شبیه سازی و بررسی عددی تاثیر سوخت بیودیزل و بازخورانی گازهای خروجی با نرخ پایین بر روی عملکرد و آلایندگی در موتورهای دیزل دریایی

حامد حاجی حیدری[۱]، نوید هاتفی اصل[۲*]

[۱]کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه بو علی سینا، همدان، تبریز
[۲]دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند، تبریز

دریافت: بهار ۹۶ پذیرش: تابستان ۹۶

چکیده

در این مقاله ابتدا عملکرد موتور دیزل دریایی موجود؛ چهار زمانه‌ی ۶ سیلندر خطی با سیستم پاشش سوخت مستقیم و نسبت تراکم 14.8 و با نسبت فشار توربوشارژر 3.4 ، در نرم افزار Diesel-RK شبیه سازی و با نتایج تجربی اعتباردهی می‌شود. سپس عملکرد سوخت‌های B20 SME، B40 SME، B100 SME و Diesel No.2 مقایسه شده و به علت کاهش 13.61% معیار دود بوش و کاهش تنها 2.46% از توان موتور، بهترین سوخت بیودیزل برای جایگزینی سوخت-های رایج، سوخت B20 SME پیشنهاد می‌گردد. همچنین با بررسی عملکرد سیستم بازخورانی گازهای خروجی، نتایج نشان می‌دهد می‌توان با بازخورانی 5% از گازهای خروجی تا 39% از تولید فراورده‌های نیتروژن اکسید NO_X در یک چرخه کاری جلوگیری نمود پس، برای کاهش آلایندگی موتورهای دیزل دریایی استفاده از این سیستم توصیه می‌شود.

Abstract

In this paper, first the performance of the present Four-stroke, 6-cylinder and in-Line marine diesel engine with direct fuel injection system and compression ratio 14.8 and turbocharger pressure ratio 3.4, is simulated and validated in Diesel-RK software and then performances of various biodiesel fuels; B20 SME, B40 SME, B100 SME and Diesel No.2 are compared and due to 13.61% reduction of Bosch Smoke Number and only 2.46% reduction of engine power; B20 SME is sugested as the best alternative biodiesel fuel for common diesel fuels. Also with surveying the effect of the exhaust gas recirculation system, results show that 5% exhaust gas recirculation could prevent up to 39% of NO_X production per cycle, so for minimum pollutants emission of Marine Diesel engines, the use of EGR system is recommended.

* **عهده‌دار مکاتبات:** na_hatefi@sut.ac.ir

کلمات کلیدی: موتور دیزل دریایی، بیودیزل، آلاینده‌های انتشاری، سیستم بازخورانی گازهای خروجی

Key words: Diesel Engine, Biodiesel, EG

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1398.6.2.4.6]

۱- مقدمه

امروزه دامنه کاربرد موتورهای دیزل دریایی بسیار وسیع شده است. به جرأت می‌توان گفت وسیع‌ترین گستره‌ی عملکردی در میان کاربردهای رایج برای موتورهای دیزل، در بخش صنایع دریایی بوده و روز به روز تعداد موتورهای دریایی سنگین و نیمه سنگین دیزلی، به‌دلیل ویژگی‌های ذاتی آن یعنی توان بیشتر و مصرف سوخت کمتر، با بهبود مستمر در عملکردشان در حال افزایش است. با سخت‌تر شدن استانداردهای آلایندگی و تمایل به ساختن موتورهایی با بازده بیشتر، درک بهتر فرآیند احتراق این موتورها ضروری است تا بتوان گام بعدی را در بهینه کردن طراحی موتور برای کاهش آلایندگی و بهبود کارکرد موتور برداشت.

هدف اصلی کنترل آلایندگی در موتورهای دیزل دریایی کاهش همزمان آلاینده‌های اکسید نیتروژن و ذرات دوده می‌باشد که به مقدار زیادی در این نوع از موتورها تولید می‌شوند[۱]. اما به علت یک واکنش متقابل بین آلاینده‌های اکسید نیتروژن و ذرات دوده، کاهش همزمان این دو آلاینده مشکل به نظر می‌رسد. امروزه به منظور کاهش همزمان این آلاینده‌ها تا استانداردهای جهانی، مفاهیم جدید از احتراق در اینگونه موتورهای دیزلی مورد بررسی قرار گرفته است.

