

مقایسه‌ی عملکرد و آلاینده‌ی سوخت‌های جایگزین با سوخت بنزین در موتورهای اشتعال جرقه‌ای

علی محمد پورخصالیان^۱، امیرحسین شامخی^۲، فرهاد سلیمی^۳

^۱ دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی؛ دانشکده مکانیک؛ Pourkhesalian@yahoo.com

^۲ استادیار، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی دانشکده؛ مکانیک؛ shamekhi@kntu.ac.ir

^۳ دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی؛ دانشکده مکانیک؛ salimi84@yahoo.com

چکیده

سخت‌گیرانه‌تر شدن قوانین زیست‌محیطی، قیمت نفت و محدودیت ذخایر نفتی، باعث شده که تولید کنندگان موتور در جهان به فکر استفاده از منابع انرژی دیگری به غیر از بنزین و نفت خام بیفتند. سوخت‌های جایگزین غالباً ارزانتر از بنزین بوده، از منابع تجدیدپذیر به دست آمده و آلاینده‌ی کمتری نسبت به بنزین دارند. در این مقاله متداولترین سوخت‌های جایگزینی که در موتورهای اشتعال جرقه‌ای استفاده می‌شوند، (گاز طبیعی، پروپان و اتانول) از لحاظ عملکرد و آلاینده‌ی با هم و با بنزین مقایسه شده‌اند. برای رسیدن به این هدف، در محیط Matlab، مدلی از یک موتور شبیه‌سازی شد و با نتایج آزمایشگاهی مقایسه و صحت‌گذاری شد. سپس مدل با سوخت‌های جایگزین اجرا و در آخر تاثیر سوخت‌های مختلف بر عملکرد و آلاینده‌ی موتور، مورد مطالعه و بحث قرار گرفت.

واژه‌های کلیدی: آلاینده‌ی، سوخت‌های جایگزین، عملکرد، موتور اشتعال جرقه‌ای.

سوخت فسیلی دیگری است که از بنزین پاک‌تر و ارزانتر است [۴] در ایران، پروپان نیز از جمله سوخت‌های مورد استفاده است اما به دلیل نیاز به فرآیندهای پالایشگاهی نتوانست جایگاه گاز طبیعی فشرده را کسب کند.

در مقاله‌ی حاضر، مقایسه‌ی کاملی از لحاظ عملکرد و آلاینده‌ی موتور با سوخت‌های جایگزین و بنزین انجام شده است. برای رسیدن به این هدف، مدلی از یک موتور شبیه‌سازی شده و نتایج به دست آمده از مدل با نتایج آزمایشگاهی صحت‌گذاری شده است. مدل مذکور توانایی محاسبه‌ی مشخصات عملکردی و آلاینده‌ی موتور را داراست. این مشخصه‌ها عبارتند از: قدرت^۴ و گشتاور ترمزی^۵، فشار موثر متوسط ترمزی^۶، راندمان حجمی و ترمودینامیکی^۷، مصرف سوخت ویژه‌ی ترمزی^۸، غلظت NOx و CO. مشخصه‌های ذکر شده، برای سوخت‌های بنزین، گاز طبیعی، پروپان و اتانول محاسبه و به‌طور کامل بحث مورد بحث و بررسی قرار گرفت.

مدل‌سازی موتور

مدل‌های پیشگویانه^۹ غالباً بر سه نوع هستند. صفر بعدی^{۱۰}، چند بعدی و شبه بعدی. مدل صفر بعدی، مدلی ترمودینامیکی است که بر پایه‌ی اصول بقای جرم و انرژی استوار است [۵]. در این نوع مدل، از تمام مشخصات هندسی صرف‌نظر شده و به‌سادگی، احتراق را یک افزودن انرژی گرمایی^{۱۱} در نظر می‌گیرد. نرخ این افزودن گرما با استفاده از روابط تجربی محاسبه می‌شود. نقطه‌ی ضعف این نوع مدل‌ها ناتوانی آنها در میزان گسترش شعله و نرخ سوختن است [۵]. همانطور که گفته شد، نرخ سوختن باید از روابط تجربی مانند توابع وایب^{۱۲} بدست آید [۵،۶]. روسو^{۱۲} و همکاران آزمایش‌های بسیاری انجام دادند تا روابط بین سه ثابت تابع وایب و متغیرهای عملکرد موتور پیدا کنند [۷]. مدل‌های چند بعدی دقیق‌تر از مدل‌های دیگر هستند [۵]. در مدل‌های چند بعدی، معادلات مربوط به احتراق به-

مقدمه

استفاده از سوخت‌های جایگزین، از لحاظ قدمت با بنزین و سوخت‌های دیزل برابری می‌کند. بیش از یک قرن پیش، سوخت گاز طبیعی توسط نیکلاس اتو و رودولف دیزل مورد توجه قرار گرفته بود، ولی به علت نبودن فناوری‌های ذخیره‌سازی، به فراموشی سپرده شد [۱]. در ایران مهمترین جایگزین برای بنزین، گاز طبیعی است. بیش از ۹۶ درصد گاز طبیعی متان است. گاز طبیعی به دو صورت گاز طبیعی^۱ فشرده و گاز طبیعی مایع^۲ در خودروها استفاده می‌شود. گاز طبیعی ارزان‌تر و پاک‌تر از بنزین بوده ولی باعث افت توان تولیدی موتور می‌شود [۲]. گاز طبیعی بسیار پاک است و غالباً قیمت آن از بنزین کمتر است. خودروهای دوگانه‌سوز در ایران به وفور یافت می‌شوند. این خودروها هم از مزایای بنزین (که در دسترس است) و هم از مزایای گاز طبیعی (که ارزانتر و کم آلاینده‌تر است) سود می‌جویند [۱]. اتانول سال‌هاست در برزیل به عنوان سوختی پاک، ارزان و در دسترس شناخته شده خودروهایی که با سوخت‌های الکلی تغذیه می‌شوند، افت توانی در حدود ۱۰ الی ۳۰ درصد را تجربه می‌کنند (در مقایسه با بنزین) [۳]. اتانول را می‌توان از تخمیر مواد قندی و نشاسته‌ای مانند ملاس چغندر قند و ذرت به دست آورد [۳]. پروپان

