

بررسی اثرات تغییر دما و فشار هوای ورودی بر عملکرد و آلاینده‌گی موتورهای اشتعال تراکمی با واکنش‌های کنترل شده

حمیدرضا فجری^۱، امیرحسین شامخی^۲ و سیدعلی جزایری^۳

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران (نویسنده مخاطب)، h_fajri@ip-co.com

۲- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، Shamekhi@kntu.ac.ir

۳- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، Jazayeri@kntu.ac.ir

(تاریخ دریافت: ۱۳۹۴/۱۲/۸، دریافت آخرین اصلاحات: ۹۵/۲/۲۷، پذیرش: ۹۵/۳/۹)

چکیده: در این مقاله، به بررسی تاثیرات تغییر دما و فشار هوای ورودی بر عملکرد احتراق موتورهای اشتعال تراکمی با واکنش‌های کنترل شده می‌پردازیم. احتراق در موتورهای اشتعال تراکمی با واکنش‌های کنترل شده، که با استفاده از تغییر در میزان واکنش‌پذیری مخلوط سوخت و هوا در داخل محفظه سیلندر کنترل می‌شود، می‌تواند تحت تاثیر تغییر شرایط اولیه موتور، وضعیت عملکردی آن از قبیل تولید آلاینده‌های اکسیدهای نیتروژن، شدت کوبش و وضعیت احتراق عادی آن تغییر کند. بدین منظور نقاط کاری مختلفی از موتور در سرعت‌های ۱۳۰۰ تا ۳۱۰۰ دور بر دقیقه با تغییر نسبت سوخت‌های ایزواکتان به هپتان نرمال در مقدار کل سوخت ۶۰ و ۱۰۰ میلی‌گرم انتخاب شده و تغییرات دمای هوای ورودی از ۲۰- تا ۶۰ درجه سانتی‌گراد و همچنین فشار هوای ورودی از ۳۰ تا ۶۰ کیلوپاسکال بررسی شده است. پایین بودن آلاینده‌های نیتروژن و حد استاندارد قرارگرفتن شدت کوبش و بالابودن بازده ناخالص موتور معیارهایی برای احتراق مناسب در این نوع از موتورهاست؛ لذا در این تحقیق به دنبال نقاطی از احتراق مناسب هستیم. در این مقاله، بررسی کاملی از وضعیت عملکرد موتور انجام شده و نقاطی که با تغییر فشار و دمای هوای ورودی باعث به وجود آمدن احتراق مناسب می‌شوند به نمایش درآمده است.

کلید واژگان: موتورهای RCCI، تغییر دمای هوای ورودی، تغییر فشار هوای ورودی، آلاینده اکسیدهای نیتروژن

مقدمه

در سال‌های اخیر، بسیاری از راهبردهای احتراق در جهت بالابردن بازده موتور به منظور کاهش مصرف سوخت و همچنین کاهش آلاینده‌ها توسعه داده شده است، این راهبردها هم در زمینه موتورهای SI^۱ و هم در زمینه موتورهای CI^۲ بوده‌اند که برخی از راهبردهای توسعه داده شده بعد از تحقیقات به یک محصول صنعتی تبدیل شده‌اند. از جمله این راهبردها در زمینه موتورهای SI می‌توان به استراتژی GDI^۳ اشاره کرد [۲، ۱] که علاوه بر کاهش ۳۰ تا ۴۰ درصدی مصرف سوخت، امکان افزایش بازده حجمی^۴، نسبت تراکم و توان را داشته و آلاینده‌ها را نیز به غیر ذرات دوده^۵ کاهش داده است.

تحقیقات فراوانی در زمینه بهبود احتراق در موتورهای دیزل در سال‌های اخیر انجام شده است. موتورهای دیزل به سبب اینکه توانایی تولید توان بیشتر و بازده بالاتر را نسبت به موتورهای بنزینی دارند از محبوبیت خاصی چه در زمینه تحقیقات دانشگاهی و چه در زمینه کاربردهای صنعتی برخوردارند، ولی تولید آلاینده‌های اکسیدهای نیتروژن و ذرات معلق خروجی از موتورهای دیزل جزء یکی از نگرانی‌های دولت‌هاست که در سال‌های اخیر تحقیقات بسیار فراوانی در این زمینه انجام شده

1. Spark Ignition
2. Compression Ignition
3. Gasoline Direct Injection
4. Volumetric Efficiency
5. Soot

است [۳-۹]. در این تحقیقات، به سبب کاهش آلاینده‌های اکسیدهای نیتروژن و ذرات معلق و همچنین افزایش بازده، پارامترهای مختلفی را به دلیل تغییر در نرخ سوختن مورد بررسی قرار داده‌اند. از جمله این پارامترها می‌توان به بررسی اثرات گازهای برگشتی، تغییر زاویه پاشش، افزایش فشار پاشش سوخت، تغییر در میزان فشار و دمای هوای ورودی، افزودن سایر سوخت‌ها به سوخت گازوییل، تغییر در هندسه تاج پیستون، تغییر در نسبت تراکم، استفاده از زمان‌بندی متغیر دریچه‌ها، رقیق کردن مخلوط و پاشش دوگانه و سه‌گانه سوخت اشاره کرد.

یکی از استراتژی‌هایی که برای کنترل احتراق در موتورهای نوع HCCI استفاده می‌شود استفاده از دو سوخت با نرخ واکنش‌پذیری‌های مختلف است تا، علاوه بر کنترل احتراق، بتواند میزان آلاینده‌ها و بازده موتور را در سطح قابل قبولی قرار دهد. تحقیقات بسیار زیادی نشان داده است که این نوع از احتراق، علاوه بر دارا بودن توانایی رسیدن به بازده بالا، قادر است، با پایین نگه‌داشتن سطح آلاینده‌ها، کنترل خوبی بر روی احتراق موتور داشته باشد [۱۰].

تحقیقات فراوانی در زمینه راهبردهای احتراق RCCI^۱ به بررسی پارامترهای مختلف اثرگذار بر روی کنترل احتراق و تولید آلاینده‌ها پرداخته است. در این تحقیقات، تغییر زاویه پاشش، مقدار پاشیده‌شدن سوخت گازوییل در هر پاشش، تغییر مقدار سوخت بنزین نسبت به گازوییل، استفاده از گازهای برگشتی، استفاده از سوخت‌های جایگزین برای بنزین و گازوییل و غیره بررسی شده است [۱۱، ۱۲].

ما^۲ و همکاران به بررسی اثرات پاشش چندگانه بر روی احتراق، آلاینده‌ها، میزان مصرف سوخت و همچنین به بررسی محدوده عملکرد این نوع از احتراق در مناطقی با بازده بالا و آلاینده کم پرداخته و همچنین اثرات پاشش تکی و دوگانه بر روی آلاینده‌ها و بازده موتور را بررسی کرده است. در این تحقیق، نشان داده شده که پاشش دوم می‌تواند محدوده عملکرد موتور را تا بارهای بالاتر افزایش دهد [۱۳].

ماوریا و همکاران به بررسی تغییر دمای هوای ورودی و نسبت هوا به سوخت بر روی عملکرد موتورهای HCCI پرداخته‌اند. در این تحقیق آزمایشگاهی، با تغییر دمای هوای ورودی، نرخ افزایش فشار و نرخ آزادسازی گرما را مورد بررسی قرار داده‌اند. در این بررسی، نشان داده‌اند که تغییر دمای هوای ورودی یک پارامتر بسیار حساس بر روی کنترل زمان احتراق در موتورهای HCCI است و تغییر دما، شکل نمودار فشار درون سیلندر و نرخ آزادسازی گرما را به شدت تحت تاثیر خود قرار می‌دهد [۱۴].

در این نوع از موتورها، به علت اینکه زمان احتراق با استفاده از تغییر واکنش‌پذیری مخلوط سوخت و هوا ایجاد می‌شود و سوخت دیزل به عنوان یک عامل برای تغییر واکنش‌پذیری مخلوط استفاده می‌شود، تغییر دمای هوای اولیه می‌تواند تاثیرات زیادی را بر عملکرد و تولید آلاینده اکسیدهای نیتروژن داشته باشد. همچنین، تغییر فشار هوای ورودی، به علت طولانی‌تر کردن زمان احتراق و کاهش دمای داخل محفظه احتراق، می‌تواند به بهبود شرایط احتراق کمک کند. به همین دلیل، در این مقاله، تاثیرات این دو عامل بر عملکرد موتور و تولید آلاینده‌ها بررسی شده است.

