش زمان تأخیر در اشتعال می‌شود. برای بهبود بازده حرارتی، احتراق باید به گونه‌ای شکل گیرد که بیشترین فشار قابل دست‌یابی در فرایند انبساط (بدون از دست رفتن حرارت اضافی) حاصل شود.

بار عملکردی مطلوب موتور به عنوان دیگر متغیر مهم کنترلی می‌بایست تا حد امکان محدودیت‌های عملکردی همچون محدودیت آلایندگی، شدت صوت، پایداری احتراق و فشار بیشینه را ارضاء نماید. کنترل همزمان فاز احتراق و بارموتور بمنظور دستیابی به بازده تبدیل سوخت و آلایندگی بالاتر انجام می‌پذیرد. جهت کنترل بار موتور در استراتژی‌های احتراقی دماپایین، فشار موثر متوسط اندیکاتوری بعنوان پارامتر کنترلی معرفی می‌شود [۱۲-۱۷]. همچنین در برخی از مطالعات فشار بیشینه درون سیلندر نیز، به عنوان متغیر کنترلی مطرح می‌شود [۸،۱۸]. میزان بار موتور از طریق مقدار سوخت، سوخته شده قابل دست‌یابی است. در واقع مقدار بیشتر سوخت منجر به افزایش نرخ بیشینه فشار و فشار بیشینه درون سیلندر می‌شود. در احتراق پیش‌آمیخته، به منظور فائق آمدن بر این محدودیت‌ها، شکل‌گیری احتراق عموماً به تأخیر انداخته می‌شود که خود منجر به کاهش بازده حرارتی و همچنین افزایش ناپایداری احتراق می‌شود. در نتیجه کنترل فاز احتراق و بارموتور به هم کوپل است و کنترلر موتور از هر دو آن‌ها به‌طور همزمان استفاده می‌کند.

عملکرد موتورهای احتراقی دماپایین با زمان‌بندی احتراق قابل قبول، بسیار چالش برانگیزتر از موتورهای اشتعال جرقه‌ای و اشتعال تراکمی مرسوم است. کنترل چرخه به چرخه موتورهای احتراقی دماپایین، منجر به کاهش تغییرات چرخه‌ای و همچنین تعقیب دقیق حتی در عملکرد گذرای موتور خواهد شد و در نتیجه محدوده‌ی عملکردی آن را توسعه می‌دهد. استراتژی‌های کنترلی متنوع و همچنین عملگرهای کنترلی فراوانی به منظور کنترل احتراق وجود دارد. سیستم پاشش سوخت به عنوان یکی از مهمترین پارامترهای کنترلی در تمام استراتژی‌های احتراق دماپایین شناخته می‌شود. مزیت اصلی سیستم پاشش سوخت به عنوان عملگر کنترلی از قابلیت اکثر موتورهای تولیدی در استفاده از سیستم پاشش سوخت نشات می‌گیرد. این عملگر کنترلی،

1. Ignition Delay (ID)
2. Start Of Injection (SOI)

عموماً در استراتژی‌های دماپایین مانند اشتعال تراکمی واکنش‌کنترلی که در آن سوخت به‌طور مستقیم در محفظه پاشیده می‌شود، مورد استفاده قرار می‌گیرد [۱۹-۲۱]. استراتژی پاشش سوخت دوگانه، در کنار عملگرهای دیگر برای کنترل احتراق اشتعال تراکمی پیش‌آمیخته‌جزئی استفاده می‌شود [۲۱، ۱۲]. همچنین زمان‌بندی پاشش سوخت در کنار نسبت پیش‌اختلاط سوخت‌ها نیز برای کنترل احتراق اشتعال تراکمی سوخت همگن مورد استفاده قرار می‌گیرد. فعال‌سازی متغیر سوپاپ‌ها تأثیر سریعی بر تنفس موتور دارد. این استراتژی در اهداف کنترلی، بمنظور کنترل گازهای باقیمانده و کنترل نسبت تراکم بهینه مورد استفاده قرار می‌گیرد [۲۲].

مدیریت گرمایی سریع (آنی) به منظور کنترل دمای مخلوط سوخت و هوا در ابتدای مرحله‌ی تراکم مورد استفاده قرار می‌گیرد. یکی از روش‌های دستیابی به مدیریت گرمایی سریع، استفاده از گرمکن الکتریکی در مسیر هوای سرد ورودی است. دمای ورودی به شدت بر زمان‌بندی احتراق دماپایین تأثیر می‌گذارد. مدیریت گرمایی سریع، به منظور کنترل احتراق اشتعال-تراکمی مخلوط همگن و اشتعال تراکمی پیش‌آمیخته‌جزئی مورد استفاده قرار می‌گیرد [۲۰].

احتراق خودبه‌خودی زمانی رخ می‌دهد که مخلوط به دمای خوداشتعالی سوخت رسیده باشد. به همین دلیل این دما با تغییر ترکیب سوخت به شدت تغییر می‌کند که خود به معنای امکان استفاده از ترکیب سوخت‌ها به منظور کنترل زمان‌بندی احتراق است. در احتراق اشتعال تراکمی واکنش‌کنترلی، سوخت با واکنش‌پذیری بالاتر به‌صورت مستقیم در سیلندر و سوخت با واکنش‌پذیری کمتر در راهگاه ورودی تزریق می‌شود. سوخت ستان بالا منجر به ایجاد لایه‌بندی مخلوط درمحفظه احتراق می‌شود. زمان‌بندی احتراق نیز به این واکنش‌پذیری‌های طبقه‌بندی‌شده سوخت در داخل سیلندر بستگی دارد. نسبت پیش‌اختلاط سوخت و زمان‌بندی پاشش مستقیم، به منظور کنترل زمان‌بندی احتراق و بار موتور در این مدل احتراقی مورد استفاده قرار می‌گیرد [۱۳]. در ادامه به بررسی و مرور مطالعات انجام شده در خصوص کنترل و پارامترهای کنترلی مهم و تأثیرگذار بر عملکرد موتور اشتعال تراکمی دماپایین پرداخته می‌شود.

کوک‌جان و همکاران [۲۳] به مقایسه تجربی مفهوم احتراق اشتعال تراکمی واکنش‌کنترلی، بر موتور سبک و سنگین پرداخته‌اند. نتایج آن‌ها نشان داد که سطح آلاینده‌ی اکسید ازت برای هر دو نوع موتورهای مورد بررسی به کمتر از g/kWh $0/05$ کاهش یافته است و همچنین راندمان اندیکاتوری آن‌ها نیز بیش از 50% است. همچنین آن‌ها در مطالعه‌ی دیگری [۲۴]، با استفاده از تجهیزات نوری به‌صورت آزمایشگاهی به بررسی تأثیر نسبت هم‌ارزی، دمای اولیه و واکنش‌پذیری سوخت بر حرارت آزاد شده پرداخته‌اند. نتایج مطالعه آن‌ها نشان داد که لایه‌بندی سوخت مرجع اولیه عامل غالب در کنترل مکان احتراق و سرعت رشد ناحیه واکنش می‌باشد. قره‌قانی و همکاران [۲۵] به بررسی تجربی و آزمایشگاهی احتراق اشتعال تراکمی واکنش‌کنترلی با استفاده از دو سوخت بیودیزل-گاز طبیعی پرداخته‌اند. نتایج کار آن‌ها نشان داد که به‌علت بالاتر بودن واکنش‌پذیری بیودیزل نسبت به سوخت دیزل، فشار بالاتری حاصل شده و همچنین زمان آزادسازی حرارت نیز کاهش می‌یابد اما در احتراق دیزل و گاز طبیعی شاهد تغییرات چرخه‌به‌چرخه‌ی کمتری به‌خصوص در بارهای بالاتر بودند و احتراق پایدارتر شده است. امین یوسفی و همکاران [۲۶]، استراتژی احتراق اشتعال تراکمی سوخت همگن را در یک موتور دیزل سنگین CAT3400، به صورت عددی و تجربی مورد مطالعه قرار دادند. آنچه که آنها مورد بررسی قرار دادند تأثیر استراتژی پاشش سوخت دیزل در بارهای کم موتور برای برطرف کردن دو عیب اصلی این مدل یعنی سطح بالای مونوکسید کربن و هیدروکربن‌های نسوخته‌ی تولیدی بود. نتایج مطالعه آن‌ها نشان داد، در حالت پاشش تک‌گانه سوخت دیزل با جلو انداختن زمان پاشش سوخت دیزل از 10 به 30 درجه لنگ قبل از نقطه مرگ بالا، متان نسوخته و مونوکسید کربن را به ترتیب به‌اندازه 61 و 62 درصد کاهش و بازده حرارتی را به‌اندازه 6 درصد افزایش می‌دهد. امین یوسفی و همکاران [۲۷] در پژوهشی دیگر به بررسی تأثیر زمان پاشش سوخت در بار موتورهای مختلف (از کم تا زیاد) و همچنین دور موتور متفاوت (از دور پایین تا دور بالا) بر خصوصیات احتراق و میزان آلاینده‌ی یک موتور دیزل سنگین CAT3400 به‌صورت عددی و تجربی پرداختند. آن‌ها نشان دادند که پیش‌انداختن زمان پاشش در بار کم و سرعت کم و در بار متوسط و سرعت بالا به‌طور چشمگیری باعث افزایش بازده حرارتی و کاهش

آلاینده‌گی هیدروکربن‌های نسوخته می‌شود. همچنین در بارهای متوسط و بالا در شرایط سرعت پایین نیز بازدهی تقویت می‌شود اما در این حالت متان نسوخته افزایش می‌یابد.

ات و همکاران [۲۸]، به کنترل حلقه بسته احتراق یک موتور دو سوخته با سوخت راهگامی گاز طبیعی و پاشش مستقیم دیزل پرداختند. آنها با تغییر زمان شروع پاشش و همچنین تغییر طول دوره پاشش سوخت دیزل به کنترل نرخ افزایش بیشینه فشار و CA50 پرداختند. عملکرد گذرای موتور بیانگر توانایی کنترلر ارائه شده در جبران تاثیر اغتشاشات مختلف است. همچنین محاسبات حالت پایدار نشان داد که بازده ۴۰٪ با نسبت استوکیومتری سوخت-هوا و نسبت دیزل کمتر از ۵٪ به دست آمده است. یانگ و همکاران [۲۹]، با ارائه یک روش کنترلی درون سیکلی، احتراق یک موتور دماپایین را کنترل نمودند. نتایج آنها بیانگر کاهش موفقیت‌آمیز نوسانات مرکز احتراق است. ژانگ و همکاران [۳۰]، از استراتژی کنترل حلقه بسته با به‌کارگیری تکنولوژی شناسایی جریان یونی در موتورهای احتراقی دماپایین استفاده نموده‌اند. نتایج حاصل از داده‌ها، حاکی از بهبود پایداری احتراق دماپایین، ارتقا توان و کاهش آلاینده‌گی هیدروکربن‌های نسوخته از طریق کنترل حلقه بسته این نوع موتور است. وو و همکاران [۳۱]، با استفاده از مدل GT-POWER به توسعه استراتژی کنترل زمان‌بندی احتراق، در شرایط افزایش و کاهش بار گذرای موتور اشتعال تراکمی واکنش کنترلی پرداخته‌اند. آنها استفاده از نسبت پیش‌اختلاط بالاتر در طی کاهش بار گذرا و استفاده از نسبت پیش‌اختلاط پایین‌تر در طی افزایش بار گذرا را پیشنهاد دادند. بکدمیر و همکاران [۳۲]، به مدل‌سازی کنترل محور احتراق اشتعال تراکمی واکنش کنترلی با سوخت‌های دیزل و گاز طبیعی پرداخته‌اند. در مطالعه آن‌ها، روش مدل‌سازی چندناحیه‌ای با در نظر گرفتن سینتیک مفصل شیمیایی ارائه شده است. خروجی این مدل اعتبارسنجی شده، یک مدل اشتعال تراکمی واکنش کنترلی نقشه محور بوده است که به عنوان گامی مهم در توسعه کنترل مدل محور این نوع موتور شناخته می‌شود.

خدادادی و همکاران [۳۳]، با توسعه‌ی یک مدل کنترل محور مقدار میانگین، لحظه شروع احتراق، مدت زمان احتراق و CA50 را پیش‌بینی نموده‌اند. در این مدل کنترل‌محور، از مدل انتگرال کوبشی اصلاح‌شده، مدل نرخ سوختن سوخت و تابع ویب^۱ استفاده شده است. نتایج حاصل از این مطالعه بیانگر دقت مطلوب این مدل در پیش‌بینی لحظه شروع احتراق، مدت زمان احتراق و CA50 با خطای میانگین به ترتیب ۰/۴، ۰/۲ و ۱/۳ زاویه لنگ است. آرماندو و همکاران [۳۴]، با استفاده از استراتژی کنترلی حلقه بسته چند ورودی/چند خروجی به کنترل احتراق اشتعال تراکمی واکنش کنترلی پرداختند. در مطالعه آن‌ها، زمان پاشش سوخت دیزل، مقدار سوخت دیزل و همچنین مقدار گاز طبیعی پاشیده شده به عنوان متغیر ورودی و بار مطلوب موتور، تأخیر در اشتعال سوخت دیزل و نسبت اختلاط به عنوان پارامترهای کنترلی معرفی شده‌اند. نتایج شبیه‌سازی و مطالعه آن‌ها، عملکرد قوی، کنترلر طراحی شده در کنترل احتراق اشتعال تراکمی واکنش کنترلی را نشان می‌دهد. ناگا کندیپاتی [۳۵]، در رساله خود به توسعه یک کنترلر مدل‌محور جهت کنترل زمان احتراق در موتور اشتعال تراکمی واکنش کنترلی پرداخته‌است. وی با ارائه یک مدل مقدار میانگین و مدل دینامیکی کنترل محور به پیش‌بینی زمان‌بندی احتراق در شرایط عملکردی پایا و گذرا پرداخت و در گام بعد یک کنترلر تناسبی انتگرالی را به‌منظور ثبت مقدار زمان‌بندی احتراق با تنظیم نسبت پیش‌اختلاط سوخت دوگانه و زمان شروع پاشش، ارائه کرد. نتایج حاصل از اعتبارسنجی بیانگر توانایی کنترلر طراحی شده در تعقیب زمان‌بندی احتراق با خطایی کمتر از دو درجه لنگ در طی سه سیکل است. کسا و همکاران [۳۶]، به بررسی دینامیک و کنترل یک موتور دوسوخته در شرایط بسته‌شدن دیر هنگام سوپاپ ورودی پرداخته‌اند. هدف آن‌ها، ارائه روش کنترل مقدار سوخت پاشش شده جهت کاهش تغییرات توزیع سوخت درون سیلندر بود. به همین منظور از استراتژی سوخت‌رسانی مدل‌محور، جهت کاهش تغییرات سیلندر به سیلندر استفاده کردند. نتایج کار آن‌ها نشان داد، تفاوت در تولید نیرو در سیلندرها از ۹٪ در زمان بسته شدن سوپاپ ورودی در ۵۷۰ درجه بعد از نقطه مرگ بالا تا ۳۸٪ در زمان بسته شدن سوپاپ ورودی در ۶۲۰ درجه بعد از نقطه مرگ بالا متغیر است که نشان‌دهنده توزیع نابرابر سوخت به دلیل تأخیر در بسته

1. Weibe Function

شدن سوپاپ ورودی است.

