فصلنامة علمي- پژوهشي تحقيقات موتور





اثرات نسبت سوختهای ایزواکتان به هپتان نرمال بر عملکرد و آلایندگی موتورهای اشتعال تراکمی با واکنشهای پایش شده – بخش ۱

حمیدرضا فجری^۱*، امیر حسین شامخی^۲، سید علی جزایری^۳

^۱ دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ایران، ایران، Ar_fajri@mail.kntu.ac.ir ۲ دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ایران، ایران، Jazayeri@kntu.ac.ir ۳ دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ایران، ایران، Jazayeri@kntu.ac.ir

چکیدہ

موتورهای اشتعال تراکمی با واکنشهای پایششده امروزه به عنوان یکی از زیر مجموعههای HCCI به شمار میرود که توانسته است با استفاده از دو نوع سوخت، احتراق و آلایندگی را در این نوع از موتورها پایش کند. احتراق در این نوع از موتورها با استفاده از تنوع سوخت و تغییر واکنش پذیری سوخت در سرعتها و بارهای مختلف شروع می شود. به همین دلیل نسبت استفاده از دو سوخت در این نوع از موتورها اهمیت ویژه ای دارد. تغییر واکنش پذیری سوخت در داخل محفظهٔ احتراق، بر مقدار تولید آلاینده ها نیز اثر گذار است. در احتراق این نوع از موتورها، سوخت با واکنش پذیری کمتر در داخل راهگاه ورودی پاشیده می شود و سوخت با واکنش پذیری بیشتر به صورت مستقیم داخل محفظهٔ احتراق پاشیده می شود و سوخت با واکنش پذیری بیشتر به مهرت مستقیم داخل محفظهٔ احتراق پاشیده می شود و سوخت با واکنش پذیری بیشتر به بهتر و امکان احتراق عادی در نسبت تراکمهای بیشتر و سوخت با واکنش پذیری بیشتر به منظور پایش نرخ واکنش شیمیایی و همچنین کاهش اکسیدهای نیتروژن و ذرات دوده استفاده می شود. در برای سوختهای ایزواکتان و هپتان نرمال استفاده شده است. سوخت ایا واکنش پذیری بیشتر به منظور سوخت با واکنش پذیری کمتر و سوخت با واکنش پذیری بیشتر به منظور باین تحقیق، برای شیمیایی و همچنین کاهش اکسیدهای نیتروژن و ذرات دوده استفاده می شود. در این توختوای به عنوان یک این می می سوخت با واکنش پذیری بیشتر به منظور موخت با واکنش پذیری کمتر و سوخت هیتان نرمال به عنوان یک سوخت با واکنش پذیری بیشتر سوخت با واکنش پذیری کمتر و سوخت هیتان نرمال به عنوان یک سوخت با واکنش پذیری بیشتر دو سوخت، متغیرهای مهم احتراق، از قبیل آلایندگی، شدت کوبش و احتراق ناقص بررسی می شوند.

اطلاعات مقاله

تاریخچهٔ مقاله: دریافت: ۲۹ آبان ۱۳۹۴ پذیرش: ۲۰ بهمن ۱۳۹۴ موتورهای RCCI موتورهای HCCI ایزواکتان هپتان نرمال

تمامى حقوق براى انجمن علمى موتور ايران محفوظ است.

Jownloaded from engineresearch.ir at 11:33 +0330 on Wednesday September 27th 2017

۱ – مقدمه

امروزه با توجه به اهمیت مصرف سوخت و همچنین قوانین سخت گیرانهای که برای آلاینده های اکسیدهای نیتروژن و ذرات معلق وجود دارد، باعث شده است که احتراق موتورهای دیزل به سمت احتراق با دمای خنکتر، توام با تولید کمتر آلایندهٔ اکسید ازت و بازدهی بیشتر پیش برود تا بتواند با مصرف سوخت کمتر، آلایندهٔ کمتر و توان قویتری را تولید کند.

موتور با احتراق دما خنک در سالهای گذشته نشان داده است که در کنار بازدهی خوب، میتواند تولید آلایندههای اکسید ازت و ذرات معلق را به سبب دمای خنک آن و مخلوط شدن بهتر هوا و سوخت کاهش دهد [۱].

تحقیقات متعددی در زمینه احتراقهای دما خنک انجام شده است که در این تحقیقات از سوختهای مختلف و راهبردهای مختلف برای کاهش آلایندهها و همچنین افزایش بازده موتور استفاده شده است، از این راهبردها میتوان به راهبرد موتورهای HCCI و PCCI اشاره کرد که توانستهاند همزمان با افزایش توان، آلایندهها را نیز کاهش دهند [۲, ۳].

یکی از راهبردهایی که برای پایش احتراق در موتورهای نوع HCCI استفاده میشود استفاده از دو سوخت با نرخ واکنش پذیری-های مختلف است تا علاوه بر پایش احتراق، بتواند مقدار آلاینده و ب بازدهٔ موتور را در سطح قابل قبولی قرار دهد. دستاوردهای محققان نشان داده اند که این نوع از احتراق، علاوه بر دارا بودن توانایی رسیدن به بازده قوی، قادر است با کم کردن سطح آلاینده ا، پایش خوبی بر روی احتراق موتور داشته باشد [۴, ۵].

تحقیقات فراوانی در زمینه راهبرد احتراق RCCI به بررسی متغیرهای مختلف اثرگذار بر روی پایش احتراق و تولید آلایندهها پرداخته است. در این تحقیقات از تغییر زاویه پاشش، مقدار پاشیده شدن سوخت گازوئیل در هر پاشش، تغییر مقدار سوخت بنزین نسبت به گازوئیل، استفاده از گازهای برگشتی، استفاده از سوختهای جایگزین برای بنزین، گازوئیل و ...بررسی شد.

پژوهش ها نشان میدهند تغییر زاویه پاشش، اثرات زیادی را بـر روی احتراق و نرخ آزادسازی گرما دارد و بـه تـأخیر انـداختن پاشـش باعث افزایش نسبت هـمارزی هـای موضـعی شـده در نتیجـه باعـث زیادشدن نرخ افزایش فشار و نرخ تولید اکسید ازت خواهد شد [۶٫ ۷].

ما^۲ و همکاران اثرات پاشش چندگانه بر روی احتراق، آلایندهها، مقدار مصرف سوخت و محدودهٔ عملکرد این نوع از احتراق در مناطقی با بازده قوی و آلایندهٔ کم را بررسی نمودند. آنها اثرات پاشش تکی و دوگانه بر روی آلایندهها و بازده موتور را نیز مطالعه کردند. این

تحقیق نشان داد که پاشش دوم می تواند محدودهٔ عملکرد موتور را تــا بارهای بیشتر افزایش دهد [۸].