نتایج آزمایشگاهی

نتایج آزمایشگاهی به دست آمده در مرکز تحقیقات موتور دانشگاه ویسکانسین مدیسن^۳ برای صحنه‌گذاری نتایج آزمایشگاهی استفاده شده است. آزمایش‌ها بر روی یک موتور تک‌سیلندر دیزل سنگین انجام شده است که مشخصات این موتور در جدول ۱ آورده شده است. این موتور از دو افشانه سوخت استفاده می‌کند؛ یک افشانه، در راهگاه ورودی، سوخت اولیه را در داخل هوا می‌پاشد و افشانه دوم سوخت ثانویه را به داخل مخلوط درون اتاق احتراق پاشش می‌کند. جدول‌های ۲ و ۳ مشخصات سوخت

1. Reactivity Controlled Compression Ignition
2. Ma
3. University of Wisconsin -Madison

بنزین و گازویلی که در این آزمایش استفاده شده است را به‌نمایش درآورده است. شرایط آزمون موتور در جدول ۴ ارائه شده است. همان‌طور که مشاهده می‌کنید، پاشش موتور به‌صورت دومرحله‌ای صورت گرفته که نتایج این آزمایش را می‌توان در جدول ۵ مشاهده کرد. طبق نتایج آزمایشگاهی، میزان آلاینده اکسیدهای نیتروژن کمتر از حد استاندارد اروپا (یورو ۶) قرار دارد.

جدول ۱- مشخصات موتور دیزل سنگین دانشگاه ویسکانسین -مدیسون [۱۵]

Table 1- University of Wisconsin Madison Engine Specification [15]

Engine Type	Caterpillar 3401 scote
Engine displacement (litr)	2.44
Cylinder Bore (cm)	13.72
Stroke (cm)	16.51
Connecting rod (cm)	21.16
Geometric CR	16.1
Effective CR	15.1
Piston crown	Stock (Mexican hat)
Intake valve open	385 degree ATDC
Intake valve close	577 degree ATDC
Exhaust valve open	130 degree ATDC
Exhaust valve close	365 degree ATDC

جدول ۲- مشخصات سوخت بنزین [۱۵]

Table 2- Gasoline fuel specification [15]

Gasoline	CH _{1.88}
First boiling point (°C)	38.9
Higher heating value (MJ/kg)	46.1
Lower heating value (MJ/kg)	43.2
Reasearch octane number	95.6
Motoring octane number	87.8

جدول ۳- مشخصات سوخت گازوییل [۱۵]

Table 3- Diesel fuel specification [15]

Diesel	CH _{1.74}
Higher heating value (MJ/kg)	46.1
Lower heating value (MJ/kg)	45.2
Cetane number	46.1

جدول ۴- شرایط آزمون موتور [۱۵]

Table 4- Engine test conditions [15]

Engine test parameter	
Engine speed (RPM)	1300
EGR rate (%)	0
Equivalence ratio	0.24
Intake air temperature (°C)	32
Intake air pressure (bar)	1.37
Total fuel (mg/cycle)	60.1
Percent gasoline by mass (%)	68
Diesel Injection pressure (bar)	800
Diesel SOI1 (°ATDC)	-58
Diesel SOI2 (°ATDC)	-37
Diesel injection duration 1 (°CA)	5.07
Diesel injection duration 2 (°CA)	2.34

جدول ۵- نتایج آزمایشگاهی [۱۵]

Table 5- Experimental results [15]

Experimental results	
Power (kW)	13.63
GISFC (gr/kW-hr)	172.32
GIMEP (gr/kW-hr)	5.16
NO _x (gr/kW-hr)	0.01547
PM (gr/kW-hr)	0.00516
HC (gr/kW-hr)	4.597
CO (gr/kW-hr)	14.19
CO ₂ (gr/kW-hr)	550

شبیه‌سازی و صحت‌گذاری نتایج

شبیه‌سازی احتراق با استفاده از نرم‌افزار کانورج^۱ انجام شده است. این نرم‌افزار با استفاده از حل CFD به بررسی احتراق در موتورهای احتراق داخلی می‌پردازد.

در پیوست ۱ می‌توان نمایی از تجزیه کامل سوخت خروجی از یک افشانه^۲ را مشاهده کرد. همچنین، روابط حاکم در محاسبات CFD و رابطه محاسبه زاویه خروجی سوخت پاشیده‌شده نیز در پیوست ۱ آورده شده است.

در این شبیه‌سازی، از مدلی که توسط آمسدن برای شبیه‌سازی تبخیر سوخت توسعه داده شده استفاده شده است [۱۶]. برای شبیه‌سازی مدل برخورد سوخت، از مدلی که توسط اشمیت و راتلند برای مدل برخورد سوخت توسعه داده شده استفاده شده است [۱۷]. برای شبیه‌سازی به‌هم‌پیوستگی قطرات سوخت، از مدلی که پست و آبراهام توسعه دادند استفاده شده است [۱۸]. برای مدل برخورد قطرات با دیواره نیز از مدل نابر و ریتز که بعدها توسط گنزالس^۳ بهبود داده شده استفاده شده است [۱۹، ۲۰]. برای شبیه‌سازی فروپاشی قطرات سوخت، از مدل KH-RT^۴ استفاده شده است [۲۱، ۲۲]. برای اینکه بتوان احتراق را با استفاده از سازوکارهای شیمیایی شبیه‌سازی کرد، از مدل توسعه داده شده توسط سنکال برای شبیه‌سازی احتراق استفاده شده است [۲۳].

در این شبیه‌سازی، از سوخت ایزواکتان^۵ به‌عنوان سوخت بنزین و از سوخت هپتان نرمال^۶ به‌عنوان سوخت گازوییل استفاده شده است.

سوخت‌های ایزواکتان و هپتان نرمال را سوخت‌های مرجع پایه^۷ می‌نامند. در این مطالعه، برای شبیه‌سازی سازوکار احتراق سوخت ایزواکتان و هپتان نرمال از سازوکار شیمیایی، که توسط وانگ توسعه داده شده، استفاده شده است [۲۴]. تحقیقات زیادی، از جمله کاری که را^۸ و همکارانش انجام داده‌اند، نشان می‌دهد که استفاده از سوخت‌های ایزواکتان و هپتان نرمال به‌جای سوخت‌های بنزین و گازوییل قابل قبول است [۲۵]. در این تحقیق، از سازوکاری که توسط سان برای پیش‌بینی آلایندگی اکسیدهای نیتروژن ارائه شده، و از مدل هیروپاسو برای پیش‌بینی آلایندگی ذرات دوده استفاده شده است [۲۶، ۲۷].

برای شبیه‌سازی موتور دیزل سنگین دانشگاه ویسکانسین، یک قطاع ۶۰ درجه از محفظه سیلندر مدل‌سازی شده که می‌توان هندسه تاج پیستون را در شکل ۱ مشاهده کرد [۲۸].

1. Converge
2. Spray
3. Gonzalez
4. Kelvin-Helmholtz – Rayleigh-Taylor
5. Iso-octane
6. N-heptane
7. Primary Reference Fuel
8. Ra

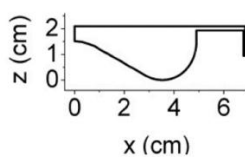


Figure 1- Engine piston crown

شکل ۱- هندسه تاج پیستون

در شکل ۲، می‌توان صحت‌گذاری نتایج شبیه‌سازی را با نتایج آزمایشگاهی مشاهده کرد. همچنین، در شکل ۳، می‌توان نتایج صحت‌گذاری آلاینده‌های حاصل از شبیه‌سازی را با نتایج آزمایشگاهی مشاهده کرد. این نتایج آزمایشگاهی بر طبق شرایط آزمایشگاهی جدول ۴ انجام شده است.

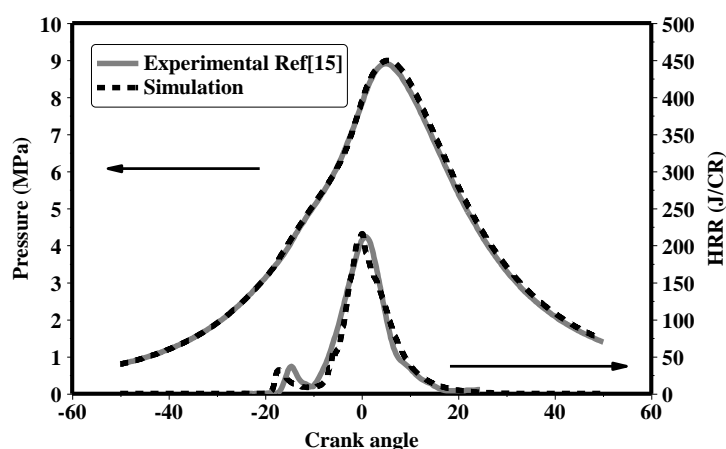


Figure 2- Comparison between experimental and simulation results of in-cylinder pressure and HRR

شکل ۲- مقایسه بین نتایج آزمایشگاهی و شبیه‌سازی شده فشار درون سیلندر و نرخ رهایی گرما