کندیپاتی و همکاران [۳۷]، به توسعه‌ی کنترلر مدل محور جهت تنظیم زمان‌بندی احتراق موتور اشتعال تراکمی واکنش-کنترلی پرداخته‌اند. نتایج کار آن‌ها نشان داد که با کنترل واکنش‌پذیری مخلوط و زمان پاشش سوخت با واکنش‌پذیری بیشتر، می‌توان به زمان احتراق مناسب و بهینه دست‌یافت. همچنین نتایج حاصل از آزمایش‌های تجربی نشان داد که پیش‌بینی زمان احتراق با خطایی کمتر از دو درجه زاویه لنگ همراه است. راوت [۳۸] در رساله خود، کنترلر مدل محور یک موتور اشتعال-تراکمی واکنش‌کنترلی را مورد مطالعه قرار داد. تمرکز اصلی او بر کنترل چرخه به چرخه زمان‌بندی احتراق و بار موتور در شرایط گذرا بوده است. نتایج اعتبارسنجی آزمایشگاهی به منظور تعقیب مرجع با استفاده از کنترلر گوسین مرتبه دو خطی و کنترلر پیش‌بینی‌کننده مدل محور نشان داد که CA50 و فشار موثر متوسط اندیکاتوری مطلوب در شرایط گذرا به ترتیب با خطای کمتر از ۱/۶ درجه لنگ و ۳۵ کیلوپاسکال قابل دسترسی است. آروا و شاهبختی [۳۹]، به طراحی و ارائه کنترلر احتراق حلقه بسته یک موتور اشتعال تراکمی واکنش‌کنترلی به منظور دستیابی به زمان‌بندی احتراق بهینه، در شرایط عملکردی گذرای موتور پرداخته‌اند. کنترلر طراحی شده به‌طور همزمان CA50 و فشار موثر متوسط اندیکاتوری را در شرایط گذرا تنظیم نموده است. نتایج حاصل از اعتبارسنجی آزمایشگاهی آن‌ها نشان داد که کنترلر طراحی شده قادر به ثابت نگه‌داشتن CA50 در شرایط گذرا است. همچنین در طی ۲ تا ۴ چرخه به مقدار مطلوب فشار موثر متوسط اندیکاتوری می‌رسد.

ویتوریو و همکاران [۴۰]، به بحث و بررسی روش مناسب کنترل حلقه بسته احتراق اشتعال تراکمی واکنش‌کنترلی که در معرض ناپایداری احتراق بوده است، پرداختند. از مهم‌ترین پارامترهای کنترلی این مطالعه می‌توان به فشار موثر متوسط اندیکاتوری و CA50 اشاره کرد. تمامی این پارامترها را می‌توان از طریق اندازه‌گیری فشار درون سیلندر محاسبه نمود اما استفاده از حسگر فشار، بسیار پرهزینه و گران است به همین دلیل نویسندگان این مقاله سعی در توسعه روش‌های جایگزین مقرون به‌صرفه‌تر جهت اندازه‌گیری مشخصات احتراقی موتور داشته‌اند. روش کار آنها بر مبنای نوسانات سرعت و ارتعاشات بلوکه موتور است. نتایج آن‌ها نشان داد که چگونه ترکیب اطلاعات برگرفته شده از حسگرهای کم یا بدون هزینه در کنترل احتراق‌های نوآورانه مورد استفاده قرار گیرد. دانگ و همکاران [۴۱]، یک مدل کنترلر محور را برای احتراق دم‌پایین ارائه دادند. این مدل یک مدل فیزیک‌محور با دو ورودی و سه خروجی شامل زیر مدل‌های تبادل گاز و احتراق است. ورودی‌های این مدل: نرخ سرعت و نرخ بازخورانی گازهای خروجی^۱ و خروجی‌های این مدل: CA50، فشار موثر متوسط اندیکاتوری و کسر جرمی اکسیژن ورودی است. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که این مدل قابلیت توصیف مشخصات دینامیکی موتور احتراق دم‌پایین را داشته و برای عملکرد کنترلی مناسب است. فانگ و همکاران [۴۲]، از روش کنترل حلقه بسته‌ی احتراق برای مودهای احتراقی چندگانه استفاده نموده‌اند. آن‌ها مودهای احتراقی را بر اساس الگوهای پاشش و مراحل آزادسازی گرما به سه گروه: آزادسازی حرارت تک‌مرحله‌ای، آزادسازی حرارت دومرحله‌ای مجزا و آزادسازی حرارت دومرحله‌ای پیوسته (دارای همپوشانی) تقسیم نمودند. نتایج آزمایشگاهی آن‌ها نشان داده است که این استراتژی کنترلی قادر به کنترل زمان‌بندی احتراق، کاهش تغییرات چرخه‌به‌چرخه در شرایط عملکردی با نرخ گازهای بازگشتی ۱۰ و ۱۵ درصد است. گواردیولا و همکاران [۴۳]، به بررسی و مطالعه مدل کنترلر محور جهت پیش‌بینی زمان شروع احتراق و CA50، یک موتور اشتعال تراکمی واکنش‌کنترلی پرداخته‌اند. در این مدل برای پیش‌بینی اشتعال از مدل انتگرال کوبشی اصلاح‌شده و به منظور تخمین مدت زمان احتراق از معادله خطی استفاده شده است. نتایج آنها بیانگر خطای متوسط مطلق ۰/۳۹ و ۰/۳۶ درجه لنگ به ترتیب در پیش‌بینی زمان شروع احتراق و CA50 نسبت به داده‌های آزمایشگاهی است. فرانک ویلمز [۴۴]، به بررسی ظرفیت و فواید کنترلر فشار محور پرداخته است. وی به نقش کلیدی کنترلر فشار محور در احتراق با بازدهی بالا و آلاینده‌ی پایین همچون اشتعال تراکمی واکنش‌کنترلی اشاره نموده است. از نتایج مهم آن، می‌توان به افزایش بازدهی و کاهش آلاینده‌ی اشاره نمود. راوت و همکاران [۴۵] به توسعه و ارائه‌ی یک کنترلر مدل محور به منظور کنترل چرخه به چرخه‌ی زمان احتراق و بار موتور اشتعال تراکمی واکنش‌کنترلی

1. Exhaust Gas Recirculation (EGR)

پرداخته‌اند. آن‌ها در ابتدا به توسعه و اعتبارسنجی یک مدل کنترل محور جهت پیش‌بینی CA50 و فشار موثر متوسط اندیکاتوری در شرایط گذرای موتور پرداختند. در ادامه با طراحی یک کنترلر پیش‌بینی‌کننده مدل متغیر، مقدار CA50 را با تنظیم زمان پاشش سوخت و مقدار فشار موثر متوسط اندیکاتوری را با تنظیم مقدار کل سوخت پاشش شده ثابت نموده‌اند. اعتبارسنجی تجربی نشان داده است که کنترلر پیش‌بینی‌کننده مدل متغیر طراحی‌شده قادر به ثبت مقادیر CA50 و فشار موثر متوسط اندیکاتوری با خطایی، به ترتیب کمتر از ۱/۵ درجه لنگ و ۲۳/۱ کیلوپاسکال شده است، در حالی که ضریب تغییر فشار موثر متوسط اندیکاتوری را در مقداری کمتر از ۵ درصد نگه‌داشته است.

آرماندو و همکاران [۴۶]، به کنترل مدل محور موتور دو سوخته عملکرد متغیر پرداختند. نتایج حاصل از شبیه‌سازی بیانگر پتانسیل این کنترلر برای استفاده در موتورهای سنگین گاز طبیعی و دیزل است. پیلچا و همکاران [۴۷]، با استفاده از مرکز احتراق و فشار موثر متوسط اندیکاتوری به کنترل احتراق موتور دوگانه‌سوز پرداخته‌اند. آن‌ها بیان داشتند، جهت کنترل احتراق باید، مقادیر مرتبط با گشتاور و همچنین مقادیر مرتبط با فرایند احتراق بطور همزمان در نظر گرفته شود. آن‌ها برای گشتاور از فشار موثر متوسط اندیکاتوری و برای فرایند احتراق از مرکز احتراق استفاده نموده‌اند. ترکیب این دو پارامتر از اهداف اصلی این مطالعه است. آزمایشات در سه شرایط عملکردی: کنترل در شرایط فشار موثر متوسط اندیکاتوری ثابت، کنترل در شرایط مرکز احتراق ثابت و استفاده همزمان از هر دو استراتژی کنترلی به انجام رسیده است. آن‌ها دریافتند که در بارهای جزئی، ثابت نگاه‌داشتن فشار موثر متوسط اندیکاتوری و یا مرکز احتراق دشوار است. همچنین در بارهای بالا، امکان ثابت نگه داشتن فشار موثر متوسط اندیکاتوری و مرکز احتراق وجود دارد. راوت و همکاران [۴۸]، با توسعه‌ی یک مدل کنترل محور و پایا کنترل با مدل پیش‌بینی‌کننده مدل متغیر، به تنظیم و کنترل CA50 و فشار موثر متوسط اندیکاتوری در دو شرایط گذرا و پایا در یک موتور اشتعال تراکمی واکنش کنترلی پرداخته‌اند. مدل کنترل محور ارائه شده ترکیبی از مدل‌های فیزیک محور و تجربی است. فشار موثر متوسط اندیکاتوری و CA50 با تنظیم مقدار سوخت پاشش‌شده، نسبت اختلاط سوخت دوگانه و زمان شروع پاشش، کنترل می‌شود. نتایج حاصل از آزمایشات تجربی نشان‌دهنده‌ی خطایی کمتر از ۱/۴ درجه لنگ و ۱۵ کیلوپاسکال به ترتیب برای ثابت CA50 و فشار موثر متوسط اندیکاتوری می‌باشند.

با توجه به مطالعات صورت گرفته، می‌توان به اهمیت زمان‌بندی احتراق و کنترل آن در عملکرد موتور احتراقی دماپایین پی برد. همان‌طور که در مطالب بالا اشاره شد، هدف اصلی راهکارهای کنترل احتراق، گسترش محدوده‌ی عملکردی پایدار و با بازده بالای موتورهای احتراق دماپایین است. در میان پارامترها و متغیرهای کنترلی متعدد، زاویه لنگ ۵۰٪ گرمای کل آزادشده (CA50) از پرکاربردترین پارامترهای زمان‌بندی احتراق در موتورهای احتراقی دماپایین است. علاوه بر آن، زاویه لنگ فشار بیشینه محفظه احتراق نیز در برخی از مطالعات به‌عنوان دیگر پارامتر زمان‌بندی احتراق در نظر گرفته می‌شود. در استراتژی‌های احتراقی دماپایین، به‌منظور اطمینان از اختلاط کافی سوخت و هوا، زمان تأخیر در اشتعال می‌بایست به اندازه کافی زیاد باشد. با تغییر زمان پاشش مستقیم سوخت، زمان تأخیر در اشتعال قابل افزایش است. همچنین با رقیق‌سازی مخلوط از طریق گازهای برگشتی خنک ورودی، نیز این زمان قابل تغییر است که نشان از اهمیت تأخیر در اشتعال در بحث کنترل احتراق دماپایین است. از همین‌رو در پژوهش حاضر، هدف کلی استفاده از متغیر کنترلی تأخیر در اشتعال، زمان پاشش سوخت و فشار بیشینه داخل سیلندر در کنار سیستم پاشش سوخت به‌عنوان عملگر کنترل احتراق است که به منظور بررسی عملکرد یک موتور احتراقی دماپایین پاشش مستقیم در یک مطالعه تجربی مورد بحث و بررسی قرار گرفته است.

تجهیزات آزمایشگاهی مورد استفاده

در این تحقیق از یک موتور دیزل تک سیلندر ساخت شرکت AVL اتریش مدل ۵۴۰۲ استفاده شده است. مشخصات فنی این موتور در جدول (۱) آورده شده و طرحواره بستر آزمایش در شکل (۱) نشان داده شده است. به منظور پیش اختلاط همگن متان-هوا، انژکتور در فاصله ۴۰۰ میلی‌متری سیلندر قرار گرفته است. با وجود مجهز بودن موتور به سوپاپ‌های چرخشی و

گردشی، مخلوط سوخت و هوا فقط توسط سوپاپ چرخشی وارد محفظه احتراق می‌شود. دلیل استفاده از سوپاپ چرخشی، فراهم آوردن بهترین مصالحه بین عملکرد موتور و انتشار آلاینده است [۵۰، ۴۹].

مقدار متان تزریق شده در راهگاه ورودی از طریق تغییر چرخه کاری سیگنال مدولاسیون پهنای پالس^۱، با تنظیم زمان باز شدن انژکتور گاز، تغییر می‌یابد. داده‌برداری به محض رسیدن به شرایط پایدار موتور احتراقی آغاز می‌شود. از یک حسگر پیزوالکتریک ساخت شرکت AVL مدل QC33C برای اندازه‌گیری میزان فشار داخل محفظه احتراق استفاده شده است. داده‌برداری بوسیله انکودر شرکت AVL مدل 364C با دقت ۰/۲ زاویه لنگ انجام می‌گیرد. در حالی که مبدل فشار داخل سیلندر با خطای کمتر از ۴ درصد کار می‌کند، خطای تقویت کننده فشار ساخت شرکت AVL با مدل 3066A01 به میزان کمتر از ۱ درصد است. همچنین خطای تبدیل داده و داده برداری A/D معادل با ۰/۳ درصد است.

مصرف متوسط سوخت دیزل بوسیله دستگاه موازنه سوخت، ساخت شرکت AVL مدل 733S اندازه‌گیری می‌شود. جریان سوخت متان به‌وسیله مخزن ۰/۸ لیتری واقع در بالا دست انژکتور متان تثبیت می‌شود. همچنین مقدار متوسط مصرف سوخت متان از طریق جریان گرمی حرارتی شرکت آلبورگ^۲ مدل DFC 36، با خطای کمتر از ۱ درصد اندازه‌گیری می‌شود. مقدار جرم هوای ورودی مصرف شده نیز با استفاده از دستگاه FLOWSONIX ساخت شرکت AVL و محصولات احتراق و میزان سطح آلاینده‌ها به‌وسیله دستگاه سیستم اندازه‌گیری خروجی AMA i60 ساخت شرکت AVL اندازه‌گیری شده است.