کارن^۳ و همکاران بازده، آلایندهها و مشخصات احتراق RCCI در محدودهٔ عملکرد وسیعی از سرعت و بار را بررسی کردند. نتایج نشان میدهد که بازده گرمایی ترمزی در موتورهای RCCI در بار ضعیف و سرعتهای کُند، کمتر از موتورهای دیزل معمولی است ولی در بار قوی و سرعتهای تند، بازده گرمایی ترمزی به اندازه ۵ درصد بیشتر از موتورهای دیزل معمولی خواهد شد، همچنین مقدار اکسید ازت و ذرات معلق خروجی به مراتب کمتر از موتور دیزل معمولی است، ولی مقدار هیدروکربن نسوخته و مونوکسیدکربن بیشتر از موتور دیزل خواهد بود. در این تحقیق نقشههای عملکردی برای سرعت و بارهای مختلف موتور RCCI به دست آمده است [۱].

در این نوع از موتورها به علت اینکه زمان احتراق با استفاده از تغییر واکنش پذیری مخلوط سوخت و هوا پایش می شود و سوخت گازوئیل به عنوان عاملی برای تغییر واکنش پذیری مخلوط بررسی می شود، تغییر نسبت سوخت ایزواکتان به هپتان نرمال می تواند شرایط احتراق را در مقادیر مختلف سوخت تغییر دهد و این تأثیرات می تواند احتراق را از نقاطی با تولید آلاینده های بیشتر به سمت نقاطی با آلایندهٔ کمتر و همچنین عملکرد بهتر پیش ببرد.

تغییر نسبت ایزواکتان به هپتان نرمال در تحقیقات محققان انجام شده است ولی در کار حاضر سعی بر این است که بتوان این تغییـرات را در یک نمودار به صورت جامع به نمایش درآورد.

۲- نتایج آزمایشگاهی

در این تحقیق به منظور صحه گذاری نتایج حاصل از شبیه ازی از نتایج آزمایشگاهی به دست آمده در مرکز تحقیقات موتور دانشگاه ویسکانسین مدیسن^۴ استفاده شده است.

آزمایشها بر روی یک موتور تک استوانه دیـزل سـنگین انجـام شده است که مشخصات این موتور را در جدول ۱ مشاهده مـیکنیـد. این موتور از دو افشانه سوخت استفاده میکند، یک افشانه در راهگـاه ورودی، سوخت اولیه را در داخل هوا میپاشد و افشـانهٔ دوم، سـوخت ثانویه را به داخل مخلوط درون استوانه پاشش میکند که مشخصـات این دو افشانه در جداول ۲ و ۳ آورده شده است.

فشار درون استوانه توسط حسگر فشار کیسلر نوع^۵ 6067C1 اندازه گیری می شود، جهت بهبودی و دقت عمل، ۵۰۰ چرخه کاری موتور متوسط گیری شده است. نرخ هوای ورودی توسط یک روزنه جریان خفقان^ع اندازه گیری شده و هردو محفظه هوای ورودی و

¹ Premixed charge compression ignition

² Ma

³ Curran

⁴ University of Wisconsin - Madison

⁵ Kistler Model

⁶ Choked Flow

خروجی مجهز به یک پایش کنندهٔ PID است، همچنین ذرات معلق در گازهای خروجی نیز توسط دستگاه AVL دازه گیری شده است [۹].

	••••••
کترپیلر ۳۴۰۱ اسکات	نوع موتور
7,44	حجم جابجایی (لیتر)
18,42	قطر استوانه (سانتیمتر)
18,01	طول مسیر سمبه (سانتیمتر)
51,18	طول بازوی لنگ (سانتیمتر)
۱۶٫۱	نسبت تراکم هندسی
۱۵,۱	نسبت تراكم مؤثر
استاک (کلاہ مکزیکی)`	نوع تاج سمبه
۴	تعداد دریچه در هر استوانه
۳۸۵ درجه قبل از TDC	زمان باز شدن دریچهٔ هوا
۱۴۳ درجه قبل از TDC	زمان بسته شدن دریچهٔ هوا
۱۳۰ درجه بعد از TDC	زمان باز شدن دریچهٔ دود
۳۶۵ درجه بعد از TDC	زمان بسته شدن دریچهٔ دود

جدول ۱: مشخصات موتور دیزل سنگین دانشگاه ویسکانسین [۹]

(ياشش بنزين) [٩]	ضعيف	فشار	افشانه	مشخصات	۲:	جدول
------------------	------	------	--------	--------	----	------

(یق) ۱۱	جدول ۱۰ مساحصات ، عسانه عسار عمليت (پاسس ب		
۰,۷۵	نرخ پاشش در فشار ۳ بار (لیتر بر دقیقه)		
۵,۱۷	فشار پاشش (بار)		
جدول ۳: مشخصات افشانهٔ فشار قوی (پاشش گازوئیل) [۹]			
۶	تعداد دهانه ^۲ های افشانه		
۲۵.	قطر دهانه (ميكرومتر)		
Υ٢,۵	زاویه افشانه با محور عمودی (درجه)		
٨٠٠	فشار یاشش (بار)		

در جدول ۴ می توان اطلاعات تکمیلی را از دستگاههای اندازه گیری مقدار گازهای خروجی که برای اجرای آزمایشها استفاده شده است را مشاهده نمود.

ں گازهای خروجی [۹]	جدول ۴: مشخصات دستگاههای اندازه گیری
دستگاه اندازه گیری	NO، NO2 و CO خروجی
كاليفرنيا	و CO2 ورودی
دستگاه زیمنس [*]	CO2 خروجی و هیدروکربنهای نسوخته

جدول های ۵ و ۶ مشخصات سوخت بنزین و گازوئیـل را کـه در این آزمون استفاده شده است را نشان میدهند.

شرایط ازمون موتور در جدول ۷ ارائه شده است، هم ان طـ ور کـه
مشاهده می کنید پاشش موتور به صورت دو مرحلهای صورت گرفت ه
که نتایج این آزمون را میتوان در جدول ۸ مشاهده نمود. طبق نتایج
آزمایشگاهی مقدار آلایندهٔ اکسید ازت کمتر از حد استاندارد اروپا
(اروپا ۶) قرار دارد.