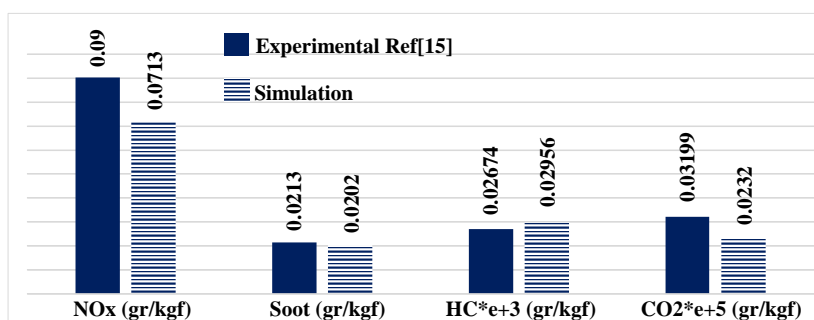


Figure 3- Comparison between experimental and simulation results of emissions

شکل ۳- مقایسه بین نتایج آزمایشگاهی و شبیه‌سازی شده آلاینده‌ها

همان‌طور که مشاهده می‌شود، شبیه‌سازی در پیش‌بینی آلاینده‌ها و نمودار فشار خوب عمل کرده که این قضیه می‌تواند در پیش‌بینی رفتار موتور، در نقاطی که نتایج آزمایشگاهی وجود ندارد، موثر باشد. میزان درصد خطا در پیش‌بینی آلاینده اکسیدهای نیتروژن ۲۰ درصد است و در پیش‌بینی فشار درون سیلندر و آلاینده ذرات دوده، شبیه‌سازی با دقت بسیار خوبی و با درصد خطای بسیار کم عمل می‌کند.

روابط حاکم در محاسبه کار و توان اندیکاتور و همچنین شدت کوبش در پیوست ۲ آورده شده است.

جمع بندی نتایج

در این تحقیق، به منظور بررسی تاثیرات تغییر دما و فشار هوای ورودی بر عملکرد موتورهای اشتعال تراکمی با واکنش‌های کنترل شده^۱، چندین نقطه کاری موتور در سرعت‌ها و بارهای مختلف با نسبت ۸۹ درصد ایزواکتان بررسی شده است. سرعت از مقدار ۱۳۰۰ تا ۳۱۰۰ دور بر دقیقه در دو حالت با مقدار کل سوخت ۶۰ میلی گرم و مقدار کل سوخت ۱۰۰ میلی گرم تغییر پیدا کرده است. علت استفاده از درصد بالای ایزواکتان برای این تحقیق بالابودن احتمال احتراق ناقص در این مقدار ایزواکتان است. به همین دلیل، بررسی تاثیر تغییر دما و فشار هوای ورودی در این مقدار ایزواکتان انجام شده است. نتایج فشار درون سیلندر و نرخ رهایی گرما برای نقاط انتخاب شده در شکل ۴ آورده شده است.

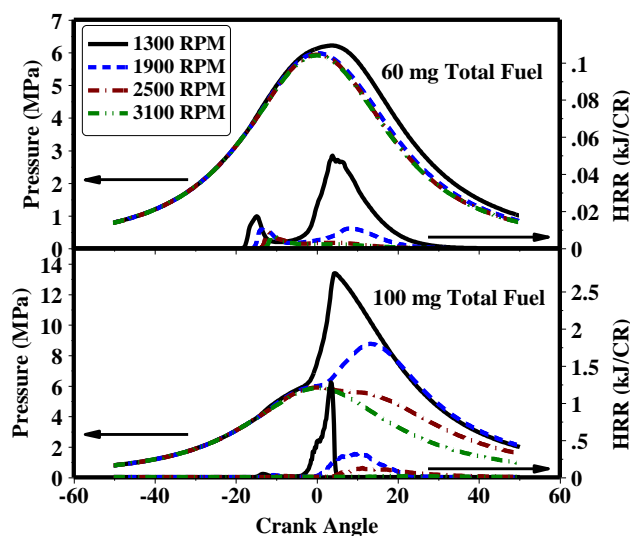


Figure 4- Cylinder pressure and HRR with variation in engine speed
شکل ۴- فشار درون سیلندر و نرخ رهایی گرما با تغییر سرعت موتور

همان طور که از نمودارهای فشار درون سیلندر و نرخ رهایی گرما قابل مشاهده است، در مقدار کل سوخت ۶۰ میلی گرم، با افزایش سرعت، به علت اینکه سوخت هپتان نرمال زمان کافی برای تغییر واکنش پذیری مخلوط سوخت و هوا را نداشته و در نتیجه زمان کافی برای احتراق کامل وجود ندارد، مخلوط به سمت احتراق ناقص پیش می رود. در مقدار سوخت ۱۰۰ میلی گرم نسبت به حالت گذشته، به علت افزایش مقدار سوخت هپتان نرمال، احتراق در شرایط بهتری قرار می گیرد، ولی باز در سرعت‌های بالا دچار احتراق ناقص می شود. در این مقاله، سعی شده است اثرات تغییر دما و فشار هوای ورودی بر بهبود عملکرد این نقاط مورد بررسی قرار گیرد.

افزایش دما

در موتورهای RCCI، به علت اینکه بین اتمام پاشش سوخت گازوییل و شروع آزادسازی حرارت فاصله زمانی وجود دارد و احتراق به واسطه خودسوزی مخلوط سوخت و هوا به وجود می آید، سوخت پاشیده شده زمان بیشتری برای همگن شدن با مخلوط هوا و سوخت اولیه نسبت به موتورهای دیزل خواهد داشت. زمانی که دمای هوای ورودی افزایش می یابد، به علت اینکه باعث می شود سوخت پاشیده شده زودتر تبخیر شود، فاز احتراق را به جلو می اندازد. پس، افزایش دما در سرعت‌های بالاتر، به علت جلوانداختن فاز احتراق، می تواند نقاطی که دچار احتراق ناقص شده اند را به احتراق کامل تبدیل کند.

زمانی که مقدار سوخت کل ۶۰ میلی گرم است، برای بررسی تاثیرات دما، دمای هوای ورودی به اندازه ۲۰- و ۲۰ و ۴۰ و ۶۰ درجه سانتی گراد تغییر یافته است. همچنین، زمانی که مقدار کل سوخت ۱۰۰ میلی گرم است، دمای هوای ورودی به اندازه ۲۰- و ۲۰ و ۴۰ درجه سانتی گراد تغییر یافته است. نتایج فشار درون سیلندر و نرخ رهایی گرما را برای این حالت‌ها می‌توان در شکل ۵ مشاهده کرد.