³ Brake power

⁴ Brake torque

⁵ Brake mean effective pressure

⁶ Volumetric and thermodynamic efficiency

⁷ Brake specific fuel consumption

⁸ Predictive models

⁹ Zero-dimensional, Multi-dimensional, Quasi-dimentional

¹⁰ Heat addition

¹¹ Wiebe functions

¹² Rousseau

¹ Compressed Natural Gas (CNG)

² Liquefied Natural Gas (LNG)

سرعت شعله پروپان و بنزین

برای محاسبه‌ی سرعت شعله‌ی آرام بنزین و پروپان از روابط ارائه شده توسط متقالچی^{۲۰} و کک^{۲۱} استفاده شده [۵]. این روابط عبارتند از:

$$u_L = u_{L,0} \left(\frac{T_u}{T_0} \right)^\alpha \left(\frac{P}{P_0} \right)^\beta (1 - 2.06x_b^{0.77}) \quad (1)$$

که در آن، P فشار و T_u دمای ناحیه‌ی نسوخته بوده و $T_0 = 298 (K)$ و $P_0 = 1(atm)$ دما و فشار مرجع بوده و $u_{L,0}$ ، α و β ثوابتی هستند که به نسبت هم‌عرضی بستگی دارند و x_b کسر جرمی گاز پسماند در مخلوط نسوخته است. این ثابت‌ها برای سوخت‌های بنزین و پروپان به شکل زیر تعریف می‌شوند:

$$\alpha = 2.18 - 0.8(\phi - 1) \quad (2)$$

$$\beta = -0.16 + 0.22(\phi - 1) \quad (3)$$

$$u_{L,0} = B_m + B_\phi (\phi - \phi_m)^2 \quad (4)$$

ϕ_m نسبت هم‌ارزی است که در آن $u_{L,0}$ با توجه به مقدار B_m ماکزیموم شود. مقادیر ϕ_m ، B_m و B_ϕ در جدول ۱ موجود است.

جدول ۱ مقادیر ϕ_m ، $B_m (m/s)$ و $B_\phi (m/s)$

نوع سوخت	ϕ_m	$B_m (m/s)$	$B_\phi (m/s)$
متانول	1.11	0.369	-1.405
پروپان	1.08	0.342	-1.387
بنزین	1.21	0.305	-0.549

سرعت شعله اتانول

برای به‌دست آوردن سرعت شعله‌ی مخلوط هوا و اتانول از روش پیشنهاد شده توسط لیاو^{۲۲} استفاده شده است [۹]. رابطه‌ی استفاده شده عبارتست از:

$$u_L = u_{L,0} \left(\frac{T_u}{T_0} \right)^{\alpha_T} \left[1 + \beta_p \text{Log} \frac{P}{P_0} \right] \quad (5)$$

که در آن، P فشار و T_u دمای ناحیه‌ی نسوخته، $T_0 = 358 (K)$ و $P_0 = 1(atm)$ دما و فشار مرجع بوده و β_p و α_T با روابط زیر به‌دست می‌آیند:

$$\alpha_T = 1.783 - 0.375 (\phi - 1) \quad (6)$$

وسيله‌ی مدل دینامیک سیالات محاسباتی^{۱۳}، حل می‌شوند. مدل‌های چندبعدی پیچیده بوده و کند هستند [۵]. در مقاله‌ی پیش‌رو، از یک مدل شبه بعدی استفاده شده که قابلیت محاسبه‌ی نرخ سوختن را داشته (با محاسبه‌ی سرعت شعله‌ی مغشوش) و نسبت به مدل چندبعدی سریع‌تر است.

مدل مذکور، مدلی ترمودینامیکی، شبه‌بعدی، دوناحیه‌ای^{۱۴} و سیکل-باز^{۱۵} است که معادلات دیفرانسیل مربوط به مکش، تراکم، احتراق، انبساط و تخلیه را حل می‌کند [۵، ۶، ۸]. مخلوط داخل سیلندر به دو ناحیه‌ی سوخته و نسوخته تقسیم شده است. حدفاصل این دو ناحیه، جبهه‌ی شعله بوده و شعله، با سرعت شعله‌ی مغشوش^{۱۶} و به صورت کروی شکل در محفظه‌ی احتراق گسترش یافته و با گذر از ناحیه‌ی نسوخته، آنرا تبدیل به ناحیه‌ی سوخته می‌کند [۵، ۸]. مکانیزم سوختن هریک از سوخت‌ها با دیگری تفاوت داشته لذا تغییراتی در برنامه برای هریک از آن‌ها اعمال شده است. برای محاسبه‌ی سرعت شعله‌ی آرام و مغشوش از مدل‌های معتبر استفاده شد [۹-۱۳]، [۵]. برای محاسبه‌ی آلاینده‌های NOx و CO از مدل‌های پیشنهادی هی‌وود^{۱۷} استفاده شد [۵]. همچنین از رابطه‌ی وشنی^{۱۸} برای محاسبه‌ی نرخ انتقال حرارت استفاده شد [۱۴]. این مدل شبیه‌ساز موتور همچنین از یک مدل اصطکاکی هم استفاده می‌کند تا بتواند فشار میانگین موثر ترمزی را محاسبه کند. کار تلف شده‌ی موجود در موتور را می‌توان به سه گروه تقسیم‌بندی کرد [۶]: اصطکاک مکانیکی قطعات (سایش قطعات بروی یکدیگر)، کار پمپاژ (کار انجام شده در حین مکش، تراکم و تخلیه) و کار متعلقات موتور (کار مصرف شده در لوازم جانبی موتور مثل پمپ روغن). در این تحقیق از مدل ارائه شده توسط فرگوسن^{۱۹} [۶] استفاده شده که تمام سه نوع تلفات کار یاد شده را در بر می‌گیرد.

