

مقایسه اگزرژیک عملکرد موتورهای احتراق داخلی اشتعال جرقه‌ای برای سوخت‌های بنزین، متان و هیدروژن

امیر گودرزی^۱ و محمد مهدی دوستدار^۲

۱- کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه امام حسین (ع)، مرکز تحقیقات موتور اسراء، نویسنده مخاطب، (kpagoudarzi@ihu.ac.ir)

۲- دانشیار مهندسی هوافضا، دانشگاه امام حسین (ع)، مرکز تحقیقات موتور اسراء، (mdostdar@ihu.ac.ir)

(تاریخ دریافت: ۹۲/۷/۲۱، دریافت آخرین اصلاحات: ۹۳/۱/۲۰، پذیرش: ۹۳/۲/۲۰)

تحلیل اگزرژی ابزاری برای تعیین سهم فرآیندهای دخیل در انتقال قابلیت کاردهی ورودی به سیستم و مکانی که در آن افت انرژی مفید در یک سیستم یا فرآیند رخ می‌دهد است. در این تحقیق مقایسه اگزرژیک عملکرد موتور احتراق داخلی اشتعال جرقه‌ای برای سوخت‌های بنزین، هیدروژن و متان مدنظر است. برای این منظور ابتدا مدلسازی چندناحیه‌ای موتور برمبنای پیشروی شعله معرفی شده است. سپس پایه‌های مفهومی لازم به منظور انجام تحلیل اگزرژی سیستم، با تعریف عبارت اگزرژی و ایجاد معادلات تعادلی اگزرژی مربوطه و به کار بردن آن‌ها برای سیستم‌های بسته و حجم کنترل، بنا نهاده شده است. از نتایج این تحقیق مشخص می‌شود که بیشترین سهم بازگشت‌ناپذیری در موتور مربوط به فرآیند احتراق است. همچنین، برای شرایط استوکیومتری می‌توان به درصد اگزرژی منتقل شده با کار تقریباً برابر برای هر سه سوخت، بیشترین درصد بازگشت‌ناپذیری برای بنزین و کمترین درصد بازگشت‌ناپذیری مربوط به هیدروژن اشاره کرد. بررسی نتایج تحلیل اگزرژی در شرایط کاری مختلف نشان می‌دهد که افزایش دور موتور سبب افزایش انتقال اگزرژی با کار و کاهش انتقال اگزرژی با گرما می‌شود. همچنین، افزایش نسبت توازن سبب افزایش سهم اگزرژی مخلوط درون سیلندر و کاهش سهم بازگشت‌ناپذیری از اگزرژی ورودی می‌شود.

کلیدواژگان: موتور احتراق داخلی، شبیه‌سازی چندناحیه‌ای، تحلیل اگزرژی، سوخت‌های جایگزین

مقدمه

از نزدیک به نیم‌قرن پیش مدل‌های موتورهای احتراق داخلی به‌منظور پیش‌بینی فشار، دما و ترکیب گازهای درون سیلندر برحسب زمان یا درجه لنگ توسعه پیدا کردند. اولین مدل‌های احتراق توسط اعمال قانون اول ترمودینامیک روی سیستم بسته با حجم وابسته به زمان به صورت یک‌ناحیه‌ای (مدل صفربعدی) به دست آمدند [۱]. فرض اختلاط آبی بین گازهای سوخته و نسوخته که منجر به توزیع یکنواخت خواص در محفظه احتراق می‌شود به‌وضوح غیرواقعی است. برای گذر از این فرض ناصحیح مدل‌های چندناحیه‌ای گسترش پیدا کردند. در این مدل‌ها مخلوط سیلندر به نواحی سوخته، نسوخته و آماده سوختن تقسیم می‌شود و فرض بر این است که دما و ترکیب گازها در هر یک از این نواحی یکنواخت‌اند و فشار در تمام محفظه به‌طور آبی یکنواخت می‌شود. در این مدل‌ها میزان مخلوط نسوخته‌ای که در هر درجه لنگ می‌سوزد با داشتن سرعت و شعاع شعله مشخص می‌شود [۲، ۳]. مدل‌های شبه‌ابعادی خواص محفظه احتراق را تنها برحسب زمان یا درجه لنگ محاسبه می‌کنند و در نواحی تقسیم‌شده محفظه، مخلوط را یکنواخت در نظر می‌گیرند و برپایه قوانین بقای جرم و بقای انرژی استوارند.

همان‌طور که اشاره شد، بنای مدل‌های چندناحیه‌ای قانون بقای جرم و قانون اول ترمودینامیک است و در مدلسازی موتور به روش ترمودینامیکی استفاده از قانون دوم به‌عنوان یکی از لوازم مدلسازی مطرح نیست، ولی با توسعه مفاهیم ترمودینامیک مشخص شد که استفاده تنها از قانون اول به‌طور کامل مشخص‌کننده عملکرد موتور نیست و برای بررسی تخریب انرژی قابل

استفاده در فرآیندهای مختلف موتور، نیاز به استفاده از قانون دوم است. به این ترتیب تحلیل انرژی فرآیندهای موتور به منظور شناخت مناطق افت قابلیت کاردهی رواج پیدا کرد [۵،۴]. بیشتر از ۴۰ سال است که مقالات و گزارش‌هایی در رابطه با استفاده از قانون دوم ترمودینامیک در تحلیل عملکرد موتورهای دیزل و بنزینی و همچنین زیرسیستم‌های مرتبط با آنها منتشر می‌شوند. در این بین استفاده از تحلیل انرژی به منظور مقایسه عملکرد موتور با سوخت‌های جایگزین بخش عمده‌ای را به خود اختصاص داده است. آزوما و همکارانش [۶] به بررسی عملکرد موتورهای احتراق تراکمی با سوخت‌های زیستی توسط قوانین اول و دوم ترمودینامیک پرداختند. همچنین، از این منظر، تحلیل رفتار حالت گذرای موتورهای احتراق داخلی مورد توجه قرار گرفته است. نیمین و دینسر [۷] به مقایسه انرژی عملکرد موتور اشتعال جرقه‌ای بنزینی و هیدروژنی پرداخته‌اند و از این طریق سهم عوامل گوناگون در انتقال انرژی ورودی را به دست آورده‌اند. از نمونه‌های کامل کاربرد تحلیل انرژی و انرژی روی موتور احتراق داخلی می‌توان به مقاله‌ای از راکپولوس و جیاکوسیسی [۸] اشاره کرد. در این مقاله به ارائه مدل‌هایی برپایه قوانین اول و دوم ترمودینامیک به منظور مطالعه موتورهای احتراق جرقه‌ای و احتراق تراکمی پرداخته شده است. همچنین، در این تحقیق تأثیر زیرسیستم‌هایی مانند پرخوران^۱ بر عملکرد موتور مطالعه شده است.

توسط رابطه تعادلی انرژی برای سیستم‌های حرارتی می‌توان مقدار و منبع تخریب قابلیت کاردهی را تعیین کرد. در این تحقیق، ابتدا روشی ترمودینامیکی برای تخمین عملکرد موتور اشتعال جرقه‌ای ارائه شده است. سپس تعاریف لازم برای تحلیل انرژی سیستم بیان شده و مقایسه انرژی برای سوخت‌های گوناگون انجام گرفته است. استفاده از مدل‌سازی شبه‌ابعادی امکان تحلیل دقیق‌تری از جزئیات انتقال انرژی توسط عوامل مؤثر را نسبت به روش رایج صفر بعدی فراهم می‌آورد.

مدلسازی ترمودینامیکی

هدف از این بخش مدل‌سازی فرآیند تولید قدرت، شامل مراحل تراکم، احتراق و انبساط، در یک موتور احتراق داخلی اشتعال جرقه‌ای چهارزمانه توسط روش شبه‌ابعادی است. به این ترتیب، با استفاده از معادلات بقای جرم، قانون اول ترمودینامیک، روابط واکنش‌های تعادلی، روابط حاکم بر گاز شبه‌کامل و دیگر معادلاتی که در هر یک از فرآیندهای موتور اعمال می‌شود، خواص ماکروسکوپی مخلوط درون سیلندر، مانند فشار و دما، و دیگر کمیت‌های مورد نظر، با فرض وقوع فرآیندهای ترمودینامیکی به صورت شبه‌تعادلی، در درجات مختلف لنگ محاسبه می‌شوند. شایان ذکر است که خواص ترمودینامیکی مخلوط درون سیلندر در هر لحظه با توجه به ترکیب گازهای ایدئال و براساس واکنش احتراقی حاکم تعیین می‌شود. در این تحقیق روابط ترمودینامیکی لازم برای هر فرآیند به صورت مولی توسعه پیدا کرده است. نحوه حصول معادلات جرمی در مرجع [۹] آورده شده است. در مدل‌سازی فرآیندهای چرخه تولید توان موتور از هر درجه لنگ به عنوان یک گام محاسباتی برای گسسته‌سازی معادلات توسعه یافته بهره‌گیری می‌شود. به این ترتیب خواص ترمودینامیکی در هر گام به روش حل تکرارشونده توسط روابط ارائه شده و با داشتن خواص گام قبل قابل محاسبه است. شرح روش حل در مراجع [۳، ۸، ۱۰] ذکر شده است.