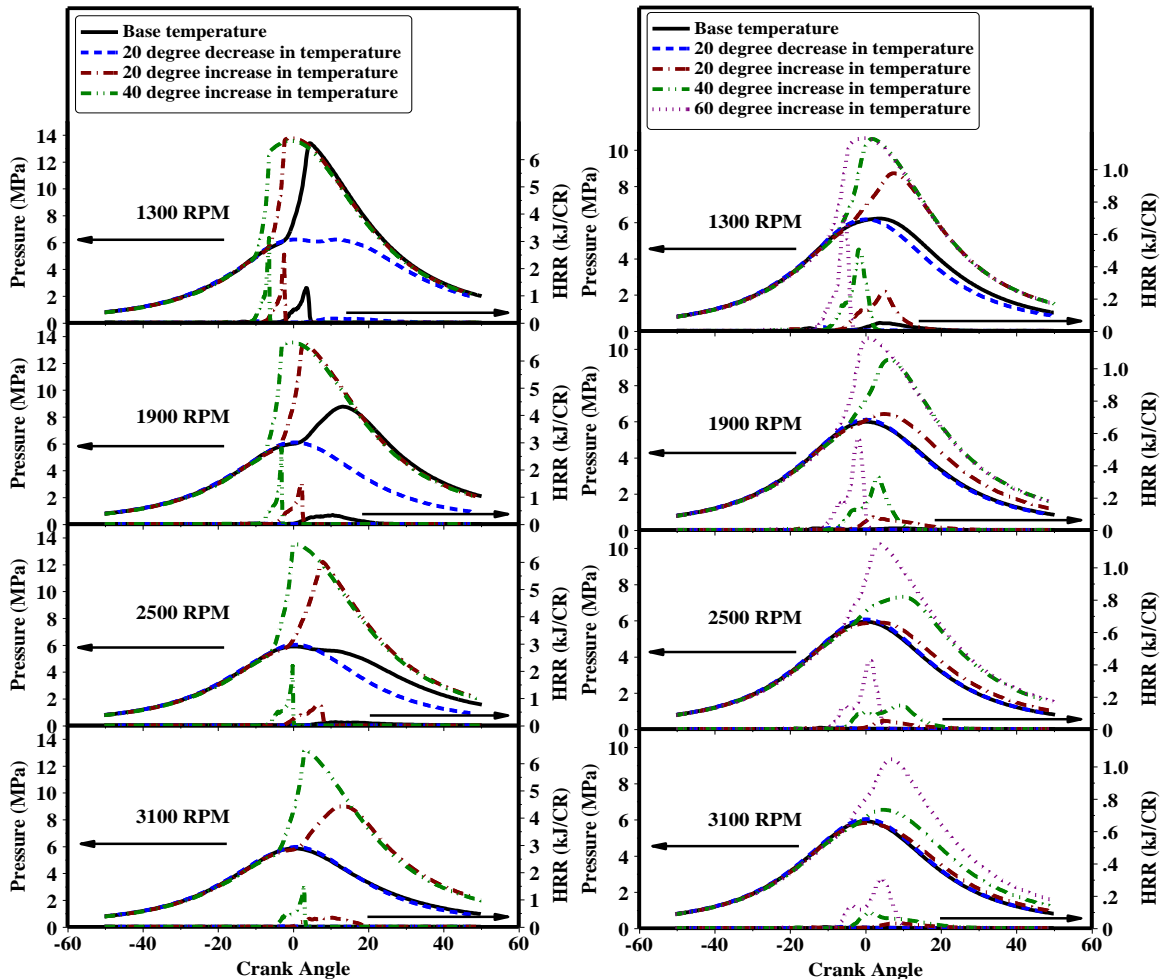


Figure 5- Cylinder pressure and HRR with variation in intake air temperature and engine speed
(The right side: 100 mg fuel, The left side: 60 mg fuel)

شکل ۵- فشار درون سیلندر و نرخ رهایی گرما با تغییر سرعت موتور و دمای هوای ورودی (سمت راست: ۱۰۰ میلی گرم سوخت، سمت چپ: ۶۰ میلی گرم سوخت)

با توجه به شکل ۵، در مقدار کل سوخت ۶۰ میلی گرم و در دورهای پایین، زمانی که دما به اندازه ۲۰ درجه افزایش یافته، می‌توان به وضوح تاثیرات افزایش ۲۰ درجه‌ای دما را بر عملکرد موتور مشاهده کرد، ولی در دورهای بالا، افزایش ۲۰ درجه‌ای دما، تاثیر زیادی بر عملکرد موتور نداشته و همچنان احتراق ناقص خواهیم داشت. اما، افزایش دما به اندازه ۴۰ درجه و به ویژه افزایش ۶۰ درجه‌ای دما، در تمام نقاط کاری مورد انتخاب، تاثیرات زیادی بر عملکرد احتراق داشته و توانسته هم در دورهای پایین، عملکرد موتور را بهبود ببخشد و هم در دورهای بالا، موتور را از احتراق ناقص خارج کند. کاهش ۲۰ درجه‌ای دما نیز بررسی شده است تا بتوان وضعیت نامناسب احتراق این نوع از موتورها را در دماهای پایین نشان داد. به همین دلیل، در

شرایطی که دمای هوای ورودی به شدت کاهش می‌یابد، باید برای افزایش دمای هوای ورودی در این نوع از موتورها اقداماتی صورت بگیرد.

با توجه به شکل‌های ۶ و ۷، در مقدار کل سوخت ۶۰ میلی‌گرم، با افزایش دما به مقدار ۲۰ و ۴۰ درجه سانتی‌گراد، شدت کوبش و آلاینده اکسیدهای نیتروژن در حد استاندارد قرار دارد. زمانی که دما به مقدار ۶۰ درجه سانتی‌گراد افزایش یافته، شدت کوبش از حالت استاندارد و نقطه مناسب عملکرد خارج می‌شود. در ادامه این مقاله، تاثیرات افزایش فشار هوای ورودی توأم با افزایش ۶۰ درجه‌ای دما مورد بررسی قرار گرفته است.

زمانی که مقدار کل سوخت ۱۰۰ میلی‌گرم است، به علت افزایش کل سوخت و در نتیجه افزایش سوخت هپتان نرمال، وضعیت احتراق ناقص تا سرعت‌های بالاتر مقداری بهبود بخشیده می‌شود، ولی، همچنان، در سرعت ۲۵۰۰ و ۳۱۰۰ دور بر دقیقه، به علت کاهش زمان احتراق، مخلوط سوخت و هوا زمان کافی برای سوختن ندارد و به سمت احتراق ناقص پیش می‌رود. همان‌طور که مشاهده می‌شود، نرخ رهایی گرم، نسبت به زمانی که مقدار سوخت کمتری استفاده می‌شود، چندین برابر بوده و لذا شدت کوبش، در مقادیر بالاتر سوخت، شدیدتر خواهد بود. از شکل ۵ و ۶ و در حالت مقدار کل سوخت ۱۰۰ میلی‌گرم برداشت می‌شود که در حالتی که دمای هوای ورودی افزایش نیافته، در سرعت‌های پایین، شدت کوبش و تولید آلاینده اکسیدهای نیتروژن بالاتر از حد استاندارد خود است. زمانی که دما به اندازه ۲۰ درجه سانتی‌گراد افزایش می‌یابد، شرایط را در تمامی سرعت‌ها از لحاظ عملکرد احتراق بهبود می‌بخشد، ولی از لحاظ تولید آلاینده‌ها و شدت کوبش ضعیف‌تر شده و از حالت ایده‌آل فاصله بیشتری می‌گیرد، با وجود این، در دوره‌های بیشتر مستعد احتراق ناقص است. با افزایش دمای هوای ورودی تا ۴۰ درجه سانتی‌گراد، تاثیر زیادی در بهبود عملکرد احتراق در دوره‌های بالا مشاهده می‌شود، ولی وضعیت نامطلوب تولید آلاینده اکسیدهای نیتروژن و شدت کوبش شدیدتر شده است.

افزایش دما بالاتر از ۴۰ درجه نیز هیچ بهبودی در عملکرد احتراق ایجاد نکرده و صرفاً، با افزایش نرخ رهایی گرم و در نتیجه افزایش دمای داخل محفظه سیلندر، تولید آلاینده اکسیدهای نیتروژن و شدت کوبش بیشتر را به دنبال خواهد داشت و به همین دلیل دمای بالاتر از ۴۰ درجه سانتی‌گراد بررسی نشده است.

به علت اینکه با افزایش ۴۰ درجه‌ای دما در حالت مقدار کل سوخت ۱۰۰ میلی‌گرم، از لحاظ عملکرد احتراق، بهبودی در تمامی نقاط ایجاد شده، در بررسی بعدی، با افزایش ۳۰ و ۶۰ کیلوپاسکالی فشار به دنبال بهبود عملکرد و همچنین بهبود تولید آلاینده اکسیدهای نیتروژن و شدت کوبش در این نقاط خواهیم بود.

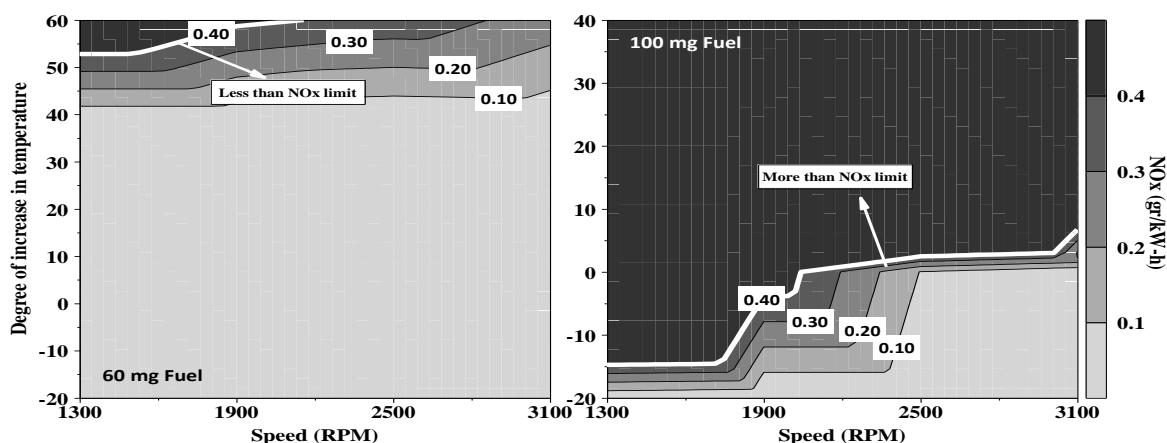


Figure 6- NOx formation with variation in intake air temperature and engine speed
(The right side: 100 mg fuel, The left side: 60 mg fuel)

شکل ۶- تولید آلاینده اکسیدهای نیتروژن با تغییر سرعت و تغییر دمای هوای ورودی (سمت راست: ۱۰۰ میلی‌گرم سوخت، سمت چپ: ۶۰ میلی‌گرم سوخت)