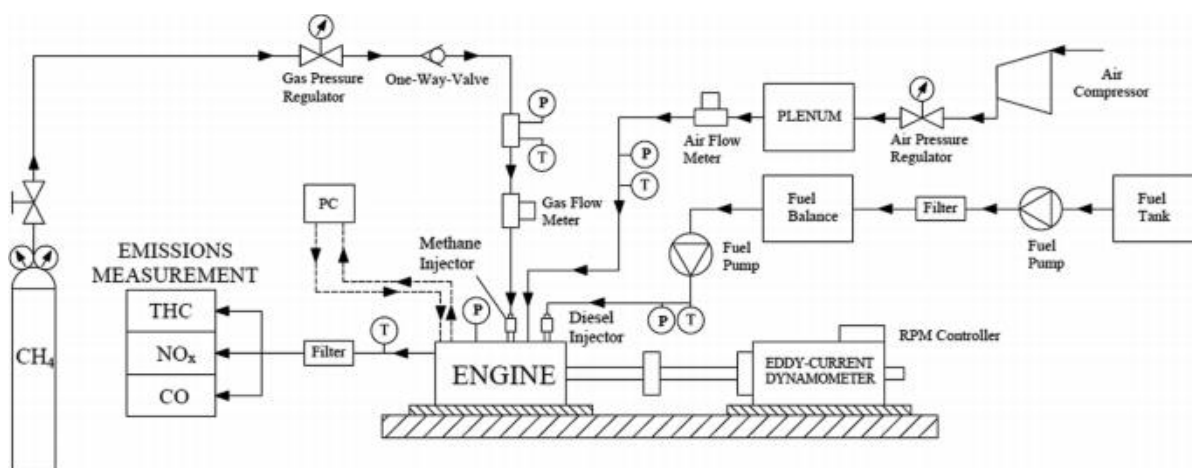


Figure 1- Schematic of the Equipment used and their Relative Arrangement

شکل ۱- طرحواره تجهیزات به کار رفته و چیدمان نسبی آنها

جدول ۱- مشخصات موتور مورد بررسی [۵۰]

Table 1- Engine Specifications [50]

Specification	Nominal Value/Description	
Maximum Power	18 Kw	
Bore	85 mm	
Stroke	90 mm	
Compression Ratio	17.1:1	
Combustion Chamber	Bowl with Valve Pockets and Flathead	
Injection System	Common Rail	
Max Injection Pressure	1300 bar	
Valve Timing	Opening	Closing
Intake	13.5 BTDC	46.5 ABDC
Exhaust	51.5 BBDC	16.5 ATDC

1. Pulse Width Modulation (PWM)

2. Aalborg Instruments and Controls Inc.

در شکل (۲)، نمایی از موتور احتراقی تک سیلندر AVL 5402 به نمایش گذاشته شده است. همچنین در جدول (۲)، فاکتورها و سطوح مختلف متناظر در طول آزمایش نشان داده شده است. با توجه به ثابت بودن مقدار سوخت پاشیده شده دیزل، بر طبق جدول (۲) و همچنین مشخصات انژکتور، مدت زمان پاشش سوخت دیزل تنها به دور موتور وابسته بوده که برای دور موتور ۱۰۰۰ و ۲۰۰۰ دور بر دقیقه، به ترتیب برابر با ۱/۳ و ۲/۵ زاویه لنگ است.



Figure 2- AVL 5402 Engine
شکل ۲- موتور AVL 5402

جدول ۲- پارامترها و متغیرهای مختلف در طول آزمایش
Table 2- Various parameters and variables during tests

Description	Tested level
Methane Mass Flow Rate	15, 20 (slm)
Engine Compression Ratio	17.1:1
Intake Charge Pressure	1.16 (bar)
Diesel Mass Flow Rate	8 (slm)
Diesel Fuel Injection Pressure	1000 (bar)
Diesel Fuel Pilot Injection Timing	-30, -20, -10 (CAD ATDC)
Engine Speed	1000, 2000 (rpm)
EGR Rate	0, 13 (%)

پارامترهای توصیف احتراق

در این بخش برخی از پارامترهای مهم عملکردی و توصیف احتراق استفاده شده در این پژوهش، به شرح ذیل معرفی می شود. تأخیر در اشتعال، ID، به عنوان تفاوت زاویه‌ای بین زمان شروع پاشش و زاویه‌ای که در آن ۵ درصد از کل حرارت آزاد شده است؛ شروع احتراق، CA5، به عنوان زاویه‌ای که در آن ۵٪ از حرارت کل آزاد شده باشد؛ مرکز احتراق، CA50، به عنوان زاویه‌ای که در آن ۵۰٪ از حرارت کل آزاد شده باشد و مدت احتراق، CA90-CA10، به عنوان اختلاف زاویه‌ای که در آن ۱۰٪ و ۹۰٪ از حرارت کل آزاد شده باشد، تعریف می شوند.

دیگر پارامتر مهم در خصوص عملکرد مناسب یک موتور احتراق داخلی، بازده اندیکاتوری ناخالص است که بیانگر میزان کار دریافتی از موتور به ازای میزان انرژی تولید شده ناشی از آزاد شدن انرژی سوخت است. همچنین مصرف ویژه سوخت که نشان از جرم مصرفی در واحد کار تولیدی است نیز به عنوان دیگر پارامتر عملکردی موتور مورد توجه قرار گرفته است. یکی از پارامترهای مهمی که در خصوص احتراق در موتورهای دیزل سنگین باید مدنظر قرار گیرد، نرخ افزایش حداکثر فشار در زمان احتراق است. این پارامتر که از نرخ آزادسازی بسیار سریع انرژی نشأت می گیرد، به عنوان نويز در احتراق محسوب می شود.

برای اجتناب از نویز در احتراق و کاهش صدمات وارده بر قطعات موتور در طول دوره عملکرد آن، این نرخ دارای محدودیت تا (15 bar/°) است [۵۱]. بیشینه نرخ فشار داخل سیلندر^۱ به تغییر زمان پاشش سوخت پایلوت، بسیار واکنش نشان می‌دهد. از دیگر پارامترهای مهم که در استراتژی احتراق دمپایین می‌بایستی مدنظر قرار گیرد، شدت صوت^۲ احتراق، است. تحقیقات نشان می‌دهد که به هنگام عملکرد موتورهای احتراق دمپایین، به دلیل قید شدت صوت بالا، رفتن مقدار بار خروجی موتور با محدودیت مواجه می‌شود. این پدیده مستقیماً منتج از مشخصه احتراق دمپایین، یعنی اشتعال تراکمی مخلوط همگن در نرخ‌های آزادسازی بسیار بالای حرارت در حجم مخلوط درون سیلندر موتور می‌شود. سر و صدای احتراق یا همان شدت صوت بطور برجسته ریشه در افزایش نرخ‌های بالا رفتن فشار دارد. سر و صدا در موتورهای با استراتژی احتراق دمپایین بواسطه امواج فشار رخ می‌دهد که ممکن است اکثراً به نویز صوتی قابل شنیدن ناخواسته منتج شود. حتی در حالت وجود نویز غیرقابل شنیدن، این امواج فشاری قادر به آسیب‌رسانی به موتور در درازمدت خواهند بود. پدیده شدت صوت، بهنگام وجود نرخ افزایش فشار و نرخ آزادسازی بالای حرارت در احتراق روی می‌دهد و اولین گام در جهت اجتناب از این پدیده، دوری از رژیم احتراق خشن است که عامل این نرخ‌های افزایش فشار بالا و سریع است [۵۲]. در شکل (۳)، مسیر فشار داخل سیلندر در حالت عملکردی در معرض وجود نویز احتراق نشان داده شده است. در محدوده زوایای -1 تا 10 درجه میل‌لنگ، شاهد نوسانات فشار بوده که از نقطه نظر فیزیکی بیانگر نویز یا شدت صوت است. این نوسانات فشار با فرکانس بالا بواسطه امواج فشاری که در سرتاسر محفظه احتراق پخش می‌شود، نشات می‌گیرد [۵۳].

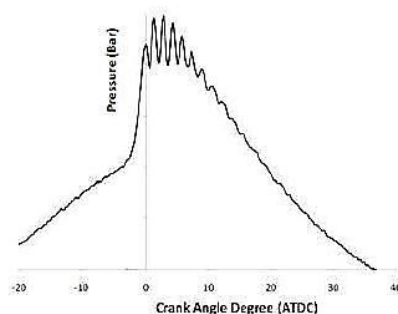


Figure 3- Incylinder Pressure Trace Accompanying by Severe Noise [52].

شکل ۳- فشار محفظه‌ی احتراق در معرض وجود نویز شدید [۵۲].

لازم به ذکر است که مفهوم شدت صوت با کوبش متفاوت است، چون کوبش ناشی از خوداشتعالی ناخواسته‌ی گاز در لحظه‌ی آخر در موتورهای اشتعال جرقه‌ای است ولی خود اشتعالی در موتورهای احتراق دمپایین مطلوب است. اما در عین حال، هم شدت صوت و هم کوبش از امواج فشاری نشات می‌گیرند و قابل حس به وسیله تجهیزات اندازه‌گیری فشار مانند مبدل‌های فشار می‌باشند. تنها تفاوت آن، فرکانس موج انرژی‌شان است که برای شدت صوت در محدوده‌ی فرکانس ۵ تا ۶ هرتز ولی کوبش حاوی موج انرژی در فرکانس ۸ تا ۲۵ کیلوهرتز است. یک رابطه‌ی قابل اعتماد در خصوص تعیین مقدار پدیده شدت صوت، توسط انگ [۵۴] ارائه شده است:

$$RI = \frac{1}{2\gamma} \frac{(\beta(dp/dt)_{\max})^2}{P_{\max}} \sqrt{\gamma RT_{\max}} \quad (1)$$

1. Maximum Pressure Rise Rate (MPRR)
2. Ringing Intensity (RI)

که β ، ضریب تجربی ارتباط دهنده‌ی دامنه‌ی موج فشاری است و معادل ۰/۰۵ در نظر گرفته می‌شود. بر اساس تحقیقات به‌عمل آمده توسط انگ [۵۴]، حداکثر محدوده‌ی قابل قبول شدت صوت در موتورهای دیزل سنگین 5 MW/m^2 است. همچنین نرخ آزادسازی حرارت از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$HRR = \frac{dQ_{net}}{d(CAD)} + \frac{dQ_w}{d(CAD)} \quad (2)$$

که $\frac{dQ_w}{d(CAD)}$ و $\frac{dQ_{net}}{d(CAD)}$ از روابط زیر بدست می‌آیند:

$$\frac{dQ_{net}}{d(CAD)} = \frac{k}{k-1} P_{cyl,abs}(CAD) \frac{dV(CAD)}{d(CAD)} + \frac{1}{k-1} V(CAD) \frac{dP_{cyl,abs}(CAD)}{d(CAD)} \quad (3)$$

$$\frac{dQ_w}{d(CAD)} = A_{ht} h_c (T - T_w) \quad (4)$$

که k نسبت ظرفیت حرارتی، V حجم داخل سیلندر براساس زاویه لنگ، $P_{cyl,abs}$ فشار مطلق داخل سیلندر براساس زاویه لنگ، A_{ht} سطح تبادل حرارتی لحظه‌ای سیلندر، T دمای متوسط لحظه‌ای سیلندر و T_w دمای متوسط سطح داخل سیلندر است. همچنین ضریب انتقال حرارت کلی، h_c از روش ارائه شده توسط ووشنی محاسبه می‌شود [۵۵]. دمای داخل سیلندر نیز با استفاده از فشار داخل سیلندر و اعمال قانون گاز ایده‌آل تخمین زده می‌شود [۵۶].

نتایج و بحث

در شکل‌های (۴) تا (۷)، نرخ آزادسازی حرارت محاسبه شده براساس فشار اندازه‌گیری شده محفظه احتراق به‌ازای زمان‌های پاشش مختلف در دور موتور ۱۰۰۰ و ۲۰۰۰ دور بر دقیقه نشان داده شده است. این نتایج براساس پاشش مقدار ثابت سوخت دیزل، ۸ slm، در مقابل تغییر مقدار سوخت پاشش شده راهگامی متان بدست آمده است.

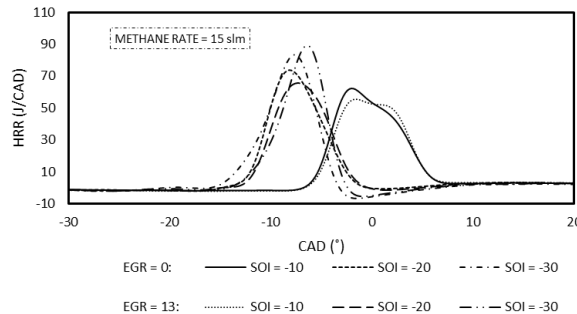


Figure 4- Heat Release Rate versus Crank Angle in Different SOI's at a Speed of 1000 rpm and Methane Rate of 15 slm

شکل ۴- نمودار نرخ آزادسازی حرارت برحسب زاویه لنگ در زوایای پاشش مختلف در سرعت ۱۰۰۰ دور بر دقیقه و نرخ پاشش متان ۱۵ slm

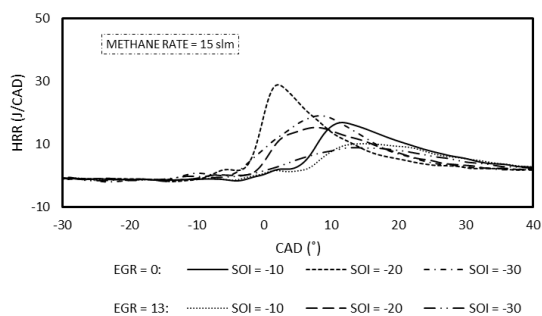


Figure 5- Heat Release Rate versus Crank Angle in Different SOI's at a Speed of 2000 rpm and Methane Rate of 15 slm

شکل ۵- نمودار نرخ آزادسازی حرارت برحسب زاویه لنگ در زوایای پاشش مختلف در سرعت ۲۰۰۰ دور بر دقیقه و نرخ پاشش متان ۱۵ slm

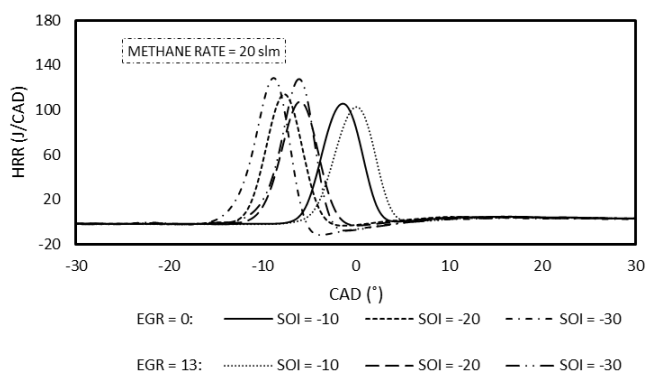


Figure 6- Heat Release Rate versus Crank Angle in Different SOI's at a Speed of 1000 rpm and Methane Rate of 20 slm

شکل ۶- نمودار نرخ آزادسازی حرارت بر حسب زاویه لنگ در زوایای پاشش مختلف در سرعت ۱۰۰۰ دور بر دقیقه و نرخ پاشش متان ۲۰ slm

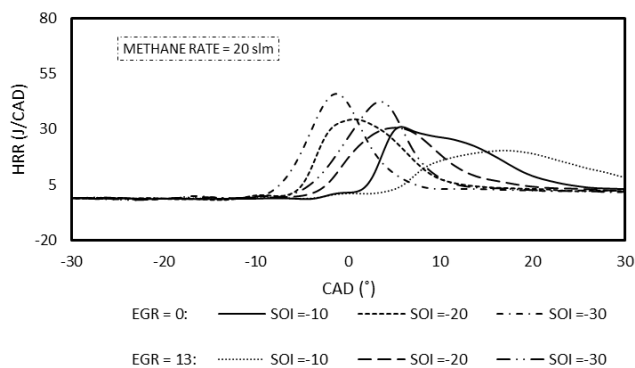


Figure 7- Heat Release Rate versus Crank Angle in Different SOI's at a Speed of 2000 rpm and Methane Rate of 20 slm

شکل ۷- نمودار نرخ آزادسازی حرارت برحسب زاویه لنگ در زوایای پاشش مختلف در سرعت ۲۰۰۰ دور بر دقیقه و نرخ پاشش متان ۲۰ slm

برای نرخ پاشش متان ۱۵ slm، با افزایش تأخیر در زمان پاشش سوخت پایلوت (دیزل)، مقدار حداکثر نرخ آزادسازی حرارت روند کاهشی به خود می‌گیرد. این روند برای نرخ پاشش متان ۲۰ slm نیز مشاهده می‌شود، اگر چه، زمان پاشش سوخت پایلوت متناظر با حداکثر نرخ آزادسازی حرارت به تدریج جلو می‌افتد و بطور کلی مقادیر بیشینه نرخ آزادسازی حرارت کاهش می‌یابد. در شکل‌های (۸) تا (۱۱)، بیشینه نرخ آزادسازی حرارت و زاویه لنگ متناظر در زوایای پاشش مختلف نشان داده شده است. با توجه به نمودارها، زاویه لنگ متناظر با بیشینه نرخ آزادسازی حرارت، با افزایش تأخیر در زمان شروع پاشش، به تأخیر می‌افتد. نرخ پاشش متان، تأثیر ثانویه‌ای بر مقدار زاویه لنگ متناظر با بیشینه نرخ آزادسازی حرارت دارد. این رفتار بدلیل ماهیت تأخیر در اشتعال در کنار توزیع نسبت هم‌ارزی در داخل محفظه احتراق است. با جلو افتادن زمان پاشش سوخت پایلوت، تأخیر در اشتعال افزایش یافته که به کاهش نرخ احتراق منتج می‌شود. از طرفی دیگر، با عقب افتادن زمان پاشش سوخت، شرایط اشتعال به دلیل کاهش دما در مرحله انبساط فراهم نمی‌شود [۴۹، ۵۰].