اصول مدل‌سازی

رابطه اساسی به کار گرفته شده در مراحل مدل‌سازی رابطه بقای انرژی (۱) است. در این رابطه از انرژی جنبشی و پتانسیل سیال عامل صرف نظر شده است.

$$dU = \delta Q - \delta W + \sum \bar{h}_i dn_i \quad (1)$$

در رابطه (۱)، اولین عبارات سمت راست نشانگر انتقال حرارت سیال درون سیلندر با دیواره‌هاست و در صورت جذب حرارت از دیوار مقدار آن مثبت است. مقدار انتقال حرارت با در نظر گرفتن تأثیر انتقال حرارت جابه‌جایی از رابطه وشنی^۲ و

1. Turbocharger
2. Woschni

تأثیر تشعشع از رابطه اناند^۳ طبق رابطه (۲) قابل محاسبه است [۱]. برای تخمین بهتر عملکرد موتور از ضریب تجربی در رابطه انتقال حرارت استفاده می‌شود که برای هر سوخت با توجه به نتایج آزمایشگاهی تعیین می‌شود [۷]. عبارت دوم بیانگر تبادل کار سیستم با محیط است و از رابطه PdV محاسبه می‌شود. مقدار مثبت برای این عبارت به‌ازای انتقال کار از سیال به پیستون حاصل می‌شود. عبارت آخر مربوط به انتقال انرژی در سیستم به‌واسطه جریان سیال ورودی یا خروجی است و برای این عبارت ورود سیال با علامت مثبت در نظر گرفته می‌شود.

$$\dot{Q} = \left(Ch_c (T_w - T) + \frac{4.3}{10^9} (T_w^4 - T^4) \right) A \quad (2)$$

که در رابطه (۲)، T دمای مخلوط، T_w دمای دیوار، A سطح انتقال حرارت، h_c ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی مخلوط و C ضریب تجربی است.

انبساط و تراکم

برای محاسبه خواص ماکروسکوپی سیال طی فرآیند تراکم و انبساط، قانون اول ترمودینامیک برای هر درجه لنگ و با فرض عدم وجود جریان سیال ورودی و خروجی و مواجهه با سیستم بسته به‌صورت مولی بسط داده می‌شود. به این ترتیب برای محاسبه دما و فشار در هر درجه لنگ به‌ترتیب روابط (۳) و (۴) به‌دست می‌آیند.

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{1}{n\bar{c}_v} \left(\frac{dQ}{d\theta} - P \frac{dV}{d\theta} - \bar{u} \frac{dn}{d\theta} \right) \quad (3)$$

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{1}{V} \left(n\bar{R} \frac{dT}{d\theta} + T\bar{R} \frac{dn}{d\theta} - P \frac{dV}{d\theta} \right) \quad (4)$$

در این روابط P فشار مخلوط، V حجم، θ درجه لنگ، n تعداد مول مخلوط، \bar{R} ثابت جهانی گازها و \bar{c}_v ظرفیت گرمایی ویژه مولی در حجم ثابت است. نکته حائز توجه این است که در رابطه (۴) عبارت $\frac{dn}{d\theta}$ برای فرآیند تراکم قابل صرف‌نظر است و برای فرآیند انبساط با در نظر گرفتن واکنش‌های تعادلی قابل محاسبه است.

احتراق

برای فرآیند احتراق در انتهای هر گام محاسباتی سیستم شامل دو ناحیه سوخته و نسوخته است. این دو ناحیه دارای دمای متفاوت و فشار یکسان‌اند. با بسط قانون اول برای این مرحله می‌توان دمای ناحیه سوخته، دمای ناحیه سوخته و فشار محفظه را به‌ترتیب از روابط (۵)، (۶) و (۷) محاسبه کرد.

$$\frac{dT_u}{d\theta} = \frac{1}{n_u \bar{c}_{p,u}} \left(V_u \frac{dP}{d\theta} + \frac{dQ_u}{d\theta} \right) \quad (5)$$

$$\frac{dT_b}{d\theta} = \frac{P}{n_b \bar{R}} \left(\frac{dV}{d\theta} - \frac{V_u}{n_u} \frac{dn_u}{d\theta} - \frac{V_b}{n_b} \frac{dn_b}{d\theta} - \frac{\bar{R}}{P \bar{c}_{p,u}} \left(V_u \frac{dP}{d\theta} + \frac{dQ_u}{d\theta} \right) + \frac{V}{P} \frac{dP}{d\theta} \right) \quad (6)$$

$$\frac{dP}{d\theta} = \left(\frac{(\bar{c}_{v,u} - \bar{c}_{v,b})}{\bar{c}_{p,u}} V_u + \frac{\bar{c}_{v,b}}{\bar{R}} V \right)^{-1} \left(- \left(1 + \frac{\bar{c}_{v,b}}{\bar{R}} \right) P \frac{dV}{d\theta} + \frac{dQ}{d\theta} + \bar{c}_{v,b} \left(T_u \frac{dn_u}{d\theta} + T_b \frac{dn_b}{d\theta} \right) - \left(\frac{\bar{c}_{v,u} - \bar{c}_{v,b}}{\bar{c}_{p,u}} \right) \frac{dQ_u}{d\theta} + \bar{R} T_u \left(\frac{dn_u}{d\theta} + \frac{dn_b}{d\theta} \right) + (\bar{u}_u - \bar{u}_b) \frac{dn_b}{d\theta} \right) \quad (7)$$

در این روابط زیرنویس u به معنای مخلوط نسوخته و b به معنای مخلوط سوخته است. توجه به این نکته ضروری است که در هر گام محاسباتی مقداری از مخلوط نسوخته محترق می شود و در واقع به ناحیه سوخته وارد می شود. بنابراین، بین نواحی نسوخته و سوخته جریان سیال وجود دارد. نمود این امر وجود $\frac{dn_u}{d\theta}$ و $\frac{dn_b}{d\theta}$ در روابط (۶) و (۷) است. این دو عبارت با توجه به قانون بقای جرم طبق رابطه $dn_b = -\frac{M_u}{M_b} dn_u$ ، که در آن M جرم مولی است، به هم مربوط می شوند. برای محاسبه $\frac{dn_u}{d\theta}$ از رابطه (۸)، که بر مبنای وجود سرعت شعله آشفته به دست آمده است، استفاده می شود [۱].

$$\frac{dn_u}{d\theta} = -\bar{\rho} u_i A_f \left(\frac{dt}{d\theta} \right) \quad (۸)$$

که در رابطه (۸)، $\bar{\rho}$ چگالی مولی، u_i سرعت آشفته شعله، A_f سطح پیشانی شعله و t زمان است. رابطه سرعت شعله آشفته غالباً بر اساس روابط تجربی موجود برای سرعت شعله آرام و با در نظر گرفتن چین خوردگی سطح شعله به عنوان تنها تأثیر آشفتهگی مدلسازی می شود [۹]. تأثیر آشفتهگی به گونه ای است که با افزایش میزان آن، در اثر بالا رفتن دور موتور، طول احتراق بر حسب درجه لنگ ثابت باقی می ماند [۱۱، ۱۲]. بعضی از محققان فرض کرده اند که سرعت شعله آشفته متناسب با سرعت شعله آرام آن است و ثابت تناسب آن تابعی از شدت آشفتهگی است. هیرویاسو و کادوتا شدت آشفتهگی را متناسب با دور موتور دانسته و رابطه (۹) را ارائه کرده اند [۱۰].

$$u_i = (1 + bN) u_1 \quad (۹)$$

که در رابطه (۹)، N دور موتور بر حسب دور بر دقیقه و u_1 سرعت شعله آرام است. همچنین، b ضریب تناسب شدت آشفتهگی با دور است و بر اساس نتایج تجربی تعیین می شود [۱۰].

سرعت شعله آرام

سرعت شعله آرام خاصیت فیزیکی و شیمیایی مخلوط آماده اشتعال است و سرعتی است که پیشانی شعله آرام و مسطح توسط آن در مخلوط آماده اشتعال و در راستای عمود بر صفحه پیشروی می کند [۱۲]. در این تحقیق، سرعت شعله آرام برای بنزین، متان و هیدروژن توسط روابط توضیح داده شده در ادامه محاسبه می شوند. شایان توجه است که روابط زیر برای شرایط عدم وجود پسماند گازهای احتراقی و همچنین رقیق کننده در مخلوط نسوخته ارائه شده است.

