نحوه استناد به این مقاله: زمانی، حسن (۱۳۹۵). ارائه یک مدل ترمودینامیکی برای شبیه‌سازی فرآیند احتراق در موتور اشتعال جرقه‌ای با سوخت مخلوط گاز طبیعی و اتانول. تبدیل انرژی، ۲(۲)، ۳۱-۴۰.

ارائه یک مدل ترمودینامیکی برای شبیه‌سازی فرآیند احتراق در موتور اشتعال جرقه‌ای با سوخت مخلوط گاز طبیعی و اتانول

حسن زمانی[1و*]

[1] دانشگاه شهرکرد

دریافت: فروردین ۹۵، بازنگری: اردیبهشت ۹۵، پذیرش: اردیبهشت ۹۵

چکیده

سوخت گاز طبیعی به عنوان یک سوخت جایگزین از خواص احتراقی مناسب و آلودگی کمتری برخوردار است و می‌تواند انتخاب مناسبی برای نسل آینده باشد. مدل‌های شبیه‌سازی از نظر کاهش در زمان و هزینه‌ها برای طراحی و توسعه موتورهای جدید و همچنین ارزش فنی در شناخت نقاطی که نیاز به توجه خاص در طراحی‌ها دارد، دارای اهمیت بسزایی هستند. در این پژوهش به ارائه مدلی ترمودینامیکی برای بررسی پارامترهای ترمودینامیکی یک موتور اشتعال جرقه‌ای با سوخت ترکیبی مخلوط متان (C_2H_6O) و اتانول (CH_4) پرداخته می‌شود. پارامترهای ترمودینامیکی شامل فشار و دمای درون سیلندر موتور، کار خروجی، انتقال حرارت به دیواره سیلندر و حرارت اتلافی بواسطه نشتی هستند. برای شبیه‌سازی موتور، از روابط حاکم برای مدل‌سازی دو ناحیه‌ای احتراق استفاده شده است. این روابط در نرم افزار متلب به کد تبدیل شده و در نهایت با ترسیم نمودارها، مورد تحلیل قرار می‌گیرند. نتایج بیانگر این موضوع است که اضافه شدن درصدهای بالاتر اتانول به سوخت متان، افزایش مقادیر فشار درون سیلندر، کار خروجی و انتقال حرارت (در مرحله قدرت) را به همراه دارد. این در حالی است که متان خالص از کمترین انرژی اتلافی بواسطه نشتی و بیش‌ترین دما در ناحیه نسوخته برخوردار است.

* **عهده‌دار مکاتبات:** hasanzamani8@gmail.com

کلمات کلیدی: موتورهای اشتعال جرقه‌ای، مخلوط متان و اتانول، شبیه‌سازی ترمودینامیکی، پارامترهای عملکردی موتور.

۱- مقدمه

متان، محتوی اصلی گاز طبیعی است (در حدود ۹۶ درصد) و یکی از پاک‌ترین سوخت‌ها به شمار می‌آید. این سوخت رایج را می‌توان به صورت گاز طبیعی فشرده (CNG) و یا گاز طبیعی مایع (LNG) در وسایل نقلیه به‌کار برد. گاز طبیعی می‌تواند به طور اختصاصی در وسیله نقلیه شخصی به کار گرفته شود و یا با بنزین در موتورهایی با سوخت دوگانه استفاده شود. این استفاده همزمان تاثیر محسوسی در موتور و راندمان آن ایجاد نکرده است [۱و۲].

بررسی رفتار یک موتور اشتعال جرقه‌ای تحت تأثیر پارامترهای مختلف اولین و مؤثرترین گام در طراحی و بهینه-سازی یک موتور در نظر گرفته می‌شود. در صورت استفاده از گاز طبیعی به عنوان سوخت جایگزین با توجه به تفاوت خواص شیمیایی و کیفیت احتراق بررسی پارامترهای مهم و مؤثر در روند احتراق و متعاقب آن عملکرد و آلایندگی موتور اهمیت بیش‌تری پیدا می‌کند [۳و۲۴]. سابقه مدل‌سازی ریاضی موتور به قبل از دهه پنجاه میلادی باز می‌گردد. وِن‌وایلن و پترسون برای اولین بار مدل‌سازی دو ناحیه‌ای موتور را انجام داده‌اند. بنسون و همکاران در سال ۱۹۷۹ یک مدل دو ناحیه‌ای نسبتا دقیق با در نظر گرفتن غلظت‌های تعادلی گونه‌های شیمیایی برای سوخت پروپان ارائه دادند. البغدادی در سال ۲۰۰۲ مدل-سازی دو ناحیه‌ای خود را با استفاده از سوخت الکل ارائه داد [۵]. اتانول سال‌های متمادی است که در برزیل به عنوان سوختی پاک، ارزان و در دسترس شناخته شده است. خوردوهایی که با سوخت الکلی تغذیه می‌شوند، افت توانی در حدود ۱۰ الی ۳۰ درصد را در مقایسه با بنزین تجربه می‌کنند. اتانول را می‌توان از تخمیر مواد قندی و نشاسته‌ای مانند ملاس چغندرقند و ذرت به دست آورد [۶و۷].

تولید بیو اتانول از مواد گیاهی در کشورهای دنیا رایج است. اتانول دارای عدد اکتان بالایی است و به همین دلیل به عنوان یک افزاینده عدد اکتان در موتورهای اشتعال جرقه‌ای استفاده

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1395.3.3.4.7]

می‌شود. اختلاط سوخت اتانول در سوخت‌های بنزین و گازوئیل در سال‌های اخیر به طور چشمگیری افزایش یافته است، به طوری که در عصر کنونی در برخی از ایالت‌های آمریکا، از اتانول به جای متیل ترت بوتیل اتر استفاده می‌شود [۸و۹].

