

مطالعه احتراق مخلوط سوخت گاز طبیعی و دی متیل اتر (DME) در موتورهای HCCI با روش سینتیک شیمیایی

بهمن فرضی^{۱*}، صمد جعفرمدار^۲، شهرام خلیل آریا^۳، آرمین سعیدی^۴
ارومیه - کیلومتر ۱۵ جاده سرو - دانشگاه ارومیه - دانشکده فنی مهندسی - گروه مهندسی مکانیک
(* نویسنده مخاطب: bahman.farzi@gmail.com)

چکیده

اشتعال تراکمی مخلوط همگن (HCCI)، تکنولوژی جدیدی در زمینه احتراق می باشد که می تواند به عنوان جایگزین مناسبی برای موتورهای دیزل، میزان آلاینده های اکسید نیتروژن (NOx) و ذرات معلق (PM) را تا حد زیادی کاهش دهد. در کار حاضر، اثرات دی متیل اتر (DME) بر روی احتراق سوخت گاز طبیعی در موتور HCCI توسط یک مدل صفر بعدی تک منطقه ای با سنتیک مفصل شیمیایی بررسی شده است. مکانیزم شیمیایی به کار برده شده شامل ۸۳ گونه و ۳۶۳ واکنش می باشد. محاسبات مدل توسط کد نوشته شده به زبان FORTRAN انجام گرفته است. آنالیز سینتیک شیمیایی نشان داد که احتراق با اکسیداسیون DME شروع شده و در نتیجه باعث احتراق گاز طبیعی می شود. مدل به خوبی تغییرات دما و فشار داخل سیلندر را پیش بینی نمود. با توجه به نتایج بدست آمده ترکیب مناسبی از DME و سوخت گاز طبیعی بدون نیاز به پیش گرمایش مخلوط ورودی می تواند در شرایط موتور HCCI به خوبی کار کند. همچنین اثر سرعت های مختلف موتور روی عملکرد موتور HCCI بررسی شده است. نتایج حاصل نشان می دهد که با افزایش دور موتور، احتراق به تاخیر افتاده و حتی امکان محترق نشدن مخلوط سوخت وجود دارد که در نتیجه با افزایش سرعت موتور مقدار DME مورد نیاز برای احتراق مناسب نیز افزایش می یابد.

واژه های کلیدی: موتور HCCI - سینتیک شیمیایی - مدل تک منطقه ای - گاز طبیعی - دی متیل اتر

۱- مقدمه

در سال های اخیر موتورهای اشتعال تراکمی مخلوط همگن (HCCI) به عنوان جایگزین مناسبی برای موتورهای موجود اشتعال تراکمی (CI) و اشتعال جرقه ای (SI) مطرح شده اند. این موتورها می توانند با حفظ راندمان حرارتی بالا، به طور چشمگیری آلاینده های اکسید نیتروژن (NOx) و ذرات معلق (PM) را کاهش دهند. در موتورهای HCCI، مخلوط پیش آمیخته هوا و سوخت همانند موتورهای SI به داخل کشیده شده و احتراق بدون وجود شمع، همانند موتورهای CI انجام می گیرد. در حقیقت موتورهای HCCI را می توان تلفیقی از موتورهای SI و CI دانست. با این وجود برخلاف این دو موتور اشتعال مخلوط به صورت لحظه ای و در کل محفظه احتراق انجام می گیرد و هیچگونه جبهه شعله ای در داخل سیلندر ایجاد

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشگاه ارومیه

۲- استادیار، دانشگاه ارومیه

۳- استادیار، دانشگاه ارومیه

۴- دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشگاه ارومیه

نمی شود. در این موتورهای مخلوط سوخت به سرعت مصرف شده و کارکرد موتور با سوخت های بسیار فقیر نیز امکان پذیر می باشد. [1-4]

با وجود مزایای فراوان موتورهای HCCI و پیشرفتهای فراوان و امیدوار کننده در این زمینه، هنوز این تکنولوژی با اشکالات عدیده ای روبروست. با وجود این که میزان آلاینده های NOx و PM در این موتورها کاهش می یابد، ولی میزان آلاینده های مونوکسید کربن (CO) و هیدروکربن های نسوخته (HC) همچنان بالاست [5]. یکی دیگر از مهمترین مشکلات این موتورها دشوار بودن کنترل زمان بندی احتراق در آنهاست زیرا در این موتورها همانند موتورهای SI و CI جرقه یا پاششی وجود ندارد تا بتوان به وسیله آن زمان احتراق را کنترل نمود [6].

برای حل این مشکلات در سال های اخیر روش های مختلفی پیشنهاد شده اند که از جمله آنها می توان به بازخورانی گازهای خروجی (EGR)، پیش گرمایش مخلوط ورودی، زمان بندی متغیر سوپاپها (VVT)، نسبت تراکم متغیر، پاشش مستقیم و مخلوط نمودن سوخت های مختلف اشاره کرد. علاوه بر این امکان ترکیب این سیستم احتراق با سیستم های دیگر احتراقی نظیر سیستم SI-HCCI-CI در حال بررسی می باشد [7-9].

یکی از مهمترین زمینه های تحقیقاتی در حال حاضر ترکیب سوخت های مختلف می باشد که توجه بسیاری از محققان را به خود جلب کرده است. دلیل این امر قابلیت انعطاف پذیری بالای موتورهای HCCI در زمینه سوخت مصرفی می باشد. ترکیب سوخت های مختلف از نظر زیست محیطی نیز حائز اهمیت بوده و می توان با استفاده از سوخت های جایگزین سوخت های فسیلی (به عنوان مثال سوخت های با منشأ زیستی) کمک شایانی به حفظ محیط زیست نمود [10].