هیدروژن

لیو و مک فارلین توسط دستگاه بادسنجی لیزردوپلر^۴ و عکس برداری از یک شعله مخروطی با روش تصویربرداری شلیرن^۵ اقدام به اندازه گیری سرعت شعله آرام مخلوط هیدروژن، هوا و بخار آب کردند. نتایج اندازه گیری های آن ها منجر به استخراج رابطه (۱۰) برای سرعت شعله آرام اشتعال مخلوط مذکور شد [۱۲].

$$u_f = \left(a_1 + a_2 (0.42 - X_{H_2}) + a_3 (0.42 - X_{H_2})^2 \right) \exp(a_6 X_{H_2O}) T_u^{a_4 + a_5 (0.42 - X_{H_2})} \quad (۱۰)$$

که در رابطه (۱۰)، T_u دمای مخلوط نسوخته بر حسب کلونین، X_{H_2} نسبت مولی هیدروژن در مخلوط نسوخته و X_{H_2O} نسبت مولی بخار آب است. ضرایب a_1 تا a_6 در جدول ۱ ارائه شده اند.

متان

محاسبه سرعت شعله آرام مخلوط متان و هوا بر اساس رابطه پیشنهاد شده توسط بوگرین و گروه همکارانش [۱۳] صورت گرفته است. رابطه ارائه شده توسط ایشان الهام گرفته از نتایج کارهای متقدمین این حوزه است. در واقع ایشان رابطه (۱۱) را از طریق

4. Laser Doppler anemometer
5. Schlieren

جمع‌آوری پارامترهای مؤثر اشاره‌شده توسط دیگر محققان به‌دست آورده‌اند. ایشان رابطه خود را توسط نتایج تجربی با خطای نسبی کمتر از ۱۰ درصد در شرایط احتراقی متنوع صحه‌گذاری کردند.

$$u_l = u_{l,0} \left(\frac{T_u}{T_0} \right)^\alpha \left(\frac{P}{P_0} \right)^\beta$$

$$\alpha = \alpha_0 + \alpha_1 \varphi + \alpha_2 \varphi^4 + \alpha_3 \left(\frac{T_0}{T_u} \right)^2 \varphi^2$$

$$\beta = \beta_0 + \beta_1 \varphi + \beta_2 \varphi^4 + \beta_3 \left(\frac{P}{P_0} \right) \left(\frac{T_u}{T_0} \right) \varphi^2$$

$$u_{l,0} = c_0 \varphi^{c_1} \exp(c_2 (\varphi + c_3)^2) \quad (11)$$

که در رابطه (۱۱)، φ نسبت توازن و α_i ، β_i و c_i ضرایب معادله‌اند و مقادیر آن‌ها در جدول ۲ ارائه شده‌اند. همچنین برای این رابطه مقادیر مربوط به دما و فشار مرجع به ترتیب $T_0 = 300 \text{ K}$ و $P_0 = 1 \text{ bar}$ پیشنهاد شده‌اند.

جدول ۱- ضرایب معادله u_l در رابطه (۱۰) برحسب متر بر ثانیه [۱۲]

ضرایب	$0.42 < X_{H_2}$	$0.42 \leq X_{H_2}$
a_1	$4/644 \times 10^{-4}$	$4/644 \times 10^{-4}$
a_2	$-2/119 \times 10^{-3}$	$9/898 \times 10^{-4}$
a_3	$2/344 \times 10^{-3}$	$-1/264 \times 10^{-3}$
a_4	۱/۵۷	۱/۵۷
a_5	۰/۳۸۴	-۰/۲۴۸
a_6	-۲/۲۱	-۲/۲۴

جدول ۲- ضرایب معادله u_l در رابطه (۱۱) برحسب متر بر ثانیه [۱۳]

۱/۵۰۸۱۶۸	c_0	-۰/۵۴۰۶	β_0	۳/۲۴۶۶	α_0
۴/۵۳۸۶	c_1	۰/۱۳۴۷	β_1	-۱/۰۷۰۹	α_1
-۲/۴۴۸۱	c_2	-۰/۰۱۲۵	β_2	۰/۱۵۱۷	α_2
-۰/۲۲۴۸	c_3	$2/2891 \times 10^{-4}$	β_3	-۱/۰۳۵۹	α_3

بنزین

سرعت شعله آرام مخلوط بنزین و هوا را می‌توان از رابطه متقالچی و کک [۱]، رابطه (۱۲)، محاسبه کرد.

$$u_l = u_{l,0} \left(\frac{T_u}{T_0} \right)^\alpha \left(\frac{P}{P_0} \right)^\beta$$

$$\alpha = 2.18 - 0.8(\varphi - 1)$$

$$\beta = -0.16 + 0.22(\varphi - 1)$$

$$u_{l,0} = B_m + B_\varphi (\varphi - \varphi_m)^2 \quad (12)$$

که در رابطه (۱۲)، $T_0 = 298 \text{ K}$ و $P_0 = 1 \text{ atm}$ به ترتیب دما و فشار مرجع‌اند. همچنین، مقادیر φ_m ، B_m و B_φ به ترتیب ۰/۳۰۵ m/s و ۰/۴۵۹ m/s است.

تحلیل اگزرژی

محتوای اگزرژی یک ماده نشانگر میزان پتانسیل انجام کار مفید توسط آن است. این محتوای اگزرژی با فاصله گرفتن سیستم از شرایط محیط افزایش می‌یابد. در واقع قابلیت کاردهی (اگزرژی) سیستم، در یک حالت مشخص، به‌عنوان بیشترین کار قابل تولید از طریق برهم‌کنش سیستم با محیط اطرافش، در حالی که تنها انتقال حرارت سیستم با محیط صورت گیرد، تا رسیدن به تعادل گرمایی، تعادل مکانیکی و تعادل شیمیایی تعریف می‌شود. به حالتی که در آن سیستم به تعادل با محیط می‌رسد حالت مرده گفته می‌شود [۱۴]. وجود تعادل مکانیکی و گرمایی بین سیستم و محیط به‌اصطلاح تعادل ترمومکانیکی نامیده می‌شود. اگر تنها تعادل ترمومکانیکی بین سیستم و محیط اطرافش برقرار باشد گفته می‌شود که سیستم در حالت مرده محدود قرار دارد. معمولاً حالت مرده محدود به این گونه تعریف می‌شود که در آن ترکیب شیمیایی سیستم یکسان با ترکیب شیمیایی سیستم در حالت اول است. عبارات اگزرژی گرمایی و اگزرژی مکانیکی مجموعاً اگزرژی ترمومکانیکی نامیده می‌شود. اگزرژی شیمیایی به‌صورت قابلیت کاردهی سیستم در اثر وقوع واکنش شیمیایی برگشت‌پذیر بین اجزای سیستم و اجزای محیط و یا ناشی از عبور بازگشت‌پذیر اجزای سیستم به شرایط محیط و اختلاط با محیط تا رسیدن از حالت مرده محدود به حالت مرده تعریف می‌شود و به‌صورت مجزا از اگزرژی ترمومکانیکی مطالعه می‌شود [۸]. تعادل گرمایی زمانی که دمای سیستم با دمای محیط اطرافش برابر شود و تعادل مکانیکی زمانی که اختلاف فشاری بین سیستم و محیط اطرافش موجود نباشد حاصل می‌شوند [۵]. تعادل شیمیایی تنها زمانی حاصل می‌شود که سیستم شامل هیچ جزئی نباشد که بتواند از طریق برهم‌کنش با محیط اطرافش کار تولید کند. تنها اجزایی از سیستم که نمی‌توانند با اتمسفر واکنش شیمیایی بدهند و در نتیجه اجزای مخلوط در حالت مرده را تشکیل می‌دهند اجزای محیط‌اند [۱۵].

انتخاب شرایط محیطی مرجع تأثیر بسزایی در تعیین میزان قابلیت کاردهی سیستم دارد، زیرا این مرجع تعیین‌کننده شرایط وقوع تعادل بین سیستم و محیط است. برای دما و فشار معمولاً شرایط محیطی به‌صورت $T_0 = 298/15 \text{ K}$ و $P_0 = 101325 \text{ Pa}$ در نظر گرفته می‌شوند، که البته براساس شرایط کاری سیستم قابل تغییرند. ترکیب شیمیایی محیط به‌صورت مخلوطی از اکسیژن و نیتروژن و دی‌اکسید کربن و بخار آب با شرط مخلوط گازهای ایدئال در نظر گرفته می‌شود. در رابطه با درصد حجمی هر جزء در مخلوط هوا، به‌دلیل وجود بخار آب، براساس رطوبت نسبی هوا تصمیم‌گیری می‌شود. در این تحقیق مطالعه بر مبنای رطوبت نسبی هوای ۶۰ درصد صورت گرفته است. در این حالت ترکیب مولی محیط به‌صورت اکسیژن ۲۰/۵۵ درصد، نیتروژن ۷۶/۶۲ درصد، دی‌اکسید کربن ۰/۰۳ درصد، بخار آب ۱/۸۸ درصد و سایر اجزا ۰/۹۲ درصد است. مقادیر نسبت مولی هر جزء در رطوبت نسبی‌های مختلف از مرجع [۱۵] قابل دستیابی‌اند.