رامدازو همکاران در تحقیقی الگویی تک منطقه‌ای را برای تحلیل خصوصیات عملکردی موتورهای اشتعال تراکمی دیزل زمینی با سوخت

بیودیزل ارائه کردند. آن‌ها الگو را برای مطالعه تاثیر تغییراتی که اعمال آن ها در شرایط آزمون موتور غیرممکن یا بسیار مشکل می‌باشد، به‌کار بردند[۲]. در پژوهش دیگری نجفی و همکاران روش خانه‌ی سفید (وایت هاوس)، برای پیشگویی فرآیند احتراق مخلوط سوخت و بیودیزل حاصل از روغن پسماند با گازوئیل را ارائه کردند. مقادیر پیشگویی شده فشار داخل استوانه و نرخ گرمای آزاد شده برای موتور دیزل زمینی با این روش و مقادیر تجربی مقایسه گردید و نتایج عددی با دقتی مناسب صحه گذاری شد[۳].

در پژوهشی استامپ و همکاران با بررسی سیستم بازخورانی گازهای خروجی (ای جی آر) برای موتورهای دیزلی به این نتیجه رسیدند که استفاده از این سیستم موجب کاهش آلاینده‌های خروجی از موتور می‌شود[۴].

شوان و همکاران در پژوهشی با شبیه سازی یک بعدی و سه بعدی یک موتور دیزل با دور متوسط، به بررسی عواملی همچون زمان بسته شدن سوپاپ ورودی، نسبت تراکم، زمانبندی پاشش سوخت و همچنین استفاده از سیستم بازخورانی گازهای خروجی در عملکرد موتور و انتشار آلایندگی آن پرداختند. نتایج عددی نشان داد با اعمال شرایطی مانند پیش انداختن زمان بسته شدن سوپاپ ورودی، رساندن نسبت تراکم به 15.4، بازخورانی ۱۵٪ از گازهای خروجی و همچنین با به تاخیر انداختن در زمان پاشش سوخت به میزان 6°CA به طور هم زمان می‌توان تا ۸۰٪ میزان فراورده‌های نیتروژن اکسید NO_X تولیدی در یک چرخه را کاهش داد[۵].

در تحقیقی هایفنگ لیو و همکاران با شبیه سازی چند بعدی موتور دیزل دریایی دو زمانه دور پائین، به بررسی رابطه بین تولید نیتروژن اکسید NO_X با مصرف ویژه سوخت پرداختند. استفاده از چرخه میلر، بازخورانی گازهای خروجی و نسبت تراکم بالا و همچنین استفاده از امولسیون آب و سوخت از شرایط شبیه سازی آن‌ها بود. نتایج نشان داد می‌توان با شرایط بازخورانی ۲۰٪ گازهای خروجی، امولسیون ۴۰٪ آب و سوخت و تاخیر انداختن در زمان بسته شدن سوپاپ خروجی به میزان 20°CA، تا میزان 81.1% تولید NO_X را کاهش داد بدون این‌که تغییر محسوسی در میزان مصرف سوخت ایجاد شود[۶].

۲- سوخت‌های بیودیزل

سوخت مصرفی کشتی‌ها از آلاینده‌ترین سوخت‌های در دسترس در حمل و نقل دریایی می‌باشد. با توجه به کمبود سوخت‌های فسیلی و همچنین انتشار آلاینده‌های فراوان استفاده از سوخت‌های جایگزین امری اجتناب ناپذیر است.

یکی از راه حل‌های مناسب برای رفع این مشکلات استفاده از سوخت‌های زیستی یا بیودیزل است. این نوع از سوخت‌ها که به علت دارا بودن اکسیژن در ترکیب شیمیایی خود به سوخت‌های اکسیژن‌دار نیز معروفند دارای لزجت، چگالی و عدد ستان بالاتری نسبت به سوخت دیزل می‌باشند. لازم به ذکر است انرژی خالص سوخت بیودیزل حدود 10- 12 ٪ در هر گرم کمتر از سوخت دیزل است[۷]. سوخت مورد استفاده در این مطالعه ترکیبات B20، B40 و B100 از متیل استر سویا می‌باشد که خواص آن‌ها به شرح ذیل می‌باشد:

-ترکیب سوخت B20 حاوی ۲۰٪ سوخت بیودیزل و ۸۰٪ سوخت دیزل رایج می‌باشد.

