



The output performance of the 25% gasoline-75% NG combination mode and its comparison with NG mode

Ebrahim Abdi Aghdam*, Majid Ataee Tarzanagh, Javad Kanani

Mechanical Engineering Department, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran

ARTICLE INFO

Keywords:

Spark Ignition Engine
Mixed Fuel
NG-Gasoline
Pollutants
Optimum Spark Advance

ABSTRACT

Population growth and industrialization have worsened environmental pollution. The share of passenger cars in the carbon dioxide produced by the transportation sector is about 40%, and considering that the type of fuel has a significant effect on the production of this greenhouse gas, researchers are trying to replace natural gas with gasoline. Natural gas is one of the available and cheap fuels, especially in countries with abundant natural gas resources. However, using gasoline and natural gas alone has advantages and disadvantages in terms of thermodynamics, pollution, and economy. Therefore it is difficult to prefer one over the other. Thus, by designing spark-ignition engines that burn with gasoline and natural gas combination, the disadvantages of using each of these fuels individually can be reduced and the appropriate conditions can be achieved in terms of engine performance and emission level. In this work, the experimental results of a single-cylinder research engine in two modes of 25% gasoline-75% natural gas combination and single-natural gas combustion under stoichiometric conditions, full load, identical compression ratio, and engine speed have been extracted, compared, and analyzed. The results showed that the optimum spark advance of the combination fuel mode was less than that of the gas fuel mode, and the maximum output torque and volumetric efficiency of the combination fuel mode were about 5.5% and 1.7% higher than the gas fuel mode, respectively. It was also observed that in optimum spark advances, the brake fuel conversion efficiency of the combination mode was about 6.5% higher than the value corresponding to the natural gas mode. In addition, it was observed that the temperature of the exhaust gases of the combination mode was higher than that of the natural gas mode at the optimum spark advance.



© 2024 Iranian Society of Engine, Tehran, Iran. This article is an open-access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution Noncommercial 4.0 International (CC BY-NC 4.0 license). (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>).

* Corresponding author

E-mail address: eaaghdam@uma.ac.ir (E. Abdi Aghdam)

Received 30 March 2024; Accepted 6 May 2024

E-ISSN: 2345-4121/ISSN: 1735-5214

Cite this article: Abdi Aghdam E, Ataee Tarzanagh M, Kanani J. The output performance of the 25% gasoline-75% NG combination mode and its comparison with NG mode. The Journal of Engine Research. 2024 Mar 20;71(1):40-51. doi: [10.22034/ER.2024.2025041.1037](https://doi.org/10.22034/ER.2024.2025041.1037)

عملکرد خروجی حالت ترکیب سوز ۲۵٪ بنزین - ۷۵٪ گاز طبیعی و مقایسه آن با حالت گازسوز

ابراهیم عبدی اقدم*، مجید عطایی ترزنق، جواد کنعانی

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران

چکیده	اطلاعات مقاله
<p>با افزایش جمعیت و صنعتی شدن جوامع در حال حاضر دنیا با مشکل آلودگی زیست‌محیطی روبرو شده‌است. سهم خودروهای سواری از دی‌اکسیدکربن تولید شده توسط بخش حمل و نقل حدود ۴۰ درصد است و با توجه به اینکه نوع سوخت اثر قابل توجهی در تولید این گاز گل‌خانه‌ای دارد، پژوهشگران در صدد جایگزینی گاز طبیعی که از سوخت‌های در دسترس و ارزان قیمت بخصوص در کشورهای با منابع گاز طبیعی فراوان است، به جای بنزین هستند. اما استفاده از هر یک از سوخت‌های بنزین و گاز طبیعی به تنهایی دارای مزایا و معایبی از نظر ترمودینامیکی، آلایندگی و اقتصادی است و لذا ترجیح یکی بر دیگری را مشکل می‌کند. بنابراین می‌توان با طراحی موتورهای اشتعال‌جرقه‌ای ترکیب‌سوز با سوخت بنزین و گاز طبیعی معایب کارکرد با هر یک از این سوخت‌ها به صورت تک‌گانه را کمرنگ کرده و به حالت مناسب از نظر عملکرد و میزان تولید آلایندگی موتور دست‌یافت. در کار حاضر نتایج تجربی از یک موتور پژوهشی تک استوانه در دو حالت ترکیب سوز ۲۵٪ بنزین - ۷۵٪ گاز طبیعی و تک‌سوز گاز طبیعی تحت شرایط نسبت هم‌ارزی ۱، بار کامل و نسبت تراکم و سرعت موتور همسان استخراج و باهم مقایسه و بررسی شده است. نتایج حاصله نشان داد که پیش‌رسی بهینه حالت ترکیب سوز کمتر از حالت گازسوز شد و حداکثر گشتاور خروجی و بازده حجمی حالت ترکیب‌سوز بترتیب حدود ۵،۵٪ و ۱،۷٪ بیشتر از حالت گازسوز بود. همچنین مشاهده شد که در پیش‌رسی‌های بهینه، بازده تبدیل سوخت حالت ترکیب‌سوز حدود ۶،۵٪ بیشتر از مقدار مربوط به حالت گازسوز بود. بعلاوه، دمای گازهای خروجی حالت ترکیب‌سوز در پیش‌رسی بهینه بیشتر از حالت گازسوز ملاحظه شد.</p>	<p>کلیدواژه‌ها: موتور اشتعال جرقه‌ای سوخت ترکیبی گاز طبیعی - بنزین آلاینده‌ها پیش‌رسی بهینه جرقه</p>



© 2023 Iranian Society of Engine, Tehran, Iran. This article is an open-access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution Noncommercial 4.0 International (CC BY-NC 4.0 license). (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>).