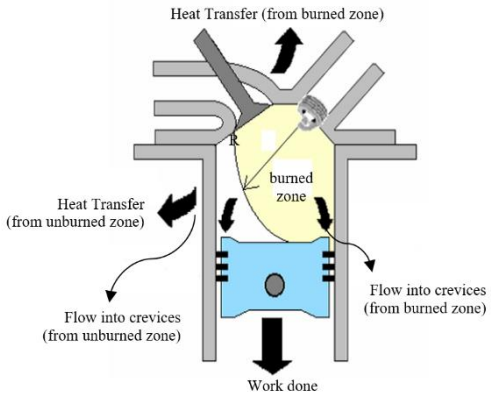
در تلاش برای کاهش انتشار آلاینده دی اکسید کربن و وابستگی به منابع نفتی، مطالعه سوخت‌های جایگزین و کاربرد آن‌ها در موتورهای اشتعال جرقه‌ای (SI) مورد توجه زیادی قرار گرفته است. به نظر می‌رسد اتانول از سوخت‌های زیستی است که می‌تواند انتخاب خوبی برای شناخت و تولید بیش‌تر باشد [۱۰].

متانول می‌تواند هزینه‌های پایین‌تر به همراه تولید دی اکسید کربن و هیدروژن کمتر را به همراه داشته باشد، اما سمی‌تر از اتانول است [۱۱].

الکل‌های زنجیری طولانی‌تر مانند بوتانول ارزش حرارتی بالایی (تا نزدیکی بنزین) دارند، اما استفاده از آن‌ها خاصیت تبخیر را کم و ضعیف می‌کند، این مشکلی است که در ارتباط با اتانول هم دیده می‌شود.

۲- مدل‌سازی ترمودینامیکی سیکل موتور

مدل‌سازی موتورهای احتراق داخلی با اهدافی نظیر طراحی موتورهای جدید، پیش‌بینی عملکرد و آلایندگی موتور قبل از انجام تست و طراحی سیستم‌های کنترلی انجام می‌شود. در مطالعهٔ حاضر نیز بایستی در ابتدا مدلی از موتور توسعه یابد و سپس با استفاده از مدل، مسائل کنترلی و عملکردی را مورد بررسی قرار داد. مجموعه فرایندهایی که در یک موتور احتراق داخلی رخ می‌دهد، بسیار پیچیده و عمدتاً غیر خطی است. بنابراین در مدل‌سازی ناچار به ساده‌سازی و استفاده از نتایج تجربی هستیم. انواع و اقسام روش‌های مدل‌سازی در موتور ارائه و توسعه یافته است و در مطالعهٔ پیش‌رو به دلیل دقت و سرعت بالا از مدل شبه‌بعدی دوناحیه‌ای به منظور مدل‌سازی استفاده شده است. در این مطالعه، از یک مدل دو ناحیه‌ای محفظه احتراق که در آن محفظه احتراق به دو ناحیه سوخته و نسوخته (مخلوط سوخت، هوا و گاز باقی‌مانده)، در نظر گرفته می‌شود. در این پژوهش، معادلات حاکم برای مدل‌سازی دو ناحیه‌ای احتراق به صورت معادلات دیفرانسیل مرتبهٔ اول و بر پایه قانون اول ترمودینامیک می‌باشند. در مدل ترمودینامیکی دو ناحیه‌ای، نواحی سوخته و نسوخته توسط پیشانی شعله که ضخامتی ناچیز دارد، از هم جدا می‌شوند (شکل ۱).



شکل ۱: شماتیک احتراق دو ناحیه‌ای به همراه جریان کار خروجی و انتقال حرارت به دیواره‌ها و انتقال انرژی به درزها در موتور اشتعال جرقه‌ای [۱۲].

۲-۱- فرضیه‌های اساسی استفاده شده جهت مدل‌سازی

پیش‌فرض‌های زیر به منظور ارائه روابط مدل در نظر گرفته می‌شود:

۱- گاز موجود در سیلندر در فرایندهای تراکم، احتراق و انبساط به عنوان گاز ایده‌آل فرض شده است.

۲- محتوی درون سیلندر به طور کامل مخلوط شده و فضایی همگن از نظر ترکیب و خصوصیات در طول فرایندهای مکش، تراکم، انبساط و فرایندهای تخلیه وجود دارد. بنابراین خواص ترمودینامیکی تنها با گذشت زمان (تغییرات زاویهٔ میل لنگ) تغییر می‌کند.

۳- در طول کل چرخهٔ موتور، تغییرات جرم فقط به دلیل نشتی ناشی از فضای موجود بین سیلندر و دیواره‌های پیستون رخ می‌دهد.

۴- انتقال حرارت بین مناطق سوخته و نسوخته را ناچیز فرض کرده و تنها انتقال حرارت بین محتویات درون سیلندر و دیواره آن به روش وشنی محاسبه می‌شود.

۵- در مرحلهٔ تراکم، محفظهٔ احتراق سیلندر محتوی هوا، سوخت و گازهای باقی‌مانده از سیکل قبل در نظر گرفته می‌شود.

۶- در این مطالعه فرض شده، تمامی سوخت محترق می‌شود، به عبارت دیگر بازده سوخت ۱۰۰ درصد است.

۷- خواص ترمودینامیکی نظیر دما، فشار، غلظت گونه‌های شیمیایی برای هر ناحیه، یکنواخت فرض می‌شود و تمامی متغیرها به غیر از فشار، برای دو ناحیهٔ سوخته و نسوخته می‌تواند با یکدیگر تفاوت داشته

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1395.3.3.4.7]

باشد. فشار داخل استوانه همواره یکنواخت و برای دو ناحیهٔ سوخته و نسوخته برابر است[۱۳].

۲-۲- روابط حاکم در شبیه‌سازی موتور اشتعال جرقه‌ای

۲-۲-۱- قانون اول ترمودینامیک برای سیستم‌های باز

قانون اول ترمودینامیک برای سیستم‌های باز به این صورت معرفی می‌گردد [۱۴].

$$m\frac{du}{d\theta}+u\frac{dm}{d\theta}=\frac{dQ}{d\theta}-P\frac{dV}{d\theta}-\frac{\dot{m}_l h_l}{\omega} \qquad (۱)$$

۲-۲-۲- نرخ سوختن

اصلی‌ترین بخش مدل‌سازی فرایند احتراق، محاسبه نرخ سوختن جرم است که با توجه به نوع مدل، روابط مختلفی برای تخمین آن، پیشنهاد شده است. تا کنون چندین شیوه برای محاسبهٔ کسر جرمی سوخته در موتورهای اشتعال جرقه‌ای پیشنهاد شده است که برخی شامل مدل‌های بسیار ساده مانند توابع مثلثی، ویب و ... می‌شوند. در این مطالعه از مدل نیمه-تجربی تابع کسینوسی (روش Current Study) برای محاسبه میزان سوختن جرم استفاده شده است [۱۵].

