



فصلنامه علمی - پژوهشی تحقیقات موتور

تارنمای فصلنامه: www.engineersearch.ir



تأثیر افزودن هیدروژن و نیتروژن بر آلاینده‌های موتور دیزل سنگین با احتراق اشتعال تراکمی با واکنش پذیری مهار شده

رسول توکلی واسکس^۱، مجتبی ابراهیمی^{۲*}، سید علی جزایری^۳

^۱ دانشجوی کارشناسی ارشد گروه مهندسی مکانیک دانشگاه آزاد اسلامی واحد آیت الله املی، امل، ایران، Rasoul.T.v@gmail.com

^۲ عضو هیئت علمی دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه آزاد اسلامی واحد آیت الله املی، امل، ایران، M.Ebrahimi1353@gmail.com

^۳ عضو هیئت علمی دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ایران، JAZAYERI@kntu.ac.ir

* نویسنده مسئول

اطلاعات مقاله

چکیده

تاریخچه مقاله:

دریافت: ۲۵ آذر ۱۳۹۸

پذیرش: ۲۹ بهمن ۱۳۹۸

کلیدواژه‌ها:

احتراق اشتعال تراکمی با واکنش پذیری

مهار شده

آلاینده‌های موتور دیزل سنگین

گاز طبیعی

هیدروژن

نیتروژن

هدف از این مطالعه ارزیابی عملکرد یک موتور دیزل سنگین با احتراق اشتعال تراکمی با واکنش پذیری مهار شده با سوخت‌های گاز طبیعی و گازوئیل است که توسط گازهای هیدروژن و نیتروژن غنی سازی شده‌اند. در این مطالعه، موتور دیزل سنگین تک استوانه کاتریلار تحت فشار مؤثر متوسط درست ناخالص معادل ۹٫۴ بار (در محدوده بار میانی) تنظیم شده است. مقدار سوخت تزریق شده درون محفظه احتراق در هر چرخه ثابت بوده و با فرض ثابت بودن محتوی کل انرژی سوخت‌ها، گازهای هیدروژن و نیتروژن با نسبت حجمی ۷۵٪ به ۲۵٪ به همراه گازهای بازگردانی شده از خروجی دود به تدریج به گاز طبیعی افزوده می‌شوند. نتایج مطالعه نشان می‌دهد با افزودن گازهای هیدروژن و نیتروژن به گاز طبیعی می‌توان سهم انرژی هیدروژن به کل سوخت‌ها را بدون افزایش قابل توجه شدت صوت احتراق به مقدار ۴۰٫۲۴٪ افزایش داد و به بازده درست ناخالص بیش از ۵۰٪ دست یافت. همچنین، بدون تلفات قابل ملاحظه‌ای در توان خروجی موتور، سطوح آلاینده‌های موتور نظیر اکسیدهای نیتروژن، مونوکسید کربن، هیدروکربن‌های نسوخته و فرمالدئید کاهش قابل ملاحظه‌ای خواهد داشت.

تمامی حقوق برای انجمن علمی موتور ایران محفوظ است.



۱- مقدمه

موتورهای دیزل سنگین اشتعال تراکمی به علت بازدهی بهتر نسبت به موتورهای اشتعال جرقه‌ای در عملکردشان همواره مورد توجه صنایع سنگین، کشتی رانی‌ها و خودروهای سنگین بوده است. به همین دلیل توسعه آن در جهت بدست آوردن کارایی بیشتر و کاهش آلایندگی‌های خروجی مورد توجه محققان بوده است.

کاهش منابع سوخت‌های سنگواره‌ای و هیدروکربنی همواره یکی از چالش‌های پیش روی محققان جهت جایگزینی سوخت‌های هیدروکربنی با سوخت‌های سبز و تجدیدپذیر است تا با کاهش مصرف سوخت‌های هیدروکربنی بدون کاهش محسوس توان موتور، آلایندگی‌های هیدروکربنی و اکسیدهای ازت را کاهش دهند. در راستای نیل به این هدف، راهبردهای احتراقی مختلفی در طول زمان پیشنهاد گردید که می‌توان در این میان به راهبردهای احتراق دما سرد، احتراق اشتعال تراکمی با شارژ همگن، احتراق اشتعال تراکمی با شارژ پیش آمیخته و راهبرد احتراق اشتعال تراکمی با واکنش‌پذیری مهار شده که جدیدترین آنها بوده‌اند اشاره نمود.

راهبرد احتراق اشتعال تراکمی با واکنش‌پذیری مهار شده [۱] در بین دیگر راهبردهای احتراقی دارای عملکرد بهتری بوده است. در این استراتژی، فاز بندی احتراق بوسیله کاربرد دو سوخت با واکنش‌پذیری‌های متفاوت، یکی با واکنش‌پذیری پائین و دیگری با واکنش‌پذیری بالا و مدت احتراق بوسیله طبقه بندی فضایی بین این دو سوخت مهار می‌شود [۹-۲].

در میان گستره وسیع سوخت‌های مورد استفاده در احتراق دما سرد نظیر سوخت دیزل، بنزین، گاز طبیعی و همچنین زیست‌دیزل، گاز هیدروژن به علت نیاز به انرژی کمتر جهت اشتعال و همچنین سرعت اشتعال بالا و حد اشتعال‌پذیری گسترده [۱۱-۱۰] همواره مورد توجه محققان بوده است اما همین خصوصیات چالش‌های بزرگتری را برای استفاده از این عنصر سبز در موتورهای سنگین پیش روی محققان قرار داده که نیازمند بررسی بیشتر است. کاراگز و دستیاران [۱۲]، آثار پائش سوخت هیدروژن در چند راه و وارد شدن آن به همراه هوا به درون استوانه را بر مقدار آلایندگی خروجی و همچنین عملکرد موتور مطالعه کرده‌اند. در مطالعه آن‌ها، سه کسر انرژی هیدروژن یعنی صفر، ۲۲ و ۵۳٪ در نظر گرفته شده است. آنها گزارش داده‌اند، با افزایش کسر انرژی هیدروژن، به علت انتقال حرارت بسیار بالا ساطع شده از احتراق هیدروژن به محیط در مقایسه با سوخت‌های دیگر، بازده حرارتی ترمزی کاهش داشته است. همچنین به علت تندبودن سرعت پخش شعله حاصل از احتراق هیدروژن در مقایسه با سوخت‌های دیگر، مقدار آلایندگی دوده با افزایش کسر انرژی هیدروژن به طور چشمگیری کاهش داشته است.

