



شبیه‌سازی و تأیید مدل ترمودینامیکی چندمنطقه‌ای موتور اشتعال جرقه‌ای ترکیب‌سوز بنزین-گاز طبیعی با پیش‌بینی آلاینده اکسیدنیتروژن

مهرداد سرابی^۱، ابراهیم عبدی اقدم^{۲*}

^۱ دکتری، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران، m_Sarabi@uma.ac.ir

^۲ استاد، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران، eaaghdam@uma.ac.ir

* نویسنده مسئول

اطلاعات مقاله

چکیده

تاریخچه مقاله:

دریافت: ۱۵ بهمن ۱۴۰۰

پذیرش: ۲۹ اردیبهشت ۱۴۰۱

کلیدواژه‌ها:

آلاینده اکسیدنیتروژن

ترکیب‌سوز

مدل چندمنطقه‌ای

موتور اشتعال جرقه‌ای

نشتی

امروزه می‌توان به کمک مدل‌های شبیه‌سازی، عملکرد موتور را با دقت بسیار مطلوبی مدل‌ریزی نموده و راه‌کارهایی را در راستای عملکرد موتور از جمله ترکیب‌سوز کردن آن‌ها بررسی کرد. در پژوهش حاضر یک کد شبیه‌ساز ورودی ترمودینامیکی چندمنطقه‌ای ترکیب‌سوز بنزین-گاز طبیعی با زیرمدل نشتی و مکانیزم پیش‌بینی آلاینده NO توسعه داده شد. سپس از یک موتور تک‌سیلندر پژوهشی، داده‌های تجربی سیکل‌هایی با تکنیک پرش جرقه در نسبت تراکم ۱۰ برای ترکیب‌های ۱۰۰، ۹۰، ۷۵ و ۶۰ درصد بنزین و مابقی گاز طبیعی استخراج شد. از نتایج تجربی به‌دست‌آمده با تکنیک پرش جرقه، دو مجموعه ۲۰۰ سیکلی موتورگردانی و احتراقی بدون گازهای باقیمانده از سیکل قبلی برای اهداف تأیید کد شبیه‌ساز فراهم شد. در حالت موتورگردانی نتایج کد شبیه‌ساز مجهز به زیرمدل نشتی با نتایج تجربی فشار-زاویه میل‌لنگ موتورگردانی مقایسه شد. سپس در حالت احتراقی نتایج کد شبیه‌ساز با میانگین داده‌های تجربی فشار-زاویه میل‌لنگ مجموعه احتراقی در هر ترکیب مقایسه شد و با خطای کم‌تر از چهار درصد عملکرد کد شبیه‌ساز تأیید شد. همچنین هر دو نتایج مدل شبیه‌سازی و تجربی نشان دادند که با افزایش گاز طبیعی در ترکیب، imep کاهش یافته است. در نهایت زیرمدل پیش‌بینی NO نشان داد که با افزایش کسر گاز طبیعی در سوخت ترکیبی، کسر NO تولیدی کاهش یافته است.



تمامی حقوق برای انجمن علمی موتور ایران محفوظ است.

۱- مقدمه

امروزه به علت بهای بالای سوخت‌های فسیلی در جهان و همچنین آلاینده‌های ناشی از سوختن آن‌ها نیاز ضروری به سوخت‌های جایگزین با دسترسی آسان و آلاینده‌های کمتر و یا استفاده آن به صورت ترکیب سوز به شدت محسوس است. گاز طبیعی که بخش عمده آن را متان تشکیل می‌دهد [۱]، متداول‌ترین سوخت جایگزین و یکی از سوخت‌های پاک از لحاظ احتراق و آلاینده‌های بوده [۲ و ۳] و دارای ارزش حرارتی بالاتری [۴] نسبت به بنزین است. بدین منظور مطالعه عملکرد یک موتور احتراق جرقه‌ای تحت تأثیر مؤلفه‌های مختلف را می‌توان اولین و مؤثرترین گام در طراحی و به‌روزرآوری یک موتور بیان نمود. در صورت ترکیب گاز طبیعی با سایر سوخت‌ها از جمله بنزین به عنوان سوخت ترکیبی با توجه به تغییر خواص شیمیایی و مؤلفه‌های احتراقی آن، بررسی متغیرهای مهم و مؤثر در احتراق موتور و در نتیجه آن عملکرد و آلاینده‌های موتور اهمیت بیشتری پیدا می‌کند [۵ و ۶]. یکی از روش‌های مناسب، سریع و کارآمد در طراحی موتورهای احتراق داخلی، مدل‌سازی و شبیه‌سازی آن می‌باشد. اما تأیید کدهای شبیه‌سازی نیازمند نتایج تجربی مستخرج از موتور پژوهشی و ادوات آزمایشگاهی متناسب با آن است. از سوی دیگر آنالیز و بررسی متغیرهای احتراقی و نتایج عملکردی موتورهای احتراق جرقه‌ای، در ارتباط با درک روشن‌تری از فرایند احتراق این نوع موتورها است. کدهای شبیه‌ساز موتورها یکی از ابزارها و روش‌های مناسب در راستای صرفه‌جویی در زمان، هزینه‌ها، مشکلات و محدودیت‌های آزمایشگاهی پیش‌روی گسترش و به‌روزرآوری این موتورها است [۷]. بنابراین بررسی احتراقی موتورهای احتراق جرقه‌ای و آنالیز این فرایندها با استفاده از مدل‌های شبیه‌ساز را می‌توان ضروری برشمرد.

در شبیه‌سازی احتراق موتورهای درون‌سوز، مدل‌های شبیه‌سازی مختلفی توسعه داده شده‌اند، که به‌طور کلی آن‌ها را می‌توان به مدل‌های ترمودینامیکی و دینامیک سیالات محاسباتی دسته‌بندی کرد. در بررسی مدل‌های ترمودینامیکی ساختار پایه‌ای معادلات تشکیل‌دهنده بر پایه بقای جرم و قوانین ترمودینامیک می‌باشد، اما در مدل‌های دینامیک سیالات محاسباتی، معادلات ناویر-استوکس با شرط بقای انرژی و جرم حاکم است [۸]. از عوامل مهم و با اهمیت در استفاده از مدل‌های ترمودینامیکی می‌توان به بررسی پارامتریک و شبیه‌سازی موتور در زمان کوتاه، دقت بالا و حجم کم محاسبات و همچنین بررسی بازه گسترده شرایط عملکردی و پیش‌بینی آلاینده‌های موتور اشاره نمود. بدین ترتیب هدف این پژوهش توسعه یک مدل شبیه‌ساز ترمودینامیکی چند منطقه‌ای موتور احتراق جرقه‌ای ترکیب سوز بنزین-گاز طبیعی در نسبت تراکم ۱۰ و سرعت ۱۵۰۰ rpm و تأیید این مدل با داده‌های تجربی مستخرج از موتور پژوهشی است.

اولین شبیه‌سازی‌های موتورهای احتراق جرقه‌ای براساس ترمودینامیک پایه و متمرکز بر عملکرد موتور است که به قبل از دهه پنجاه میلادی باز می‌گردد. به‌طور مثال پترسون و ون وایلن [۹] را می‌توان از اولین‌های عرصه مزبور در زمینه مدل‌سازی دو ناحیه سیلندر موتور نام برد. از دیگر مدل‌های احتراقی می‌توان به مدل شبیه‌سازی سوختن گردابه ارائه‌شده توسط بلیزارد و کک [۱۰] اشاره نمود. در این مدل فرض شده است که ادی‌های بزرگ وظیفه انتقال مخلوط تازه به ناحیه شعله را داشته و ادی‌های کوچک وظیفه احتراق آن‌ها را بر عهده دارند.

پدیده دیگری با عنوان پدیده نشی مخلوط سوخت و هوا از میان شکاف‌های سیلندر-پیستون و رینگ‌ها در فرایند احتراق، در موتورهای احتراقی نقش مهمی را ایفا می‌کند که در کدهای شبیه‌سازی در نظر گرفتن این پدیده دارای اهمیت است. پدیده نشی از میان روزه‌های سیلندر-پیستون، ناشی از اختلاف فشار درون محفظه احتراق و شکاف‌های سیلندر-پیستون بوده و این امر تأثیراتی را روی عملکرد موتورها می‌گذارد. عبدی‌اقدم و کبیر [۱۱] یک مدل نشی را به کمک داده‌های تجربی در شرایط موتورگردانی در سرعت‌ها و نسبت تراکم‌های مختلف تأیید کرده و نشان دادند که با افزایش نسبت تراکم، حداکثر جرم نشی از سیلندر بیش‌تر شده اما با افزایش سرعت موتور کم‌تر می‌شود. در مدل نشی دیگری نمازیان و هیوود [۱۲] جریان از محفظه احتراق به شکاف سیلندر-پیستون را مطالعه نموده و یک مدل برای این فرایند تهیه کردند. آن‌ها ملاحظه کردند که در مرحله تراکم، مخلوط نسوخته به داخل شکاف‌ها وارد می‌شود و در مرحله انبساط باز می‌گردد. در یک پژوهش دیگر عبدی‌اقدم و زمزم [۱۳] اثر مدت کارکرد موتور را بر روی تغییرات مقدار نشی جرم از روزه رینگ‌ها و شکاف بالای سیلندر-پیستون بررسی کردند.

