

## تعیین شروع و طول احتراق موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن به روش مقدار متوسط برای کاربردهای کنترلی

محمد مصطفی نما، امید جهانیان\*

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل، بابل، ایران

### تاریخچه داوری:

دریافت: ۳ بهمن ۱۳۹۵  
بازنگری: ۹ فروردین ۱۳۹۶  
پذیرش: ۳۱ اردیبهشت ۱۳۹۶  
ارائه آنلاین: ۱۷ خرداد ۱۳۹۶

### کلمات کلیدی:

اشتعال تراکمی مخلوط همگن  
مدل سازی تک ناحیه‌ای  
سینتیک مفصل شیمیایی  
زمان شروع احتراق  
گازهای برگشتی

**چکیده:** امروزه موتورهای اشتعال تراکمی مخلوط همگن، اندیشه‌ای نوین برای کاهش مصرف سوخت و آلاینده‌های تولیدی موتور محسوب می‌شوند. به همین علت بررسی‌های گوناگونی در این زمینه انجام شده است. مهم‌ترین مشکل برای انبوه‌سازی این موتورها در صنعت، دشواری کنترل احتراق در آن‌ها است. برخی از متغیرهای موتور بر احتراق و عملکرد آن تأثیر بسزایی دارند. بررسی این متغیرها در یک الگوی تک ناحیه‌ای، شدت تأثیر هر یک از آن‌ها بر عملکرد موتور را به طور کیفی مشخص می‌کند. در این مقاله یک مدل تک ناحیه‌ای با در نظر گرفتن سینتیک مفصل شیمیایی در محیط برنامه نویسی نرم‌افزار متلب ایجاد و پس از واسنجی، تأثیر متغیرهایی نظیر فشار و دمای مخلوط ورودی، نسبت هم‌ارزی، مقدار گازهای برگشتی، رطوبت نسبی و دور موتور بر زمان شروع و طول دوره احتراق به دقت بررسی شد. سوخت موتور در این بررسی متان بوده و زمان شروع احتراق، لحظه‌ای در نظر گرفته شده که ۵ درصد سوخت موجود مصرف شده است. در نهایت از برازش نتایج حاصل از شبیه‌سازی، رابطه‌ای برای زمان شروع و طول دوره احتراق با تکیه بر اصول مدل‌سازی روش مقدار متوسط به منظور استفاده در مدل‌های کنترل‌گرا ارائه شده است. همچنین مقدار میانگین مشتق سوم فشار بر حسب درجه لنگ در لحظه شروع احتراق برای موتور مورد نظر گزارش شده که یکی از مهمترین معیارهای تعیین زمان شروع احتراق در کاربردهای کنترلی است.

### ۱- مقدمه

برای موتورهای چهار زمانه گسترش داده و تلاش کردند به درک بیشتری از فیزیک آن دست یابند. در ادامه این پژوهش‌ها، ترینگ [۴] به بررسی اثر گازهای برگشتی و نسبت هوا به سوخت بر عملکرد موتور پرداخت. او برای اولین بار در سال ۱۹۸۹ عنوان موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن را برای این گونه احتراق پیشنهاد داد. همچنین تلاش‌های قبلی را برای موتور چهار زمانه با مخلوط کامل بنزین و هوا گسترش داد.

بزرگ‌ترین موتور بنزینی با احتراق خود اشتعال در اواخر دهه ۹۰ ارائه شد که موتوری ۱۲ لیتری و ۶ سیلندر بود [۵]. در سال ۱۹۹۲ برای اولین بار نشان داده شد که موتور بنزینی ۴ سیلندر با خود اشتعالی در بازه محدود دور و بار، با کمک نسبت تراکم بزرگ‌تر و پیش گرمایش هوای ورودی نیز می‌تواند کار کند [۶].

تا کنون تلاش‌های بسیاری روی شبیه‌سازی تک ناحیه‌ای صورت پذیرفته که اهمیت آن در بررسی و پیش‌بینی رفتار برخی متغیرهای عملکردی موتور را نشان می‌دهد [۷]. در مدل تک ناحیه‌ای ارائه شده توسط ژنگ با در نظر گرفتن گازهای نشتی و با استفاده از مکانیزم کاهش یافته، نشان داده شد که می‌توان از مدل مکانیزم کاهش یافته برای پیش‌بینی رفتار موتورهای اشتعال تراکمی مخلوط همگن شامل دما، فشار، تأخیر در اشتعال و آزادسازی انرژی استفاده کرد [۸]. همچنین مدل تک ناحیه‌ای بی‌دررو، همگن و یک مدل ۷ ناحیه‌ای با سینتیک مفصل شیمیایی سوخت متان، هپتان نرمال،

رفتار موتورهای اشتعال تراکمی مخلوط همگن ترکیبی از رفتار موتورهای اشتعال تراکمی و اشتعال جرقه‌ای است. همانند موتورهای اشتعال جرقه‌ای، سوخت به صورت مخلوط با هوا وارد محفظه احتراق می‌شود و مانند موتورهای اشتعال تراکمی، احتراق آن در اثر خوداشتعالی صورت می‌گیرد. به سبب آمیختگی مخلوط سوخت و هوا پیش از ورود به محفظه احتراق، مخلوط همگن بوده و در نتیجه طول دوره احتراق کم خواهد بود. همچنین نبود جبهه شعله، دمای احتراق پایین‌تری را در این گونه موتورها موجب می‌شود. در این موتورها مخلوط سوخت و هوا به درون سیلندر مکش می‌شود و به دلیل افزایش فشار و دما با بالا آمدن پیستون، بدون جرقه شمع، پدیده خوداشتعالی در مخلوط اتفاق می‌افتد. مقدار اکسیدهای نیتروژن و ذرات تولیدی اندک به دلیل احتراق دما پایین مهم‌ترین شباهت رفتار این موتورها به موتورهای اشتعال تراکمی است. اولین تلاش روی موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن توسط اونیشی و نوگوچی در سال ۱۹۷۹ صورت پذیرفت [۱] و [۲]. ایشان پی بردند که در صورت احتراق خود به خودی مخلوط درون سیلندر می‌توان به میزان چشمگیری از آلودگی و مصرف سوخت موتور کاست و آن را احتراق ترمو اتمسفری فعال نامیدند. بر اساس کارهای صورت گرفته روی موتورهای دوزمانه، نجت و فاستر [۳] در سال ۱۹۸۳ این کار را

نویسنده عهده‌دار مکاتبات: jahanian@nit.ac.ir

گوناگون مخلوط، مقدار لحظه‌ای متغیرهایی مانند سرعت واکنش، نرخ تولید گونه‌های شیمیایی، غلظت‌های آنی و خواص گرمایی را محاسبه می‌کند. سینتیک شیمیایی در نظر گرفته شده برای احتراق متان مکانیزم GRI 3.0 شامل ۳۲۵ واکنش مقدماتی و ۵۳ گونه شیمیایی است [۱۹].

در مدل تک‌ناحیه‌ای فرض‌هایی به شرح زیر در نظر گرفته می‌شود:

- شبیه‌سازی برای چرخه بسته موتور انجام شده است.
- کل سامانه به صورت یک ناحیه با دما، فشار و غلظت ترکیبات یکسان در نظر گرفته شده است به عبارتی تغییرات دما، فشار و اجزای سازنده ناچیز انگاشته شده است.
- سیال داخل سامانه قبل و بعد از احتراق، گاز ایده‌آل انگاشته شده است.
- جرم سامانه ثابت بوده و از نشتی گازهای گذرنده از شکاف میان رینگ‌ها و همچنین گازهای باقی‌مانده در چرخه چشم‌پوشی شده است.