اگرچه، با افزایش مقدار هیدروژن ورودی به استوانه، مقدار آلایندگی‌های دوده، هیدروکربن‌های نسوخته و مونوکسید کربن کاهش

می‌یابد ولی باعث افزایش مقدار آلایندگی اکسیدهای نیتروژن می‌شود. چان و همکارانش [۱۳] آثار افزودن گاز هیدروژن را بر سطح عملکرد و مقدار آلایندگی خروجی موتور در حالت بازخورانی گازهای خروجی بررسی کرده‌اند. در تحقیق آن‌ها، فشار متوسط مؤثر ترمزی حدود ۴ بار و مقدار بازخورانی گازهای خروجی نیز در بازه میان ۹ تا ۴۲٪ حفظ شد.

علاوه بر آن، مقدار درصد انرژی گاز هیدروژن از صفر تا ۷٫۴٪ متغیر بوده است. نتایج نشان داده است، با جایگزین کردن بخشی از سوخت دیزل با گاز هیدروژن، مقدار احتراق پیش آمیخته سوخت دیزل افزایش پیدا کرده است. با استفاده از بازخورانی گازهای خروجی، مقدار آلایندگی مونوکسیدکربن، دوده و هیدروکربن‌های نسوخته افزایش پیدا می‌کند درحالی که مقدار آلایندگی اکسیدهای ازت به طور قابل توجهی کاهش پیدا خواهد کرد.

با این حال، با افزودن گاز هیدروژن، مقدار آلایندگی مونوکسیدکربن، دوده و هیدروکربن‌های نسوخته کاهش پیدا کرده ولی منجر به افزایش سطح آلایندگی اکسیدهای ازت می‌شود. هانگ و همکاران [۱۵-۱۴] مطالعه تجربی را روی عملکرد و آلایندگی موتور اشتعال جرقه‌ای با ترکیبی از سوخت‌های هیدروژن و گاز طبیعی انجام داده‌اند.

نتایج نشان می‌دهد که بازدهی حرارتی ترمزی با افزایش نسبت هیدروژن در مخلوط افزایش می‌یابد. پیشینه‌ی دمای گاز و نرخ پیشینه‌ی افزایش فشار هنگامی که درصد حجمی هیدروژن بیشتر از ۲۰٪ شود به دلیل بالا رفتن سرعت احتراق افزایش می‌یابد.

با افزایش هیدروژن در استوانه، مونو اکسیدکربن، دی اکسیدکربن و هیدروکربن‌های نسوخته کاهش ولی اکسید نیتروژن افزایش می‌یابد. ابراهیمی و همکاران [۱۶] تأثیر افزودن هیدروژن در یک موتور سنگین با احتراق اشتعال تراکمی با واکنش‌پذیری مهار شده با بهره‌گیری از سوخت‌های گاز دفن زباله و گازوئیل را ارزیابی کردند.

در شبیه‌سازی آن‌ها، با ثابت بودن مقدار محتوای انرژی سوخت در هر چرخه به هنگام افزودن هیدروژن به گاز دفن زباله در فشار مؤثر متوسط درست ۹٫۴ بار به این نتیجه دست یافتند که با افزایش درصد انرژی گاز هیدروژن درون استوانه مقدار سوخت مصرفی در هر چرخه به طور چشم‌گیری کاهش می‌یابد در حالی که توان موتور حداکثر به مقدار ۴٪ کاهش می‌یابد.

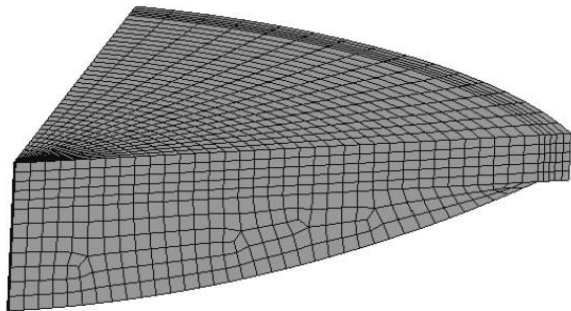
همچنین نتایج مطالعه آنها نشان داد که با افزایش مقدار هیدروژن در گاز دفن زباله، آلودگی‌های موتور به مقدار قابل توجهی کاهش می‌یابد. بر اساس پیشینه تحقیقات انجام شده افزودن گاز هیدروژن به درون استوانه یکی از روش‌های مؤثر در جهت بهبود عملکرد موتور است. بدین صورت که با افزودن گاز هیدروژن به محفظه احتراق دمای حاصل از احتراق افزایش خواهد یافت، اکسایش سوخت و هوا بهبود می‌یابد که در نتیجه توان موتور، فشار مؤثر متوسط درون محفظه و آلایندگی اکسیدهای ازت نیز افزایش پیدا خواهد کرد، که نامطلوب است. از

۲-۲ مدل محاسباتی

در این مطالعه، جهت اجرای فرآیند شبیه‌سازی احتراق اشتعال تراکمی با مهار واکنش‌پذیری با سوخت‌های گاز طبیعی غنی شده با گاز هیدروژن، نیتروژن و گازوئیل از نرم افزار تجاری فایر کوپل شده با حلگر شیمی کمکین بهره برداری شده است. مدل شبیه‌سازی توسعه یافته با نتایج تجربی واکر و همکاران [۱۸] اعتبار سنجی شده و با جزئیات کامل در کار قبلی نویسندگان این مقاله تشریح شده است [۱۷].

سازوکار شیمیایی کاهش یافته سوخت‌های پایه که برای پیش‌بینی واکنش‌های شیمیایی سوخت‌های هپتان نرمال (بعنوان سوخت دیزل) و گاز متان (بعنوان گاز طبیعی) استفاده شده است شامل ۷۶ گونه شیمیایی و ۴۶۴ واکنش است [۱۹].

در مطالعه حاضر، از زیر شبیه‌سازی‌های مورد استفاده در فرآیند شبیه‌سازی احتراق نیز می‌توان به پراکندگی آشفته [۲۰] بهم پیوستگی / تصادم ذرات [۲۱]، تبخیر قطره [۲۲] و تجزیه یا فروپاشی قطره [۲۳] اشاره نمود. باتوجه به اینکه تعداد سوراخ‌های افشانه سوخت مورد استفاده شش عدد است مطابق شکل ۲ یک قطاع سه بعدی از محفظه احتراق با زاویه ۶۰ درجه (با فرض وجود یکی از سوراخ‌های افشانه داخل هر قطاع) در شبیه‌سازی احتراق مورد استفاده قرار می‌گیرد.