تاباکزینسکی و همکاران [۱۴] یک مدل تلاطم ورودی را برای پردازش احتراق تلاطمی در موتورهای احتراق جرقه‌ای بسط دادند که در مدل موردبررسی از مقادیر پایه‌ای جریان تلاطم از جمله مقیاس طولی انتگرال و مشخصه شدت تلاطم استفاده کردند. دشتی و همکاران [۱۵] عملکرد موتور احتراق جرقه‌ای را به کمک یک کد شبیه‌سازی ترمودینامیکی با سوخت مخلوط بنزین و گاز طبیعی بررسی کردند. ما^۲ و همکاران [۱۶] یک مدل دو منطقه‌ای شبه‌بعدی احتراق ورودی را برای مخلوط متان و هیدروژن با درصد‌های حجمی مختلف توسط تعادل شیمیایی گونه‌ها ارائه کرده و آثار ناشی از نشی روزه‌ها را نادیده گرفتند. ونکویلی^۳ و همکاران [۱۷] یک مدل شبه‌بعدی دو منطقه‌ای ورودی را در یک موتور احتراق جرقه‌ای با سوخت‌های اتانول و متانول در آوانس جرقه، نسبت هم‌آرزی و گازهای خروجی

¹ Heywood

² Ma

³ Vancoillie

مشابه رابطه (۱)، لیاو^۳ و همکاران [۲۳] سرعت سوختن آرام گازطبیعی را در یک بمب حجم ثابت مکعبی در نسبت‌های هم‌ارزی مختلف اندازه‌گیری نمودند. با استفاده از سوخت‌های رایج بنزین و گازطبیعی، عبدی‌اقدم و همکاران [۱] با مخلوط گازطبیعی-بنزین در یک بمب حرارتی کروی، به کمک داده‌های تجربی فشار-زمان و با استفاده از روش فشار-مینا سرعت سوختن آرام مخلوط بنزین-گازطبیعی را برآورد و رابطه ۲ را برای تعیین سرعت سوختن آرام مخلوط بنزین و گازطبیعی در ترکیب‌های مختلف اعتبارسنجی کردند.

$$u_{l,blend}(\phi, P_u, T_u) = \exp \left(\frac{Y_{CH_4} \cdot \ln(u_{L,CH_4}^0(\phi, P_u, T_u))}{(1 - Y_{CH_4}) \cdot \ln(u_{L,C_8H_{18}}^0(\phi, P_u, T_u))} \right) \quad (2)$$

که در آن Y_{CH_4} کسر جرمی سوخت متان در مخلوط دو سوخت و ϕ نسبت هم‌ارزی است.

۳- سرعت سوختن متلاطم

میدان جریان داخل سیلندر در موتورهای احتراق داخلی متلاطم است که سبب افزایش نرخ اختلاط سوخت و هوا و انتقال جرم و گرما می‌شود. در موتورهای احتراقی با محفظه احتراق دیسکی شکل، هان^۴ و همکاران [۲۴] شدت تلاطم را در سرعت‌های مختلف بررسی کرده و دریافتند که با افزایش سرعت متوسط پیستون شدت تلاطم درون سیلندر افزایش می‌یابد. آتشکاری [۲۵] شدت تلاطم درون سیلندر یک موتور احتراق داخلی دیسکی شکل را به‌طور دو بعدی بررسی کرده و مقادیر شدت تلاطم (u'_x و u'_y) را براساس سرعت متوسط پیستون V_p در نقطه مرگ بالا به‌صورت رابطه ۳ به‌دست آورد:

$$u'_x, u'_y = 0.47 + 0.49V_p \quad (3)$$

اولین بار دامکولر^۵ [۲۶] سرعت شعله متلاطم را با مشابهِت به شعله‌های آرام و فرض حاکم‌بودن مشخصه اساسی آن در احتراق متلاطم پیش‌آمیخته تفسیر و تشریح کرد. این نگرش به‌مدت چندین دهه نافذ بر مطالعات تجربی و تئوری بسیاری بوده است. از دیگر تعاریف سرعت سوختن متلاطم می‌توان به مدل زیمونت^۶ اشاره نمود [۲۷] که بر پایه عدد رینولدز و دامکولر بالا توسعه یافته است. فرض اساسی این مدل بر موازنه بین ورود مخلوط تازه به منطقه شعله و مصرف آن در منطقه واکنشی استوار است. زیمونت سرعت سوختن متلاطم را به‌صورت رابطه ۴ به‌دست آورده است:

$$u_t = Cu'Da^{0.25} + u_l \quad (4)$$

برگشتی^۱ مختلف بررسی کرده و یک مدل پیشگویی کوبش را ارائه دادند. بنی‌اسدی و عباسی [۱۸] به‌کمک شبیه‌سازی یک مدل احتراقی دو ناحیه‌ای موتور اشتعال جرقه‌ای هدررفت انرژی از دیواره‌های سیلندر را مطالعه کردند. سرابی و عبدی‌اقدم [۱۹ و ۲۰] در یک موتور تک‌سیلندر اشتعال جرقه‌ای ترکیب‌سوز بنزین-گازطبیعی، متغیرهای عملکردی و آلاینده‌گی را موردبررسی قرار داده و نشان دادند که با افزایش درصد گازطبیعی در ترکیب، آلاینده NO و تغییرات سیکلی کاهش یافته است.

در پژوهش‌های پیشین درخصوص موتورهای اشتعال جرقه‌ای ترکیب‌سوز بنزین-گازطبیعی پاشش راهگامی، به‌طور عمومی به بررسی نشی از میان روزه‌های سیلندر-پیستون در مدل‌های شبیه‌ساز احتراقی، توجه ویژه‌ای نشده است. در این پژوهش به‌کمک تکنیک پرش جرقه ابتدا با انجام آزمایش‌هایی بر روی یک موتور پژوهشی تک‌سیلندر اشتعال جرقه‌ای، سیکل‌های تجربی عاری از گازهای سوخته از سیکل قبلی استخراج شده است. سپس یک مدل ترمودینامیکی چند منطقه‌ای ترکیب‌سوز بنزین-گازطبیعی با زیرمدل احتراق ورودی و زیرمدل نشی توسعه داده شده و با نتایج تجربی مستخرج از موتور پژوهشی مورد تأیید قرار گرفته است. همچنین آلاینده NO به‌کمک مدل شبیه‌ساز پیش‌بینی شده است. در ادامه به مباحثی اجمالی درخصوص سرعت سوختن آرام، متلاطم و مؤلفه‌های تلاطم مرتبط با مدل شبیه‌ساز اشاره می‌گردد.

۲- سرعت سوختن آرام

برای مدل‌سازی پیش‌روی شعله در کد شبیه‌سازی موتورهای اشتعال جرقه‌ای با مخلوط همگن، سرعت سوختن متلاطم اهمیت ویژه‌ای دارد. این سرعت به سرعت سوختن آرام و مشخصه‌های تلاطم وابسته است. سرعت سوختن آرام اثر متغیرهای مختلف مثل دما، فشار، نسبت هم‌ارزی، نوع سوخت و کسر گازهای سوخته روی پیش‌روی شعله را شامل می‌شود. از روش‌های مورد اشاره در بررسی سرعت سوختن آرام می‌توان به تکنیک ثبت فشار-زمان در بمب حجم ثابت اشاره کرد. مدق‌الچی و کک^۲ [۲۱ و ۲۲] به‌صورت تجربی سرعت سوختن آرام مخلوط‌های هوا با سوخت‌های مختلف از جمله ایزواکتان و متان را در نسبت‌های هم‌ارزی مختلف اندازه‌گیری کردند و رابطه (۱) را ارائه دادند:

$$u_l = u_{l,0} \left(\frac{T_u}{T_0} \right)^\alpha \left(\frac{P_u}{P_0} \right)^\beta \quad (1)$$

که در آن T_u و P_u به ترتیب دما و فشار مخلوط نسوخته و α ، β و $u_{l,0}$ ثابت‌های مربوط به مخلوط سوخت-هوای موردنظر می‌باشند.

³ Liao

⁴ Han

⁵ Damköhler

⁶ Zimont

¹ EGR(exhaust gas recirculation)

² Keck

گرما توسط رابطه پیشنهادی اناند^۴ [۳۰] با استفاده از خواص گاز موجود در سیلندر محاسبه می‌شود. عبدی‌اقدم [۳۱] در بررسی سرعت سوختن آرام مخلوط استوکیومتری ایزواوکتان-هوا در یک بمب حرارتی حجم ثابت کروی با رشد شعله از مرکز، اثر استفاده از دو مدل شبیه‌ساز ترمودینامیکی دو منطقه‌ای و چندمنطقه‌ای را مورد مطالعه قرار داد. او با استفاده از این دو مدل تفاوت ناچیزی را در سرعت سوختن آرام به‌دست آورد. بررسی وی نشان داد که وقتی شعله آرام به انتها می‌رسد و بخش سوخته ۱۰ منطقه می‌شود حداکثر دما در منطقه مرکزی و حداقل دما در منطقه آخر اتفاق می‌افتد و این دو دما از دمای مربوط به مدل دو منطقه‌ای با یک منطقه سوخته در وضعیت مشابه فقط $\pm 5\%$ درصد انحراف دارند. نظر به این که در شرایط متلاطم، اختلاط در بخش سوخته جدی است و در شکل‌گیری گونه NO علاوه بر دما، مدت زمان حضور در آن دما نقش دارد، مدل دو منطقه‌ای با رشد یک منطقه سوخته پیشگویی NO قابل قبولی خواهد داد.