* نویسنده مسئول

پست الکترونیکی: eaaghdam@uma.ac.ir (ابراهیم عبدی اقدم)

دریافت ۱۱ فروردین ۱۴۰۳؛ پذیرش ۱۷ اردیبهشت ۱۴۰۳

شاپای الکترونیکی: ۴۱۲۱-۲۳۴۵ / شاپای چاپی: ۵۲۱۴-۱۷۳۵

Cite this article: Abdi Aghdam E, Ataee Tarzanagh M, Kanani J. The output performance of the 25% gasoline-75% NG combination mode and its comparison with NG mode. The Journal of Engine Research. 2024 Mar 20;71(1):40-51. doi: 10.22034/ER.2024.2025041.1037

۱- مقدمه

با افزایش جمعیت و صنعتی شدن جوامع در حال حاضر دنیا با مشکل آلودگی زیست محیطی روبرو شده است که برای ساکنان کره زمین تهدید جدی به حساب می آید. در این بین موتورهای اشتعال جرقه ای در صنایع مختلف از جمله صنعت حمل و نقل و وسایط نقلیه نقش حائز اهمیتی دارند که با خروجی گازهای آلاینده بالا و در نسبت تراکم پایین کار می کنند [۱]. به طوری که از ۷ گیگا تن دی اکسید کربن تولید شده توسط بخش حمل و نقل در سال ۲۰۲۰، خودروهای سواری ۲٫۹ گیگاتن یا ۴۰ درصد سهم داشته اند [۲]. پژوهشگران حوزه موتور در صدد جایگزین کردن گاز طبیعی به جای بنزین، که از جمله سوخت های در دسترس و ارزان قیمت بخصوص در کشورهایی که دارای منابع فراوان گاز طبیعی می باشند هستند [۳] ولی با علم بر این موضوع که استفاده از هر یک از سوخت های بنزین و گاز طبیعی به تنهایی دارای مزایا و معایبی از نظر ترمودینامیکی، آلاینده گی و اقتصادی است، ترجیح یکی بر دیگری را مشکل می کند [۴].

طبق مطالعات انجام شده می توان به این نتیجه رسید که به دلیل پایین بودن سرعت سوختن گاز طبیعی، قله فشار و قله دمای بالاتر اکسید ازت^۱ بیشتری تولید می شود [۵]. استفاده از گاز طبیعی در موتور خودروها در مقایسه با سوخت بنزین با معایبی همراه است که از جمله آن ها می توان به موارد ذیل اشاره کرد، کاهش بازده حجمی موتور به دلیل وجود ماهیت گازی، حجم مولکولی متوسط پایین، وجود گازهای غیر هیدروکربنی و جرم حجمی پایین که افت توان در موتور را سبب می شود، سرعت سوختن پایین، قله فشار و قله دمای بالاتر که باعث تولید اکسید ازت بیشتری می شود. همچنین استفاده از گاز طبیعی به قطعات مختلف موتور از جمله دریچه ها و بستار آسیب می رساند. لذا با توجه به نکات مذکور به نظر می رسد که افزودن مقداری بنزین به گاز طبیعی ممکن است قله فشار و قله دما را پایین آورد، سرعت سوختن مخلوط را بهبود بخشد، مانع از تولید بیشتر اکسید ازت شود و آسیب های وارده به قطعات مرتبط با استوانه را به دلیل وجود ترکیبات روغنی در بنزین تا حدودی بهبود بخشد [۶].

گاز طبیعی مهم ترین و پر کاربردترین سوخت گازی است، ارزش حرارتی بالای^۲ گاز طبیعی 50 MJ/kg و ارزش حرارتی پایین^۳ این گاز 45 MJ/kg است [۷]. گاز طبیعی معمولاً شامل درصد بالایی از متان و درصد کمتری از اتان و اندکی از گازهای دیگر می باشد، درصد گازهای موجود در انواع مختلف گاز طبیعی متفاوت بوده و بستگی به محل استخراج گاز دارد. گاز طبیعی تنها سوختی است که برای استفاده به عنوان سوخت در خودرو نیاز به فراوری خاصی ندارد و توسط طبیعت در پوسته زمین به وجود می آید. این سوخت فقط نیاز به رطوبت گیری و حذف سولفید هیدروژن از گاز ترش^۴ را دارد. گاز طبیعی دارای گوگرد را گاز ترش و گاز تصفیه شده فاقد گوگرد را گاز شیرین^۵ می نامند. این سوخت به دو صورت قابل ذخیره و انتقال است که در پژوهش حاضر گاز طبیعی فشرده^۶ استفاده شده است.

بنزین ماده ای شفاف و قابل اشتعال از مشتقات نفت خام است که دامنه تقطیر برای بنزین مصرفی موتور خودرو بین ۳۰ تا ۲۰۰ درجه سانتی گراد است. بنزین شامل هیدروکربن های C_5 تا C_{12} بوده ولی خواص آن معادل اکتان (C_8H_{18}) فرض می شود [۸]. ارزش حرارتی پایین بنزین 44 MJ/kg و ارزش حرارتی بالای آن حدود $47,3 \text{ MJ/kg}$ است، که به عنوان سوخت اصلی برای موتورهای اشتعال جرقه ای و موتورهای درون سوز استفاده می شود [۷]. گونه های هیدروکربنی آن می تواند از گروه های مختلف مثل پارافین ها، آروماتیک ها و اولفین ها باشد [۸]. چگالی انرژی نسبتاً بالای بنزین از مزایای این سوخت در موتور اشتعال جرقه ای است [۹].

¹ NO_x

² Higher Heating Value (Q_{HHV})

³ Lower Heating Value (Q_{LHV})

⁴ Sour Natural Gas

⁵ Sweetened Natural Gas

⁶ CNG

سوخت بنزین به علت دمای اشتعال خود به خودی پایین تر در نسبت تراکم‌های بالاتر ایجاد کوبش می‌کند، بنابراین نسبت تراکم با سوخت بنزین به مقدار معینی در موتورهای اشتعال جرقه‌ای محدود می‌شود [۱۰].