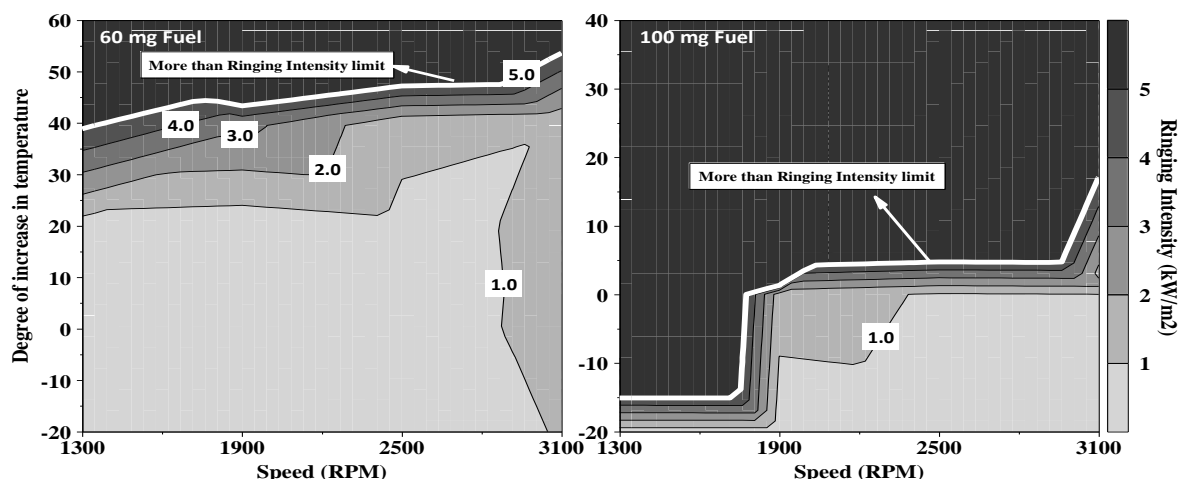


Figure 7- Ringing intensity with variation in intake air temperature and engine speed
(The right side: 100 mg fuel, The left side: 60 mg fuel)

شکل ۷- شدت کوبش با تغییر سرعت و تغییر دمای هوای ورودی (سمت راست: ۱۰۰ میلی گرم سوخت، سمت چپ: ۶۰ میلی گرم سوخت)

افزایش فشار

زمانی که فشار هوای ورودی افزایش پیدا می کند، به علت اینکه میزان غلظت مولکول اکسیژن درون سیلندر افزایش می یابد، می تواند با کاهش دمای درون سیلندر، هم میزان تولید آلاینده اکسیدهای نیتروژن را کم کرده و هم می تواند مدت زمان احتراق را طولانی تر کند. همچنین، با افزایش فشار هوای ورودی، شروع واکنش های دما پایی و دما بالا به جلو کشیده می شود، ولی زمانی که دمای هوای مورد بررسی تغییری پیدا نکرده و درون سیلندر احتراق ناقص داریم، افزایش فشار نمی تواند کمکی در بهبود عملکرد موتور داشته باشد و عملاً افزایش فشار تاثیری در بهبود فرایند احتراق ناقص نیز نخواهد داشت. به همین دلیل، در ابتدا، احتراق ناقص ایجاد شده به واسطه افزایش دما بهبود یافته و در ادامه، افزایش فشار هوای ورودی مورد بررسی قرار گرفته است.

همان طور که از نمودار افزایش دما در حالت مقدار کل سوخت ۶۰ میلی گرم مشاهده شد، افزایش ۶۰ درجه ای دمای هوای ورودی توانست بهبودی در عملکرد احتراق در تمام نقاط ایجاد کند. بنابراین، در حالتی که سوخت کل ۶۰ میلی گرم می باشد، افزایش فشار هوای ورودی هم زمان با افزایش ۶۰ درجه ای دمای هوای ورودی مورد بررسی قرار گرفته است تا بتوان تاثیرات این افزایش فشار را بر عملکرد احتراق، از قبیل تولید آلاینده اکسیدهای نیتروژن و شدت کوبش، مشاهده کرد. به همین منظور، فشار هوای ورودی به مقدار ۳۰ و ۶۰ کیلو پاسکال در این نقاط افزایش پیدا کرده است که نتایج فشار درون سیلندر و نرخ رهایی گرما را می توان در شکل ۸ مشاهده کرد. نتایج فشار درون سیلندر و نرخ رهایی گرما برای حالت کل سوخت ۱۰۰ میلی گرم را نیز می توان در شکل ۸ مشاهده کرد. افزایش فشار زمانی بررسی شده است که دمای هوای ورودی به مقدار ۴۰ درجه سانتی گراد افزایش یافته و نقاطی که دچار احتراق ناقص شده بودند با این افزایش دما برطرف شده اند. به منظور بررسی افزایش فشار، فشار هوای ورودی به مقدار ۳۰ و ۶۰ کیلو پاسکال برای مقدار کل سوخت ۱۰۰ میلی گرم افزایش یافته است.

نتایج تولید آلاینده اکسیدهای نیتروژن و شدت کوبش در شکل های ۹ و ۱۰ به نمایش درآمده است. همان طور که مشاهده می شود، با افزایش فشار هوای ورودی، نرخ رهایی گرما کاهش یافته و شدیداً بر روی شدت کوبش و تولید آلاینده اکسیدهای نیتروژن اثرگذار بوده است، به طوری که در بسیاری از نقاط، شدت کوبش به مقدار استاندارد نزدیک شده و آلاینده اکسیدهای نیتروژن به کمتر از حد استاندارد اروپا (یورو ۶) رسیده است.

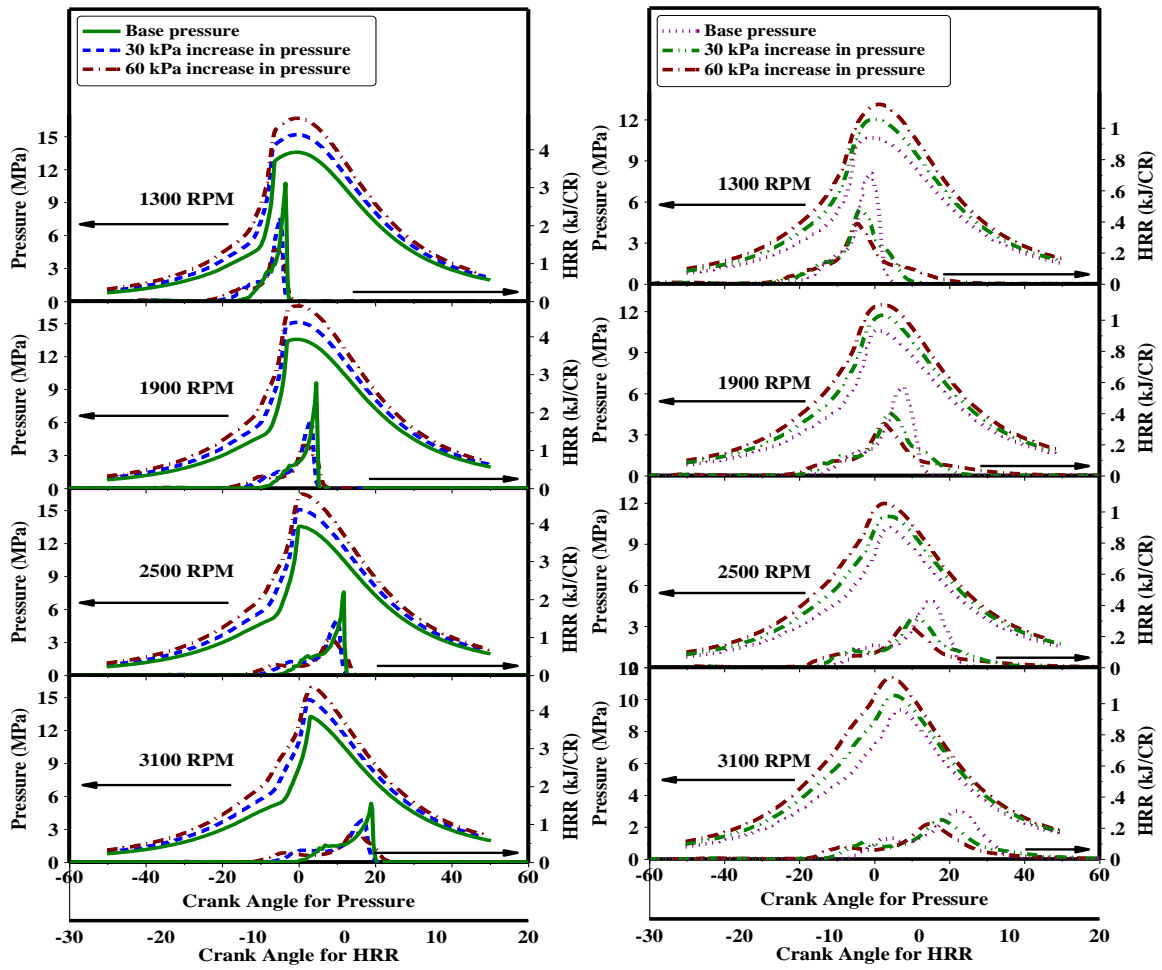


Figure 8- Cylinder pressure and HRR with variation in intake air pressure and engine speed (The right side: 100 mg fuel, The left side: 60 mg fuel)