## ۲-۱- روابط حاکم

ناحیه مشخص شده در شکل ۱ سامانه مورد بررسی را نشان می‌دهد. با فرض‌های مطرح شده در بخش قبل، قانون اول یا موازنه انرژی برای سامانه در نظر گرفته‌شده را این چنین می‌توان بیان نمود:

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{dU}{dt} + \dot{W} \quad (1)$$

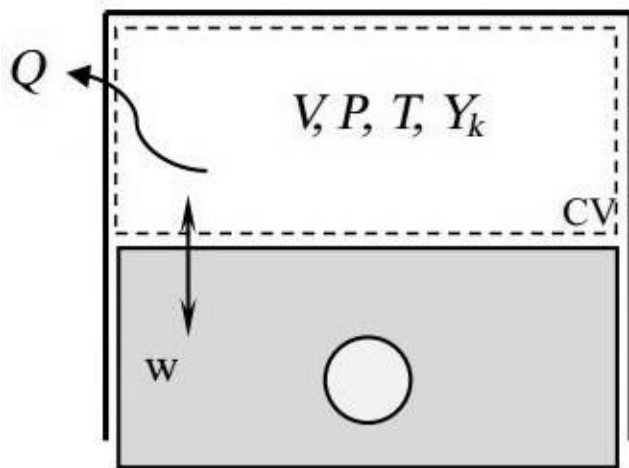


Fig. 1. Investigated system related to the single-zone model

شکل ۱: سامانه‌ی مورد بررسی برای مدل تک‌ناحیه‌ای

برای تعیین نرخ انتقال گرما، با توجه به ماهیت سریع این کمیت در موتورهای اشتعال تراکمی مخلوط همگن، از معادله اصلاح شده وشنی استفاده شده است [۲۰].

$$\frac{dQ}{dt} = h A (T - T_w) \quad (2)$$

ایزو اکتان توسط ایسلی و همکاران [۹] ارائه شد که در آن نشان داده شد اکسیدنیترژن در بازه زمانی بسیار کوتاه تولید شده و در طول دوره شبیه‌سازی تجزیه نمی‌شود. همچنین نتایج حاکی از آن بود که مدل چند ناحیه‌ای برای محاسبه تغییرات فشار و میزان آلاینده‌های تولیدی موتور بسیار مناسب است. شاه‌بختی و همکاران [۱۰] مدل تک‌ناحیه‌ای با سینتیک کاهش یافته برای سوخت‌های مرجع اصلی را برای اصلاح متغیرهای روش انتگرال کوبشی برای موتورهای اشتعال تراکمی مخلوط همگن توسعه دادند. جهانیان و جزایری [۱۱-۱۴] نیز با کمک مدل تک‌ناحیه‌ای و سینتیک مفصل شیمیایی سوخت متان، رفتار موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن را مورد بررسی قرار دادند. ایشان مدل‌های خود را در محیط برنامه‌نویسی نرم‌افزار متلب به دو صورت تک‌ناحیه‌ای و چندناحیه‌ای ارائه داده و به طور عمده تلاش داشتند با استفاده از سوخت‌های ترکیبی احتراق این موتورها را کنترل کنند [۱۵].

کنترل زمان احتراق برای موتورهای اشتعال تراکمی مخلوط همگن، مهمترین مشکل پیش‌رو برای تجاری‌سازی این موتورها به شمار می‌رود و بررسی دقیق آن امری ضروری است [۱۶]. زمان شروع احتراق، طول دوره احتراق و زاویه‌ی سوزش ۵۰ درصد اصلی‌ترین ویژگی فرایند احتراق در موتور است. از آنجا که امکان اندازه‌گیری مستقیم این کمیت‌ها در موتور وجود ندارد، روش‌های مختلفی برای اندازه‌گیری غیرمستقیم آن وجود دارد. در مدل‌های کنترل‌گرای موتور از مقدار آستانه‌ای مشتق سوم فشار سیلندر بر حسب درجه لنگ به عنوان منبعی برای گزارش زمان شروع احتراق تجربی استفاده می‌شود [۱۷ و ۱۸].

در کار حاضر به توسعه مدل ارائه شده در مرجع [۱۴] توسط افزودن گازهای برگشتی و رطوبت نسبی به معادلات پرداخته می‌شود. از آنجا که این مدل در بردارنده سینتیک مفصل شیمیایی است، امکان تعیین پارامترهای احتراق به شیوه‌های سینتیکی وجود داشته و از آنها استفاده شده است. در خاتمه رابطه‌ای بر اساس متغیرهای ورودی موتور برای محاسبه زمان شروع و طول دوره احتراق ارائه خواهد شد تا در مدل‌های کنترل‌گرای جایگزین مدل انتگرال کوبشی بهبود یافته شده و افزایش سرعت محاسبات در این دسته از مدل‌سازی‌ها افزایش یابد.

## ۲- الگوسازی نظری

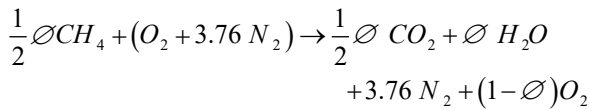
یک مدل تک‌ناحیه‌ای با در نظر گرفتن سینتیک مفصل شیمیایی برای تقریب زمان شروع احتراق و بررسی کیفی رفتار متغیرهای آن در موتورهای اشتعال تراکمی مخلوط همگن توسعه یافته و مورد استفاده قرار گرفته است. سوخت موتور در این بررسی متان بوده و از نرم‌افزار متلب برای شبیه‌سازی استفاده شده است. برای بهره‌گیری از سینتیک مفصل شیمیایی احتراق سوخت و تعیین ثوابت مورد نیاز در معادلات، از ماژول منبع باز کانترا استفاده شده است. این ماژول به نرم‌افزار متلب نصب شده و در شرایط

و یا از بین رفتن گونه‌های شیمیایی می‌باشد که از روابط سینتیک شیمیایی حاصل می‌شود.

$$\dot{\omega}_k = \sum_{i=1}^{N_R} RR_i (v'_{k,i} - v''_{k,i}) \quad (10)$$

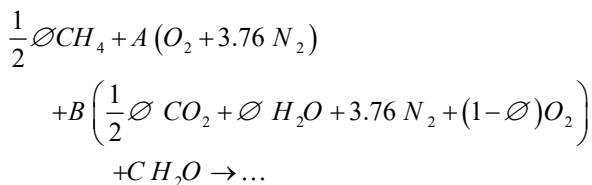
در این رابطه  $RR_i$  به نرخ کلی واکنش،  $v'$  به ضرایب استوکیومتری واکنش در جهت رفت و  $v''$  به ضرایب استوکیومتری واکنش در جهت برگشت اشاره دارند. به منظور کسب جزئیات بیشتر به مرجع [۲۲] مراجعه شود.

واکنش احتراق متان در حالت کلی را می‌توان به صورت زیر در نظر گرفت:



که در این معادله  $\phi$  واکنش معرف نسبت هم‌ارزی بوده و مطابق تعریف نسبت سوخت به هوا در حالت واقعی به حالت استوکیومتری است. در این معادله در قسمت فرآورده‌ها ضریب اکسیژن به صورت  $(1 - \phi)$  در نظر گرفته شده که با توجه به رقیق‌سوز بودن موتورهای اشتعال تراکمی مخلوط همگن، حداقل مقدار صفر را در حالت استوکیومتری به خود می‌گیرد. به منظور توسعه مدل تک‌ناحیه‌ای برای مطالعه اثرات گازهای برگشتی، ملاحظات زیر در نظر گرفته شده است:

- فرآورده‌های این واکنش، به عنوان ترکیب گازهای برگشتی انتخاب شده‌اند.
  - با توجه به فرایند اضافه شدن گازهای برگشتی در موتور، فرض می‌شود هنگام اضافه شدن گاز برگشتی تغییری در نسبت هم‌ارزی حاصل نمی‌شود. به عبارت دیگر اکسیژن موجود در گازهای برگشتی به اکسیژن هوای ورودی اضافه شده است.
  - رطوبت نسبی نیز به صورت بخار آب مطابق تعریف بر اساس هوای ورودی به واکنش‌دهنده‌ها اضافه می‌شود.
- با در نظر گرفتن این ملاحظات، معادله واکنش به صورت زیر اصلاح می‌شود:



که در این معادله ضرایب  $A$ ،  $B$  و  $C$  به ترتیب بر اساس نسبت هم‌ارزی، درصد گازهای برگشتی و رطوبت نسبی تعریف می‌شوند. رابطه رطوبت نسبی به شرح زیر است:

در این معادله  $A$  سطح تبادل‌کننده‌ی گرما در سیلندر،  $T$  دمای گاز درون سامانه،  $T_w$  دمای جداره سیلندر و  $h$  ضریب انتقال گرمای جابجایی است که از رابطه زیر تعیین می‌شود،

$$h = 129.8 L^{-0.2} P^{0.8} T^{-0.55} (2.28 S_p + f(P))^{0.8} \quad (3)$$

برای محاسبه کار مراحل تراکم و انبساط از رابطه (۴) استفاده شده است.

$$\dot{W} = P \frac{dV}{dt} \quad (4)$$

که در آن  $dV/dt$  نرخ تغییر حجم محفظه احتراق است. فشار درون سیلندر نیز از قانون گاز ایده‌آل پیروی می‌کند.

$$P = \frac{NR_u T}{V} \quad (5)$$

در رابطه فوق،  $N$  تعداد کل مول‌های موجود در سیلندر،  $R_u$  ثابت جهانی گازها و  $V$  حجم لحظه‌ای سیلندر است که از ساز و کار لنگ و لغزنده بدست می‌آید [۲۱].