۲-۲-۳- محاسبه جرم مخلوط درون سیلندر

با توجه به فرضیات بیان شده در این پژوهش و در نظر گرفتن نشت مخلوط سوخت و هوا در فضای خالی بین سیلندر و پیستون (لقی بین سیلندر و پیستون)، مقدار جرم در کل چرخهٔ کاری موتور ثابت نبوده و تحت تأثیر این نشتی قرار می‌گیرد، لذا رابطهٔ جرم درون سیلندر به صورت تابعی از زاویهٔ میل‌لنگ، ثابت نشتی و دور موتور به صورت معادلهٔ (۲) نوشته می‌شود:

$$m=m_1\exp\left[\frac{-C_b}{\omega}(\theta-\theta_1)\right] \qquad (۲)$$

تغییرات جرم بر حسب زاویهٔ میل‌لنگ به واسطهٔ نشتی نیز به این صورت خواهد بود [۱۴].

$$\frac{dm}{d\theta}=\frac{-\dot{m}_l}{\omega}=\frac{-C_b m}{\omega} \qquad (۳)$$

$$\omega=\frac{N\pi}{30} \qquad (۴)$$

۲-۲-۴- جریان انرژی اتلافی بواسطه نشتی

با حرکت مخلوط درون سیلندر به سمت درزها و شکاف-های بین پیستون و سیلندر، یک جریان انرژی اتلافی در درون سیلندر موتور اشتعال جرقه‌ای رخ می‌دهد [۴].

$$\frac{dH_l}{d\theta}=\frac{C_b m}{\omega}\left[\left(1-x^{\frac{1}{2}}\right)h_u+x^2 h_b\right] \qquad (۵)$$

۲-۲-۵- محاسبه کار خروجی

خروجی هر موتور گرمایی، کار است، و در یک موتور رفت و برگشتی احتراق داخلی، این کار توسط گازهای داخل محفظه‌ی احتراق سیلندر، تولید می‌شود. در واقع در یک چرخهٔ موتور احتراق داخلی، نیروی ناشی از فشار گاز بر روی پیستون در حال حرکت، کار تولید می‌کند. نرخ انجام کار موجود در معادلهٔ (۱)، ناشی از تغییر حجم محفظهٔ احتراق است لذا در ادامه به بررسی حجم و تغییرات آن در موتور اشتعال جرقه‌ای پرداخته می‌شود.

۲-۲-۶- انتقال حرارت

در این مدل‌سازی، از رابطهٔ انتقال گرمای وشنی برای محاسبه انتقال گرما به دیواره‌ها استفاده می‌شود. رابطهٔ وشنی بر پایه مدل انتقال گرمای اجباری بوده، با این تفاوت که عدد رینولدز در این روش، با روابط فشار و دما جایگزین می‌شود. در واقع در این رابطه، عدد رینولدز بر اساس قطر سیلندر، سرعت متوسط پیستون و لزجت سینماتیکی ارائه شده است. با توجه به آن‌که طبق فرض، انتقال گرما بین نواحی سوخته و نسوخته در نظر گرفته نمی‌شود، لذا ناحیه شعله از دید نظری به عنوان یک دیواره بی‌درو فرض شده است. بنابراین، انتقال گرمای کل سیلندر برابر با مجموع انتقال گرمای هر یک از نواحی سوخته و نسوخته است[۱۶و۱۷]. بر این اساس داریم:

$$hA_{total}(T-T_w)=h_u A_u(T_u-T_w)+h_b A_b(T_b-T_w) \qquad (۶)$$

$$h=3.26\times D^{-0.2}\times P^{0.8}\times T^{-0.55}\times w^{0.8} \qquad (۷)$$

$$w=c_1 S_P+c_2\frac{V_d T_1}{P_1 V_1}(P-P_m) \qquad (۸)$$

۲-۲-۷- محاسبه دما و فشار درون سیلندر موتور

محاسبات با در نظر گرفتن جرم محصور شدهٔ سوخت، هوا و مخلوط سوخت باقی‌مانده از چرخهٔ قبل شروع می‌شود. سپس فشار و دمای درون محفظه سیلندر در طی کورس تراکم با استفاده از قانون اول ترمودینامیک تا زمان ایجاد جرقه توسط شمع ادامه می‌یابد. در زمان احتراق، محفظه سیلندر شامل دو ناحیه سوخت سوخته شده و نسوخته است و در نهایت یک ناحیه شامل گازهای سوخته شده که کل محفظه احتراق را احاطه کرده است را شامل می‌شود. برای محاسبه و ترسیم تغییرات فشار و دمای درون سیلندر موتور اشتعال جرقه‌ای از روابط کلی ارائه شده (روابط ۹ تا ۱۱) استفاده می-شود[۱۴و۱۸و۱۹]. کسر ناحیه سوخته شده برای مراحل تراکم و انبساط به ترتیب صفر و یک مدنظر قرار گرفته است.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1395.3.3.4.7]

$$\frac{dp}{d\theta}=\frac{A+B+C}{D+E} \quad (۹)$$

$$\frac{dT_b}{d\theta}=\frac{-h_{cb}\left(\frac{\pi b^2}{2}+\frac{4V}{b}\right)x^{\frac{1}{2}}\left(T_b-T_w\right)}{\omega m c_{pb} x} + \frac{v_b}{c_{pb}}\frac{\partial \ell n v_b}{\partial \ell n T_b}\left(\frac{A+B+C}{D+E}\right) + \frac{h_{cu}-h_{cb}}{x c_{pb}}\left[\frac{dx}{d\theta}-\left(x-x^2\right)\frac{C_b}{\omega}\right] \quad (۱۰)$$