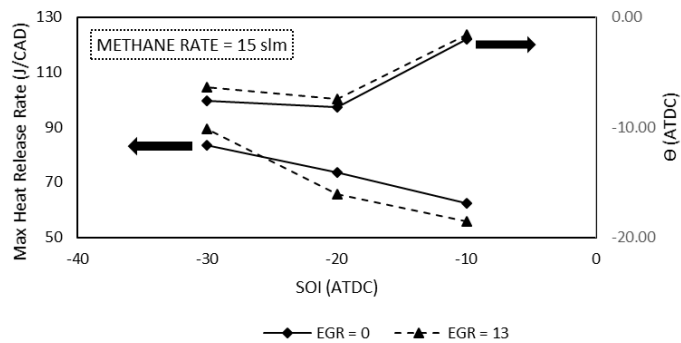


Figure 8- Maximum Heat Release Rate and Corresponding Crank Angle in Different SOI's at a Speed of 1000 rpm and Methane Rate of 15 slm

شکل ۸- بیشینه نرخ آزادسازی حرارت و زاویه لنگ متناظر در زوایای پاشش مختلف در سرعت ۱۰۰۰ دور بر دقیقه و نرخ پاشش متان ۱۵ slm

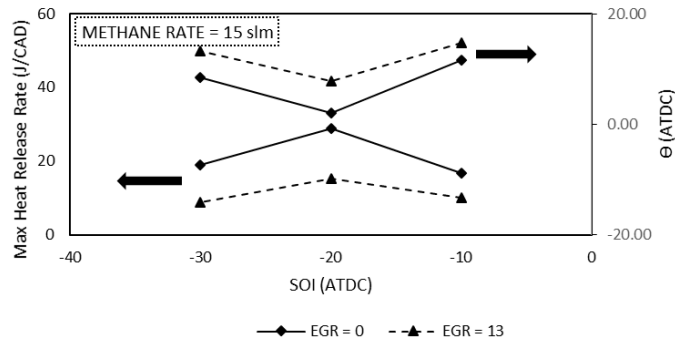


Figure 9- Maximum Heat Release Rate and Corresponding Crank Angle in Different SOI's at a Speed of 2000 rpm and Methane Rate of 15 slm

شکل ۹- بیشینه نرخ آزادسازی حرارت و زاویه لنگ متناظر در زوایای پاشش مختلف در سرعت ۲۰۰۰ دور بر دقیقه و نرخ پاشش متان ۱۵ slm

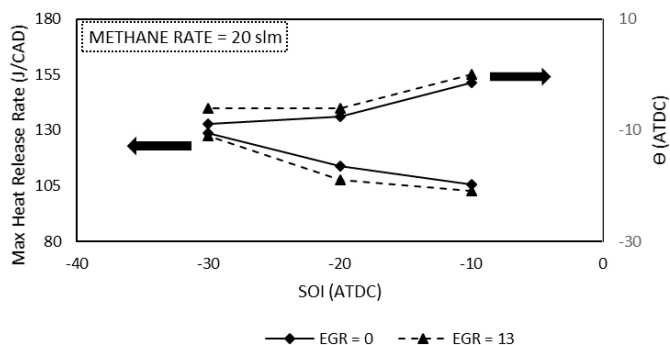


Figure 10- Maximum Heat Release Rate and Corresponding Crank Angle in Different SOI's at a Speed of 1000 rpm and Methane Rate of 20 slm

شکل ۱۰- بیشینه نرخ آزادسازی حرارت و زاویه لنگ متناظر در زوایای پاشش مختلف در سرعت ۱۰۰۰ دور بر دقیقه و نرخ پاشش متان ۲۰ slm

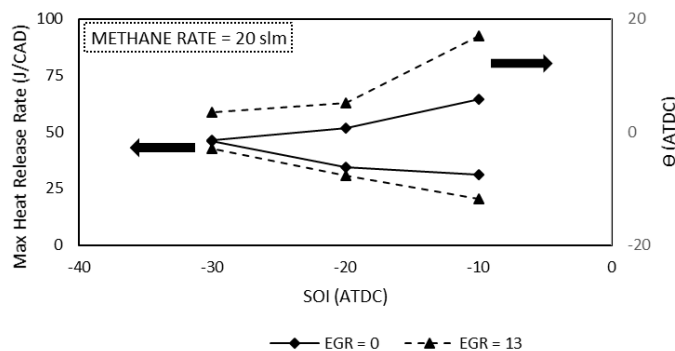


Figure 11- Maximum Heat Release Rate and Corresponding Crank Angle in Different SOI's at a Speed of 2000 rpm and Methane Rate of 20 slm

شکل ۱۱- بیشینه نرخ آزادسازی حرارت و زاویه لنگ متناظر در زوایای پاشش مختلف در سرعت ۲۰۰۰ دور بر دقیقه و نرخ پاشش متان ۲۰ slm

در شکل‌های (۱۲) تا (۱۵) به بررسی تأثیر تغییر زمان شروع پاشش و مقدار سوخت متان بر پارامترهایی چون تأخیر در اشتعال، CA_{50} ، CA_{5} و CA_{90} - CA_{10} در دو حالت بدون بازخورانی گازهای خروجی و ۱۳ درصد بازخورانی گازهای خروجی پرداخته شده است. با عقب‌تر افتادن زمان شروع پاشش، رفتار کاهشی در زمان تأخیر در اشتعال قابل مشاهده است. با جلو افتادن زمان شروع پاشش به زودترین زمان، بدلیل دمای کم در لحظه پاشش سوخت، تأخیر در اشتعال به بیشترین مقدار خود می‌رسد. در این شرایط، نرخ واکنش قبل احتراق، بعنوان عامل محدودکننده (که در دماهای پایین‌تر کندتر می‌باشد) معرفی می‌شود، زیرا در این حالت، زمان کافی برای تبخیر سوخت دیزل و ترکیب شدن با مخلوط متان-هوا وجود دارد. با تأخیر بیشتر (عقب‌تر افتادن) در زمان شروع پاشش، تأخیر در اشتعال به دلیل افزایش دمای داخل سیلندر در لحظه پاشش، کاهش می‌یابد. با توجه به شکل‌های (۱۲) تا (۱۵) مشاهده می‌شود که با جلوتر افتادن زمان پاشش سوخت پایلوت، مقدار CA_{5} نیز زودتر رخ می‌دهد. برای زمان پاشش‌های پیش افتاده، مقادیر CA_{5} به یک مقدار تقریباً ثابتی می‌رسد. تا زمانی که زمان پاشش سوخت بین محدوده‌ی جلوترین تا متوسط این زمان قرار دارد، CA_{50} رفتار ثابت و مشابه‌ای دارد. با این وجود، برای زمان پاشش بسیار عقب‌افتاده، اختلاف بین CA_{50} و CA_{5} به‌وضوح افزایش می‌یابد که نشان‌دهنده احتراق کندتر به دلیل دما و فشار کمتر داخل محفظه احتراق متناظر با زمان پاشش بسیار عقب افتاده است. همچنین این روند برای افزایش مقدار متان نیز مشاهده می‌شود. البته با افزایش سهم متان، واکنش‌پذیری ترکیب، کاهش یافته و در واقع مقاومت مخلوط در مقابل خوداشتعالی افزایش می‌یابد

و احتراق کندتر شکل می‌گیرد، در نتیجه تأخیر در اشتعال افزایش می‌یابد که منتج به افزایش CA50 می‌شود (در مقایسه با سهم متان کمتر). بطور کلی پس از شروع احتراق، تکامل احتراق به مشخصات سوخت با واکنش‌پذیری کم و لایه‌بندی سوخت با واکنش‌پذیری بالا بستگی دارد.

در ارتباط با CA90-CA10، این روند برای نرخ‌های پاشش متان، با عقب‌تر افتادن زمان پاشش سوخت، کاهش می‌دهد. تفاوت بین CA5 و CA50 که در بخش گذشته برای زمان پاشش‌های عقب افتاده بیان شد، بیش از اندازه، طول دوره احتراق را افزایش نمی‌دهد. همانطور که مشهود است نرخ متان، اثر ثانویه‌ای بر آن دارد. افزایش مقدار متان، منجر به کاهش مدت زمان احتراق و نهایتاً منجر به افزایش بازده تبدیل سوخت می‌شود [۵۰، ۴۹]. واکنش‌پذیری موضعی نقش اساسی در گسترش احتراق دمایی ایفا می‌کند که به تدریج از مناطق با واکنش‌پذیری بالا به مناطق با واکنش‌پذیری کم پیش می‌رود و احتراق ناقص را کاهش می‌دهد. از این رو اولین منبع واکنش‌پذیری موضعی در احتراق دمایی، ترکیب سوخت درون سیلندر است که به شرایط عملکردی موتور وابسته است.

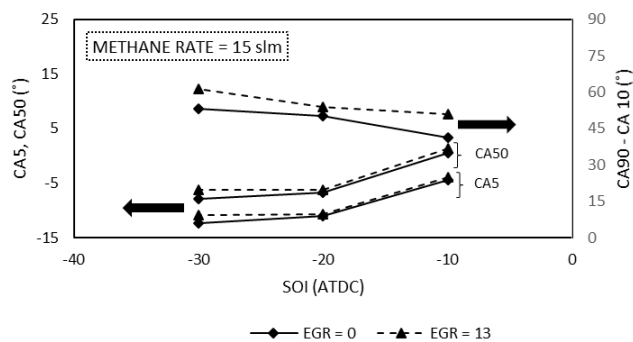


Figure 12- CA5, CA50 and Combustion Duration in Different SOI's at a Speed of 1000 rpm and Methane Rate of 15 slm
 شکل ۱۲- مقادیر CA5، CA50 و طول دوره احتراق در زوایای پاشش مختلف در سرعت ۱۰۰۰ دور بر دقیقه و نرخ پاشش متان ۱۵ slm

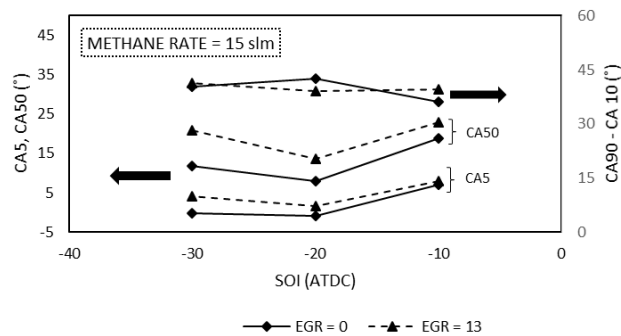


Figure 13- CA5, CA50 and Combustion Duration in Different SOI's at a Speed of 2000 rpm and Methane Rate of 15 slm
 شکل ۱۳- مقادیر CA5، CA50 و طول دوره احتراق در زوایای پاشش مختلف در سرعت ۲۰۰۰ دور بر دقیقه و نرخ پاشش متان ۱۵ slm

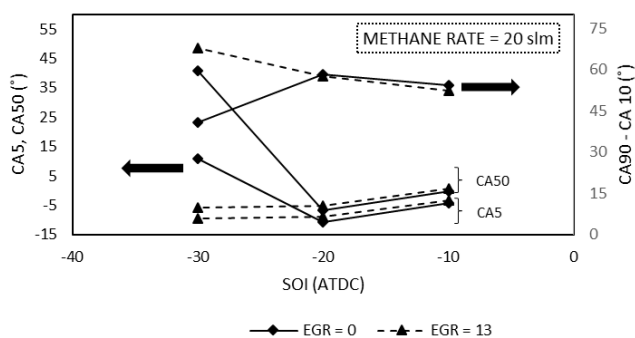


Figure 14- CA5, CA50 and Combustion Duration in Different SOI's at a Speed of 1000 rpm and Methane Rate of 20 slm
 شکل ۱۴- مقادیر CA5, CA50 و طول دوره احتراق در زوایای پاشش مختلف در سرعت ۱۰۰۰ دور بر دقیقه و نرخ پاشش متان ۲۰ slm

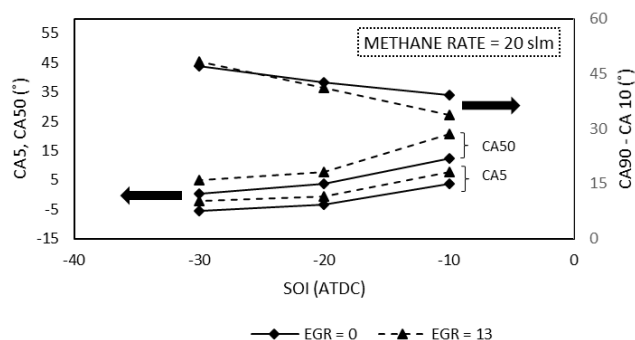


Figure 15- CA5, CA50 and Combustion Duration in Different SOI's at a Speed of 2000 rpm and Methane Rate of 20 slm
 شکل ۱۵- مقادیر CA5, CA50 و طول دوره احتراق در زوایای پاشش مختلف در سرعت ۲۰۰۰ دور بر دقیقه و نرخ پاشش متان ۲۰ slm

شکل‌های (۱۶) تا (۱۹)، اثر تغییر زمان شروع پاشش و مقدار سوخت متان بر بیشینه نرخ فشار داخل سیلندر و تأخیر در اشتعال را در حالت بدون بازخورانی گازهای خروجی و ۱۳ درصد بازخورانی گازهای خروجی نشان می‌دهد. با توجه به شکل‌های (۱۶) تا (۱۹)، بیشینه نرخ فشار داخل سیلندر متناظر با زمان پاشش پیش‌افتاده بسیار کم است که با عقب‌تر افتادن زمان پاشش (زمان پاشش متوسط)، این مقدار به مقادیر بسیار پایین، کاهش می‌یابد. زمان پاشش‌هایی که منجر به پایین‌ترین مقادیر بیشینه نرخ فشار داخل سیلندر می‌شوند با احتراق بسیار کند همراه هستند. با افزایش مقدار متان وارد شده به محفظه احتراق، رفتار بیشینه نرخ فشار داخل سیلندر تغییر نمی‌کند. مقادیر متناظر با زمان پاشش‌های جلوتر افتاده، بسیار بالا بوده، با این وجود، این روند بشدت کاهشی است و مقادیر بیشینه نرخ فشار داخل سیلندر با عقب‌تر افتادن زمان پاشش سوخت، به تدریج به مقادیر مشاهده‌شده در نرخ متان ۱۵ slm نزدیک می‌شود. همچنین در هر دو مقدار متان پاشش‌شده، تأخیر در اشتعال سیر نزولی دارد. اما با افزایش سهم متان، واکنش‌پذیری ترکیب، کاهش یافته و در واقع مقاومت مخلوط در مقابل خوداشتعالی افزایش می‌یابد و احتراق کندتر شکل می‌گیرد، در نتیجه تأخیر در اشتعال افزایش می‌یابد (در مقایسه با سهم متان کمتر). همچنین با توجه به اینکه تأخیر در اشتعال بیشتر از بازه‌ی پاشش سوخت پایلوت است (بازه‌ی پاشش سوخت حدود ۲/۵ درجه لنگ)، شروع احتراق بعد از اتمام پاشش سوخت دیزل است و لذا آن را از احتراق مرسوم اشتعال تراکمی که احتراق بعد از شروع پاشش و قبل از اتمام پاشش شکل می‌گیرد، متمایز می‌سازد و دلیلی بر شکل‌گیری مود احتراقی دماپایین است.