مدل شبیه‌سازی شده توانایی محاسبه‌ی غلظت ۱۲ گونه‌ی N2، NO، O2، H2، OH، H، N، OH، CO، CO2، H2O و Ar را داراست [۸].

سرعت شعله

از آنجایی که مدل حاضر، پیشگویانه است، باید بتواند نرخ سوختن مخلوط درون سیلندر را محاسبه کند. نرخ سوختن به‌طور کامل از سرعت شعله‌ی مخلوط درون سیلندر تاثیر می‌پذیرد. در نتیجه محاسبه‌ی سرعت شعله مغشوش برای سوخت‌های مختلف یکی از مهمترین اقدامات در این تحقیق است. برای محاسبه‌ی سرعت شعله‌ی مغشوش ابتدا باید سرعت شعله‌ی آرام را حساب کرد. در ادامه روش‌هایی که در مدل‌سازی شعله به‌کار گرفته شده، مورد بحث و بررسی قرار می‌گیرد.

¹³ Computational Fluid Dynamics

¹⁴ Two-zone

¹⁵ Open-cycle

¹⁶ Turbulent flame speed

¹⁷ Heywood

¹⁸ Woschni

¹⁹ Ferguson

²⁰ Metghalchi

²¹ Keck

²² Liao

صحه‌گذاری مدل

برای صحه‌گذاری مدل از موتوری با مشخصات جدول ۲ استفاده شد. نتایج آزمایشگاهی عملکرد و آلاینده‌گی این موتور در حالت‌های کار با بنزین و گاز طبیعی موجود بود. به این علت که پروپان و اتانول بر روی این موتور تست نشده بودند، برای آزمایش صحت عملکرد مدل در حالت اتانول‌سوز و پروپان‌سوز، از داده‌های آزمایشگاهی موجود در دیگر مقالات استفاده شد [۳،۴]. ابتدا تغییراتی بر مدل شبیه‌ساز موتور اعمال شد تا مدل موتور مطابق با موتور مورد آزمایش در مقالات یاد شده باشد و سپس نمودار فشار برحسب زاویه‌ی میل‌لنگ مدل و موتور واقعی مورد مقایسه قرار گرفتند و پس از اطمینان از صحت عملکرد مدل موتور، مشخصات موتور مذکور بر روی مدل اعمال شد.

در شکل‌های ۱ تا ۶ تطابق نتایج بدست آمده از مدل و داده‌های آزمایشگاهی را می‌توان مشاهده کرد. همانطور که در شکل‌ها مشخص است، نتایج بدست آمده از مدل چه از لحاظ روند و چه از لحاظ مقدار، بخوبی بر داده‌های آزمایشگاهی منطبق هستند، لذا صحت روابط، مکانیزم‌ها و فرضیات بکار گرفته شده در مدل، مشخص است.

جدول ۲ مشخصات موتور

چهار زمانه، اشتعال جرقه‌ای	نوع موتور
تنفس طبیعی	نوع مکش
۴	تعداد سیلندر
۸۶	قطر سیلندر (mm)
۸۶	کورس سیلندر (mm)
۱۵۳	طول شاتون (mm)
۸/۶	ضریب تراکم
۷۰ نیوتن‌متر در دور ۵۰۰۰	بیشینه قدرت
۱۵۱ نیوتن‌متر در دور ۲۵۰۰	بیشینه گشتاور
۳	تعداد سوپاپ در هر سیلندر
۱۰ BTDC	لحظه‌ی باز شدن سوپاپ مکش (CA)
۴۹ ABDC	لحظه‌ی بسته شدن سوپاپ مکش (CA)
۵۵ BBDC	لحظه‌ی باز شدن سوپاپ تخلیه (CA)
۱۲ ATDC	لحظه‌ی بسته شدن سوپاپ تخلیه (CA)

$$\beta_p = \begin{cases} -0.17 \sqrt{\phi} & \phi \geq 1.0 \\ -0.17 / \sqrt{\phi} & \phi < 1.0 \end{cases} \quad (7)$$

u_{I0} سرعت شعله‌ی آرام اتانول در دما و فشار مرجع بوده و از رابطه - ی زیر به دست می‌آید:

$$u_{I0} = -2.0707 \phi^2 + 4.501 \phi - 1.8971 \quad (8)$$

سرعت شعله‌ی متان

سرعت شعله‌ی مخلوط گاز طبیعی و هوا با استفاده از روابط ارائه شده توسط جو^{۲۳} و همکاران [۱۰] محاسبه شده است. آنها در تحقیقات‌شان از ساده‌ترین رابطه‌ی سرعت شعله، برای برازش داده‌های آزمایشگاهی استفاده کردند [۱۱]. این رابطه عبارتست از:

$$u_I = u_{I,0} \left(\frac{T_u}{T_0} \right)^{\alpha_T} \left(\frac{P_u}{P_0} \right)^{\beta_P} \quad (9)$$

β_P و α_T به ϕ بستگی دارد و جو و همکاران مقادیر α_T و β_P را برای مقادیر مختلف ϕ تعیین کرده و رابطه‌ی زیر را برای u_I بدست آوردند:

$$u_I = \begin{cases} 0.259 \left(\frac{T_u}{T_0} \right)^{2.105} \left(\frac{P_u}{P_0} \right)^{-0.504} & \phi = 0.8 \\ 0.360 \left(\frac{T_u}{T_0} \right)^{1.162} \left(\frac{P_u}{P_0} \right)^{-0.374} & \phi = 1.0 \\ 0.314 \left(\frac{T_u}{T_0} \right)^{2.000} \left(\frac{P_u}{P_0} \right)^{-0.438} & \phi = 1.2 \end{cases} \quad (10)$$

جو و همکاران، بیشترین مقدار اختلاف را بین مقادیر آزمایشگاهی و رابطه‌ی پیشنهادی‌شان، ۰.۰۱۴ درصد ذکر می‌کنند [۱۰].