احتراق در این کد، مبتنی بر مدل سرعت سوختن متلاطم ورودی است و به‌صورت مستند اولین بار توسط بیلزارد^۵ و کک [۱۰] ارائه شده است. در طول هر گام محاسباتی داخل پریود احتراق، پدیده‌های هم‌زمان مختلفی از جمله تغییر حجم، فشار و دمای درون سیلندر صرفاً با حرکت پیستون، ورود جرم سوخته به جبهه شعله، سوختن قسمتی از جرم وارد شده به پشت جبهه، انتقال گرما از نواحی سوخته و سوخته به دیواره‌ها و تبادل جرم بین سیلندر و شکاف‌های مرتبط اتفاق می‌افتد و از روی هم‌گذاری آن‌ها حالت انتهای گام برآورد می‌شود [۳۲]. در شکل ۱ (الف) مقطع آنی شماتیکی از داخل سیلندر به نمایش گذاشته شده است که در آن منطقه سوخته خارج شعله و منطقه کاملاً سوخته مشخص شده است. همچنین ناحیه‌ای بین مناطق فوق‌الذکر قرار گرفته که در داخل آن گردابه‌های سوخته‌ای در محاصره شعله‌های پیش‌رونده قرار دارند. اندازه گردابه‌های سوخته سوزنده از جبهه شعله به سمت منطقه کاملاً سوخته کوچک‌تر می‌شود. در مدل احتراق ورودی، بخش سوخته ناحیه حائل به‌همراه منطقه کاملاً سوخته، منطقه سوخته مدل نامیده شده، اما مخلوط وارد شده به شعله، سوخته به‌عنوان منطقه سوخته وارد شده و مخلوط سوخته وارد نشده به شعله به‌عنوان منطقه سوخته در مدل مطابق شکل ۱ (ب) شناخته می‌شود. گام زاویه‌ای ۰/۵ درجه میل‌لنگ و دمای دیواره سیلندر و پیستون نیز ثابت فرض شده است. پس از خاتمه احتراق در بخش انبساط کد شبیه‌ساز، گونه‌های سوخته تا دمای ۱۶۰۰K در تعادل شیمیایی فرض می‌شود و کم‌تر از آن با فرض ثابت بودن کسر گونه‌ها محاسبات دنبال می‌شود.

که u' شدت تلاطم، u_l سرعت سوختن آرام و Da عدد دامکولر است. گولدر^۱ [۲۸] در پژوهش دیگری سرعت سوختن متلاطم را به کمک شدت تلاطم و عدد رینولدز به‌صورت رابطه ۵ به‌دست آورد:

$$u_t = 0.6Cu_l^{0.5} Re_t^{0.25} + u_l \quad (5)$$

که در آن u_t سرعت سوختن متلاطم و Re عدد رینولدز است.

۴- مدل شبیه‌ساز ترمودینامیکی

با در نظر گرفتن این نکته که کد شبیه‌ساز توانایی پیشگویی شرایط مختلف در محدوده تأیید شده را دارد، کار حاضر متمرکز بر توسعه و تأیید یک کد شبیه‌ساز ترمودینامیکی چندمنطقه‌ای ترکیب‌سوز بنزین-گاز طبیعی با لحاظ کردن زیرمدل نشتی و زیرمدل پیش‌بینی NO است. محفظه سیلندر طی فرایند احتراق در مدل شبیه‌ساز ترمودینامیکی شبه‌بعدی اشتعال جرقه‌ای موردنظر، به دو ناحیه عمده گازهای سوخته و نسوخته که توسط یک لایه حائل به نام منطقه ورودی^۲ تقسیم می‌شود. مخلوط سوخت و هوا (گاز نسوخته) و محصولات احتراق (گاز سوخته) در نواحی خود همگن فرض شده و تعادل شیمیایی گونه‌ها در هر ناحیه برقرار است. رابطه اساسی برای مدل‌سازی موتور از معادله بقای انرژی برای حجم سیلندر توسط رابطه (۶) استخراج می‌شود [۸].

$$\frac{dU}{d\theta} = \frac{\delta Q}{d\theta} - \frac{\delta W}{d\theta} + \sum_i h_i \frac{dm_i}{d\theta} - \sum_e h_e \frac{dm_e}{d\theta} \quad (6)$$

که در آن U انرژی درونی مخلوط گاز داخل سیلندر، Q گرمای انتقال یافته به محتویات سیلندر از دیواره ($Q > 0$) انتقال گرما از دیواره به گاز، W کار مرزی که از تغییرات فشار سیلندر برحسب حجم آن قابل محاسبه است. h_i و h_e بترتیب آنتالپی‌های ویژه ورودی و خروجی از سیلندر و m_i و m_e بترتیب مقدار جرم‌های ورودی و خروجی به سیلندر است.

مدل شبیه‌سازی موتور اشتعال جرقه‌ای ترکیب‌سوز بنزین-گاز طبیعی مبتنی بر پایه یک کد ترمودینامیکی موتور اشتعال جرقه‌ای اولیه تک‌سوخت [۲۹] که مبتنی بر احتراق ورودی شبه‌بعدی و تعادل شیمیایی گونه‌ها استوار بوده توسعه داده شده و به یک مدل ترمودینامیکی چندمنطقه‌ای برای سوخت ترکیبی با زیرمدل نشتی و مکانیزم پیشگویی NO زلدوویچ^۳ [۴] ارتقا داده شد. این کد از زمان بسته‌شدن سوپاپ ورودی تا بازشدن سوپاپ خروجی عمل کرده و دارای دو گزینه موتورگردانی و احتراق است. گزینه احتراق شامل سه بخش اصلی تراکم، احتراق و انبساط است. در بخش تراکم محاسبات برحسب گام زاویه‌ای میل‌لنگ و مبتنی بر تراکم همراه با تبادل گرما و جرم است. در هر گام، جرم نشتی از سیلندر با زیرمدل نشتی و انتقال

¹ Gülder

² entrained

³ zeldovich

⁴ Annand

⁵ Blizard

از زیرمدل ورودی، مقدار جرمی که طی یک گام محاسباتی در حال سوزش خواهد بود با عنوان منطقه جدید یاد می‌شود و برای این منطقه که در جوار منطقه از قبل سوخته قرار دارد یک فرایند احتراق آدیاباتیک حجم ثابت دنبال می‌شود. با این فرایند فشار و دما در این منطقه افزایش می‌یابد و موجب اختلاف فشار بین منطقه جدید و دو منطقه دیگر (نسوخته و از قبل سوخته) می‌شود. کسر گونه‌ها، فشار و دمای منطقه جدید با فرض تعادل شیمیایی، بقای انرژی و قانون گاز ایده‌آل برآورد می‌شود. با اجرای یک فرایند اختلاط آدیاباتیک حجم-ثابت برای دو منطقه تازه سوخته و از قبل سوخته، یک منطقه سوخته با فشار و دمای خاص خود تشکیل می‌شود. طی فرایند مذکور فشار منطقه سوخته بالاتر از منطقه سوخته ظاهر می‌شود. سپس با فرض تراکم آیزنتروپیک منطقه سوخته، تعادل شیمیایی منطقه سوخته، بقای انرژی کل محتویات سیلندر و روابط حالت گاز ایده‌آل، همسان‌سازی فشار دو منطقه اجرا می‌شود. این فرایند با تغییر دمای دو منطقه نیز همراه است. پس از تکمیل فرایند تبادل جرم بین منطقه سوخته و شکاف بالای پیستون، فشار، دما و حجم دو منطقه طی یک فرایند همسان‌سازی فشار دیگر بین دو منطقه سوخته و نسوخته مشخص می‌شود. با استفاده از دمای منطقه سوخته و معادلات حاکم مکانیزم زلدویچ توسعه‌یافته NO تشکیل شده طی گام به NO ابتدای گام اضافه می‌شود و محاسبات گامی فرایند احتراق اصلی خاتمه می‌یابد. می‌توان به‌طور مشابه محاسبات را برای گام‌های دیگر نیز تکرار کرد تا این‌که جبهه شعله متالطم (ورودی) به منتهی‌الیه داخل سیلندر برسد. از آن گام به بعد تمامی مخلوط نسوخته به‌صورت ورودی تلقی شده و محاسبات جرم ورودی با استفاده از سرعت سوختن متالطم پایان می‌یابد. محاسبات گام به گام تداوم می‌یابد تا این‌که کسر جرم سوخته به مقدار ۹۹ درصد برسد یا زاویه بازشدن سوپاپ خروجی احرار شود. پس از رسیدن به این حالت، کد شبیه‌ساز از بخش احتراق خارج و به بخش انبساط وارد می‌شود.