رابطه تعادلی اگزرژی

با توجه به تعاریف انجام‌گرفته و حذف انتقال حرارت سیستم به محیط بین روابط قانون اول و قانون دوم ترمودینامیک، می‌توان رابطه تعادلی اگزرژی را برای یک سیستم طبق رابطه (۱۳) تعریف کرد. بدیهی است در صورت مواجهه با سیستم بسته عبارات مربوط به ورود و خروج جریان جرمی از معادله حذف می‌شوند.

$$\frac{dA_{\text{sys}}}{dt} - \dot{E}x_Q + \dot{E}x_W + \dot{E}x_{f,\text{out}} - \dot{E}x_{f,\text{in}} + \dot{I} = 0 \quad (13)$$

در رابطه (۱۳) عبارت اول مربوط به نرخ تغییر اگزرژی درون سیستم است. عبارت دوم مربوط به نرخ اگزرژی منتقل‌شده توسط انتقال حرارت است که از رابطه (۱۴) قابل محاسبه است. در این رابطه، Q_j انتقال حرارت از سیستم به محیط و T_j دمای مرز انتقال حرارت است. در تحلیل اگزرژی موتورهای احتراق داخلی معمولاً از دمای آبی درون محفظه به‌عنوان دمای مرز سیستم استفاده می‌شود [۸].

$$\dot{E}x_Q = \int_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \dot{Q}_j \quad (14)$$

عبارت سوم در رابطه (۱۳) نرخ انتقال انرژی همراه با کار است که از رابطه (۱۵) محاسبه می‌شود. در این رابطه عبارت دوم سمت راست معادله بیانگر کار انجام گرفته توسط محیط روی سیستم است و برای سیستم قابل دستیابی نیست و باید، برای رسیدن به انرژی منتقل شده توسط کار، از کار کل کسر شود.

$$\dot{E}x_W = \dot{W}_{sys} - P_0 \frac{dV_{sys}}{dt} \quad (15)$$

عبارات چهارم و پنجم در رابطه (۱۳) به ترتیب نرخ انرژی جریان ورودی به سیستم و خروجی از آن است و از رابطه (۱۶) به دست می‌آیند.

$$\dot{E}x_f = \sum_k \dot{n}_k \bar{b}_k \quad (16)$$

در رابطه (۱۶)، \bar{b} انرژی مولی جریان جرمی است و مشتمل بر دو قسمت انرژی ترمومکانیکی و انرژی شیمیایی طبق رابطه (۱۷) است.

$$\bar{b} = \sum_i y_i (\bar{b}_i^{tm} + \bar{b}_i^{ch}) \quad (17)$$

انرژی جاری ترمومکانیکی جزء i از اختلاف شرایط حاضر با شرایط محیطی طبق رابطه (۱۸) به دست می‌آید.

$$\bar{b}_i^{tm} = \bar{h}_i - \bar{h}_{i,0} - T_0 (\bar{s}_i - \bar{s}_{i,0}) \quad (18)$$

انرژی شیمیایی جزء i برحسب وجود یا عدم وجود در محیط به ترتیب طبق روابط (۱۹) و (۲۰) محاسبه می‌شود. هر جزء ناموجود در محیط یک سوخت بالقوه در نظر گرفته شده است.

$$\bar{b}_i^{ch} = \bar{R}T_0 \ln \frac{y_i}{y_{i,00}} \quad (19)$$

که در رابطه (۱۹)، y نسبت مولی در مخلوط و y_{00} نسبت مولی در شرایط محیطی است.

رابطه (۲۰)، با توجه به واکنش سوختن جزء ناموجود در محیط، که فرآورده‌های آن اجزای محیطی است، حاصل شده است و مقادیر ν مربوط به ضرایب استوکیومتری این واکنش است.

$$\begin{aligned} \bar{b}_{fuel}^{ch} &= \bar{b}_{fuel,pure}^{ch} + \bar{R}T_0 \ln y_{fuel} \\ \bar{b}_{fuel,pure}^{ch} &= -\Delta \bar{g}_{T_0}^{\circ} + \bar{R}T_0 \ln \frac{(y_{O_2,00})^{v_{O_2}}}{\prod_P (y_{i,00})^{v_i}} \\ \Delta \bar{g}_{T_0}^{\circ} &= \sum_P \nu_i \bar{g}_{i,T_0}^{\circ} - \nu_{O_2} \bar{g}_{O_2,T_0}^{\circ} - \bar{g}_{fuel,T_0}^{\circ} \\ \bar{g}_i &= \bar{h}_i - T \bar{s}_i \end{aligned} \quad (20)$$

که در رابطه (۲۰)، \bar{h} انتالپی مولی، \bar{s} انترپی مولی و \bar{g}° انرژی آزاد استاندارد گیبس مولی است.

عبارت آخر در رابطه (۱۳) نشانگر نرخ بازگشت ناپذیری، نرخ تخریب انرژی، درون سیستم طی فرآیند سپری شده است. تعیین محل مرز سیستم تأثیر بسزایی بر مقدار به دست آمده برای این عبارت دارد. روش دیگر محاسبه این عبارت استفاده از رابطه تعادلی انرژی درون سیستم به منظور محاسبه نرخ تولید انرژی است که به وسیله آن می‌توان از رابطه $\dot{I} = T_0 \dot{S}_{gen}$ به میزان بازگشت ناپذیری رسید. شرح مبسوط چگونگی به دست آمدن روابط (۱۳) تا (۲۰) در مراجع [۸]، [۱۴] و [۱۵] آورده شده است.

اعتبارسنجی و بحث

در این قسمت اعتبارسنجی کد موتور با استفاده از نتایج آزمایشگاهی ارائه شده توسط پورخصالیان و همکارانش [۱۶] روی موتور مزدا B2000i، با مشخصات مندرج در جدول ۳، انجام می‌گیرد. به منظور اعتبارسنجی از منحنی فشار درون سیلندر برحسب درجه لنگ استفاده می‌شود. نتیجه اعتبارسنجی برای سوخت‌های هیدروژن، بنزین و متان به ترتیب در شکل‌های ۱، ۲ و ۳ آورده شده است. همان‌طور که از این شکل‌ها مشخص است کد قادر به ایجاد تخمین خوبی از عملکرد سیستم است. البته این نتیجه حاصل از انتخاب ضرایب تجربی موجود در روند شبیه‌سازی موتور، ضریب انتقال حرارت و ضریب سرعت آشفته است. این ضرایب تجربی از مقایسه نتایج کد با نتایج تجربی موتور تعیین می‌شوند. به‌طور اساسی دلیل وجود این ضرایب تجربی فرض‌های ساده‌کننده موجود از جمله فرض پیشروی کروی شعله و عدم مشاهده تأثیرات آشفستگی در این شکل از مدلسازی است.

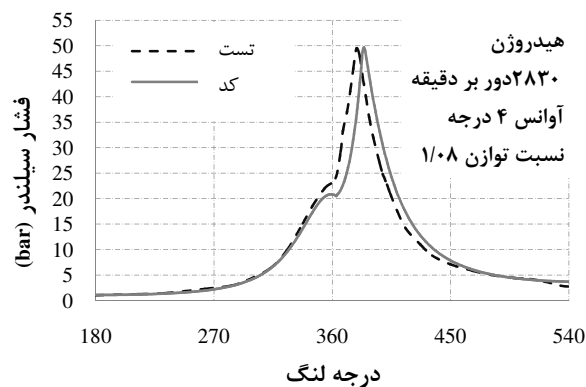
جدول ۳- مشخصات موتور تحت آزمایش [۱۶]

نوع موتور	چهارزمانه اشتعال جرقه‌ای
تعداد سیلندر	۴
نوع مکش	طبیعی
کورس پیستون	۸۶ (mm)
قطر سیلندر	۸۶ (mm)
طول شاتون	۱۵۳ (mm)
نسبت تراکم	۸/۶
تعداد شمع هر سیلندر	۱
زمان باز شدن سوپاپ ورودی	۱۰° قبل از نقطه مرگ بالا
زمان بسته شدن سوپاپ ورودی	۴۹° بعد از نقطه مرگ پایین
زمان باز شدن سوپاپ خروجی	۵۵° قبل از نقطه مرگ پایین
زمان بسته شدن سوپاپ خروجی	۱۲° بعد از نقطه مرگ بالا