سرعت شعله‌ی مغشوش

روش‌های مختلفی برای محاسبه‌ی سرعت شعله‌ی مغشوش وجود دارد. در مقاله‌ی پیش‌رو از روش دامکولر [۱۲،۱۳] برای محاسبه‌ی سرعت شعله‌ی مغشوش برای سوخت‌های مختلف استفاده شده است:

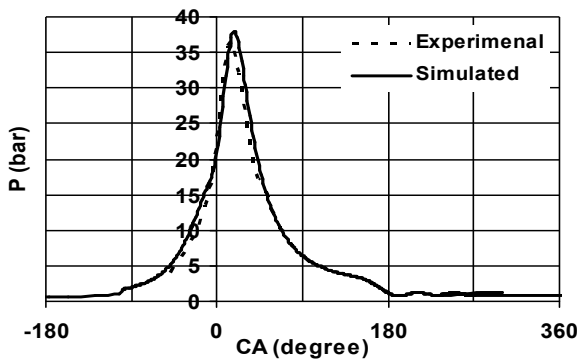
$$u_I = u' + u_I \quad (11)$$

که در آن:

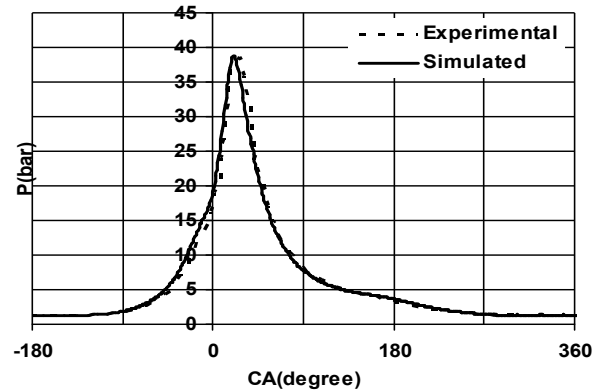
$$u' = u'_{TDC} \left(1 - 0.5 \frac{\theta - 360}{45} \right) \quad (12)$$

$$u'_{TDC} = 0.75 \bar{U}_P \quad (13)$$

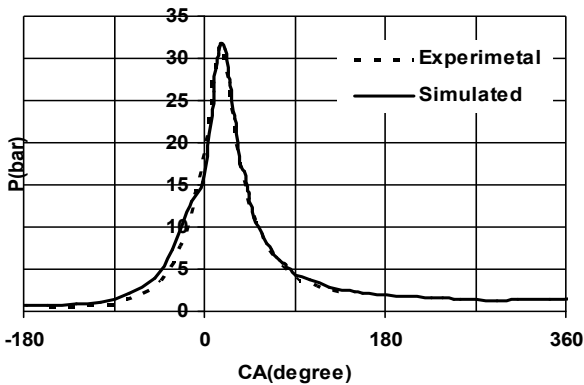
در روابط بالا θ ، زاویه‌ی میل‌لنگ است. (در رابطه‌ی بالا زاویه‌ی میل‌لنگ در انتهای مرحله‌ی تراکم برابر با ۳۶۰ درجه است)



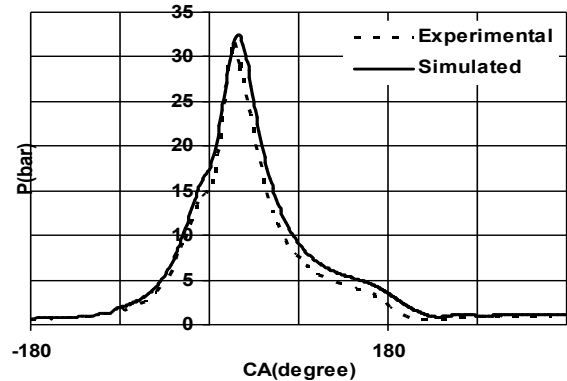
شکل ۵- مقایسه بین نتایج شبیه‌سازی شده و تجربی، سوخت: پروپان، دور موتور: 2000rpm، $\phi = 0.869$ ، SA=16 BTDC



شکل ۱- مقایسه بین نتایج شبیه‌سازی شده و تجربی، سوخت: بنزین، دور موتور: 5000rpm، $\phi = 1$ ، SA=30 BTDC



شکل ۶- مقایسه بین نتایج شبیه‌سازی شده و تجربی، سوخت: اتانول، دور موتور: 2500rpm، $\phi = 1$ ، SA=28 BTDC



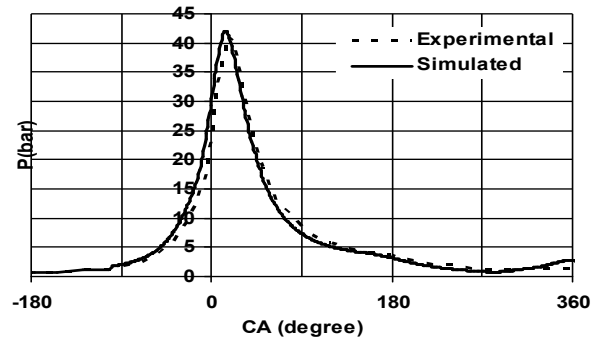
شکل ۲- مقایسه بین نتایج شبیه‌سازی شده و تجربی، سوخت: بنزین، دور موتور: 2000rpm، $\phi = 1$ ، SA=12 BTDC