- ترکیب سوخت B40 حاوی ۴۰٪ سوخت بیودیزل و ۶۰٪ سوخت دیزل رایج می‌باشد.

- ترکیب سوخت B100 حاوی ۱۰۰٪ سوخت بیـودیزل می‌باشد.

برخی از خواص مهم سوخت‌های دیزل و بیودیزل استفاده شده در این تحقیق، در جدول (۱) آمده است[۸].

جدول(۱): برخی از خواص مهم سوخت‌های دیزل و بیودیزل

ویژگی	سوخت بیودیزل	سوخت دیزل	واحد
نقطه روشنایی	176	64	C°
گرانروی جنبشی	4.73	2.8	mm^2/s
نقطه ابری شدن	-1	2	C°
نقطه ریزش	-4	0	C°
ارزش حرارتی پایین	38730	42930	kj/kg
چگالی	0.88	0.845	g/cm^3

با توجه به مطالب مذکور طراحی موتور دیزل با بازده حداکثر و آلایندگی حداقل، مستلزم درک فرآیند سوخت مورد استفاده می‌باشد. برای درک فرآیند احتراق هر سوختی، باید تاثیر آن بر متغیرهای مختلف عملکرد موتور، به صورت تجربی آزمایش شود ولی چنین آزمون‌هایی بسیار هزینه بر و وقت گیر می‌باشند. شبیه سازی عددی فرآیند احتراق با اسـتفاده از روش‌هـای نـظری، می‌تواند راه حل مناسبی باشد. با تایید اعتبار چنین روش‌هایی با داده‌های تجربی حاصل از آزمون موتور، می‌توان داده‌های حاصل از روش‌های عددی را به شرایط مختلف سوخت تعمیم داد[۹].

۳- سیستم بازخورانی گازهای خروجی

سیستم بازخورانی گازهای خروجی تنها بخشی از گازهای خروجی را به گردش درمی‌آورد. پس از حذف دوده و اکسیدهای گوگرد، بخشی از گازهای خروجی قبل از ورود به کولر با هوای تمیز مخلوط می‌گردد. وجود دی اکسید کربن و آب موجب افزایش ظرفیت گرمایی مخلوط می‌گردد. علاوه بر این غلظت اکسیژن کاهش می‌یابد و این بدان معنی است که موتور باید با مقدار بیشتری از گاز خروجی تصفیه شده و هوای توربوشارژی با همان مقدار سوخت مصرفی، برای احتراق کامل شارژ گردد. به علت افزایش ظرفیت گرمایی هوای تمیز، دمای بیشینه احتراق کاهش یافته در نتیجه مقدار اکسید نیتروژن تولیـدی کاهـش می-یابد[۱۰].

هدف از کار حاضر ابتدا شبیه سازی عملکرد موتور ۶ سیلندر خطی موجود، در نرم افزار Diesel-RK و اعتبارسنجی نتایج بدست آمده با نتایج تجربی می‌باشد. سپس عملکرد سوخت‌های B20 SME، B40 SME، B100 SME و Diesel No.2 مقایسه شده و بهینه‌ترین سوخت بیودیزل برای جایگزینی سوخت‌های رایج، پیشنهاد می‌گردد. همچنین با بررسی اثر سیستم بازخورانی گازهای خروجی، استفاده از این سیستم برای کاهش آلاینده‌ها توصیه می‌شود.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1398.6.2.4.6]

۴- مدل سازی

موتور استفاده شده در این تحقیق موتور دیزل دریایی ۶ سیلندر خطی چهار زمانه است که دارای سیستم تزریق سوخت مستقیم بوده و همچنین مجهز به توربوشارژ و اینترکولر می‌باشد. مشخصات اصلی و شرایط عملکردی موتور در جدول(۲) آمده است.