شکل ۲: شبکه محاسباتی سه بعدی مورد استفاده در شبیه‌سازی [۱۷]

به منظور اعتبار سنجی نتایج حاصل از مدل شبیه‌سازی، مطابق جدول ۲، با ثابت نگهداشتن مقدار جرم سوخت دیزل تزریقی در محفظه معادل ۱۳ میلی گرم، دمای مخلوط ورودی معادل ۴۰ درجه سانتیگراد و عدم استفاده از بازگردانی گازهای خروجی از دود، شش بار عملکردی موتور براساس کار تجربی واکر و همکاران [۱۸] استفاده شده است.

در این مطالعه، سوخت با واکنش‌پذیری پائین در احتراق اشتعال تراکمی با واکنش‌پذیری مهار شده گاز طبیعی است. از آنجائیکه گاز متان حدود ۹۰٪ حجم گاز طبیعی را شامل است، در شبیه‌سازی حاضر، از گاز متان با ارزش حرارتی پایین معادل 50MJ/kg به جای گاز طبیعی بعنوان سوخت با واکنش‌پذیری پایین و از هپتان نرمال با ارزش حرارتی 44.6MJ/kg به عنوان سوخت با واکنش‌پذیری بالا استفاده شده است.

راهبردهای مؤثر در جهت کاهش این آلاینده‌گی بازخورانی گازهای خروجی از طریق راهگاه استوانه است که کاهش سطح عملکرد موتور را به همراه دارد. لذا، در این مطالعه سعی می‌شود تحت شرایط راهبرد احتراق دما پایین، از گازهای هیدروژن و نیتروژن که قبل از ورود به محفظه احتراق به گاز طبیعی افزوده می‌شود، جهت حفظ قدرت موتور بهره گیری نموده و ضمن عدم مواجهه عملکرد موتور با ضربه دیزل، مصرف سوخت‌های هیدروکربنی را کاهش داد.

۲- مواد و روش‌ها

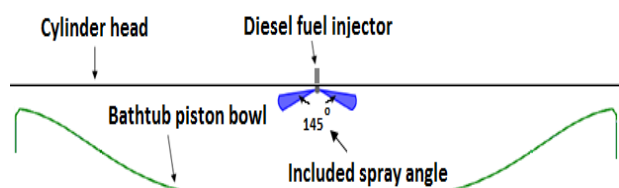
۲-۱ مشخصات موتور دیزل سنگین

مشخصات موتور دیزل سنگین تک استوانه مورد استفاده در مطالعه حاضر در جدول ۱ ارائه شده است [۱۸]. فرم هندسی محفظه احتراق که در شکل ۱ نشان داده شده است از نوع وان حمامی است [۱۷].

جدول ۱: مشخصات موتور دیزل سنگین [۱۸]

Caterpillar, model: 3401E SCOTE- single cylinder	
نسبت تراکم	۱۴/۸۸ : ۱
کورس × قطر استوانه (میلی متر)	۱۳۷/۲ × ۱۶۵/۱
طول شاتون (میلی متر)	۲۶۱/۶
تعداد سوپاپ دود و هوا	هر کدام ۲ عدد
زاویه بسته شدن سوپاپ هوا (deg. ATDC)	-۱۴۳
زاویه باز شدن سوپاپ دود (deg. ATDC)	۱۳۰
نسبت چرخش	۰/۷
تعداد سوراخ‌های افشانه سوخت	۶
قطر سوراخ افشانه (میکرو متر)	۲۵۰
زاویه پاشش سوخت (درجه)	۱۴۵
فشار تزریق سوخت دیزل (بار)	۵۰۰
سرعت موتور (دور بر دقیقه)	۱۳۰۰
جرم سوخت دیزل در هر چرخه (میلی گرم)	۱۳
فشار شارژ ورودی (بار)	۱/۶
دمای شارژ ورودی (درجه سانتیگراد)	۴۰
شروع پاشش سوخت دیزل (deg. ATDC)	-۴۵

ATDC: After top dead center



شکل ۱: نمای برش خورده محفظه احتراق موتور [۱۸]

۳-۲- شرایط عملکردی موتور در زمان افزودن همزمان

هیدروژن و نیتروژن

در این تحقیق، به منظور تامین مخلوط پیش آمیخته وروری، گاز هیدروژن با ارزش حرارتی پایین معادل 119.9MJ/kg به همراه نیتروژن با نسبت حجمی ۷۵ درصد به ۲۵ درصد به گاز طبیعی افزوده می‌شود. سپس، با هدف ایجاد اشتعال مخلوط پیش آمیخته موجود در محفظه احتراق، هپتان نرمال به صورت مستقیم از طریق یک افشانه پر فشار به داخل محفظه تزریق خواهد شد. شرایط عملکردی موتور در فشار مؤثر متوسط درست ۹,۴ بار (در محدوده بار میانی) بر اساس کار واکر و همکاران [۱۸] در جدول ۳ بیان شده است.

جدول ۳: شرایط عملکردی موتور در شبیه‌سازی

Case No.	Methane mass (mg)	H2+25% by Vol.		HES (%)	EGR (%)
		Hydrogen mass (mg)	N2 mass (mg)		
Ebrahimi et al.[17]	76.00	0	0	0	0
1	73.76	1.26	8.01	3.41	1.5
2	71.29	2.31	14.72	6.26	2.5
3	69.05	3.14	20.05	8.54	3.6
4	62.62	5.34	34.07	14.72	4.6
5	58.23	7.24	46.17	19.91	5.1
6	53.88	9.12	58.11	25.03	5.6
7	49.57	10.91	69.48	29.95	6.1
8	45.35	12.78	81.43	34.99	7.1
9	41.13	14.81	94.35	40.24	8.1

HES: Hydrogen energy share

EGR: Exhaust gas recirculation

۳- نتایج و بحث

فشار مؤثر متوسط درست، نشان دهنده توان خروجی موتور است که حاصل کار درست در طی کورس‌های تراکم و انبساط نسبت به حجم جابه‌جایی سمیه در استوانه موتور در طول مدت یک چرخه بوده و از معادله ۱ بدست می‌آید.

$$IMEP = \frac{work}{V_{displacement}} = \frac{\pi}{4} b^2 \cdot S \quad (1)$$

در این معادله b قطر سمیه و S کورس سمیه است. در عملکرد موتور به هنگام افزودن گازهای هیدروژن و نیتروژن طبق جدول ۳، شکل ۵ تغییرات فشار مؤثر متوسط درست را به نمایش گذاشته است. نتایج نشان می‌دهد که در درصد‌های بالاتر سهم انرژی هیدروژن در درون محفظه احتراق، فشار مؤثر متوسط درست بطور ناچیز کاهش یافته و در مقایسه با کار تجربی واکر و همکاران (IMEP 9.4 bar) [۱۸] حداکثر به مقدار ۱٪ در توان خروجی موتور افت خواهیم داشت.