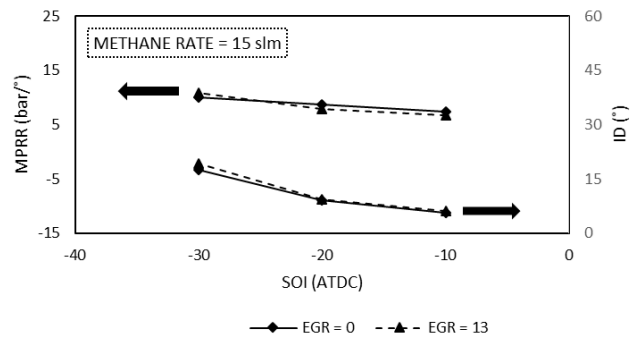


Figure 16- Maximum In-Cylinder Pressure Rise Rate and Ignition Delay in Different SOI's at a Speed of 1000 rpm and Methane Rate of 15 slm

شکل ۱۶- بیشینه نرخ فشار داخل سیلندر و تأخیر در اشتعال در زوایای پاشش مختلف در سرعت ۱۰۰۰ دور بر دقیقه و نرخ پاشش متان ۱۵ slm

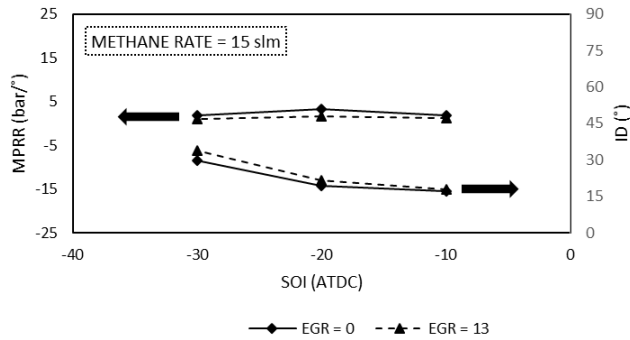


Figure 17- Maximum In-Cylinder Pressure Rise Rate and Ignition Delay in Different SOI's at a Speed of 2000 rpm and Methane Rate of 15 slm

شکل ۱۷- بیشینه نرخ فشار داخل سیلندر و تأخیر در اشتعال در زوایای پاشش مختلف در سرعت ۲۰۰۰ دور بر دقیقه و نرخ پاشش متان ۱۵ slm

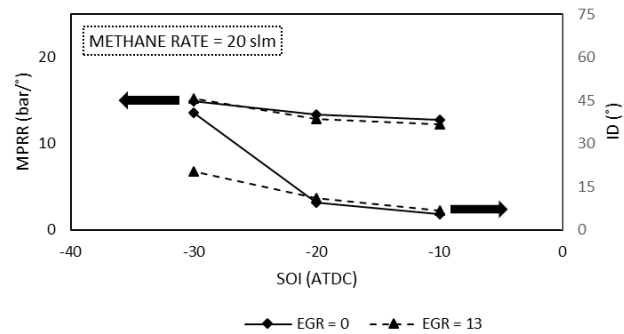


Figure 18- Maximum In-Cylinder Pressure Rise Rate and Ignition Delay in Different SOI's at a Speed of 1000 rpm and Methane Rate of 20 slm

شکل ۱۸- بیشینه نرخ فشار داخل سیلندر و تأخیر در اشتعال در زوایای پاشش مختلف در سرعت ۱۰۰۰ دور بر دقیقه و نرخ پاشش متان ۲۰ slm

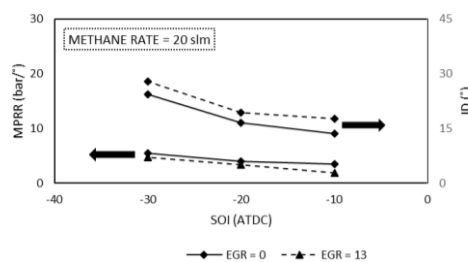


Figure 19- Maximum In-Cylinder Pressure Rise Rate and Ignition Delay in Different SOI's at a Speed of 2000 rpm and Methane Rate of 20 slm

شکل ۱۹- بیشینه نرخ فشار داخل سیلندر و تأخیر در اشتعال در زوایای پاشش مختلف در سرعت ۲۰۰۰ دور بر دقیقه و نرخ پاشش متان ۲۰ slm

شکل‌های (۲۰) تا (۲۳)، اثر فشار و دمای داخل سیلندر برحسب زاویه لنگ در زوایای پاشش مختلف را برای حالت بدون بازخورانی گازهای خروجی و ۱۳ درصد بازخورانی گازهای خروجی در دور و نرخ پاشش مختلف متان نشان می‌دهد. برای نرخ متان ۱۵ slm، با افزایش تأخیر در زمان پاشش سوخت پایلوت (دیزل)، مقدار حداکثر نمودار دما و فشار داخل سیلندر، روند کاهشی به خود می‌گیرد. این روند برای افزایش مقدار نرخ متان به ۲۰ slm نیز مشاهده می‌شود. اگرچه، زمان پاشش سوخت پایلوت متناظر با حداکثر فشار به تدریج جلو می‌افتد و بطور کلی مقادیر بیشینه فشار داخل سیلندر افزایش می‌یابد. همچنین زاویه لنگ متناظر با بیشینه فشار داخل سیلندر با افزایش تأخیر در زمان شروع پاشش، بطور کلی به تأخیر می‌افتد. با توجه به نمودارها، بطور معمول در یک دور ثابت، با عقب‌تر افتادن زمان پاشش سوخت پایلوت، بیشینه فشار داخل سیلندر کاهش می‌یابد. همچنین این مشاهدات برای افزایش مقدار برگشت گازهای خروجی و افزایش دور موتور نیز مشاهده می‌شود. تمام مشاهدات فوق، برای دمای داخل سیلندر نیز قابل بیان است. باید تاکید نمود که در احتراق دمای پایین، پاشش سوخت به دلیل طول دوره پاشش کوتاه همیشه از شروع احتراق جدا است، بنابراین اختلاف بین زمان اتمام پاشش و شروع احتراق همیشه بزرگتر از صفر می‌باشد (همانند تأخیر در اشتعال).

از طرفی دیگر افزایش نسبت هم‌ارزی دو اثر متضاد روی احتراق دارد. تاثیر نخست شدت بخشیدن به احتراق و افزایش نرخ آزادسازی انرژی است که به دلیل افزایش کسر جرمی سوخت اتفاق می‌افتد؛ اما تأثیر دیگر افزایش نسبت هم‌ارزی این است که با افزایش میزان کسر جرمی سوخت، ظرفیت حرارتی آن افزایش می‌یابد که در نتیجه، فشار و دمای انتهای مرحله تراکم کاهش می‌یابد و این امر موجب می‌شود دمای مخلوط دیرتر به دمای نقطه خود اشتعالی برسد. تأخیر در اشتعال در حوالی نقطه مرگ بالا نکته مثبتی است که موجب افزایش کار و فشار موثر متوسط اندیکاتوری می‌شود اما افزایش بیش از حد نسبت هم‌ارزی موجب می‌شود مقداری از کار تولیدی در مرحله انبساط تلف شود؛ بنابراین جهت دستیابی به بالاترین میزان کار و بازده، افزایش نسبت هم‌ارزی باید به صورت بهینه صورت گیرد [۵۳].

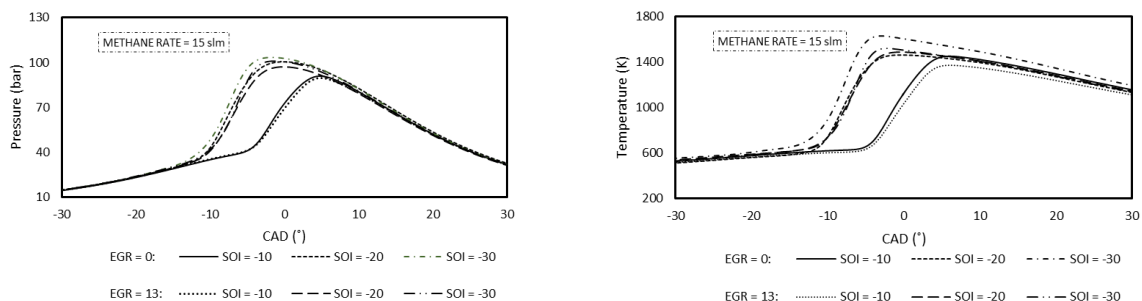


Figure 20- In-Cylinder Pressure and Temperature versus Crank Angle in Different SOI's at a Speed of 1000 rpm and Methane Rate of 15 slm

شکل ۲۰- نمودار فشار و دمای داخل سیلندر برحسب زاویه لنگ در زوایای پاشش مختلف در سرعت ۱۰۰۰ دور بر دقیقه و نرخ پاشش متان ۱۵ slm

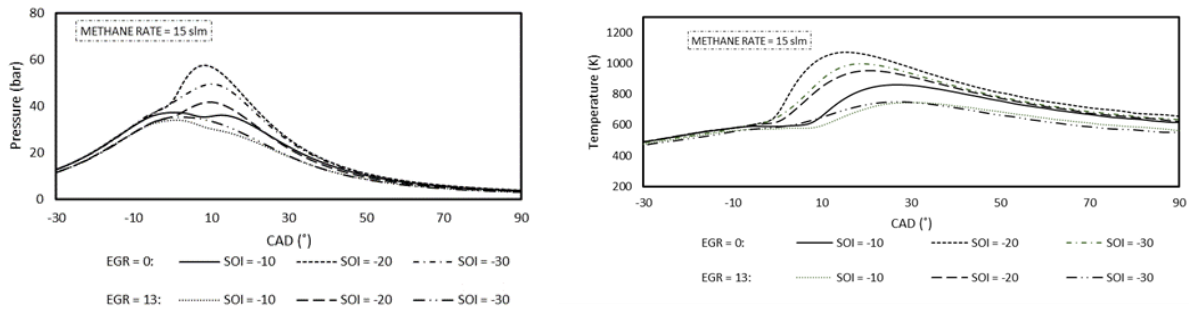


Figure 21- In-Cylinder Pressure and Temperature versus Crank Angle in Different SOI's at a Speed of 2000 rpm and Methane Rate of 15 slm

شکل ۲۱- نمودار فشار و دمای داخل سیلندر برحسب زاویه لنگ در زوایای پاشش مختلف در سرعت ۲۰۰۰ دور بر دقیقه و نرخ پاشش متان ۱۵ slm

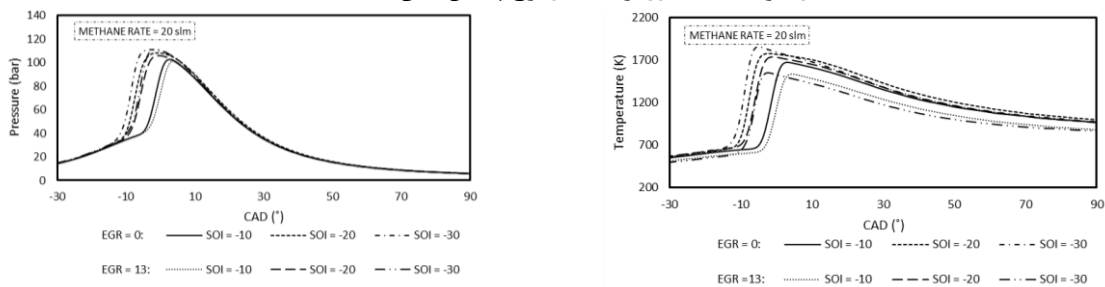


Figure 22- In-Cylinder Pressure and Temperature versus Crank Angle in Different SOI's at a Speed of 1000 rpm and Methane Rate of 20 slm

شکل ۲۲- نمودار فشار و دمای داخل سیلندر برحسب زاویه لنگ در زوایای پاشش مختلف در سرعت ۱۰۰۰ دور بر دقیقه و نرخ پاشش متان ۲۰ slm

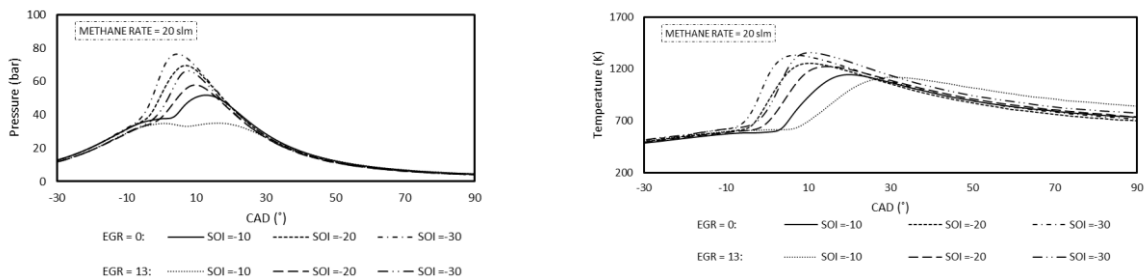


Figure 23- In-Cylinder Pressure and Temperature versus Crank Angle in Different SOI's at a Speed of 2000 rpm and Methane Rate of 20 slm

شکل ۲۳- نمودار فشار و دمای داخل سیلندر برحسب زاویه لنگ در زوایای پاشش مختلف در سرعت ۲۰۰۰ دور بر دقیقه و نرخ پاشش متان ۲۰ slm

بیشینه نرخ فشار سیلندر به تغییر زمان پاشش سوخت پایلوت، بسیار واکنش نشان می‌دهد. با توجه به شکل‌های (۲۴) تا (۲۷)، بیشینه فشار داخل سیلندر متناظر با زمان پاشش جلو افتاده بسیار زیاد است که با عقب‌تر افتادن زمان پاشش این مقدار به مقادیر بسیار پایین، کاهش می‌یابد. زمان پاشش‌هایی که منجر به پایین‌ترین مقادیر بیشینه فشار داخل سیلندر می‌شوند با احتراق بسیار کند همراه هستند. با افزایش مقدار متان وارد شده به محفظه احتراق نیز رفتار بیشینه فشار داخل سیلندر بصورت کاهشی می‌شود. مقادیر متناظر با زمان پاشش‌های جلوتر افتاده، بسیار بالا بوده، با این وجود، این روند به شدت کاهشی است و مقادیر بیشینه فشار داخل سیلندر با عقب‌تر افتادن زمان پاشش سوخت به تدریج به مقادیر مشاهده شده در نرخ متان

۱۵ slm نزدیک می‌شود. همچنین زاویه لنگ متناظر با بیشینه فشار داخل سیلندر، با افزایش تأخیر در زمان شروع پاشش به تأخیر می‌افتد.