جدول(۲): مشخصات فنی موتور دیزل

مشخصه موتور	مقدار
نوع موتور	۶ سیلندر خطی- چهار زمانه
جنس بلوک سیلندر	چدن
جنس سرسیلندر	آلومینیوم
ضخامت بدنه سیلندر	8-10 mm
قطر پیستون	128 mm
کورس	155 mm
تعداد رینگ روغن	۱ عدد
تعداد رینگ فشار	۲ عدد
ضریب A برای فشار موثر ترمزی	0.115
ضریب B برای فشار موثر ترمزی	0.07
حجم موتور	12 Lit
توان در دور 2600 rpm	840 hp
گشتاور در دور1800~2600 rpm	2500 Nm
نسبت فشار توربوشارژر	3.4
فشار انژکتور	400 bar
نسبت تراکم	14.8
وزن خشک	1300 Kg
نوع محفظه احتراق	کاسه‌ای- احتراق مستقیم
محل قرارگیری انژکتور	در بالای کاسه احتراق
سیستم انژکتور	Unit pump
مصرف ویژه سوخت	220 g/kW.h @ 1800 rpm
نسبت وزن به توان	1.55 kg/hp
فشار موثر متوسط ترمزی	25.12 bar
تعداد سوپاپ در هر سیلندر	2 intake+2 exhaust
ابعاد موتور	1661×938×1105 mm

با استفاده از ابعاد و پارامترهای موتور دیزل موجود و بهره‌گیری از نرم افزار Diesel-RK موتور مورد نظر مدل سازی می‌شود.

۵- معادلات حاکم

در این تحقیق از مدل احتراق چند منطقه‌ای استفاده شده است. برای محاسبه نرخ گرمای آزاد شده در چرخه می‌توان از فرض زیر استفاده نمود[۱۱]:

سرعت تبخیر در هر منطقه برابر با مجموع سرعت تبخیر قطرات جداگانه سوخت است. سرعت تبخیر قطره قبل و بعد از احتراق را می‌توان از رابطه زیر بدست آورد:

$$d_k^2 = d_0^2 - k \cdot t_u \qquad (۱)$$

انژکتور سوخت موتورهای دیزلی مدرن، پاشش سوخت را با قطراتی تقریبا هم اندازه با متوسط قطر d_{32} تولید می‌کنند که با استفاده از فرمول ساتر[1] قابل محاسبه می‌باشد:

$$d_{32} = E_k \cdot d_n \cdot M^{0.0733} \cdot (W_e \cdot \rho)^{-0.266} \qquad (۲)$$

E_k=1.7 ضریب تجربی می‌باشد. قطر اولیه در معادله (1) برابر است با اندازه متوسط قطرات $d_0=d_{32}$.

۵-۱- معادله انتشار حرارت

در طول فرآیند شبیه سازی، انتقال حرارت در داخل سیلندر محاسبه می‌گردد و ضریب انتقال حرارت برای مناطق مختلف آن، با استفاده از معادله واشنی[2] محاسبه می‌شود[۱۲].

$$\alpha_w = 110 \cdot \left(\frac{W^{0.8} \cdot P^{0.8}}{T^{0.53} \cdot D^{0.2}}\right) \qquad (۳)$$

که در آن

$$W = 2.28C_m + 0.00324 \cdot \left(\frac{V_h \cdot T_a}{P_a \cdot V_a}\right) \cdot (P - P_{motored}) \qquad (۴)$$

و در رابطه بالا داریم

$$\boldsymbol{C_m = \frac{S \times \omega}{30}} \qquad (۵)$$

۵-۲- مدلسازی فرآیند تشکیل اکسید نیتروژن

تشکیل اکسید نیتروژن شامل 3 مرحله اصلی می‌باشد. که بر اساس مکانیزم زلدوویچ[3] می‌توان نوشت[۱۳] :

$$O_2 \rightarrow 2O \qquad (۶)$$

$$N_2 + O \rightarrow NO + N \qquad (۷)$$

$$N + O_2 \rightarrow NO + O \qquad (۸)$$

واکنش اصلی واکنش (8) می‌باشد، نرخ این واکنش به غلظت اتم اکسیژن بستگی دارد. برای محاسبه غلظت اکسید نیتریک در محصولات احتراق در یک مرحله داریم[۱۴]:

$$\frac{d[NO]}{d\theta} = \frac{P \times 2.33 \times 10^7 \times e^{\frac{38020}{T_z}} [N_2]_e [O]_e \{1-([NO]/[NO]_e)^2\}}{R \times T_z [1+\frac{2365}{T_z} \times e^{\frac{2365}{T_z}} \times \frac{[NO]}{[O_2]}]} \times \frac{1}{rps} \qquad (۹)$$

