

بررسی تجربی اثر ترکیب سوخت گاز طبیعی فشرده با سوخت آتش‌زنه دیزل بر توان و آلاینده‌گی موتور اشتعال تراکمی

یاسر نیکنام^۱، داود محمدزمانی^{۲*} و محمد غلامی پرشکوهی^۳

چکیده

در این پژوهش امکان به‌کارگیری سوخت گاز طبیعی فشرده در موتور اشتعال تراکمی بدون بهره‌مندی از سامانه جرقه‌زنی و مقایسه متغیرهایی نظیر توان خروجی موتور و نیز میزان انتشار آلاینده‌های حاصل از احتراق انجام شده است. برای این کار از یک موتور چهار سیلندر اشتعال تراکمی با امکان مصرف گاز طبیعی فشرده به عنوان سوخت اصلی و از سوخت دیزل به عنوان آتش‌زنه استفاده شد. آزمایش‌های عملکرد و انتشار آلاینده‌ها در مرکز تحقیق و توسعه شرکت موتورسازان تبریز انجام شد. تمامی آزمون‌های عملکرد و آلاینده‌گی پس از ۱۰ دقیقه کار در جای موتور انجام گرفت و آزمون‌ها در پنج سطح سرعت دورانی ۱۲۰۰، ۱۴۰۰، ۱۶۰۰، ۱۸۰۰ و ۲۰۰۰ دور بر دقیقه و در دو حالت سوخت دیزل تنها و حالت دوگانه سوز (سوخت ترکیبی) در سه تکرار صورت پذیرفت. بیش‌ترین گشتاور تولیدی موتور در حالت دیزل تنها، در سرعت دورانی ۱۴۰۰ دور در دقیقه ۳۶۰ نیوتن‌متر و بیش‌ترین گشتاور تولیدی این موتور در حالت سوخت ترکیبی ۳۳۴ نیوتن‌متر در سرعت دورانی ۱۶۰۰ دور در دقیقه بود. این نتایج نشان داد که در حالت سوخت ترکیبی ۲۶ نیوتن‌متر کاهش گشتاور وجود داشت. تولید توان در موتور مورد بررسی در حالت دیزل تنها، ۶۰ کیلووات در سرعت دورانی ۲۰۰۰ دور در دقیقه و برای سوخت ترکیبی ۵۸/۵ کیلووات در سرعت دورانی ۲۰۰۰ دور در دقیقه بود. در ضمن با افزایش سرعت دورانی موتور میزان مصرف سوخت دیزل نیز افزایش یافت. طبق نتایج به دست آمده از آزمون‌های آلاینده‌گی، در سرعت دورانی مشخصی ۲۰۰۰ دور بر دقیقه، میزان آلاینده‌های NO_x، HC، CO₂ و CO در سامانه ترکیبی به ترتیب به میزان ۲۰، ۵۳، ۱۶ و ۸۶ درصد بیش از سوخت دیزل بود و متغیرهای O₂ و دوده در سرعت دورانی مشخصی ۲۰۰۰ دور بر دقیقه سامانه ترکیبی به ترتیب ۵۱ و ۶۹ درصد کمتر از سوخت دیزل بود. بنابراین با به‌کارگیری سامانه ترکیبی، کاهش معنی‌داری در توان تولیدی موتور رخ نداد. اگرچه در مقایسه با سوخت دیزل، سوخت ترکیبی آلاینده‌های بیشتری را تولید کرد، اما می‌توان این سامانه را به عنوان جایگزین سامانه سوخت‌رسانی خودروهای تولید شده با فناوری قدیمی که بخش عمده‌ای از ناوگان حمل و نقل کشور را تشکیل می‌دهند، پیشنهاد کرد.

واژه‌های کلیدی: توان ترمزی، موتور اشتعال تراکمی، گاز طبیعی فشرده، دیزل، توان، آلاینده‌گی.

ارجاع: نیکنام ی. محمدزمانی د. و غلامی پرشکوهی م. ۱۴۰۳. بررسی تجربی اثر ترکیب سوخت گاز طبیعی فشرده با سوخت آتش‌زنه دیزل بر توان و آلاینده‌گی موتور اشتعال تراکمی. نشریه پژوهش‌های مکانیک ماشین‌های کشاورزی. ۳۰: ۱۰۱-۱۱۳. <https://dx.doi.org/10.22034/JRMAM.2024.13876.588>

۱- دانشجوی دکتری، گروه مهندسی بیوسیستم، واحد تاکستان، دانشگاه آزاد اسلامی، تاکستان، ایران.

۲- دانشیار گروه مهندسی بیوسیستم، واحد تاکستان، دانشگاه آزاد اسلامی، تاکستان، ایران.

۳- دانشیار گروه مهندسی مکانیک، واحد شهر قدس، دانشگاه آزاد اسلامی، تهران، ایران.

* نویسنده مسئول: dr.dmzamani@gmail.com

تاریخ پذیرش: ۱۴۰۲/۰۹/۱۸

تاریخ دریافت: ۱۴۰۱/۰۳/۱۱

مقدمه

یارانه‌های عظیم انرژی در بخش حمل و نقل از چالش‌های جدی اقتصاد ایران در دهه‌های اخیر بوده است. وابستگی چرخه‌ی حمل و نقل کشور به فرآورده‌های نفتی وارداتی از دو منظر سیاسی و اقتصادی نقطه‌ی بسیار آسیب‌پذیر محسوب می‌شود. آزادسازی قیمت بنزین و دیزل، سهمیه‌بندی، گازسوز کردن خودروها و توسعه همه جانبه‌ی حمل و نقل عمومی به عنوان راهکارهای مورد نظر برای خروج از این بحران توصیه شده است. در میان این گزینه‌ها و با لحاظ رویکرد ناوگان حمل و نقل جهانی به سوخت‌های جایگزین و نیز فراوانی ذخایر گازی ایران به عنوان دومین منبع گاز جهان، گزینه‌ی توسعه صنعت خودروی‌های گازسوز را از سایر گزینه‌ها متمایز ساخته است (Mirfatah, 2010). کشورهای جهان اهداف مختلفی را در استفاده از گاز طبیعی فشرده (CNG¹) دنبال می‌کنند؛ بخشی برای کاهش هزینه‌ی سوخت و بخشی در جهت کاهش آلودگی محیط زیست از خودروهای گازسوز استفاده می‌کنند. وضع قوانین بین‌المللی و توصیه‌ی جامعه جهانی برای حفاظت از محیط زیست تأثیر عمده‌ای در رویکرد به سمت و سوی گاز طبیعی فشرده داشته است به گونه‌ای که انجمن جهانی انرژی در سال ۱۹۹۵ در توکیو گاز طبیعی را رسماً به عنوان جایگزین سوخت‌های مرتبط با صنعت حمل و نقل اعلام کرد (Mirfatah, 2010). در این بین موتورهای اشتعال تراکمی به طور گسترده‌ای در بخش حمل و نقل مورد استفاده قرار می‌گیرند، جایی که تقاضا برای سوخت‌های فسیلی بسیار زیاد است. به طوری که حدود ۶۰ درصد خودروهای سواری اروپا از این نوع موتورها استفاده می‌کنند (Saravanan et al., 2020). با توجه به یثأیری که آلودگی در سلامت انسان و محیط زیست دارد، می‌توان نتیجه گرفت که موضوع آلودگی موتورهای احتراق داخلی از اهمیت بالایی برخوردار است (Assasi et al., 2017).