سوخت معمول دیزل به دلیل ویژگی های خاص فیزیکی و شیمیایی آن برای استفاده در موتورهای HCCI مناسب نبوده و می تواند باعث بروز مسائل بسیاری در این موتورها شود. سوخت گاز طبیعی به خاطر ایجاد مخلوط همگنی از سوخت، جایگزین مناسبی برای سوخت دیزل می باشد. خوداشتعالی گاز طبیعی در شرایط عادی موتور HCCI نیاز به دمایی در حدود ۱۲۰۰ تا ۱۲۵۰ کلوین دارد. برای رسیدن به این دمای بالا، می بایست مخلوط ورودی را پیش گرم نمود و یا از نسبت تراکم بالاتری در موتور استفاده کرد که هر دوی این روش ها روی کارکرد و عمر موتور اثر منفی به جای می گذارند [10]. ترکیب سوخت های مختلف، راه حل مناسبی برای این مسئله می باشد. با ترکیب سوخت های مناسب می توان به طور قابل توجهی دمای مورد نیاز برای احتراق مخلوط را پایین آورد [10,11].

با توجه به بالا بودن هزینه های آزمایشگاهی، امروزه مدل سازی های کامپیوتری، جایگاه ویژه ای در تحقیقات یافته اند. شبیه سازی موتور، وسیله مناسبی برای مطالعه جزئیات داخل سیلندر بوده و کمک شایانی در زمینه طراحی موتور می کند. با توجه به نقش اساسی واکنش های شیمیایی در موتورهای HCCI، کاربرد سینتیک شیمیایی برای توصیف احتراق در این موتورها ضروری است. مدل های مختلفی برای شبیه سازی موتور وجود دارند که شامل مدل های صفر بعدی تک منطقه ای [1,4,7,12]، مدل های چند منطقه ای [13,14] و مدل های چند بعدی دینامیک سیالاتی محاسباتی (CFD) [15,16] هستند. هدف کار حاضر بررسی اثرات افزودن DME به سوخت گاز طبیعی در احتراق HCCI با روش تک منطقه ای با سینتیک مفصل شیمیایی می باشد. همچنین در این مقاله، نتایج مدل ارائه شده با نتایج حاصل از مدل CFD مقایسه شده اند.

۲- توصیف مدل و روابط حاکم بر آن

با مطالعات اخیر نشان داده شده که عامل تعیین کننده در احتراق HCCI، سینتیک شیمیایی می باشد و روش هایی که بر این پایه بنا شده اند می توانند به طور موفقیت آمیزی رفتار احتراقی موتورهای HCCI و آلاینده های ناشی از آن را پیش بینی کنند. در این پژوهش از یک مدل صفر بعدی تک منطقه ای با سینتیک مفصل شیمیایی برای پیش بینی رفتار موتور استفاده شده است. مدل مورد استفاده به زبان FORTRAN نوشته شده و برای شبیه سازی شیمیایی سوخت، مکانیزم واکنشی

DME با ۷۹ گونه و ۳۵۱ واکنش به کار گرفته شده است [17]. در این مقاله از متان (CH₄) به عنوان نماینده سوخت گاز طبیعی استفاده شده است. اثرات گونه های دیگری که در این سوخت وجود دارند نسبت به اثرات اکسیدکنندگی DME بسیار ناچیز می باشند [18]. تشکیل آلاینده های اکسید نیتروژن (NO_x) به وسیله مکانیزم NO شبیه سازی شده است [18]. این مکانیزم شامل گونه های N، NO، NO₂ و N₂O همراه با ۱۲ واکنش برای توصیف تشکیل اکسیدهای نیتروژن می باشد که با افزودن آن به مکانیزم اصلی، مکانیزم حاصل شامل ۸۳ گونه و ۳۶۳ واکنش می باشد. در پژوهش حاضر میزان NO_x خروجی از موتور برابر مجموع مقادیر NO و NO₂ برای مقایسه با نتایج آزمایشگاهی در نظر گرفته شده است. واکنش های شیمیایی را به صورت کلی می توان به صورت زیر بیان کرد [19]:

$$\sum_{i=1}^{83} \alpha_{ijf} A_i \xleftrightarrow[k_{jb}]{k_{jf}} \sum_{i=1}^{83} \alpha_{ijb} A_i \quad (1)$$

برای واکنش *j*-ام ضریب *K* توسط رابطه آرنیوس بیان می شود [19]:

$$k_{jf} = A_{jf} T^B \exp\left(\frac{-E_{jf}}{RT}\right) \quad (2)$$

که در آن ثوابت *B*، *A_{jf}* و *E_{jf}* معلوم هستند. این سه ضریب به عنوان اطلاعات ورودی برای تمامی واکنش ها مورد نیاز هستند. ضریب *K_{jb}* همانند *K_{jf}* تعریف می شود. نرخ واکنش رفت و برگشت برای واکنش *j*-ام به صورت زیر تعریف می شوند [19]:

$$R_{jf} = k_{jf} \prod_{i=1}^{83} (\rho x_i)^{\alpha_{ijf}} \quad (3)$$

$$R_{jb} = k_{jb} \prod_{i=1}^{83} (\rho x_i)^{\alpha_{ijb}} \quad (4)$$

که در آن *x_i* نسبت مولی گونه *i*-ام می باشد. *ρ* دانسیته مخلوط بوده و به صورت نسبت جرم مخلوط به حجم داخل سیلندر در هر لحظه تعریف می شود. حجم داخل سیلندر به صورت تابعی از زاویه میل لنگ به صورت زیر تغییر می یابد: [20]

$$\frac{V(t)}{V_c} = 1 + \frac{C-1}{2} \left[R+1 - \cos \theta - \sqrt{R^2 - \sin^2 \theta} \right] \quad (5)$$

که در آن *V_c* حجم لقی سیلندر، *C* نسبت تراکم، *R* نسبت طول شاتون به طول میل لنگ و *θ* زاویه میل لنگ می باشد که رابطه آن با زمان، به صورت زیر است:

$$\theta = \frac{2\pi N}{60} t + \theta_{IVC} \quad (6)$$

که در آن *N* دور موتور بر حسب دور بر دقیقه و *θ_{IVC}* زاویه میل لنگ در زمان بسته شدن سوپاپ ورودی بر حسب رادیان می باشد. نرخ خالص تولید هرگونه تابعی از نرخ واکنش هایی خواهد بود که به صورت همزمان اتفاق می افتد و با رابطه زیر بیان می شود [19]:

$$-\rho \frac{dx_i}{dt} = \sum_{j=1}^{363} (\alpha_{ijf} - \alpha_{ijb}) (R_{jf} - R_{jb}) \quad (7)$$