جدول ۵: مشخصات سوخت بنزین [۹]			
CH1.88	سوخت بنزين		
۳۸,۹	نقطهٔ جوش اوليه (درجه سانتيگراد)		
48,1	ارزش حرارتی بزرگ ^ہ (مگاژول بر کیلوگرم)		
۴۳,۲	ارزش حرارتی کوچک ^۲ (مگاژول بر کیلوگرم)		
٩۵,۶	عدد اکتان تحقیقاتی ^۷		
٨٧,٨	عدد اکتان موتوری^		
١,٨٨	نسبت هيدروژن به کربن سوخت		

٩]	گازوئيل	سوخت	مشخصات	۶:	جدول
----	---------	------	--------	----	------

CH _{1.74}	علامت شيمايي سوخت گازوئيل
۰,۸۵۶	وزن مخصوص (در ۱۵٫۵ درجه سانتیگراد)
۲,۷۱	گرانروی در ۴۰ درجه سانتیگراد (سانتی استوک)
40,7	ارزش حرارتی بزرگ (مگاژول بر کیلوگرم)
47,07	ارزش حرارتی کوچک (مگاژول بر کیلوگرم)
48,1	عدد ستان
١,٧۴	نسبت هيدروژن به کربن سوخت

، موتور [۹]	ا آزمون	شرايط	ل ۷:	جدوا
-------------	---------	-------	------	------

مقدار	متغیرهای آزمون موتور
18	سرعت موتور (دور بر دقيقه)
%.	نرخ گازهای برگشتی
•,74	نسبت همارزی
٣٢	دمای هوای ورودی (درجه سانتیگراد)
۱۹۵	دمای دود خروجی (درجه سانتیگراد)
١,٣٧	فشار ورودی (بار)
۶۰,۱	کل سوخت مصرفی (میلی گرم بر چرخه)
%۶A	درصد بنزین از سوخت کل
٨٠٠	فشار پاشش سوخت گازوئیل (بار)
۵۸ درجه قبل از TDC	شروع پاشش اول سوخت گازوئیل
۵٫۰۷ درجه میللنگ	مدت زمان پاشش اول سوخت گازوئیل
۶۸,۴	مقدار سوخت گازوئیل در پاشش اول
۳۷ درجه قبل از TDC	شروع پاشش دوم سوخت گازوئیل
۲,۳۴ درجه میللنگ	مدت زمان پاشش دوم سوخت گازوئیل

⁵ High Heating Value

⁶ Lower Heating Value

⁷ Research Octane Number

⁸ Motor Octane Number

⁴ Siemens

¹ Stock (Mexican hat)

² Nozzle

³ California Analytic Instruments

جدول ۸: نتایج آزمایشگاهی [۹]			
درست ناخالص	شاخص		
18,88	توان (كيلووات)		
177,77	مصرف سوخت ويژه (گرم بر كيلووات ساعت)		
۵,۱۶	فشار مؤثر متوسط ^۳ (بار)		
•,•1244	اکسیدهای نیتروژن (گرم بر کیلووات ساعت)		
۰,۰۰۵۱۶	ذرات معلق (گرم بر کیلووات ساعت)		
۴,۵۹۷	هیدروکربنهای نسوخته (گرم بر کیلووات ساعت)		
14,19	مونوكسيد كربن (گرم بر كيلووات ساعت)		
۵۵۰	دي اكسيد كربن خروجي (گرم بر كيلووات ساعت)		

۳- شبیهسازی و صحه گذاری نتایج

شبیه سازی احتراق با استفاده از نرم افزار کانورج^۴ انجام شده است، این نرم افزار با استفاده از حل CFD به بررسی احتراق در موتورهای احتراق داخلی می پردازد.

حل CFD نشان دهندهٔ یک حل عددی از یک جریان چند بعدی است که می تواند به صورت غیر پایا^ه و مغشوش² باشد. معادلات اندازه حرکت، جرم و انرژی، معادلات حاکم بر یک جریان چند بعدی هستند که در بسیاری از مواقع برای سادهبودن حل این مسائل جریان را تک حالت و تکجزئی فرض می کنند، ولی وقتی این مسائل را در زمینهٔ احتراق و موتور به کار می بریم، یک مخلوطی از چندین جزء مختلف خواهیم داشت، همچنین زمانی که در موتور دیزل به کار برود، دو حالت مایع و گاز به صورت همزمان در موتور خواهیم داشت که معادلات بقای جرم و بقای اندازه حرکت و انرژی در حالت چند جزئی و چند حالتی حل می شوند.

در این معادلات به علت وجود چند جزء و چند حالت، بخشهای انتقال و منبع^۷ وارد معادلات می شوند تا بتوانند آزادشدن انرژی و تغییرات غلظت گونه ها را ناشی از احتراق و همچنین فعل و انفعالات بین حالت گاز و مایع و نرخ واکنش های شیمیایی را محاسبه کنند. معادلات آتی بقای جرم، اندازه حرکت و انرژی را در حالت چند جزئی و چند حالتی نشان می دهند [۱۰].

معادلهٔ بقای جرم:

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

- ² Specific Fuel Consumption (SFC)
- ³ Mean Effective Pressure (MEP)
- ⁴ Converge
- ⁵ Unsteady
- ⁶ Turbulence
- ⁷ Source

در معادلهٔ بقای جرم، m بیانگر گونه های واکنش است، عبارت اول سمت راست بیانگر نفوذ^۸ شعله و عبارت دوم و سوم سمت راست معادلهٔ بقای جرم عبارت منبع نامیده می شود که به ترتیب ناشی از فواره و احتراق است. x_i بیانگر مختصات x, y, z است. بالانویس sنشانگر فواره و c بیانگر احتراق است. u بیانگر سرعت و D ضریب نفوذ نامیده می شود.

معادلهٔ بقای اندازه حرکت:

$$\frac{\partial(\rho v_j)}{\partial t} + v_j \frac{\partial(\rho v_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} + \rho F_j^s + \rho g_j$$

$$j = 1,2,3 \qquad (Y)$$

عبارت اول سمت راست بیانگر تغییرات فشار و عبارت دوم جدول^۹ تنش را نشان میدهد. عبارت سوم سمت راست معادلهٔ بقای اندازه حرکت ناشی از افزایش اندازه حرکت حالت گاز به علت ورود فواره است. *T* بیانگر تنش، *F* بیانگر نیروی خارجی است.

معادلهٔ بقای انرژی:

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

در این معادله، k رسانندگی گرمایی، T دما، C_p گرمای ویژه، h آنتالپی است. عبارت دوم سمت راست بیانگر آنتالپی منتقل شده به واسطهٔ نفوذ جرم گونهٔ m ام است. عبارت سوم، اتلاف انرژی جنبشی تلاطم^{۱۰} را محاسبه می کند و دو عبارت آخر سمت راست معادلهٔ بقای انرژی، انرژی ورودی از فواره و احتراق را نشان می دهد.