عملکرد و آلاینده‌گی موتور

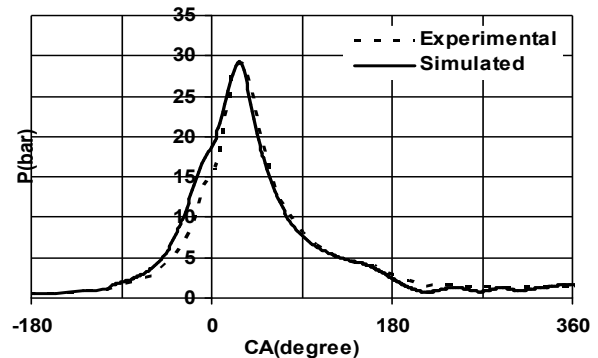
نوع سوخت مستقیماً بر تمام مشخصات موتور تأثیر می‌گذارد. مدل شبیه‌ساز پیش‌رو می‌تواند، بازده حجمی^{۲۴}، قدرت ترمزی^{۲۵}، فشار موثر متوسط ترمزی^{۲۶}، مصرف سوخت ترمزی ویژه^{۲۷}، اکسید نیتروژن ترمزی ویژه^{۲۸} و غلظت منواکسیدکربن در گازهای خروجی را حساب کند. مدل برای هر یک از سوخت‌های بنزین، گاز طبیعی، پروپان و اتانول اجرا شد و مشخصات عملکردی و آلاینده‌گی تولید شده توسط موتور برای هر یک از سوخت‌ها محاسبه و مورد بحث و بررسی قرار گرفت.

راندمان حجمی

قدرت تولید شده در یک موتور مشخص، وابستگی زیادی به شرایط فیزیکی مخلوط درون سیلندر دارد. از این‌رو بازده حجمی تأثیر قابل‌توجهی در قدرت و گشتاور تولیدی موتور دارد. در شکل ۶، بازدهی حجمی موتور بر حسب سرعت موتور، در حالت کارکرد با سوخت‌های مختلف، نشان داده شده است. به‌طور کلی بازدهی حجمی موتور در حالت کارکرد با سوخت‌های گازی کمتر از کارکرد با سوخت‌های مایع است. این کاهش در بازدهی حجمی، دو دلیل عمده دارد: اولاً، سوخت‌های مایع دارای گرمای نهان تبخیر هستند و در حین تبخیر



شکل ۳- مقایسه بین نتایج شبیه‌سازی شده و تجربی، سوخت: گاز طبیعی، دور موتور: 5000rpm، $\phi = 1$ ، SA=53 BTDC



شکل ۴- مقایسه بین نتایج شبیه‌سازی شده و تجربی، سوخت: گاز طبیعی، دور موتور: 2000rpm، $\phi = 1$ ، SA=27 BTDC

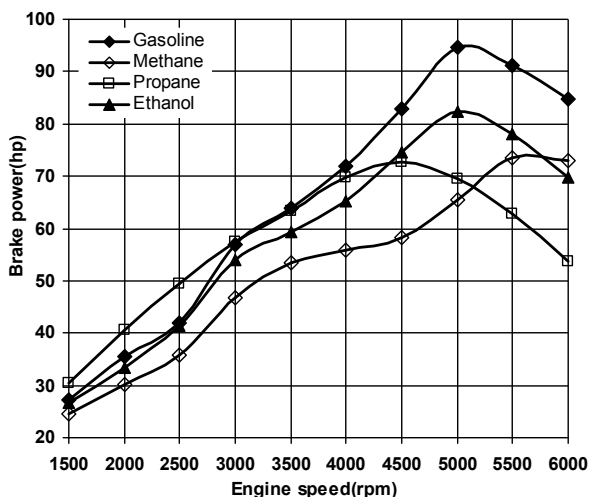
²⁴ Volumetric efficiency

²⁵ Brake power

²⁶ Brake mean effective pressure

²⁷ Brake specific fuel consumption

²⁸ Brake specific NOx

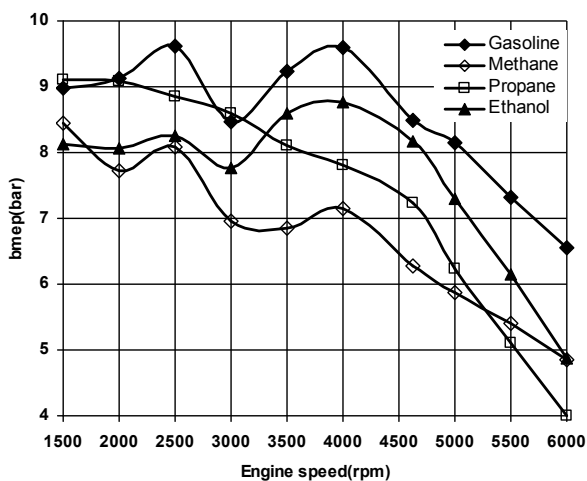


شکل ۸- مقایسه‌ی قدرت تولیدی موتور برحسب دور موتور با سوخت‌های مختلف

فشار موثر متوسط ترمزی

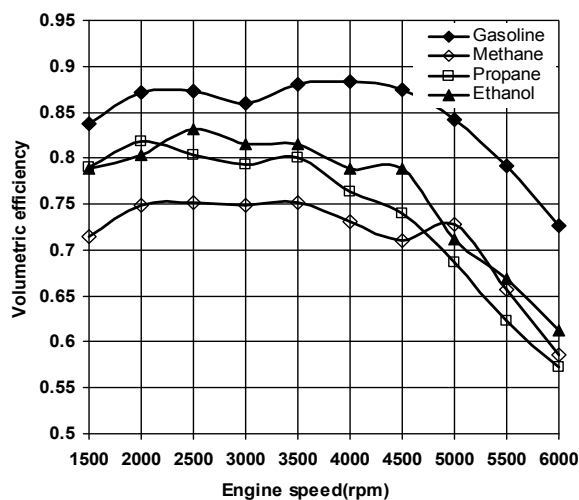
در شکل ۹، فشار موثر متوسط ترمزی تولید شده توسط سوخت‌های مختلف در موتور، مقایسه شده‌اند. برای موتورهای تنفس طبیعی بیشینه‌ی فشار موثر متوسط ترمزی بین ۸۵۰ تا ۱۰۵۰ کیلو پاسکال است [۵]. در دور موتور ماکزیمم قدرت، فشار موثر متوسط ترمزی ۱۰ تا ۱۵ درصد از مقدار بیشینه‌اش کمتر است [۵]. شکل ۹ هم موید این مطلب است.