با فرض گاز کامل بودن مخلوط، معادله انرژی به صورت زیر بیان می شود [19]:

$$c_v \frac{dT}{dt} + P \frac{dv}{dt} + v \sum_{i=1}^{83} e_i \frac{dx_i}{dt} = \dot{Q}_{Loss} \quad (8)$$

که در آن c_v گرمای ویژه حجم ثابت، T دما، v حجم مخصوص و P فشار مخلوط می باشد. همچنین e_i انرژی داخلی مخصوص گونه i -ام و \dot{Q}_{Loss} نرخ اتلاف حرارت از دیواره های سیلندر می باشد. برای محاسبه فشار از قانون گاز ایده آل استفاده شده است:

$$P = \rho \frac{RT}{W} \quad (9)$$

که در آن R ثابت جهانی گازها و W جرم مولکولی مخلوط می باشد. نرخ اتلاف حرارتی توسط رابطه آناند محاسبه می شود [20]:

$$\dot{Q}_{Loss} = A_s \left\{ \frac{aK}{D} Re^b (T - T_w) + c(T^4 - T_w^4) \right\} \quad (10)$$

که در آن A_s سطح انتقال حرارت، K هدایت گرمایی، T دما و Re عدد رینولدز مخلوط می باشد. T_w متوسط زمانی دمای دیواره، D قطر سیلندر و a ، b و c ضرایب آناند می باشند. برای موتور مورد مطالعه این ضرایب به ترتیب برابر 0.8، 0.25 و 3.28×10^{-8} می باشند.

در نهایت معادله انرژی و معادلات مربوط به گونه ها تشکیل یک دستگاه معادله دیفرانسیل مرتبه اول غیرخطی را می دهند که برای حل آن برنامه ای به زبان FORTRAN نوشته شده است. زمان حل معادلات با این برنامه با یک کامپیوتر با پردازنده 2.42 GHz برای یک سیکل موتور، کمتر از یک دقیقه می باشد.

۳- نتایج

در کار حاضر شبیه سازی کامپیوتری برای بررسی اثرات افزودن DME به سوخت گاز طبیعی برای یک موتور HCCI بررسی شده است. برای اعتباردهی مدل از نتایج آزمایشات انجام شده توسط چن و همکاران [21] بر روی یک موتور HCCI استفاده شده است. موتور مورد آزمایش یک موتور دیزل ساخته شده توسط شرکت یانمار بوده و مشخصات آن در جدول (۱) آورده شده است [21]. گاز طبیعی و DME توسط یک لوله ورودی به قطر 60 mm قبل از منیفولد ورودی موتور مخلوط شده وارد سیلندر شده و شرایطی شبیه یک موتور HCCI را بوجود می آورند. مقادیر فشار و آلاینده‌گی برای نسبت های مختلف سوخت اندازه گیری شده اند که برای اعتبار دهی از آنها استفاده شده است. کورگ [18] این موتور را توسط یک مدل چنذبعدی دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) کوپل شده با سینتیک شیمیایی شبیه سازی کرده که نتایج آن با نتایج حاصل از مدل حاضر مقایسه شده اند.

جدول ۱- مشخصات موتور مورد مطالعه [21]

Bore × Stroke	92 mm × 96 mm
Compression ratio	17.7
Displacement	638 cc
Connecting rod length	148 mm
Combustion chamber geometry	Bathtub

Charge mixture motion	Quiescent
Engine speed	960 rpm
Intake charge P and T	1 atm and 28 °C

مقادیر اکیوالانسی برای گاز طبیعی و DME بصورت زیر محاسبه می شوند [16]:

$$\lambda_{NG} = \frac{G_{air}}{G_{NG} \cdot AF_{NG}} \quad (11)$$

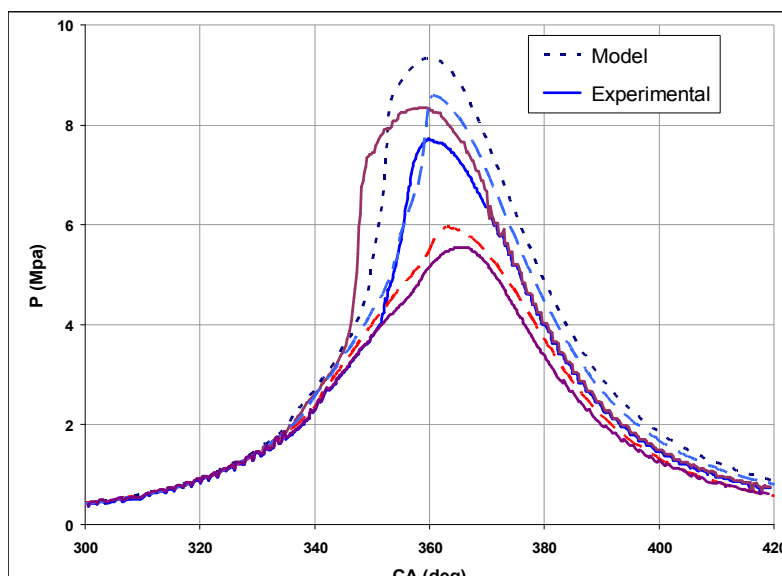
$$\lambda_{DME} = \frac{G_{air}}{G_{DME} \cdot AF_{DME}} \quad (12)$$

که در آن G_{air} ، G_{NG} و G_{DME} به ترتیب نرخ جریان هوا، گاز طبیعی و DME بوده و AF_{DME} و AF_{NG} نسبت سوخت استوکیومتریکی برای گاز طبیعی و DME می باشند که به ترتیب برابر 17.26 و 14.28 می باشند. شبیه سازی کامپیوتری از زمان بسته شدن سوپاپ ورودی (IVC)، شروع شده و با گام 0.1 درجه میل لنگ تا زمان باز شدن سوپاپ خروجی (EVO) ادامه می یابد. مخلوط ورودی در ابتدای محاسبات کاملاً همگن فرض شده و ترکیب آن با توجه به اطلاعات تجربی مربوط به نسبت های اکیوالانسی گاز طبیعی و DME که در جدول (۲) آورده شده اند محاسبه شده است.