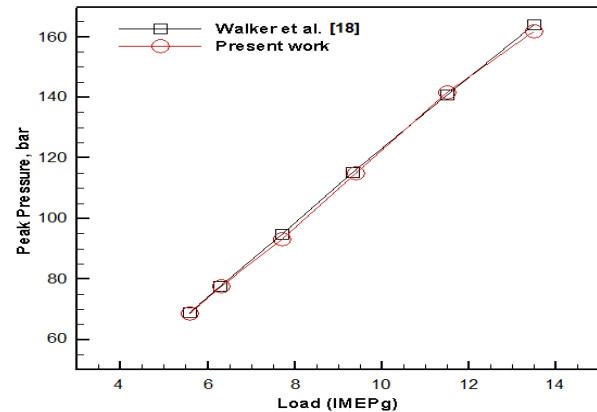
جدول ۲: شرایط عملکردی موتور در اعتبار سنجی نتایج شبیه‌سازی [۱۸]

IMEPg (bar)	Intake P (bar)	Total fuel mass (mg)	Methane mass (mg)	Diesel SOI (°ATDC)
5.6	0.97	55	42	-35
6.3	1.08	62	49	-39
7.7	1.32	75	62	-42
9.4	1.6	89	76	-45
11.5	1.9	109	96	-48
13.5	2.2	121	108	-51

IMEPg: Gross indicated mean effective pressure

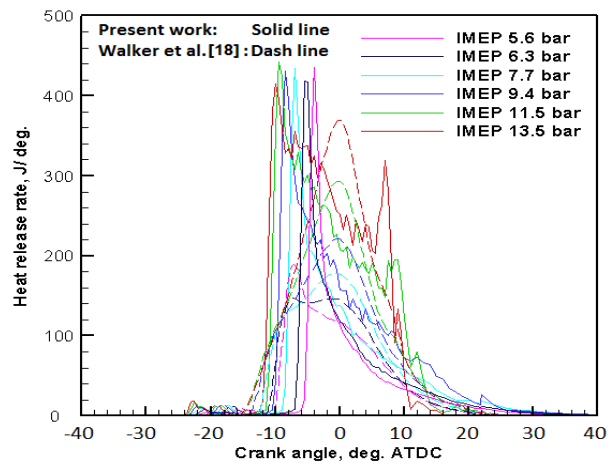
SOI: Start of injection

برای کلیه بارهای عملکردی مندرج در جدول ۲، بیشینه ی فشار محفظه احتراق در شکل ۳ نشان داده شده و با مقادیر تجربی آن [۱۸] مقایسه شده است. همان‌طور که در شکل ۳ مشاهده می‌شود، مقادیر بدست آمده برای بیشینه فشار مطابقت خوبی با نتایج تجربی واکر و همکاران [۱۸] دارند.

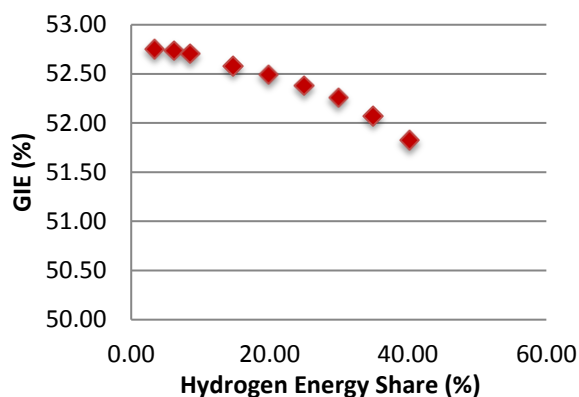


شکل ۳: بیشینه ی فشار محفظه برحسب بارهای عملکردی جدول ۲

همچنین، برای کلیه بارهای عملکردی مذکور، در شکل ۴ نرخ آزاد سازی حرارتی بر حسب زاویه میل‌لنگ ارائه شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود مدل شبیه‌سازی قادر به پیش بینی مناسب نرخ آزاد سازی حرارتی در مقایسه با نتایج تجربی [۱۸] است.



شکل ۴: نرخ آزاد سازی حرارتی برای بارهای عملکردی جدول ۲



شکل ۶: بازده درست ناخالص برای درصدهای مختلف انرژی هیدروژن

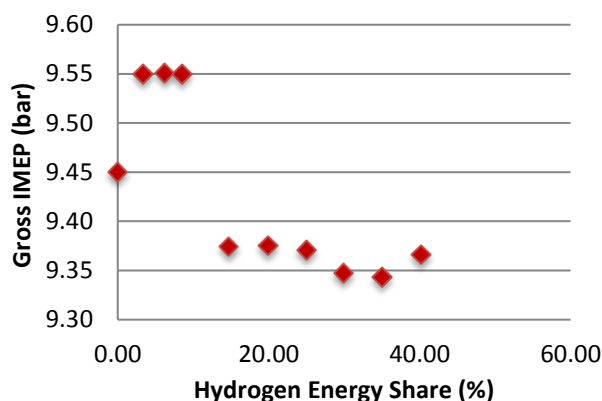
شدت صوت احتراق^۲ ناشی از نرخ افزایش بیشینه فشار درون محفظه احتراق^۳ بعنوان نشانگر ضربه دیزل همواره یکی از متغیرهای مهم در ارزیابی عملکرد موتورهای دیزل سنگین در راهبردهای احتراق دما پایین بوده است که با معادله^۳ که توسط انگ [۲۴] پیشنهاد شده است، محاسبه می‌شود.

$$RI = \frac{1}{2\gamma} \frac{(\beta \frac{dP}{dt})_{\max}^2}{P_{\max}} \sqrt{\gamma RT_{\max}} \quad (۳)$$