فشار موثر متوسط ترمزی موتور در حالت گازسوز کمتر از بقیه‌ی سوخت‌ها است. این کاهش دو دلیل عمده دارد که در ادامه به آنها پرداخته می‌شود. باید توجه داشت که سرعت شعله‌ی متان از بقیه‌ی سوخت‌های حاضر در این تحقیق کمتر بوده [۵] و به همین دلیل آوانس جرقه‌ی موتور در حالت گازسوز، بیشتر است که باعث شروع زود هنگام احتراق و این بدان معنی است که کار منفی بیشتری (نسبت به سایر سوخت‌ها) روی پیشتون انجام می‌شود. همچنین بازدهی حجمی موتور گازسوز هم از بقیه کمتر است. به این دلایل فشار موثر متوسط ترمزی موتور گازسوز از بقیه‌ی سوخت‌ها کمتر است.



شکل ۹- مقایسه‌ی فشار موثر متوسط ترمزی موتور برحسب دور موتور با سوخت‌های مختلف

شدن باعث سرد شدن مخلوط می‌شوند، در نتیجه‌ی این سرد شدن، چگالی مخلوط زیاد شده و بازدهی حجمی بالا می‌رود. در حالی که سوخت‌های گازی در دمای محیط گاز هستند و پدیده‌ی سرد شدن هنگام تبخیر برای آنها روی نخواهد داد. دیگر آنکه سوخت‌های گازی، حجم بیشتری را در مخلوط سوخت و هوا اشغال می‌کنند لذا باعث کم شدن بازدهی حجمی می‌شوند. همان‌طور که انتظار می‌رفت، بازده حجمی موتور در حالت گازسوز کمتر از سایر حالات است.

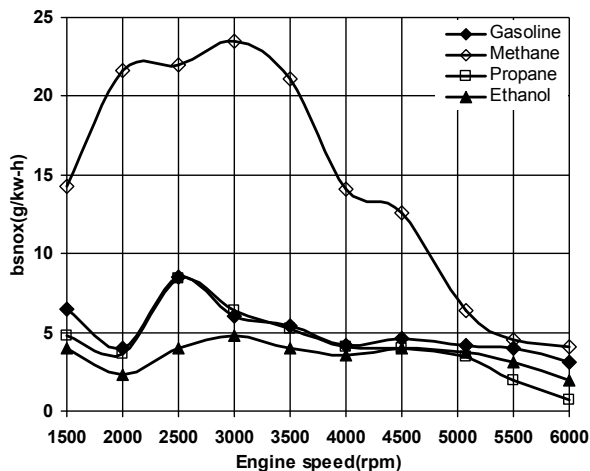


شکل ۷- مقایسه‌ی بازدهی حجمی موتور برحسب دور موتور با سوخت‌های مختلف

قدرت ترمزی

در شکل ۸ مقایسه‌ی قدرت تولیدی با استفاده از سوخت‌های مختلف مشاهده می‌شود. همان‌طور که دیده می‌شود، گاز طبیعی قدرت کمتری نسبت به دیگر سوخت‌ها تولید می‌کند. دلیل این مطلب، همان کمتر بودن بازده حجمی موتور با گاز طبیعی است. برای رفع کردن این مشکل دو راه کار وجود دارد، یکی پرخوران کردن موتور و دیگری بالا بردن ضریب تراکم موتور. در شکل مشخص است که بنزین بیشترین قدرت را در موتور ایجاد کرده است. باید توجه داشت که این موتور برای کار با بنزین طراحی شده و به همین دلیل اکثر پارامترهای عملکردی موتور برای کارکرد با بنزین بهینه شده است. اگر موتور مذکور برای هر یک از سوخت‌های مورد آزمایش طراحی شده بود، عملکرد بهتری داشت. برای مثال، تمام سوخت‌های حاضر در این تحقیق، دارای عدد اکتان بزرگ‌تری نسبت به بنزین هستند که این امر به طراح اجازه می‌دهد که ضریب تراکم بزرگ‌تری برای موتور استفاده کرده و توانایی‌های موتور را بالاتر ببرد.

مصرف سوخت ویژه ترمزی

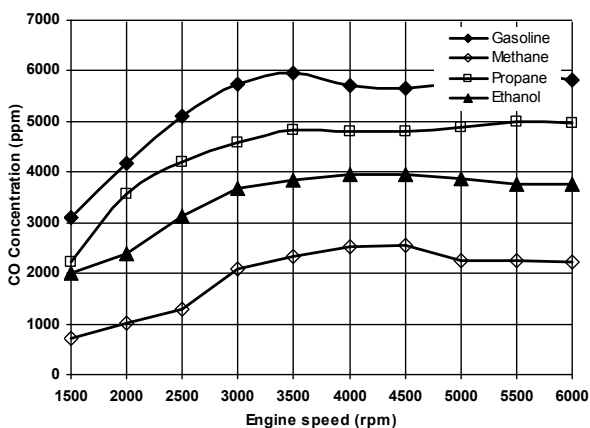


شکل ۱۱- مقایسه‌ی اکسید نیتروژن ویژه‌ی ترمزی موتور برحسب دور موتور با سوخت‌های مختلف

سوخت اتانول کمترین میزان اکسیدهای نیتروژن را تولید کرده، دلیل آن، ارزش حرارتی پایین اتانول و در نتیجه کمتر بودن دمای احتراق است.

غلظت مونو اکسید کربن

در شکل ۱۲، غلظت مونو اکسید کربن در گازهای خروجی، در حالت کارکرد با سوخت‌های مختلف، مشاهده می‌شود. مهم‌ترین عامل تاثیرگذار بر غلظت مونو اکسید کربن، غنای مخلوط است. یک مخلوط غنی، مونو اکسید کربن بیشتری نسبت به یک مخلوط استوکیومتریکی تولید می‌کند. پارامتر دیگری که بر تولید مونو اکسید کربن تاثیر می‌گذارد، نسبت کربن به هیدروژن سوخت است [۵]. همچنین در مخلوط‌های ضعیف واکنش شعله و لایه‌ی نازک روغن روانکار (که بر روی دیواره‌ی سیلندر بر جا مانده) منشاء دیگری برای تولید مونو اکسید کربن است [۶].