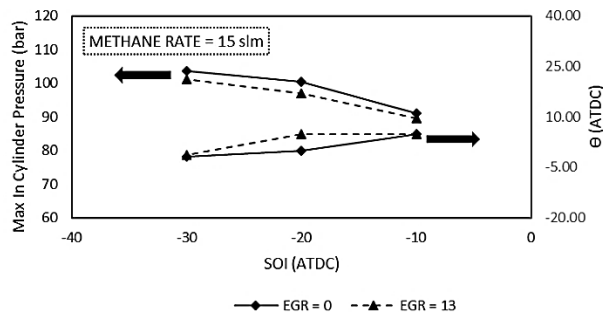


Figure 24- Maximum Pressure and Corresponding Crank Angle in Different SOI's at a Speed of 1000 rpm and Methane Rate of 15 slm

شکل ۲۴- بیشینه فشار داخل سیلندر و زاویه لنگ متناظر در زوایای پاشش مختلف در سرعت ۱۰۰۰ دور بر دقیقه و نرخ پاشش متان ۱۵ slm

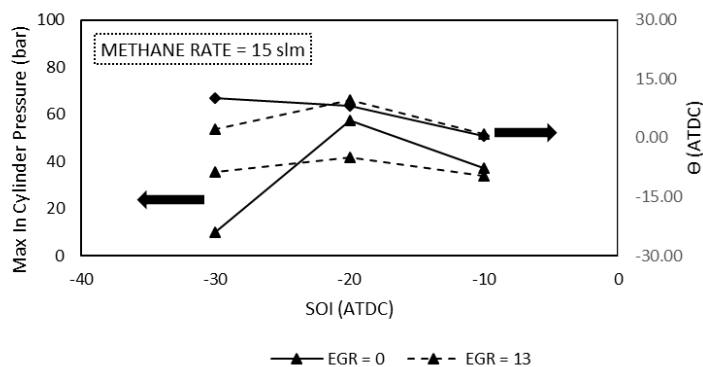


Figure 25- Maximum Pressure and Corresponding Crank Angle in Different SOI's at a Speed of 2000 rpm and Methane Rate of 15 slm

شکل ۲۵- بیشینه فشار داخل سیلندر و زاویه لنگ متناظر در زوایای پاشش مختلف در سرعت ۲۰۰۰ دور بر دقیقه و نرخ پاشش متان ۱۵ slm

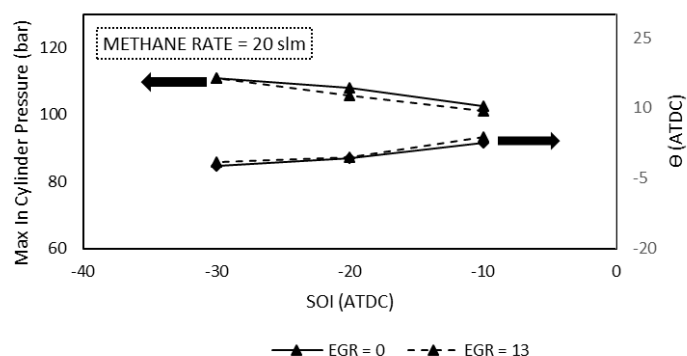


Figure 26- Maximum Pressure and Corresponding Crank Angle in Different SOI's at a Speed of 1000 rpm and Methane Rate of 20 slm

شکل ۲۶- بیشینه فشار داخل سیلندر و زاویه لنگ متناظر در زوایای پاشش مختلف در سرعت ۱۰۰۰ دور بر دقیقه و نرخ پاشش متان ۲۰ slm

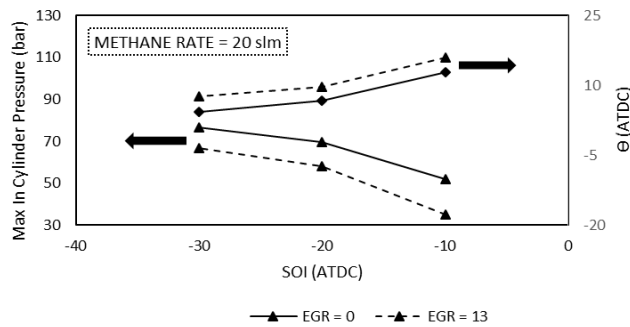


Figure 27- Maximum Pressure and Corresponding Crank Angle in Different SOI's at a Speed of 2000 rpm and Methane Rate of 20 slm

شکل ۲۷- بیشینه فشار داخل سیلندر و زاویه لنگ متناظر در زوایای پاشش مختلف در سرعت ۲۰۰۰ دور بر دقیقه و نرخ پاشش متان ۲۰ slm

همان‌طور که در شکل‌های (۲۸) تا (۳۱) مشخص است، بیشینه دمای داخل سیلندر نیز رفتاری مشابه با بیشینه فشار داخل سیلندر دارد. با عقب‌تر افتادن زمان پاشش سوخت، بیشینه دمای داخل سیلندر کاهش می‌یابد. همچنین زاویه لنگ متناظر با بیشینه دمای داخل سیلندر با افزایش تأخیر در زمان شروع پاشش، بطور کلی به تأخیر می‌افتد. با توجه به نمودارها، بطور معمول در یک دور ثابت، با عقب‌تر افتادن زمان پاشش سوخت پایلوت، بیشینه دمای داخل سیلندر کاهش می‌یابد. همچنین این مشاهدات برای افزایش مقدار EGR و افزایش دور موتور نیز مشاهده می‌شود.

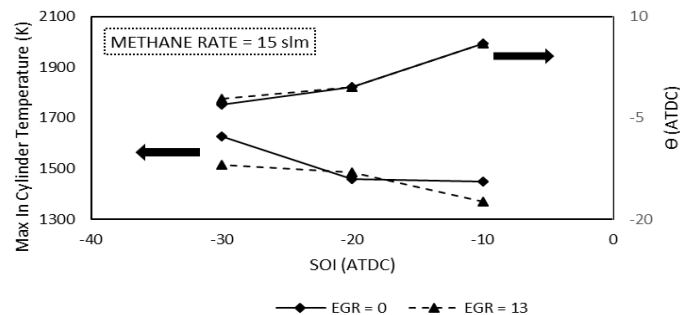


Figure 28- Maximum Temperature and Corresponding Crank Angle in Different SOI's at a Speed of 1000 rpm and Methane Rate of 15 slm

شکل ۲۸- بیشینه دمای داخل سیلندر و زاویه لنگ متناظر در زوایای پاشش مختلف در سرعت ۱۰۰۰ دور بر دقیقه و نرخ پاشش متان ۱۵ slm

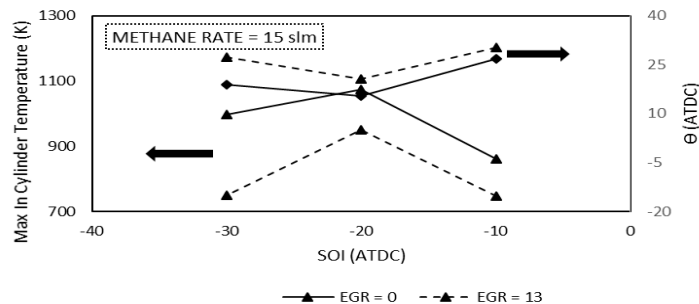


Figure 29- Maximum Temperature and Corresponding Crank Angle in Different SOI's at a Speed of 2000 rpm and Methane Rate of 15 slm

شکل ۲۹- بیشینه دمای داخل سیلندر و زاویه لنگ متناظر در زوایای پاشش مختلف در سرعت ۲۰۰۰ دور بر دقیقه و نرخ پاشش متان ۱۵ slm

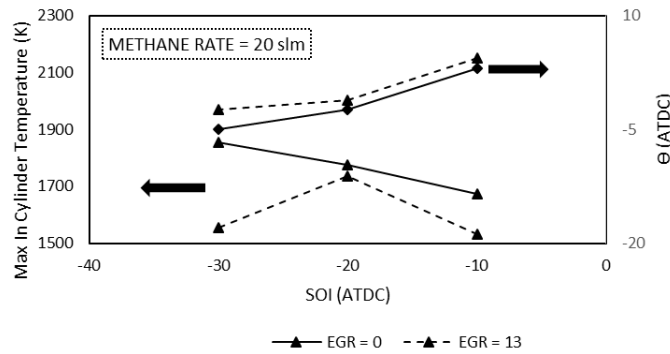


Figure 30- Maximum Temperature and Corresponding Crank Angle in Different SOI's at a Speed of 1000 rpm and Methane Rate of 20 slm

شکل ۳۰- بیشینه دمای داخل سیلندر و زاویه لنگ متناظر در زوایای پاشش مختلف در سرعت ۱۰۰۰ دور بر دقیقه و نرخ پاشش متان ۲۰ slm

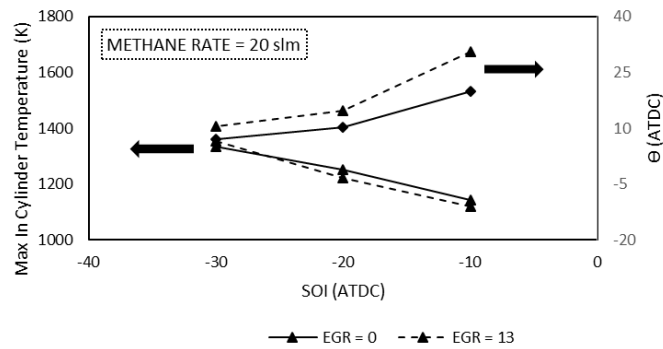


Figure 31- Maximum Temperature and Corresponding Crank Angle in Different SOI's at a Speed of 2000 rpm and Methane Rate of 20 slm

شکل ۳۱- بیشینه دمای داخل سیلندر و زاویه لنگ متناظر در زوایای پاشش مختلف در سرعت ۲۰۰۰ دور بر دقیقه و نرخ پاشش متان ۲۰ slm

در شکل‌های (۳۲) تا (۳۵)، فشار موثر متوسط اندیکاتوری در زوایای پاشش مختلف نشان داده شده است. با افزایش نسبت هم ارزی، مقدار فشار موثر متوسط اندیکاتوری افزایش می‌یابد. از طرفی دیگر، افزودن EGR منجر به کاهش فشار موثر متوسط اندیکاتوری می‌شود. همچنین، با افزایش سهم متان، از نرخ ۱۵ slm به ۲۰ slm، مقدار فشار موثر متوسط اندیکاتوری افزایش یافته است.

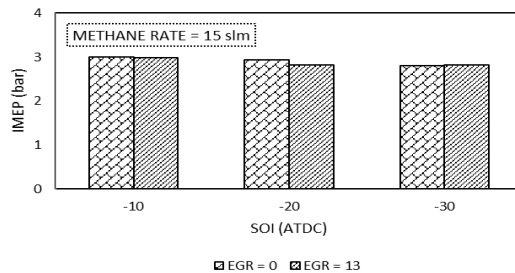


Figure 32- Indicated Mean Effective Pressure in Different SOI's at a Speed of 1000 rpm and Methane Rate of 15 slm

شکل ۳۲- فشار موثر متوسط اندیکاتوری در زوایای پاشش مختلف در سرعت ۱۰۰۰ دور بر دقیقه و نرخ پاشش متان ۱۵ slm

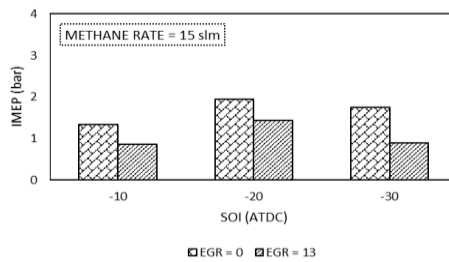


Figure 33- Indicated Mean Effective Pressure in Different SOI's at a Speed of 2000 rpm and Methane Rate of 15 slm

شکل ۳۳- فشار موثر متوسط اندیکاتوری در زوایای پاشش مختلف در سرعت ۲۰۰۰ دور بر دقیقه و نرخ پاشش متان ۱۵ slm

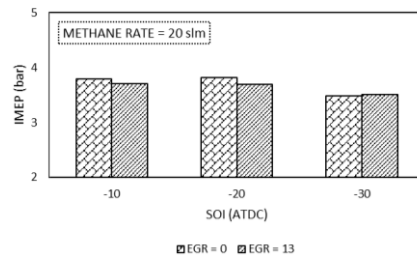


Figure 34- Indicated Mean Effective Pressure in Different SOI's at a Speed of 1000 rpm and Methane Rate of 20 slm

شکل ۳۴- فشار موثر متوسط اندیکاتوری در زوایای پاشش مختلف در سرعت ۱۰۰۰ دور بر دقیقه و نرخ پاشش متان ۲۰ slm

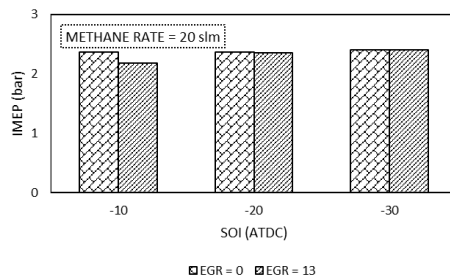


Figure 35- Indicated Mean Effective Pressure in Different SOI's at a Speed of 2000 rpm and Methane Rate of 20 slm

شکل ۳۵- فشار موثر متوسط اندیکاتوری در زوایای پاشش مختلف در سرعت ۲۰۰۰ دور بر دقیقه و نرخ پاشش متان ۲۰ slm

در شکل‌های (۳۶) و (۳۷)، بازده اندیکاتوری ناخالص در زوایای پاشش مختلف نشان داده شده است. مطابق شکل (۳۶)، با عقب‌تر افتادن زمان پاشش، فشار موثر متوسط و بازده اندیکاتوری ناخالص در نرخ پاشش متان ۱۵ slm، افزایش می‌یابد در صورتی که، مصرف ویژه سوخت کاهش یافته است. این شرایط در دور پایین موتور برای نرخ پاشش متان ۲۰ slm نیز صادق است. اما مطابق شکل (۳۷) با افزایش دور موتور، به دلیل عدم تحقق شرایط برای احتراق کامل متان، بازده اندیکاتوری کاهش می‌یابد، زیرا با افزایش دور موتور، سوخت قبل از فراهم‌آوردن شرایط مناسب برای احتراق، مصرف می‌شود و احتراق به‌طور کامل صورت نمی‌گیرد و در نتیجه مصرف ویژه سوخت نیز به میزان چشمگیری افزایش می‌یابد. همچنین، بطور کلی افزودن EGR منجر به کاهش بازده اندیکاتوری ناخالص می‌شود. در شکل‌های (۳۸) و (۳۹)، تغییرات شدت نویز و فشار متوسط اندیکاتوری در زمان پاشش‌های مختلف نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود، با عقب‌تر افتادن زمان پاشش، شدت نویز حاصل از احتراق کاهش می‌یابد. از طرفی با افزایش سهم متان، به دلیل افزایش دما و فشار بیشینه، شدت نویز حاصل

از احتراق افزایش می‌یابد (در مقایسه با سهم متان کمتر و در زمان پاشش یکسان). همچنین، برای دور پایین موتور، رفتار فشار متوسط اندیکاتوری همانند فشار موثر متوسط و بازده اندیکاتوری ناخالص می‌باشد. اما با افزایش دور موتور، بدلیل مهیا نشدن شرایط احتراق کامل متان، فشار متوسط اندیکاتوری روند نزولی پیدا می‌کند. همچنین، بطور کلی افزودن EGR منجر به کاهش شدت نویز و فشار متوسط اندیکاتوری می‌شود.