در شکل ۱ میتوان نمایی از تجزیه کامل سوخت خروجی از یک فواره را مشاهده نمود، برای شبیهسازی فواره نیاز است که فروپاشی اولیه^{۱۱} سوخت و فروپاشی ثانویه^{۱۲} سوخت شبیهسازی شود، در طی زمان تجزیه سوخت پاشیدهشده، امکان برخورد قطرات سوخت با یکدیگر و همچنین بهم پیوستگی قطرات نیز وجود دارد که باید با استفاده از الگوهای برخورد قطرات سوخت^{۱۳} و همچنین

- ⁸ Diffusion
- ⁹ Tensor
- ¹⁰ Dissipation of turbulent kinetic energy
- ¹¹ Primary Breakup
- ¹² Secondary Breakup
- 13 Collision

بهمپیوستگی^۱ قطرات سوخت این دو پدیده در فواره را شبیهسازی کرد.

سوخت پاشیده شده بعد از مرحله فروپاشی ثانویه، تبخیر شده و در بعضی اوقات، مقداری از سوخت به دیواره استوانه برخورد می کند که در شبیهسازی نیاز است الگوی تبخیر سوخت^۲ و همچنین برخورد با دیواره^۳ نیز به کار گرفته شود.

زاویه خروج فواره^۴ از دهانه افشانه یکی از متغیرهای مهم و تأثیرگذار در شبیهسازی به حساب میآید که در فرآیند تجزیه و همچنین پیشبینی مقدار نفوذ فواره^۵ دارای اهمیت بسیار است، به همین دلیل از معادلهٔ هیرویاسو^۶ و آرای^۷ برای محاسبهٔ زاویه خروج فواره استفاده شده است [۱۱].

$$\rho c_p \theta = 83.5 \left(\frac{L}{D}\right)^{-0.22} \left(\frac{D}{D_0}\right)^{0.15} \left(\frac{\rho_a}{\rho_l}\right)^{0.26} \tag{f}$$

نسبت طول به قطر دهانه، $ho_a,
ho_l$ به ترتیب چگالی سـوخت و هـوا $\frac{L}{D}$ است و D_0 قطر محفظهٔ پایینی دهانه^ است.

در این شبیهسازی از روشی که توسط آمسدن^۹ برای شبیهسازی تبخیر سوخت توسعه داده شده است، استفاده شده است [۱۲].



برای شبیهسازی الگوی برخورد سوخت از روشی که توسط اشمیت^{۱۰} و راتلند^{۱۱} برای شبیهسازی برخورد سوخت توسعه داده شده استفاده شده است [۱۴]. برای شبیهسازی بهم پیوستگی قطرات سوخت از روشی که پست^{۱۲} و آبراهام^{۱۳} توسعه دادند، استفاده شده است [۱۵].

- ¹ Coalescence
- ² Evaporation
- ³ Wall Impingement
- ⁴ Spray cone angle
- ⁵ Spray penetration
- ⁶ Hiroyasu
- ⁷ Arai
- ⁸ Sac diameter
- ⁹ Amsden
- ¹⁰ Schmidt
- ¹¹ Rutland
- 12 Post
- ¹³ Abraham

در شبیهسازی برخورد قطرات با دیواره از روش نابر^{۱۴} و ریتز^{۱۵} که

بعدها توسط گنزالس^{۱۶} بهبود داده شد، استفاده شده است [۱۶, ۱۷]. شبیهسازی فروپاشی قطرات سوخت با روش HH-RT انجام شده است [۱۸, ۱۹]. برای اینکه بتوان احتراق را با استفاده از سازوکارهای شیمیایی شبیهسازی کرد از روش توسعه داده شده توسط سنکال^{۱۷} برای شبیهسازی احتراق استفاده شده است [۲۰].

در این شبیه سازی از سوخت ایزواکتان^{۱۸} به عنوان سوخت بنزین و از سوخت هپتان نرمال^{۱۹} به عنوان سوخت گازوئیل استفاده شده است.

سوختهای ایزواکتان و هپتان نرمال را به عنوان سوختهای مرجع پایه^{۲۰} مینامند. در این مطالعه برای شبیهسازی سازوکار احتراق سوخت ایزواکتان و هپتان نرمال از سازوکار شیمیایی که توسط وانگ^{۲۱} توسعه داده شده استقاده شده است [۲۱].

تحقیقات زیادی از جمله کاری که را^{۲۲} و همکاران انجام دادهاند نشان می دهد که استفاده از سوختهای ایزواکتان و هپتان نرمال به جای سوختهای بنزین و گازوئیل قابل قبول است [۲۲]. در این مقاله از سازوکار ۱۲ واکنشی اکسیدهای نیتروژن که توسط سان^{۲۳} توسعه داده شده، استفاده شده است [۲۳]، برای بیان اکسیدهای نیتروژن (ناکس)، از مجموع اکسید ازت و دی اکسید ازت استفاده شده است. از روش هیرویاسو برای پیش بینی آلایندهٔ ذرات دوده استفاده شده است [۲۴], ۲۵].

برای شبیهسازی موتور دیزل سنگین دانشگاه ویسکانسین قطاعی ۶۰ درجه از اتاق احتراق شبیهسازی میشود که میتوان هندسه تاج سمبه را در شکل ۲ مشاهده نمود.

در شکل ۳ می توان صحه گذاری نتایج شبیه سازی را با نتایج آزمایشگاهی مشاهده نمود. همچنین در شکل ۴ می توان نتایج صحه گذاری آلاینده های حاصل از شبیه سازی را با نتایج آزمایشگاهی مشاهده کرد.



شکل ۲: هندسهٔ تاج سمبه موتور دیزل سنگین دانشگاه ویسکانسین [۴]

- 14 Naber
- 15 Reitz
- ¹⁶ Gonzalez
- ¹⁷ Senecal
- ¹⁸ Iso-octane
- ¹⁹ N-heptane
- ²⁰ Primary Reference Fuel
- ²¹ Wang
- ²² Ra
- 23 Sun

سوختهای مرجع دارای ارزش حرارتی کوچک بزرگتری نسبت به سوختهای گازوئیل و بنزین هستند، همچنین عدد اکتان سوخت ایزواکتان بیشتر از سوخت بنزین بوده و نیز عدد ستان سوخت هپتان نرمال بیشتر از سوخت گازوئیل است.