به کارگیری سوخت گاز طبیعی فشرده در موتورهای احتراقی که بر پایه‌ی سوخت‌های مایع طراحی شده‌اند با مشکلاتی نظیر کاهش بازده و افزایش خوردگی اجزای موتور همراه است. به کارگیری سوخت گاز طبیعی فشرده در موتورهای احتراقی مبتنی بر چرخه‌ی اتو

(اشتعال جرقه‌ای) سال‌هاست که مرحله‌ی تحقیق و توسعه خود را سپری کرده و هم‌اینک به طور وسیعی در برخی از کشورها از جمله ایران بر روی موتورهای احتراقی به کار می‌رود. با این حال استفاده از سوخت گاز طبیعی فشرده در موتورهای چرخه‌ی دیزل (اشتعال تراکمی) بدون به کارگیری سامانه جرقه‌زنی مراحل پژوهشی خود را طی می‌کند و در سطح وسیع و به صورت تجاری به کار برده نمی‌شود. از جمله مشکلات مربوط به استفاده از سوخت گاز طبیعی فشرده در موتورهای اشتعال تراکمی رایج، هزینه‌ی بالای تبدیل این موتورها به یک موتور اشتعال جرقه‌ای است. این تبدیل نیازمند به کارگیری اجزای سامانه جرقه‌زنی نظیر کوئل، دلکو، وایر و شمع و در سامانه‌های پاشش برفقی، پردازنده‌ها و حسگرهای مربوطه است. همچنین تغییرات سرسیلندر و نصب شمع در آن کاری نسبتاً دشوار است. از طرفی موتور اشتعال تراکمی که به یک موتور اشتعال جرقه‌ای تبدیل می‌شود فقط قابلیت کار با یک نوع سوخت (سوخت طبیعی فشرده) را دارد و نمی‌توان از سوخت دیزل در آن بهره برد (Sajedian et al., 2014). سوخت دیزل در مقایسه با دیگر سوخت‌های قابل استفاده در موتورهای اشتعال تراکمی دارای عدد ستان کمتر، مصرف انرژی چاه تا چرخ کمتر و میزان انتشارات CO و HC نسبتاً پایین است، اما میزان انتشار NOX و ذرات معلق چاه تا چرخ آن بالاست. با توجه به اینکه رابطه مولکولی گاز طبیعی فشرده ساده‌تر از دیزل است، چرخه احتراق آن ساده‌تر و کامل‌تر بوده و لذا آلاینده‌های CO و HC کمتری منتشر می‌کند (Azizi et al., 2013).

پژوهش‌های نسبتاً اندکی در مورد امکان به کارگیری گاز طبیعی فشرده در موتورهای دیزل بدون بهره‌مندی از سامانه جرقه‌زنی انجام گرفته و بخش قابل توجه‌ای از مطالعات موجود در مورد سامانه‌های مجهز به جرقه‌زنی بوده است. در پژوهشی ویژگی‌های انتشار حرارت موتور Perkins 1104D-E44TA با سوخت گاز طبیعی فشرده و سوخت دیزل مورد مطالعه قرار گرفت. ویژگی‌های انتشار حرارت معیاری از فرآیند احتراق است، لذا این متغیر بر شاخص‌های عملکرد موتور تأثیر می‌گذارد. در این بررسی مشخصه‌های انتشار حرارت برای یک موتور دوگانه‌سوز با ویژگی‌های آزادسازی حرارت برای یک موتور دیزل تحت شرایط کاری یکسان مقایسه شد.

1- Compressed Natural Gas

تزریق شده در مقادیر صفر (فقط سوخت دیزل)، ۱۵، ۴۰ و ۷۵ درصد از محتوای انرژی کل سوخت متغیر بود. علاوه بر آزمایش‌ها، موتور با یک نرم‌افزار تجاری تک بعدی مدل‌سازی شد. نتایج نشان داد که هم انتشار NO_x و هم دوده به ترتیب با ۱۵ و ۴۰ درصد و نرخ محتوای انرژی در مخلوط گاز-سوخت در مقایسه با سوخت دیزل کاهش یافت. با این حال، افزایش انتشار مونوکسیدکربن با افزودن ۱۵ درصد سوخت گاز طبیعی در مقایسه با سوخت دیزل مشاهده شد (Karagoz *et al.*, 2016).

یک مطالعه‌ی تجربی و عددی بر روی تأثیر زمان‌بندی تزریق دیزل از ۱۰ تا ۵۰ درجه قبل از نقطه‌ی مرگ بالا (BTDC^1) بر عملکرد احتراق و انتشار گازهای گلخانه‌ای یک موتور دوگانه سوز گاز طبیعی-دیزل سنگین در موتور انجام شد. نتایج این بررسی نشان داد که بالاترین بازدهی حرارتی نشان داده شده در زمان‌بندی تزریق دیزل ۴۶ و ۵۰ درجه BTDC به دست می‌آید. در نهایت با افزایش زمان تزریق دیزل از ۱۰ درجه BTDC به ۵۰ درجه BTDC ، انتشار NO_x ، متان نسوخته و CO به ترتیب ۶۵.۸، ۸۳ و ۶۰ درصد کاهش می‌یابد، در حالی که راندمان حرارتی ۷/۵ درصد افزایش می‌یابد (Yousefi *et al.*, 2017).

با توجه به بررسی منابع و نیز با در نظر گرفتن این که مطالعات انجام شده با تمرکز بر امکان به کارگیری گاز طبیعی فشرده با استفاده از سامانه اشتعال جرقه‌ای بوده است، لذا این مطالعه با هدف امکان‌سنجی به کارگیری گاز طبیعی فشرده در یک موتور اشتعال تراکمی بدون به کارگیری سامانه جرقه‌زنی و بررسی اثرات آن بر عملکرد موتور و میزان انتشار آلاینده‌ها انجام شده است. عدم اختلاف در توان خروجی موتور با دو نوع سوخت و نیز کاهش آلاینده‌های CO ، NO_x ، HC ، CO_2 ، O_2 و دوده با سوخت ترکیبی نسبت به سوخت دیزل از فرضیه‌های این پژوهش بوده است.

مواد و روش‌ها

موتور احتراقی مورد استفاده در این مطالعه یک موتور چهار سیلندر اشتعال تراکمی ساخت شرکت موتورسازان تبریز، ایران و بیشینه توان ترمزی آن در سرعت دورانی مشخصه ۲۰۰۰ دور در دقیقه، ۸۲ اسب بخار است. سایر

تجزیه و تحلیل ویژگی‌های انتشار حرارت در محدوده‌ی تأثیر آنها بر غلظت اکسیدهای نیتروژن در آگروز موتور انجام شد. نتایج این مطالعه نشان داد که سهم بیشتر گاز طبیعی فشرده در مقدار کل انرژی آزاد شده در سیلندره‌ای موتور باعث تفاوت بیشتر در روند احتراق شده و نیز منجر به کاهش بیشتر غلظت اکسیدهای نیتروژن در آگروز موتور می‌شود (Kurczynski *et al.*, 2019). در پژوهشی به منظور بررسی تأثیر مقادیر سوخت آتش‌زنه بر فرآیند احتراق، عملکرد و آلاینده‌ی در موتورهای دیزل دوگانه‌سوز با پاشش غیر مستقیم، این سامانه در تمامی شرایط باری مورد ارزیابی قرار گرفت. در این پژوهش فاصله زمانی تا تأخیر در اشتعال و فرآیند احتراق و شکل‌گیری آلاینده‌ها در موتور دوگانه‌سوز به دو صورت بررسی شد. در حالت اول میزان سوخت آتش‌زنه ثابت نگه داشته شده و با اضافه کردن سوخت گازی بار موتور افزایش یافت و در حالت دوم برای بار جزئی ۲۵ درصد و بار کامل افزایش سوخت گازی و کاهش سوخت آتش‌زنه باعث کوتاه‌تر شدن طول فرآیند احتراق دوباره شده و آلاینده‌های CO و HC را کاهش می‌دهد، ولی در بارهای جزئی با افزایش سوخت گازی و کاهش سوخت آتش‌زنه طول فرآیند احتراق طولانی‌تر شده و آلاینده‌های CO و HC به شدت افزایش می‌یابند (Mohammadi *et al.*, 2008). در یک مطالعه به بررسی متغیرهای عملکردی و آلاینده‌ی موتور دیزل در نسبت-های مختلف نسبت تعادلی هوا به سوخت با استفاده از مخلوط‌های سوخت دیزل-تانول پرداخته شد. نتایج نشان داد که افزایش درصد اتانول در مخلوط سوخت دیزل و اتانول باعث افزایش نسبت تعادلی هوا به سوخت و در نتیجه کاهش توان و گشتاور و افزایش مصرف سوخت موتور گردید (Shadidi *et al.*, 2020). تعدادی از پژوهشگران به منظور مطالعه‌ی ویژگی‌های عملکردی و آلاینده‌ی، یک بررسی تجربی بر روی یک موتور احتراق تراکمی انجام دادند که با استفاده از سوخت ترکیبی گاز طبیعی فشرده و دیزل کار می‌کرد. موتور به گونه‌ای اصلاح شد که با مخلوطی از سوخت‌های دیزل و گاز طبیعی در حالت دوگانه سوز کار کند، به گونه‌ای که سوخت دیزل به داخل سیلندر تزریق و در حالی که گاز طبیعی به لوله‌ی هوای ورودی با دو انژکتور پایش شده با واحد پایش یبرقی تزریق شد. محتوای انرژی سوخت گاز