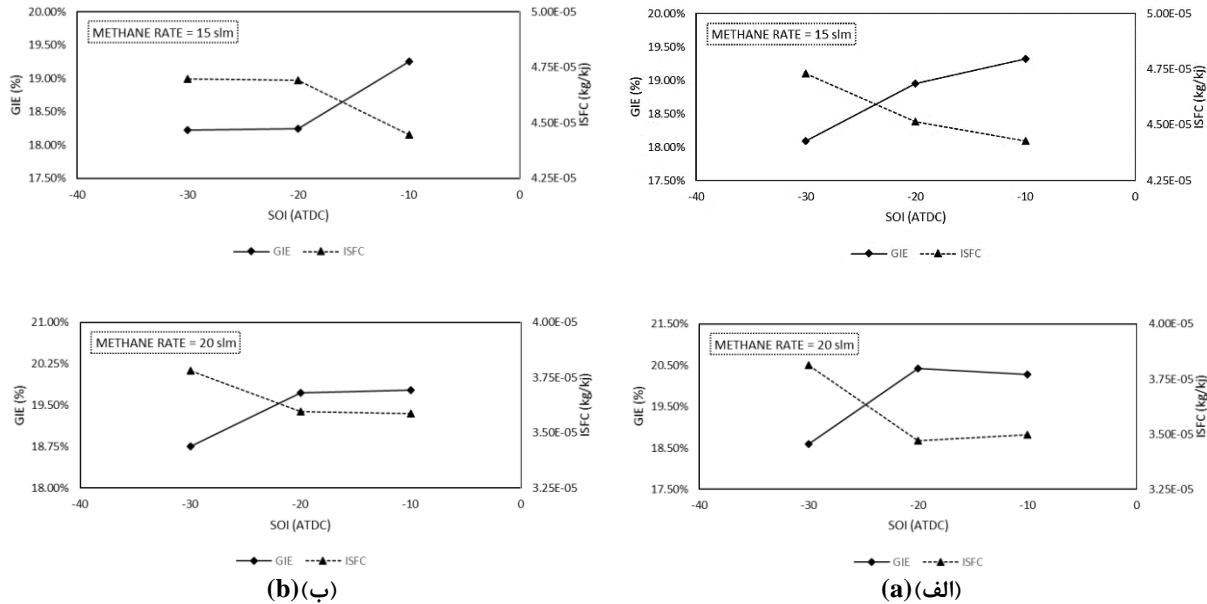


Figure 36- Indicated Specific Fuel Consumption and Gross Indicated Efficiency in Different SOI's at a Speed of 1000 rpm, a) EGR = 0; b) EGR = 13.

شکل ۳۶- مصرف ویژه سوخت و بازده اندیکاتوری ناخالص در زوایای پاشش مختلف در سرعت ۱۰۰۰ دور بر دقیقه، (الف: EGR = 0; ب: EGR = 13).

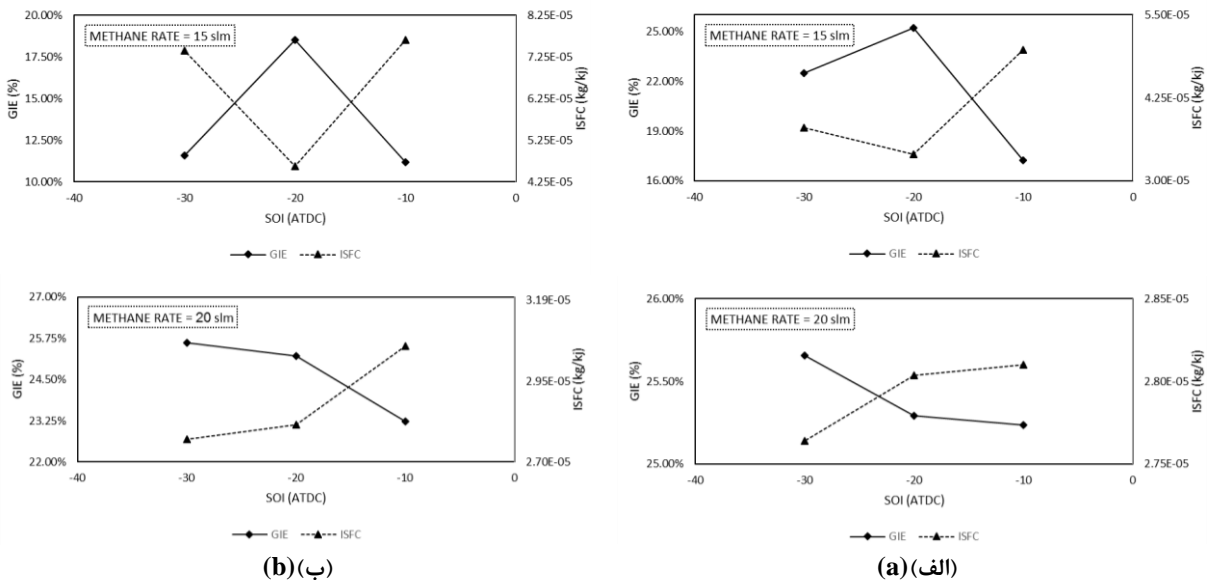


Figure 37- Indicated Specific Fuel Consumption and Gross Indicated Efficiency in Different SOI's at a Speed of 2000 rpm, a) EGR = 0; b) EGR = 13.

شکل ۳۷- مصرف ویژه سوخت و بازده اندیکاتوری ناخالص در زوایای پاشش مختلف در سرعت ۲۰۰۰ دور بر دقیقه، (الف: EGR = 0; ب: EGR = 13).

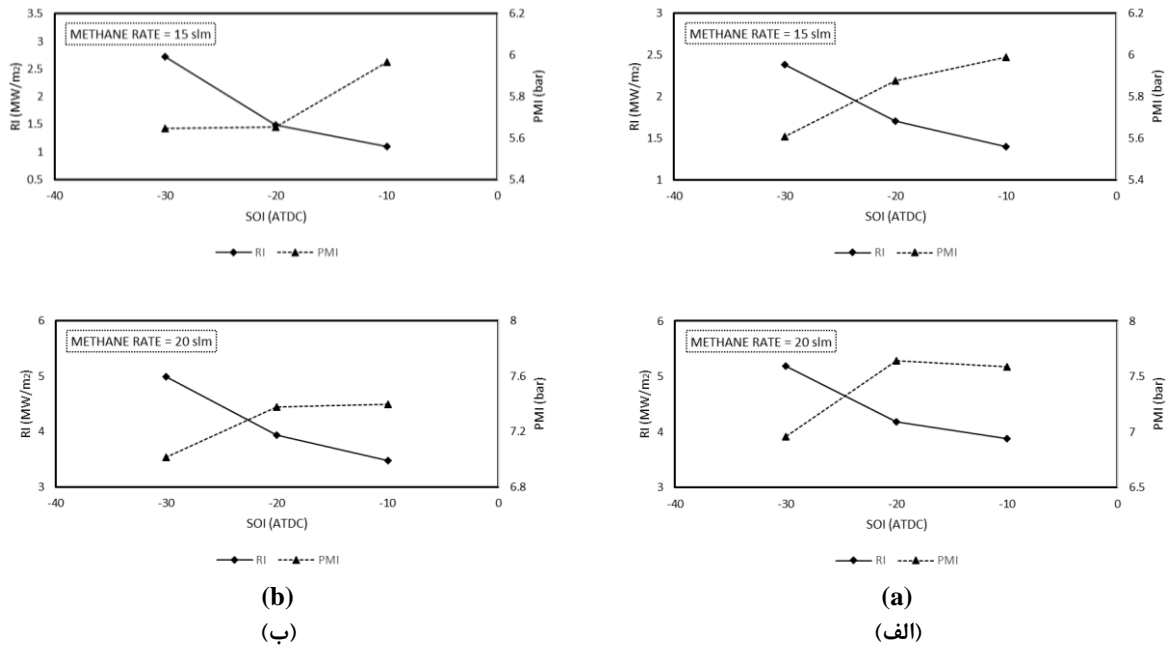


Figure 38- Ringing Intensity and Indicated Mean Pressure in Different SOI's at a Speed of 1000 rpm, a) EGR = 0; b) EGR = 13.

شکل ۳۸- شدت صوت و فشار متوسط اندیکاتوری در زوایای پاشش مختلف در سرعت ۱۰۰۰ دور بر دقیقه، (الف: EGR = 0; ب: EGR = 13).

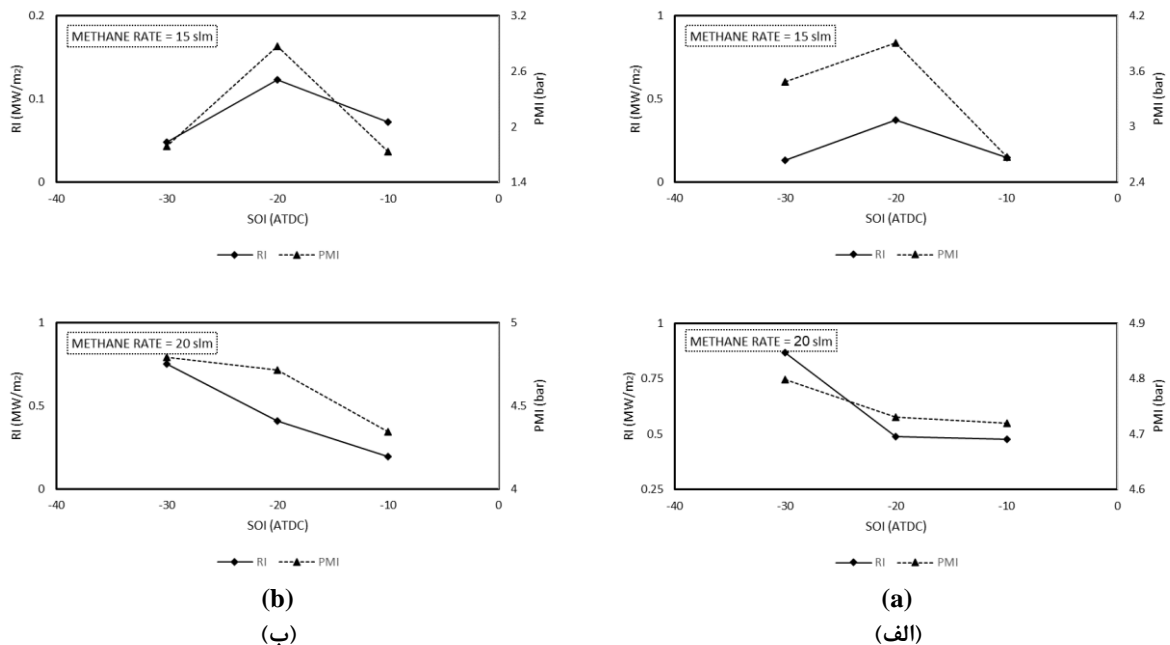


Figure 39- Ringing Intensity and Indicated Mean Pressure in Different SOI's at a Speed of 2000 rpm, a) EGR = 0; b) EGR = 13.

شکل ۳۹- شدت صوت و فشار متوسط اندیکاتوری در زوایای پاشش مختلف در سرعت ۲۰۰۰ دور بر دقیقه، (الف: EGR = 0; ب: EGR = 13).

نتیجه گیری

موتور پژوهشی مورد استفاده در مطالعه حاضر، یک موتور دیزل تک سیلندر ساخت شرکت AVL اتریش مدل ۵۴۰۲ است که توانایی کار با دو نوع سوخت متان و دیزل و یا ترکیبی از دو سوخت را دارد. داده‌های تجربی در این کار براساس مقدار ثابت سوخت دیزل، ۸ slm و مقدار سوخت متان پاشش شده در دو مقدار ۱۵ slm و ۲۰ slm، در دوره‌های ۱۰۰۰ و ۲۰۰۰ دور بر دقیقه، در زمان پاشش‌های مختلف ۳۰، ۲۰ و ۱۰ درجه قبل از نقطه مرگ بالا و در دو حالت بدون بازگشت گازهای خروجی و با ۱۳ درصد بازگشت گازهای خروجی مورد بررسی تجربی قرار گرفته است. همچنین با توجه به ثابت بودن مقدار سوخت پاشش شده دیزل و همچنین مشخصات انژکتور، مدت زمان پاشش سوخت دیزل تنها به دور موتور وابسته بوده، که برای دور موتور ۱۰۰۰ و ۲۰۰۰ دور بر دقیقه، به ترتیب برابر با $\frac{1}{3}$ و $\frac{2}{5}$ زاویه لنگ است. نتایج مهم این بررسی که از تحلیل داده‌های آزمایشگاهی بدست آمده، بشرح ذیل است.

- زمان پاشش سوخت دیزل در داخل سیلندر، از مهم‌ترین فاکتورهای تأثیرگذار در عملکرد و کارایی موتور می‌باشد.
- برای مقدار نرخ پاشش متان ۱۵ slm، با افزایش تأخیر در زمان پاشش سوخت پایلوت (دیزل)، مقدار حداکثر نرخ آزادسازی حرارت روند کاهشی به خود می‌گیرد. این روند برای مقدار نرخ پاشش متان ۲۰ slm نیز مشاهده می‌شود، اگر چه، زمان پاشش سوخت پایلوت متناظر با حداکثر نرخ آزادسازی حرارت، به تدریج جلو می‌افتد و بطور کلی مقادیر بیشینه نرخ آزادسازی حرارت افزایش می‌یابد.
- نرخ پاشش متان، تأثیر ثانویه‌ای بر مقدار زاویه لنگ متناظر با بیشینه نرخ آزادسازی حرارت دارد. این رفتار، بدلیل ماهیت تأخیر در اشتعال در کنار توزیع نسبت هم‌ارزی در داخل محفظه احتراق است. با جلو افتادن زمان پاشش سوخت پایلوت، تأخیر در اشتعال افزایش یافته که به کاهش نرخ احتراق منتج می‌شود. از طرفی دیگر، با عقب افتادن زمان پاشش سوخت، شرایط اشتعال، به دلیل کاهش دما در مرحله انبساط، فراهم نمی‌شود.
- با جلو افتادن زمان شروع پاشش به زودترین زمان، بدلیل دمای کم در لحظه پاشش سوخت، تأخیر در اشتعال به بیشترین مقدار خود می‌رسد. در این شرایط، نرخ واکنش قبل از احتراق به‌عنوان عامل محدودکننده (کندتر در دماهای پایین‌تر) معرفی می‌شود. زیرا در این حالت، زمان کافی برای تبخیر سوخت دیزل و ترکیب شدن با مخلوط متان- هوا وجود دارد. با تأخیر بیشتر در زمان شروع پاشش، تأخیر در اشتعال به دلیل افزایش دمای داخل سیلندر در لحظه پاشش، کاهش می‌یابد. به‌طور کلی، نرخ پاشش متان تأثیر ثانویه‌ای در مقایسه با زمان شروع پاشش بر تأخیر در اشتعال دارد.
- در دور پایین، با عقب‌تر افتادن زمان پاشش، فشار موثر متوسط اندیکاتوری، بازده اندیکاتوری ناخالص و فشار متوسط اندیکاتوری افزایش می‌یابد و در مقابل مصرف‌ویژه سوخت کاهش می‌یابد. اما با افزایش دور موتور، به دلیل این که شرایط برای احتراق کامل متان مهیا ناست، بازده اندیکاتوری کاهش می‌یابد، زیرا با افزایش دور موتور، سوخت قبل از فراهم آوردن شرایط مناسب برای احتراق، مصرف می‌شود و احتراق به‌طور کامل صورت نمی‌گیرد و در نتیجه مصرف ویژه سوخت نیز به‌میزان چشمگیری افزایش می‌یابد. همچنین افزایش EGR منجر به کاهش بازده اندیکاتوری ناخالص، فشار موثر متوسط اندیکاتوری و فشار متوسط اندیکاتوری می‌شود.
- با عقب‌تر افتادن زمان پاشش، شدت نویز حاصل از احتراق کاهش می‌یابد. از طرفی با افزایش سهم متان، بدلیل افزایش دما و فشار بیشینه، شدت نویز حاصل از احتراق افزایش می‌یابد (در مقایسه با سهم متان کمتر و در زمان پاشش مشخص).