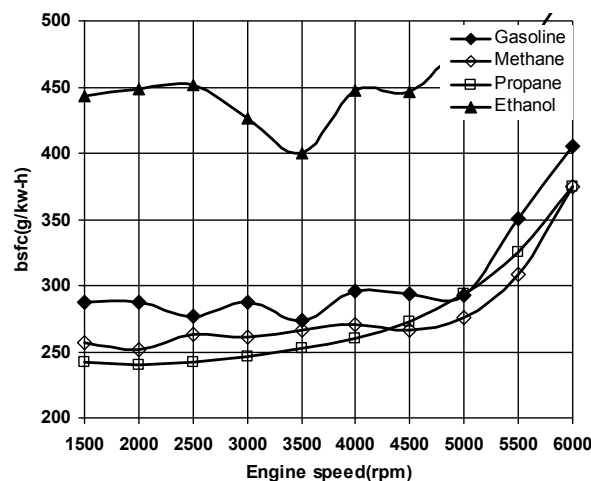


شکل ۱۲- مقایسه‌ی مونو اکسید کربن تولیدی توسط موتور برحسب دور موتور با سوخت‌های مختلف

نتیجه‌گیری

در این مقاله مدل سیکل‌بازی از یک موتور اشتعال جرقه‌ای با قابلیت محاسبه‌ی مشخصات عملکرد و میزان آلاینده‌ی NOx و CO تولیدی

مصرف سوخت ویژه‌ی ترمزی برای سوخت‌های مورد مطالعه در این مقاله، در شکل ۱۰، با هم مقایسه شده‌اند. در شکل مشخص است که موتور اتانول سوز نسبت به سایر سوخت‌ها، مصرف سوخت بیشتری دارد. باید توجه شود که اتانول دارای کمترین ارزش حرارتی در بین بقیه‌ی سوخت‌هاست. همچنین نسبت استکیومتریکی آن نیز از دیگر سوخت‌ها کمتر است و این یعنی برای رسیدن به یک نسبت هم‌ارزی سوخت به هوای معین، مقدار بیشتری از سوخت نیاز است. مصرف سوخت ویژه‌ی ترمزی موتور گازسوز و پروپان‌سوز، از بنزین-سوز کمتر محاسبه شده که دلیل اصلی آن، ارزش حرارتی بیشتر گاز طبیعی و پروپان نسبت به بنزین است. در نتیجه‌ی بزرگتر بودن ارزش حرارتی یک سوخت، برای آزاد شدن مقدار مشخصی انرژی، مقدار کمتری از سوخت نیاز است.



شکل ۱۰- مقایسه‌ی مصرف سوخت ویژه‌ی ترمزی موتور برحسب دور موتور با سوخت‌های مختلف

اکسیدهای نیتروژن ویژه‌ی ترمزی

در شکل ۱۱، اکسیدهای نیتروژن ویژه‌ی ترمزی تولیدی توسط موتور در حالت کارکرد با سوخت‌های مختلف مورد مقایسه قرار گرفته است. مشخص است که اکسید نیتروژن تولید شده توسط سوخت گاز طبیعی از سایر سوخت‌ها بیشتر است. واکنش‌هایی که منجر به تشکیل اکسیدهای نیتروژن می‌شوند، اکثراً در دماهای بالا اتفاق می‌افتند. همان‌گونه که قبلاً گفته شد، پدیده‌ی سرد شدن هنگام تبخیر برای سوخت‌های گازی رخ نمی‌دهد. در نتیجه، دمای اولیه‌ی سوخت‌های گازی شکل در ابتدای احتراق بیشتر از سوخت‌های مایع خواهد بود که منجر به بالا رفتن بیشینه‌ی دمای داخل سیلندر شده و در نهایت تشکیل اکسیدهای نیتروژن را بیشتر می‌کند. از طرف دیگر با توجه به کمتر بودن سرعت شعله‌ی گاز طبیعی نسبت به سایر سوخت‌های این تحقیق، به آوانس جرقه‌ی بزرگ‌تری نسبت به بقیه‌ی سوخت‌ها احتیاج است. آوانس جرقه بیشتر باعث افزایش بیشینه‌ی دما و فشار داخل سیلندر می‌شود.

CFD	دینامیک سیالات محاسباتی
CNG	گاز طبیعی فشرده
EVO	لحظه‌ی باز شدن سوپاپ تخلیه
hp	اسب بخار
ICE	موتور احتراق داخلی
IVO	لحظه‌ی باز شدن سوپاپ مکش
LNG	گاز طبیعی مایع
LPG	پروپان مایع
NOx	اکسیدهای نیتروژن
P	فشار (bar)
ppm	واحد غلظت، یک در میلیون ذره
RON	عدد اکتان
rpm	دور بر دقیقه
SA	آوانس جرعه
T	دما (K)
TDC	نقطه‌ی مرگ بالا
u	سرعت سوختن (m/s)
u'	جذر میانگین حسابی سرعت سوختن (m/s)
$\overline{U_p}$	سرعت متوسط پیستون (m/s)
	علائم یونانی
α_T	توان دما
β_P	توان فشار
ϕ	نسبت هم‌ارزی سوخت به هوا
	زیر نویس‌ها
0	شرایط مرجع
l	آرام
t	مغشوش
u	نسوخته

مراجع

- [1]- Mousavian S. A., "Thermodynamic combustion modeling of CNG SI engine by chemical kinetic approach", MS Thesis, Department of Mechanical Engineering, K. N. Toosi University of Technology, February, 2004.
- [2]- Shamekhi A., Khtibzade N., Shamekhi A. H., "Performance and emissions characteristics of a bi-fuel SI engine fueled by CNG and gasoline", ASME paper ICES2006-1387, 2006.
- [3]- Cavalcante Cordeiro de Melo T., Bastos Machado G., Machado R. T., Pereira Belchior Jr C. R., Pereira P. P., "Thermodynamic Modeling of Compression, Combustion and Expansion Processes of Gasoline, Ethanol and Natural Gas with Experimental Validation on a Flexible Fuel Engine", SAE World Congress 2007-24-0035, 2007.