به همین علت اختلافهایی در تشکیل و از بین رفتن گونهها در طی واکنشها خواهیم داشت که اثرات خود را در نمودارهای فشار، آزادسازی گرما و آلایندهها میگذارد، ولی میتوان با دقت خوبی این دو سوخت مرجع پایه را به عنوان سوخت گازوئیل و بنزین در تحقیقات به کار برد.



شکل ۳: نتایج آزمایشگاهی و شبیهسازیشدهٔ فشار درون استوانه و آزادسازی گرما



همان طور که مشاهده می شود شبیه سازی در پیش بینی آلاینده ها، نمودار فشار و نرخ آزادسازی گرما خوب عمل کرده که این قضیه می تواند در پیش بینی رفتار موتور در نقاطی که نتایج آزمایشگاهی وجود ندارد مؤثر باشد.

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

$$Power_{gross}[kW] = Work_{gross} \times \frac{Speed[rpm]}{120}$$
 (5)

٤-٢-شدت کوبش

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

زیادبودن نرخ افزایش فشار در این نوع موتورها باعث به وجود آمدن صدای بیش از حد در این نـوع از موتورها خواهد شـد. بـرای داشتن یک معیار مناسب در جهت محاسـبهٔ حـد نـرخ افـزایش فشـار میتوان از معادلهٔ ۷ که توسط اِنگ^۴ توسعه داده شده استفاده کرد. این معادله، معیاری برای داشتن حد نرخ افزایش فشار در موتورهای نـوع HCCI است [۲۷].

در آزمایشاتی که دک و یانگ^۵ انجام دادهاند، مقدار <u>^{MW}</u> 5 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 می شود [۲۸].

Ringing Intensity(RI) $\left[\frac{kW}{m^2}\right] =$	
$\frac{1}{2\gamma} \frac{\left(\beta \frac{dP}{dt} _{max}\right)^2}{P_{max}} \sqrt{\gamma R T_{max}}$	(٢)

در معادلهٔ ۶۰ γ نسبت گرماهای ویژه، dP/dt نرخ افزایش فشار بر حسب R ،kPa/ms ثابت گاز آرمانی، T_{max} بیشینه دمای درون استوانه بر حسب کلوین و ثابت β برابر با ۰٫۰۵ میلی ثانیه است.

- ² Maximum Heat Release Rise Rate
- ³ Maximum Pressure Rise Rate
- ⁴ Heat release
- ⁵ Dec and Yang

¹ Indicated Power & Work

PRF[\] −۳−٤ سوخت

در این مقاله برای بیان نسبت استفاده از دو سوخت، از معیار زیر استفاده شده است.

$$PRF = \frac{m_{Iso-Octane}}{m_{Iso-Octane} + m_{N-Heptane}} \tag{A}$$

نسبت همارزی محاسبه شده برای هر دو سوخت نیز از معادلهٔ ۹ محاسبه می شود.

$$\phi = \frac{(Fuel/Air)_{act}}{(Fuel/Air)_{sto}}$$

$$= \frac{(Fuel/Air)_{act}}{\left(\frac{IC_8H_{18} + NC_7H_{16}}{Air}\right)_{sto}}$$

$$= \frac{(Fuel/Air)_{act}}{\left(\frac{15M_c + 34M_H}{Air}\right)_{sto}} \quad (5)$$

٥- جمع بندي نتايج

٥-١- اثر ترکیب سوختهای ایزواکتان و هپتان نرمال

در این تحقیق تأثیر وجود سوختهای ایزواکتان و هپتان نرمال بر احتراق موتورهای RCCI بررسی شده است، به همین خاطر شبیه سازی هم با سوخت هپتان نرمال به صورت جداگانه و هم با سوخت ایزواکتان به صورت جداگانه انجام شده است. در این بررسی مقدار این سوختها تغییری نکرده است، به همین دلیل میتوان تأثیر هریک را به صورت جداگانه بر احتراق بررسی نمود و سپس به بررسی تأثیر تغییرPRF سوخت پرداخته شده است.

همان طور که در شکل ۵ مشاهده می شود متغیرهای احتراق سوخت هپتان نرمال بدون ایزواکتان و ایزواکتان بدون هپتان نرمال به نمایش درآمده است.

در این بررسی، هیچ یک از متغیرهای شبیهسازی تغییری نکرده و همچنین دما و فشار اولیه برای هر دو نتیجه ثابت است. همان طور که مشاهده می شود سوخت هپتان نرمال به علت اینکه مقاومت آن در برابر خوداشتعالی بسیار کم است و همچنین دمای خوداشتعالی^۲ آن نسبت به سوخت ایزواکتان بسیار کمتر است، زمانی که پاشیده می شود به علت دما و فشار زیاد اتاق احتراق شروع به واکنش کرده و قبل از نقطهٔ TDC، مقدار کمی از خود انرژی آزاد می کند.



از آنجائی که شروع احتراق حداقل ۱۵ درجه بعد از اتمام پاشش صورت می گیرد فرآیند شروع احتراق مانند موتورهای دیزل نخواهد بود بلکه سوخت هپتان نرمال به عنوان یک ابزار برای تغییر واکنش پذیری مخلوط هوا و بنزین استفاده شده تا بتواند حالت احتراق اصلی موتورهای RCCI را در زمان قابل قبول قرار بدهد.

در مرحلهای که سوخت ایزواکتان بدون سوخت هپتان نرمال در موتور استفاده شده است، به علت زیادبودن عدد اکتان سوخت ایزواکتان و همچنین زیادبودن دمای خوداشتعالی این سوخت نسبت به سوخت هپتان نرمال، به طور کلی هیچ احتراقی در موتور انجام نشده است.

در احتراق اصلی این موتور که همزمان با دو سوخت رخ میدهد، سوخت گازوئیل با تغییر واکنش پذیری و تغییر دمای مخلوط هوا و بنزین موجود در محفظهٔ احتراق، باعث به وجودآوردن زمینهای برای ایجاد حالت اصلی احتراق (که همزمان از دو سوخت ایزواکتان و هپتان نرمال استفاده می شود) می شود.

این نوع راهبرد به طور کلی با موتورهای دوگانهسوز (دیزل گاز) متفاوت بوده، چون در آن موتورها، همزمان با پاشش سوخت گازوئیل، حالت اصلی احتراق بعد از یک مرحله گذار (تأخیر در اشتعال^۳) ایجاد می شود، ولی در این نوع از موتورها، سوخت گازوئیل در طی یک مرحله طولانی با ایجاد واکنشهایی، باعث تغییر در شرایط دما و فشار درون اتاق احتراق شده که این عامل سبب به وجود آوردن حالت اصلی احتراق می شود.