- با کنترل واکنش‌پذیری مخلوط و زمان پاشش سوخت با واکنش‌پذیری بیشتر، می‌توان به زمان احتراق مناسب و بهینه دست‌یافت که نشان‌دهنده اهمیت زمان پاشش سوخت به‌عنوان یک پارامتر کنترلی مهم در کنترل احتراق یک موتور کم‌دماسوز است.

تشکر و قدردانی

نویسندگان از حمایت‌های بی دریغ دانشگاه سالنتو برای در اختیار قرار دادن بستر آزمون جهت انجام تست‌های آزمایشگاهی پژوهش حاضر، تشکر فراوان دارند.

منابع

1. Hanson and M. Reed, *Experimental Investigation of Transient RCCI Combustion in a Light Duty Diesel Engine*, PhD dissertation, University of Wisconsin, 2014.
2. P. Najt and D. Foster, "Compression-Ignited Homogeneous Charge Combustion," *SAE Paper*, 830264, 1983.
3. M. Boot, C. Luijten, E. Rijk, B. Albrecht and R. Baert, "Optimization of Operating Conditions in the Early Direct Injection Premixed Charge Compression Ignition Regime," *SAE Paper*, 2009-24-0048, 2009.
4. R. Reitz and G. Duraisamy, "Review of high efficiency and clean reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion in internal combustion engines," *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 46, p. 12–71, 2015.
5. M. Fathi, O. Jahanian and M. Shahbakhti, "Modeling and controller design architecture for cycle-by-cycle combustion control of homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines – a comprehensive review", *Energy Conversion and Management*, 139:1–19, 2017.
6. J. Bengtsson, P. Strandh, R. Johansson, P. Tunesta^{o1} and B. Johansson, "Closed-loop combustion control of homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine dynamics," *Int J Adapt Control Signal Process*, 18(2):167–179, 2004.
7. G. M. Shaver, J. C. Gerdes and M. Roelle, "Physics-based closed-loop control of phasing, peak pressure and work output in HCCI engines utilizing variable valve actuation," *American control conference*, vol 1. IEEE, Massachusetts, USA, pp 150–155, 2004.
8. G. M. Shaver, J. C. Gerdes and M. Roelle, "Physics-based modeling and control of residualaffected HCCI engines," *Journal of Dynamic System Measurement and Control*, 131(2):021002, 2009.
9. R. K. Maurya, A. K. Agarwal, "Investigations on the effect of measurement errors on estimated combustion and performance parameters in HCCI combustion engine," *Measurement*, 46(1):80–88, 2013.
10. R. K. Maurya, D. D. Pal and A. K. Agarwal, "Digital signal processing of cylinder pressure data for combustion diagnostics of HCCI engine," *Mechanical Systems and Signal Processing*, 36(1):95–109, 2013.
11. P. Strandh, J. Bengtsson, R. Johansson, P. Tunestal and B. Johansson, "Variable valve actuation for timing control of a homogeneous charge compression ignition engine," *SAE technical paper*, 2005.
12. G. Ingesson, L. Yin, R. Johansson and P. Tunestal, "Simultaneous control of combustion timing and ignition delay in multi-cylinder partially premixed combustion," *SAE International Journal of Engines*, 8(2015-24-2424):2089–2098, 2015.
13. J. K. Arora and M. Shahbakhti, "Real-time closed-loop control of a light-duty RCCI engine during transient operations," *SAE technical paper*, 2017.
14. M. Bidarvatan, V. Thakkar, M. Shahbakhti, B. Bahri and A. A. Aziz, "Grey-box modeling of HCCI engines," *Applied Thermal Engineering*, 70(1):397–409, 2014.
15. J. O. Olsson, P. Tunesta^{o1} and B. Johansson, "Closed-loop control of an HCCI engine," *SAE technical paper*, 2001.
16. M. Bidarvatan and M. Shahbakhti, "Two-input two-output control of blended fuel HCCI engines," *SAE technical paper*, 2013.
17. N. Ravi, H. H. Liao, A. F. Jungkunz, A. Widd and J. C. Gerdes, "Model predictive control of HCCI using variable valve actuation and fuel injection," *Control Engineering Practice*, 20(4):421–430, 2012.
18. V. Tandra and N. Srivastava, "Optimal peak pressure and exhaust temperature tracking control for a two-zone HCCI engine model with mean burn duration," *SAE technical paper*, 2009.
19. U. Asad, P. Divekar, X. Chen, M. Zheng and J. Tjong, "Mode switching control for diesel low temperature combustion with fast feedback algorithms," *SAE International Journal of Engines*, 5(2012-01-0900):850–863, 2012.
20. G. Ingesson, L. Yin, R. Johansson and P. Tunestal, "Control of the low-load region in partially premixed combustion," *Journal of physics*, conference series, vol 744, no. 1. IOP Publishing, p 012106, 2016.
21. L. Yin, G. Ingesson, R. Johansson and P. Tunestal, "Partially Premixed Combustion Multi-Cylinder Engine Cycle-to-Cycle-Oriented Temperature Estimation and Control," *International Journal of Powertrains*, 6(1), 5-22, 2017.

22. J. Bengtsson, P. Strandh, R. Johansson, P. Tunesta¹ and B. Johansson, "Hybrid control of homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine dynamics," *International Journal of Control*, 79 (05):422-448, 2006.
23. Kokjohn, S. L., Hanson, R.M., Splitter, D., Kaddatz, J., and Reitz, R. D., "Fuel Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) Combustion in Light- and Heavy-duty Engines," *SAE International Journal of Engines*, 2011-01-0357, 2011.
24. Kokjohn, S. L., Musculus, M. P. B., and Reitz, R. D., "Evaluating Temperature and Fuel Stratification for Heat Release Rate Control in a Reactivity-Controlled Compression-Ignition Engine using Optical Diagnostics and Chemical Kinetics Modeling," *Combustion and Flame*, Vol.162 (6): 2729-2742, 2015.
25. A. Gharehghani, R. Hosseini, M. Mirsalim, S.A. Jazayeri and T. Yusaf, "An experimental study on reactivity controlled compression ignition engine fueled with biodiesel/natural gas," *Energy*, 558-567, 2015.
26. Amin Yousefi, Hongsheng Guob and Madjid Birouk, "An experimental and numerical study on diesel injection split of a natural gas/diesel dual-fuel engine at a low engine load," *Fuel*, 212 (2018) 332-346, 2018.
27. Amin Yousefi, Madjid Birouk and Hongsheng Guo, "Effect of diesel injection timing on the combustion of natural gas/diesel dual-fuel engine at low-high load and low-high speed conditions," *Fuel*, 235 (2019) 838-846.
28. T. Ott, F. Zurbriggen, C. Onder and L. Guzzella, "Cylinder Individual Feedback Control of Combustion in a Dual Fuel Engine," *7th IFAC Symposium on Advances in Automotive Control*, 2013.
29. F. Yang, J. Wang, G. Gao and M. Ouyang, "In-cycle diesel low temperature combustion control based on SOC detection," *Applied Energy*, 136 (2014) 77-88, 2014.
30. Z. Zhang, F. Zhao, L. Li, Z. Wu, et al., "Closed-loop Control of Low Temperature Combustion Employing Ion Current Detecting Technology," *SAE Technical Paper*, 2014-01-1362, 2014.
31. Y. Wu, R. Hanson and R. Reitz, "Investigation of combustion phasing control strategy during reactivity controlled compression ignition (RCCI) multicylinder engine load transitions," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2014.
32. C. Bekdemir, R. Baert, F. Willems and B. Somers, "Towards Control-Oriented Modeling of Natural Gas-Diesel RCCI Combustion," *SAE Technical Paper*, 2015-01-1745, 2015.
33. K. Khodadadi Sadabadi, M. Shahbakhti, A. N. Bharath and R. Reitz, "Modeling of combustion phasing of a reactivity-controlled compression ignition engine for control applications," *International Journal of Engine Research*, 2015.
34. A. Indrajana, C. Bekdemir, X. Luo and F. Willems, "Robust Multivariable Feedback Control of Natural Gas-Diesel RCCI Combustion," *IFAC-PapersOnLine*, 49-11 (2016) 217-222, 2016.
35. Naga Nithin Teja Kondipati, *Experimental Study, Modelling and Controller Design for an RCCI Engine*, Master of Science Thesis, 2016.
36. M. Kassa, C. Hall, A. Ickes and T. Wallner, "Feedforward Control of Fuel Distribution on Advanced Dual-Fuel Engines with Varying Intake Valve Closing Timings," *SAE Technical Paper*, 2016-01-2312, 2016.
37. Naga Nithin Teja Kondipati, J. Arora, M. Bidarvatan and M. Shahbakhti, "Modeling, Design and Implementation of a Closed-Loop Combustion Controller for an RCCI Engine," *American Control Conference*, 2017.
38. Akshat Abhay Raut, *Model-Based Control of an RCCI Engine*, Master of Science Thesis, 2017.
39. j. Arora and M. Shahbakhti, "Real-Time Closed-Loop Control of a Light-Duty RCCI Engine during Transient Operations," *SAE Technical Paper*, 2017-01-0767, 2017.
40. V. Ravaglioli, F. Ponti, M. De Cesare and F. Stola, "Combustion Indexes for Innovative Combustion Control", *SAE International Journal of Engines*, 2017.
41. T. Dong, B. Liu, F. Zhang, Y. Wang, B. Wang and P. Liu, "Control oriented modeling and analysis of gas exchange and combustion processes for LTC diesel engine," *Applied Thermal Engineering*, 110 (2017) 1305-1314, 2017.
42. C. Fang, M. Ouyang, P. Tunestal, F. Yang and X. Yang, "Closed-loop combustion phase control for multiple combustion modes by multiple injections in a compression ignition engine fueled by gasoline diesel mixture," *Applied Energy*, 231 (2018) 816-825, 2018.
43. C. Guardiola, B. Pla, P. Bares and A. Barbier, "A combustion phasing control-oriented model applied to an RCCI engine," *IFAC PapersOnLine*, 51-31, 2018.
44. Frank Willems, "Is Cylinder Pressure-Based Control Required to Meet Future HD Legislation," *IFAC PapersOnLine*, 51-31 (2018) 111-118, 2018.
45. A. Raut, M. Bidarvatan, H. Borhan and M. Shahbakhti, "Model Predictive Control of an RCCI Engine," *Annual American Control Conference (ACC)*, 2018.
46. A. Indrajana, C. Bekdemir, E. Feru and F. Willems, "Towards Model-Based Control of RCCI-CDF Mode-Switching in Dual Fuel Engines," *SAE Technical Paper*, 2018-01-0263, 2018.
47. I. Pielecha, K. Wisłocki, W. Cieslik, W. Bueschke, M. Skowron and Ł. Fiedkiewicz, "Application of IMEP and MFB50 indexes for controlling combustion in dual-fuel reciprocating engine," *Applied Thermal Engineering*, 132 (2018) 188-195, 2018.
48. A. Raut, B.K. Irdmoussa and M. Shahbakhti, "Dynamic modeling and model predictive control of an RCCI engine," *Control Engineering Practice*, 81 (2018) 129-144, 2018.
49. A. Carlucci, D. Laforgia, and R. Saracino, "Effects of in-cylinder bulk flow and methane supply strategies on charge stratification, combustion and emissions of a dual-fuel DI diesel engine," *SAE technical paper*, 2009-01-0949, 2009.
50. A. Carlucci, D. Laforgia, and R. Saracino and G. Toto, "Study of combustion development in methane-diesel dual fuel engines, based on the analysis of in-cylinder luminance," *SAE technical paper*, 2010-01-1297, 2010.

51. Atie Taqizadeh, *3D Simulation Study on the Effect of Equivalence Ratio on Combustion Performance of a DI-LTC Engine*, MSC dissertation, Babol Noshirvani University of Technology, 2018. (In Persian)
52. S. Saxena, *Maximizing power output in HCCI engines and enabling effective control of combustion timing*, PhD dissertation, University of California, Berkeley, 2011.
53. Atie Taqizadeh, Omid Jahanian and S. Iman Pourmousavi K., "Simulation Study on the Effects of Methane-Normal Heptane Blend Fraction on the Performance of a Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) Engine," *Fuel and Combustion Scientific Research Journal*, 2019.
54. Eng, J. A., "Characterization of pressure waves in HCCI combustion," *SAE Technical Paper*, No. 2002-01-2859, 2002.
55. Woschni G., "A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine," *SAE technical paper*, 1967.
56. Mahdi Shahbakhti, *Modeling and Experimental Study of an HCCI Engine for Combustion Timing Control*, PhD dissertation, University of Alberta, 2009.

English Abstract

Experimental investigation of the effects of the high cetane number fuel injection on the performance of a direct injection low-temperature combustion engine

Seyyed Iman Pourmousavi Kani¹, Javad Khadem^{2*}, Kamyar Nikzadfar³ and Antonio Paolo Carlucci⁴

1- Department of Mechanical Engineering, Birjand University, Birjand, Iran, iman.pourmousavi@yahoo.com

2- Department of Mechanical Engineering, Birjand University, Birjand, Iran, jkhadem@birjand.ac.ir

3- Faculty of Engineering, Environment and Computing, Coventry University, Coventry, UK, kamyar.nikzadfar@coventry.ac.uk

4- Department of Mechanical Engineering, Salento University, Lecce, Italy, paolo.carlucci@unisalento.it

*Corresponding author

(Received: 2022/10/04, Received in revised form: 2022/11/17, Accepted: 2022/11/28)

In recent decades, low temperature combustion engines have been the focus of researchers as an effective strategy to achieve the optimal combustion model. In this method of combustion, initially, the fuel with high octane is sprayed in the inlet manifold and then another fuel with a high cetane number is injected into the combustion chamber at a different time. Combustion in reaction-controlled compression ignition engines does not use direct control tools and depends on the reactions' initial conditions and chemical kinetics. Considering the importance of ignition timing and its control in low-temperature combustion engine performance, in this study, using the control variables of ignition delay, fuel injection time and maximum pressure inside the cylinder, along with the fuel injection system as the ignition control operator, to the experimental investigation of the performance of a direct injection low temperature combustion engine has been discussed. The results show that the injection time of diesel fuel inside the cylinder is one of the most important factors influencing the performance and efficiency of the engine. For low methane injection rate (15 slm), with increasing delay in pilot fuel (diesel) injection time, the value of the maximum heat release rate and specific fuel consumption decreased, while the mean effective pressure and gross indicator efficiency increased. By controlling the reactivity of the mixture and the fuel injection time with more reactivity, it is possible to achieve the appropriate ignition time, which indicates the importance of the fuel injection time as an essential control parameter in the ignition control of a low-temperature engine. In general, the methane rate has a secondary effect on ID compared to SOI.

Keywords: Reactivity Controlled Compression Ignition, Combustion Control Parameters, Start of Injection, AVL 5402 Engine.