$$\frac{dT_u}{d\theta}=\frac{-h_{cu}\left(\frac{\pi b^2}{2}+\frac{4V}{b}\right)\left(1-x^{\frac{1}{2}}\right)\left(T_u-T_w\right)}{\omega m c_{pu}\left(1-x\right)} + \frac{v_u}{c_{pu}}\frac{\partial \ell n v_u}{\partial \ell n T_u}\left(\frac{A+B+C}{D+E}\right) \quad (۱۱)$$

$$A=\frac{1}{m}\left(\frac{dV}{d\theta}+\frac{VC_b}{\omega}\right) \quad (۱۲)$$

$$B=h_u\frac{\left(\frac{\pi b^2}{2}+\frac{4V}{b}\right)}{m\omega} \times\left[\frac{v_b}{c_{pb}}\frac{\partial \ell n v_b}{\partial \ell n T_b}x^{\frac{1}{2}}\left(\frac{T_b-T_w}{T_b}\right) + \frac{v_u}{c_{pu}}\frac{\partial \ell n v_u}{\partial \ell n T_u}\left(1-x^{\frac{1}{2}}\right)\left(\frac{T_u-T_w}{T_u}\right)\right] \quad (۱۳)$$

$$C=-\left(v_b-v_u\right)\frac{dx}{d\theta} - v_b\frac{\partial \ell n v_b}{\partial \ell n T_b}\frac{h_{cu}-h_{cb}}{c_{pb}T_b} \times\left[\frac{dx}{d\theta}-\frac{\left(x-x^2\right)C_b}{\omega}\right] \quad (۱۴)$$

$$D=x\left[\frac{v_b^2}{c_{pb}T_b}\left(\frac{\partial \ell n v_b}{\partial \ell n T_b}\right)^2 + \frac{v_b}{p}\frac{\partial \ell n v_b}{\partial \ell n p}\right] \quad (۱۵)$$

$$E=\left(1-x\right)\left[\frac{v_u^2}{c_{pu}T_u}\left(\frac{\partial \ell n v_u}{\partial \ell n T_u}\right)^2 + \frac{v_u}{p}\frac{\partial \ell n v_u}{\partial \ell n p}\right] \quad (۱۶)$$

با توجه به این‌که تمامی این معادلات درجهٔ اول بوده و بر حسب متغیرهای دیگر هستند، از دستور ode45 در نرم افزار متلب برای حل این روابط و بدست آوردن مجهولات (فشار و دما) استفاده می‌شود (معلومات مسئله در جدول ۳ آمده است). تکنیک ode45 در واقع بر اساس روش رانگ-کوتا مرتبهٔ چهارم (Runge-Kutta)، البته با تغییرات اندک، اقدام به حل معادلات می‌کند که دارای دقت مناسبی نیز برای حل مجهولات نسبت به دیگر روش‌ها است.

۳- سینتیک شیمیایی

۳-۱- خواص ترمودینامیکی سوخت

برای محاسبهٔ خواص ترمودینامیکی سوخت، چند جمله-ایی‌هایی مطابق روابط (۱۷)، (۱۸) و (۱۹) معرفی شده‌اند، که در آن‌ها دما بر حسب درجهٔ کلوین و ضرایب از جداول موجود برای هر سوخت مشخص و برای دو حالت دمای زیر درجهٔ کلوین۱۰۰۰ و بالای ۱۰۰۰ درجهٔ کلوین، تعیین می‌شود[۱۴].

$$\frac{c_p}{R}=a_1+a_2T+a_3T^2+a_4T^3+a_5\frac{1}{T^2} \quad (۱۷)$$

$$\frac{h}{RT}=a_1+\frac{a_2}{2}T+\frac{a_3}{3}T^2+\frac{a_4}{4}T^3-a_5\frac{1}{T^2}+\frac{a_6}{T} \quad (۱۸)$$

(۱۹)

$$\frac{s}{RT}=a_1\ell nT+a_2T+\frac{a_3}{2}T^2+\frac{a_4}{3}T^3-\frac{a_5}{2}\frac{1}{T^2}+a_7$$

در این پژوهش با در نظر گرفتن درصد سوخت مورد نظر در ترکیب، و با در نظر گرفتن رابطهٔ (۲۰) که برای سوخت‌ها با درصد ترکیبات مختلف ارائه شده است [۲۰]. ضرایب مذکور برای مخلوط سوخت‌ها محاسبه می‌شود (جدول ۴).

$$\xi_{mixture}=\sum_{k=1}^{N}x_k.\xi_k \quad (۲۰)$$

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

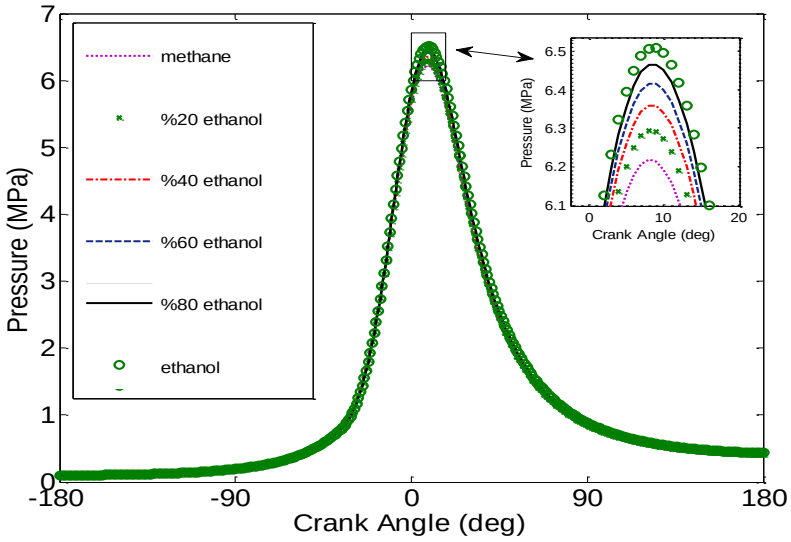
[DOR: 20.1001.1.20089813.1395.3.3.4.7]