تغییرات انرژی داخلی برای تعیین تأثیرات واکنش‌های شیمیایی بر کمیت‌های گرمایی استفاده می‌شود. با شروع واکنش، مخلوط هوا و سوخت به محصولات احتراق تبدیل شده که موجب تغییر کمیت‌های گرمایی و ترکیبات درون سامانه خواهند شد. در نتیجه با معادله موازنه انرژی می‌توان دما را بدست آورد. انرژی داخلی مولی برای مخلوط برابر است با:

$$U_m = m \sum_{i=1}^n y_i u_i \quad (6)$$

در این رابطه  $y_i$  کسر جرمی و  $u_i$  انرژی داخلی ویژه جزء  $i$ -ام می‌باشد. مشتق گرفتن از رابطه نسبت به زمان رابطه به شکل زیر خواهد بود:

$$dU = m \sum_{i=1}^n y_i du_i + u_i dy_i \quad (7)$$

و با جایگذاری در معادله اول می‌توان نرخ تغییرات دما را محاسبه کرد.

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\frac{1}{V} \left( \frac{dQ}{dt} - P \frac{dV}{dt} \right) - \rho \sum_{i=1}^n u_i \frac{dy_i}{dt}}{\rho C_V} \quad (8)$$

تولید یا از بین رفتن گونه‌های شیمیایی  $(dy_i/dt)$  را با کمک قانون بقای جرم که با توجه به واکنش‌های شیمیایی در این مسئله معادل قانون بقای عناصر شیمیایی است، می‌توان بدست آورد. تعداد این معادله‌ها برابر تعداد عناصر شیمیایی در نظر گرفته شده است.

$$\frac{dy_i}{dt} = \frac{M_i \dot{\omega}}{\rho} \quad (9)$$

در این رابطه  $\rho$  چگالی متوسط مخلوط،  $M_i$  جرم مولی و  $\dot{\omega}$  نرخ تولید

مشخصات ارائه شده در جدول ۱ و برای سوخت متان، صورت پذیرفته است. ترکیب گاز درون سیلندر از نسبت هم‌ارزی حاصل شده و جرم آن توسط

$$HR = \frac{P_v}{P_g} \times 100 \quad (11)$$

در این رابطه  $P_v$  فشار جزئی بخار آب و  $P_g$  فشار اشباع آن می‌باشد. فشار جزئی هوا نیز از رابطه زیر قابل محاسبه است:

$$P_a = P_{atm} - P_v \quad (12)$$

و در نتیجه ضریب  $C$  موجود در واکنش از رابطه (۱۳) محاسبه می‌شود:

$$x = \frac{P_v}{P_a + P_v} \quad (13)$$

$$C = \frac{x A (1 + 3.76)}{1 - x} \quad (14)$$

رابطه نسبت هم‌ارزی به این صورت بیان می‌شود،

$$\phi = \frac{FA_{act}}{FA_{st}} \quad (15)$$

که با در نظر گرفتن ضرایب استوکیومتری برای واکنش اصلاح شده و اکسیژن موجود در گازهای برگشتی به صورت رابطه (۱۳) بسط می‌یابد:

$$\phi = \frac{0.5\phi / [(1 + 3.76)A + (1 - \phi)B]}{0.5 / [1 + 3.76]} \quad (16)$$

و در نتیجه برای ضریب  $A$  رابطه زیر حاصل می‌شود:

$$A = 1 - B \left( \frac{1 - \phi}{4.76} \right) \quad (17)$$

با توجه به رابطه تعریف شده برای گازهای برگشتی نیز می‌توان ضریب  $B$  را محاسبه کرد.

$$EGR = \frac{m_{EGR}}{m_{fuel} + m_{air} + m_{EGR} + m_{H_2O}} \quad (18)$$

$$B = \frac{EGR (8\phi + 137.28 A + 18 C)}{(8\phi + 137.28)(1 - EGR)} \quad (19)$$

### ۳- واسنجی مدل

برای حل مسئله مدلی بر اساس روابط ارائه شده، در محیط برنامه‌نویسی نرم‌افزار متلب ایجاد شده که به ازای ورودی‌های پایه، به شبیه‌سازی چرخه بسته موتور پرداخته و طی آن اطلاعاتی چون فشار و دمای سیلندر، نرخ آزادسازی انرژی و غلظت گونه‌ها را در طول دوره شبیه‌سازی، ارائه می‌دهد. نتایج مدل‌سازی با داده‌های تجربی فایولند و همکارانش [۲۳] مقایسه شده تا صحت مدل ارزیابی شود. این مقایسه برای موتور کاتریپلار ۳۵۰۰ با

جدول ۱: مشخصات موتور تک‌سیلندر کاتریپلار ۳۵۰۰ [۲۳]

Table 1. Caterpillar 3500 single cylinder engine configuration [23]

ردیف	نام مشخصه	مقدار مشخصه (واحد)
۱	قطر پیستون	۱۰ (mm)
۲	طول کورس	۱۹۰ (mm)
۳	طول دسته سمبه	۳۵۰ (mm)
۴	نسبت تراکم	۱۷
۵	دمای جداره سیلندر	۴۰۰ (K)
۶	زمان بسته شدن سوپاپ ورودی	۲۰° (aBDC)
۷	زمان باز شدن سوپاپ خروجی	۴۰° (bBDC)

دبی‌سنج اندازه‌گیری می‌شود و حجم نیز به صورت دقیق از هندسه قابل محاسبه است. با توجه به این‌که در موتورهای احتراق داخلی از فرض گاز ایده‌آل برای محتویات درون سیلندر استفاده می‌شود، دما تعیین می‌شود. در بررسی‌های آزمایشگاهی، حسگر فشار در محفظه احتراق وجود دارد و تعیین دقیق فشار در لحظه بسته شدن سوپاپ ورودی به راحتی ممکن است و با توجه به توضیحات بالا می‌توان دما در لحظه بسته شدن سوپاپ ورودی را نیز محاسبه نمود.

اگر برای مدلسازی تک ناحیه‌ای اطلاعات لحظه بسته شدن سوپاپ ورودی در دسترس نباشد، باید مدل را واسنجی نمود. واسنجی فشار لحظه بسته شدن سوپاپ ورودی با روند تغییرات فشار در مرحله تراکم و واسنجی دمای لحظه بسته شدن سوپاپ ورودی با زمان شروع احتراق انجام می‌شود. زمان شروع احتراق در مقاله حاضر مطابق تعریف، زاویه‌ی لنگی در نظر گرفته شده که در آن ۵ درصد سوخت موجود، واکنش داده باشد. این زمان در شبیه‌سازی با توجه به اینکه مدل با در نظر گرفتن سینتیک مفصل شیمیایی، مقادیر کسر جرمی را در طول دوره شبیه‌سازی به عنوان خروجی ارائه می‌دهد، قابل محاسبه است. زمان خاتمه احتراق نیز زاویه‌ی لنگی در نظر گرفته شده که در آن ۹۵ درصد سوخت موجود، واکنش داده باشد. در جدول ۲ نیز شرایط عملکردی موتور برای صحت‌گذاری ذکر شده است.