مقایسه قیمت‌های میانگین گاز طبیعی و بنزین در بازارهای جهانی نشان می‌دهد که هزینه واحد انرژی گاز طبیعی بسیار ارزانتر از بنزین است. قیمت هر لیتر بنزین با اکتان ۹۵ در سال ۲۰۲۲، ۱،۴۴ دلار و متوسط قیمت جهانی گاز طبیعی ۰،۰۶۳ دلار در هر کیلووات ساعت برای کاربران خانگی و ۰،۰۵ دلار در هر کیلووات ساعت برای کاربران تجاری است که به وضوح نشان از قیمت ارزان گاز طبیعی نسبت به بنزین دارد. گاز طبیعی در هر کیلووات ساعت حدود ۲۶ درصد کمتر از بنزین، دی‌اکسید کربن تولید می‌کند و اساساً انتشار گوگرد آن صفر است. در ترکیب‌های مختلف مقاومت به کوبش گاز طبیعی از بهترین ترکیب بنزین بیشتر است [۱۱]. بنابراین می‌توان با طراحی موتورهای اشتعال جرقه‌ای ترکیب سوز با سوخت بنزین و گاز طبیعی معایب کارکرد با هر یک از این سوخت‌ها به صورت تک‌گانه را کمرنگ کرده و به حالت مناسب از نظر عملکرد و میزان تولید آلاینده‌ی موتور دست‌یافت [۵]. در کار حاضر نتایج تجربی از یک موتور پژوهشی تک استوانه در دو حالت ترکیب سوز ۲۵٪ بنزین-۷۵٪ گاز طبیعی و تک‌سوز گاز طبیعی استخراج و با هم مقایسه و بررسی شده است [۱۲].

۲- زمانبندی بهینه جرقه

زمان بندی بهینه جرقه یکی از مشخصه‌های مهم موتورهای اشتعال جرقه‌ای است که می‌تواند از نوع سوخت مصرفی متأثر شود [۱۳]. از آنجا که سوختن مخلوط قابل احتراق بطور آنی اتفاق نمی‌افتد و نیاز به زمان دارد لذا جرقه در موقعیت قبل از وقوع نقطه مکث بالا^۱ در انتهای مرحله تراکم زده می‌شود. برای یک شرایط کاری معین موتور، یک زمان جرقه بهینه می‌توان یافت که بیشترین گشتاور در آن حالت تولید شود [۱۴]. پیش‌رسی^۲ بهینه جرقه می‌تواند از بار موتور، سرعت موتور، کیفیت مخلوط، نوع سوخت و شرایط ورودی متأثر شود [۱۵]. نسبت کار تولیدی بر چرخه به مقدار انرژی سوخت بکار رفته بر چرخه برای فرآیند احتراق بازده تبدیل سوخت موتور نامیده می‌شود و از معادله ۱ حاصل می‌شود:

$$\eta_{fb} = \frac{P_b}{(\dot{m}_f Q_{HV})} \quad (1)$$

که P_b توان خروجی موتور، \dot{m}_f شار جرمی سوخت و Q_{HV} ارزش حرارتی آن است. در صورت استفاده از چند سوخت معادله ۱ به صورت معادله ۲ استفاده می‌شود:

$$\eta_{fb} = P_b / \sum_{i=1}^n \dot{m}_{fi} Q_{HVi} \quad (2)$$

که \dot{m}_{fi} و Q_{HVi} به ترتیب شار جرمی و ارزش حرارتی گونه i ام سوخت است. برای حالت دوسوخته، معادله ۲ با ساده کردن جزئی بدین صورت حاصل می‌شود.

$$\eta_{fb} = \frac{P_b}{\dot{m}_f [x_{f1} (Q_{HV1} - Q_{HV2}) + Q_{HV2}]} \quad (3)$$

در معادله ۳ \dot{m}_f شار جرم کل سوخت، x_{f1} کسر جرمی سوخت اول و Q_{HV1} و Q_{HV2} به ترتیب ارزش حرارتی سوخت اول و دوم است.

¹ Top Dead Center (TDC)

² Advanced

۳- تجهیزات به کار رفته در کار تجربی حاضر

در این پژوهش از سکوی آزمایش ساخت شرکت گونت^۱ آلمان مدل سی تی ۳۰۰ با یک موتور پژوهشی تک استوانه اشتعال جرقه‌ای کوپله شده به یک لگام ترمز آسنکرون با قابلیت تنظیم سرعت، استفاده شده است. برای بررسی اثر حضور بنزین در گاز طبیعی، در کار حاضر داده‌های تجربی در دو حالت ترکیب سوز (۲۵٪ بنزین - ۷۵٪ گاز طبیعی) و تک گاز سوز در پیش‌رسی‌های مختلف با استفاده از یک موتور تک استوانه پژوهشی تحت بار کامل و سرعت و نسبت تراکم معین استخراج شد و نتایج حاصل از آن‌ها مورد مقایسه قرار گرفت. طراحی سامانه به گونه‌ای است که در حالت ژنراتور، قدرت خروجی را می‌توان از طریق یک واحد بازیاب به شبکه برقی انتقال داد. سامانه‌های سوخت‌رسانی به صورت دو مجموعه مجزا برای سوخت‌های گاز طبیعی و بنزین از حالت کاربراتوری و مکانیکی به افشانه برقی با قابلیت تنظیم زمان آغاز پاشش و طول پاشش سوخت‌ها و همچنین قابلیت تنظیم زمان بندی جرقه توسط کاربر ارتقا یافته است. به طوری که امکان کار موتور با سوخت بنزین و یا گاز طبیعی و حالت ترکیب سوز (بنزین-گاز طبیعی) وجود دارد. از دیگر مزایای این موتور می‌توان به قابلیت تغییر و تنظیم نسبت تراکم اشاره نمود. در شکل ۱ نمای کلی از تجهیزات موجود در آزمایشگاه نشان داده شده است.