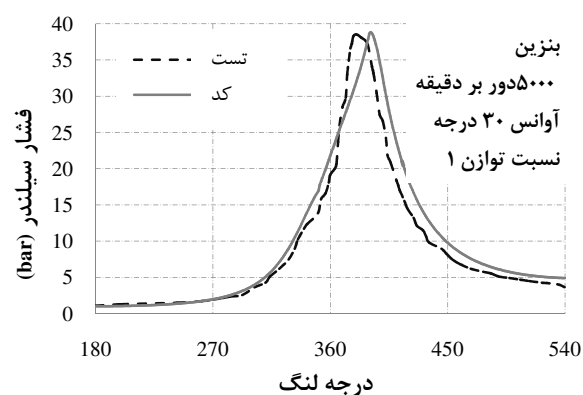
انجام تحلیل خطا بر روی نتایج به دست آمده در شکل‌های ۱، ۲ و ۳ نشان می‌دهد که کد توسعه یافته از طریق تنظیم ثابت‌های تجربی قادر به پیش‌بینی محل فشار بیشینه نسبت به زمان زدن جرقه با خطای نسبی ۲۱ درصد، ۲۲ درصد و ۱۰ درصد به ترتیب برای هیدروژن، بنزین و متان است. همچنین، بیشترین انحراف تخمین فشار از نتایج تجربی برای هیدروژن و بنزین به ترتیب به میزان ۲۸ درصد و ۱۷ درصد در محل بیشینه فشار نتایج تجربی و برای متان به میزان ۲۵ درصد در ۴۵۰ درجه لنگ است. البته مقدار خطای متوسط برای این پارامتر به ترتیب کمتر از ۵ درصد، ۶ درصد و ۴ درصد است. در مقایسه با سرعت اشتعال بنزین دلیل خطای زیاد هیدروژن در یک نقطه سرعت اشتعال زیاد آن و همچنین دلیل خطای زیاد متان در یک نقطه سرعت اشتعال کم آن است. موارد مذکور موجبات عدم تبعیت میزان تأخیر اشتعال از فرض بنسون^۷ را فراهم می‌آورند که سبب تشدید خطا در یک نقطه می‌شوند. فرض بنسون برپایه در نظر گرفتن تأخیر اشتعال به میزان لازم برای احتراق یک هزارم حجم کل محفظه احتراق استوار است [۱۰].

مقایسه نتایج شبیه‌سازی و کد برای مشخصه توان ترمزی و مصرف مخصوص ترمزی موتور به ترتیب در جدول ۴ ارائه شده است. این نتایج برای توان ترمزی نشانگر خطای نسبی ۰/۸ درصد، ۴ درصد و ۵ درصد به ترتیب برای هیدروژن، بنزین و متان و برای مصرف مخصوص ترمزی نشانگر خطای نسبی ۱۲ درصد، ۱۰ درصد و ۱۴ درصد به ترتیب برای هیدروژن، بنزین و متان است. در این تحقیق از رابطه ارائه شده توسط هیوود برای محاسبه توان اصطکاکی استفاده شده است [۱].

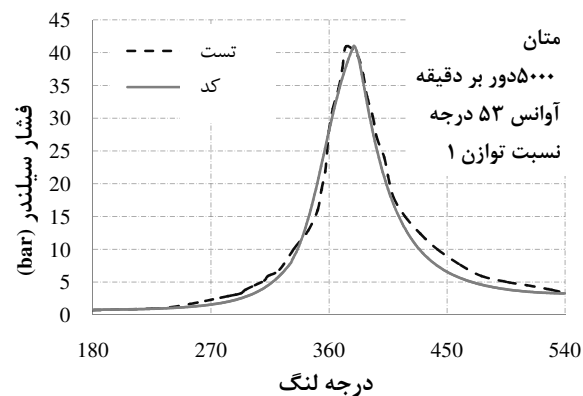
7. Benson



شکل ۱- منحنی تغییرات فشار بر حسب درجه لنگ برای سوخت هیدروژن



شکل ۲- منحنی تغییرات فشار بر حسب درجه لنگ برای سوخت بنزین



شکل ۳- منحنی تغییرات فشار بر حسب درجه لنگ برای سوخت متان

جدول ۴- مقایسه نتایج شبیه‌سازی و نتایج آزمایشگاهی برای مشخصه‌های عملکردی BSFC و BMEP

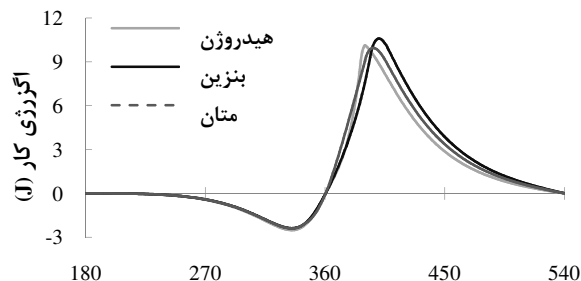
BMEP (bar)		BSFC ($\frac{g}{kW \cdot h}$)		سوخت
تست	کد	تست	کد	
۷/۹۲	۷/۸۵	۱۰۷	۱۲۰	هیدروژن
۸/۴	۸/۵۹	۲۹۲	۳۲۲	بنزین
۵/۸۹	۵/۶	۲۷۵	۳۱۴	متان

در ادامه، برای موتور با مشخصات هندسی مذکور و شرایط عملکردی مندرج در جدول ۵، به تحلیل اگزرژی موتور پرداخته می‌شود. در مواجهه با سیستم بسته، طبق رابطه (۱۳)، روش‌های انتقال اگزرژی ورودی به موتور انتقال حرارت، انتقال کار و بازگشت‌ناپذیری است. تأثیر هر عامل در ادامه بررسی می‌شود.

جدول ۵- شرایط تحلیل اگزرژی موتور

نسبت توازن	۱
دور موتور	۳۰۰۰ (rpm)
آوانس جرچه هیدروژن	۴° قبل از نقطه مرگ بالا
آوانس جرچه بنزین	۱۸° قبل از نقطه مرگ بالا
آوانس جرچه متان	۳۶° قبل از نقطه مرگ بالا
دمای مکش	۳۳۵ (K)
فشار مکش	۱ (bar)
دمای دیوار	۴۳۵ (K)

میزان اگزرژی منتقل‌شده توسط کار برحسب درجه لنگ برای سوخت‌های مختلف در شکل ۴ آورده شده است. همان‌طور که از این شکل مشخص است، اگزرژی منتقل‌شده با کار تا نقطه مرگ بالا منفی است. دلیل این امر انجام کار توسط سیلندر روی سیستم است. از نتایج دیگر این شکل می‌توان به نقطه بیشینه بالاتر منحنی بنزین اشاره کرد، در حالی که بنزین دارای کمترین بیشینه فشار است. دلیل این امر وقوع بیشینه فشار بنزین در نقطه‌ای دورتر از نقطه مرگ بالاست که با تغییر حجم بیشتری همراه می‌شود. بنابراین، برآیند تغییر فشار و حجم تعیین‌کننده میزان و محل بیشینه اگزرژی کار است.

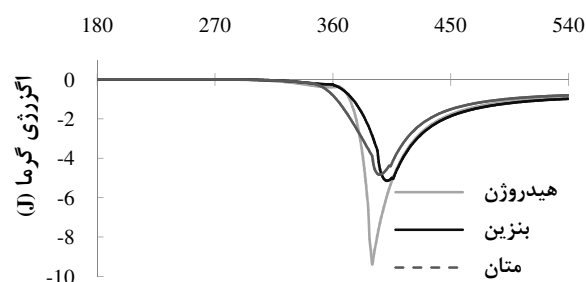


شکل ۴- تغییرات اگزرژی منتقل‌شده با کار برحسب درجه لنگ

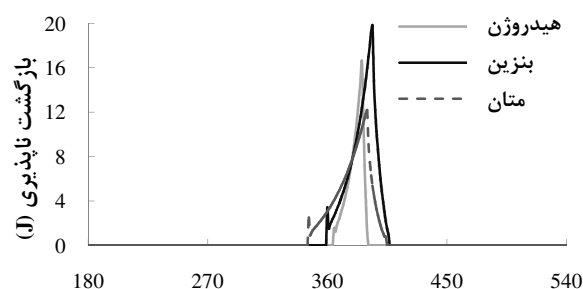
میزان اگزرژی منتقل‌شده توسط انتقال حرارت برحسب درجه لنگ برای سوخت‌های مختلف در شکل ۵ آورده شده است. همان‌طور که از این شکل مشخص است، اگزرژی منتقل‌شده با گرما، به‌جز درجات اولیه مرحله تراکم، منفی است. این امر نشانگر انتقال حرارت به خارج از سیستم، به دلیل دمای بیشتر سیستم، است. همچنین، میزان بیشینه انتقال اگزرژی حرارتی مربوط به فرآیند احتراق است که دما و میزان اغتشاش مخلوط درون سیلندر بیشتر است. از نتایج دیگر این شکل می‌توان به نقطه بیشینه بالاتر منحنی هیدروژن اشاره کرد. دلیل این امر سرعت اشتعال زیاد هیدروژن و دمای بیشتر احتراق آن است. این امر زمینه‌ساز انتقال حرارت بیشتر تا انتهای چرخه هیدروژن می‌شود. همین انتقال حرارت بیشتر سبب‌ساز نرخ بیشتر کاهش دما در موتور هیدروژنی می‌شود و میزان انتقال حرارت آن در درجات آخر چرخه به بنزین و متان نزدیک می‌شود.