\dot{Q} : نرخ گرمایی ایجاد شده در فرآیند (اسب بخار)، \dot{U}_1 : توان تولیدی در فرآیند (اسب بخار)، \dot{U}_2 : نرخ انرژی داخلی در فرآیند (اسب بخار) و $82 \dot{W}$ اسب بخار است. بر اساس معادله (۴)، معادله (۳) بازنویسی می‌شود:

$$\dot{U}_2 - \dot{U}_1 = \left[\dot{m}_{air} C_{v,air} + \dot{m}_c C_{v,c} + \dot{m}_g C_{v,g} \right] \Delta T \quad (4)$$

$$= \left[\rho_{air} \dot{V}_{air} C_{v,air} + \rho_c \dot{V}_c C_{v,c} + \rho_g \dot{V}_g C_{v,g} \right] \Delta T$$

که در آن \dot{m}_{air} : دبی جرمی هوا، \dot{m}_c : دبی جرمی، \dot{m}_g : دبی جرمی گاز، ρ_{air} : چگالی هوا، ρ_c : چگالی، ρ_g : چگالی گاز، $C_{v,c}$ ، $C_{v,c}$ ، $C_{v,air}$ در ادامه با در نظر گرفتن مقادیر جدول ۲ و معادله انرژی داخلی برای سوخت ترکیبی و هوا:

$$\dot{U}_2 - \dot{U}_1 = \left[577.98 \times 10^{-3} + 9072.185 \times 10^3 \alpha \dot{V}_f \right] \quad (5)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_f LHV \quad (6)$$

که در آن: \dot{m}_f : دبی جرمی سوخت ترکیبی و LHV: ارزش گرمایی پایینی معادل ۲ کیلوژول بر کیلوگرم است. دبی جرمی از معادله (۷) (Sontag et al., 2015) محاسبه شد:

$$\dot{m}_f = \rho \dot{V}_f \left(\frac{kg}{s} \right) \quad (7)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_f LHV$$

$$= \left[\rho_c \dot{V}_c + \rho_g \dot{V}_g \right] LHV$$

$$= \left[0.648 \alpha \dot{V}_f + 750(1-\alpha) \dot{V}_f \right] LHV$$

$$= \left[0.648 \alpha \dot{V}_f + 750(1-\alpha) \dot{V}_f \right] \left[32016.15 + \frac{9461.68}{0.648 \alpha + 750(1-\alpha)} \right]$$

پس از ساده‌سازی نتیجه زیر به دست می‌آید:

$$\dot{Q} = \dot{V}_f (24021572.9 - 23991366 \alpha) \quad (8)$$

حال با توجه به معادلات به دست آمده در بالا، معادلات (۵) و (۸) و جایگزینی آن‌ها در معادله ترمودینامیکی (۳) برای دستیابی به خواسته مسئله به صورت زیر عمل می‌شود:

$$\dot{Q} = (\dot{U}_u - \dot{U}_u) + \dot{w}$$

مشخصات فنی این موتور در جدول ۱ ارائه شده است. در آزمایش‌ها، موتور با سوخت دیزل روشن شده و در حالت دور آرام نیز از سوخت CNG استفاده نشد. در انجام آزمون‌ها با افزایش سرعت دورانی موتور از سوخت CNG به عنوان سوخت اصلی و از دیزل (با استاندارد Euro 4) به عنوان سوخت آتش‌زنه استفاده شد. به منظور دستیابی به میزان مصرف سوخت در سامانه سوخت‌رسانی ترکیبی دیزل و گاز طبیعی فشرده در هر محفظه‌ی احتراق، از معادله (۱) استفاده شد (Sontag et al., 2015).

$$\dot{V}_{Fuel} = \dot{V}_{Diesel\ oil} + \dot{V}_{CNG} \quad (1)$$

که در آن \dot{V}_{Fuel} : دبی حجمی مصرف سوخت ترکیبی دیزل و CNG (لیتر بر ساعت)، $\dot{V}_{Diesel\ oil}$: دبی حجمی مصرف سوخت دیزل (لیتر بر ساعت) و \dot{V}_{CNG} : دبی حجمی مصرف سوخت ترکیبی CNG (لیتر بر ساعت) است.

جدول ۱- مشخصات فنی موتور مورد استفاده در پژوهش

مقدار	مشخصات موتور
۴	تعداد سیلندر
۱۰۰	قطر پیستون (mm)
۱۲۷	کورس پیستون (mm)
۱۷/۵	نسبت تراکم
۸۲	بیشینه توان ترمزی (hp) در دور ۲۰۰۰ (rpm)
توربو شارژر	سامانه ورودی هوا
۳۶۰	بیشینه گشتاور (N.m)
۳/۹۹	ظرفیت حجمی (Lit)

نسبت ورود گاز به سوخت ترکیبی گاز و دیزل (α) به طریق معادله (۲) محاسبه می‌شود:

$$\dot{V}_c = \alpha \dot{V}_f \rightarrow \dot{V}_g = (1 - \alpha) \dot{V}_f \rightarrow \alpha = \frac{\dot{V}_c}{\dot{V}_f} \quad (2)$$

با توجه به توان ترمزی ۸۲ اسب بخار برای موتور اشتعال تراکمی به کار رفته در این پژوهش، سامانه سوخت‌رسانی ترکیبی (دیزل و CNG) باید قادر به تأمین انرژی لازم برای تولید این توان باشد. لذا با توجه به قانون اول ترمودینامیک (معادله (۳)) (Sontag et al., 2015)، در معادله زیر:

$$\dot{Q} = (\dot{U}_2 - \dot{U}_1) + \dot{W} \quad (3)$$

ایران تیپ AG75.10 با حجم جابجایی ۱۰ لیتر و بیشینه فشار ۰/۱ بار برای اندازه‌گیری میزان مصرف سوخت گاز طبیعی فشرده استفاده گردید که قادر به اندازه‌گیری دبی در محدوده ۰/۱ تا ۱۶ مترمکعب در ساعت بود.

برای اندازه‌گیری آلاینده‌های حاصل از احتراق موتور مورد آزمایش از دستگاه آلاینده‌سنج AVL 415S استفاده شد. این دستگاه محصول شرکت AVL Ditest ساخت کشور آلمان بوده و قابلیت اندازه‌گیری محصولات احتراق خودروهای اشتعال جرقه‌ای و تراکمی در گاز خروجی اگزوز را دارد. این دستگاه قابلیت اندازه‌گیری CO ، HC ، NO_x و O_2 و CO_2 خروجی از موتور را به صورت بیرقمی دارد. گازهای خروجی از اگزوز موتور توسط یک لوله به این دستگاه انتقال داده شد و مقدار هر کدام از آلاینده‌ها به صورت جداگانه توسط دستگاه، اندازه‌گیری و ثبت شد. تمامی آزمون‌های عملکرد و آلاینده‌گی پس از ۱۰ دقیقه کار کردن در حالت دور آرام انجام گرفت و آزمون‌ها در پنج سطح سرعت دورانی ۱۲۰۰، ۱۴۰۰، ۱۶۰۰، ۱۸۰۰ و ۲۰۰۰ دور بر دقیقه و در دو حالت سوخت دیزل تنها و حالت دوگانه سوز (سوخت ترکیبی) کلیه آزمون‌ها در سه تکرار صورت گرفت. آزمون عملکرد به این طریق بود که ابتدا موتور با سوخت دیزل تنها برای آزمون آماده و آزمون انجام و قابلیت تکرار پذیری آزمون‌ها بررسی شد. پس از اتمام آزمون موتور در حالت دیزل تنها، آزمون‌ها برای حالت ترکیبی هم انجام گرفت. سازوکار موجود روی بستر آزمایش در محل مرکز تحقیقات موتورسازان تراکتورسازی تبریز شامل یک راه‌گاه لوله منشعب از لوله گاز شهری بوده که توسط مخلوط کن و خرطومی به ورودی هوای موتور دیزل مرتبط می‌شد. با توجه به اینکه سوخت اصلی گاز طبیعی بوده و دیزل به عنوان آتش زنه کاربرد داشت، لذا تغییراتی روی پمپ انژکتور از طریق شیر انتقال سوخت انجام گرفت. بدین صورت که برای راه‌اندازی موتور از سوخت دیزل استفاده و با افزایش سرعت دورانی موتور سوخت گاز طبیعی وارد مدار شد. با افزایش سرعت دورانی موتور در حالت ترکیبی، گاورنر نمی‌تواند مانع پاشش سوخت به کمتر از حد مجاز شود که این امر موجب خاموش شدن موتور می‌گردد. بر اساس تغییرات اعمال شده در این حالت گاورنر از مدار خارج شد. تغییرات پمپ انژکتور به گونه‌ای بود که

$$\begin{aligned} \dot{V}_f (24021572.9 - 23991366 \alpha) \\ = [577.98 \times 10^{-3} \\ + 9072.185 \times 10^3 \alpha \dot{V}_f] \\ + \left(\frac{107424}{4} \right) \end{aligned}$$