۴- کدنویسی و حل

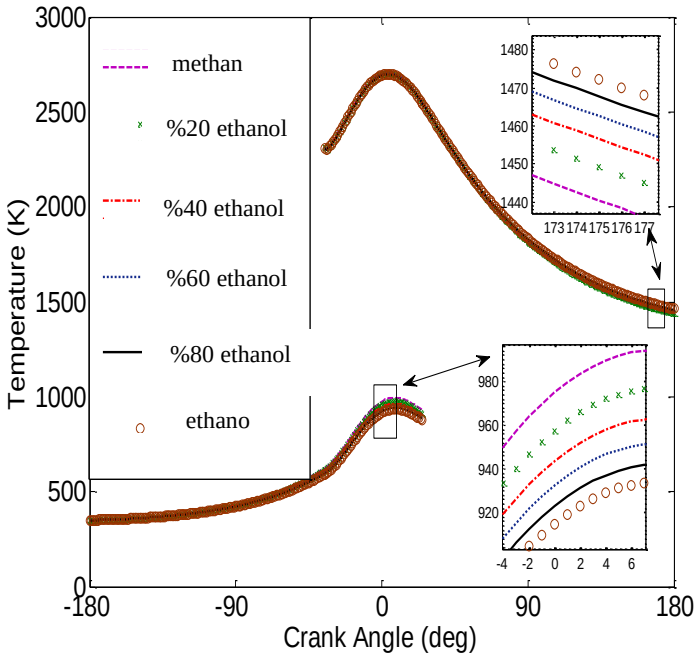
در مطالعهٔ حاضر، روابط مورد نیاز (روابط ۱ تا ۲۰) با اعمال شرایط خاص بر آن‌ها به کد در نرم‌افزار متلب تبدیل شده و نمودارهای مورد نیاز از آن استخراج می‌شود. مشخصات موتور مورد تحقیق در جدول (۱) آمده است [۲۱].

۵- نتایج و بحث

مقادیر ماکزیمم فشار درون سیلندر برای تمام سوخت‌ها در حدود زاویه ۸ درجه بعد از نقطه مرگ بالا رخ می‌دهد. این مقدار برای اتانول خالص در حدود ۵ درصد بیشتر از متان تخمین زده شده است. در واقع می‌توان گفت با افزایش مقدار درصد اتانول در سوخت گاز طبیعی مقادیر فشار بیشتری در مرحله احتراق حاصل می‌شود. طبق شکل (۲)، در مرحله تراکم و انبساط تفاوت چندانی بین فشار بدست آمده برای سوخت‌های مختلف مشاهده نمی‌شود و نمودارها تقریبا بر هم منطبق‌اند.



شکل ۲: نمودار فشار بر حسب زاویهٔ لنگ برای سوخت‌های متان- اتانول و ترکیب‌های مختلف متان- اتانول



شکل ۳: نمودار فشار بر حسب زاویهٔ لنگ برای سوخت‌های متان- اتانول و ترکیب‌های مختلف متان- اتانول

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

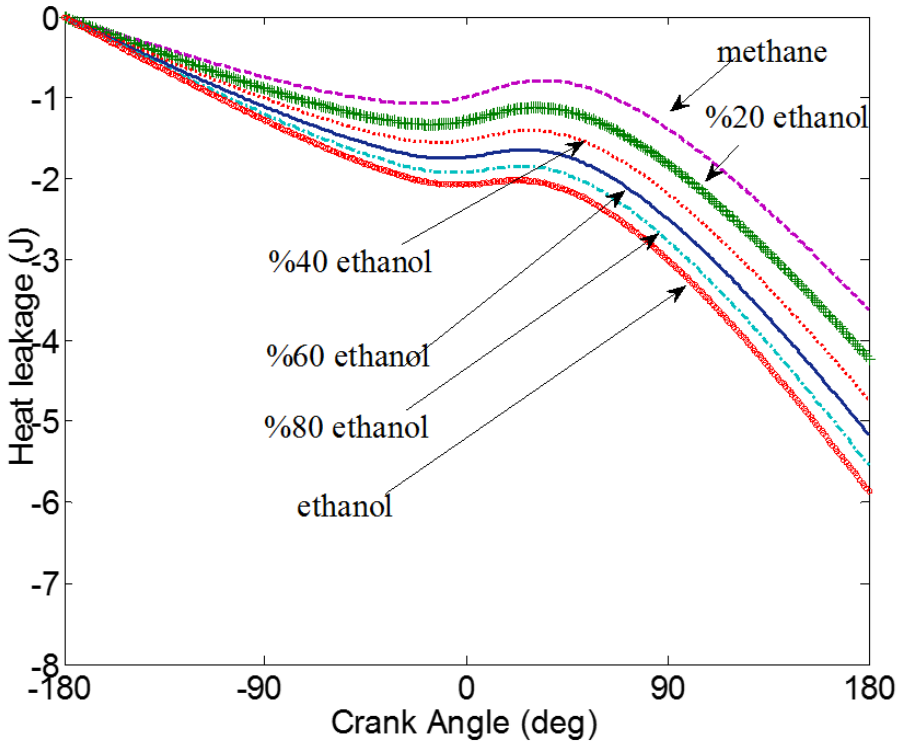
[DOR: 20.1001.1.20089813.1395.3.3.4.7]

طبق شکل (۳)، دمای ناحیهٔ نسوخته برای متان بالاتر از سوخت‌های ترکیب شدهٔ دیگر بدست آمده است، در این حالت متانول کمترین دمای ناحیه نسوخته را (۶ درصد کمتر از متان) داراست و این در حالی است که با اضافه شدن مقادیر اتانول به سوخت متان، دمای ناحیهٔ سوخته شده در مرحله قدرت (پس از احتراق) مقادیر بیش‌تری دارد. همچنین طبق شکل واضح است که اختلاف دماهای ناحیه نسوخته برای سوخت‌های مختلف بیش‌تر از اختلاف آن‌ها برای ناحیه سوخته در نزدیکی نقطه مرگ بالا است. به عبارت دیگر دمای ناحیه نسوخته و سوخته برای متان به ترتیب در حدود ۷ درصد و کمتر از نیم درصد (تقریبا ۳۸۴/. /.) بیش‌تر از سوخت اتانول برآورد شده است (شکل ۳).