جدول ۱ مشخصات موتور استفاده شده در آزمایش

نام مشخصه	مقدار مشخصه (واحد) و توضیحات
قطر استوانه	۹۰ mm
پیمایش سمبه	۷۰ mm
حجم جابجایی	۴۷۰ cm ³
نسبت تراکم	قابل تغییر (در کار حاضر ۱۱)
سامانه جرقه‌زنی	برقی با قابلیت تنظیم یک درجه میل‌لنگ
سامانه سوخت‌رسانی	پاشش به مسیر ورودی موتور
سامانه روغن کاری	فشاری
تعداد و موقعیت دریچه‌ها	۲ OHV
نوع خنک کاری	آب خنک
زاویه باز و بسته شدن دریچه ورودی	TDC ^۰ باز و aBDC ^{۵۰} بسته
زاویه باز و بسته شدن دریچه خروجی	aTDC ^{۴۰} باز و bTDC ^۸ بسته
شکل محفظه	دیسکی با سمبه سر تخت
نوع تنفس	طبیعی با صافی و مخزن آرامش

محور رمزگذار استفاده شده از نوع کیستلر 2613B با گام یک درجه بود که برای اندازه‌گیری فشار داخل استوانه بر حسب زاویه میل‌لنگ، تشخیص TDC و همچنین تنظیم پیش‌رسی جرقه و زمان آغاز پاشش سوخت ضروری بود. سامانه مدیریت موتور به گونه‌ای طراحی شده است که امکان اعمال تغییرات مختلف از قبیل پیش‌رسی جرقه، طول مدت پاشش سوخت، زاویه شروع پاشش، انتخاب افشانه‌ها به صورت همزمان یا غیر فعالسازی هر یک از آن‌ها را به کاربر می‌دهد و مانند سامانه مدیریت برق خودرو به صورت خودکار عمل نمی‌کند. فشار داخل استوانه به وسیله یک مبدل فشار پویا ساخت شرکت کیستلر نوع 6052C اندازه‌گیری شد. از ویژگی‌های این حسگر حساسیت شدید و کم بودن خطای شوک

¹ Gunt

² CT300

حرارتی است. داده‌های ارسالی از این مبدل توسط یک تقویت‌کننده از نوع کیستلر ۵۰۱۱، تقویت شده و به ذخیره‌کننده ارسال شد. شار هوای مورد نیاز بعد از عبور از صافی که در قسمت ابتدایی سامانه مکش تعبیه شده اندازه‌گیری شد. دمای ورودی به وسیله یک دماسنج PT100 که روی محفظه آرامش اولیه هوای ورودی نصب شده اندازه‌گیری شد. حسگر دمای گازهای خروجی در مسیر لوله خروجی نصب شد. این حسگر از نوع NiCr-Ni با دقت یک درجه سانتیگراد می‌باشد و رنج دمایی ۰ تا ۹۰۰ درجه سانتیگراد را تحت پوشش قرار می‌دهد.



شکل ۱ تجهیزات موجود در آزمایشگاه و موتور پژوهشی

برای سامانه سوخت رسانی بنزین، از یک عدد افشانه بنزین تک سوراخه موتور پژو ۲۰۶ جهت پاشش سوخت به مسیر راهگاه ورودی موتور استفاده شده است. فشار پشت افشانه که به وسیله تلمبه بنزین موجود ایجاد شد ۳٫۵ بار بود. برای سامانه سوخت رسانی گاز از یک مخزن ۱۰ کیلوگرمی به منظور شارژ سوخت گازی موتور استفاده شد. با استفاده از تنظیم‌کننده تعبیه شده در مسیر، فشار گاز پشت افشانه به ۲٫۵ بار کاهش داده شد. برای نمایش فشار پشت افشانه و فشار مخزن دو عدد فشارسنج تعبیه شد. همچنین یک عدد افشانه وانت نیسان نوع رومانو روی سامانه موجود نصب شد. به منظور تحلیل گازهای خروجی از موتور از یک دستگاه تحلیلگر اینفرالیت^۱ CL که قادر به اندازه‌گیری گونه‌های اکسیژن^۲، هیدروکربن نسوخته^۳، دی اکسیدکربن^۴، مونواکسیدکربن^۵ و لامبدا^۶ است استفاده شده است. تحلیلگر استفاده شده از نوع ساکسون CT 15902 که در مسیر گازهای خروجی قرار گرفته است و آلاینده HC را برحسب هگزان^۷ برآورد کرده و نمایش می‌دهد.

۴- شیوه اجرای آزمایش‌ها

ابتدا موتور در حالت موتور گردانی راه‌اندازی شد سپس دمای موتور و شار آب ورودی به صورتی تنظیم گردید که بعد از احتراق، حالت پایای موتور حاصل شود. منظور از حالت پایا در داده‌برداری عدم تغییر دماهای روغن و آب خنک‌کاری در حالت احتراق موتور است. با استفاده از سامانه مدیریت موتور پژوهشی مورد نظر شرایط حالت احتراق، زاویه شروع پاشش،