جدول ۲: شرایط عملکردی موتور برای صحت‌گذاری [۲۳]

Table 2. Engine operating condition for validation [23]

ردیف	نام مشخصه	مقدار مشخصه (واحد)
۱	دور موتور	۱۵۰۰ (rpm)
۲	نسبت هم‌ارزی	۰/۳
۳	فشار زمان بسته شدن سوپاپ ورودی	۱، ۲ و ۵ (bar)
۴	درصد گازهای برگشتی	۰ (%)

#### 1 Calibration

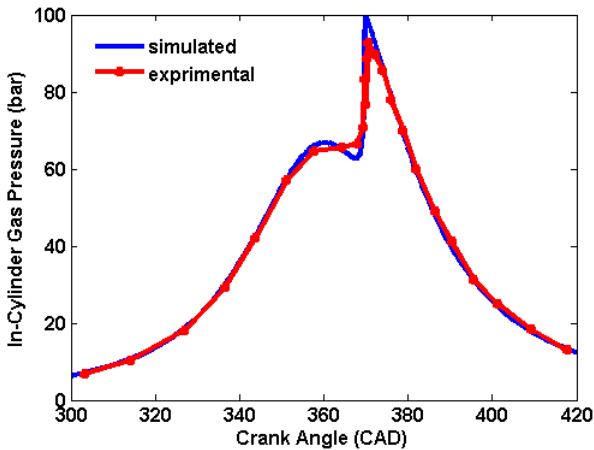


Fig. 4. In-cylinder pressure, Inlet pressure 1.5 bar [23]

شکل ۴: تغییرات فشار درون سیلندر، فشار ورودی ۱/۵ بار [۲۳]

#### ۴- بحث و بررسی نتایج

در این بخش، با تغییر پارامترهایی نظیر دور موتور، نسبت هم‌آزری، رطوبت نسبی، فشار و دمای ورودی و مقدار گازهای برگشتی به بررسی نحوه تغییرات زمان شروع احتراق، مشتق سوم فشار سیلندر در این لحظه، طول دوره احتراق و زاویه سوزش ۵۰ درصد پرداخته خواهد شد. در هر مورد، بقیه پارامترها ثابت در نظر گرفته شده مگر اینکه در متن به موردی غیر از آن اشاره شده باشد.

#### ۴-۱- اثر دور موتور

در گام اول به بررسی اثر دور موتور پرداخته شده است. مدل برای محدوده ۹۰۰ تا ۱۶۰۰ دور بر دقیقه حل شده و اثر این تغییرات بر پارامترهای زمان شروع و طول دوره احتراق و زاویه سوزش ۵۰ درصد در فشارهای ورودی مختلف بررسی می‌شود. شکل ۵ اثر تغییرات فشار ورودی و دور موتور را بر زمان شروع احتراق نشان می‌دهد. مدل در نسبت هم‌آزری ۰/۳، دمای ورودی ۴۴۰ کلوین و مقدار گازهای برگشتی ۰/۰ اجرا شده است.

همانطور که در شکل ۵ نشان داده شده می‌توان دریافت با افزایش دور موتور در بازه به نمایش در آمده، به دلیل کاهش فرصت انجام واکنش‌های آغازین زنجیره، زمان شروع احتراق به طور میانگین در حدود ۱/۵ درجه لنگ به تأخیر می‌افتد. شکل ۶ نیز ضمن نمایش تأثیر فشار ورودی و دور موتور بر زاویه سوزش ۵۰ درصد، این نتیجه را تأیید می‌کند.

در شکل ۷ اثر هم‌زمان دور موتور و فشار ورودی بر طول دوره احتراق به نمایش در آمده است که به طور میانگین افزایش ۱۴/۳ درصد در طول دوره احتراق را گزارش می‌کند. نتایج حاصل از برازش داده‌های شبیه‌سازی شده نشان می‌دهد که در این شرایط زمان شروع و طول دوره احتراق با دور به صورت روابط (۲۰) و (۲۱) متناسب اند:

$$SOC \propto N^{0.01892} \quad (20)$$

$$\theta_d \propto N^{0.7209} \quad (21)$$

همچنین در شکل ۲، شکل ۳ و شکل ۴ فشار و دمای لحظه‌ای سیلندر برای شرایط ارائه شده در جدول ۲ حاصل از شبیه‌سازی با مقادیر تجربی مقایسه شده است تا صحت مدل ارائه شده ارزیابی شود. مقادیر تجربی مقدار متوسط سیکل‌های متوالی<sup>۱</sup> است. شکل بیانگر تطبیق قابل قبول نتایج شبیه‌سازی با داده‌های تجربی قبل از شروع احتراق بوده و حین و پس از آن نتایج شبیه‌سازی به دلیل فرض‌های در نظر گرفته شده در مدل‌سازی تک ناحیه‌ای، از داده‌های تجربی فاصله خواهند گرفت. این موضوع در شکل ۲ به صورت انحراف نسبی فشار شبیه‌سازی شده نسبت به فشار تجربی نیز به نمایش درآمده است. این نمودار حداکثر ۱۰ درصد انحراف فشار را قبل از شروع احتراق نشان می‌دهد. لازم به توضیح است در این نمودارها به وضوح دیده می‌شود که مدل تک‌ناحیه‌ای تا حد مناسبی قابلیت پیش‌بینی روند عملکرد موتور را داراست از این رو در بررسی کیفی عملکرد موتور قابل استفاده است.

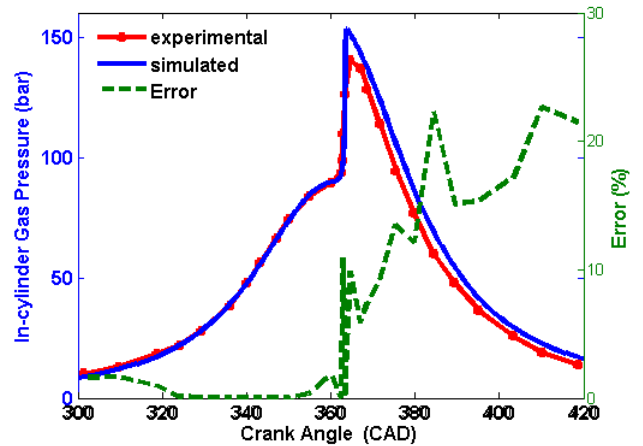


Fig. 2. In-cylinder pressure, Inlet pressure 2 bar [23]

شکل ۲: تغییرات فشار درون سیلندر، فشار ورودی ۲ بار [۲۳]

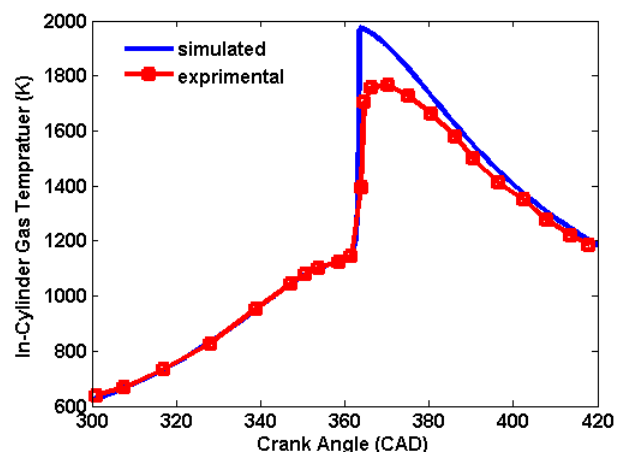


Fig. 3. In-cylinder temperature, Inlet pressure 2 bar [23]

شکل ۳: تغییرات دمای درون سیلندر، فشار ورودی ۲ بار [۲۳]

#### ۴-۲- اثر فشار هوای ورودی

همانگونه که در شکل ۵، شکل ۶ و شکل ۷ مشاهده می‌شود، در بررسی اثر دور موتور، بازه‌های مختلف فشار ورودی نیز در نظر گرفته شده است. برای انجام این کار تغییرات فشار در لحظه بسته شدن سوپاپ ورودی در محدوده ۱۳۰ تا ۲۳۰ کیلو پاسکال اعمال شده است. افزایش فشار هوای ورودی از یک سو باعث پیش‌رسی زمان شروع احتراق شده و از سوی دیگر با افزایش بازده حجمی موتور، مقادیر ناخالص کار و توان را افزایش می‌دهد. نتایج نیز حاکی از پیش‌رسی ۱/۵ درجه‌ای زمان شروع احتراق در بازه نشان داده شده است. شکل ۷ نیز به طور میانگین کاهش ۶۰ درصدی طول دوره احتراق را به ازای افزایش فشار ورودی در بازه نشان داده شده، گزارش می‌کند. برآزش این نمودارها، اثرات فشار در لحظه بسته شدن سوپاپ ورودی بر زمان شروع احتراق و طول دوره احتراق را به صورت زیر بیان می‌کند.