شکل ۸- فشار درون سیلندر و نرخ رهایی گرما با تغییر سرعت موتور و تغییر فشار هوای ورودی (سمت راست: ۱۰۰ میلی گرم سوخت، سمت چپ: ۶۰ میلی گرم سوخت)

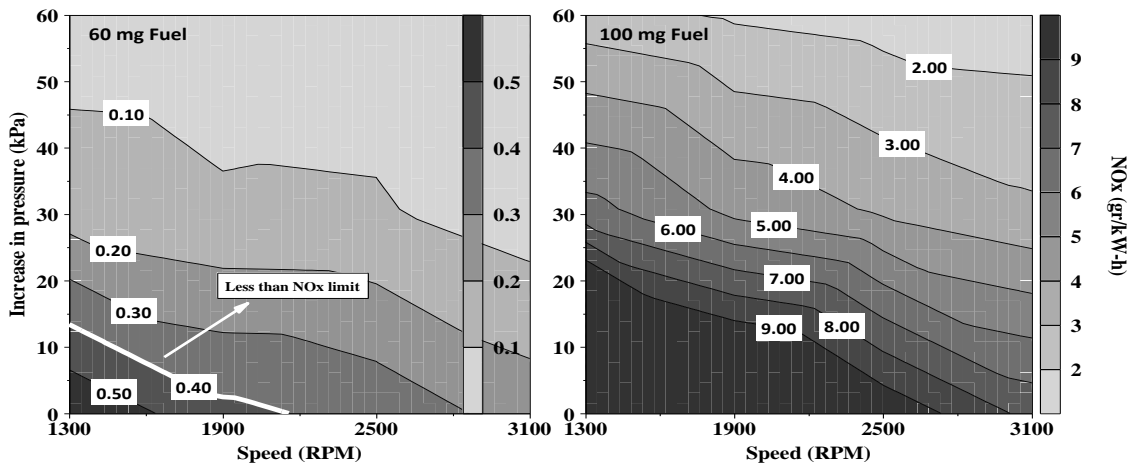


Figure 9- NOx formation with variation in intake air pressure and engine speed (The right side: 100mg fuel, The left side: 60mg fuel)

شکل ۹- تولید آلاینده اکسیدهای نیتروژن با تغییر سرعت و تغییر فشار هوای ورودی (سمت راست: ۱۰۰ میلی گرم سوخت، سمت چپ: ۶۰ میلی گرم سوخت)

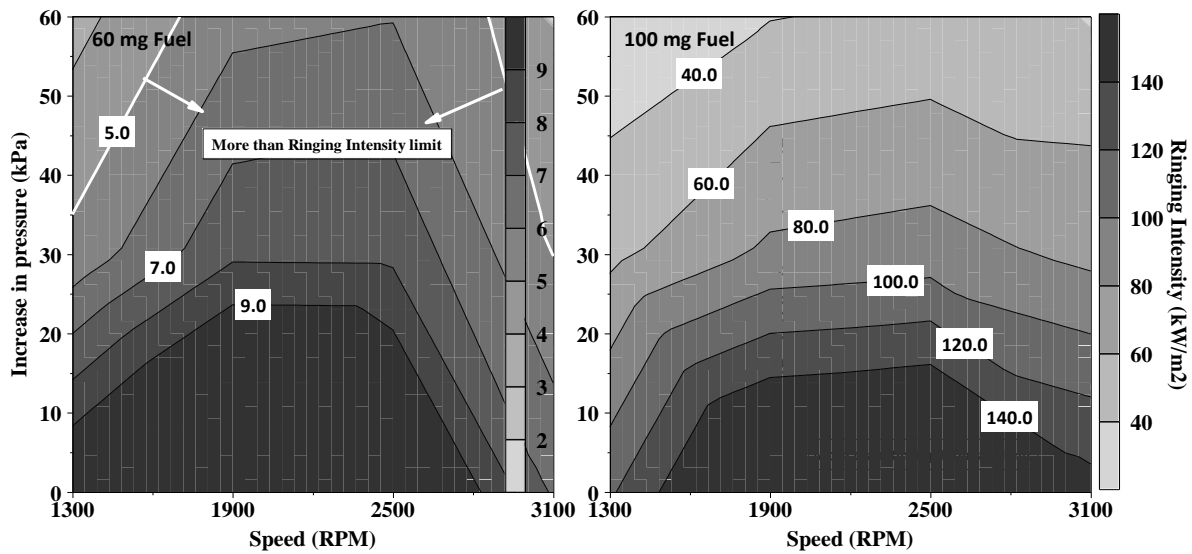


Figure 1- Ringing intensity with variation in intake air pressure and engine speed
(The right side: 100mg fuel, The left side: 60mg fuel)

شکل ۱۰- شدت کوبش با تغییر سرعت و تغییر فشار هوای ورودی (سمت راست: ۱۰۰ میلی گرم سوخت، سمت چپ: ۶۰ میلی گرم سوخت)

نتیجه گیری

در این مقاله، تاثیر تغییر فشار و دمای هوای ورودی بر روی احتراق موتورهای RCCI مورد بررسی قرار گرفته است. احتراق در این نوع از موتورها، به علت آنکه به واسطه ایجاد اختلاف در واکنش پذیری مخلوط سوخت و هوا (به واسطه تغییر مقدار سوخت با واکنش پذیری بیشتر و کمتر در مناطق مختلف سیلندر) صورت می گیرد، تغییر دما و فشار هوای ورودی می تواند باعث تغییر دمای هوای داخل سیلندر شده و لذا زمان شروع احتراق را تحت تاثیر قرار می دهد.

پایین بودن آلاینده ها و حد استاندارد قرار گرفتن شدت کوبش و نبود احتراق ناقص معیارهایی برای احتراق مناسب در این گونه از موتورهاست و لذا در این تحقیق به دنبال نقاطی از احتراق مناسب با تغییر پارامترهای موثر بر احتراق گشته ایم. احتراق در دما و فشار پایه، همان طور که مشاهده شد، تقریباً در هیچ یک از نقاط عملکرد مناسبی ندارد. تغییر دمای هوای ورودی در مقادیر کم سوخت (۶۰ میلی گرم) می تواند تاثیر مثبتی بر عملکرد احتراق داشته باشد، در صورتی که می توان به نقاط مناسبی از لحاظ معیارهای خوب احتراق دست پیدا کرد. ولی، افزایش دما برای مقادیر بالای سوخت (۱۰۰ میلی گرم) نمی تواند شرایط مناسبی را به وجود بیاورد و حد بالای تولید اکسیدهای نیتروژن و بالابودن شدت کوبش در تمامی این نقاط محسوس است.

بالا بردن فشار هوای ورودی، به سبب پایین آمدن نرخ رهایی گرما در موتور، باعث می شود نقاطی که به واسطه افزایش دمای هوای ورودی از لحاظ تولید آلاینده ها و شدت کوبش در وضعیت نامطلوبی قرار دارند را بهبود ببخشد. همان طور که مشاهده شد، افزایش دما و فشار هوای ورودی توانست احتراق مناسبی را چه از لحاظ دور شدن از احتراق ناقص و چه از لحاظ تولید پایین آلاینده اکسیدهای نیتروژن و کاهش شدت کوبش در سرعت های مختلف ایجاد کند.

فهرست علائم

D	قطر نازل (m)
D ₁	ضریب پخش جرمی سوخت بخار شده در هوا (m ² /s)

F	عبارت نیروی خارجی (N)
L	طول نازل (m)
P	فشار (Pa)
r_0	قطر قطره سوخت پاشیده شده (m)
Sh_d	عدد شروود
T	دما (K)
V	حجم (m^3)

علائم یونانی

ρ	چگالی (kg/m^3)
γ	نسبت گرماهای ویژه

زیرنویس‌ها

a	هوا
c	احتراق
l	سوخت
m	گونه‌ی m
s	افشانه

پیوست ۱

برای شبیه‌سازی افشانه نیاز است که فروپاشی اولیه^۱ سوخت و فروپاشی ثانویه^۲ سوخت مدل شود. در طی زمان تجزیه سوخت پاشیده‌شده، امکان برخورد قطرات سوخت با یکدیگر و همچنین به‌هم پیوستگی قطرات نیز وجود دارد که باید با استفاده از مدل‌های برخورد^۳ قطرات سوخت و همچنین به‌هم پیوستگی^۴ قطرات سوخت این دو پدیده در افشانه را مدل کرد. در شکل ۱۱، نمایی از فروپاشی کامل سوخت خروجی از یک افشانه دیزل به‌نمایش درآمده است.