که در معادله فوق $(dP/dt)_{\max}$ حداکثر نرخ افزایش فشار محفظه برحسب $Kpa/msec$ ، P_{\max} حداکثر فشار محفظه برحسب Pa، T_{\max} حداکثر دمای درون محفظه برحسب کلوین، γ نسبت C_p / C_v ، R ثابت گازها برحسب (R/M) و β ضریب تجربی ارتباط دهنده دامنه موج فشار به حداکثر نرخ افزایش فشار محفظه (معادل ۰.۰۵) است. [۲۵]

مقدار شدت صوت احتراق برای مقادیر مختلف درصدهای هیدروژن بر اساس جدول ۳ محاسبه گردید و در شکل ۷ به نمایش در آمده است. براساس تحقیقات به عمل آمده توسط انگ [۲۴]، حداکثر محدوده قابل قبول شدت صوت در موتورهای دیزل سنگین $5 MW/m^2$ است. سرعت اشتعال هیدروژن بسیار تندتر از سوخت‌های هیدروکربنی است و این امر باعث افزایش نرخ احتراق و سرعت آزادسازی انرژی سوخت می‌شود. در نتیجه، مدت زمان احتراق کاهش یافته و نرخ افزایش فشار در داخل محفظه احتراق سرعت می‌گیرد. ولی، علی‌رغم حضور هیدروژن، به علت استفاده از نیتروژن و درصد مناسبی از بازگردانی گازهای خروجی از دود، مخلوط سوخت و هوای درون محفظه احتراق رقیق تر گردیده و از مقدار شدت صوت احتراق ناشی از افزایش فشار کاسته شده است. لذا، مطابق شکل ۷، مقادیر بدست آمده برای شدت صوت احتراق برای تمام شرایط عملکردی مندرج در جدول ۳ در محدوده مجاز آن بوده که نشان دهنده این موضوع است که موتور در مواجهه با ضربه دیزل نیست.

³ Peak pressure rise rate, PPRR



شکل ۵: تغییرات فشار مؤثر متوسط درست به ازای درصدهای مختلف سهم انرژی هیدروژن

دیگر متغیر مهم در خصوص عملکرد مناسب یک موتور احتراق داخلی، بازده درست ناخالص^۱ در آن است که بیانگر مقدار کار دریافتی از موتور به ازای مقدار انرژی تولید شده ناشی از سوختن سوخت در آن است که در مطالعه حاضر طبق معادله^۲ محاسبه می‌شود.

$$GIE = \frac{\text{Gross work}}{E_{in}} = \frac{\int_{-180^\circ}^{+180^\circ} P dV}{E_{in}} \quad (۲)$$

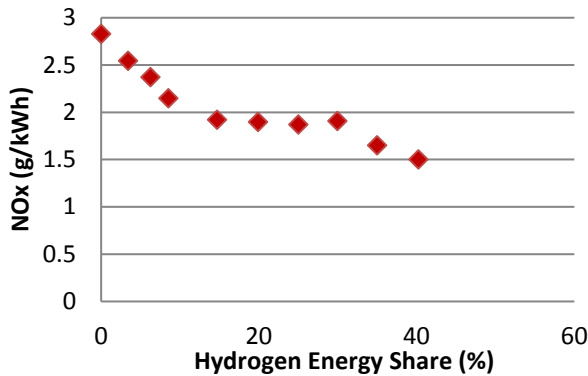
$$E_{in} = m_{fuel} \left[(x \cdot LHV)_{methane} + (x \cdot LHV)_{hydrogen} + (x \cdot LHV)_{oil}^{diesel} \right]$$

در این معادله، E_{in} مجموع انرژی حاصل از احتراق سوخت‌ها، m_{fuel} جرم سوخت، $x_{methane}$ کسر جرمی گاز متان، $x_{hydrogen}$ کسر جرمی هیدروژن و $x_{diesel\ oil}$ کسر جرمی گازوئیل است. همچنین، $LHV_{methane}$ ارزش حرارتی پایین گاز متان، $LHV_{hydrogen}$ ارزش حرارتی پایین گاز هیدروژن و $LHV_{diesel\ oil}$ ارزش حرارتی پایین گازوئیل است.

به ازای شرایط عملکردی مندرج در جدول ۳، بازده ناخالص درست برای موتور اشتعال تراکمی با واکنش‌پذیری مهار شده با سوخت‌های گاز طبیعی (متان) و گازوئیل و افزودن همزمان گازهای هیدروژن و نیتروژن محاسبه و نتایج در شکل ۶ نمایش داده شده است. از آنجا که گاز متان و هیدروژن سوخت‌هایی با واکنش‌پذیری پایین‌اند و دارای دمای شعله بی‌دررو بالاتری نسبت به سوخت گازوئیل می‌باشند (برای گازمتان $1914^\circ C$ و برای گاز هیدروژن $2207^\circ C$). بنابراین، دمای شعله بی‌دررو بالاتر باید باعث افزایش نرخ تلفات حرارتی از دیواره‌های استوانه موتور گردیده و موجب کاهش مقدار بازده درست ناخالص شود. با این وجود، بازده درست ناخالص به ازای تمام مقادیر مختلف جدول ۳ بالای ۵۰٪ قرار می‌گیرد.

¹ Gross indicated efficiency, GIE

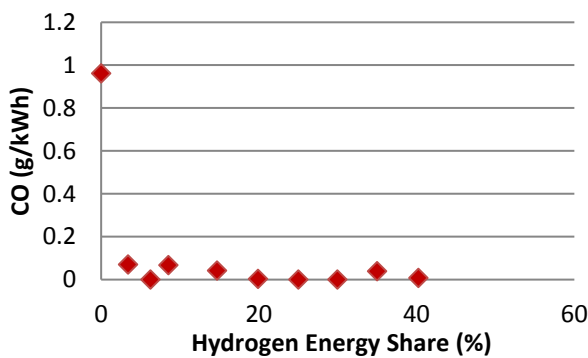
² Ringing intensity, RI



شکل ۸: تغییرات آلاینده‌های نیتروژن

باز تولید فرمالدئید و واکنش آن با هیدروکسیل یک واسطه کلیدی در تجزیه گاز متان (یعنی گاز طبیعی) است. با افزایش درصد انرژی هیدروژن، به دلیل افزایش مقدار جرم هیدروژن در مخلوط پیش آمیخته سوخت و هوا، واکنش بین هیدروژن و مونوکسیدکربن شکل گرفته در محفظه احتراق افزایش بیشتری یافته و شدت تجزیه متان سرعت می‌یابد.