۵-۳- مدلسازی تشکیل دوده

منبع اصلی دوده احتراق ناقص هیدرو کربن می باشد. غلظت دوده در گاز خروجی در شرایط عادی توسط ریزلیتسو[4] بیان شده است [۱۵] :

$$[C] = \int_{\theta B}^{480} \frac{d[C]}{dt} \cdot \frac{d\theta}{6n} \left(\frac{0.1}{P}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \qquad (۱۰)$$

[1] Sauter
[2] Woschni
[3] Zeldovich
[4] Razleytsev

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1398.6.2.4.6]

که $\gamma = 1.333$ توان آدیاباتیک گاز خروجی می‌باشد. [C] غلظت دوده موجود در سیلندر بوده و P فشار سیلندر در $60°$ قبل از نقطه مرگ پایین می‌باشد. میزان عدد هارتریج[5] دود از معادله زیر محاسبه می‌گردد:

$$hartridge = 100[1 - 0.9545 \times \exp(-2.4226[C])] \quad (۱۱)$$

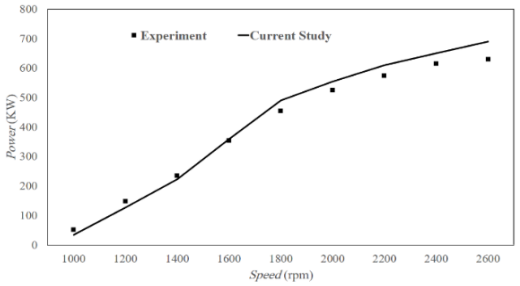
از نمودارهای تجربی برای محاسبه معیار دود بوش[6] به صورت تابعی از معادله (7) استفاده می‌کنند. انتشار ذرات از معادله‌ی الکیداس[7] به صورت تابعی از معیار دود بوش می‌باشد[۱۶].

$$[PM] = 565(\ln \frac{10}{10 - Bosch})^{1.206} \quad (۱۲)$$

۶-نتایج

۶-۱-اعتبار سنجی نتایج عددی

در این قسمت نتایج کار حاضر با نتایج تجربی بدست آمده توسط آزمایش‌های مختلفی که بر روی موتور دیزل دریایی انجام شده است، مقایسه می‌شوند. شکل(۱) نتایج بدست آمده برای توان موتور را برای داده‌های شبیه سازی و نتایج تجربی نشان می‌دهد که با توجه به یکسان بودن تقریبی شرایط شبیه سازی و آزمایش، بیانگر انطباق مناسبی بین نتایج عددی و تجربی است.

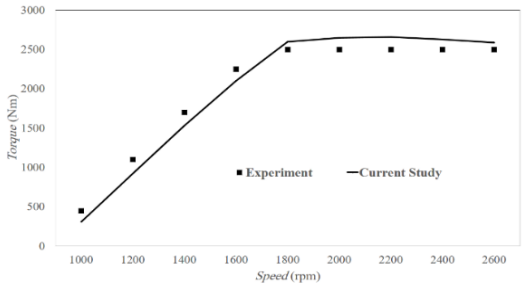


شکل(۱): نتایج مستقیم برنامه و نتایج تجربی برای توان

همانطور که مشاهده می‌شود توان موتور با افزایش سرعت موتور بیشتر شده و در دور بیشینه (2600 rpm) به توان بیشینه می‌رسد. در این نمودار حداکثر میزان خطا برای داده‌های عددی و تجربی در دور بیشینه (2600 rpm) می‌باشد که از علل آن می‌توان به استهلاک موتور در دورهای بیشینه اشاره نمود. مقدار خطا در حالت دور بیشینه به مقدار ۹٪ می‌رسد.

شکل (۲) نتایج حاصل از شبیه سازی و نتایج تجربی برای گشتاور موتور را نشان می‌دهد که مقدار خطای آن در بیشترین حالت ممکن به ۶٪ میرسد که این امر دلالت بر توانایی مدل در پیش بینی و بررسی ویژگیهای سوخت در فرآیند احتراق دارد.