نمودار جریان انرژی اتلافی بواسطه نشتی در شکل (۴) آمده است. طبق شکل با زیاد شدن درصد اتانول به سوخت گاز طبیعی، جریان اتلافی بواسطه نشتی نیز افزایش می‌یابد. واضح است که با اضافه شدن درصد الکل به سوخت گازی (درصد مایع شدن سوخت)، جریان نشت شده رو به بالا خواهد رفت.

همانطور که در شکل ۵ مشاهده می‌شود، در نزدیکی نقطهٔ مرگ بالا (حدود زاویهٔ صفر درجه)، متان با درصدی برابر ۲/۲۱۲ نسبت به اتانول خالص بالاترین مقدار کار خروجی (منفی) را دارد. در ادامه چرخهٔ موتور و در مرحله دریافت کار مثبت از موتور (مرحلهٔ قدرت)، با بیش‌تر شدن درصد اتانول در سوخت متان، افزایش بیش‌تر مقادیر کار دریافتی را مشاهده می‌کنیم، به طوری که اتاتول بیش‌ترین کار را تولید می‌کند.

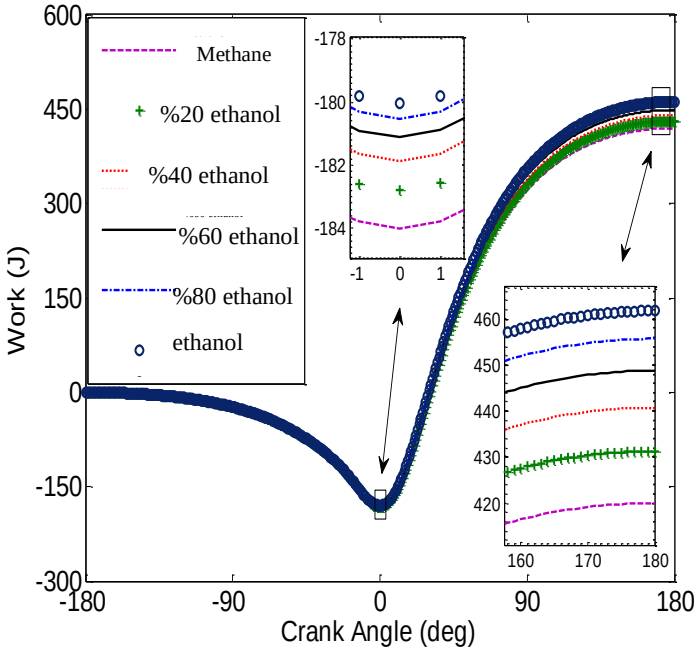
بر طبق شکل (۶)، انتقال حرارت در موتور اشتعال جرقه‌ای برای سوخت گاز طبیعی (متان)، در مرحله تراکم و کمی پس از احتراق بالاتر از دیگر سوخت‌های مورد مطالعه در این پژوهش بدست آمد. در مرحله قدرت و اواخر آن نمودار مربوطه نتایج تقریبا بالعکسی را از خود نشان می‌دهد، به طوری که در مرحله مذکور، با اضافه شدن اتانول و درصدهای بالاتر آن در مخلوط سوخت، افزایش بیش‌تر انتقال حرارت به دیواره سیلندر در موتور را سبب می‌شود.



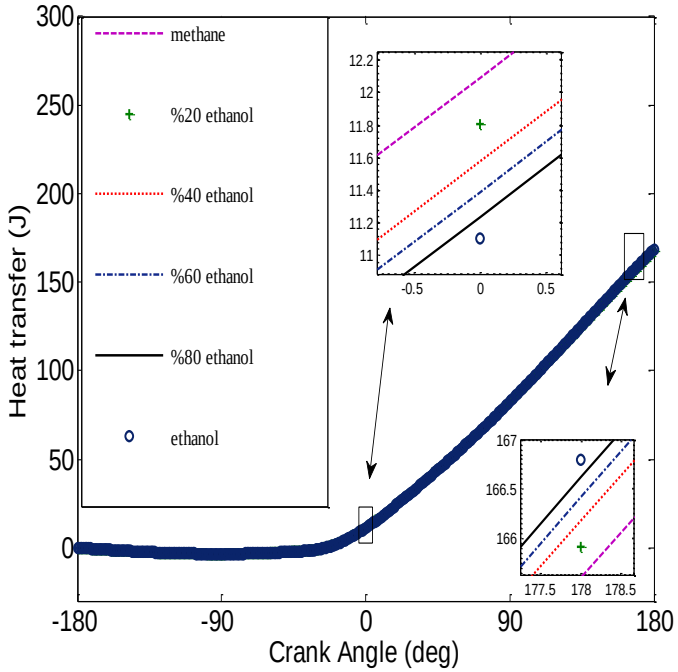
شکل ۴: نمودار حرارت اتلافی بواسطه نشتی بر حسب زاویهٔ لنگ برای سوخت‌های متان- اتانول و ترکیب‌های مختلف متان- اتانول

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1395.3.3.4.7]



شکل ۵: نمودار کار خروجی بر حسب زاویهٔ لنگ برای ترکیب‌های مختلف متان- اتانول



شکل ۶: نمودار انتقال حرارت به دیواره سیلندر بر حسب زاویهٔ لنگ برای سوخت‌های متان- اتانول و ترکیب‌های مختلف متان- اتانول

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1395.3.3.4.7]

۶- نتیجه‌گیری

نتایج بدست آمده از این پژوهش با نتایج حاصل از کار آزمایشگاهی صحه گذاری شد که نشانگر وجود توافق بالای نتایج مدل‌سازی و دستاوردهای آزمایشگاهی بود [۲۱].

۱- طولانی بودن زمان احتراق متان، انتقال گرما به محفظهٔ احتراق را بیش‌تر کرده و عمق نفوذ گرما به داخل پیستون و سایر اجزا افزایش می‌یابد.