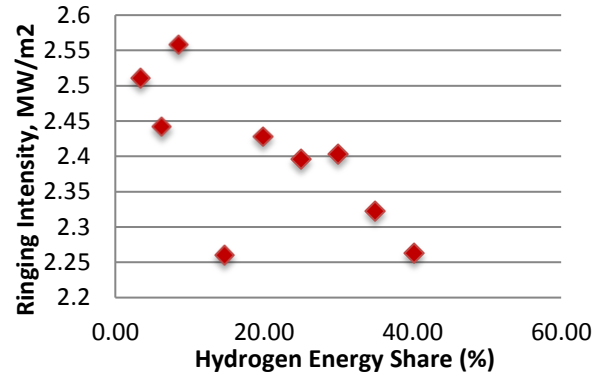
بنابراین، همانطور که در شکل ۹ نشان داده شده است، مقدار آلاینده مونوکسیدکربن در مقایسه با مطالعه پیشین نویسندگان این مقاله [۱۷]، به شدت کاهش می‌یابد و سطح استاندارد آلاینده‌های EURO VI در خصوص آلاینده مونوکسید کربن (حداکثر 1.5 g/kWh) را ارضا می‌نماید.



شکل ۹: تغییرات آلاینده مونوکسید کربن

علاوه بر خصوصیت‌های گاز هیدروژن نظیر دمای بالای شعله بی‌دررو و سرعت شعله بسیار بالای آن، در مقایسه با دیگر سوخت‌های هیدروکربنی، فاصله سرمایه‌های دیواره شعله هیدروژن بسیار کوچک است. در نتیجه، شعله هیدروژن قبل از خاموشی خود تا فاصله بسیار نزدیک به دیواره پیمایش خواهد نمود. بنابراین، این خصیصه موجب سوختن اکثر سوخت‌های هیدروکربنی موجود در محفظه (گاز طبیعی و گازوئیل) بویژه در نزدیکی دیواره‌های محفظه احتراق شده و از آلودگی هیدروکربن‌های نسوخته خواهد کاست.

تغییرات مقدار آلاینده هیدروکربن نسوخته برحسب درصد سهم انرژی



شکل ۷: شدت صوت احتراق برای درصدهای مختلف انرژی هیدروژن

بهنگام افزودن هیدروژن به موتور دیزل سنگین با احتراق اشتعال تراکمی با واکنش‌پذیری مهار شده با سوخت‌های گاز طبیعی و گازوئیل، شدت واکنش‌پذیری سوخت در داخل محفظه احتراق افزایش می‌یابد که این امر باعث افزایش بیشینه دمای داخل محفظه احتراق و افزایش تولید اکسیدهای نیتروژن در موتور می‌شود.

اما، در مطالعه حاضر با استفاده از شیوه بازگردانی گازهای خروجی از دود به محفظه و همچنین کاهش غلظت اکسیژن موجود در محفظه به واسطه افزودن گاز نیتروژن، از واکنش‌پذیری هوا با مواد سوختی کاسته شده و در نتیجه، بیشینه دمای داخل محفظه احتراق کاهش خواهد یافت. بنابراین، افزودن گاز نیتروژن به همراه بازگردانی گازهای خروجی نقش کلیدی در کاهش مقدار اکسیدهای نیتروژن تولیدی در مقایسه با احتراق اشتعال تراکمی با واکنش‌پذیری مهار شده بدون حضور هیدروژن بازی می‌کند. شکل ۸ تغییرات مقدار اکسیدهای نیتروژن تولیدی در موتور شبیه‌سازی شده در مطالعه حاضر به ازای افزایش درصد سهم انرژی هیدروژن را نشان می‌دهد.

همانطور که در این شکل مشاهده می‌شود، علیرغم افزایش مقدار انرژی هیدروژن تا مقدار ۴۰،۲۴٪ با افزایش درصد بازگردانی گاز خروجی از دود تا ۸،۱٪ و افزودن ۳۷٪ جرمی نیتروژن به محفظه احتراق شاهد روند کاهشی در مقدار اکسیدهای نیتروژن تولیدی در مقایسه با مطالعه پیشین نویسندگان این مقاله [۱۷] خواهیم بود. اما، همانطور که در شکل ۸ مشاهده می‌شود، سطح استاندارد آلاینده‌های EURO VI در خصوص آلاینده اکسیدهای نیتروژن (حداکثر 0.4 g/kWh) قابل دست‌یابی نبوده و فقط در درصدهای بزرگتر از ۱۵ درصد سهم انرژی هیدروژن، به واسطه استفاده از درصدهای بالاتر افزوده نیتروژن و بازگردانی گازهای خروجی از دود، سطح استاندارد آلاینده‌های EURO V در خصوص آلاینده اکسیدهای نیتروژن (حداکثر 2.0 g/kWh) ارضا می‌شود.

براساس مطالعه ابراهیمی و همکاران [۱۶]، در زمان افزودن هیدروژن به گاز طبیعی، واکنش بین هیدروژن با مونوکسید کربن و اکسیژن باعث تولید دو گونه مهم فرمالدئید (CH₂O) و هیدروکسیل (رادیکال OH) می‌شود.

۴- نتیجه گیری

در مطالعه حاضر، در زمان عملکرد موتور دیزل سنگین تحت احتراق اشتعال تراکمی با واکنش پذیری مهار شده با سوخت‌های گازوئیل و گاز طبیعی و افزوده‌های گاز هیدروژن و گاز نیتروژن با نسبت حجمی ۷۵ درصد به ۲۵ درصد و همچنین استفاده از بازگردانی گازهای

خروجی دود به موتور، موارد ذیل نتیجه گیری شده است:

۱- در زمان جایگزینی هیدروژن بجای گاز طبیعی، عملکرد موتور دیزل سنگین در مواجهه با ضربه دیزل نبوده و فشار مؤثر متوسط درست به ازای درصد‌های مختلف انرژی هیدروژن (از صفر تا ۴۰/۲۴٪) (حداکثر به مقدار ۱٪ نسبت به بار تجربی آن (۹/۴ بار) کاهش داشته است.

۲- با استفاده از بازگردانی گازهای خروجی از دود و نیتروژن دهی به شارژ ورودی به محفظه احتراق، دست یابی به بازده درست بالای ۵۰ درصد در موتور دیزل سنگین با احتراق اشتعال تراکمی با واکنش پذیری مهار شده با سوخت‌های گاز طبیعی و گازوئیل با افزوده گازهای هیدروژن امکان پذیر است.