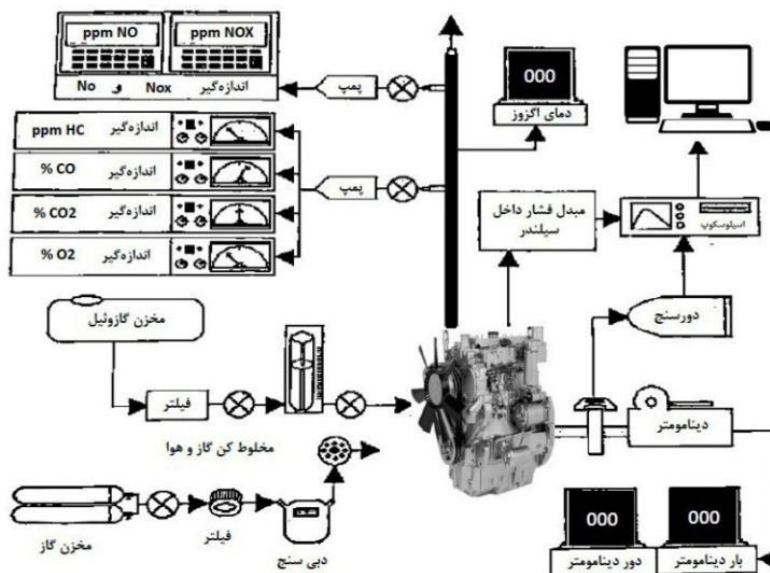
جدول ۲- برخی از خواص فیزیکی و گرمایی هوا، سوخت دیزل و گاز طبیعی فشرده (Chala et al., 2018)

سوخت	\dot{V}_f	$\text{KJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
هوا	$17.16(1-\alpha)\dot{V}_f$	۱۰۳	۱/۱۶۹
دیزل	$\alpha\dot{V}_f$	۲۱۴	۷۵۰
گاز طبیعی فشرده	$(1-\alpha)\dot{V}_f$	۱/۷۳۶	۰/۶۴۸

نکته حائز اهمیتی که در این مطالعه وجود داشت این بود که طی آزمون، در حالتی که موتور فقط با سوخت دیزل کار می‌کرد، در حالت دور آرام، در مدت ۳۰ ثانیه، ۲/۲ سی‌سی سوخت دیزل مصرف شد. از آنجا که یکی از اهداف پژوهش این بود که سوخت مصرفی کاهش یابد، لذا در طرح حاضر، مصرف سوخت ترکیبی را برای مدت ۳۰ ثانیه به میزان ۲ سی‌سی منظور کرده و بدین ترتیب از معادلات (۶) و (۸)، میزان مصرف سوخت CNG و سوخت دیزل محاسبه شد. در نهایت، نسبت ورود گاز به سوخت ترکیبی (α) به میزان ۰/۷۲ به دست آمد. نتیجه حاصل بدین معناست که در حالت دور آرام (۴۵۰ دور در دقیقه) گاز طبیعی فشرده ۷۲ درصد و سوخت دیزل ۲۸ درصد از سوخت ترکیبی برای احتراق را تشکیل می‌دهد. آزمایش‌های عملکرد و انتشار آلاینده‌ها در مرکز تحقیق و توسعه شرکت موتورسازان تبریز، ایران انجام شد. شکل ۱ طرح‌واره اجزاء آزمون‌های عملکردی و آلاینده‌گی موتور مورد نظر را نشان می‌دهد. دینامومتر مورد استفاده در این پژوهش از نوع جریان گردابی^۱ و ساخت شرکت توسعه صنایع ریز ابزار پویا، ایران بود که بیشینه توان قابل اندازه‌گیری با آن ۲۳۰ کیلو وات است. برای اندازه‌گیری میزان مصرف سوخت دیزل از یک ترازوی بیرقمی متصل به رایانه استفاده گردید. میزان مصرف سوخت دیزل از طریق وزن سوخت ارسال شده در مدت زمان معین از طریق صفحه نمایشگر رایانه نشان داده می‌شود. از یک دبی‌سنج پروانه‌ای مکانیکی ساخت شرکت گازسوزان،

تنها باشد. به منظور تحلیل داده‌های حاصل از آزمون‌های عملکرد و آلاینده‌گی، داده‌ها توسط نرم‌افزار Excel 2010 به صورت نمودار ترسیم شدند. در این پژوهش تحلیل داده‌ها به روش مقایسه مستقیم انجام شده است.

میزان سوخت ارسالی در حالت ترکیبی به اندازه سوخت مصرفی در حالت سرعت دورانی درجا موتور باشد. با افزایش بار و سرعت دورانی موتور مقدار سوخت دیزل توسط دینامومتر افزایش می‌یابد تا توان تولیدی در حالت ترکیبی سوخت نزدیک به توان تولیدی در حالت دیزل



شکل ۱- طرح‌واره اجزاء آزمون‌های عملکردی و آلاینده‌گی موتور مورد نظر

۲۰۰۰ دور در دقیقه به ترتیب برابر با ۸۴/۳ و ۸۱/۸ اسب بخار محاسبه شد.

$$P = \frac{2\pi \tau N}{60000} \quad (9)$$

که در آن P توان بر حسب اسب بخار، τ گشتاور بر حسب نیوتن متر و N سرعت دورانی بر حسب دور در دقیقه است. با توجه به نتایج به دست آمده توان ترمزی موتور با سوخت دیزل ۲/۵ اسب بخار (۳ درصد) بیشتر از سوخت ترکیبی در سرعت دورانی ۲۰۰۰ دور در دقیقه است. دلیل این امر که توان تولیدی سامانه ترکیبی نزدیک به سامانه دیزل تنها است، این است که علی‌رغم این‌که در سوخت ترکیبی، سوخت اصلی گاز طبیعی فشرده بوده و سوخت دیزل به عنوان آتش‌زنه استفاده می‌شود، با افزایش سرعت دورانی از سوخت دیزل بیشتری به عنوان سوخت آتش‌زنه استفاده شده است و از طرفی باعث پیش‌رس شدن^۱ زمان پاشش سوخت دیزل به عنوان آتش‌زنه می‌شود که منجر به غنی‌تر شدن سوخت شده و در نتیجه توان بیشتری تولید می‌کند. این نتیجه مشابه

نتایج و بحث

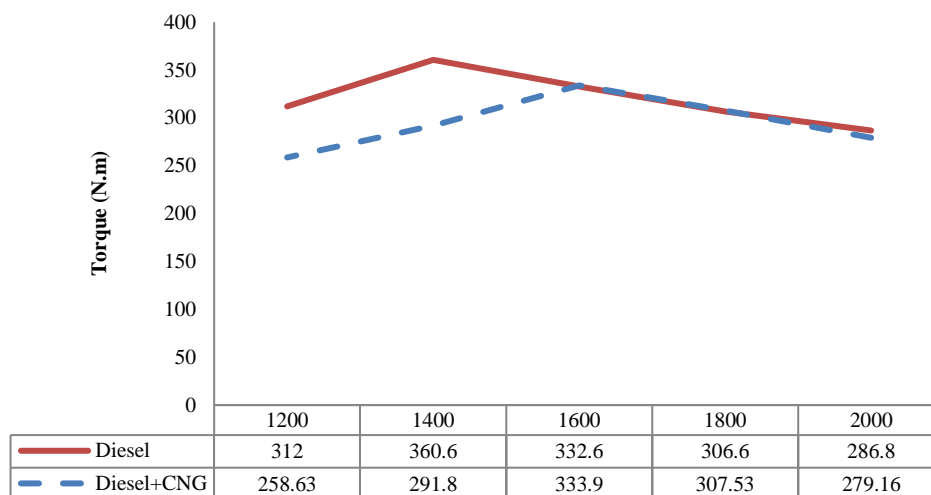
آزمون گشتاور تولیدی در حالت دیزل تنها و سوخت ترکیبی (دیزل + CNG)

در شکل ۲ در پنج سرعت دورانی مختلف موتور، میزان گشتاور تولیدی در حالت استفاده از سوخت دیزل و در حالت استفاده از سوخت ترکیبی (دیزل و گاز طبیعی فشرده) نشان داده شده است.