³ Ignition delay

¹ Primary Reference Fuel

² Auto-ignition temperature

با توجه به شکل ۵، ماهیت موتورهای RCCI را میتوان به وضوح مشاهده کرد، احتراق در این نوع از موتورها باید به سبب خوداشتعالی مخلوط هوا و سوخت اتفاق افتد و پاشش سوخت گازوئیل نباید عامل شروع کننده احتراق باشد، که در این شکل میتوان پاشش سوخت هپتان نرمال و نرخ آزادشدن گرما را در موتورهای RCCI مشاهده نمود.

این نمودار از سه بخش کلی A, B, C تشکیل شده است. سوختن مخلوط در بخش A بیشتر به واسطهٔ سوختن سوخت هپتان نرمال انجام می پذیرد به همین دلیل مقداری زیادی از آزادسازی گرما به سبب سوختن سوخت هپتان نرمال خواهد بود.

بخش B که قسمت اصلی احتراق موتورهای RCCI است، هر دو سوخت ایزواکتان و هپتان نرمال در آزادسازی گرما و تشکیل این مرحله از احتراق نقش دارند ولی اساساً سوخت ایزواکتان نقش اصلی این مرحله از احتراق را برعهده دارد ولی بدون ایجاد زمینهٔ احتراق توسط سوخت هپتان نرمال، این مرحله اتفاق نخواهد افتاد.

بخش C که بخش پایانی احتراق است، اساساً توسط سوخت ایزواکتان ایجاد می شود و تقریباً تمام سوخت هپتان نرمال تا قبل از این مرحله سوخته شده است.

۵-۲- بررسی تغییر نسبت سوخت ایزواکتان به هپتان نرمال

در ادامه این تحقیق بررسی کاملی بر روی تغییرات نسبت سوخت ایزواکتان به هپتان نرمال انجام شده است، به همین منظور مقدار کل سوخت از ۴۰ میلیگرم در هر چرخه تا مقدار ۱۰۰ میلیگرم افزایش یافته است، همچنین نسبت سوخت ایزواکتان به هپتان نرمال از ۶۸ درصد تا ۹۶ درصد افزایش یافته است. مقدار هوای ورودی نیز در تمام حالات یکسان در نظر گرفته شده است.

در مجموع ۳۵ نقطه کاری موتور با توجـه بـه تغییـر بـار و تغییـر نسبت دو سوخت با سرعت یکسان انتخاب شده تا بتوان دید کاملی از شرایط موتور در وضعیتهای مختلف بدست آورد.

در این نقاط هیچ یک از متغیرهای شبیهسازی تغییری نکرده و صرفاً با تغییر مقدار کل سوخت و تغییر نسبت دو سوخت، مدت زمان پاشش سوخت گازوئیل تغییر یافته است. در تمام نقاط مقدار گازهای برگشتی داخل استوانه صفر درصد در نظر گرفته شده است.

شکل ۶ نمای کاملی از ۳۵ نقطهٔ کاری هدف را نشان میدهد در این نمودار فشار مؤثر متوسط درست به صورت کران نما به نمایش درآمده است، همچنین احتراق ناقص، خاموشی شعله، شدت کوبش، مقدار آلایندهٔ اکسیدهای نیتروژن و ذرات دوده رسم شده است.

در این مقاله خروج ۵۰ تا ۸۵ درصد انرژی سوخت به صورت سوخت نسوخته را معیاری برای احتراق ناقص^۱ و خروج بیشتر از ۸۵

درصد سوخت به صورت نسوخته را معیاری برای خاموشـی شـعله^۲ در نظر گرفته شده است.

همان طور که مشاهده می شود با کاهش مقدار کل سوخت و افزایش درصد سوخت ایزواکتان نسبت به هپتان نرمال به سمت احتراق ناقص و خاموشی شعله پیش می رویم، دلیل این امر نیز در شکل ۵ به نمایش درآمده است، با کاهش مقدار سوخت هپتان نرمال، امکان تغییر واکنش پذیری سوخت داخل اتاق احتراق وجود نخواهد داشت، بنابراین سوخت ایزواکتان موجود در استوانه، امکان احتراق را پیدا نخواهد کرد و به سمت احتراق ناقص پیش می رود.

وقتی مقدار سوخت افزایش مییابد، به خصوص در قسمتهایی که مقدار سوخت هپتان نرمال بیشتر میشود، واکنش پذیری سوخت موجود در داخل استوانه افزایش یافته، در نتیجه احتراق به جلو کشیده میشود و طول احتراق کاهش مییابد، در نتیجه نرخ تولید اکسیدهای نیتروژن افزایش مییابد به همین دلیل در مقادیر زیاد سوخت و مقادیر زیاد سوخت هپتان نرمال، مقدار تولید آلایندهٔ اکسیدهای نیتروژن به فراتر از حد استاندارد اروپا رسیده است و عملاً از شرایط عملکردی مناسب خارج می شود.



ع بررسی که مصد کاری موکور به کیپیر مندار من شو تک و کسبت سوخت ایزواکتان به هپتان نرمال

مکانی از نمودار که به صورت خطچین نشان داده شده است، از نقطه نظر متغیرهای عملکردی از قبیل کمبودن شدت کوبش، آلایندههای اکسیدهای نیتروژن و ذرات دوده و بزرگبودن بازده ناخالص موتور در بهترین شرایط خود قرار دارد.

همان طور که از این نمودار مشاهده می شود زمانی که مقدار کل سوخت افزایش می یابد باید مقدار هپتان نرمال کاهش یابد، با زیادبودن مقدار هپتان نرمال در این نقاط واکنش پذیری مخلوط شدیداً تحت تأثیر قرار گرفته است و حالت احتراق به جلوکشیده خواهد شد و

² Misfire

¹ Badfire

نرخ تولید اکسیدهای نیتروژن افزایش خواهد یافت و زمانی که مقدار کل سوخت کاهش مییابد، باید مقدار هپتان نرمال افزایش یابد، در مقادیر کمتر هپتان نرمال به علت کم بودن کل سوخت داخل اتاق احتراق، شرایط برای احتراق مناسب در موتور ایجاد نخواهد شد.

در شکل ۷ می توان مدت زمان بین شروع پاشش سوخت هپتان نرمال تا ۲۵۰ (مکانی که ۵ درصد از انرژی ورودی سوخت واکنش داده و محترق شده است) را مشاهده کرد، همان طور که مشاهده می شود در تمامی مقادیر سوختها، زمانی که مقدار سوخت هپتان نرمال افزایش می یابد واکنش پذیری مخلوط داخل استوانه افزایش یافته در نتیجه حالت احتراق به جلو کشیده خواهد شد و هرچقدر به سمت مقادیر بیشتر ایزواکتان پیش برویم، حالت احتراق به عقب کشیده خواهد شد.