۲- اضافه شدن درصدهای بالاتر اتانول به سوخت گاز طبیعی، افزایش بیش‌تر مقادیر ماکزیمم فشار درون سیلندر را در مرحله احتراق سبب می‌شود. اتانول و متان به ترتیب دارای بالاترین و پایین‌ترین فشار احتراق هستند که مطابق با پژوهش نجفی و همکارن (۱۳۸۸) می‌باشد [۹].

۳- سوخت گاز طبیعی بیش‌ترین دما را در مرحلهٔ تراکم و حتی کمی پس از احتراق دارد، در حالی که در اواخر مرحلهٔ قدرت این سوخت پایین‌ترین دما را داراست.

۴- اتانول کار دریافتی (کار خروجی مثبت) بالاتری را در مرحلهٔ انبساط در مقایسه با سوخت متان تولید کرده و این در حالی است که متان البته با اختلافی ناچیزتر، کار خروجی (کار منفی) بیش‌تری را در مرحلهٔ تراکم و احتراق نسبت به دیگر سوخت‌ها ایجاد کرده است.، که مطابق با مطالعه مردی و همکاران (۱۳۹۲) است [۱۳]. درصدهای بالاتر اتانول در ترکیب سوختی، بیش‌تر شدن کار دریافتی و توان را حاصل می‌کند.

۵- جریان انرژی تلف شده بواسطهٔ نشتی در موتور (لقی بین سیلندر و پیستون)، با اضافه شدن درصد الکل به سوخت گاز طبیعی، روند بیش‌تری را دارد.

۶- سوخت گاز طبیعی در حدود ۸ درصد بیش‌تر از اتانول خالص، انتقال حرارت تلف شده دارد، این در حالی است که در مرحلهٔ قدرت، اتانول با درصدی ناچیز (۰/۶۰۷٪) انتقال حرارت اتلافی بالاتری نسبت به گاز طبیعی دارد که با نتایج پژوهش ابوندا و همکاران (۲۰۰۸) مطابقت دارد [۶].

۷- پیوست‌ها

جدول ۱: مشخصات موتور

نوع موتور	چهار زمانه اشتعال جرقه‌ای
مکش	تنفس طبیعی
تعداد سیلندر	چهار سیلندر
نسبت تراکم	۹/۶
قطر سیلندر (میلی‌متر)	۷۶
جابه‌جایی پیستون (میلی‌متر)	۸۷
طول اتصال میل‌لنگ (میلی‌متر)	۱۴۸

جدول۲: ضرایب مدل وشنی

	c_1	c_2
مرحله تراکم	۲/۲۸	۰
مرحله احتراق و انبساط	۲/۲۸	۰/۰۰۳۲۶

جدول (۳) مشخصات ترمودینامیکی موتور اشتعال جرقه‌ای

پارامتر	نماد علمی	اندازه	واحد	پارامتر	نماد علمی	اندازه	واحد
دور موتور	N	۳۰۰۰	rpm	نسبت هم‌ارزی	φ	۱	-
ضریب انتقال حرارت	H	وشنی	-	کسر گازهای باقی‌مانده	f	۰/۱	-
دمای دیواره سیلندر	T_w	۴۲۰	K	زاویهٔ شروع احتراق	θ_s	۳۵	deg
ثابت نشتی پیستون	C_b	۰/۸	-	طول مدت احتراق	θ_b	۶۰	deg
زاویهٔ شروع مرحله تراکم	θ_1	-۱۸۰	deg	فشار در شروع مرحله تراکم	p_1	۱۰۰۰۰۰	Pa
نسبت هم‌ارزی	φ	۱	-	دما در شروع مرحله تراکم	T_1	۳۵۰	K

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1395.3.3.4.7]

جدول ۳- الف: ضرایب گونه‌های شیمیایی مخلوط‌های سوخت اتانول – متان برای درصدهای متفاوت اتانول

ضرایب گونه‌های شیمیایی	گاز طبیعی (متان)CH_4	۸۰٪ متان - ۲۰٪ اتانول $C_{1.2}H_{4.4}O_{0.2}$
a_1	۱/۹۷۱۳۲۴	۲/۲۸۰۵۷۱۲
a_2	۰/۰۰۷۸۷۱۵۸۶	۰/۰۱۰۲۹۷۰۰۸
a_3	-۰/۰۰۰۰۰۱۰۴۸۵۹۲	-۰/۰۰۰۰۰۲۰۳۹۱۷۳۶
a_6	۰/۰۰۹۳۰۴۲۲	-۱۴۰۰۴/۵۹۷۶
a_7	۸/۸۷۳۷۲۸	۸/۷۰۲۲۲۸۴

جدول ۳- ب: ضرایب گونه‌های شیمیایی مخلوط‌های سوخت اتانول – متان برای درصدهای متفاوت اتانول

ضرایب گونه‌های شیمیایی	۶۰٪ متان - ۴۰٪ اتانول $C_{1.4}H_{4.8}O_{0.4}$	۴۰٪متان - ۶۰٪ اتانول $C_{1.6}H_{5.2}O_{0.6}$
a_1	۲/۵۸۹۸۱۸۴	۲/۸۹۹۰۶۵۶
a_2	۰/۰۱۲۷۲۲۴۳۱	۰/۰۱۵۱۴۷۸۵۴
a_3	-۰/۰۰۰۰۰۳۲۹۷۵۵۲	-۰/۰۰۰۰۰۴۰۲۰۳۳۶۸
a_6	-۱۸۰۷۸/۷۷۳۲	-۲۲۱۵۲/۹۴۸۸
a_7	۸/۵۳۰۷۲۸۸	۸/۳۵۹۲۲۹۲

جدول ۳- ج: ضرایب گونه‌های شیمیایی مخلوط‌های سوخت اتانول – متان برای درصدهای متفاوت اتانول

ضرایب گونه‌های شیمیایی	۲۰٪ متان - ۸۰٪ اتانول $C_{1.8}H_{5.6}O_{0.8}$	اتانول C_2H_6O
a_1	۳/۲۰۸۳۱۲۸	۳/۵۱۷۵۶
a_2	۰/۰۱۷۵۷۳۲۷۷	۰/۰۱۹۹۹۷۸
a_3	-۰/۰۰۰۰۰۵۰۱۰۹۱۸۴	-۰/۰۰۰۰۰۶۰۰۱۵
a_6	-۲۶۲۲۷/۱۲۴۴	-۳۰۳۰۱/۳
a_7	۸/۱۸۷۷۲۹۶	۸/۰۱۶۲۳

۸- مراجع

[1] B. Orhan, Investigating the effects of LPG on spark ignition engine combustion and performance. Energy Conver Manage (2005);46:2317–33.