میزان بازگشت‌ناپذیری تولیدشده در چرخه بسته موتور برحسب درجه لنگ برای سوخت‌های مختلف در شکل ۶ آورده شده است. در تحلیل این شکل باید توجه داشت که زمان آغاز و خاتمه فرآیند احتراق برای هر سوخت با توجه به زمان زدن جرچه و سرعت پیشروی شعله متفاوت است. همان‌طور که از این شکل مشخص است، نرخ بازگشت‌ناپذیری در مراحل تراکم و

انبساط بسیار ناچیز و تقریباً برابر صفر است و تنها در مرحله احتراق وجود بازگشت‌ناپذیری مشهود است. دلیل این امر نوع انتخاب دمای مرز انتقال حرارت است که در اینجا از دمای آبی سیال عامل درون سیلندر به این منظور استفاده شده است و در مرحله احتراق برای هر ناحیه دمایی همان ناحیه به‌عنوان دمای مرز انتقال حرارت در نظر گرفته شده است. این انتخاب، به دلیل جلوگیری از تأثیرپذیری میزان بازگشت‌ناپذیری از فرآیند انتقال حرارت بین منابع حرارتی با اختلاف دمایی زیاد، سبب‌ساز امکان مشاهده تنها تأثیر ذات فرآیند پیموده‌شده می‌شود و موجب تحلیل بهتری از بازگشت‌ناپذیری می‌شود. در صورت انتخاب دمای دیوار محفظه احتراق به‌عنوان دمای مرز سیستم، مقدار بازگشت‌ناپذیری تحت تأثیر اختلاف دمایی سیال عامل و دیوار محفظه احتراق تغییر خواهد کرد. وجود بازگشت‌ناپذیری در فرآیند احتراق کاملاً با درک فیزیکی موجود از این فرآیند، حتی با فرض وقوع تعادلی، به‌عنوان یک فرآیند برگشت‌ناپذیر در تطابق است. نکته شایان توجه محل وقوع بیشینه بازگشت‌ناپذیری است. این نقطه دقیقاً در محل بیشترین سوخت محترق‌شده در فرآیند احتراق قرار دارد. این امر نشانگر تأثیر نرخ احتراق بر نرخ بازگشت‌ناپذیری تولیدی است. در شکل ۶ دلیل رشد ناگهانی بازگشت‌ناپذیری در ابتدای مرحله احتراق استفاده از فرض بنسون [۱۲] در پیش‌بینی تأخیر اشتعال است. در این فرض مقداری از سوخت طی فرآیند تراکم محترق می‌شود و اثر سوخت محترق‌شده در اولین گام محاسبه‌ای فرآیند احتراق دیده می‌شود. از نکات قابل توجه دیگر نقطه بیشینه بالاتر منحنی بنزین با توجه به نرخ اشتعال بیشتر هیدروژن است. این امر بیانگر بازگشت‌ناپذیری بیشتر فرآیند سوختن بنزین نسبت به هیدروژن است.



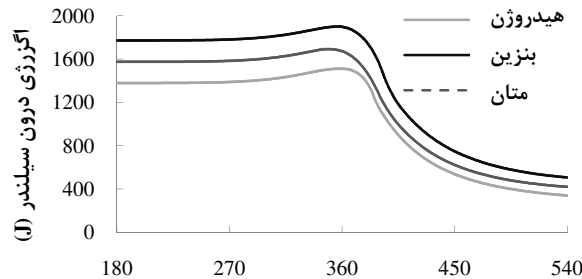
شکل ۵- تغییرات اگزرژی منتقل‌شده با گرما برحسب درجه لنگ



شکل ۶- تغییرات بازگشت‌ناپذیری برحسب درجه لنگ

تغییرات میزان اگزرژی مخلوط درون سیلندر، مجموع اگزرژی ترمومکانیکی و شیمیایی، در چرخه بسته موتور برحسب درجه لنگ برای سوخت‌های مختلف در شکل ۷ آورده شده است. همان‌طور که از این شکل مشخص است، اگزرژی ورودی به سیستم برای موتور بنزینی بیشینه است. با توجه به یکسان‌بودن دما و فشار مخلوط ورودی برای تمام سوخت‌ها این امر به‌معنای اگزرژی شیمیایی بیشتر موتور بنزینی است. از دلایل این امر می‌توان به میزان جرم بنزین ورودی بیشتر نسبت به هیدروژن اشاره کرد. قدر مسلم این که با توجه به شکل ۷ و میزان جرم ورودی متان، که نزدیک به مقدار بنزین است، اگزرژی

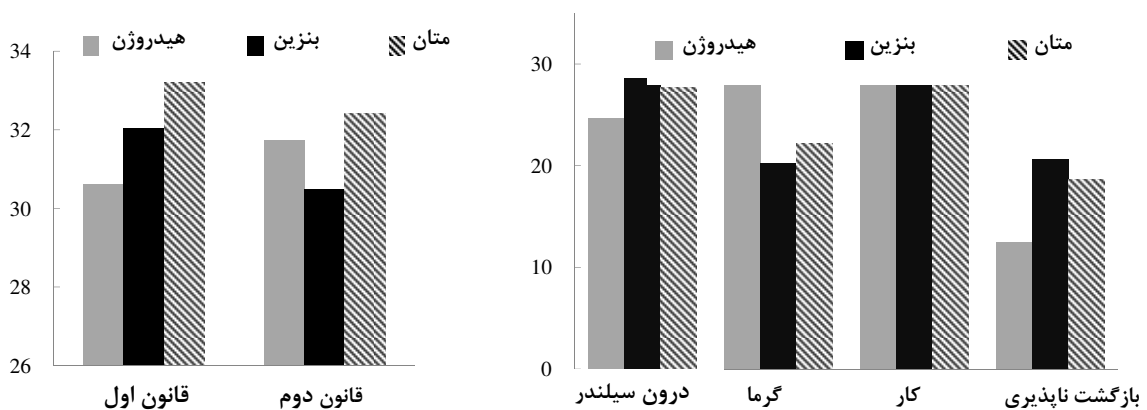
شیمیایی متان کمینه است. از نتایج دیگر این شکل می‌توان به افزایش اگزرژی سیستم تا TDC بر اثر کار و پیستون و کاهش آن در مراحل بعدی اشاره کرد.



شکل ۷- تغییرات اگزرژی سیستم برحسب درجه لنگ

مقایسه مقادیر انتگرالی روش‌های مختلف انتقال اگزرژی برحسب درصدی از اگزرژی ورودی برای سوخت‌های گوناگون در شکل ۸ ارائه شده است. همان‌طور که از این شکل مشخص است، سهم اگزرژی منتقل شده با کار از میزان اگزرژی ورودی برای هر سه سوخت تقریباً برابر است. از دیگر نتایج شکل ۸ می‌توان به سهم بیشتر انتقال اگزرژی با حرارت برای هیدروژن، سهم کمتر بازگشت‌ناپذیری برای هیدروژن و سهم تقریباً برابر بازگشت‌ناپذیری برای بنزین و متان اشاره کرد. این امر بیانگر کمترین میزان تخریب اگزرژی ورودی به واسطه بازگشت‌ناپذیری برای هیدروژن است. همچنین، بیشترین درصد اگزرژی موجود در مخلوط در انتهای چرخه بسته موتور مربوط به بنزین است.

در گام بعد مقایسه مقادیر راندمان اندیکاتوری قانون اول و قانون دوم ترمودینامیک برای سوخت‌های گوناگون در شکل ۹ ارائه شده است. مبنای محاسبه قانون اول نسبت کار تولیدی به ارزش حرارتی سوخت ورودی [۱] و مبنای محاسبه قانون دوم نسبت کارر تولیدی به اگزرژی مخلوط ورودی به موتور، $\frac{\dot{W}}{\dot{E}x_{f,in}}$ است [۱۵]. از نتایج شکل ۹ مشخص می‌شود که مقادیر راندمان قانون اول و دوم نزدیک به هم است. این نتیجه، با توجه به سهم غالب اگزرژی شیمیایی سوخت در اگزرژی مخلوط ورودی به موتور، با رابطه تجربی ارائه شده توسط برزستوسکی^۸ و برنا^۹ [۱۵] برای اگزرژی شیمیایی سوخت، $\frac{\bar{b}_{fuel,pure}^{ch}}{LHV} = 1.065$ ، در تطابق است.