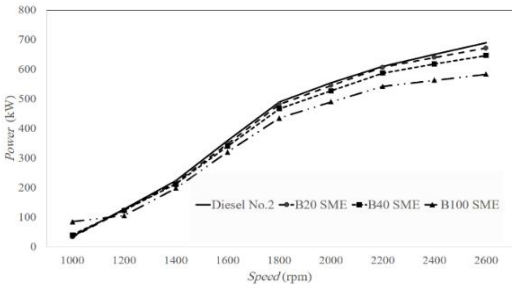
[5] Hartridge
[6] Bosch smoke number
[7] Alkidas



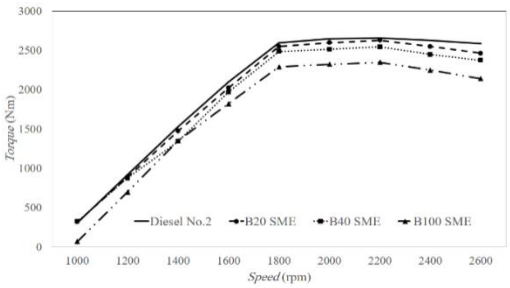
شکل(۲): نتایج مستقیم برنامه و نتایج تجربی برای گشتاور

۶-۲-نتایج استفاده از سوخت بیودیزل

شکل(۳و۴) به ترتیب میزان توان و گشتاور موتور را برای سوخت‌های مختلف نشان می‌دهد. به دلیل ارزش حرارتی کمتر سوخت‌های بیودیزل (متیل استر سویا) نسبت به سوخت دیزل، توان و گشتاور موتور برای همه ترکیبات سوخت بیودیزل کمتر از سوخت دیزل می‌باشد.



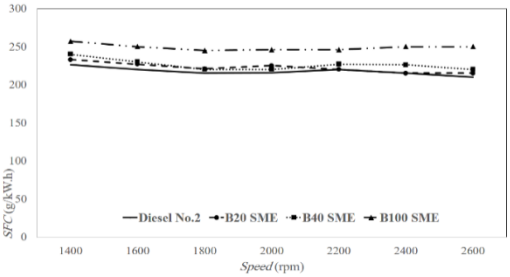
شکل(۳): نتایج توان موتور برای سوخت‌های متفاوت



شکل(۴): نتایج گشتاور موتور برای سوخت‌های متفاوت

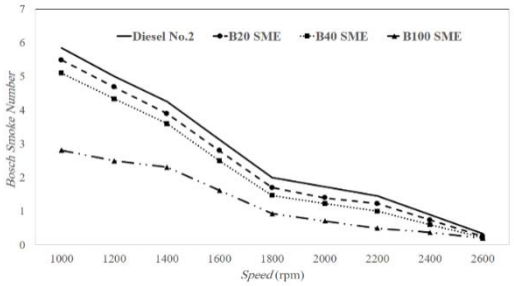
شکل(۵) میزان مصرف ویژه سوخت را برای ترکیب‌های مختلف بیودیزل را نشان می‌دهد. قابل ملاحظه است که مصرف ویژه سوخت با افزایش نسبت متیل استر سویا، افزایش پیدا می‌کند و به طور کلی مصرف ویژه همه سوخت‌های بیودیزل بیشتر از سوخت دیزل می‌باشد. افزایش مصرف ویژه سوخت‌های بیودیزل به علت چگالی بیشتر و ارزش حرارتی کمتر آن‌ها نسبت به سوخت دیزل می‌باشد. ارزش حرارتی سوخت‌های بیودیزل حدود ۱۲/۵٪ کمتر از سوخت دیزل است.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1398.6.2.4.6]



شکل(۵): نتایج مصرف سوخت ویژه موتور برای سوخت‌های متفاوت

شکل(۶) تاثیر سرعت موتور بر معیار دود بوش برای سوخت‌های مختلف را نشان می‌دهد. افزایش سرعت موتور باعث افزایش توان شده و با افزایش بار موتور شاهد کاهش میزان دوده، ذرات انتشاری و اکسیدهای نیتروژن کاهش می‌یابد که از علل آن، می‌توان به کاهش زمان واکنش اشاره نمود که به تاثیر افزایش دمای سیلندر غلبه می‌نماید.