$$SOC \propto P_{IVC}^{-0.01921} \quad (22)$$

$$\theta_d \propto P_{IVC}^{-0.6312} \quad (23)$$

#### ۴-۳- اثر نسبت هم‌ارزی

در گام سوم تأثیر تغییر نسبت هم‌ارزی مورد بررسی قرار گرفت. شکل ۸ تأثیر تغییر هم‌زمان نسبت هم‌ارزی و دمای مخلوط ورودی را بر زمان شروع احتراق نشان داده و گزارش می‌کند افزایش نسبت هم‌ارزی زمان شروع احتراق را به طور میانگین حدود ۴ درجه لنگ در بازه مورد بررسی به تأخیر می‌اندازد. این نتیجه با توجه به رقیق‌سوز بودن این موتورها و افزایش قابلیت اشتعال‌پذیری با افزایش میزان سوخت در این محدوده عملکردی قابل توجه است. شکل ۹ نیز تأثیر نسبت هم‌ارزی بر زاویه سوزش ۵۰ درصد را در ۳ دمای ورودی مختلف نشان داده و این نتیجه را تایید می‌کند. طی بررسی داده‌های حاصل از شکل ۸ و شکل ۱۰، رابطه نسبت هم‌ارزی با زمان شروع احتراق و طول دوره احتراق به صورت روابط (۲۴) و (۲۵) گزارش می‌شوند.

$$SOC \propto \phi^{0.01283} \quad (24)$$

$$\theta_d \propto \phi^{-0.8999} \quad (25)$$

#### ۴-۴- اثر دمای هوای ورودی

همانگونه که در شکل ۸، شکل ۹ و شکل ۱۰ مشاهده می‌شود، در بررسی اثر نسبت هم‌ارزی، بازه‌های مختلف دمای ورودی نیز در نظر گرفته شده است. برای انجام این کار تغییرات دما در لحظه بسته شدن سوپاپ ورودی در محدوده ۱۳۷ تا ۱۵۷ درجه سانتی‌گراد اعمال شده است. شکل ۸ نشان دهنده آن است که با افزایش دمای ورودی دما و فشار نسبی سیال در چرخه افزایش یافته و به تبع آن زمان شروع احتراق پیش خواهد افتاد. این نتیجه در شکل ۹ تایید شده و از برآزش داده‌های آن رابطه (۲۶) حاصل

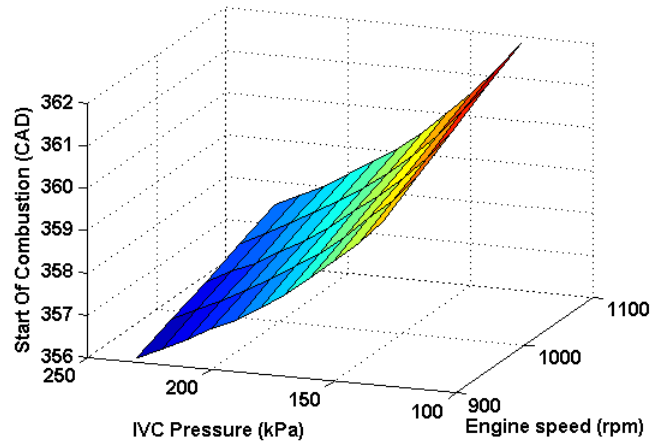


Fig. 5. SOC variation by inlet pressure and engine speed

شکل ۵: اثر فشار ورودی و دور موتور بر زمان شروع احتراق

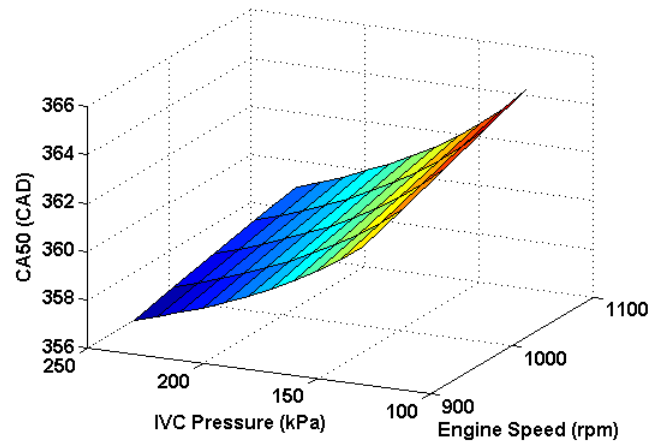


Fig. 6. CA50 variation by inlet pressure and engine speed

شکل ۶: اثر فشار ورودی و دور موتور بر زاویه سوزش ۵۰ درصد

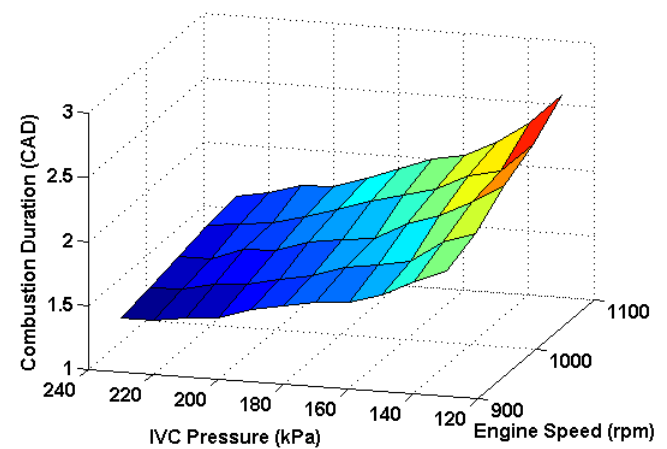


Fig. 7. Combustion duration variation by inlet pressure and engine speed

شکل ۷: اثر فشار ورودی و دور موتور بر طول دوره احتراق

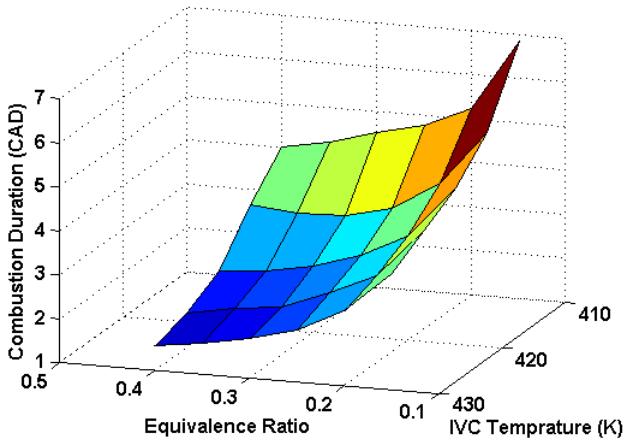


Fig. 10. Combustion duration variation by inlet temperature and equivalence ratio