۵- پیش‌بینی تشکیل NO

شکل‌گیری برخی گونه‌ها مثل NO وابسته به زمان است. یعنی سرعت انجام واکنش‌های مربوطه آن‌قدر کند است که نمی‌توان واکنش تعادلی را به آن نسبت داد. آهنگ انجام یک واکنش به غلظت واکنش‌دهنده‌ها و دما بستگی دارد و از مبحث مربوطه با عنوان سینتیک شیمیایی یاد می‌شود. از مهم‌ترین نمونه‌های واکنش غیرتعادلی، تولید آلایند NO است. در موتورهای احتراق داخلی به‌علت وابستگی تولید آلایند NO به دمای مخلوط گازی و مدت زمان تشکیل آن و با توجه به تغییرات دما و زمان تشکیل، مقدار آلایند NO محاسبه می‌شود. به‌کمک این روش می‌توان دقت پیش‌بینی تشکیل آلایند NO را بالا برد.



شکل ۱: مقطع آنی از داخل سیلندر. (الف) به‌صورت ظاهری از شعله پیش‌رونده و (ب) مدل‌ریزی شده در کد ترمودینامیکی

از سرعت سوختن متالطم ورودی، مقدار جرم مخلوط نسوخته ورودی به جبهه شعله برآورد می‌شود. در ادبیات فن روابط سرعت‌های سوختن متالطم متعددی بر پایه مطالعات تجربی و نظری قید شده است. به‌طور نمونه با استفاده از داده‌های تجربی برادلی^۱ و همکاران [۳۳] و مرجانی و شپارد^۲ [۳۴] رابطه‌ای برای سرعت سوختن متالطم ارائه کرده‌اند. در مدل ورودی بیلزارد و کک [۱۰] نرخ جرم گاز سوخته واردشده به جبهه شعله متالطم به‌صورت رابطه ۷ بیان می‌شود.

$$\frac{dm_e}{dt} = \rho_u A_f u_{te} \quad (7)$$

که در آن m_e جرم وارد شده، ρ_u چگالی مخلوط نسوخته، A_f سطح متوسط جبهه شعله و u_{te} سرعت سوختن متالطم ورودی است. برای ارزیابی جرم ورودی در هر گام ابتدا سرعت سوختن متالطم ورودی براساس خواص گاز سوخته تخمین زده می‌شود. سپس تغییرات شعاع شعله با جرم ورودی در هر گام به‌صورت رابطه ۸ محاسبه می‌شود:

$$r_{fe2} - r_{fe1} = u_{te} \Delta t \quad (8)$$

که در آن r_{fe1} و r_{fe2} شعاع شعله قبل و بعد از فرایند ورودی است و Δt گام زمانی است. حجم ورودی در هر گام به‌کمک r_{fe1} و r_{fe2} و هندسه محفظه سیلندر به‌دست می‌آید و جرم ورودی در هر گام Δm_e از رابطه ۹ به‌دست می‌آید:

$$\Delta m_e = \rho_u \Delta V_e \quad (9)$$

که ΔV_e حجم ورودی گام است. براساس مدل ورودی احتراق، آهنگ سوختن از معادله دیفرانسیل رابطه ۱۰ تعیین می‌شود:

$$\frac{dm_b}{dt} = \frac{m_e - m_b}{\tau_b} \quad (10)$$

که در آن m_b جرم سوخته و τ_b مقیاس زمان سوختن است که به‌صورت رابطه ۱۱ تعریف می‌شود:

$$\tau_b = K_\tau \frac{l_x}{u_l} \quad (11)$$

که در آن K_τ ثابت تناسب، l_x مشخصه مقیاس طولی و u_l سرعت سوختن آرام است.

¹ Bradley

² Sheppard

شده به یک دینامومتر آسنکرون با قابلیت تنظیم سرعت استفاده شده است. سیستم‌های مدیریت موتور، کالیبراسیون انژکتورها، تجهیزات سنجش و ثبت مقادیر مشابه پژوهش‌های [۲۰ و ۳۸-۴۰] بوده است. مشخصات موتور پژوهشی مورد استفاده در جدول ۱ ذکر شده است. در کار حاضر فرمول شیمیایی متوسط بنزین [۴] $C_{7.76}H_{13.1}$ در نظر گرفته شده و گاز طبیعی دارای محتویات بر پایه درصد حجمی گونه‌ها [۱] با فرمول شیمیایی متوسط بخش هیدروکربن $C_{1.04}H_{3.97}$ است. به دلیل اهمیت هندسه نشی در کار حاضر، قطر پیستون، موقعیت و ابعاد شیار رینگ‌ها در دامنه آن، قطر سیلندر و سطح مقطع رینگ‌ها و دهانه باز آن‌ها وقتی به‌تنهایی در سیلندر قرار می‌گیرند، در دمای محیط اندازه‌گیری شدند. سپس این اندازه‌ها در دمای تخمینی جداره‌ها در مد پرش جرقه (۹۰ درجه سانتی‌گراد) با استفاده از ضرایب انبساط حرارتی اجزا تصحیح و احجام شکاف‌ها و سطح مقطع روزنه‌های مرتبط محاسبه و در زیرمدل نشی استفاده شده است. مقادیر برآورد شده در جدول ۲ آمده است.

جدول ۱: مشخصات موتور پژوهشی CT300

نام مشخصه	شرایط و مقادیر
قطر سیلندر	۹۰ mm
کورس پیستون	۷۰ mm
حجم جابجایی	470 cm^3
نسبت تراکم	۱۰
سیستم جرقه‌زنی	الکترونیکی با قابلیت تنظیم یک درجه میل‌لنگ
سیستم سوخت‌رسانی	پاشش به مسیر ورودی موتور
سیستم روغن‌کاری	فشاری
روش خنک‌کاری	با آب (تک جریانی)
تعداد سوپاپ	۲ سوپاپ از بالای سیلندر
زاویه سوپاپ ورودی	0° مرگ بالا باز و 50° بعد مرگ پایین بسته
زاویه سوپاپ خروجی	40° قبل مرگ پایین باز و 8° بعد مرگ بالا بسته
نوع تنفس	طبیعی با صافی و مخزن آرامش
شکل محفظه	دیسکی با پیستون سر تخت

جدول ۲: احجام شکاف‌ها و سطح مقطع روزنه‌های مفروض

مشخصه هندسی	اندازه
حجم شکاف بالای پیستون	1.6455 cm^3
حجم بین دو رینگ	1.1129 cm^3
مساحت سطح مقطع ورودی شکاف بالای پیستون	0.824 cm^2
مساحت سطح مقطع روزنه رینگ ۱	$1.6 \times 10^{-2} \text{ cm}^2$
مساحت سطح مقطع روزنه رینگ ۲	$1.8 \times 10^{-2} \text{ cm}^2$

در این پژوهش برای استخراج نتایج تجربی، موتور ابتدا در حالت بنزین راه‌اندازی شد تا گرم شود و به حالت پایا برسد. سپس تحت شرایط نسبت هم‌ارزی استوکیومتری، سرعت موتور ۱۵۰۰ rpm، بار کامل و نسبت تراکم ۱۰ در مد با پرش جرقه [۳۸] برای ترکیبات مختلف G100، G90، G75 و G60 (۱۰۰ درصد بنزین، ۹۰ درصد

با توجه به این که مدل تعادل شیمیایی براساس حداقل انرژی آزاد گیبس برای پیش‌بینی تولید NO در گازهای سوخته حدس درست و دقیقی را نمی‌تواند ارائه دهد [۳۵] بنابراین می‌توان برای تجزیه و ترکیب گونه‌های دخیل در شکل‌گیری NO از سینتیک شیمیایی بهره جست. زلدوویچ [۳۶] یک مکانیزم زنجیره واکنشی پر کاربرد در موتورهای احتراق داخلی را برای پیشگویی تولید NO ارائه داد. همچنین یک مکانیزم توسعه‌یافته برای مکانیزم اولیه زلدوویچ ارائه‌شده است که تأثیر رادیکال گونه OH در سینتیک شیمیایی را در نظر می‌گیرد؛ هیوود و فرگوسن [۴، ۳۲ و ۳۷] به‌طور عمومی از این روابط برای پیشگویی NO استفاده نموده‌اند. در این پژوهش برای برآورد تولید NO از مکانیزم زلدوویچ توسعه‌یافته استفاده شده است [۴].

۶- زیرمدل نشی

نظر به این که فشار داخل سیلندر در مراحل تراکم و انبساط متغیر بوده و به دلیل اختلاف فشار بین سیلندر و حجم شکاف قسمت بالای پیستون و همچنین اختلاف فشار بین شکاف‌ها با محفظه میل‌لنگ، وجود جریان گاز از سیلندر به شکاف‌ها و محفظه میل‌لنگ طی مرحله تراکم و جریان معکوس از شکاف‌ها به داخل سیلندر و در عین حال به محفظه میل‌لنگ طی مرحله انبساط قابل تصور است. شکاف بین پیستون و سیلندر به حجم بزرگ محفظه میل‌لنگ با فشار پایین متصل است. بالای پیستون حجم سیلندر واقع شده است که می‌تواند تغییرات جدی در فشار را داشته باشد. با در نظر گرفتن این حجم‌ها و روزنه‌های مرتبط آن‌ها می‌توان به کمک تئوری حجم-روزنه، یک زیرمدل نشی توسعه داد [۱۱]. در بخش زیرمدل نشی مفروضات زیر در نظر گرفته شده است:

- حجم شکاف‌ها و اندازه روزنه‌ها طی سیکل ثابت در نظر گرفته شده است.
- دمای شکاف‌ها معادل میانگین دمای دیواره سیلندر و پیستون فرض شده است.
- از حرکت موضعی رینگ صرف‌نظر شده است.
- از اثرات حرکت پیستون چشم‌پوشی شده است.