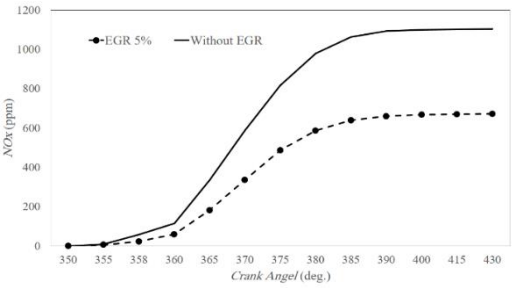


شکل(۶): معیار دود بوش موتور برای سوخت‌های متفاوت

۶-۳- نتایج استفاده از سیستم بازخورانی گازهای خروجی

اساساً تولید اکسید نیتروژن در دمای بالا صورت می‌پذیرد که به علت بالا بودن انرژی فعال سازی واکنش (۸) در سازوکار زلدوویچ می‌باشد. به علت خطای قابل ملاحظه‌ی مکانیزم زلدوویچ در پیش بینی میزان اکسید نیتروژن تولیدی در نرخ‌های بالای بازخورانی، معمولا نرخ‌های کمتر از ٪۱۰ بازخورانی را برای استفاده از این سازوکار انتخاب می‌نمایند و در این پژوهش از نرخ ٪۵ بازخورانی استفاده می‌شود[۱۷].

شکل(۷) تغییرات غلظت اکسید نیتروژن داخل محفظه احتراق بر حسب درجه میل لنگ با نرخ ٪۵ بازخورانی گازهای خروجی در دور بیشینه را نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که با استفاده از سیستم بازخورانی گازهای خروجی با نرخ ٪۵ ، غلظت اکسید نیتروژن داخل محفظه احتراق تا ٪۳۹ کاهش پیدا می‌کند.



شکل(۷): نمودار غلظت اکسید نیتروژن برای حالت بازخورانی گازهای خروجی ٪۵ و بدون بازخورانی

۷-نتیجه گیری و جمع بندی

در تحقیق حاضر به شناخت و اهمیت موتورهای دیزل دریایی و لزوم کنترل آلایندگی این نوع موتورها پرداخته و در ادامه، استفاده از سوخت-های بیودیزل و همچنین استفاده از سیستم بازخورانی گازهای خروجی به عنوان راه‌کارهایی برای کاهش آلایندگی موتورهای دیزل دریایی بررسی شد.

در قسمت بررسی سوخت‌های بیودیزل، سوخت‌های حاصل از متیل استر سویا B20، B40 و B100 بررسی شدند. نتایج این تحقیق نشان داد با افزایش نسبت متیل استر سویا در سوخت‌ها؛ گشتاور، توان موتور و معیار دود بوش نسبت به حالت استفاده از سوخت دیزل کاهش یافته و مصرف ویژه سوخت افزایش یافته است. جدول(۳) مقایسه میانگین نتایج حاصل از بررسی پارامترهای توان موتور، گشتاور، مصرف ویژه سوخت و معیار دود بوش را در یک سیکل کاری موتور، به صورت درصد تفاوت نسبت به حالت استفاده از سوخت دیزل Diesel No.2 نشان می‌دهد.

جدول(۳): میانگین درصد تفاوت نتایج حاصل در یک سیکل کاری موتور

نوع سوخت	توان موتور	گشتاور موتور	مصرف ویژه سوخت موتور	معیار دود بوش موتور
B20 SME	2.46% کاهش	2.23% کاهش	2.23% افزایش	13.61% کاهش
B40 SME	2.66% کاهش	5.3% کاهش	2.5% افزایش	24.13% کاهش
B100 SME	2.2% کاهش	21.54% کاهش	14.62% افزایش	52.7% کاهش

بنابراین با توجه به نتایج جدول(۳) می‌توان نتیجه گرفت در میان این گروه از سوخت‌های زیستی سوخت B20 از لحاظ عملکرد و آلایندگی بهینه می‌باشد.

با استفاده از سیستم بازخورانی گازهای خروجی، غلظت اکسیژن درون محفظه احتراق به علت رقیق شدن جریان ورودی با بازخورانی گازهای خروجی کم شده و نرخ احتراق و دمای متوسط داخل سیلندر تا ٪۳۹ نسبت به حالت بدون استفاده از این سیستم کاهش می‌یابد و این امر سبب کاهش چشمگیر اکسید نیتروژن می‌شود.