با توجه به نمودار شکل ۲ بیشینه میزان گشتاور تولیدی در حالت استفاده از سوخت دیزل ۳۶۰ نیوتن‌متر در سرعت دورانی ۱۴۰۰ دور در دقیقه موتور و بیشینه گشتاور تولیدی در حالت استفاده از سوخت ترکیبی ۳۳۴ نیوتن‌متر در سرعت دورانی ۱۶۰۰ دور در دقیقه موتور است. با توجه به این‌که بیشینه توان ترمزی موتور مورد آزمایش طبق اعلام کارخانه سازنده در دور ۲۰۰۰ و برابر ۸۲ اسب بخار اعلام شده لذا توان تولیدی برای آزمایش توان و مقایسه با یکدیگر از سرعت دورانی بیشینه (۲۰۰۰ دور در دقیقه) استفاده شد. بر اساس معادله ۹، بیشینه توان تولیدی موتور با به‌کارگیری سوخت ترکیبی (دیزل و گاز طبیعی فشرده) و دیزل تنها در سرعت مشخصه

ترکیبی و در زمانبندی‌های مختلف پاشش سوخت آتش‌زنه بررسی شده است.

نتایج پژوهش (Yusefi et.al (2017 که در آن بازده حرارتی یک موتور اشتعال تراکمی با کاربرد سوخت



شکل ۲- گشتاور تولیدی در حالت دیزل تنها و سوخت ترکیبی در سرعت‌های دورانی مختلف

آزمون میزان مصرف سوخت گاز طبیعی فشرده (CNG)

میزان مصرف سوخت CNG در حالت استفاده از سوخت ترکیبی نیز همانند سایر آزمون‌ها در پنج سرعت دورانی متفاوت اندازه‌گیری شد که نتیجه در شکل ۴ نمایش داده شده است. سوخت CNG در حالت ترکیبی، سوخت اصلی بود و بیش‌ترین شیب مصرف سوخت CNG در سرعت دورانی ۱۴۰۰ تا ۱۸۰۰ دور در دقیقه مشاهده شد. علت این امر این است که بیشینه گشتاور تولیدی موتور در این سرعت‌های دورانی به دست آمده و همین باعث مصرف سوخت بیشتری شد.

میزان مصرف ویژه سوخت دیزل در حالت دیزل تنها

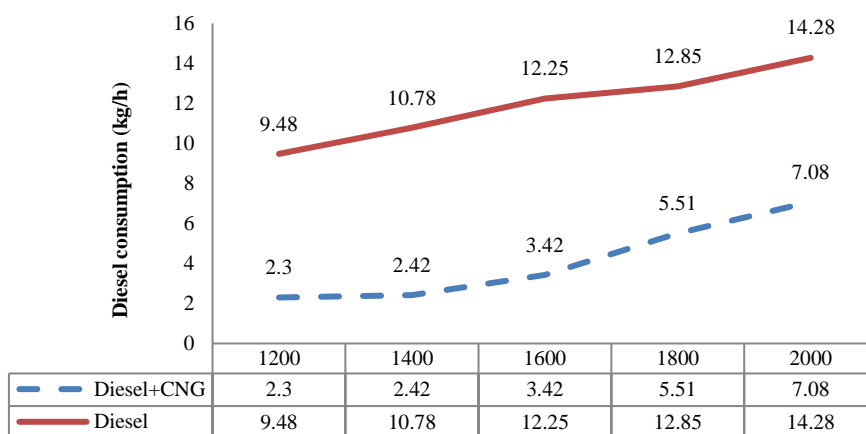
در شکل ۵ میزان مصرف سوخت ویژه دیزل یکه برای پنج سرعت دورانی موتور ارائه شده، نمایش داده شده است. مصرف ویژه سوخت از تقسیم آهنگ مصرف سوخت بر توان تولیدی به دست آمد. طبق شکل ۵، میزان مصرف ویژه سوخت دیزل در سرعت دورانی ۱۴۰۰ دور در دقیقه، که بیشینه گشتاور تولیدی (شکل ۲) نیز در این سرعت بود، ۲۰۳/۷۱ گرم بر کیلووات ساعت (کمترین مقدار) به دست آمدی. علت اینکه در نقطه بیشینه گشتاور تولیدی، مصرف ویژه سوخت کم است این است که مصرف ویژه سوخت با گشتاور یا به عبارتی توان، رابطه عکس دارد.

آزمون میزان مصرف سوخت دیزل در حالت سوخت ترکیبی و دیزل تنها

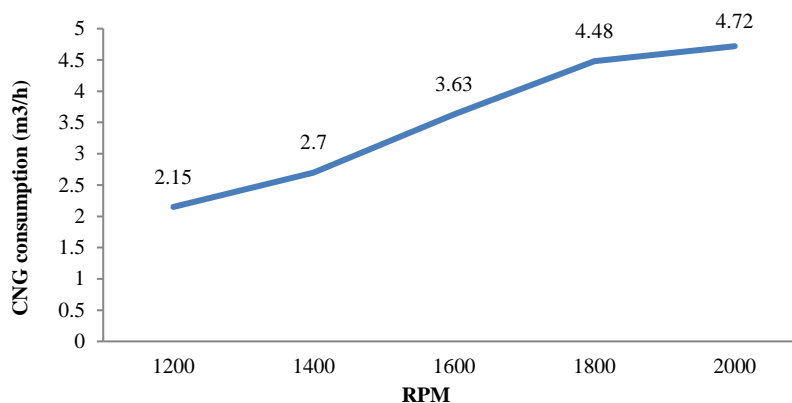
در شکل ۳ میزان مصرف سوخت دیزل در حالت سوخت ترکیبی و در حالت دیزل تنها نشان داده شده است که در پنج سرعت دورانی مختلف موتور اندازه‌گیری شده است. طبق شکل ۳ میزان مصرف سوخت دیزل در حالت سوخت ترکیبی در سرعت‌های دورانی کمتر تا ۱۶۰۰ دور در دقیقه، نسبتاً کم بوده به گونه‌ای که به طور متوسط در این سرعت دورانی حدود ۸۰ درصد کاهش مصرف سوخت دیزل نسبت به همان سرعت دورانی موتور در حالت دیزل تنها مشاهده شد و برای تمامی حالات سرعت دورانی موتور، به طور متوسط حدود ۶۵ درصد کاهش مصرف سوخت دیزل حاصل شد. علت این کاهش مصرف سوخت دیزل استفاده از سوخت گاز طبیعی به عنوان سوخت اصلی و استفاده از دیزل به عنوان سوخت آتش‌زنه بود. البته برای اینکه توان در این موتور در حالت سوخت ترکیبی کاهش پیدا نکند، با افزایش سرعت دورانی سوخت آتش‌زنه نیز بیشتر شد. با توجه به سازوکار به کار رفته در ناظم^۱ پمپ انژکتور، با افزایش سرعت دورانی پیش‌رسی بیشتری در پاشش سوخت آتش‌زنه به وجود آمد که منجر به افزایش میزان مصرف سوخت دیزل شد و این نتیجه با نتایج پژوهش (Yusefi et.al (2017 مطابقت داشت.

1- Gaverner

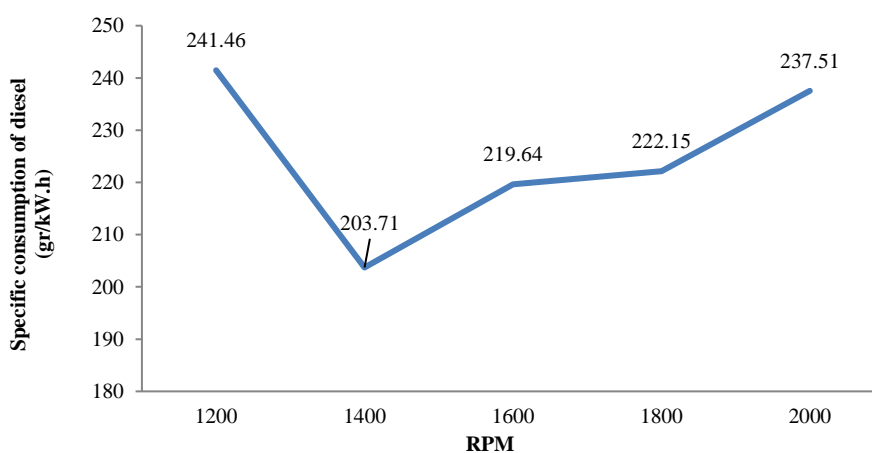
یعنی هر چه توان تولیدی بالا باشد، مصرف ویژه سوخت پایین می‌آید.