¹ Infraclyt CL

² O₂

³ HC

⁴ CO₂

⁵ CO

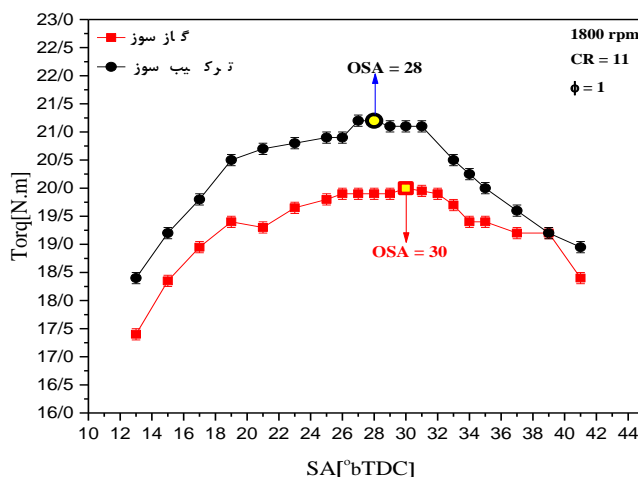
⁶ λ

⁷ C₆H₁₄

طول مدت پاشش، زاویه وقوع جرقه و نوع سوخت، مقدار سوخت پاشش شده، پیش‌رسی جرقه مورد نظر و تعداد افشانه پاششی تنظیم شد. در ادامه مقدار پاشش هر افشانه با توجه به میزان ترکیب دو سوخت (۲۵٪ بنزین و ۷۵٪ گاز طبیعی) و استفاده از مقدارسنجی آن‌ها طوری تنظیم شد که حالت لامبدا برابر ۱ در نشانگر دستگاه تحلیلگر گاز قابل رؤیت باشد، برای تنظیم نسبت مناسب ترکیب (۲۵٪ بنزین و ۷۵٪ گاز طبیعی) طی مطالعات تجربی قبلی افشانه‌های بنزین و گاز مقدارسنجی شدند به طوری که برای آن‌ها جرم پاششی سوخت بر حسب مدت زمان پاشش برآورد شد. با استفاده از آن‌ها در هر آزمایش طول پاشش سوخت‌ها طوری تنظیم شد تا ترکیب موردنظر (۲۵٪ بنزین و ۷۵٪ گاز طبیعی) حاصل شود. برای امکان تنظیم سریع مدت زمان پاشش افشانه‌ها با ترکیب مذکور از یک برنامه رایانه‌ای نوشته شده به زبان فرترن استفاده شد. برای حالت لامبدا برابر ۱ مقدار جرم پاششی به هر چرخه برآورد و با استفاده از اطلاعات مقدارسنجی افشانه‌ها طول پاشش آن‌ها استخراج گردید [۱۶]. سپس به‌ازای پیش‌رسی‌های مختلف جرقه، گشتاور خروجی به همراه داده‌های دیگر ثبت شد تا بتوان اطلاعات مورد نظر را از داده‌های ذخیره شده استخراج کرد.

۵- نتایج و بحث

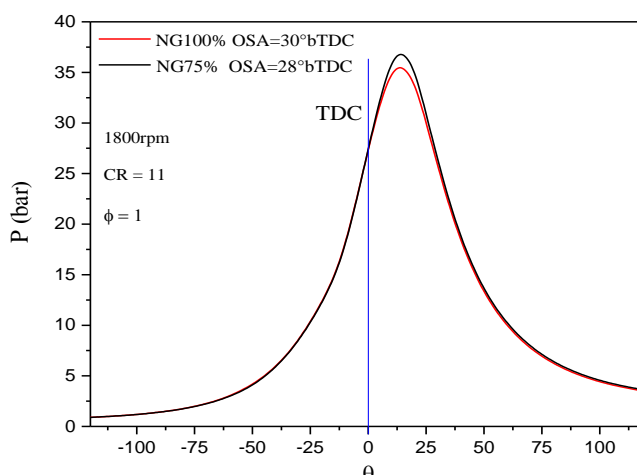
شکل ۲، تغییرات گشتاور خروجی با زمان‌بندی جرقه را برای دو حالت گازسوز و ترکیب سوز ۲۵٪ بنزین و ۷۵٪ گاز طبیعی نشان می‌دهد.



شکل ۲ تغییرات گشتاور خروجی با پیش‌رسی جرقه برای دو حالت گازسوز و ترکیب سوز

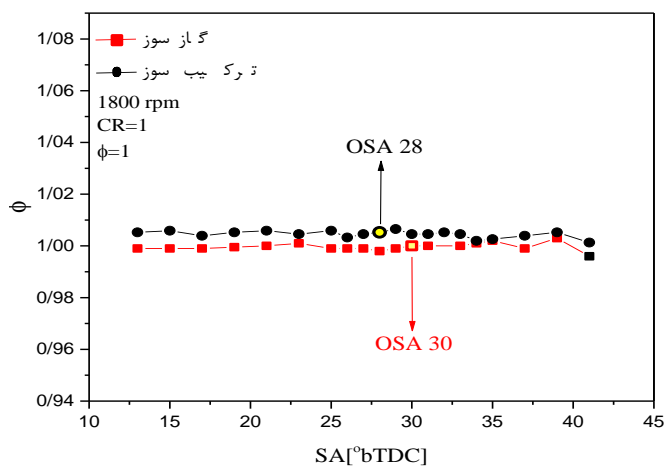
با استفاده از حداکثر گشتاور هر یک از این دو حالت، پیش‌رسی بهینه آن‌ها قابل تعیین است که برای حالت گازسوز 30°bTDC و حالت ترکیب سوز 28°bTDC حاصل شد. ملاحظه می‌شود که در محدوده پیش‌رسی بهینه جرقه گشتاور تغییرات جزئی دارد و با دور شدن از پیش‌رسی بهینه جرقه از هر دو طرف، مقدار گشتاور سیر نزولی پیدا می‌کند. مشاهده می‌شود که حداکثر مقدار گشتاور خروجی حالت ترکیب سوز حدود ۵٫۵٪ بیشتر از حالت گازسوز است.

شکل ۳، تغییرات فشار داخل استوانه چرخه میانگین فرضی را برحسب زاویه میل‌لنگ در حالت ترکیب سوز (۲۵٪ بنزین - ۷۵٪ گاز طبیعی) و گازسوز در پیش‌رسی بهینه نشان می‌دهد. چرخه میانگین فرضی از متوسط‌گیری فشار استوانه ۵۰۰ چرخه متوالی در هر زاویه میل‌لنگ حاصل شده است. ملاحظه می‌شود که علی‌رغم جرقه دیرتر حالت ترکیب سوز قله فشار با مقدار بیشتر در موقعیت همسان اتفاق افتاده است. این نکته نشانگر تندتر بودن سرعت سوختن حالت ترکیب سوز با چگالی انرژی بیشتر است.



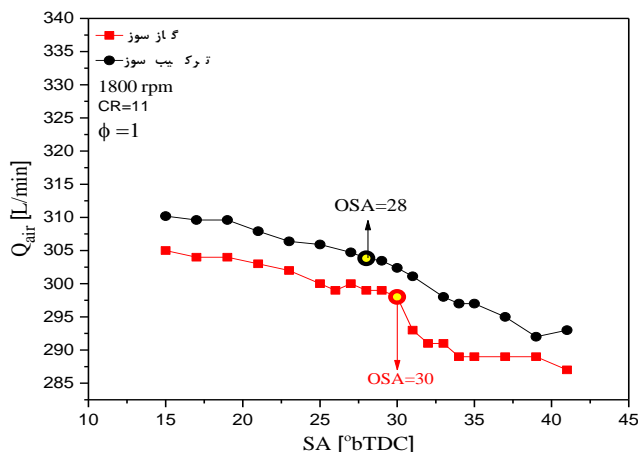
شکل ۳ تغییرات فشار داخل استوانه برحسب زاویه میل لنگ در پیش‌رسی بهینه برای دو حالت ترکیب سوز و گازسوز