سوخت پاشیده‌شده، بعد از مرحله فروپاشی ثانویه، تبخیر شده و در بعضی اوقات، مقداری از سوخت به دیواره سیلندر برخورد می‌کند که در شبیه‌سازی نیاز است مدل تبخیر سوخت^۵ و همچنین برخورد با دیواره^۶ نیز به‌کار گرفته شود. زاویه مخروط افشانه^۷ از نازل افشانه یکی از پارامترهای مهم و تاثیرگذار در شبیه‌سازی به‌حساب می‌آید که در فرایند تجزیه و همچنین پیش‌بینی مقدار نفوذ افشانه^۸ دارای اهمیت بسیار است. به همین دلیل، از رابطه هیروپاسو و آرای برای محاسبه زاویه خروج افشانه استفاده شده است [۲۹].

$$\theta = 83.5 \left(\frac{L}{D}\right)^{-0.22} \left(\frac{D}{D_0}\right)^{0.15} \left(\frac{\rho_a}{\rho_l}\right)^{0.26} \quad (1)$$

L/D نسبت طول به قطر نازل، $\rho_a \cdot \rho_l$ به‌ترتیب چگالی سوخت و هواست و D_0 قطر محفظه پایینی نازل^۹ است.

1 Primary Breakup
 2 Secondary Breakup
 3 Collision
 4 Coalescence
 5 Evaporation
 6 Wall Impingement
 7 Spray cone angle
 8 Spray penetration
 9 Sac diameter

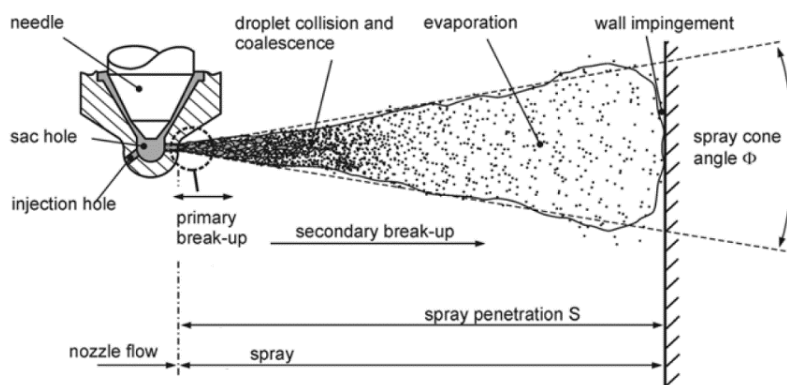


Figure 11- Break-up of a full cone diesel spray[37]

شکل ۱۱- نمایی از تجزیه کامل سوخت خروجی از یک افشانه دیزل [۳۰]

معادلات اندازه حرکت، جرم و انرژی معادلات حاکم بر یک جریان چندبعدی اند. زمانی که این معادلات در زمینه احتراق و موتور به کار می‌رود، باید در مخلوطی از چندین گونه و همچنین در حضور دو فاز مایع و گاز به صورت همزمان بازنویسی شوند که در نهایت به صورت چندجزئی و چندفازی حل خواهند شد. در این معادلات، به علت وجود چند گونه و چند فاز، عبارت‌های انتقال و منبع^۱ وارد معادلات شده تا بتوانند آزاد شدن انرژی، تغییرات غلظت گونه‌های موجود درون سیلندر ناشی از احتراق، فعل و انفعالات بین فاز گاز و مایع و همچنین نرخ واکنش‌های شیمیایی را محاسبه کنند. روابط زیر معادلات بقای جرم، اندازه حرکت و انرژی را در حالت چندجزئی و چندفازی نشان می‌دهد [۳۱].

معادله بقای جرم:

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_m v_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\rho D \frac{\partial(\rho_m/\rho)}{\partial x_i} \right] + \dot{\rho}_m^s + \dot{\rho}_m^c \quad (2)$$

در معادله بقای جرم، m بیانگر گونه‌های واکنش است. عبارت اول سمت راست بیانگر نفوذ شعله و عبارت دوم و سوم سمت راست معادله بقای جرم عبارت منبع نامیده می‌شود که به ترتیب ناشی از افشانه و احتراق است. x_i بیانگر مختصات x, y, z است. بالانویس s نشانگر افشانه و c بیانگر احتراق است.

معادله بقای اندازه حرکت:

$$\frac{\partial(\rho v_j)}{\partial t} + v_j \frac{\partial(\rho v_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} + \rho F_j^s + \rho g_j \quad j = 1, 2, 3 \quad (3)$$

عبارت اول سمت راست بیانگر گرادیان فشار و عبارت دوم تانسور تنش را نشان می‌دهد. عبارت سوم سمت راست معادله بقای اندازه حرکت ناشی از افزایش اندازه حرکت فاز گاز به علت ورود افشانه است.

معادله بقای انرژی:

$$\rho c_p \left[\frac{\partial T}{\partial t} + v_i \frac{\partial T}{\partial x_i} \right] = k \frac{\partial^2 T}{\partial x_i^2} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\rho D \sum_m h_m \frac{\partial(\rho_m/\rho)}{\partial x_i} \right] + \rho \varepsilon + \dot{Q}^s + \dot{Q}^c \quad (4)$$

در این معادله، k رسانندگی گرمایی، T دما و c_p گرمای ویژه است. عبارت دوم سمت راست بیانگر آنتالپی منتقل شده به واسطه نفوذ جرم گونه‌ی m است. عبارت سوم، اتلاف انرژی جنبشی مغشوش^۲ را محاسبه کرده و دو عبارت آخر سمت راست معادله بقای انرژی، انرژی ورودی از افشانه و احتراق را نشان می‌دهد.

1. Source

2. Dissipation of turbulent kinetic energy

پیوست ۲

محاسبه کار و توان اندیکاتور^۱

زمانی که شبیه‌سازی به صورت سیکل بسته انجام شود، تنها می‌توان با محاسبه سطح زیر نمودار P-V کار اندیکاتور^۱ ناخالص را محاسبه کرد. کار و توان اندیکاتور^۱ ناخالص از روابط زیر محاسبه می‌شود. دقت کنیم که عبارت Open-valve مربوط به کار در زمان BDC تا IVC و EVO تا BDC است [۳۲].

$$Work_{gross} \left[\frac{kJ}{cycle} \right] = \int_{-143}^{130} PdV + Work_{open-valve} \quad (۵)$$

$$Power_g [kW] = Work_g \times Speed [rpm] / 120 \quad (۶)$$

شدت کوبش

در موتورهای HCCI، به علت اینکه مخلوط همگن هوا و سوخت زمینه را برای احتراق مهیا می‌کند، نرخ شدید افزایش فشار حاصل می‌شود. به همین علت، یکی از پارامترهای مهم، بیشینه نرخ افزایش آزادسازی گرما^۲ در نتیجه بیشینه نرخ افزایش فشار^۳ در این نوع از موتورهاست.

زیادبودن نرخ افزایش فشار در این نوع موتورها باعث به وجود آمدن صدای بیش از حد در این نوع از موتورها خواهد شد. برای داشتن یک معیار خوب در جهت محاسبه حد نرخ افزایش فشار می‌توانیم از رابطه ۶، که توسط اینگ توسعه داده شده، استفاده کنیم. این رابطه، معیاری برای داشتن حد نرخ افزایش فشار در موتورهای نوع HCCI است [۳۳].

در آزمایش‌های که دک و یانگ^۴ انجام داده‌اند، مقدار $5 MW/m^2$ برای داشتن حد قابل قبول ارتعاش در موتور را پیشنهاد کرده‌اند، که در این تحقیق، این مقدار به عنوان معیاری برای حد شدت ارتعاش در نظر گرفته می‌شود [۳۴].

$$RI \left[\frac{kW}{m^2} \right] = \frac{1}{2\gamma} \left(\beta \frac{dp}{dt} \right)_{max}^2 \sqrt{\gamma RT_{max}} \quad (۷)$$

در رابطه ۶، γ نسبت گرماهای ویژه، $\frac{dp}{dt}$ نرخ افزایش فشار برحسب kPa/ms ، R ثابت گاز ایدئال، T_{max} بیشینه دمای درون سیلندر برحسب کلون و ثابت β برابر با ۰/۰۵ میلی‌ثانیه است.