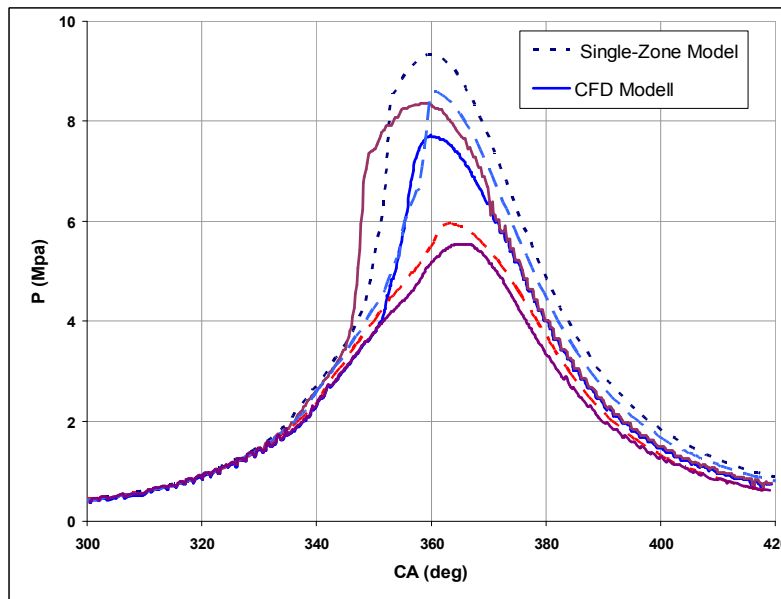
جدول ۲- حالت های مختلف برای ترکیب سوخت [16]

Case	λ_{NG}	λ_{DME}
1	7.1	6.5
2	7.1	10.3
3	7.1	14.7

برای محاسبه اتلافات گرمایی، دمای دیواره سیلندر برابر ۴۰۰ کلوین فرض شده است. مقدار فشار اندازه گیری شده در زمان بسته شدن سوپاپ ورودی (در حدود 1.1 bar) به عنوان فشار اولیه در نظر گرفته شده است. با توجه به این که مخلوط پیش گرم نشده است دمای اولیه ۳۴۰ کلوین برآورد می شود [16]. توجه به این نکته ضروری است که موتورهای HCCI حساسیت بالایی نسبت به دمای ورودی مخلوط دارند [22].



شکل ۱- مقایسه فشار محاسبه شده توسط مدل با مقادیر تجربی برای ترکیب های مختلف سوخت (حالت های ۱ تا ۱) نه مشخصات آنها در جدول (۱) آورده شده است، فشار محاسبه شده توسط مدل حاضر با نتایج تجربی مقایسه شده و در شکل (۱) نشان داده شده است. همانطور که از این نمودار پیداست منحنی نتایج مدل به خوبی روند منحنی نتایج تجربی را دنبال کرده و با دقت مناسبی زمان شروع احتراق را پیش بینی می کند. در هنگام شروع احتراق به علت فرض احتراق لحظه ای تمام مخلوط در مدل مورد استفاده میزان افزایش فشار بیشتر از حالت واقعی است که در آن مخلوط به طور تدریجی می سوزد. با کاهش مقدار DME مخلوط و در نتیجه کاهش میزان انرژی کل مخلوط، اختلاف فشار در زمان احتراق کاهش یافته و نتایج به نتایج تجربی نزدیکتر می شوند.

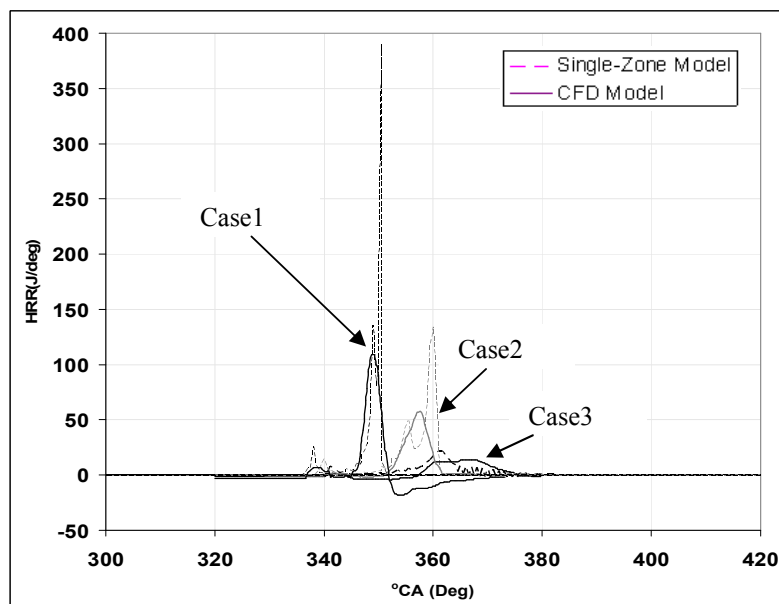


شکل ۲- مقایسه فشار محاسبه شده توسط مدل حاضر با مدل CFD [16]

در شکل (۲) نتایج بدست آمده از مدل حاضر برای حالت های ۱ تا ۳ با نتایج حاصل از مدل CFD [16] مقایسه شده اند. با توجه به این نمودار می توان گفت اثرات جریان سیال که در مدل CFD لحاظ شده و در مدل حاضر از آن صرف نظر شده است تنها در طول مرحله احتراق قابل توجه بوده و قبل و بعد از آن قوانین ترمودینامیک، فشار داخل سیلندر را تعیین کرده و سهم دینامیک جریان بسیار اندک می باشد.