شکل ۱۰: اثر نسبت هم‌ارزی و دمای هوای ورودی بر طول دوره احتراق

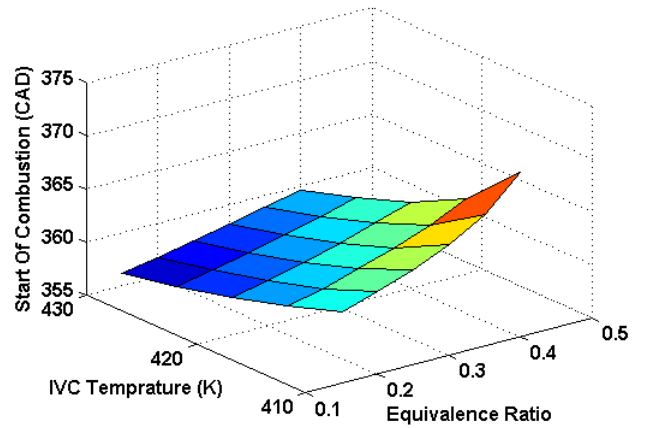


Fig. 8. SOC variation by inlet temperature and equivalence ratio

شکل ۸: اثر نسبت هم‌ارزی و دمای هوای ورودی بر زمان شروع احتراق

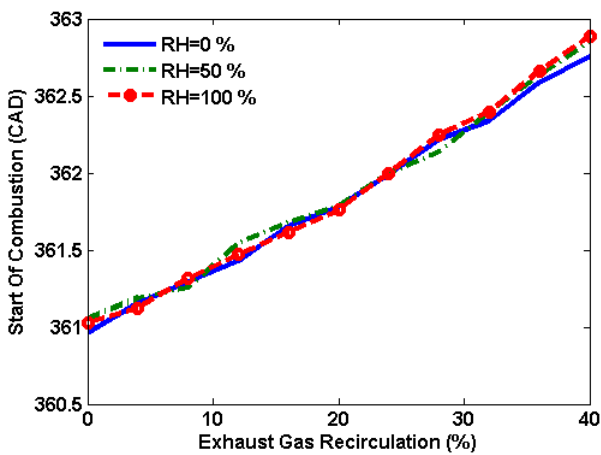


Fig. 11. SOC variation by EGR and air relative humidity

شکل ۱۱: اثر مقدار گازهای برگشتی و رطوبت نسبی بر زمان شروع احتراق

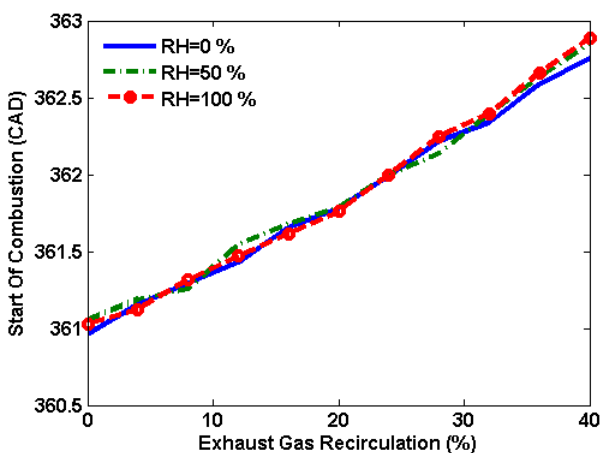


Fig. 12. CA50 variation by EGR and air relative humidity

شکل ۱۲: اثر مقدار گازهای برگشتی و رطوبت نسبی بر زاویه سوختن ۵۰ درصد

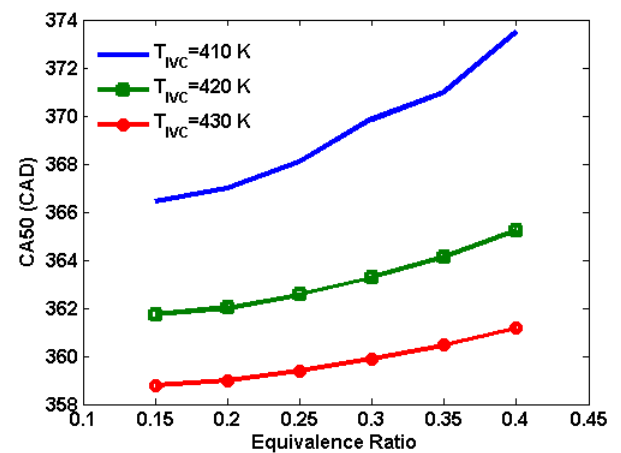


Fig. 9. CA50 variation by inlet temperature and equivalence ratio

شکل ۹: اثر نسبت هم‌ارزی بر زاویه سوختن ۵۰ درصد

می‌شود. همچنین از برازش داده‌های به نمایش در آمده در شکل ۱۰ رابطه (۲۷) برای طول دوره احتراق حاصل می‌شود.

$$SOC \propto T_{IVC}^{-0.1671} \quad (26)$$

$$\theta_d \propto T_{IVC}^{-1.186} \quad (27)$$

۴-۵- اثر مقدار گازهای برگشتی

در این بخش تأثیر تغییر در مقدار گازهای برگشتی نمایش داده می‌شود. شکل ۱۱ و شکل ۱۲ تأثیر مقدار گازهای برگشتی را بر زمان شروع و طول دوره احتراق نشان می‌دهند.

با افزایش مقدار گازهای برگشتی، به میزان قابل توجهی از مقدار بیشینه دمای سیلندر کاسته شده و با توجه به اینکه بخش اعظم تولید اکسیدهای نیتروژن به دما وابسته است، این امر به کاهش آلاینده‌ی موتور منجر می‌شود.

۴-۷- رابطه زمان شروع و طول دوره احتراق

با فرض برهم‌نهی و استقلال پارامترهای مختلف، می‌توان از ترکیب روابط ریاضی به دست آمده در بخش‌های قبل به رابطه‌ای کلی برای پیش‌بینی زمان شروع احتراق و طول دوره احتراق در موتورهای اشتعال تراکمی مخلوط همگن رسید. این رابطه یک پیشنهاد اولیه است که می‌توان از آن به جای روش‌های موجود (مانند انتگرال کوشی [۱۰]) در مدل‌های کنترل‌گرا استفاده نمود. این روابط به صورت زیر نوشته می‌شوند،

$$SOC = C_1 \frac{N^{0.01892} \phi^{0.01283} (1+EGR)^{0.001314}}{P_{W/C}^{0.01921} T_{W/C}^{0.1671}} \quad (30)$$

$$\theta_d = C_2 \frac{N^{0.7209} (1+EGR)^{0.2729}}{\phi^{0.8999} P_{W/C}^{0.6312} T_{W/C}^{1.186}} \quad (31)$$

برای جبران خطاهای احتمالی و همچنین در نظر گرفتن ثوابت تناسب در هر یک رابطه‌های قبل، ضرایب ثابت  $C_1$  و  $C_2$  در نظر گرفته شده‌اند. جایگشت‌های مختلف متغیرهای مورد بررسی در بیش از ۲۴۰۰ حالت توسط کد توسعه داده شده اجرا شد تا به وسیله تطابق با آن، ضرایب فوق به دست آیند. با توجه به این محاسبات مقدار ضرایب ثابت  $C_1$  و  $C_2$  به ترتیب ۹۶۹/۲۸ و ۱۵۱/۶۲ به دست آمده‌اند.

جدول ۳ میزان دقت معادلات فوق در پیش‌بینی نتایج شبیه‌سازی را نشان می‌دهد. این جدول نشان می‌دهد که اختلاف مقدار پیش‌بینی شده توسط رابطه (۳۰) با مقادیر محاسبه شده توسط کد در ۸۲/۲٪ از ۲۴۰۰ حالت مورد بررسی، کمتر از ۱ درجه لنگ بوده است که نشان‌دهنده دقت خوب این رابطه است. اگر بازه مطلوب اختلاف به ۳ درجه لنگ افزایش پیدا کند، دقت رابطه به حدود ۹۴٪ خواهد رسید. محدوده کمتر از ۲ درجه لنگ، مقدار مجازی است که معمولاً در مدل‌های کنترل‌گرا از آن استفاده می‌شود.

جدول ۳: دقت روابط (۳۰) و (۳۱) در پیش‌بینی داده‌های شبیه‌سازی

Table 3. The accuracy of Eqs. (30) and (31) in the prediction of simulation data

ردیف	نام مشخصه	مقدار مشخصه (واحد)
	زمان شروع احتراق	طول دوره احتراق
۱	نتایج با خطای کمتر از ۱ درجه	۶۷/۸ (%)
۲	نتایج با خطای کمتر از ۲ درجه	۸۸/۹۸ (%)
۳	نتایج با خطای کمتر از ۳ درجه	۹۸/۳ (%)

از نتایج ارائه شده در جدول ۳ می‌توان دریافت روابط ارائه شده برای محاسبه زمان شروع احتراق موتور کاترپیلار ۳۵۰ با سوخت متان، برای کاربرد در مدل‌های کنترل‌گرا دقت مطلوب [۱۶ و ۱۷] را ارائه می‌دهد.