فهرست علامت‌ها

علائم انگلیسی	
سرعت میانگین پیستون، m/s	C_m
قطر داخلی سیلندر، mm	D
قطر نازل، mm	d_n
قطر اولیه و فعلی قطرات، mm	d_k, d_0

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1398.6.2.4.6]

ثابت تبخیر	K
فشار داخل سیلندر، MPa	P
فشار در حالت تراکم، MPa	P_a
فشار داخل سیلندر تحت شرایط رانندگی، MPa	$P_{motored}$
سرعت زاویه‌ای میل لنگ، rps	rps
کورس پیستون، mm	S
دمای داخل سیلندر، K	T
دما در حالت تراکم، K	T_a
زمان تاخیر احتراق، s	t_u
دمای ناحیه گازهای سوخته، K	T_z
حجم سیلندر در حالت تراکم، m^3	V_a
حجم جا به جا شده، m^3	V_h
عدد وبر سوخت	W_e
علائم یونانی	
چگالی، kg/m^3	ρ
سرعت موتور، rpm	ω

مراجع

[1] R. Baert, D. Beckman, A. Veen, Efficient EGR technology for fututre HD diesel engine Emission target, SAE paper, No. 1999-01-0837, 1999.

[2] A.S. Ramadhas, S. Jayraj, C. Muraleedharan, Theoretical Modeling and Experimental studies on biodiesel-fueled engine, Renewable energy, 31, pp. 1813-1826, 2006.

[3] B. Najafi, V. Piroozpanah, B. Ghobadian, Experimental Investigation of Diesel Engine Performance Parameters and Pollution using Biodiesel, Modares Technical and Engineering, Special Issue on Mechanical Engineering, 28, pp. 78-101, 2007.

[4] G. Stumpp, W. Banzhaf, An Exhaust gas recirculation system for diesel engines, *SAE* 780222, 1978.

[5] Shuang He, Bao-Guo Du, Li-Yan Feng, A Numerical Study on Combustion and Emission Characteristics of a Medium-Speed Diesel Engine Using In-Cylinder Cleaning Technologies, Journal of MDPI Energies, 8, 4118-4137, 2015.

[6] H. Liu, H. Zhang, H. Wang, A Numerical Study on Combustion and Emission Characteristics of Marine Engine through Miller Cycle Coupled with EGR and Water Emulsified Fuel, SAE paper, No. 2016-01-2187, 2016.

[7] C. Oner, S. Altun, Biodiesel production from inedible animal tallow and an experimental investigation of its use as alternative fuel in a direct injection diesel engine, Journal of Applied Energy, 2009.

[8] S. Rostami, B. Ghobadian, L. Savadkuhi, R. Ebrahimi, Expermental investigation of effect of injection pressure on performance of a Diesel engine using blends of biodiesel and diesel, The Journal of Engine Research, Vol.21, Winter 2010. (in Persian فارسی)

[9] B. Najafi, M. Khani, Numerical simulation of combustion process of biodiesel and diesel blending in a compression ignition engine, The Journal of Engine research, Vol.19, Summer 2010. (in Persian فارسی)

[10] F. Asadi, R. Merdas, A. Gholam Abolfazl, E. Ipchi Hagh, Marine Diesel Engines optimization ways in order to satisfy pollution regulations, The 16th Conference on Marine Industries, Kish, Iran, December 2-3, 2014. (in Persian فارسی)

[11] F. Asadi, R. Merdas, E. Ipchi Hagh, Numerical study of fuel type effect on Marine diesel engine pollution in order to satisfy pollution regulations, The 17th Conference on Marine Industries, Kish, Iran, December 22-25, 2015. (in Persian فارسی)

[12] G. Woschni, A universally Applicable Equation for the instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine, SAE Paper No. 670931, 1967.

[13] Y. Zeldovich, *The Oxidation of Nitrogen in Combustion and Explosions*, Acta Physicochim URSS, 21, pp. 577-628, 1946.

[14] Ronald W. Missen, Charles A. Mims, Bradley A. Saville, *Introduction to chemical reaction engineering and kinetics*, John Wiley & Sons, United States of America, ISBN 0-471-16339-2, 1999.

[15] N.F. Razleytsev, Combustion Simulation and Optimization in diesels, Kharkov: Vischa Shkola, 169 p, 1980.

[16] A. Alkidas, Relationship between smoke measurements and particulate measurements, *SAE* paper, No. 840412, 1984.

[17] Diesel-RK Software, Help of Diesel-RK Software, part: PM and NO Emission, 2008.

[18] Kyle D. Morse, *Numerical Analysis of Biodiesel Combustion in a Direct Injection Compression Ignition Engine*, Master's Thesis, Georgia Southern University Electronic Thesis & Dissertations, Paper 2185, 2014.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1398.6.2.4.6]