شکل ۳- میزان مصرف دیزل در حالت سوخت ترکیبی و دیزل تنها



شکل ۴- میزان مصرف سوخت گاز طبیعی فشرده برای موتور با سوخت ترکیبی



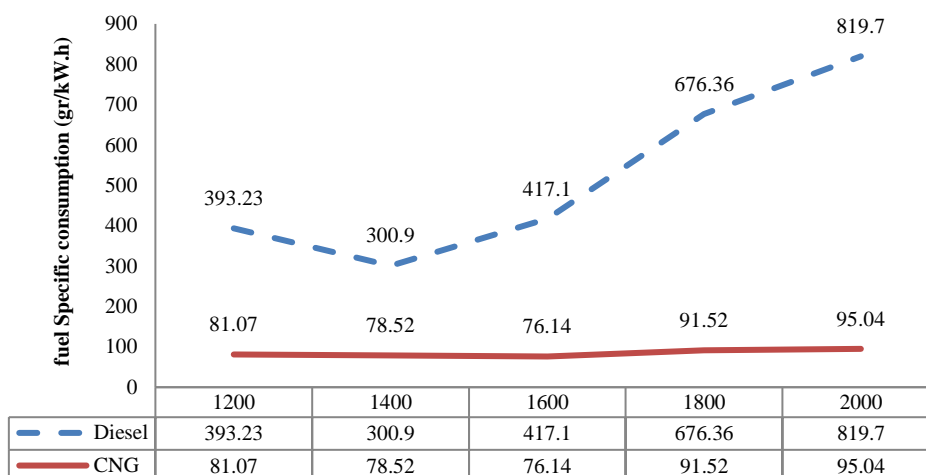
شکل ۵- مصرف ویژه سوخت دیزل در حالت دیزل تنها

در سامانه ترکیبی، میزان مصرف ویژه سوخت برای هر دو سوخت اصلی (CNG) و سوخت آتش‌زنه (دیزل) جداگانه در شکل ۶ نشان داده شده است. در نقطه‌ای که بیش‌ترین گشتاور تولیدی حاصل می‌شود، مصرف ویژه سوخت کم‌ترین مقدار را دارد. لذا از آنجایی که در سامانه

میزان مصرف ویژه سوخت دیزل و گاز طبیعی فشرده برای حالت استفاده از سوخت ترکیبی در شکل ۶ به طور جداگانه میزان مصرف ویژه سوخت CNG و دیزل در سامانه سوخت ترکیبی و سهم هر کدام برای تولید توان نشان داده شده است.

سوخت به دلیل توان تولیدی بیش‌تر کم‌ترین مقدار را داشت.

ترکیبی بیشینه گشتاور تولیدی در سرعت دورانی ۱۶۰۰ دور در دقیقه (بر اساس شکل ۲) حاصل شد، مصرف ویژه



شکل ۶- میزان مصرف ویژه سوخت ترکیبی (دیزل + CNG)

کمتر از حالت ترکیبی وی به دلیل احتراق ناقص مخلوط سوخت دیزل و CNG بود. از دلایل ایجاد اکسیدهای نیتروژن مخلوط فقیر سوخت، مخلوط غنی، افزایش زمان يتأخیر در اشتعال و دمای بالای احتراق است. در سامانه سوخت ترکیبی به دلیل غنی بودن سوخت و افزایش يتأخیر در اشتعال نسبت به سامانه دیزل تنها، NO_x تولیدی بیش‌تر بود که این نتیجه با نتایج پژوهش Piroozpanah & Alizadeh, 1998 مطابقت دارد.

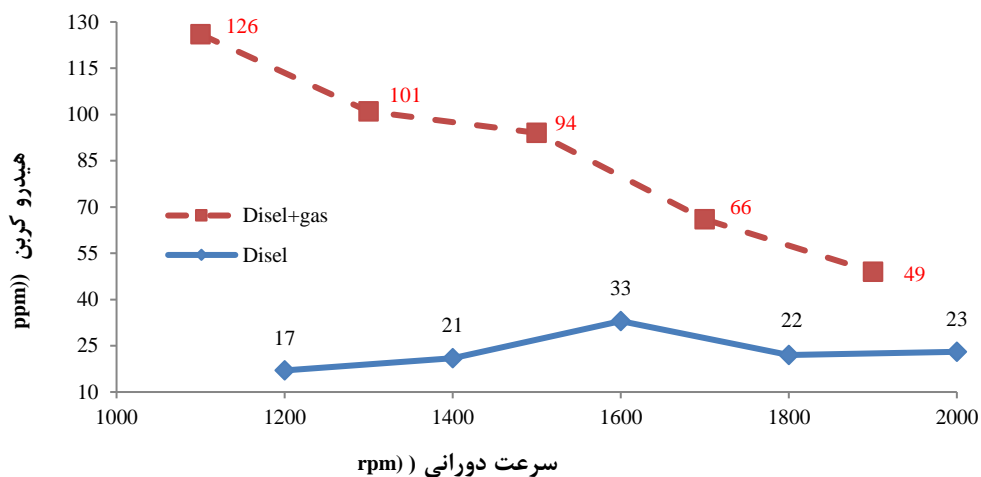
نسبت ظرفیت گرمایی ویژه CNG بیشتر از هوا است. افزودن CNG ظرفیت گرمایی کلی مخلوط درون سیلندر را افزایش می‌دهد. بر این اساس، میانگین دما در پایان مرحله تراکم و در طول فرآیند احتراق کلی کاهش می‌یابد. دمای احتراق پایین باعث کاهش تشکیل NO_x می‌شود. تزریق CNG مقدار هوا و غلظت اکسیژن در شارژ سیلندر را کاهش داده و در نتیجه امکان دسترسی به اکسیژن برای تشکیل NO_x کاهش می‌یابد. اما آزاد شدن حرارت بیشتر در مرحله توان، بیشینه دمای احتراق را افزایش داده و این امر باعث افزایش انتشار NO_x می‌شود. هم‌چنین از آنجایی که در سامانه ترکیبی با افزایش سرعت دورانی موتور مقدار α ، یا به عبارتی مقدار مصرف CNG، افزایش یافت، لذا میزان NO_x نیز افزایش یافت که این نتیجه با نتیجه پژوهش Karagoz et al., 2016 مطابقت دارد.

آزمون میزان آلایندگی‌های موتور در دو حالت دیزل تنها و سوخت ترکیبی

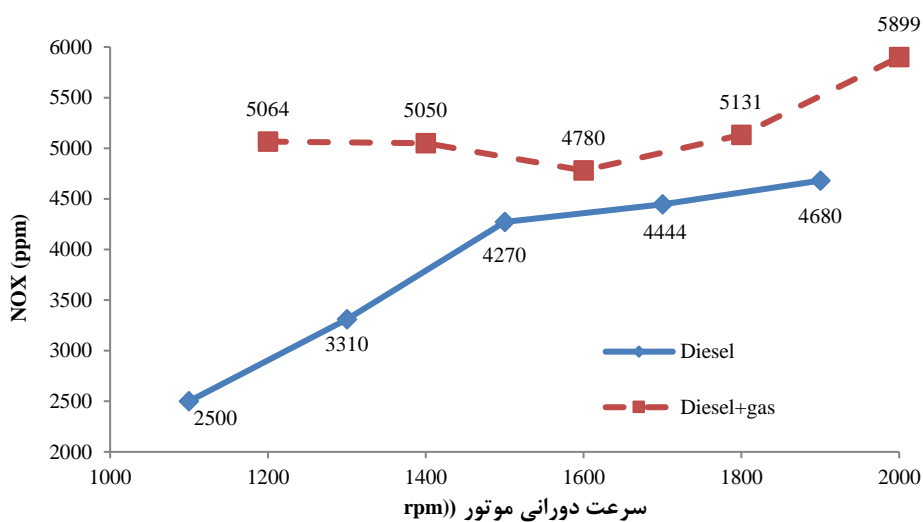
شکل ۷ میزان آلایندگی HC موتور را برای هر دو حالت استفاده از سوخت دیزل تنها و سوخت ترکیبی نمایش می‌دهد.

طبق شکل ۷، میزان آلایندگی HC در سوخت ترکیبی بیش‌تر از حالت دیزل تنها است. در ضمن با افزایش دور موتور از مقدار این آلایندگی کاسته شد که این نتیجه با نتایج پژوهش Piroozpanah & Alizadeh, 1998 مطابقت دارد. غنی بودن مخلوط سوخت و احتراق ناقص موجب ایجاد آلایندگی هیدروکربن می‌شود. میزان هیدروکربن نسوخته در حالت استفاده از سوخت ترکیبی به دلیل غنی بودن سوخت و نیز احتراق ناقص متان است. موتورهایی که با سوخت گاز طبیعی کار می‌کنند، در بارهای جزئی HC بیشتری تولید می‌کنند که البته قسمت عمده آن متان است و با افزایش بار و سرعت دورانی موتور از میزان این آلایندگی کاسته می‌شود. با افزایش سرعت دورانی موتور نسبت سوخت CNG به سوخت دیزل (α) در سامانه ترکیبی افزایش و در نتیجه میزان اکسیژن بیشتری وارد محفظه احتراق شد که نتیجه این امر احتراق کامل‌تر و کاهش آلایندگی HC بود.