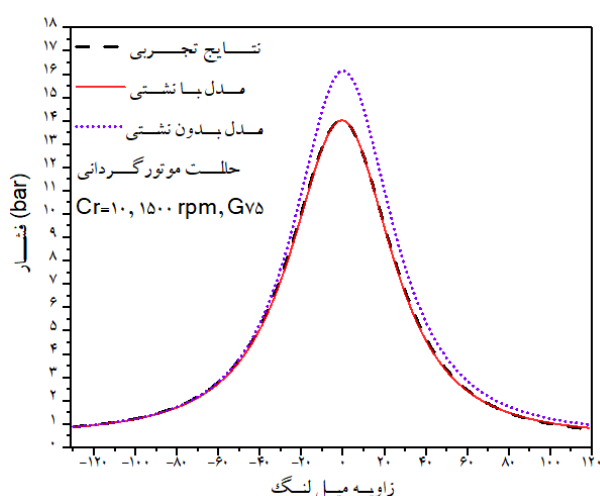
لازم به توضیح است که در موتورهای احتراق داخلی، جریان بین احجام حالت ناپایا دارد و می‌توان برای تحلیل آن‌ها از معادلات حالت پایا [۱۳ و ۳۲] در بازه‌های زمانی بسیار کوچک پشت سر هم استفاده کرد. با توجه به تئوری جریان از روزنه و تئوری حجم روزنه مدل نشی، حالت‌های مختلفی را در امتداد جریان می‌توان انتظار داشت.

۷- ابزار و تجهیزات تجربی

در کار حاضر از سکوی آزمایش ساخت شرکت گونت^۱ آلمان مدل CT300 با یک موتور پژوهشی تک‌سیلندر اشتعال جرقه‌ای کوپله

¹ Gunt

آوانس جرعه، مقادیر imep محاسبه و آوانس بهینه جرعه بر اساس بیشینه imep در بازه غیرکوبشی تعیین شد. مدل شبیه‌ساز توسعه داده‌شده ابتدا در شرایط موتورگردانی ترکیب G75 (میان‌ه شرایط ترکیب‌سوز بنزین-گاز طبیعی حالت‌های مورد نظر) با لحاظ نمودن زیرمدل نشتی و بدون آن اجرا شد و نتایج فشار-زاویه لنگ حاصل با نتایج تجربی موتورگردانی متناظر مقایسه شد. شکل ۲ تغییرات فشار درون سیلندر برحسب زاویه لنگ را در شرایط موتورگردانی ترکیب G75 در شرایط تجربی، مدل با نشتی و بدون نشتی نشان می‌دهد. ملاحظه می‌شود که نتایج مدل با نشتی انطباق بسیار خوبی را با نتایج تجربی دارد و نتایج مدل بدون نشتی اختلاف قابل‌توجهی را با آن نشان می‌دهد. این مقایسه نشانگر اهمیت ویژه اعمال زیرمدل نشتی در کد شبیه‌سازی است.



شکل ۲: تغییرات فشار درون سیلندر برحسب زاویه میل لنگ موتورگردانی در شرایط تجربی، مدل با نشتی و بدون نشتی

با توجه به این که انحراف نسبی در فشارهای کم شکل ۲ قابل رؤیت نیست، درصد انحراف مدل با نشتی و بدون نشتی با نتایج تجربی محاسبه و در شکل ۳ درصد انحراف نتایج مدل‌ها از نتایج تجربی نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که حداکثر انحراف مدل با نشتی در مقایسه با نتایج تجربی حدود هشت درصد و به‌طور متوسط زیر پنج درصد است، اما در مدل بدون نشتی، این مقایسه به بیش از ۲۵ درصد می‌رسد. درصد انحراف از مقدار میانگین^۳ از رابطه ۱۲ برآورد شده است.

$$DOV(\%) = \frac{x_s - x_p}{x_p} \times 100 \quad (12)$$

که در آن x_p داده‌های تجربی و x_s داده‌های مدل است. مدل شبیه‌ساز در شرایط احتراقی نیز اجرا شده و داده‌های خروجی از مدل، با نتایج تجربی مستخرج از موتور پژوهشی مقایسه و

بنزین، ۷۵ درصد بنزین، ۶۰ درصد بنزین و مابقی گاز طبیعی) داده‌برداری انجام شد.

در هر ترکیب حداقل برای شش آوانس مختلف جرعه و در هر آوانس جرعه ۱۴۰۰ سیکل پشت‌سرهم با تناوب هفت سیکلی شامل سه سیکل متوالی احتراقی و چهار سیکل متوالی موتورگردانی داده‌برداری خام انجام و ذخیره شد. سپس داده‌های خام به کمک کد کامپیوتری به نتایج فشار-زاویه میل‌لنگ^۱ برای هر سیکل تبدیل و مورد استفاده قرار گرفت. از ۲۰۰ تناوب پشت‌سرهم هفت سیکلی، اولین سیکل احتراقی هر تناوب، که به راحتی می‌توان آن را عاری از گازهای سوخته تلقی کرد [۴۱]، انتخاب شد و ۲۰۰ سیکل احتراقی عاری از گازهای سوخته به عنوان مجموعه مناسبی برای توسعه کد شبیه‌ساز در حالت بدون گاز سوخته باقیمانده فراهم شد. به همین ترتیب، ۲۰۰ سیکل آخرین سیکل موتورگردانی هر تناوب نیز به عنوان مجموعه سیکل‌های موتورگردانی با سوخت و عاری از گاز سوخته برای مقاصد تأیید کد جمع‌آوری شد. سپس برای هر حالت، imep^۲ سیکل‌های اول احتراقی محاسبه و آوانس بهینه هر ترکیب براساس حداکثر imep در شرایط غیرکوبشی [۴۲] تعیین شد. در بخش معتبرسازی نتایج کد شبیه‌ساز، از نتایج تجربی موتور پژوهشی در شرایط موتورگردانی با سوخت بهره گرفته شد. به همین ترتیب برای اعتبارسنجی شرایط احتراقی آن، از مجموعه سیکل‌های احتراقی اول در حالت پرش جرعه استفاده شد. لازم به توضیح است که برای معتبرسازی و تأیید مدل از سیکل معادل فرضی مجموعه سیکل‌های تجربی هر حالت استفاده شد [۲۰].

در توسعه مدل شبیه‌ساز از رابطه ۲ برای سرعت سوختن آرام ترکیب بنزین-گاز طبیعی، از رابطه ۵ برای روابط شدت تلاطم و در محاسبه سرعت سوختن متلاطم از رابطه زی‌مونت [۲۷]، برای انتقال حرارت از روابط اناند [۳۰] و مشخصه مقیاس طول انتگرالی استفاده شده است.

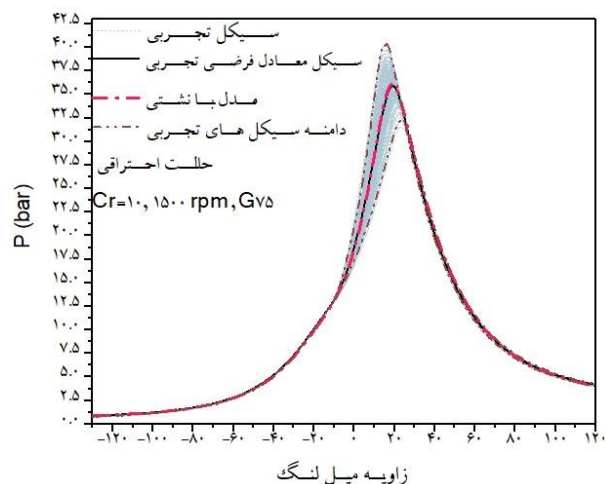
۸- بحث روی نتایج

در کار حاضر پس از توسعه کد شبیه‌سازی، برای اعتبارسنجی نتایج خروجی از مدل با نتایج تجربی مستخرج از موتور پژوهشی مورد بررسی قرار گرفت. بدین منظور ابتدا آزمایش‌های تجربی در شرایط با پرش جرعه در نسبت تراکم ۱۰ و سرعت ۱۵۰۰ rpm در ترکیب‌های مختلف G100، G90، G75، G60 انجام و سیکل‌های اول احتراقی و چهارم موتورگردانی هر تناوب مورد نظر قرار گرفت. برای هر آوانس جرعه دو مجموعه ۲۰۰ سیکلی احتراق اول و موتورگردانی چهارم استخراج شد. سپس برای مجموعه سیکل‌های احتراقی اول در هر

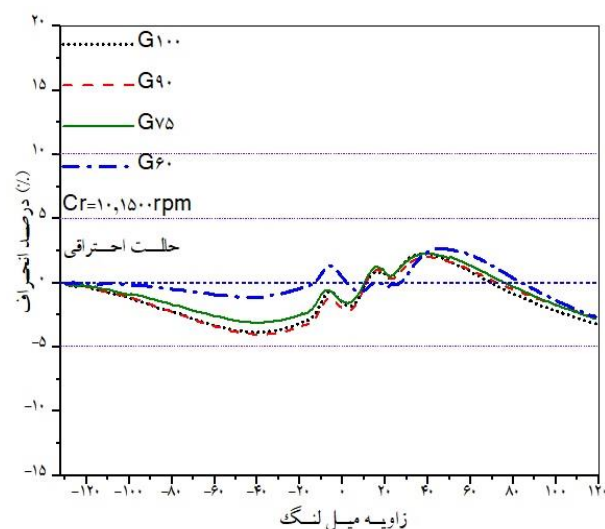
¹ Pressure-Crank Angle ($P-\theta$)