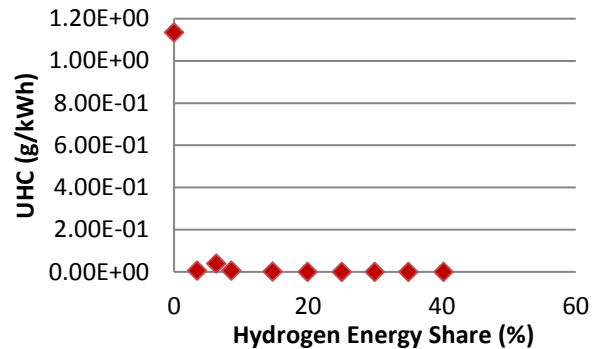
۳- در جایگزینی گاز طبیعی با هیدروژن، با وجود افزایش بیشینه دمای درون محفظه احتراق و افزایش توان شکل گیری آلایند اکسیدهای نیتروژن، با افزایش سهم انرژی هیدروژن در کل سوخت تا ۴۰،۲۴٪ ضمن استفاده از درصد مناسب مقدار بازگردانی گازهای خروجی به موتور و افزودن نیتروژن، سطح آلایند اکسیدهای نیتروژن تا سطح EURO V قابل دست یابی است.

۴- در زمان افزودن هیدروژن به گاز طبیعی، آلایند مونوکسید کربن کاهش یافته و سطح EURO VI برای آلایند مونوکسید کربن قابل دست یابی است. همچنین، به دلیل کوچک بودن فاصله سرمایه دیواره شعله هیدروژن، آلایند هیدروکربن‌های نسوخته کاهش چشمگیر یافته و سطح EURO VI برای آن قابل دست یابی است. به تبع آن، آلایند فرمالدئید نیز کاهش یافته و سطح استاندارد آلایند U.S. EPA (2007) برای فرمالدئید ارضا می‌شود.

مراجع و منابع

- [1] S.L. Kokjohn, R.M. Hanson, D.A. Splitter, and R.D. Reitz, Fuel Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI): A Pathway to Controlled High-Efficiency Clean Combustion, International Journal of Engine Research, 12 (3) (2011) 209-226
- [2] A.B. Dempsey, N.R. Walker, E. Gingrich, and R.D. Reitz, Comparison of Low Temperature Combustion Strategies for Advanced Compression Ignition Engines with a Focus on Controllability, Combustion Science and Technology, 186 (2) (2014) 210-241
- [3] D.A. Splitter, M. Wissink, D. DelVescovo, and R.D. Reitz, Improving the Understanding of Intake and Charge Effects for Increasing RCCI Engine Efficiency, SAE Int. J. Engines 7(2) (2014) 913-928

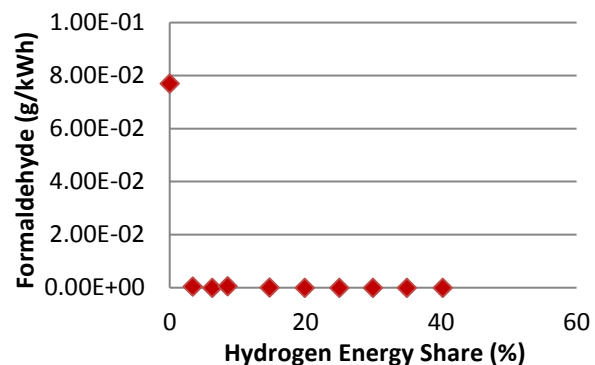
هیدروژن در شکل ۱۰ نشان داده شده است. مقدار آلایندگی هیدروکربن‌های نسوخته در این مطالعه در مقایسه با مطالعه پیشین نویسندگان این مقاله [۱۷]، به طور چشمگیر کاهش یافته و سطح استاندارد آلایند‌های EURO VI در خصوص آلایند هیدروکربن نسوخته (حداکثر 0.13 g/kWh) را ارضا می‌نماید.



شکل ۱۰: تغییرات آلایند هیدروکربن‌های نسوخته

همان‌طور که بیان شد، فرمالدئید در فرآیند تجزیه گاز متان شکل می‌گیرد. از سال ۲۰۰۷ این ماده سمی و سرطان‌زا به‌عنوان آلایند موتور در استاندارد EPA آمریکا- کالیفرنیا مدنظر قرار گرفت. مطابق گزارش CIMAC، در موتورهای گاز سوز، مقدار آلایند فرمالدئید با افزایش مقدار متان نسوخته در محفظه احتراق موتور بویژه در نواحی با دمای پائین مانند نزدیک دیواره استوانه و شکاف بین رینگ‌های سببه افزایش می‌یابد [۲۵].

در موتور دیزل سنگین مورد ارزیابی با احتراق اشتعال تراکمی با واکنش‌پذیری مهار شده با بهره‌گیری از سوخت‌های گازوئیل و گاز طبیعی، در زمان افزودن هیدروژن به گاز طبیعی، به دلیل سرعت بالای شعله هیدروژن و کوچک بودن فاصله سرمایه دیواره شعله هیدروژن، انتظار می‌رود تا دمای دیواره استوانه در موتورهای گازسوز بالاتر رود. لذا، همان‌طور که در شکل ۱۰ نشان داده شده است، مقدار هیدروکربن‌های نسوخته از جمله متان در نواحی نزدیک دیواره استوانه کاهش چشمگیر یافته و در نتیجه مقدار آلایند فرمالدئید نیز کاهش شدید خواهد یافت. بنابراین مطابق شکل ۱۱، سطح استاندارد آلایند‌های U.S. EPA (2007) در خصوص آلایند فرمالدئید (حداکثر 0.012 g/kWh) ارضا خواهد شد.