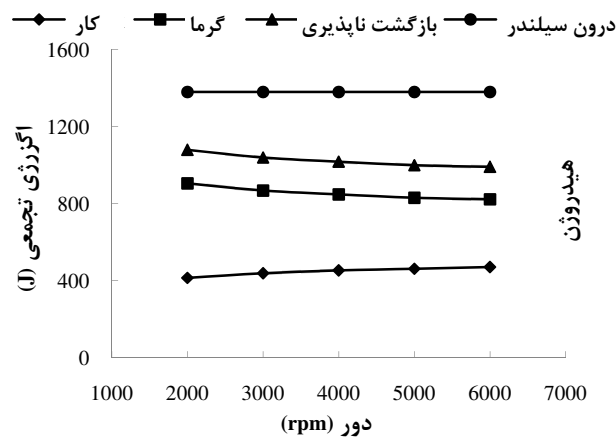
شکل ۹- مقایسه مقادیر راندمان قانون اول و دوم برای سوخت‌های گوناگون

شکل ۸- مقایسه درصدی روش‌های انتقال اگزرژی برحسب اگزرژی ورودی برای سوخت‌های گوناگون در انتهای چرخه بسته موتور

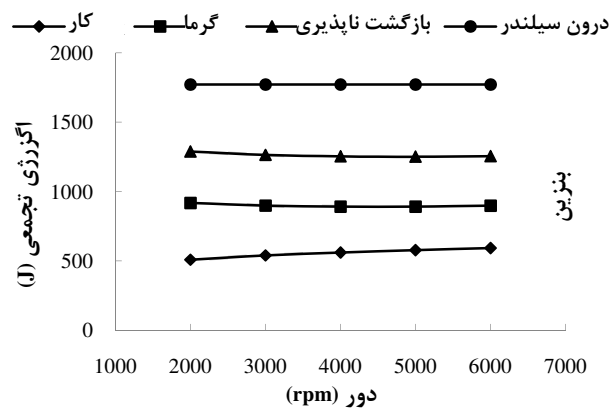
8. Brzustowski

9. Brena

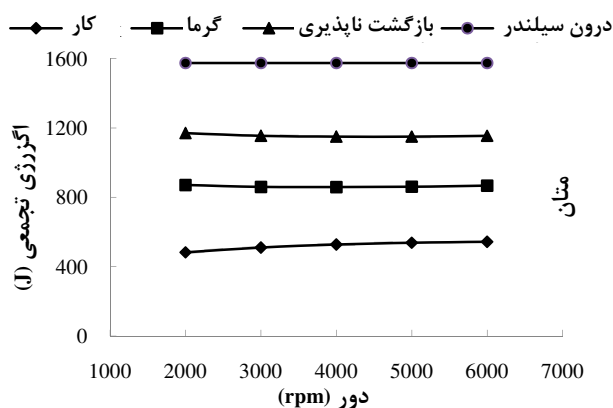
در این مرحله، مقایسه مقادیر گونه‌های متفاوت انتقال آگزرژی در انتهای چرخه قدرت برای دوره‌های مختلف موتور مطالعه شده است. برای این منظور شکل‌های ۱۰، ۱۱ و ۱۲ به ترتیب برای سوخت‌های هیدروژن، بنزین و متان ارائه شده‌اند. منحنی‌های به کار گرفته شده در این شکل‌ها نمایش تجمعی مقادیر مورد نظر را ارائه می‌کنند؛ به این ترتیب که مقدار هر عبارت از تفاضل خط مشخصه آن و خط قبلی به دست می‌آید و در هر دور بالاترین نقطه بیانگر مقدار آگزرژی مخلوط ورودی به موتور است. همان‌طور که از این شکل‌ها مشخص است مقدار آگزرژی مخلوط ورودی برای تمام دوره‌ها برابرند. دلیل این امر در نظر گرفتن شرایط ورودی یکسان برای دوره‌های مختلف در شبیه‌سازی است. از نتایج دیگر این شکل‌ها می‌توان به کاهش آگزرژی گرمایی با افزایش دور، به دلیل کاهش زمان انتقال حرارت، اشاره کرد. همچنین، می‌توان به میزان بازگشت‌ناپذیری تقریباً یکسان برای دوره‌های مختلف اشاره کرد. دلیل این امر میزان سوخت ورودی یکسان و طول احتراق برحسب درجه لنگ تقریباً یکسان برای دوره‌های مختلف و در نتیجه میزان محترق‌شدن سوخت تقریباً یکسان در زوایای لنگ متناظر، با در نظر گرفتن اوانس جرقه‌های متفاوت است. توجه به این نکته ضروری است که مشخصاً سرعت احتراق در دوره‌های بالاتر بیشتر است، لیکن با توجه به واکنش‌های تعادلی به کار رفته در شبیه‌سازی احتراق، میزان سوخت محترق‌شده در هر زاویه لنگ بر تولید بازگشت‌ناپذیری اثرگذار است. از نتایج دیگر می‌توان به افزایش آگزرژی منتقل‌شده با کار و افزایش آگزرژی مخلوط داخل سیلندر در اثر افزایش دور اشاره کرد.



شکل ۱۰- منحنی تغییرات مقادیر رابطه تعادلی آگزرژی در انتهای چرخه قدرت برحسب دور موتور برای هیدروژن



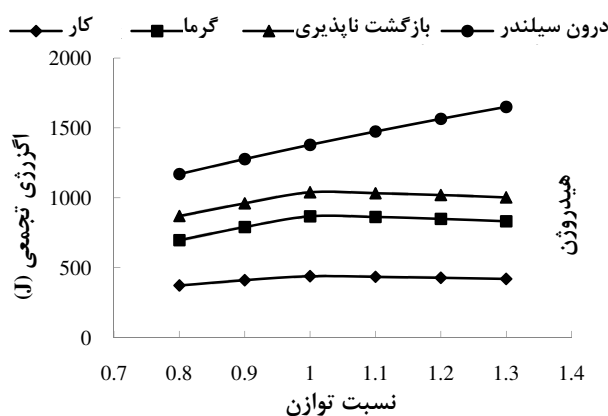
شکل ۱۱- منحنی تغییرات مقادیر رابطه تعادلی آگزرژی در انتهای چرخه قدرت برحسب دور موتور برای بنزین



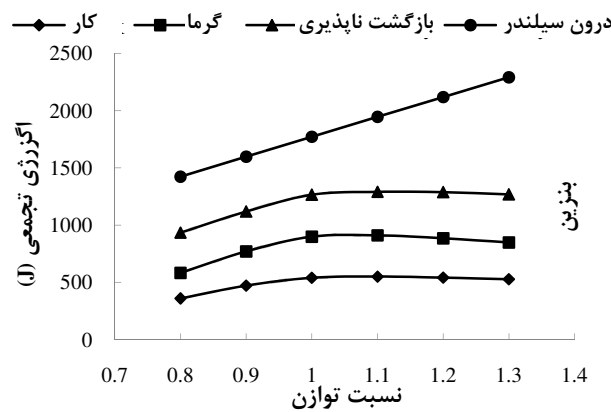
شکل ۱۲- منحنی تغییرات مقادیر رابطه تعادلی آگرژی در انتهای چرخه قدرت برحسب دور موتور برای متان

در این مرحله مقایسه مقادیر گونه‌های متفاوت انتقال آگرژی در انتهای چرخه قدرت برای نسبت توازن‌های مختلف مطالعه شده است. برای این منظور شکل‌های ۱۳، ۱۴ و ۱۵ به ترتیب برای سوخت‌های هیدروژن، بنزین و متان ارائه شده‌اند. منحنی‌های استفاده‌شده در این شکل‌ها نیز نمایش جمعی مقادیر مورد نظر را ارائه می‌کنند. همان‌طور که از این شکل‌ها مشخص است، مقدار آگرژی مخلوط ورودی با افزایش نسبت توازن افزایش می‌یابد و دلیل این امر افزایش میزان سوخت در مخلوط ورودی است. همچنین، می‌توان به افزایش سهم آگرژی سیال خروجی با افزایش نسبت توازن خصوصاً برای نسبت توازن‌های غلیظ اشاره کرد. دلیل این امر را باید در وقوع احتراق ناقص و ترکیب گازهای خروجی برای نسبت توازن‌های بیشتر از شرایط استوکیومتری جست‌وجو کرد. در این شرایط کسر مولی گازهایی که در شرایط استاندارد محیط وجود ندارند، مونو اکسید کربن و هیدروژن، بین گازهای خروجی افزایش می‌یابد و همان‌طور که در توضیحات مربوط به تحلیل آگرژی ذکر شد، این گازها دارای آگرژی شیمیایی‌اند. بنابراین، رفتن به نواحی نسبت توازن غلیظ با افزایش زیاد آگرژی گازهای خروجی همراه است به طوری که سهم کثیری از آگرژی ورودی را به خود اختصاص می‌دهند.

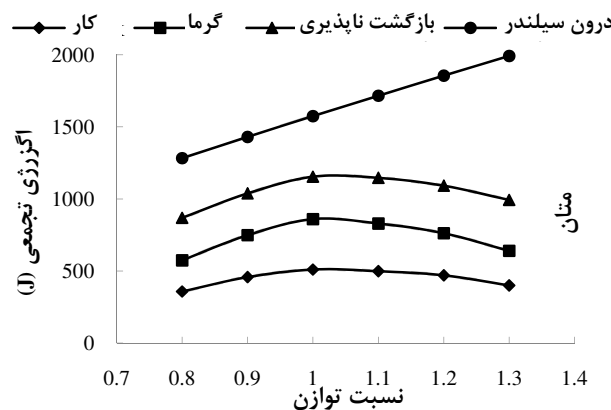
از دیگر نتایج این شکل‌ها می‌توان به افزایش آگرژی منتقل‌شده با کار و گرما تا یک نسبت توازن معین و سپس کاهش آن‌ها اشاره کرد. این نسبت توازن معین برای بنزین ۱/۱ و برای هیدروژن و متان ۱ است. این نتیجه در تطابق با مشاهدات تجربی [۱] بیشینه توان تولیدی موتور در نسبت توازن نزدیک به ۱ است. از دیگر نتایج می‌توان به کاهش سهم بازگشت‌ناپذیری از آگرژی ورودی با افزایش نسبت توازن اشاره کرد.