² Indicated mean effective pressure

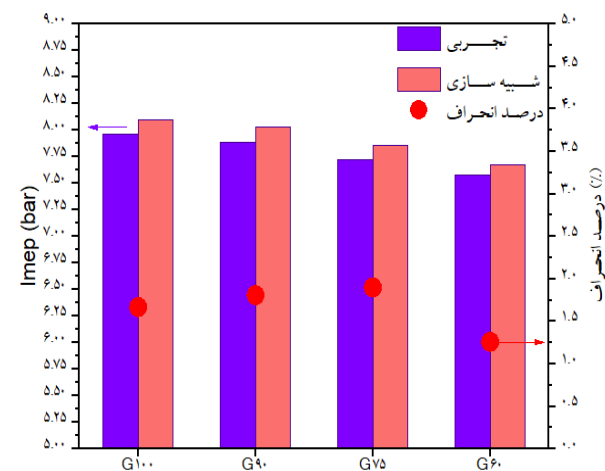
³ Deviation of variation (DOV)



شکل ۴: تغییرات فشار درون سیلندر برحسب زاویه میل لنگ شرایط احتراقی G75 برای داده های تجربی و مدل شبیه ساز

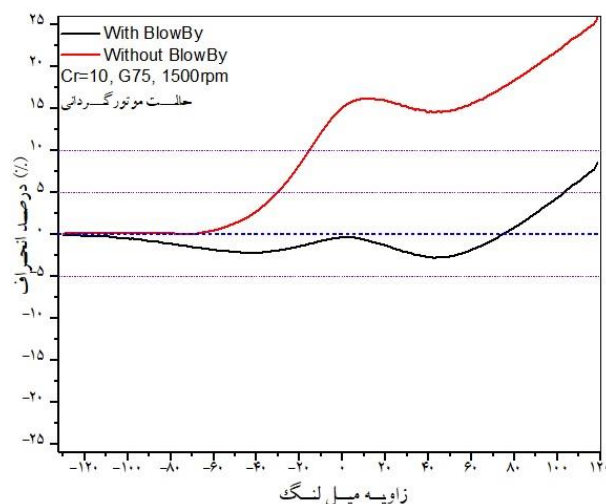


شکل ۵: تغییرات انحراف فشار درون سیلندر برحسب زاویه میل لنگ در حالت های مختلف ترکیب دو سوخت



شکل ۶: تغییرات imep مدل و شرایط تجربی و مقادیر درصد انحراف در حالت های مختلف ترکیب دو سوخت

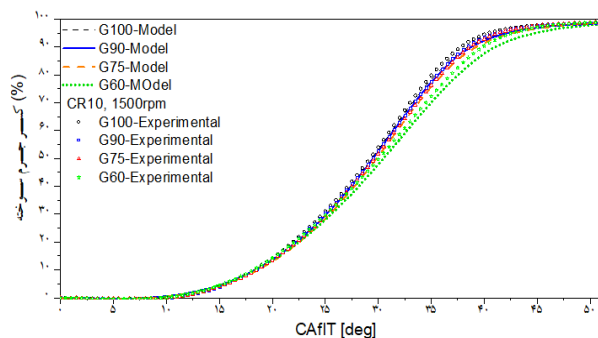
اعتبارسنجی شد. در شکل ۴، نتایج کد شبیه ساز در شرایط احتراقی برای ترکیب G75 استخراج و با نتایج تجربی مقایسه شده است. شکل ۴ تغییرات فشار درون سیلندر برحسب زاویه میل لنگ در شرایط احتراقی را برای داده های تجربی و مدل شبیه ساز نمایش می دهد. ملاحظه می شود که نتایج مدل احتراقی دارای انطباق مناسبی با سیکل معادل فرضی نتایج تجربی داشته و همچنین در بین دامنه کمینه و بیشینه سیکل های تجربی قرار دارد.



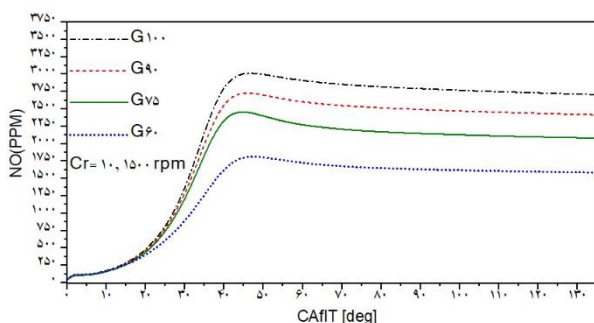
شکل ۳: درصد تغییرات انحراف فشار درون سیلندر از مقدار تجربی برحسب زاویه میل لنگ موتورگردانی برای مدل با نشتی و بدون نشتی

آوانس بهینه جرقه نتایج تجربی در سرعت ۱۵۰۰ rpm در ترکیب های G100، G90، G75 و G60 به ترتیب ۱۹، ۱۹، ۲۰ و ۱۸ درجه میل لنگ قبل از TDC تعیین شد. سپس مدل شبیه ساز در ترکیب ها و آوانس های مزبور اجرا شده و نتایج به دست آمده با داده های تجربی مقایسه شد.

نتایج خروجی فشار-زاویه میل لنگ مدل شبیه ساز با داده های تجربی برای ترکیب های مختلف در سرعت ۱۵۰۰ rpm و آوانس های بهینه جرقه مقایسه شد و در شکل ۵ تغییرات درصد انحراف فشار درون سیلندر برحسب زاویه میل لنگ هر ترکیب نمایش داده شده است. ملاحظه می شود که در تمامی ترکیب ها درصد انحراف فشار-زاویه میل لنگ زیر ۵ درصد حاصل و بدین سان مدل شبیه ساز صحت سنجی شده است. همچنین مقادیر imep برای هر یک از ترکیبات از نمودار فشار-زاویه میل لنگ مربوطه استخراج شده و در شکل ۶ نشان داده شده است. ملاحظه می شود که با افزودن گاز طبیعی به ترکیب دو سوخت مقادیر imep کاهش یافته و درصد انحراف imep مدل در مقایسه با نتایج تجربی نیز زیر ۱٫۹ درصد حاصل شده است.



شکل ۸: کسر جرمی سوخته برحسب زاویه میل لنگ از زمان زدن جرقه در شرایط احتراقی نسبت تراکم ۱۰ و حالات مختلف ترکیب دو سوخت در سرعت ۱۵۰۰rpm



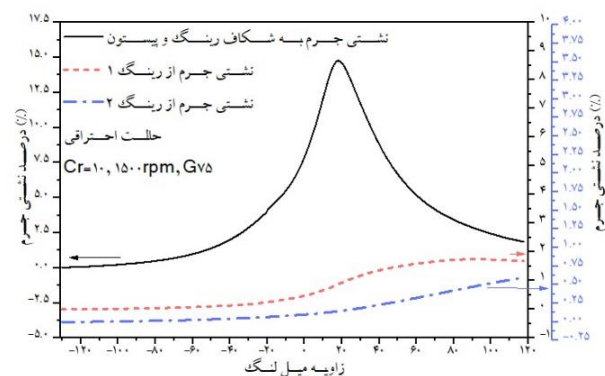
شکل ۹: تغییرات مقدار آلاینده NO تخمینی کد شبیه‌ساز در حالات مختلف سوخت ترکیبی در نسبت تراکم ۱۰ و سرعت ۱۵۰۰rpm در منطقه سوخته

۹- نتیجه‌گیری

موتور احتراق داخلی مورد استفاده در این پژوهش یک موتور تک‌سیلندر اشتعال جرقه‌ای مجهز به سیستم کنترل الکترونیکی با قابلیت مدیریت توسط کاربر بود. نتایج تجربی مورد نظر به کمک تکنیک پرش جرقه در حالت‌های ترکیب‌سوز بنزین-گاز طبیعی با سوخت غالب بنزین استخراج شد. بانک داده به دست آمده مشتمل بر داده‌های تجربی فشار-زاویه میل لنگ سیکل‌های احتراق اول و موتور گردانی چهارم به صورت دسته‌های ۲۰۰ سیکلی در ترکیب‌های G100، G90، G75 و G60 در آوانس‌های مختلف جرقه، سرعت ۱۵۰۰rpm و نسبت تراکم ۱۰ بود. داده‌برداری تجربی به منظور تأیید مدل شبیه‌ساز ترمودینامیکی توسعه داده شده در نسبت هم‌ارزی مبنای استوکیومتری صورت گرفت و پردازش آن‌ها توسط یک کد کامپیوتری به زبان فرترن انجام یافت. در بررسی و تأیید مدل شبیه‌ساز ترمودینامیکی به توسط داده‌های تجربی با پرش جرقه نتایج زیر را می‌توان بیان کرد:

■ مدل شبیه‌ساز در شرایط موتورگردانی با سوخت در سرعت ۱۵۰۰rpm و نسبت تراکم ۱۰ در ترکیب G75 با نتایج تجربی مقایسه شد و درصد انحراف به طور میانگین زیر پنج درصد مشاهده شد، این مدل تحت شرایط بدون نشتی نیز اجرا شد و انحراف جدی آن با نتایج تجربی نمایان بود.