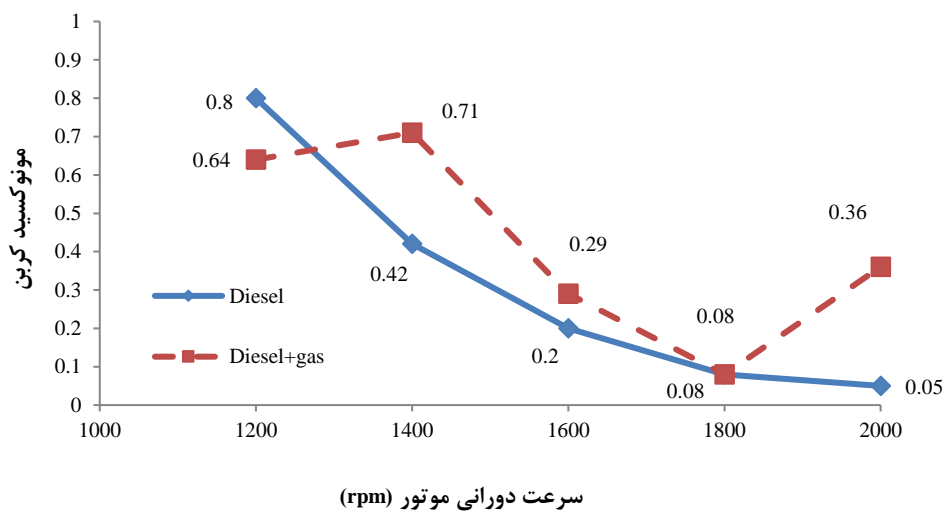
شکل ۸ میزان آلایندگی NO_x را با هر دو حالت سوخت دیزل و سوخت ترکیبی نمایش می‌دهد. میزان NO_x تولیدی موتور طبق نمودار شکل ۸ در حالت دیزل،



شکل ۷- میزان آلاینده‌گی هیدروکربن



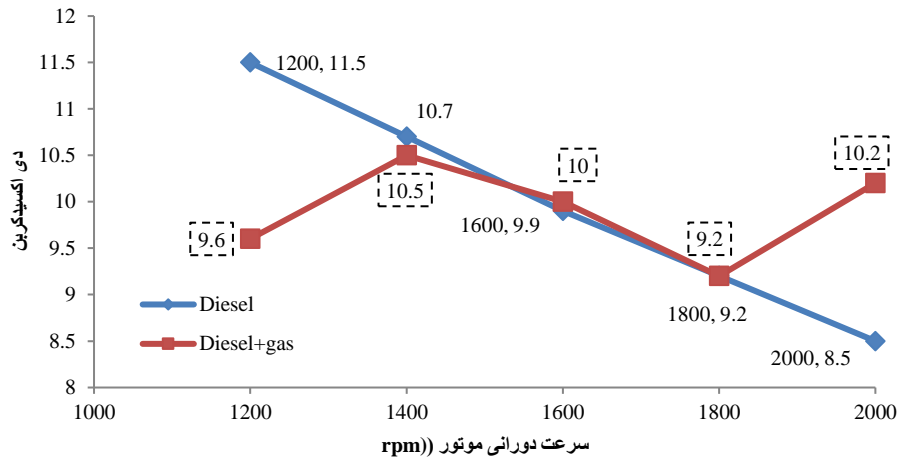
شکل ۸- میزان NOx تولیدی موتور در هر دو سامانه



شکل ۹- میزان آلاینده‌گی مونوکسید کربن موتور در حالت دیزل تنها ترکیبی

نتیجه احتراق ناقص سوخت ایجاد می‌شود. مهم‌ترین دلیل انتشار CO یبیه کارگیری سوخت غنی به دلیل کمبود اکسیژن است. با این حال، اگر دمای احتراق کمتر از ۱۴۵۰ درجه کلون باشد، CO می‌تواند در مخلوط سوخت فقیر نیز تولید شود (Shadidi et al., 2020). این نتیجه با نتیجه پژوهش Karagoz et al. 2016 و Cheenkachorn et al. 2013 کاملاً مطابقت دارد.

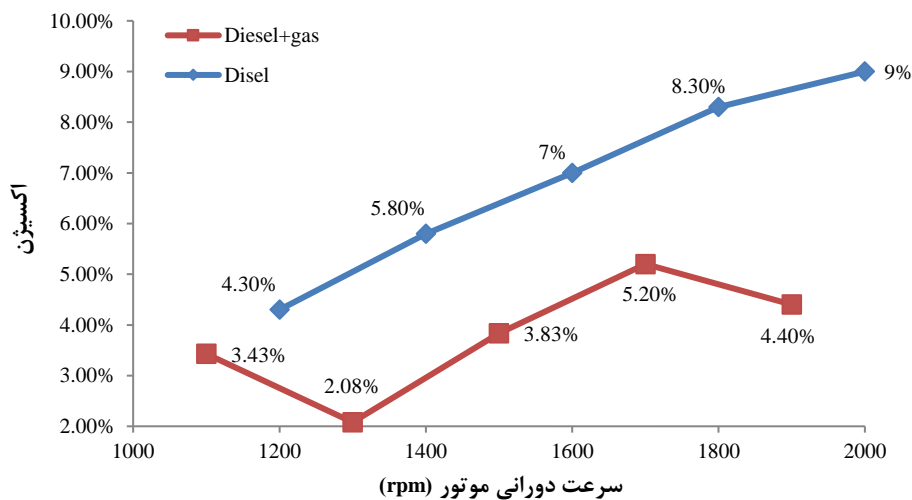
شکل ۹ میزان آلاینده‌گی CO را برای حالت استفاده از سوخت دیزل و سوخت ترکیبی نمایش می‌دهد. طبق نمودار ارائه شده در سرعت‌های دورانی پایین میزان انتشار CO برای سوخت ترکیبی کم‌تر از دیزل خالص بوده و با افزایش سرعت دورانی مقدار این آلاینده برای هر دو سامانه کاهش یافته است. اما میزان این آلاینده در سامانه ترکیبی بیش‌تر از سوخت دیزل تنها بود. انتشار CO در



شکل ۱۰- میزان دی اکسید کربن تولیدی موتور در حالت دیزل و ترکیبی

ترکیبی کم‌تر از سوخت دیزل است. شکل ۱۱ میزان O₂ تولیدی موتور را در سرعت‌های دورانی مختلف برای سوخت دیزل و سوخت ترکیبی نمایش می‌دهد.

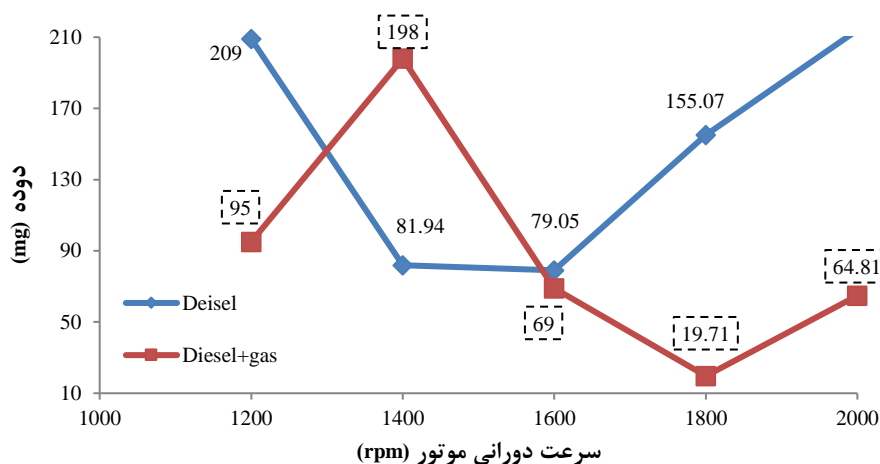
شکل ۱۰ میزان آلاینده دی‌اکسیدکربن (CO₂) تولیدی موتور را برای سامانه دیزل تنها و سامانه ترکیبی نمایش می‌دهد. طبق نتایج به‌دست آمده میزان دی اکسیدکربن تولیدی موتور در هر دو حالت تقریباً یکسان بوده و در دوره‌های پایین‌تر دی اکسیدکربن تولیدی سوخت



شکل ۱۱- میزان اکسیژن تولیدی موتور در حالت دیزل و ترکیبی

انتشار دوده در حالت ترکیبی کاهش یافته است. علت این امر، این است که با افزایش سرعت دورانی موتور میزان یبیه‌کارگیری گاز طبیعی فشرده بیش‌تر شده و به همان میزان، دوده تولیدی کاهش یافته است که این نتیجه با نتیجه پژوهش Karagoz et al., 2016 مطابقت دارد.