شکل ۱۱: تغییرات آلایند فرمالدئید در درصد‌های مختلف انرژی هیدروژن

- engine operating on various fractions of natural gas-hydrogen blends, *Int. Journal of Hydrogen Energy*, 25 (15) (2007) 3555-3564
- [15] E. Hu, Z. Huang, B. Liu, J. Zheng, X. Gu, Experimental investigation on performance and emissions of a spark ignition engine fuelled with natural gas-hydrogen blends combined with EGR, *Int. journal of Hydrogen energy*, 34 (2009) 528-529.
- [16] M. Ebrahimi, S.A. Jazayeri, Effect of hydrogen addition on RCCI combustion of a heavy duty diesel engine fueled with landfill gas and diesel oil, *International Journal of Hydrogen Energy*, 40(14) (2019) 7607-7615
- [17] M. Ebrahimi, M. Najafi M, S.A. Jazayeri, and A.R. Mohammadzadeh, A Detail Simulation of Reactivity Controlled Compression Ignition Combustion Strategy in a Heavy Duty Diesel Engine Run on Natural Gas/ Diesel Fuel, *International journal of engine research*, 19 (7) (2018) 774-789
- [18] N.R. Walker, M.L. Wissink, D.A. DeVescovo, and R.D. Reitz, Natural Gas for High- Load Dual-fuel RCCI in Heavy- Duty Engines, *Journal of Energy Resources Technology*, 137(4) (2015) 1-7
- [19] A. Rahimi, E. Fatehifar, and R. khoshbakhti Saray, Development of an Optimized Chemical Kinetic Mechanism for Homogeneous Charge Compression Ignition Combustion of a Fuel Blend of N- heptane and Natural gas Using a Genetic Algorithm, *Proc Institution Mech. Eng. Part D J AutomobEng*, 224 (9) (2010) 1141-1159
- [20] A.D. Gosman, and E. Ioannides, Aspects of Computer Simulation of Liquid- Fueled Combustor, *AIAA*, 7 (6) (1983) 482-490
- [21] J.D. Naber, and R.D. Reitz, Modeling Engine Spray/ Wall Impingement, *SAE 880107*, (1988) 1-26
- [22] J.K. Dukowicz, Quasi- Steady Droplet Change in the Presence of Convection, Informal report Los Alamos Scientific Laboratory, LA7997-MS, (1979)
- [23] A.B. Liu, and R.D. Reitz, Modeling the Effects of Drop Drag and Break-up on Fuel Sprays, *SAE 930072*, (1993) 1-13
- [24] J.A. Eng, Characterization of pressure waves in HCCI combustion, *SAE Technical Paper*, (2002) 01-2859
- [25] CIMAC, the International Council on Combustion Engines. Methane and Formaldehyde Emissions of Gas Engines, WG 17, 2014-04
- [4] S.L. Kokjohn, M.P.B. Musculus, and R.D. Reitz, 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*, 162 (6) (2015) 2729-2742
- [5] R.D. 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*, 46 (2015) 12-71
- [6] A. Paykani, A.H. Kakaee, P. Rahnema, and R.D. Reitz, Progress and Recent Trends in Reactivity-Controlled Compression Ignition Engines, *International Journal of Engine Research*, 17(5) (2015) 481-524
- [7] D.B. Lata, A. Misra, Theoretical and Experimental Investigations on the Performance of Dual Fuel Diesel Engine with Hydrogen and LPG as Secondary Fuels, *International Journal of Hydrogen Energy*, 35(21) (2015) 11918- 1193
- [8] R. Singh, S. Maji, Dual Fueling of a Twin- Cylinder Compression Ignition Engine with Diesel and CNG. *Journal of Engineering and Applied Sciences*, 7(90)(2012) 99
- [9] B. Chokri, E. Ridha, S. Rachid, and B. Jamel, Experimental Study of a Diesel Engine Performance Running on Waste Vegetable Oil Biodiesel Blend, *Journal of Energy Resources Technology*, 134(3)(2012) 03220-2
- [10] M. Dadashzadeh and A. Ahmad, F. Khan, Dispersion modeling and analysis of hydrogen fuel gas released in an enclosed area: A CFD-based approach, *Fuel*, 184 (2016) 192-20
- [11] S. Szwaja, K.G. Rogalinski, Hydrogen combustion in a compression ignition diesel engine, *International Journal of Hydrogen Energy*, 34(2009) 4413-4421
- [12] Y.K. aragöz, İ. Güler, T. Sandalçı, L. Yüksek, and A.S. Dalkılıç, Effect of Hydrogen Enrichment on Combustion Characteristics, Emissions and Performance of a Diesel Engine, *International Journal of Hydrogen Energy*, 41(1) (2016) 656-665
- [13] Y. Cho, S. Song, K.M. Chun. H₂ Effects on Diesel Combustion and Emissions with an LPL-EGR System, *International Journal of Hydrogen Energy*, 38 (2013) 897-906
- [14] J. Wang, Z. Huan, Y. Fang, B. Liu, K. Zeng, H. Miao, D. Jiang, Combustion behaviors of a direct-injection



The effect of hydrogen and nitrogen addition on heavy duty diesel engine emissions under reactivity controlled compression ignition combustion

R. Tavakkoli Vaskas¹, M. Ebrahimi^{2*}, S. A. Jazayeri³

¹ MSc Student, Department of Mechanical Engineering, Ayatollah Amoli Branch, Islamic Azad University, Amol, Iran, Rasoul.T.v@gmail.com

² Department of Mechanical Engineering, Ayatollah Amoli Branch, Islamic Azad University, Amol, Iran, M.Ebrahimi1353@gmail.com

³ Department of Mechanical Engineering, K. N. Toosi University of Technology, Tehran, Iran, JAZAYERI@kntu.ac.ir

*Corresponding Author

ARTICLE INFO

Article history:

Received: 16 December 2019

Accepted: 18 February 2020

Keywords:

Reactivity controlled compression ignition combustion

Heavy duty diesel engine emission

Natural gas

Hydrogen

Nitrogen

ABSTRACT

The aim of this study is to evaluate a heavy duty diesel engine operation under reactivity controlled compression ignition combustion fueled with diesel oil and natural gas enriched with hydrogen and nitrogen addition. In this study, a single cylinder heavy-duty diesel engine is set to operate at 9.4bar gross IMEP (Mid- Load). The amount of injected diesel oil per cycle into the engine combustion chamber assumes to be fixed and hydrogen and nitrogen (75:25 volumetric proportion of hydrogen: nitrogen) along with exhaust gas recirculation are gradually added to natural gas while the total fuel energy content is kept fixed. The results show that by adding hydrogen and nitrogen to natural gas, without the exposure to the excessive combustion noise, the hydrogen energy share can be enhanced up to 40.24% and the gross indicated efficiency more than 50% is achievable. Moreover, without significant engine power losses, the engine emission levels such as NO_x, carbon monoxide, unburned hydrocarbon, and formaldehyde are reduced significantly.