شکل ۱۳- منحنی تغییرات مقادیر رابطه تعادلی آگرژی در انتهای چرخه قدرت برحسب نسبت توازن برای هیدروژن



شکل ۱۴- منحنی تغییرات مقادیر رابطه تعادلی اگرزری در انتهای چرخه قدرت برحسب نسبت توازن برای بنزین



شکل ۱۵- منحنی تغییرات مقادیر رابطه تعادلی اگرزری در انتهای چرخه قدرت برحسب نسبت توازن برای متان

نتیجه گیری

در این تحقیق مدلی ریاضی بر مبنای اصول ترمودینامیکی برای پیش بینی عملکرد موتورهای احتراق داخلی اشتعال جرقه‌ای ارائه شده است. همچنین پایه‌های مفهومی لازم به منظور انجام تحلیل اگرزری سیستم، با تعریف عبارت اگرزری و ایجاد معادلات تعادلی اگرزری مربوطه و به کار بردن آن‌ها برای سیستم‌های بسته و حجم کنترل بنا نهاده شده است. نتایج حاصل از مدل پیشنهادی برای سوخت‌های هیدروژن، بنزین و متان در مقایسه با نتایج تجربی با توجه به خطای متوسط ۵، ۶ و ۷ درصد برای پارامتر فشار درون سیلندر، خطای نسبی ۰/۸، ۴ و ۵ درصد برای توان ترمزی و خطای نسبی ۱۲، ۱۰ و ۱۴ درصد برای مصرف مخصوص ترمزی صحه گذاری شده است. از نتایج تحلیل اگرزری موتور مشخص شده است که فرآیند احتراق عامل غالب در تولید انرژی در چرخه بسته موتور است. از نتایج این تحقیق برای نسبت هوا به سوخت استوکیومتری می‌توان به درصد اگرزری منتقل شده با کار تقریباً برابر برای هر سه سوخت، درصد بیشتر انتقال اگرزری با حرارت برای هیدروژن، درصد کمتر بازگشت ناپذیری برای هیدروژن، درصد بیشتر بازگشت ناپذیری برای بنزین و درصد اگرزری موجود در مخلوط بیشتر برای بنزین در انتهای چرخه بسته موتور اشاره کرد. همچنین، بررسی نتایج تحلیل اگرزری در شرایط کاری مختلف نشان می‌دهد که افزایش دور موتور سبب افزایش انتقال اگرزری با کار و کاهش انتقال اگرزری با گرما می‌شود و تقریباً بر بازگشت ناپذیری بی‌اثر است. از سوی دیگر، افزایش نسبت توازن سبب افزایش اگرزری ورودی به موتور و افزایش سهم اگرزری مخلوط درون سیلندر در انتهای چرخه قدرت و کاهش سهم بازگشت ناپذیری از اگرزری ورودی می‌شود.

فهرست علائم

A	مساحت، m^2
A_{sys}	قابلیت کاردهی سیستم، J
\bar{b}	انرژی مولی جریان، J/mol
\bar{c}_p	ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت، J/mol.K
\bar{c}_v	ظرفیت گرمایی ویژه در حجم ثابت، J/mol.K
Ex	انرژی، J
\bar{g}°	انرژی آزاد استاندارد گیبس مولی، J/mol
\bar{h}	انتالپی مولی، J/mol
h_c	ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی، $W/m^2.K$
I	بازگشت‌ناپذیری، J
M	جرم مولی، kg/mol
n	تعداد مول، mol
P	فشار، Pa
Q	انتقال حرارت، J
\bar{R}	ثابت جهانی گازها، J/mol.K
\bar{s}	انتروپی مولی، J/mol.K
S_{gen}	تولید انتروپی، J/K
SA	آوانس جرقه، °
T	دما، K
t	زمان، s
U	انرژی داخلی، J
\bar{u}	انرژی داخلی مولی، J/mol
u	سرعت سوختن، m/s
V	حجم، m^3
W	کار، J
y	نسبت مولی

علائم یونانی

θ	زاویه لنگ
ϕ	نسبت توازن

زیرنویس

b	مخلوط سوخته
f	پیشانی شعله
l	آرام
t	آشفته
u	مخلوط نسوخته
w	دیوار
0	شرایط مرجع

بالانویس

ch	شیمیایی
tm	ترمودینامیکی

منابع

1. J. B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, New York, McGraw Hill, 1988.
2. J. I. Ramos, "Comparisons between Thermodynamic and One-Dimensional Combustion Models of Spark-Ignition Engines," *Appl. Math. Modeling*, 10, 1986, pp. 409-422.
3. A. Mozafari, *Prediction and Measurements of Spark Ignition Engine Characteristics using Ammonia and Other Fuels*, PhD Thesis, Department of Mechanical Engineering, University of London, 1988.
4. C. D. Rakopoulos and D. C. Kyritsis, "Comparative Second-Law Analysis of Internal Combustion Engine Operation for Methane, Methanol, and Dodecane Fuels," *Energy*, 26, 2001, pp. 705-722.
5. A. Bejan, *Advance Engineering Thermodynamics*, New York, John Wiley and sons, 1988.
6. Y. Azoumah, J. Blin and T. Dahou, "Exergy Efficiency Applied for the Performance Optimization of a Direct Injection Compression Ignition (CI) Engine using Biofuels," *Renewable Energy*, 34, 2009, pp. 1494-1500.
7. J. Nieminen and I. Dincer, "Comparative Exergy Analyses of Gasoline and Hydrogen Fuelled ICEs," *International Journal of Hydrogen Energy*, 35, 2010, pp. 5124-5132.
8. C. D. Rakopoulos and E. G. Giakoumis, "Second-Law Analyses Applied to Internal Combustion Engines," *Operation Progress in Energy and Combustion Science*, 32, 2006, pp. 2-47.
9. S. Verhelst and C. G. W. Sheppard, "Multi-Zone Thermodynamic Modeling of Spark-Ignition Engine Combustion - An Overview," *Energy Conversion and Management*, 50, 2009, pp. 1326-1335.
10. R. S. Benson and S. Rowland, *Internal Combustion Engine*, Pergamon, Oxford, 1979.
11. N. C. Blizard and J. C. Keck, "Experimental and Theoretical Investigation of Turbulent Burning Model for Internal Combustion Engines," *SAE*, paper nr 740191, 1974.
12. S. Verhelst, *A Study of the Combustion in Hydrogen-Fuelled Internal Combustion Engines*, PhD Thesis, Department of Flow, Heat and Combustion Mechanics, Ghent University, Ghent, Belgium, 2005.
13. S. Bougrine, S. Richard and D. Veynante, "On the Combination of Complex Chemistry with a 0-D Coherent Flame Model to Account for the Fuel Properties in Spark Ignition Engines Simulations: Application to Methane-Air-Diluent Mixtures," *Proceedings of the Combustion Institute*, 33, 2011, pp. 3123-3130.
14. R. E. Sonntag, C. Borgnakke and G. J. Van Wylen, *Fundamentals of Thermodynamics*, 6th Ed., New York, John Wiley and sons, 2003.
15. J. R. Kenneth Wark, *Advanced Thermodynamics for Engineers*, New York, McGraw-Hill, 1995.
16. A. M. Pourkhesalian, A. H. Shamekhi and F. Salimi, "Alternative Fuel and Gasoline in an SI Engine: A Comparative Study of Performance and Emissions Characteristics," *Fuel*, 89, 2010, pp. 1056-1063.

English Abstract

Exergic Comparison of SI Engines Performance for Gasoline, Methane and Hydrogen Fuels

Amir Goudarzi and Mohammad Mahdi Doustdar

Asra Engine Research Center, Imam Hossein University, Tehran, Iran

(Received: 2013/10/13, Received in revised form: 2014.4.9, Accepted: 2014/5/9)

Exergy analysis is a method for evaluating the contribution of each process on transmission of initial availability of the system and determining the positions of useful energy losses. In this research a comparison of the performance of a SI engine for gasoline, methane and hydrogen in the exergic point of view has been done respectively. Initially, the performance of the engine by a multi-zones model based on flame propagation with uniform fluid properties in each zone is simulated. By defining exergy terms and using related exergy equilibrium equations for open and close systems a necessary conceptual basis for exergy analysis is made. The results show that the combustion process produces the most proportion of the system irreversibility. Furthermore, for stoichiometric condition the proportion of exergy transmission in the form of work is almost the same for the mentioned fuels. In addition gasoline has the most proportion of irreversibility in exergy transmission and hydrogen has the lowest one. Examination of exergy analysis results at different operating conditions reveals that the increase of engine speed will increase exergy transmission in the form of work and decrease it in the form of heat. By the way, an increase in equivalence ratio, will increase cylinder mixture exergy proportion and decrease irreversibility proportion.

Keywords: Exergy analysis, Internal combustion engine, Multi-zones modeling, Alternative fuels