این امر در مقادیر زیاد سوخت مزیت بوده و می تواند مقدار دمای داخل استوانه و همچنین تولید اکسیدهای نیتروژن را کاهش دهد، ولی در مقادیر کم سوخت مزیتی نخواهد داشت و با کاهش مقدار هپتان نرمال، امکان احتراق عادی از بین خواهد رفت.





¹ Crank Angle 5%

در شکل ۸ میتوان مصرف سوخت ویژه درست ناخالص را مشاهده نمود، آنچه که در این نمودار ملاحظه میشود، مصرف سوخت ویژه در مقادیر زیاد سوخت و قسمتهایی که مقدار سوخت هپتان نرمال افزایش یافته است کمترین مقادیر خود را دارد و در مقادیر کم سوخت به علت اینکه مقادیر زیادی از سوخت به صورت نسوخته از موتور خارج می شود، مصرف سوخت ویژه افزایش یافته است.

کران نمای^۲ تعدادی از نقاط در جدول ۹ به نمایش درآمده است، کران نمای نقاط با تغییر مقدار کل سوخت از ۴۰ تا ۱۰۰ میلی گرم با ۸۲٪ مقدار ایزواکتان و کران نمای نقاط با تغییر PRF سوخت از ۴٫۶۸ تا ۹٫۹۶ با مقدار کل سوخت ۲۰ میلی گرم در نقطهٔ مکث بالا به نمایش درآمده است.

در کران نمای نشان داده شده، دمای داخل اتاق احتراق، کسر جرمی ایزواکتان و هپتان نرمال به نمایش درآمده است. همان طور که ملاحظه می شود با افزایش مقدار کل سوخت و ثابتماندن نسبت سوخت ایزواکتان به هپتان نرمال، دما در نقطهٔ مکث بالا شدیداً افزایش می یابد و بیشینه فشار درون اتاق احتراق و مصرف سوخت ایزواکتان و هپتان نرمال نیز به جلو کشیده می شود.

در ادامهٔ کران نمای نشان داده شده در مقدار کل سوخت ۲۰ میلی گرم، نسبت سوخت ایزواکتان به هپتان نرمال در حال افزایش است، همان طور که ملاحظه می شود با افزایش این نسبت، زمان احتراق به عقب کشیده شده و به سمت خاموشی شعله پیش می رود و به دلیل عدم وجود احتراق در نسبت های زیاد، دمای درون اتاق احتراق کاهش می یابد.

٦- نتیجه گیری

موتورهای اشتعال تراکمی با واکنشهای پایش شده توانسته از نقطه نظر عملکردی و تولید آلایندههای اکسیدهای نیتروژن و ذرات دوده نسبت به سایر موتورهای HCCI در وضعیت خوبی قرار گیرد، پایش بر روی احتراق به واسطهٔ تغییر واکنشپذیری سوخت و همچنین کم بودن تولید آلایندهها یکی از مزایای خوب این نوع از موتورهاست.

در این مقاله، نتایج حاصل از شبیهسازی ۳۵ نقطه عملکردی موتور در یک نمودار به نمایش درآمده است تا بتوان در یک دید کلی، وضعیت عملکردی موتور در بارهای مختلف با تغییر نسبت ایزواکتان به هپتان نرمال را به دست آورد.

همان طور که ملاحظه شد در این نوع موتورها، نسبت تراکم موتور قادر به احتراق سوخت اولیه موتور نیست و پایش حالت احتراق به واسطهٔ افزودن سوخت دوم با واکنش پذیری بیشتر به مخلوط سوخت و هوای اولیه صورت می گیرد که تغییر این نسبت دو سوخت

² Contour

در مقادیر مختلف سوخت تأثیر زیادی بر عملکرد موتور داشته و می تواند در بعضی نقاط، موتور را به سمت احتراق ناقص و در بعضی نقاط، موتور را به سمت بهترین نقطه عملکرد هدایت کند.

جدول ۹: کران نمای دمای داخل اتاق احتراق، ایزواکتان، هپتان نرمال با
تغییر مقدار کل سوخت و تغییر مقدار PRF



در این نوع از موتورها، در مناطقی با مقدار کل سوخت کم و همچنین کمبودن نسبت سوخت هپتان نرمال به ایزواکتان، امکان به

وجودآوردن زمینه برای احتراق وجود نخواهد داشت و احتراق به سمت احتراق ناقص پیش خواهد رفت و در مقادیر زیاد سوخت، شرایط برای احتراق مناسب فراهم می شود، در این مناطق، تأثیر نسبت ایزواکتان به هپتان نرمال اهمیت بیشتری پیدا خواهد کرد.

در مقادیر زیاد سوخت هرچقدر که به سمت مقادیر زیادتر سوخت ایزواکتان پیش برویم به علت کم شدن واکنش پذیری سوخت، حالت احتراق به تأخیر افتاده و نرخ تولید آلایندهٔ اکسیدهای نیتروژن کاهش مییابد و میتواند از نقطه نظر تولید آلایندهها در شرایط مناسبتری قرار گیرد.

فهرست علائم

D	قطر دهانه (m)
D_1	ضریب پخش جرمی سوخت بخارشده در هوا (m²/s)
F	عبارت نیروی خارجی (N)
L	طول دهانه (m)
Р	فشار (Pa)
r ₀	قطر قطره سوخت پاشیده شده (m)
Т	(k) دما

V	جم (m ³)

علائم يونانى

ρ	چگالی (kg/m ³)
γ	نسبت گرماهای ویژه

زيرنويسها

a	هوا
с	حتراق

سوخت 1

- گونهٔ m ام
- فواره s

مراجع

[1] S. Curran, R. Hanson, R. Wagner, R. D. Reitz, Efficiency and emissions mapping of RCCI in a lightduty diesel engine. SAE Technical Paper, 2013

[2] W. L. Hardy, R. D. Reitz, A study of the effects of high EGR, high equivalence ratio, and mixing time on emissions levels in a heavy-duty diesel engine for PCCI combustion. SAE Technical Paper, 2006

[3] M. Zheng, X. Han, U. Asad, J. Wang, Investigation of butanol-fuelled HCCI combustion on a high efficiency diesel engine. Energy Conversion and Management, Vol. 98, pp. 215-224, 2015

[4] S. Kokjohn, R. Hanson, D. Splitter, J. Kaddatz, R.D. Reitz, Fuel reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion in light-and heavy-duty engines.