ضمناً افزایش مقدار گازهای برگشتی به طور نسبی از فشار سیال در طول چرخه کاسته و در نتیجه زمان شروع احتراق را به تأخیر می‌افکند. در شکل ۱۲ این نتیجه با بررسی زاویه سوزش ۵۰ درصد تأیید شده و رابطه (۲۸) بیانگر شدت تأثیر آن است. شکل ۱۳ نیز اثر مقدار گازهای برگشتی را بر طول دوره احتراق به تصویر کشیده است و رابطه (۲۹) حاصل از برازش داده‌های آن بیانگر ارتباط مستقیم طول دوره احتراق با مقدار گازهای برگشتی است.

$$SOC \propto (1+EGR)^{0.001314} \quad (28)$$

$$\theta_d \propto (1+EGR)^{0.2729} \quad (29)$$

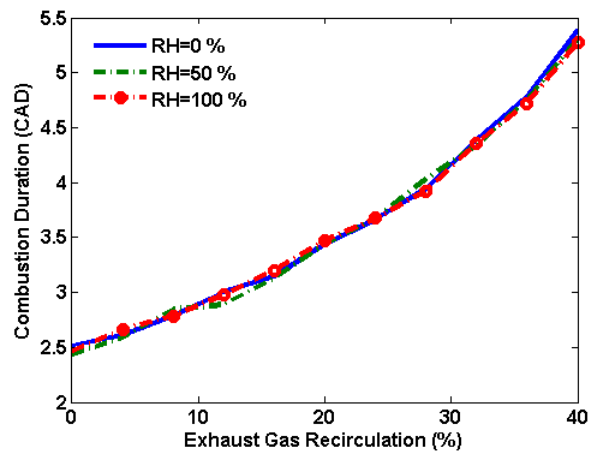


Fig. 13. Combustion duration variation by EGR and air relative humidity

شکل ۱۳: اثر رطوبت نسبی و مقدار گازهای برگشتی بر طول دوره احتراق

۴-۶- اثر رطوبت نسبی

در گام بعدی به بررسی تأثیر تغییر در رطوبت نسبی پرداخته می‌شود. بدین منظور محدوده ۰ تا ۱۰۰ درصد برای رطوبت نسبی انتخاب شده است. نتایج مدل‌سازی بیانگر ناچیز بودن تأثیر رطوبت نسبی بر مشخصات احتراقی موتور از جمله زمان شروع احتراق است. دلیل آن را می‌توان در مقدار عددی نسبت گرماهای ویژه بخار آب (۱/۳۲۷) دانست که اضافه شدن آن به مخلوط ورودی تغییر محسوسی در نسبت گرماهای ویژه مخلوط ایجاد نکرده و با توجه به این امر که مدل تک‌ناحیه‌ای محدوده موتور گردانی را با روابط آیزنتروپیک محاسبه می‌کند، تأثیر قابل توجهی در زمان شروع احتراق نخواهد داشت.

در ضمن مدل بر اساس سینتیک مفصل شیمیایی نیز وجود بخار آب در مخلوط را بر احتراق بدون تأثیر دانسته و مقدار بخار آب موجود در هوای ورودی را بر زاویه سوزش ۵۰ درصد و همچنین طول دوره احتراق بی اثر گزارش می‌کند. شکل ۱۱، شکل ۱۲ و شکل ۱۳ تأیید کننده این موضوع‌اند.



مورد بررسی قرار می‌دهد. همچنین از مدل می‌توان برای بررسی کیفی مشخصات عملکردی دیگر موتور استفاده نمود.

- رابطه ارائه شده برای زمان شروع احتراق بر اساس متغیرهای ورودی موتور برای سوخت متان دقت لازم برای استفاده در مدل‌های کنترل‌گرا را ارائه می‌کند.
- نتایج حاصل از مدل ارائه شده بیانگر عدم تأثیر مقدار رطوبت نسبی بر زمان شروع و طول دوره احتراق است.

مقدار مشتق سوم فشار در لحظه شروع احتراق برای احتراق متان و موتور کاترپیلا ۳۵۰۰ از میانگین شرایط عملکردی ذکر شده  $\text{bar/CAD}^3$   $0/3736$  حاصل شده است.

### فهرست علائم

$A$	مساحت، $\text{m}^2$
$c_p$	گرمای ویژه در فشار ثابت، $\text{m}^2\text{s}^{-2}\text{K}$
$EGR$	گازهای برگشتی، %
$H$	ضریب انتقال گرمای جابجایی، $\text{kgK}^{-1}\text{s}^{-2}$
$M$	جزء سازنده مخلوط
$P$	فشار، $\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-2}$
$Q$	گرما، $\text{kgm}^2\text{s}^{-2}$
$RH$	رطوبت نسبی، %
$RR$	نرخ کلی واکنش
$SOC$	شروع احتراق، CAD
$T$	دما، K
$U$	انرژی داخلی، $\text{kgm}^2\text{s}^{-2}$
$V$	حجم، $\text{m}^3$
$W$	کار، $\text{kgm}^2\text{s}^{-2}$
$Y$	کسر جرمی

### علامت یونانی

$\theta$	درجه لنگ، deg
$\rho$	چگالی، $\text{kgm}^{-3}$
$\nu$	ضرایب استوکیومتریکی واکنش
$\phi$	نسبت هم‌ارزی
$\omega$	نرخ تولید و از بین رفتن گونه‌های شیمیایی

### زیرنویس

$a$	اتم‌سفر
$act$	واقعی
$g$	گاز اشیاع

### ۴-۸- تعیین مقدار عددی مشتق سوم فشار در لحظه شروع احتراق

مقدار عددی مشتق سوم فشار نسبت به درجه لنگ در بسیاری از کاربردهای کنترلی به عنوان معیاری حدی برای تعیین زمان شروع احتراق به کار می‌رود. این روش هر چند یکی از ساده‌ترین و پرکاربردترین روش‌های موجود است اما نقطه ضعف اصلی آن، وابستگی شدید این مقدار حدی به نوع موتور و سوخت مورد استفاده است.

در این بخش مقدار عددی مشتق سوم فشار در لحظه شروع احتراق برای موتور مورد بحث از میانگین بیش از  $2400$  شرایط عملکردی محاسبه شده است. لازم به توضیح است که این مقدار عددی نیز وابسته به شرایط ورودی موتور متغیر خواهد بود، از این رو به عنوان نمونه در شکل ۱۴ تأثیر دور موتور و فشار هوای ورودی بر مقدار عددی مشتق سوم فشار در لحظه شروع احتراق به نمایش درآمده است.

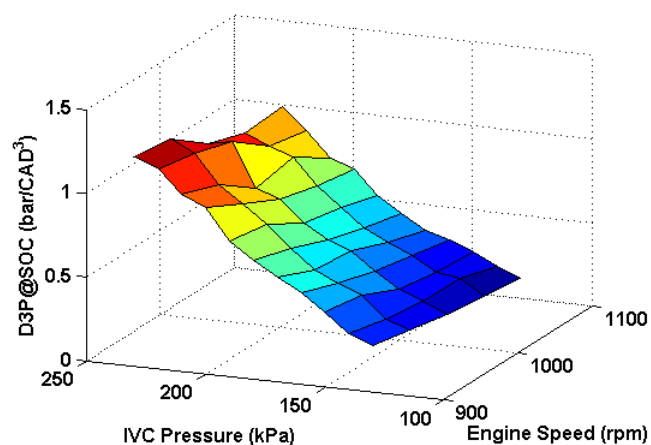


Fig. 14. third derivation of in-cylinder pressure variation by inlet air pressure and engine speed

شکل ۱۴: تأثیر دور موتور و فشار هوای ورودی بر مشتق سوم فشار در لحظه شروع احتراق

با میانگین‌گیری از همه اعداد به دست آمده، می‌توان ادعا نمود که این مقدار برای احتراق متان در موتور کاترپیلا ۳۵۰۰ برای شرایط عملکردی ذکر شده  $\text{bar/CAD}^3$   $0/3736$  است.

$$\left. \frac{d^3 P}{d\theta^3} \right|_{SOC} = 0.374 \frac{\text{bar}}{\text{CAD}^3} \quad (32)$$

### ۵- نتیجه‌گیری

در کار حاضر، مدلی تک ناحیه‌ای با در نظر گرفتن سینتیک مفصل شیمیایی برای موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن توسعه یافته و از آن برای بررسی متغیرهای موثر در زمان شروع و طول دوره احتراق استفاده شده است که نتایج حاصل را می‌توان بدین صورت طبقه بندی نمود:

- مدل ارائه شده برای پیش‌بینی زمان شروع احتراق مناسب بوده و متغیرهای بسیاری از جمله رطوبت نسبی و گازهای برگشتی را

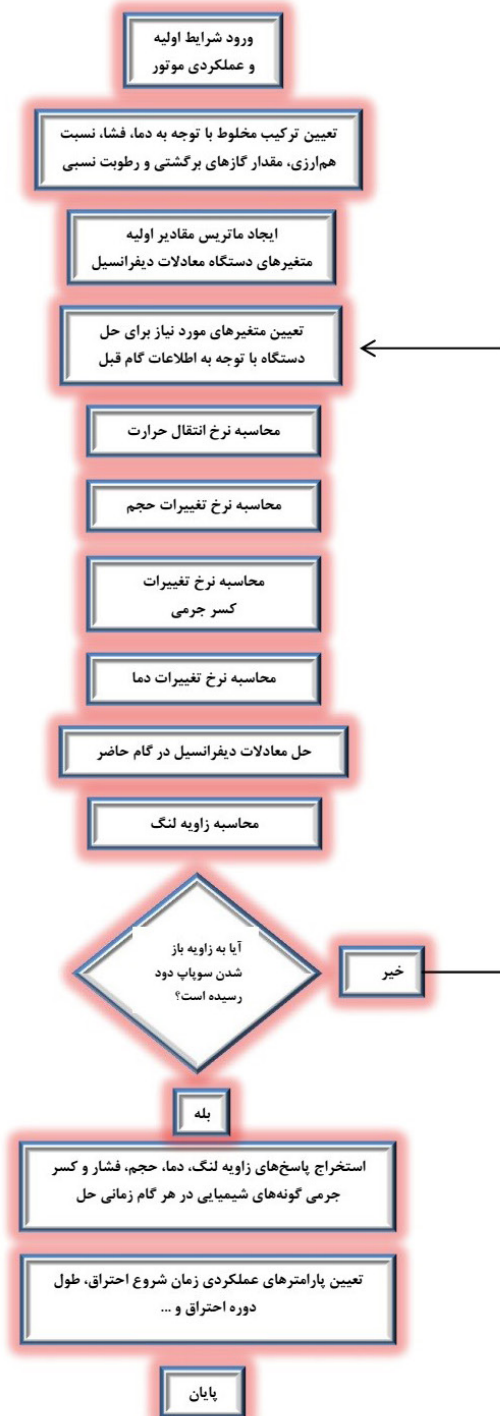
## منابع

- [1] S. Onishi, S.H. Jo, K. Shoda, P.D. Jo, S. Kato, Active thermo-atmosphere combustion (ATAC)—a new combustion process for internal combustion engines, *SAE Transactions*, (1979) 1851-1860.
- [2] M. Noguchi, Y. Tanaka, T. Tanaka, Y. Takeuchi, A study on gasoline engine combustion by observation of intermediate reactive products during combustion, 0148-7191, *SAE Technical Paper*, 1979.
- [3] P.M. Najt, D.E. Foster, Compression-ignited homogeneous charge combustion, *SAE Transactions*, (1983) 964-979.
- [4] R.H. Thring, Homogeneous-charge compression-ignition (HCCI) engines, 0148-7191, *SAE Technical paper*, 1989.
- [5] J.-O. Olsson, P. Tunestål, B. Johansson, Boosting for high load HCCI, *SAE transactions*, (2004) 579-588.
- [6] M. Stockinger, *Investigations of a Gasoline Engine Using Self-Ignition by Compression*, MTZ Motortechnische Zeitschrift, 53 (1992).
- [7] N. Sarabchi, S. Mahmoudi, R.K. Saray, Thermodynamic Analysis of a Tri-generation Cycle with HCCI Engine as Prime Mover, *Modares Mechanical Engineering*, 13(2) (2013) 56-69. (In Persian)
- [8] J. Zheng, W. Yang, D.L. Miller, N.P. Cernansky, Prediction of pre-ignition reactivity and ignition delay for HCCI using a reduced chemical kinetic model, *SAE Transactions*, (2001) 999-1006.
- [9] W.L. Easley, A. Agarwal, G.A. Lavoie, Modeling of HCCI combustion and emissions using detailed chemistry, *Sae Transactions*, (2001) 1045-1061.
- [10] M. Shahbakhti, R. Lupul, C.R. Koch, Predicting HCCI auto-ignition timing by extending a modified knock-integral method, 0148-7191, *SAE Technical Paper*, 2007.
- [11] O. Jahanian, S. A. Jazayeri, A comprehensive study on natural gas HCCI engine via a single zone thermo-kinetic engine model, in: *12th Conference of Fluid Dynamics (FD2009)*, Babol, Iran, 2009. (in Persian)
- [12] O. Jahanian, S.A. Jazayeri, The Effects of Using Formaldehyde as an Additive on the Performance of an HCCI Engine Fueled with Natural Gas, *Proceeding of American Society of Mechanical Engineers*, (2010) 601-609.
- [13] S. Jazayeri, J. Omid, A thermo-kinetic model base study on natural gas HCCI engine response to different initial conditions, *Silniki Spalinowe*, 48 (2009) 89-99.
- [14] O. Jahanian, S. Jazayeri, A comprehensive numerical study on effects of natural gas composition on the operation of an HCCI engine, *Oil & Gas Science and*

لحظه بسته شدن سوپاپ ورودی	IVC
استوکیومتریک	st
بخار	v
دیواره	w

## پیوست

الگوریتم حل معادلات مدل تک ناحیه‌ای



- [19] G. P. Smith, D. M. Golden, M. Frenklach, N. W. Moriarty, B. Eiteneer, M. Goldenberg, C. T. Bowman, R. K. Hanson, S. Song, , Jr. W. C. Gardiner, V. V. Lissianski, Z. Qin, GRI 3.0 Mechanism, Gas Research Institute, Accessed on February 2000. [http://www.me.berkeley.edu/gri\\_mech](http://www.me.berkeley.edu/gri_mech)
- [20] J. Chang, O. Güralp, Z. Filipi, D. Assanis, T.-W. Kuo, P. Najt, R. Rask, New heat transfer correlation for an HCCI engine derived from measurements of instantaneous surface heat flux, *SAE transactions*, (2004) 1576-1593.
- [21] K. K. Kuo, Principles of combustion, 1986.
- [22] M. Nazoktabar, S. A. Jazayeri, O. Jahanian, M. Shahbakhti, Numerically comparing of performance of an HCCI engine fueled with PRFs, in: 1st *National Conference on Combustion Engine (NCICE-1)*, Iran. 2012. (In Persian)
- [23] S.B. Fiveland, D.N. Assanis, Development and validation of a quasi-dimensional model for HCCI engine performance and emissions studies under turbocharged conditions, *SAE Transactions*, (2002) 842-860.
- Technology–Revue d'IFP Energies nouvelles*, 67(3) (2012) 503-515.
- [15] O. Jahanian, S.A. Jazayeri, The Effects of Using Formaldehyde as an Additive on the Performance of an HCCI Engine Fueled with Natural Gas, in: ASME 2010 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, *American Society of Mechanical Engineers*, 2010, pp. 601-609.
- [16] X.-c. Lü, W. Chen, Y.-c. Hou, Z. Huang, Study on the ignition, combustion and emissions of HCCI combustion engines fueled with primary reference fuels, 0148-7191, *SAE Technical Paper*, 2005.
- [17] M. Shahbakhti, C.R. Koch, Control oriented modeling of combustion phasing for an HCCI engine, in: 2007 *American Control Conference, IEEE*, 2007, pp. 3694-3699.
- [18] M. Shahbakhti, R. Lupul, C.R. Koch, Predicting HCCI auto-ignition timing by extending a modified knock-integral method, 0148-7191, *SAE Technical Paper*, 2007.

برای ارجاع به این مقاله از عبارت زیر استفاده کنید:

Please cite this article using:

M. M. Namar, O. Jahanian, Defining Start and Duration of Combustion in HCCI Engines using Mean-Value Method for Control Applications, *Amirkabir J. Mech. Eng.*, 50(6) (2018) 1265-1276.  
DOI: 10.22060/mej.2017.12452.5339