توسط موتور، توسعه داده شد. نتایج به‌دست آمده از مدل با داده‌های آزمایشگاهی مقایسه و صحت کارکرد مدل تایید شد. سپس متداول-ترین سوخت‌های جایگزین، شامل گاز طبیعی فشرده (CNG)، پروپان (C_3H_8) و اتانول (C_2H_5OH)، با سوخت بنزین (C_8H_{18}) مورد مقایسه و بررسی قرار گرفت.

گاز طبیعی با توجه به ماهیت گازی شکل، دارای معایب و مزایایی در مقایسه با سوخت‌های مایع است. گاز طبیعی مخلوط همگن‌تری نسبت به سوخت‌های مایع تشکیل می‌دهد، ارزان‌تر از سوخت‌های مایع بوده و کمترین میزان مونواکسید کربن را تولید می‌کند. سوخت‌های مایع آزمایش شده در این تحقیق، قدرت بیشتر و اکسید نیتروژن کمتری نسبت به گاز طبیعی تولید می‌کنند.

استفاده کردن از سوخت‌های گازی شکل در موتوری که برای سوخت‌های مایع طراحی شده، عموماً باعث کم شدن قدرت تولیدی موتور می‌شود. برای رفع این مشکل می‌توان موتور را پرخوران کرد یا ضریب تراکم موتور را بالا برد.

مصرف سوخت ویژه‌ی ترمزی موتور در حالت پروپان‌سوز و گازسوز، از بنزین‌سوز کمتر محاسبه شد، در حالی که مصرف سوخت موتور اتانول‌سوز نزدیک به دو برابر موتور بنزین‌سوز است.

بنزین در مقایسه با سایر سوخت‌های مورد بحث در این مقاله، بیشترین میزان مونواکسید کربن را تولید می‌کند. دلیل این امر، غنی‌سوز بودن موتور بنزین‌سوز در دورهای بالا و کمتر بودن نسبت هیدروژن به کربن است.

سوخت‌های با سرعت شعله‌ی کم، احتیاج به آوانس جرعه‌ی بیشتری داشته که این امر موجب پایین آمدن فشار موثر متوسط ترمزی و بالا رفتن بیشینه‌ی فشار و دمای داخل سیلندر می‌شود.

برای آلاینده‌ی کمتر و عملکرد بهتر، موتور باید به‌طور ویژه برای هر یک از سوخت‌ها طراحی شود. در یک موتور دوگانه‌سوز یا چندگانه‌سوز، از بهینه بودن بعضی پارامترهای عملکردی باید صرف‌نظر کرد. در مقاله‌ی حاضر سوخت‌های جایگزین با هم و با بنزین مقایسه شدند. معایب و مزایای این سوخت‌ها نسبت به بنزین مورد بحث و بررسی قرار گرفت.

فهرست علائم

A/F	نسبت هوا به سوخت
ABDC	بعد از نقطه‌ی مرگ پایین
ATDC	بعد از نقطه‌ی مرگ بالا
atm	اتمسفر
BBDC	قبل از نقطه‌ی مرگ پایین
BDC	نقطه‌ی مرگ پایین
BMEP	فشار موثر متوسط ترمزی (bar)
BSFC	مصرف سوخت ویژه‌ی ترمزی (g/kw-h)
BSNOx	اکسیدهای نیتروژن ویژه‌ی ترمزی (g/kw-h)
BTDC	قبل از نقطه‌ی مرگ بالا
CA, θ	زاویه‌ی میل‌لنگ (درجه)

- [4]- Bayraktar Hakan, Durgun Orhan, (2005), "Investigating the effects of LPG on spark ignition engine combustion and performance, Energy Conversion and Management", 46(pp. 2317–2333).
- [5]- Heywood J. B., "Internal combustion engines fundamentals", New York, McGraw-Hill, 1988.
- [6]- Ferguson Colin R. and Kirkpatrick Allan T., "Internal Combustion Engines: Applied Thermoscience", 2nd ed, John Wiley & Sons, Inc, 2001.
- [7]- Rousseau S., Lemoult B., Tazerout M., (1999), "Combustion characterization of natural gas in a lean burn spark-ignition engine", Proc. Inst. Mech. Eng. Part D, 213(pp.481–488).
- [8]- Shamekhi A. H., "Simulation and Fuzzy Spark Advance Control in SI engines by Ion Current Sensing", PhD Thesis, Department of Mechanical Engineering, K. N. Toosi University of Technology, September 2004.
- [9]- Liao S.Y., Jiang D.M., Huang Z.H., Zeng K., Cheng Q., (2007), "Determination of the laminar burning velocities for mixtures of ethanol and air at elevated temperatures", Applied Thermal Engineering 27(pp.374–380).
- [10]- Gu X. J., Haq M. Z., Lawes M., Woolley R., (2000), "Laminar Burning Velocity and Markstein Lengths of Methane–Air Mixtures", Combustion and Flame, 121(pp.41–58).
- [11]- Metghalchi M., Keck J. C., "Laminar Burning Velocity of Iso-octane-Air, Methane-Air and Methanol-Air at High Temperature and Pressure", Proceedings of Eastern Section of the Combustion Institute, Hartford, Conn. November 1977.
- [12]- Verhelst S., "A study of the combustion in hydrogen-fuelled internal combustion engines", PhD thesis, Ghent University, Gent, Belgium, 2005
- [13]- Hall MJ, Bracco FV., "A study of velocities and turbulence intensities measured in firing and motored engines", SAE World Congress, 870453, 1987.
- [14]- Woschni, G, "A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine", SAE World Congress, 670931, 1967.