نسبت هم ارزی یکی از متغیرهای مهم در عملکرد موتورهای احتراق داخلی است. شکل ۴ تغییرات نسبت هم ارزی با پیش‌رسی جرعه را در حالت ترکیب سوز (۲۵٪ بنزین - ۷۵٪) و گازسوز برای آزمایش‌های انجام شده نشان می‌دهد. تنظیم نسبت هم‌ارزی به حالت لامبدا برابر ۱، با استفاده از مقدارسنجی افشانه‌ها و دقت تنظیم طول پاشش آن‌ها صورت گرفته است. با توجه به تغییرات ملاحظه می‌شود که مقدار ϕ در گستره پیش‌رسی جرعه مورد مطالعه در بازه ۰٫۹۹۵ - ۱٫۰۰۵ قرار گرفته است و در پیش‌رسی‌های بهینه مقدار دو حالت خیلی به هم نزدیک است.



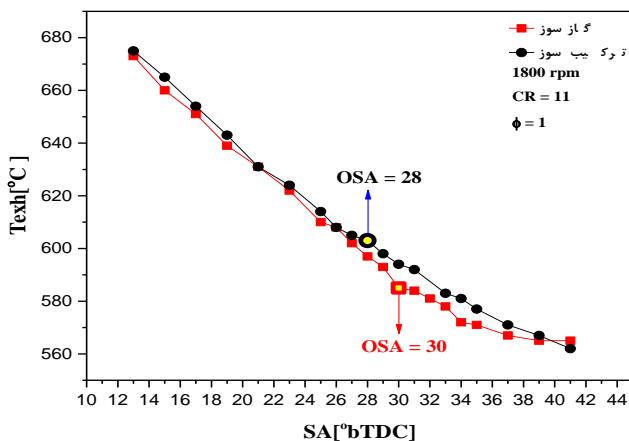
شکل ۴ تغییرات ϕ با پیش‌رسی جرعه برای دو حالت گازسوز و ترکیب سوز

با توجه به این‌که آهنگ هوای ورودی به موتور نقش اساسی در احتراق و تولید کار دارد و در نسبت هم‌ارزی ثابت آهنگ آن، آهنگ‌های جرمی سوخت‌ها را کنترل می‌کند می‌تواند متأثر از نوع سوخت و مقدار گازهای باقی‌مانده از چرخه قبل باشد. لذا تغییرات آن با پیش‌رسی جرعه مهم است. شکل ۵، تغییرات آهنگ هوا با پیش‌رسی جرعه را در دو حالت ترکیب سوز و گازسوز است نشان می‌دهد. ملاحظه می‌شود که در حالت کلی مقدار شار هوا برای حالت ترکیب سوز بیشتر از حالت گازسوز است و در پیش‌رسی‌های بهینه آهنگ هوای حالت ترکیب سوز حدود ۵٫۵٪ بیشتر از حالت گازسوز است. در حالت ترکیب سوز قسمتی از سوخت به صورت مایع با جرم مولکولی متوسط بالاتر به مسیر ورودی تزریق می‌شود که در حالت مایع و بخار حجم کمتری را اشغال می‌کند و اگر تبخیر شود گرمای نهان تبخیر را از اطراف خود یعنی هوا می‌گیرد و باعث می‌شود که به‌طور موضعی چگالی هوا کم‌تر شود. این وضعیت می‌تواند سبب افزایش آهنگ هوا شود.



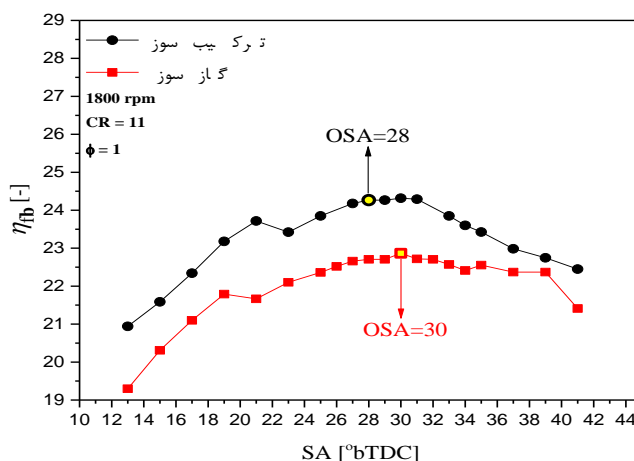
شکل ۵ تغییرات مقدار آهنگ هوا با پیش‌رسی جرعه برای دو حالت گازسوز و ترکیب‌سوز

شکل ۶، تغییرات دمای گازهای خروجی را برحسب زمان‌بندی جرعه برای دو حالت گازسوز و ترکیب‌سوز نشان می‌دهد. ملاحظه می‌شود که با افزایش پیش‌رسی جرعه دمای گازهای خروجی در هر دو حالت سیر نزولی دارد. موقعیت خاتمه احتراق روی دمای گازهای خروجی اثر می‌گذارد، به طوری که اگر احتراق زودتر خاتمه یابد حرکت انبساطی سمبه می‌تواند فشار و دما را به طور جدی بکاهد و سبب کاهش دمای خروجی شود و اگر احتراق دیرتر خاتمه یابد دمای گازهای خروجی بالاتر ظاهر می‌شود. نظر به اینکه آغاز احتراق با جرعه شمع صورت می‌گیرد هر چه پیش‌رسی جرعه بیشتر باشد احتراق زودتر خاتمه می‌یابد و دمای گازهای خروجی کمتر می‌شود. در نسبت هم‌ارزی ۱ در دو حالت گازسوز و ترکیب‌سوز (۲۵٪ بنزین، ۷۵٪ گاز طبیعی) دمای گازهای خروجی حالت ترکیب‌سوز در پیش‌رسی بهینه بیشتر از حالت گازسوز است که دلیل عمده آن پیش‌رسی بهینه است.