[2] E. Pipitone, G. Genchi and S. Beccari, An NTC zone compliant knock onset prediction model for spark ignition engines. Energy Procedia 82 (2005), 133 – 140.

[۳] نوری کزج، رحیم؛ محسنیان‌راد، احسان (۱۳۸۸). بررسی اثر استفاده از گاز طبیعی فشرده بر راندمان موتورهای احتراق داخلی. دومین کنفرانس ملی CNG، تهران، شرکت ملی گاز ایران.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1395.3.3.4.7]

[4] M. Tahir, M. Ali M.S. Salim, M.A. Bakar R.A. Fudhail, A.M. Hassan, and M.S. Abdul Muhaimin, Performance analysis of a spark ignition engine using compressed natural gas (CNG) as fuel. Energy Procedia 68 (2015), 355 – 362

[۵] جهانیان، امید؛ جزایری، سید علی؛ و ابراهیمی، رضا (۱۳۸۵). مدل‌سازی ترمودینامیکی یک موتور اشتعال جرقه‌ای گاز طبیعی‌سوز به شیوه دو ناحیه‌ای با در نظر گرفتن سینتیک شیمیایی. ششمین همایش ملی دانشجویی مهندسی شیمی و پنجمین همایش ملی دانشجویی مهندسی نفت، شهریور ۸۵، دانشگاه اصفهان.

[6] E. Abu-Nada, I. Al-Hinti, A. Al-Sarkhi, B. Akash, Effect of piston friction on the performance of SI engine: a new thermodynamic approach. J. Eng Gas Turbines Power (2008);130. pp. (022802) 1–8.

[7] A. Elfasakhany, The Effects of Ethanol-Gasoline Blends on Performance and Exhaust Emission Characteristics of Spark Ignition Engines. International Journal of Automotive Engineering, (2014) Vol. 4, Number 1.

[8] R. French, and P. Malone, Phase equilibria of ethanol fuel blends. Fluid Phase Equilibria, (2005), 5: 228-229.

[۹] نجفی، غلامحسن؛ قبادیان، برات؛ توکلی هشجین تیمور و رحیمی، هادی (۱۳۸۸). بررسی پارامترهای احتراق، پارامترهای عملکردی و آلایندگی و شبیه‌سازی سیکل عملکردی موتورهای اشتعال جرقه‌ای با سوخت مخلوط اتانول و بنزین. سومین کنفرانس سوخت و احتراق، تهران، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، اسفند ماه.

[10] L. C. M. Sales, J. R. Sodre, Cold start characteristics of an ethanol-fuelled engine with heated intake air and fuel, Applied Thermal Engineering, 40, pp. 198–201, (2012).

[11] J. VEancoillie, J. Demuynck, L. Sileghem, M. Van De Ginste, S. Verhelst, Comparison of the renewable transportation fuels, hydrogen and methanol formed from hydrogen, with gasoline – Engine efficiency study, International Journal of Hydrogen Energy, 37, 12, pp. 9914–9924, (2012).

[۱۲] کاکایی، امیر حسن؛ نصر آبادی، مسعود (۱۳۸۹). توسعه یک زیر مدل خود اشتعالی برای پیش‌بینی کوبش در موتور اشتعال جرقه‌ای. نشریه علمی-پژوهشی سوخت و احتراق. سال سوم، شمارهٔ دوم.

[۱۳] مردی محسن، خلیل آریا شهرام؛ عبدلعلیپور، عدل مهران؛ و جعفرمدار، صمد (۱۳۹۲). تحلیل عملکرد و آلایندگی موتور اشتعال جرقه‌ای با سوخت‌های جایگزین متان، متانول و پروپان. سومین همایش ملی سوخت، انرژی و محیط زیست.

[14] C. R. Ferguson, Internal Combustion Engines, Applied Thermosciences, Second Edition, John Wiley and Sons, New York, (1986).

[15] A. Sobiesiak, The first and second law analysis of spark ignition engine fuelled with compressed natural gas. SAE paper no warrendale, pa: Society of Automotive Engineers Inc, (2003).

[16] G. Woschni, A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine, SAE paper no: 670931, (1967).

[17] N. Homdoung, N. Tippayawong, and N. Dussadee, Prediction of small spark ignited engine performance using producer gas as fuel. Case Studies in Thermal Engineering 5 (2015) 98–103.

[18] T. F. Yusaf, M. Z. Yousoff and I. Hussein, Modeling of transient heat Flux in spark ignition engine during combustion and comparisons with experiment. American Journal of Applied Sciences 2 (10): 1438-1444, (2005).

[19] P. Juntarakod, A Quasi – dimensional three – zone combustion model of the diesel engine to calculate performances and emission using the diesel – ethanol dual fuel. Contemporary Engineering Sciences, Vol. 7, no. 1, 19 – 37, (2014).

[20] E. Abu-Nada, I. Al-Hinti, A. Al-Sarkhi, B. Akash, Thermodynamic modeling of spark ignition engine: effect of temperature dependent specific heats 2006;33:1264–72.

[۲۱] زمانی، حسن؛ ابراهیمی، رحیم؛ و بشارتی، شاهین (۱۳۹۳). بررسی تاثیر پیشرسی جرقه، نسبت تراکم و نسبت هم ارزی بر برخی متغیرهای ترمودینامیکی موتور اشتعال جرقه‌ای با سوخت گاز طبیعی. اولین همایش ملی مدیریت انرژی‌های نو و پاک. دانشکده شهید مفتح، همدان.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1395.3.3.4.7]