منابع

1. E. S. Suh and C. J. Rutland, "Numerical Study of fuel/Air Mixture Preparation in a GDI Engine," SAE Technical Paper 1999-01-3657, 1999.
2. F. Zhao, M. C. Lai, and D. L. Harrington, "Automotive Spark-Ignited Direct-Injection Gasoline Engines," *Progress in energy and combustion science*, 25, 1999, pp. 437-562.
3. S. Shundoh, M. Komori, K. Tsujimura, and S. Kobayashi, "NOx Reduction From Diesel Combustion using Pilot Injection with high Pressure Fuel Injection," SAE Technical Paper 0148-7191, 1992.
4. N. Uchida, Y. Daisho, T. Saito, and H. Sugano, "Combined Effects of EGR and Supercharging on Diesel Combustion and Emissions," SAE Technical Paper 0148-7191, 1993.
5. C. Bertoli, N. Del Giacomo, and C. Beatrice, "Diesel Combustion Improvements by the use of Oxygenated Synthetic Fuels," SAE Technical Paper 972972, 1997.
6. H. Yokota, Y. Kudo, H. Nakajima, T. Kakegawa, and T. Suzuki, "A New Concept for Low Emission Diesel Combustion," SAE Technical Paper 0148-7191, 1997.
7. N. Ladommatos, S. M. Abdelhalim, H. Zhao, and Z. Hu, "Effects of EGR on Heat Release in Diesel Combustion," SAE Technical Paper 980184, 1998.
8. T. Hashizume, T. Miyamoto, A. Hisashi, and K. Tsujimura, "Combustion and Emission Characteristics of Multiple Stage Diesel Combustion," SAE Technical Paper 980505, 1998.

1. Indicated Power & Work
2. Maximum Heat Release Rise Rate
3. Maximum Pressure Rise Rate
4. Dec and Yang

9. A. Harada, N. Shimazaki, S. Sasaki, T. Miyamoto, H. Akagawa, and K. Tsujimura, "The Effects of Mixture Formation on Premixed Lean Diesel Combustion Engine," *SAE Technical Paper* 980533, 1998.
10. R. Hanson, S. Kokjohn, D. Splitter, and R. D. Reitz, "Fuel Effects on Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) Combustion at low Load," *SAE International Journal of Engines*, 4, 2011, pp. 394-411.
11. R. M. Hanson, S. L. Kokjohn, D. A. Splitter, and R. D. Reitz, "An Experimental Investigation of Fuel Reactivity Controlled PCCI Combustion in a Heavy-Duty Engine," *SAE International Journal of Engines*, 3, 2010, pp. 700-716.
12. S. L. Kokjohn, R. M. Hanson, D. A. Splitter, and R. D. Reitz, "Experiments and Modeling of Dual-Fuel HCCI and PCCI Combustion using in-Cylinder Fuel Blending," *SAE Technical Paper J. Engines*, 2, No. 2, 2009, pp. 24-39.
13. S. Ma, Z. Zheng, H. Liu, Q. Zhang, and M. Yao, "Experimental Investigation of the Effects of Diesel Injection Strategy on Gasoline/Diesel Dual-Fuel Combustion," *Applied Energy*, 109, 2013, pp. 202-212.
14. R. K. Maurya and A. K. Agarwal, "Experimental Investigation of the Effect of the Intake Air Temperature and Mixture Quality on the Combustion of a Methanol-and Gasoline-Fuelled Homogeneous Charge Compression Ignition Engine," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 223, 2009, pp. 1445-1458.
15. D. Splitter, *Experimental Investigation of Fuel Reactivity Controlled Combustion in a Heavy-Duty Internal Combustion Engine*, MS Thesis, Mechanical Engineering, University of Wisconsin-Madison, 2010.
16. A. A. Amsden, P. O'Rourke, and T. Butler, "KIVA-II: A Computer Program for Chemically Reactive Flows with Sprays," Los Alamos National Lab., No. LA-11560-MS. (USA)1989.
17. D. P. Schmidt and C. Rutland, "A New Droplet Collision Algorithm," *Journal of Computational Physics*, 164, 2000, pp. 62-80.
18. S. L. Post and J. Abraham, "Modeling the Outcome of Drop-Drop Collisions in Diesel Sprays," *International Journal of Multiphase Flow*, 28, 2002, pp. 997-1019.
19. J. Naber and R. D. Reitz, "Modeling Engine Spray/Wall Impingement," *SAE Technical Paper* 0148-7191, 1988.
20. M. Gonzalez D, Z. W. Lian, and R. Reitz, "Modeling Diesel Engine Spray Vaporization and Combustion," *SAE Transactions*, 101, 1992, pp. 1064-1076.
21. R. Reitz and F. V. Braco, "Mechanisms of Breakup of Round Liquid Jets," *Encyclopedia of Fluid Mechanics*, 3, 1986, pp. 233-249.
22. R. D. Reitz, "Modeling Atomization Processes in High-Pressure Vaporizing Sprays," *Atomisation Spray Technology*, 3, 1987, pp. 309-337.
23. P. Senecal, E. Pomraning, K. Richards, T. Briggs, C. Choi, R. McDavid and et al., "Multi-Dimensional Modeling of Direct-Injection Diesel Spray Liquid Length and Flame Lift-Off Length using CFD and Parallel Detailed Chemistry," *SAE Technical Paper* 2003-01-1043, 2003.
24. H. Wang, D. DelVescovo, Z. Zheng, M. Yao, and R. D. Reitz, "Reaction Mechanisms and HCCI Combustion Processes of Mixtures of n-Heptane and the Butanols," *Frontiers in Mechanical Engineering*, 1, 2015, article 3.
25. Y. Ra, J. E. Yun, and R. D. Reitz, "Numerical Simulation of Gasoline-Fuelled Compression Ignition Combustion with Late Direct Injection," *International Journal of Vehicle Design*, 50, 2009, pp. 3-34.
26. Y. Sun, *Diesel Combustion Optimization and Emissions Reduction using Adaptive Injection Strategies (AIS) with Improved Numerical Models*, PhD Thesis, Department of Mechanical Engineering, University of Wisconsin-Madison, 2007.
27. H. Hiroyasu and T. Kadota, "Models for Combustion and Formation of Nitric Oxide and Soot in Direct Injection Diesel Engines," *SAE Technical Paper* 760129, 1976.
28. S. Kokjohn, R. Hanson, D. Splitter, J. Kaddatz, and R. D. Reitz, "Fuel Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) Combustion in Light-And Heavy-Duty Engines," *SAE International Journal of Engines*, 4, 2011, pp. 360-374.
29. H. Hiroyasu and M. Arai, "Structures of Fuel Sprays in Diesel Engines," *SAE Technical Paper* 0148-7191, 1990.
30. C. Baumgarten, *Mixture Formation in Internal Combustion Engines*, New York, Springer Science & Business Media, 2006.
31. G. Stiesch, *Modeling engine spray and combustion processes*, New York, Springer Science & Business Media, 2013.
32. D. E. Nieman, A. B. Dempsey, and R. D. Reitz, "Heavy-duty RCCI Operation using Natural Gas and Diesel," *SAE Technical Paper J. Engines*, 5, No. 2, 2012, pp. 270-285.
33. J. Eng, "Characterization of Pressure Waves in HCCI Combustion," *SAE Technical Paper* 0148-7191, 2002.
34. J. E. Dec and Y. Yang, "Boosted HCCI for High Power Without Engine Knock and with Ultra-Low NOx Emissions-using Conventional Gasoline," *SAE International Journal of Engines*, 3, 2010, pp. 750-767.

English Abstract

Investigating the Effects of Varying the Intake Air Temperature and Pressure on the Performance and Emissions of RCCI Engines

Hamidreza Fajri, Amirhossein Shamekhi and Seyed Ali Jazayeri

Department of Mechanical Engineering, K. N. Toosi University of Technology, Tehran, Iran.

(Received: 2017.2.26, Received in revised form: 2017.5.16, Accepted: 2017.6.29)

In this paper, the effects of varying intake air temperature and pressure on RCCI engine are investigated. Combustion in an RCCI engine is controlled by varying the fuel reactivity in the combustion chamber, but it also affects some initial states and consequently performance parameters such as NO_x formation and Ringing Intensity. In this paper, iso-octane as a low reactivity fuel and n-heptane as a high reactivity fuel have been used, and both speed and load have been swept to investigate the engine performance parameters. Different points in the engine performance interval from 1300rpm to 3100rpm have been considered, while varying the iso-octane to n-heptane ratio in a total fuel mass of 60mg and 100mg. The intake air temperature has been varied from -20°C to 60°C and its pressure from 30 to 60kPa. Lower NO_x and Ringing Intensity and higher thermal efficiency are the best criteria for a good combustion in an RCCI engine. Therefore, based upon these criteria, the best conditions for a normal combustion are determined by varying the intake air temperature and pressure.

Keywords: RCCI engine, Intake air temperature, Intake air pressure, NO_x emission