شکل (۳) مقادیر محاسبه شده نرخ آزادسازی گرما (HRR) بوسیله مدل حاضر و مدل CFD را نشان می دهد. همان طور که از این نمودار مشخص است، با افزایش مقدار DME مخلوط سوخت، احتراق زودتر رخ داده و میزان آزادسازی گرما در دمای

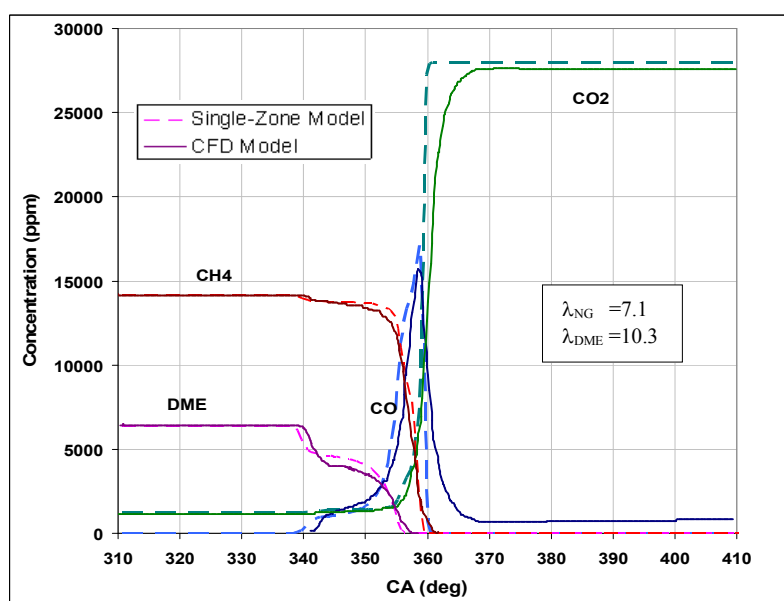
پایین افزایش پیدا می کند زیرا واکنش های دما پایین که پدید آورنده پیک اول نمودار HRR می باشند بیشتر مربوط به سوختن DME بوده و با افزایش آن ها میزان آزادسازی در این مرحله نیز افزایش می یابد. پیک دوم نمودار آزادسازی گرما که مربوط به سوختن گاز طبیعی می باشد نیز رفتار مشابهی را نشان می دهد. در حالی که در این سه حالت میزان گاز طبیعی ثابت می باشد، با افزایش میزان DME مخلوط، میزان آزاد سازی گرما در این مرحله (واکنش دما بالا) به علت افزایش میزان گاز طبیعی مصرف شده افزایش می یابد. دلیل سوختن بیشتر گاز طبیعی در این مرحله با افزایش DME را می توان از یک سو ناشی از گرمای آزاد شده بیشتر در مرحله اول احتراق (واکنش پایین) و افزایش دمای مخلوط قبل از احتراق گاز طبیعی دانست و از سوی دیگر به علت افزایش رادیکال های آزاد در مرحله اول احتراق، سوختن گاز طبیعی به شکل بهتری انجام می گیرد. در غلظت های بالاتر DME، میزان نرخ آزادسازی گرمای پیش بینی شده در هر دو حالت دما پایین و دما بالا توسط مدل حاضر بیشتر از مقادیر محاسبه شده بوسیله مدل CFD می باشد که مشابه همین رفتار در پیش بینی نمودار فشار نیز مشاهده شد. با توجه به این نمودار، به نظر می رسد با کوپل کردن میدان های جریان و اشتعال، نرخ پایین تری برای احتراق پیش بینی می شود.



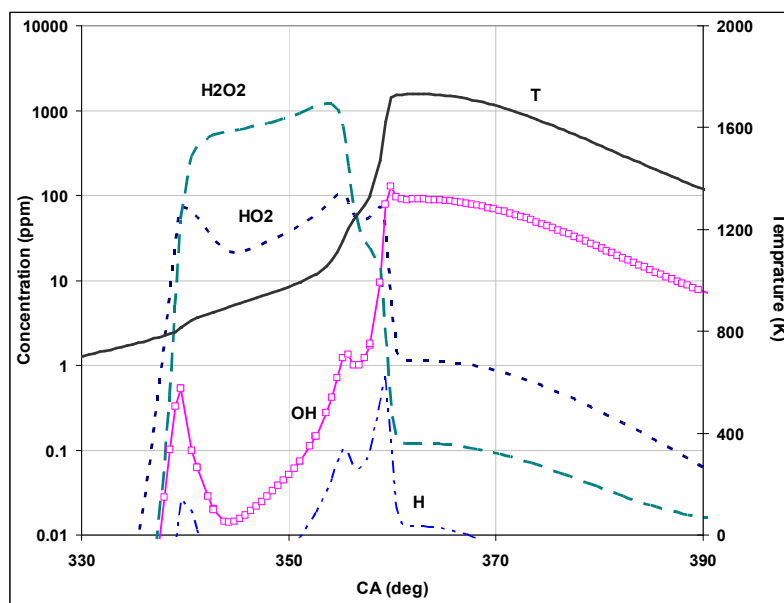
شکل ۳- مقایسه نرخ آزادسازی گرمای محاسبه شده توسط مدل حاضر با مدل CFD [16]

شکل (۴) تغییرات غلظت گونه های مهم اشتعال شامل DME، CH₄، CO و CO₂ را نسبت به درجه میل لنگ برای حالت ۲ ($\lambda_{DME} = 10.3$, $\lambda_{NG} = 7.1$) نشان می دهد. نتایج حاصل از مدل با نتایج مدل CFD مقایسه شده و تطابق خوب آنها با یکدیگر قابل مشاهده است. ذکر این نکته ضروری است که مدل CFD برای به دست آوردن این نتایج به زمان چندین ساعته برای محاسبات کامپیوتری نیاز دارد در حالی که نتایج در مدل ارائه شده در پژوهش حاضر در مدت زمان کمتر از یک دقیقه بدست می آیند که این امر این مدل را برای بررسی پارامترهای مختلف و فراوان موثر بر عملکرد موتور HCCI به مدلی کارآمد تبدیل می کند. همان طور که این شکل نشان می دهد، DME یک احتراق دو مرحله ای را طی کرده و مقدار زیادی از آن قبل از شروع احتراق گاز طبیعی (متان)، مصرف می شود. این DME مصرف شده باعث تشکیل رادیکال های آزادی می شود که احتراق متان را تسهیل می کنند. مقادیر قابل توجهی از CO به عنوان محصولات احتراق مرحله اول تولید شده و