Downloaded from engineresearch ir at 11:33 +0330 on Wednesday September 27th 2017

impingement. SAE Technical Paper, 1988

[17] M. Gonzalez, Z. W. Lian, R. Reitz. Modeling diesel engine spray vaporization and combustion. SAE transactions, Vo. 101, pp. 1064-1076, 1992

[18] R. Reitz, F.V. Braco. Mechanisms of breakup of round liquid jets, Encyclopedia of Fluid Mechanics, Gulf Pub, Houston, TX, p 233, 1986

[19] R. D. Reitz. Modeling atomization processes in high-pressure vaporizing sprays. Atomisation Spray Technology Vol. 3, pp. 309-337, 1987

[20] P. Senecal, E. Pomraning, K. Richards, T. Briggs, C. Choi, R. McDavid, 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

[21] H. Wang, M. Yao, R.D. Reitz. Development of a reduced primary reference fuel mechanism for internal combustion engine combustion simulations, Energy & Fuels, Vol. 27, pp. 7843-53, 2013

[22] Y. Ra, J. E. Yun, R. D. Reitz. Numerical simulation of gasoline-fuelled compression ignition combustion with late direct injection, International Journal of Vehicle Design, Vol. 50, pp. 3-34, 2009

[23] Y. Sun. Diesel combustion optimization and emissions reduction using adaptive injection strategies (AIS) with improved numerical models. ProQuest, 2007 [24] H. Hiroyasu, T. Kadota. Models for combustion and formation of nitric oxide and soot in direct injection diesel engines. SAE Technical Paper, 1976

[25] G. A. Lavoie, J. B. Heywood, J. C. Keck. Experimental and theoretical study of nitric oxide formation in internal combustion engines. Combustion science and technology, Vol. 1, pp. 313-26, 1970

[26] D. E. Nieman, A. B. Dempsey, R. D. Reitz. Heavyduty RCCI operation using natural gas and diesel. SAE Technical Paper, 2012

[27] J. Eng. Characterization of pressure waves in HCCI combustion. SAE Technical Paper, 2002

[28] J. E. Dec, Y. Yang. Boosted HCCI for high power without engine knock and with ultra-low NOx emissions-using conventional gasoline. SAE International Journal of Engines, Vol. 3, pp. 750-67, 2010

SAE International Journal of Engines. Vol. 4, pp. 360-374, 2011

[5] D. Splitter, R. Hanson, S. Kokjohn, R.D. Reitz, Reactivity controlled compression ignition (RCCI) heavy-duty engine operation at mid-and high-loads with conventional and alternative fuels. SAE Technical Paper, 2011

[6] R. M. Hanson, S. L. Kokjohn, D. A. Splitter, R. D. Reitz, An experimental investigation of fuel reactivity controlled PCCI combustion in a heavy-duty engine. SAE international journal of engines, Vol. 3, pp. 700-716, 2010

[7] S. L. Kokjohn, R. M. Hanson, D. A. Splitter, R. D. Reitz, Experiments and modeling of dual-fuel HCCI and PCCI combustion using in-cylinder fuel blending. SAE Technical Paper, 2009

[8] S. Ma, Z. Zheng, H. Liu, Q. Zhang, M. Yao, Experimental investigation of the effects of diesel strategy on gasoline/diesel injection dual-fuel combustion. Applied Energy, Vol.109, pp. 202-212, 2013

[9] D. Splitter, Experimental investigation of fuel reactivity controlled combustion in a heavy-duty internal combustion engine, MS thesis in Mechanical Engineering, University of Wisconsin-Madison, 2010

[10] G. Stiesch, Modeling engine spray and combustion processes, Springer Science & Business Media, 2013

[11] H. Hiroyasu, M. Arai, Structures of fuel sprays in diesel engines. SAE Technical Paper, 1990

[12] A. A. Amsden, P. O'rourke, T. Butler, KIVA-II: A computer program for chemically reactive flows with sprays. Los Alamos National Lab., NM (USA), 1989

[13] C. Baumgarten, Mixture formation in internal combustion engines. Springer Science & Business Media, 2006

[14] D.P. Schmidt, C. Rutland, A new droplet collision algorithm. Journal of Computational Physics, Vol. 164, pp. 62-80, 2000

[15] S. L. Post, J. Abraham, Modeling the outcome of drop-drop collisions in diesel sprays. International Journal of Multiphase Flow, Vol. 28, pp. 997-1019, 2002

[16] J. Naber, R. D. Reitz. Modeling engine spray/wall



The Journal of Engine Research

Journal Homepage: www.engineresearch.ir



72

The effects of changing the Iso-Octane to N-Heptane ratio on the performance and emissions of RCCI engines – Part 1

H. Fajri^{1*}, A. Shamekhi², S. A. Jazayeri³

¹ K.N. Toosi University of technology, Tehran, Iran, hr_fajri@mail.kntu.ac.ir

² K.N. Toosi University of technology, Tehran, Iran, Shamekhi@kntu.ac.ir

³ K.N. Toosi University of technology, Tehran, Iran, Jazayeri@kntu.ac.ir

*Corresponding Author, Telephone Number: +98-9120137126

ARTICLE INFO

ABSTRACT

Article history: Received: 20 November 2015 Accepted: 09 February 2016

Keywords: RCCI engine HCCI engine Iso-Octane N-Heptane Reactivity Controlled Compression Ignition engines are today considered as a subdivision of HCCI engines which can control and manage the combustion process and emission production with using two different types of fuels. Combustion process in these types of engines is initiated by varying the amount of different fuels; consequently, varying the reactivity of fuel in various speeds and loads. For this reason, the mixing ratio of the fuels is of great importance. Altering the fuel reactivity also affects the production of emissions. In these engines, fuel with lower reactivity is injected into intake manifold and fuel with higher reactivity is injected directly into the combustion chamber. The port injected less reactive fuel is used to achieve higher efficiency and better combustion in higher compression ratios while the fuel with higher reactivity is used to control the chemical reactions rate as well as to decrease the amount of produced nitrogen oxides and soot. In this work, previously developed chemical mechanisms for N-Heptane and Iso-Octane are used to simulate chemical reaction rates. Iso-Octane has been used to represent the fuel with lower reactivity while N-Heptane has been used as the fuel with higher reactivity. In the first step, the effects of Iso-Octane and N-Heptane existence are discussed and then important combustion parameters such as emission, knock and incomplete combustion are investigated in case of changing Iso-Octane and N-Heptane fuels.



© Iranian Society of Engine (ISE), all rights reserved.

Archive of SID