با توجه به شکل ۱۱، میزان O_2 تولیدی موتور در حالت استفاده از سوخت ترکیبی به طور میانگین ۵۰ درصد کم‌تر از حالت استفاده از سوخت دیزل تنها است. شکل ۱۲ میزان دوده تولید شده (خروجی از آگزوز) موتور را برای سامانه دیزل و سوخت ترکیبی نمایش می‌دهد. همان‌گونه که ملاحظه می‌شود با افزایش سرعت دورانی موتور میزان



شکل ۱۲- میزان دوده تولیدی موتور در حالت دیزل و ترکیبی

طبق نتایج به دست آمده از آزمون‌های آلاینده‌گی، برخی آلاینده‌ها در حالت دیزل تنها، بیش‌تر و برخی از آلاینده‌ها در سامانه ترکیبی، بیش‌تر بود. آلاینده‌هایی نظیر NO_x و HC در سامانه ترکیبی بیش‌تر از حالت دیزل تنها و در مابقی آلاینده‌ها (CO_2 ، O_2 و دوده) سامانه دیزل تنها بیش‌تر از ترکیبی بود و میزان آلاینده‌گی CO نیز تقریباً با هم برابر بود. اگرچه در سرعت دورانی مشخصه‌ی ۲۰۰۰ دور بر دقیقه میزان آلاینده‌های NO_x ، HC، CO_2 و CO در سامانه ترکیبی به ترتیب به میزان ۲۰، ۵۳، ۱۶ و ۸۶ درصد بیش از سوخت دیزل بود و متغیرهای O_2 و دوده در سرعت دورانی مشخصه‌ی ۲۰۰۰ دور بر دقیقه سامانه ترکیبی به ترتیب ۵۱ و ۶۹ درصد کمتر از سوخت دیزل بود. بنابراین به نظر می‌رسد با به کارگیری سامانه ترکیبی، کاهش معنی‌داری در توان تولیدی موتور رخ نداده و می‌توان این سامانه را به عنوان جایگزین سامانه‌های موجود پیشنهاد کرد. ضمناً قابلیت کار موتور با سوخت دیزل به تنهایی نیز مقدور است. البته مطالعه برای استفاده از سوخت‌های دیگر هم‌چون بیودیزل به عنوان سوخت آتش‌زنه پیشنهاد می‌گردد. اگرچه بررسی نوع و نحوه پاشش سوخت آتش‌زنه از نظر زمان‌بندی به

نتیجه‌گیری

نتایج به دست آمده از آزمون‌های انجام شده برای عملکرد موتور نشان داد که عملکرد موتور در حالت دوگانه سوز تفاوت معنی‌داری چندانی با موتور با سوخت دیزل خالص ندارد و کاهش گشتاور در حالت سوخت ترکیبی نیز محسوس نیست. بیش‌ترین گشتاور تولیدی موتور در حالت دیزل تنها، در سرعت دورانی ۱۴۰۰ دور در دقیقه، ۳۶۰ نیوتن‌متر بود و بیش‌ترین گشتاور تولیدی این موتور در حالت سوخت ترکیبی ۳۳۴ نیوتن‌متر در سرعت دورانی ۱۶۰۰ دور در دقیقه بود که این نتایج نشان داد که در حالت سوخت ترکیبی ۲۶ نیوتن‌متر کاهش گشتاور وجود داشت. میزان گشتاور تولیدی در سرعت دورانی ۲۰۰۰ دور در دقیقه و در حالت سوخت ترکیبی به میزان ۲۷۹ نیوتن‌متر بود. تولید توان در موتور مورد بررسی در حالت دیزل تنها، ۶۰ کیلووات در سرعت دورانی ۲۰۰۰ دور در دقیقه و برای سوخت ترکیبی ۵۸/۵ کیلووات در سرعت دورانی ۲۰۰۰ دور در دقیقه بود. در ضمن با افزایش سرعت دورانی موتور میزان مصرف سوخت دیزل نیز افزایش یافت.

- Piroozpanah, V., Abbas Alizadeh, M. (1998). Reduction of OM-355 diesel engine pollutants, *Master Thesis, Faculty of Engineering, University of Tabriz*.
- Pourahmadiyan, A., Ahmadi, P., & Kjeang, E. (2021). Dynamic simulation and life cycle greenhouse gas impact assessment of CNG, LNG, and diesel-powered transit buses in British Columbia, Canada. *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, 92, 102724.
- Sajedian, S.Y., Mohammadzamani, & D., Ranjbar, I. (2014). Design and construction of injection mechanism in injection pump for CNG fuel system on diesel engine. *Master Thesis. Islamic Azad University of Takestan*
- Saravanan, P., Kumar, N. M., Ettappan, M., Dhanagopal, R., & Vishnupriyan, J. 2020. Effect of exhaust gas re-circulation on performance, emission and combustion characteristics of ethanol-fueled diesel engine, *Case Studies in Thermal Engineering*, 20: 1006-1016
- Shadidi, B., Haji Agha Alizade, H., Najafi, G., Moosavian, A., & Khazae, M. (2020). Investigation of performance and exhaust emission of diesel engine in different ratios of lambda coefficient using diesel-ethanol fuel blends. *Journal of Engine Research*, 60(3): 19-28
- Sonntag, R.E., Borgnakke, C. & Van Wylen, G.J. (2015). *Fundamentals of Thermodynamics*. 5th edition.
- Yousefi, A., Birouk, M., Guo, & H. (2017). An experimental and numerical study of the effect of diesel injection timing on natural gas/diesel dual-fuel combustion at low load. *Fuel*. 203: 642-657
- گونه‌ای که بتوان اثر آن بر میزان گشتاور تولیدی و نیز میزان آلاینده‌ها را ارزیابی نمود به پژوهش‌های بیشتری نیاز دارد.
- منابع**
- Assasi, A., Mirzaei, M., & Khoshbakhti Saray, R. (2017). Nonlinear Control of Air path in a Turbocharged Diesel Engine Using Optimization, *Modares Mechanical engineering*, 17(6): 168-178.
- Azizi, S. E., Mahdaloui, M. & Hassani, F. (2013). Investigation of new technologies and reduction of pollutants from motor vehicles. *1st national conference on air pollution, monitoring, effects and control measures in Iran. Islamic Azad University*.
- Chala, G. T., Aziz, A. A. R., & Hagos, F. Y. (2018). Natural Gas Engine Technologies: Challenges and Energy Sustainability Issue. *Energies*. 11(11): 2934
- Cheenkachorn, K., Poornipatpong, C. & Ho, CG. (2013) Performance and emissions of a heavy-duty diesel engine fuelled with diesel and LNG (liquid natural gas). *Energy*, 53: 52-57.
- Hassan, M. K., Aris, I., Mahmud, S., & Sidek, R. (2009). An experimental result of exhaust emission concentration relative to various injection timing of CNG fuelled direct injection engine. *European Journal of Science and Research*, 25(3): 405-416
- Karagoz, Y., Sandalcı, T., Koylu, O., Dalkilicx, A.S., & Wongwises, S. (2016). Effect of the use of natural gas-diesel fuel mixture on performance, emissions, and combustion characteristics of a compression ignition engine. *Advances in Mechanical Engineering*, 8(4): 1-13
- Kurczynski, D., Lagowski, P. & Pukalskas, S. (2019). Nitrogen oxides concentrations and heat release characteristics of the Perkins 1104D-E44TA dual-fuel engine running with natural gas and diesel. *The Archives of Automotive Engineering – Archiwum Motoryzacji* 84(2)
- Mirfattah, S.M. (2010). Development policies of gas transportation in other countries. *Journal of Economic Issues and Policies*. 11 - 12:43-60
- Mohammadi Koosha, A., Piroozpanah, V., Khoshbakht Sarai, R., & Salsbili, M. (2008). Experimental study of the effect of EGR temperature on combustion process, performance and pollution of dual combustion engines at partial loads, *Journal of Technical College*, 35. 2