اکسیداسیون CO پس از آن روی می دهد که تقریباً تمامی متان و DME موجود در مخلوط مصرف شده باشند. احتراق متان به طور قابل توجهی تک مرحله ای می باشد. آزمایش ها نشان می دهد که سوخت متان برای این شرایط موتور و بدون افزودن DME محترق نمی شود. افزودن DME از یک سو با آزادسازی گرما در مرحله اول احتراق باعث افزایش دمای مخلوط شده و از سوی دیگر باعث ایجاد رادیکال های آزاد پیش برنده احتراق می گردد که هر دوی این اثرات باعث پایین آمدن چشمگیر دمای مورد نیاز برای احتراق متان می شود. این مطالعه به خوبی نقش DME را به عنوان بهبود دهنده احتراق متان نشان می دهد. با استفاده از شکل (۵) می توان نقش DME را در احتراق متان به خوبی مشاهده کرد. در این شکل تغییرات غلظت گونه های H_2O_2 ، H ، OH و HO_2 و همچنین تغییرات دمای داخل سیلندر در مقابل تغییرات زاویه میل لنگ برای حالت ۲ نشان داده شده است. این رادیکال های آزاد به عنوان مهمترین پیش برنده های فرآیند احتراق شناخته می شوند. [23]



شکل ۴- مقایسه غلظت گونه های مختلف بدست آمده از مدل حاضر با مدل CFD [16]



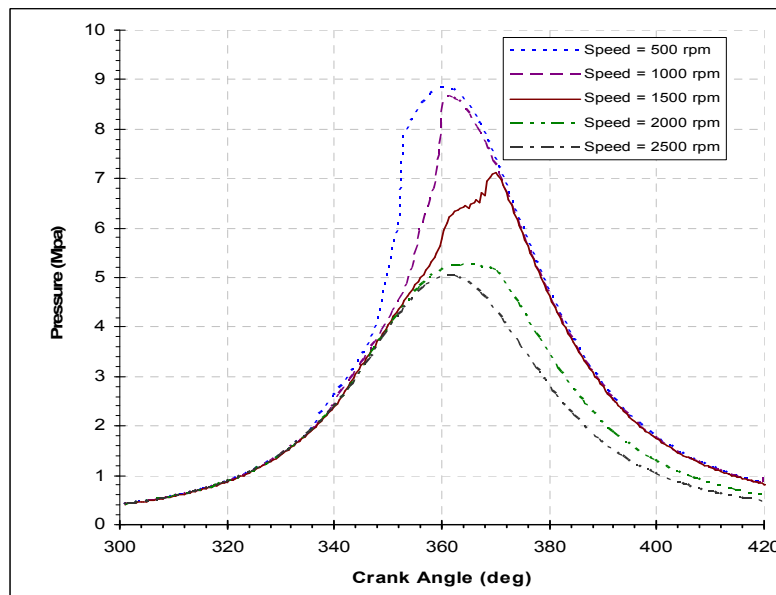
شکل ۵- تاریخچه رادیکال های آزاد داخل سیلندر و دمای مخلوط

واکنش های شیمیایی اولیه باعث افزایش سریع غلظت H_2O_2 و HO_2 می شود و سپس مرحله اول احتراق روی داده و پرش کوچکی در منحنی دما اتفاق افتاده و مقادیر کمی از OH ایجاد می شود. رادیکال های H_2O_2 و HO_2 رابطه تنگاتنگی با آزادسازی گرما در دمای پایین دارند. با ادامه سیکل موتور و بالا رفتن پیستون و در نتیجه افزایش فشار، دما افزایش یافته و باعث سرعت یافتن تجزیه H_2O_2 به رادیکال های آزاد OH می شود.

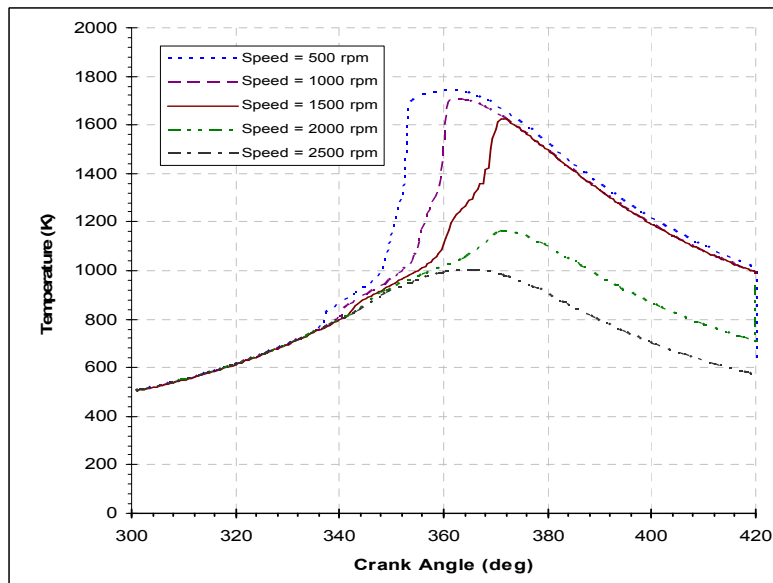


در طی مرحله دوم احتراق غلظت H_2O_2 به شدت کاهش یافته و غلظت OH افزایش می یابد که باعث مصرف سوخت باقی مانده شده و در نتیجه مخلوط مشتعل می شود. تجزیه سریع H_2O_2 به OH حدودا در دمای ۱۰۰۰ کلوین آغاز می شود که دمای بحرانی برای تجزیه H_2O_2 می باشد. مشابه همین فرآیند سینتیکی برای دیگر سوخت ها در موتورهای HCCI گزارش شده است [24,25].

اثر سرعت های مختلف موتور روی احتراق HCCI در شکل (۶) بررسی شده است. نمودارهای فشار در این شکل برای حالت ۲ (جدول ۲) با دما و فشار اولیه و نسبت های اکیوالانسی یکسان برای سرعت های بین ۵۰۰ تا ۲۵۰۰ دوربر دقیقه رسم شده اند.