شکل ۷ درصد جرم خالص نشتی از محفظه سیلندر به شکاف بالای سیلندر-پیستون و روزه‌های رینگ اول و دوم را برای حالت G75 در سرعت ۱۵۰۰rpm در نسبت تراکم ۱۰ نشان می‌دهد. ملاحظه می‌شود که حداکثر درصد جرم نشت یافته به شکاف سیلندر-پیستون در شرایط احتراقی می‌تواند به ۱۵ درصد نیز برسد و لحاظ نمودن زیرمدل نشتی در بحث انطباقی بهتر و دقیق‌تر فشار-زاویه لنگ نتایج کد شبیه‌سازی با داده‌های تجربی و همچنین بررسی imep و تولید آلاینده‌های HC و CO حائز اهمیت است و به عبارت دیگر لحاظ کردن زیرمدل نشتی در کدهای شبیه‌ساز از اهمیت ویژه‌ای برخوردار می‌باشد.



شکل ۷: درصد جرم نشت یافته از شکاف‌ها برحسب زاویه میل لنگ در شرایط احتراقی نسبت تراکم ۱۰ و حالت G75 در سرعت ۱۵۰۰rpm

از روی نتایج P-θ حاصله برای داده‌های تجربی و کد شبیه‌ساز در ترکیب‌های مختلف تغییرات کسر جرم سوخته به روش راسوالیر-ویدروث [۴۳] محاسبه شد. شکل ۸ تغییرات کسر جرم سوخته در نسبت تراکم ۱۰ و سرعت ۱۵۰۰rpm را برای چهار ترکیب سوخت در آوانس‌های بهینه نتایج تجربی و مدل نشان می‌دهد. ملاحظه می‌شود که با افزایش درصد جرم گاز طبیعی در ترکیب، آهنگ تغییر کسر جرم سوخته کاهش یافته است. همچنین مشاهده می‌شود که نتایج حاصله برای هر دو بخش تجربی و کد شبیه‌ساز تمایل یکسانی وجود دارد و تطابق مناسبی بین آن‌ها دیده می‌شود.

کد شبیه‌ساز به کمک مکانیزم سینتیک توسعه یافته زلدوویچ می‌تواند مقدار NO تولیدی تا هنگام باز شدن سوپاپ خروجی را پیش‌بینی کند. شکل ۹ مقادیر پیشگویی شده NO را در نسبت تراکم ۱۰ و سرعت ۱۵۰۰rpm در منطقه سوخته نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که با افزایش درصد گاز طبیعی در ترکیب مقدار NO کاهش یافته و مقدار آن در حالت G60 نسبت به حالت G100 حدود ۴۰ درصد کاسته شده است. مقادیر آلاینده NO با افزایش درصد گاز طبیعی در ترکیب دو سوخت در نتایج تجربی مستخرج از موتور پژوهشی در سرعت ۱۵۰۰rpm، نسبت تراکم ۱۰ و شرایط ترکیب‌سوز نیز روند کاهشی از خود نشان داده [۴۴] و با روند مشاهده شده در شکل ۹ مطابقت دارد.

T_u	دمای خروجی، K
TDC	مرگ بالای پیستون
U	انرژی درونی، kJ
u_l	سرعت سوختن آرام، m/s
u_t	سرعت سوختن متلاطم، m/s
u_{te}	سرعت سوختن متلاطم ورودی، m/s
u'	شدت تلاطم
u'_x	شدت تلاطم مؤلفه x
u'_y	شدت تلاطم مؤلفه y
V	حجم سیلندر، m^3
V_p	سرعت خطی پیستون، m/s
W	کار انجام یافته، kJ
x_s	داده مدل شبیه ساز
x_p	داده تجربی
Y_{CH_4}	کسر جرم گاز طبیعی

علائم یونانی

α	ضریب
β	ضریب
ϕ	نسبت هم‌ارزی سوخت هوا
γ_i	نسبت گرماهای ویژه
ρ_u	چگالی گاز نسوخته، m^3/kg
τ_b	مقیاس زمانی سوختن، sec
θ	زاویه لنگ، $(^\circ)$

مراجع و منابع

- [1] E. Abdi Aghdam, M. Sarabi, M. Mehrbod Khomeyrani. Experimental study of laminar burning velocity for dual fuel (Gasoline-NG)-Air mixture using pressure record in a spherical combustion bomb at higher primary pressure. Fuel and Combustion; 11(1): 121-134, 2018
- [2] A. Shamekhi, N. Khatibzadeh, and H. Shamekhi. "Performance and emissions characteristics investigation of a bi-fuel SI engine fuelled by CNG and gasoline." Internal Combustion Engine Division Spring Technical Conference. Vol. 42061. 2006
- [3] M. MARDI, M. ABDOLALIPOURADL, SH. KHALILARYA, The Effect of Exhaust Gas Recirculation on Performance and Emissions of a SI Engine Fuelled with Ethanol-gasoline Blends. INTERNATIONAL JOURNAL OF ENGINEERING, 28.1: 130-135, 2015
- [4] J.B. HEYWOOD, Internal combustion engine fundamentals, Mcgraw-hill New York, 1988.

■ در شرایط احتراقی نتایج فشار-زاویه میل لنگ حاصله از مدل شبیه ساز در ترکیب‌های G60، G75، G90، G100 با نتایج تجربی مربوطه مقایسه شد و انحراف فشار-زاویه میل لنگ مدل شبیه ساز از نتایج تجربی کم‌تر از چهار درصد حاصل شد.

■ تغییرات کسر جرم سوخته نتایج تجربی و مدل شبیه ساز در تمامی ترکیبات دارای انطباق مناسبی بوده و با افزایش درصد گاز طبیعی در ترکیب آهنگ تغییرات کسر جرم سوخته کاهش یافت.

■ به کمک زیرمدل پیش‌بینی NO، مدل شبیه ساز مقادیر تولیدی آلاینده مزبور را پیش‌بینی کرده و نشان داد که با افزایش گاز طبیعی در ترکیب دو سوخت مقادیر تولیدی NO کاهش یافته است.

■ مقادیر imep در مدل شبیه سازی و نتایج تجربی با افزایش گاز طبیعی در ترکیب، روند کاهشی از خود نشان می‌دهد.

فهرست علائم

A_f	سطح فعال شعله، m^2
CA_{fIT}	زاویه میل لنگ از زمان زدن جرقه، $(^\circ)$
Cr	نسبت تراکم
Da	عدد دامکولر
DOV	درصد انحراف از مقدار تجربی، (%)
$G100$	۱۰۰ درصد جرمی بنزین
$G90$	۹۰ درصد جرمی بنزین - ۱۰ درصد جرمی گاز طبیعی
$G75$	۷۵ درصد جرمی بنزین - ۲۵ درصد جرمی گاز طبیعی
$G60$	۶۰ درصد جرمی بنزین - ۴۰ درصد جرمی گاز طبیعی
h_e	آنتالپی ویژه خروجی، kJ/kg
h_i	آنتالپی ویژه ورودی، kJ/kg
$imep$	فشار مؤثر متوسط اندیکاتوری، bar
K_τ	ثابت تناسب kJ/kg
Le	عدد لوئیسیس
l_x	مؤلفه طولی انتگرالی
m_e	جرم خروجی، kg
m_i	جرم ورودی، kg
MFB	کسر جرم سوخته، (%)
P	فشار، bar
P_i	فشار ورودی، bar
P_u	فشار خروجی، bar
Q	گرمای انتقال یافته، kJ
R	ثابت گاز، kJ/kg.K
r_{fe1}	شعاع شعله اولیه، m
r_{fe1}	شعاع شعله ثانویه، m
T	دما، K
T_i	دمای ورودی، K