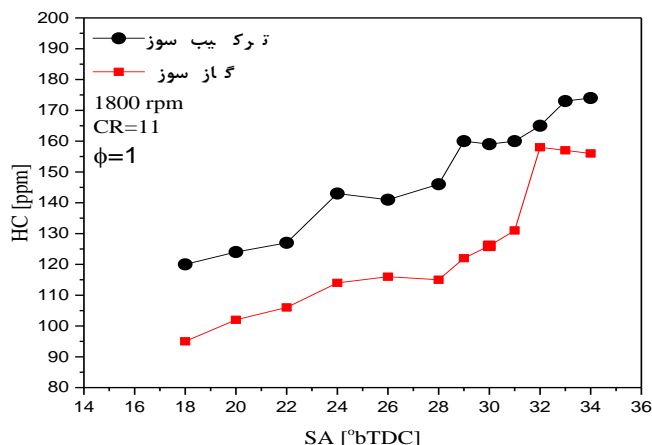
شکل ۶ تغییرات دمای گازهای خروجی برحسب زمان‌بندی جرعه برای دو حالت گازسوز و ترکیب‌سوز

شکل ۷، تغییرات بازده تبدیل سوخت ترمزی برحسب پیش‌رسی جرعه را برای دو حالت گازسوز و ترکیب‌سوز با برجسته‌سازی در پیش‌رسی‌های بهینه نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که در پیش‌رسی‌های بهینه، بازده تبدیل سوخت حالت ترکیب‌سوز حدود ۶٫۵٪ بیشتر از مقدار مربوط به حالت گازسوز است. حداکثر بازده تبدیل سوخت حالت ترکیب‌سوز در پیش‌رسی بهینه ظاهر نشده است. پیش‌رسی بهینه بر پایه حداکثر گشتاور یا حداکثر توان تعریف می‌شود و هیچ تضمینی وجود ندارد که η_{fb} در پیش‌رسی بهینه جرعه بیشترین مقدار را داشته باشد.



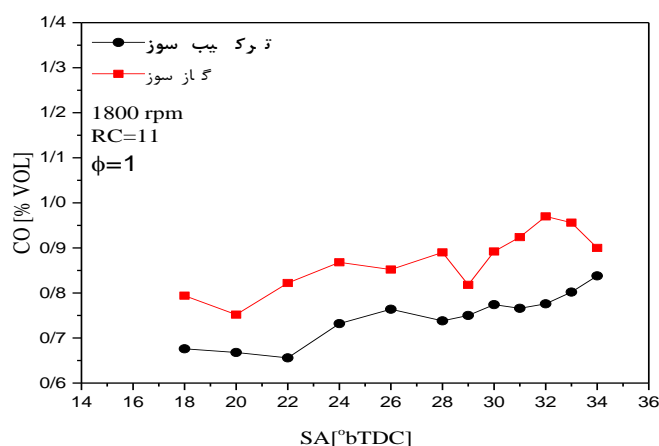
شکل ۷ تغییرات η_{fb} برحسب پیش‌رسی جرعه برای حالت ترکیب سوز و گازسوز

از آلاینده‌های خروجی موتور می‌توان به غلظت HC و CO اشاره کرد. از دلایل عمده حضور هیدروکربن در گازهای خروجی می‌توان به احتراق ناقص، خاموش شدن شعله در جداره‌های سرد یا شکاف‌های باریک و همچنین جذب و دفع هیدروکربن به وسیله لایه روغن اشاره کرد. منشأ اصلی هیدروکربن‌های گازهای خروجی اثر سردکنندگی جداره و جریان گاز نسوخته به شکاف‌های باریک مرتبط با محفظه استوانه بالاخص شکاف بالای دامنه سمبه است. شکل ۸ تغییرات هیدروکربن نسوخته با پیش‌رسی جرعه را برای دو حالت گازسوز و ترکیب سوز نشان می‌دهد. یک روند افزایشی در غلظت HC با افزایش پیش‌رسی جرعه مشاهده می‌شود و در حالت کلی غلظت هیدروکربن نسوخته در گازهای خروجی برای حالت ترکیب سوز بیشتر از حالت گازسوز است. به نظر می‌رسد با افزایش پیش‌رسی جرعه مقدار جریان جرم به شکاف‌ها افزایشی بوده و پس از وقوع قله فشار بالاتر و سپس خاتمه احتراق زود هنگام، مخلوط نسوخته بازگشتی از شکاف‌ها بطور مطلوب نمی‌سوزد. در پیش‌رسی‌های بهینه غلظت HC حالت ترکیب سوز حدود ۱۱٫۵٪ بیشتر از حالت گازسوز است.



شکل ۸ تغییرات هیدروکربن نسوخته با پیش‌رسی جرعه برای دو حالت گازسوز و ترکیب سوز

یکی دیگر از آلاینده‌های موجود در گازهای خروجی موتورهای اشتعال جرعه‌ای CO می‌باشد. این گاز در اثر احتراق ناقص سوخت و هوا تشکیل می‌شود و احتراق ناقص می‌تواند به دلایل مختلفی مانند مخلوط سوخت و هوای غنی، تأمین هوای ناکافی یا ریزسازی ناکارآمد سوخت پاششی و برخورد شعله به دیواره سرد باشد. شکل ۹ تغییرات مونواکسید کربن با پیش‌رسی جرعه را برای دو حالت گازسوز و ترکیب سوز نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود با افزایش پیش‌رسی جرعه غلظت CO افزایش یافته است و غلظت CO در حالت گازسوز بیشتر از حالت ترکیب سوز است.



شکل ۹ تغییرات CO با پیش‌رسی جرقه برای دو حالت گازسوز و ترکیب‌سوز

۶- نتیجه‌گیری

از مطالعات کار حاضر که شامل دو حالت گازسوز و ترکیب‌سوز (۲۵٪ بنزین-۷۵٪ گازطبیعی) در یک موتور پژوهشی تک‌استوانه اشتعال جرقه‌ای تحت حالت بار کامل و شرایط کاری همسان بود نتایج زیر حاصل شد:

- پیش‌رسی بهینه حالت ترکیب سوز کمتر از حالت گازسوز حاصل شد.
- حداکثر گشتاور خروجی و بازده حجمی حالت ترکیب‌سوز بترتیب حدود ۵٫۵٪ و ۱٫۷٪ بیشتر از حالت گازسوز بدست آمد.
- مشاهده شد که در پیش‌رسی‌های بهینه، بازده تبدیل سوخت حالت ترکیب‌سوز حدود ۶٫۵٪ بیشتر از مقدار مربوط به حالت گازسوز بود.
- دمای گازهای خروجی حالت ترکیب‌سوز در پیش‌رسی بهینه بیشتر از حالت گازسوز ملاحظه شد.
- در حالت کلی غلظت HC در گازهای خروجی حالت ترکیب سوز بیشتر از حالت گازسوز دیده شد.
- غلظت CO در حالت گاز سوز بیشتر از حالت ترکیب‌سوز مشاهده شد.