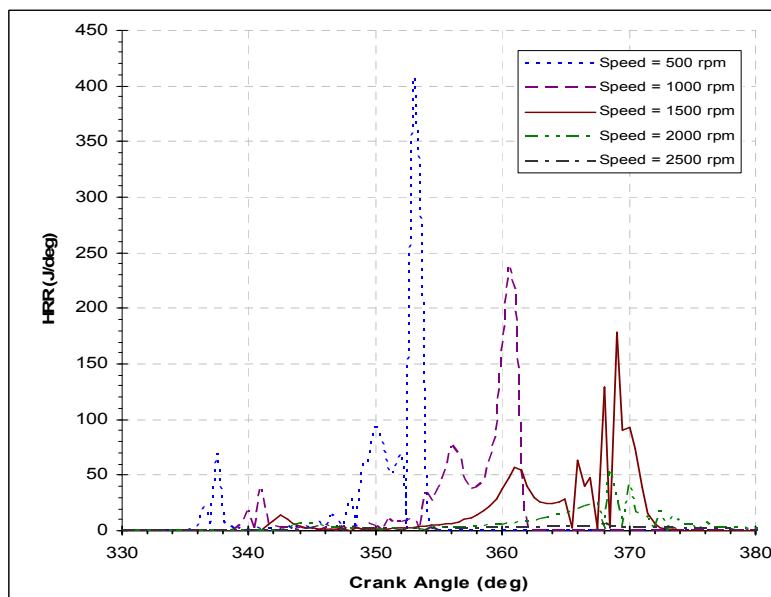


شکل ۶- اثر دور موتور روی فشار داخل سیلندر در احتراق HCCI



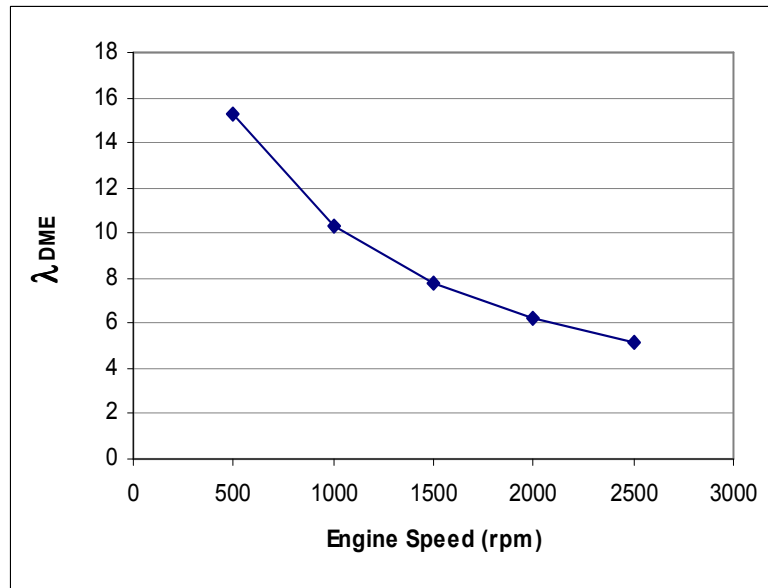
شکل ۷- اثر دور موتور روی دمای داخل سیلندر در احتراق HCCI

شکل های (۷) و (۸) به ترتیب نمودار دما و نرخ آزادسازی گرما را برای دورهای مختلف موتور نشان می دهد. رفتار احتراقی در این نمودارها نیز همانند نمودار فشار است که با افزایش دور موتور احتراق به تاخیر افتاده و میزان دما و نرخ آزادسازی گرما کاهش می یابد. با توجه به این نمودارها با افزایش سرعت موتور و کاهش زمان در دسترس واکنش ها احتراق دچار تاخیر شده و به طور ناقص انجام می گیرد.



شکل ۸- اثر دور موتور روی نرخ آزادسازی گرما در احتراق HCCI

با توجه به تاثیرپذیری احتراق در موتورهای HCCI از عامل دور موتور می بایست برای دورهای مختلف موتور میزان افزودنی مناسب DME به سوخت گاز طبیعی برای رسیدن به احتراق نزدیک نقطه مرگ بالا محاسبه شود تا با تنظیم مداوم



شکل ۹- نسبت های هوا به سوخت نسبی مورد نیاز DME برای رسیدن به احتراق نزدیک TDC در دورهای مختلف موتور

مقدار افزودنی به سوخت، کارکرد مطلوب موتور در گستره های مختلف سرعت موتور تضمین شود. با توجه به نمودارهای آورده شده در این بخش با افزایش سرعت موتور و کاهش زمان در دسترس واکنش ها احتراق دچار تاخیر شده و به طور ناقص انجام می گیرد. بنابراین با افزایش سرعت موتور، مقدار DME مورد نیاز برای رسیدن به احتراق مطلوب افزایش یافته و نسبت هوا به سوخت نسبی آن کاهش می یابد. دلیل این امر را می توان زمان کوتاه تری دانست که در سرعت های بالا برای احتراق در اختیار مخلوط سوخت و هوا قرار می گیرد که در نتیجه استفاده از مقادیر بیشتری از افزودنی را برای احتراق پایا و مطلوب ایجاب می کند. همچنین برای هر دور خاص، مقدار مشخصی از افزودنی برای رسیدن به احتراق مطلوب بایستی افزوده شود که همین امر نیاز به سیستم های کنترل برای تنظیم مقدار افزودنی با توجه به شرایط کارکردی موتور را نمایان می سازد. در شکل (۹) نسبت های هوا به سوخت نسبی مورد نیاز DME برای رسیدن به احتراق نزدیک نقطه مرگ بالا (TDC) برای دورهای مختلف موتور نشان داده شده است.

۴- نتیجه گیری

در این تحقیق احتراق در یک موتور HCCI با سوخت گاز طبیعی توسط مدل صفربعدی تک منطقه ای با سینتیک مفصل شیمیایی بررسی گردید. همچنین اثرات افزودن DME به سوخت گاز طبیعی در این موتور مطالعه شد. نتایج حاصل با نتایج مدل CFD مقایسه شده و مشخص شد بیشترین اثر دینامیک جریان در مرحله احتراق ظاهر می شود. با توجه به این تحقیق مشخص شد مدل تک منطقه ای به طور دقیق می تواند زمان شروع احتراق را پیش بینی کرده و با فقیرتر شدن مخلوط سوخت، نتایج مدل به نتایج تجربی نزدیک تر می شود. با توجه به زمان بسیار پایین محاسباتی (کمتر از یک دقیقه برای یک سیکل موتور)، این مدل می تواند به عنوان ابزار بسیار مناسبی برای بررسی پارامتریک احتراق در موتورهای HCCI به کار برود. همچنین اثر سرعت های مختلف موتور روی عملکرد موتور HCCI بررسی شد. نتایج حاصل نشان دادند که با افزایش دور موتور، احتراق به تاخیر افتاده و حتی امکان محترق نشدن مخلوط سوخت وجود دارد که در نتیجه با افزایش سرعت موتور مقدار DME مورد نیاز برای احتراق مناسب نیز افزایش می یابد.