- [18] E. Baniasadi, H. Abbasi Varzaneh, Energy and Exergy Analyses of the Performance of a Spark Ignition Engine Using Two-Zone Combustion Model. *Amirkabir Journal of Mechanical Engineering*, 51(4): 61-70, 2019
- [19] M. Sarabi, E. Abdi Aghdam, Single-Cylinder SI Engine Performance in Dual-Fuel (Gasoline-NG) Mode with Gasoline Dominant Fuel under Stoichiometric Conditions. *Modares Mechanical Engineering*. 20 (2) :287-295, 2020
- [20] M. Sarabi, E. Abdi Aghdam, Experimental analysis of in-cylinder combustion characteristics and exhaust gas emissions of gasoline-natural gas dual-fuel combinations in a SI engine, *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 113:1-14, 2019
- [21] M. Metghalchi, Laminar burning velocity of iso-octane-air, methane-air, and methanol-air mixtures at high temperature and pressure, *Massachusetts Institute of Technology*, 1977
- [22] M. Metghalchi, J.C. Keck, Burning velocities of mixtures of air with methanol, iso-octane, and indolene at high pressure and temperature, *Combustion and flame*, 48: 191-210, 1982
- [23] S. Liao, D. Jiang, Q. Cheng, Determination of laminar burning velocities for natural gas, *Fuel*, 83(9) 1247-1250, 2004
- [24] S.B. Han, Y.J. Chung, S. Lee, Effect of engine variables on the turbulent flow of a spark ignition engine, *Ksme Journal*, 9(4) 492-501, 1995
- [25] K. Atashkari, Experimental Study of Flow and Turbulence in a V-flame Burner and a SI Engine, Ph. D. thesis, Department of Mech. Eng., University of Leeds, 1997
- [26] G. Damköhler, Der einfluss der turbulenz auf die flammengeschwindigkeit in gasgemischen, *Zeitschrift für Elektrochemie und angewandte physikalische Chemie*, 46(11) 601-626, 1940
- [27] V. Zimont, Theory of turbulent combustion of a homogeneous fuel mixture at high Reynolds numbers, *Combustion, Explosion and Shock Waves*, 15(3) 305-311, 1979
- [28] Ö.L. Gülder, Turbulent premixed flame propagation models for different combustion regimes, in: *Symposium (International) on Combustion*, Elsevier, pp. 743-750, 1991
- [29] E. Abdi Aghdam, Improvement and validation of a thermodynamic SI engine simulation code, *University of Leeds*, 2003
- [30] W. Annand, Thermodynamics, F.M. Group, Heat transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engines, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 177(1) 973-996, 1963
- [31] E. Abdi Aghdam. Wall effect on determination of laminar burning velocity in a constant volume bomb using a quasi-dimensional model. *Applied Mathematical Modelling*, 38(24), 5811-5821, 2014
- [32] M. Sarabi, Simulation and development, and validation of dual-fuel (Gasoline-Natural gas) thermodynamic multi zone SI engine code using
- [5] E. Abdi Aghdam, B. Farhang, M. Sarabi, Experimental study of a spark ignition single-cylinder research engine exhaust emissions in gasoline and natural gas fuel cases. *JER*, 39 (39) :49-55, 2015
- [6] T. Musthafah Mohd., M.S. Ali, M.A. Salim, A. Rosli, A. Bakar, A.M. Fudhail, M.Z. Hassan, M.S. Abdul Muhaimin. "Performance analysis of a spark ignition engine using compressed natural gas (CNG) as fuel." *Energy Procedia* 68: 355-362, 2015
- [7] K. Suzuki, M. Nemoto, K. Machida, Model-based calibration process for producing optimal spark advance in a gasoline engine equipped with a variable valve train, 0148-7191, *SAE Technical Paper*, 2006
- [8] S. Verhelst, C. Sheppard, Multi-zone thermodynamic modelling of spark-ignition engine combustion-an overview, *Energy Conversion and management*, 50(5) 1326-1335, 2009
- [9] D. Patterson, G.J. VAN WYLEN, A digital computer simulation for spark-ignited engine cycles, 0148-7191, *SAE Technical Paper*, 1963
- [10] N.C. Blizard, J.C. Keck, Experimental and theoretical investigation of turbulent burning model for internal combustion engines, 0148-7191, *SAE Technical Paper*, 1974
- [11] E.A. Aghdam, M. Kabir, Validation of a blowby model using experimental results in motoring condition with the change of compression ratio and engine speed, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 34(2) 197-209, 2010
- [12] M. Namazian, J.B. Heywood, Flow in the piston-cylinder-ring crevices of a spark-ignition engine: Effect on hydrocarbon emissions, efficiency and power, *SAE transactions*, 261-288, 1982
- [13] E. Abdi aghdam, A. Zamzam, Study of the Effect of Engine Speed and the Operating life on Blowby in Fueled Motoring for XU7JP/L3 Engine. *Journal of Mechanical Engineering*, 48(4): 209-218, 2019
- [14] R.J. Tabaczynski, C.R. Ferguson, K. Radhakrishnan, A turbulent entrainment model for spark-ignition engine combustion, *SAE transactions*, 2414-2433, 1977
- [15] M. Dashti, A. Hamidi, A. Mozafari, Thermodynamic Simulation of Spark Ignition Internal Combustion Engine Operation with Blends of Gasoline and CNG with Experimental Verification. *JER*; 23 (23) :32-44, 2011
- [16] F. Ma, Y. Wang, M. Wang, H. Liu, J. Wang, S. Ding, S. Zhao, Development and validation of a quasi-dimensional combustion model for SI engines fuelled by HCNG with variable hydrogen fractions, *International journal of hydrogen energy*, 33(18) 4863-4875, 2008
- [17] J. Vancoillie, L. Sileghem, S. Verhelst, Development and validation of a quasi-dimensional model for methanol and ethanol fueled SI engines, *Applied energy*, 132 412-425, 2014

emission of a gasoline-NG dual fuel SI engine with single fuel gasoline and NG case, 11th International Conference on IC Engines, Tehran, Iran, 2020

[40] E. Abdi Aghdam, M. Sarabi, Calibration of Gasoline-NG Dual-Fuel SI Engine Injectors and Comparison of the Performance and Emission of a Dual-Fuel and Single Fuel Cases. *Journal of Mechanical Engineering*, 52(1): 109-117, 2022

[41] C. Robinet, P. Higelin, Crossed Study of Residual Gas Rate-Firing Device for a Better Understanding of SI Engines Cycle-to-Cycle Variations, 0148-7191, SAE Technical Paper, 1998

[42] S.K. Yekani, E. Abdi Aghdam, M. Sarabi, An Experimental Investigation of Knock Limit, Performance and Economic Parameters in a Gasoline-Natural Gas Dual Fuel Spark-Ignition Engine at the Compression Ratio of 10. *Journal of Energy Management and Technology*, 2022, doi: 10.22109/jemt.2022.320776.1358

[43] G.M. Rassweiler, L. Withrow, Motion pictures of engine flames correlated with pressure cards, *Sae transactions*, 185-204, 1938

[44] M. Sarabi, E. Abdi Aghdam, Combustion study of gasoline-natural gas combustion mode of a single-cylinder spark ignition research engine at 1500rpm, The 8th Fuel and Combustion Conference of Iran, Tabriz, 2020

experimental results obtained from CT300 research engine, University of Mohaghegh Ardabili, PhD thesis, Jan. 2020

[33] D. Bradley, R. Hicks, M. Lawes, C. Sheppard, R. Woolley, The measurement of laminar burning velocities and Markstein numbers for iso-octane-air and iso-octane-n-heptane-air mixtures at elevated temperatures and pressures in an explosion bomb, *Combustion and flame*, 115(1-2) 126-144, 1998

[34] S. Merdjani, C. Sheppard, Gasoline engine cycle simulation using the Leeds turbulent burning velocity correlations, 0148-7191, SAE Technical Paper, 1993

[35] Asgari O, SK Hannani, R Ebrahimi. Improvement and experimental validation of a multi-zone model for combustion and NO emissions in CNG fueled spark ignition engine. *Journal of mechanical science and technology*. 26(4):1205-12, 2012

[36] ZEL'DOVICH, YB, RY SADOVNIKOV, D Frankkamenetsky. Nitrogen Oxidation in Combustion (In Russian). *USSR Acad. Sci*, 1947

[37] Ferguson CR, AT Kirkpatrick. Internal combustion engines: applied thermosciences. John Wiley & Sons, 2015

[38] M. Sarabi M, E. Abdi Aghdam E, S.K. Yekani, The Effect of Burned Residual Gases On Gasoline-NG Dual-Fuel Engine Combustion Performance with Skip-Fire Technique. *JER*. 63 (63) :3-11, 2021

[39] E. Abdi Aghdam, M. Sarabi, A. Ghanbari, Comparison of the performance and exhaust gas



The Journal of Engine Research

Journal Homepage: www.engineerresearch.ir

DOI:10.22034/ER.2022.697915



Simulating and Validating a multi-zone thermodynamic-model for gasoline-NG dual-fuel SI engines and predicting NO emission

M. Sarabi¹, E. Abdi Aghdam^{2*}¹ Ph. D., Mechanical Engineering Department, Faculty of Engineering, Mohaghegh Ardabili University, Ardabil, Iran, m_sarabi@uma.ac.ir² Professor, Mechanical Engineering Department, Faculty of Engineering, Mohaghegh Ardabili University, Ardabil, Iran, eaaghdam@uma.ac.ir

*Corresponding Author

ARTICLE INFO

Article history:

Received: 04 February 2022

Accepted: 19 May 2022

Keywords:

Blow-by

Dual-Fuel

Multi Zone Model

NO emission

SI engine

ABSTRACT

Today, with the help of simulation models, engine performance can be modelled with a high level of precision, and thereby various strategies for the improvement of engine performance including the use of dual-fuel mixtures can be investigated. In the present study, a multi-zone thermodynamic simulation-code in Gasoline-Natural Gas (NG) mode with a Blow-by sub-model and a NO predicting-mechanism was developed. Then using a single-cylinder research-engine, experimental data were collected from various cycles via the use of skip-fire technique at the compression ratio of 10 for the dual-fuel mixtures of 100%, 90%, 75% and 60% Gasoline and the rest NG. From the obtained experimental data, two 200-cycle series of motoring and combustion without residual-gases were provided to verify the simulation code. In the motoring mode, the results of the simulating code equipped with Blow-by sub-model were compared with the experimental results. Then in the combustion mode, the results of the simulation code were compared with the average of pressure-crank angle experimental data in each dual-fuel mode. The performance of the simulation code was confirmed with an error of less than 4%. Finally, the sub-model for the prediction of NO emission revealed that NO emission decreased with the increase of NG fraction.



© Iranian Society of Engine (ISE), all rights reserved.