فهرست علائم

$Torq$	گشتاور، N/m
OSA	پیش‌رسی بهینه جرقه
SA	پیش‌رسی جرقه
$bTDC$	قبل از نقطه مکث بالا
CR	نسب تراکم
ppm	قسمت در میلیون
$\%vol$	درصد حجمی
$NG75$	درصد گاز ۷۵ درصد
	علائم یونانی
η_{fb}	بازده ترمزی سوخت

References

- [1] Chandra R, Vijay V, Subbarao P, Khura T. Performance evaluation of a constant speed IC engine on CNG, methane enriched biogas and biogas. *Applied energy*. 2011;88(11):3969-77. doi: [10.1016/j.apenergy.2011.04.032](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.04.032)
- [2] Zhang R, Fujimori S. The role of transport electrification in global climate change mitigation scenarios. *Environmental Research Letters*. 2020;15(3):034019. doi: [10.1088/1748-9326/ab6658](https://doi.org/10.1088/1748-9326/ab6658)
- [3] Rai Tabar A, Hamidi A, Gadmanian H. Investigation of Three-Way Catalytic Converters of a 1.7L Turbocharged Bi-Fuel Engine Using CNG and Gasoline Fuels. *Engine Research*. 2022 November 27; 44(44): 53-64. [In Persian]
- [4] Sarabi M, Abdi-Aghdam E. The performance of a spark ignition single cylinder engine in a combined combustion mode (gasoline-natural gas) with gasoline as the predominant fuel under stoichiometric conditions. *Modares Mechanical Engineering*. 2020 Jan 10;20(2):287-95. [In Persian]
- [5] Yakani Sk, Abdi-agadham E, Sadegh Maghanlou F. The functional response of the spark ignition engine to the addition of natural gas to gasoline in poor-burning conditions with a compression ratio of 1. *Modares Mechanical Engineering*. 2020 Jun 1;20(6). [In Persian]
- [6] Nouri Kazaj R, Mohsenian AF. Investigating the effect of using compressed natural gas on the efficiency of internal combustion engines. 2th National CNG Conference of Iran; 2009 July 26; National Gas Company of Iran. Tehran, Iran. [In Persian]
- [7] Heywood JB. *Internal combustion engine fundamentals*: McGraw-Hill Education; 2018.
- [8] Chen H, He J, Zhong X. Engine combustion and emission fuelled with natural gas: a review. *Journal of the Energy Institute*. 2019;92(4):1123-36. doi: [10.1016/j.joei.2018.06.005](https://doi.org/10.1016/j.joei.2018.06.005)
- [9] Khan MI, Yasmin T, Shakoor A. Technical overview of compressed natural gas (CNG) as a transportation fuel. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2015;51:785-97. doi: [10.1016/j.rser.2015.06.053](https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.06.053)
- [10] Almaleki A, Hellier P, Ladommatos N, Talibi M, Khan Z. Effects of fuel composition at varying air-fuel ratio on knock resistance during spark-ignition combustion. *Fuel*. 2023;344:128015. doi: [10.1016/j.fuel.2023.128015](https://doi.org/10.1016/j.fuel.2023.128015)
- [11] Syamsulbahri WSW, Suhaimy ADK, Abidin SFZ, Hushim MF, Manshoor B, Zaman I. Effects of Fuel Additive on Combustion, Performance and Emissions of Internal Combustion Engine. *Fuel, Mixture Formation and Combustion Process*. 2022;4(2).
- [12] Sahoo S, Srivastava DK. Experimental Study of Effect of Injection Timing on Port Fuel Injection Gasoline, Port Fuel Injection Compressed Natural Gas, and Direct Injection Compressed Natural Gas Engine Performance, Combustion, and Emissions Characteristics. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2023;145(6):061014. doi: [10.1115/1.4056263](https://doi.org/10.1115/1.4056263)
- [13] Yekani SK, Abdi Aghdam E, Sarabi M. An experimental investigation of knock limit, performance and economic parameters in a gasoline-natural gas dual fuel spark-ignition engine at the compression ratio of 10. *Journal of Energy Management and Technology*. 2023;7(1):1-10. doi: [10.22109/JEMT.2022.320776.1358](https://doi.org/10.22109/JEMT.2022.320776.1358)
- [14] Rönn K, Swarts A, Kalaskar V, Alger T, Tripathi R, Keskinvalli J, Kaario O, Santasalo-Aarnio A, Reitz R, Larimi M. Low-speed pre-ignition and super-knock in boosted spark-ignition engines: A review. *Progress in Energy and Combustion Science*. 2023 Mar 1;95:101064. doi: [10.1016/j.pecs.2022.101064](https://doi.org/10.1016/j.pecs.2022.101064)
- [15] Li J, Gong C-M, Su Y, Dou H-L, Liu X-J. Effect of injection and ignition timings on performance and emissions from a spark-ignition engine fueled with methanol. *Fuel*. 2010;89(12):3919-25. doi: [10.1016/j.fuel.2010.06.038](https://doi.org/10.1016/j.fuel.2010.06.038)
- [16] Abdi Aghdam, E, Sarabi M. Calibration of gasoline-natural gas spark ignition engine injectors and comparison of the experimental results of the working conditions and emissions of the combination-burning mode with the single-burner. *Mechanical Engineering, University of Tabriz*. 2022 Apr 21;52(1):109-17. doi: [10.22034/JMEUT.2021.44065.2829](https://doi.org/10.22034/JMEUT.2021.44065.2829)