FCCI2010-1209

سومین کنفرانس سوخت و احتراق ایران

تهران - دانشگاه صنعتی امیرکبیر - اسفند ماه ۱۳۸۸



دانشگاه صنعتی امیرکبیر
دانشکده مهندسی هوافضا

مراجع

- 1- Karim G.A., Liu Z., Jones W., "Exhaust emission from dual fuel engines at light loads", SAE paper 932822, 1999.
- 2- Zhao F., Asumus T., Assanis D., Dec J., Eng J., Najt P., "Homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines: key research and development issues", PT-94. Society of Automotive Engineers. Warrendale (PA), 2003.
- 3- Kajitani S., Chen Z., Konno M., Rahee K.T., "Engine performance and exhaust characteristics of direct injection diesel engine operated with DME", SAE paper 972973, 1997.
- 4- Amneus P., Nilsson D., Mauss F., Christensen M., Johansson B., "Homogeneous charge compression ignition engine: experiments and detailed chemical kinetic calculations", In: The fourth international symposium on diagnostics and modeling of combustion in internal combustion engines COMODIA, 1998.
- 5- Agarwal A., Assanis D.N., "Multi-dimensional modeling of natural gas ignition under compression ignition conditions using detailed chemistry", SAE Paper 980136, 1998.
- 6- Kim K.O., Azetsu A., Oikawa C., "A study on the control of ignition and combustion of dimethyl ether in homogeneous charge compression ignition engine", In: The fifth international symposium on diagnostics and modeling of combustion in internal combustion engines COMODIA, 2001.
- 7- Jang J., Yang K., Yeom K., Bae C., Oh S., Kang K., "Improvement of DME HCCI engine performance by fuel injection strategies and EGR", SAE Paper 2008-01-1659, 2008.
- 8- Yeom K., Jang J., Bae C., "Homogeneous charge compression ignition of LPG and gasoline using variable valve timing in an engine", Fuel, Vol. 86, pp.494–503, 2007
- 9- Jang J., Bae C., "Effects of valve events on the engine efficiency in a homogenous charge compression ignition engine fueled by dimethyl ether", Fuel, Vol. 88pp. 1228–1234, 2009.
- 10- Morsy M.H., "Ignition control of methane fueled homogeneous charge compression ignition engines using additives", Fuel, Vol. 86 pp 533-540, 2007.
- 11- Yamada H., Yoshii M., Tezaki A., "Controlling mechanism of ignition enhancing and suppressing additives in premixed compression ignition", In: The sixth international symposium on diagnostics and modeling of combustion in internal combustion engines COMODIA, 2004.
- 12- Soylu S., "Examination of combustion characteristics and phasing strategies of a natural gas HCCI engine", Energy Convers Manage, Vol. 46, pp. 101–19, 2005.
- 13- Fiveland S.B., Assanis D.N., "Development of a Two-Zone HCCI Combustion Model According for Boundary Layer Effects", SAE paper 2001-01-1028, 2001.
- 14- Kongserepar P., Checkel M., "Investigating the effects of reformed fuel blending in a methane or n-heptane-HCCI engine using a multi-zone model", SAE paper 2007-01-0205, 2007.
- 15- Yeom K., Jang J., Bae C., "Homogeneous charge compression ignition of LPG and gasoline using variable valve timing in an engine", Fuel, Vol. 86, pp.494–503, 2007
- 16- Kong S.C., "A study of natural gas/DME combustion in HCCI engines using CFD with detailed chemical kinetics", Fuel, Vol. 86, pp.1483–1489, 2007.
- 17- Curran H.J., Fischer S.L., Dryer F.L., "The reaction kinetics of dimethyl ether. II: low-temperature oxidation in flow reactions", Int J Chem Kinet, Vol. 32, pp. 741–59 2000.
- 18- Smith G.P., Golden D.M., Frenklach M., Moriarty N.W., Eiteneer B., Goldenberg M., et al. 2000, <http://www.me.berkeley.edu/gri_mech/>.
- 19- Reaction Design, "SENKIN: A Program for Predicting Homogeneous Gas Phase Chemical Kinetics in a Closed System with Sensitivity Analysis", SEN-036-1, CHEMKIN Collection Release 3.6, 2000.



انجمن احتراق ایران

FCCI2010-1209

سومین کنفرانس سوخت و احتراق ایران

تهران - دانشگاه صنعتی امیرکبیر - اسفند ماه ۱۳۸۸



دانشگاه صنعتی امیرکبیر
دانشکده مهندسی هوافضا

- 20- Heywood J.B., "*Internal combustion Engine Fundamentals*", Mc Graw- Hill Book Co., 1988.
- 21- Chen Z., Konno M., Oguma M., Yanai T., "*Experimental study of CI natural-gas/DME homogeneous charge engine*", SAE Paper 2000 01-0329, 2000.
- 22- Kong S.C., Reitz R.D., "*Numerical study of premixed HCCI engine combustion and its sensitivity to computational mesh and model uncertainties*", *Combust Theory Model*, Vol. 7, pp. 417-33, 2003.
- 23- Westbrook C.K., "*Chemical kinetics of hydrocarbon ignition in practical combustion systems*", *Proc Combust Inst*, Vol. 28, pp. 1563-78 2000.
- 24- Aceves S.M., Flowers D.L., Westbrook C.K., Smith J.R., Pitz W., Dibble R., Christensen M., Johansson B., "*A multi-zone model for prediction of HCCI combustion and emissions*", SAE Paper 2000-01-0327, 2000.
- 25- Kong S.C., Reitz R.D., "*Application of detailed chemistry and CFD for predicting direct injection HCCI engine combustion and emissions*", *Proc Combust Inst*, Vol. 29, pp. 663-9, 2002.