

بررسی عددی فشار پیش‌بینی شده توسط روابط مختلف سرعت شعله در موتورهای احتراق جرقه‌ای تناوبی

رضا قره‌داغی^{۱*}، محمدمهدی دوستدار^۲

۱- کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه جامع امام حسین (ع)، تهران، R.gharedagi@gmail.com

۲- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه جامع امام حسین (ع)، تهران، mdostdar@ihu.ac.ir

* نویسنده مخاطب

چکیده

سرعت انتشار شعله یا سرعت سوختن، یک پارامتر بنیادی است که از آن به‌عنوان یکی از عوامل تاثیرگذار در جهت بهبود عملکرد موتور و کاهش تولید گازهای آلاینده یاد می‌شود. همچنین سرعت شعله یکی از مهم‌ترین پارامترهای تبیین مشخصه احتراق مخلوط پیش‌آمیخته از نظر نرخ واکنش است. در شبیه‌سازی موتورهای احتراق جرقه-ای تناوبی، جهت پیش‌بینی دقیق پارامترهایی چون قدرت و بازده حرارتی موتور، داشتن رابطه‌ای مناسب جهت محاسبه سرعت شعله، ضروری به‌نظر می‌رسد. امروزه روابط مختلفی توسط محققان گوناگون جهت محاسبه سرعت شعله آرام ارائه شده‌است. در تحقیق پیش‌رو، به‌منظور بررسی عددی دقت روابط سرعت شعله آرام که در ادبیات علمی پیشنهاد شده و انتخاب ایده‌آل‌ترین رابطه، کدی در قالب زبان برنامه‌نویسی فرترن، جهت شبیه‌سازی فرآیند احتراق در موتور، توسعه داده شد تا با بهره‌گیری از قوانین و روابط ترمودینامیکی و حل عددی آن‌ها، عملکرد موتور در استفاده از روابط مختلف سرعت شعله مورد بررسی و مقایسه قرار گیرد. مقایسه نمودارهای فشار-زاویه لنگ به‌دست آمده از روابط مختلف محاسبه سرعت شعله نشان می‌دهد که برای سوخت ایزواکتان، روابط کوهل و متقالمچی در مقایسه با نتایج آزمایشگاهی از دقت بالاتری برخوردار است.

کلمات کلیدی: موتور احتراق داخلی؛ سرعت شعله؛ شبیه‌سازی عددی؛ بازده حرارتی

مقدمه

فرآیند احتراق به‌طور کلی نتیجه هر واکنش شیمیایی گرماده میان یک ماده سوختنی و عامل اکسیدکننده بوده و همواره با تولید گرما همراه است. پدیده-های بسیاری چون آلودگی آگروز و تولید گازهای گلخانه‌ای، میزان مصرف ذخایر سوخت، میزان تولید قدرت و کمیت بازده حرارتی، به نحوه انجام احتراق در سیلندر موتورهای احتراقی بستگی دارند. یک تئوری که در مورد احتراق مخلوط سوخت و هوا مورد پذیرش قرار گرفته، این است که احتراق به واکنش‌های زنجیره‌ای وابسته بوده و ابتدا چند عامل بسیار فعال واکنش-هایی را به‌وجود می‌آورند و این زیر واکنش‌ها منجر به ایجاد دیگر عوامل فعال جدید می‌شوند. این روند تا کامل شدن فرآیند احتراق ادامه خواهد داشت. در طی انجام فرآیند احتراق، مواد نسوخته به وسیله شعله به مواد سوخته تبدیل می‌شوند. شعله نتیجه یک واکنش شیمیایی خود پایدار است که در منطقه‌ای از فضا به نام جبهه شعله رخ می‌دهد و سبب گرم شدن مخلوط نسوخته و در نتیجه تبدیل آن به محصولات می‌شود. سرعت شعله یا سرعت سوختن مخلوط یک پارامتر بنیادی بوده و در شبیه‌سازی‌های عددی دانستن مقدار آن ضروری است.

در موتورهای احتراق داخلی، سوخت و هوا قبل از احتراق با یکدیگر مخلوط و از طریق سوپاپ ورودی وارد سیلندر شده و با گازهای سوخته و نسوخته

باقیمانده از سیکل قبل آمیخته می‌شوند. با بالا آمدن پیستون، مخلوط پیش-آمیخته متراکم شده و با ایجاد جرقه، احتراق آغاز می‌شود. با آغاز فرآیند احتراق، شعله نیز داخل مخلوط سوخت و هوا ایجاد شده و انتشار می‌یابد. فرآیند ایجاد و انتشار شعله در موتورهای اشتعال جرقه‌ای را می‌توان در سه بخش عمده تقسیم‌بندی کرد. مرحله اول، ایجاد جرقه توسط شمع و تشکیل هسته شعله است. در این مرحله حدود ۵ درصد مخلوط سوخت و هوا مصرف می‌شود، همچنین افزایش فشار ناچیز بوده و هیچ کار مفیدی تولید نمی‌شود. با تثبیت هسته شعله، در مرحله بعد، انتشار شعله صورت می‌پذیرد. در این مرحله، دما و فشار به‌شکل قابل توجهی افزایش یافته و جبهه شعله سریعاً در طول محفظه احتراق حرکت می‌کند. در پایان این مرحله حدود ۹۰ درصد مخلوط، به مواد سوخته تبدیل می‌شود. در مرحله خاموشی، شعله به‌حدی گسترش یافته که به گوشه‌های محفظه احتراق رسیده است و جرم باقیمانده از مخلوط نسوخته حجم بسیار کوچکی از محفظه احتراق را اشغال کرده است. در این مرحله سوخت باقیمانده با نرخ بسیار پایینی واکنش می‌دهد که سبب کاهش چشمگیر دما و فشار و در نهایت خاموشی شعله می‌شود. با اتمام فرآیند اشتعال در انتهای کورس انبساط، پیستون به سمت بالا حرکت می‌کند تا گازهای حاصل از احتراق، از طریق سوپاپ خروجی تخلیه شوند [۱].

فرآیند احتراق داخل موتورهای احتراق جرقه‌ای در حالت جریان آشفته ایجاد می‌شود و در نتیجه سرعت انتشار شعله به‌شکل آشفته خواهد بود. این میدان جریان آشفته ایجاد شده، ناشی از تنش‌های برشی هستند که در طول فرآیند ورود جریان به سیلندر از طریق سوپاپ ورودی در مرحله مکش و در حین فرآیند تراکم ایجاد شده‌اند. ارائه رابطه‌ای دقیق، جهت محاسبه سرعت شعله آشفته، به‌دلیل آشفتگی جریان و حرکت‌های سوئیرل و اسکویئیش در موتور، و همچنین احتراق در دما و فشار بالا، امکان پذیر نیست. بنابراین اغلب رابطه-ای جهت محاسبه سرعت شعله آرام توسط محققان ارائه می‌شود که می‌توان با استفاده از یک ضریب به‌نام ضریب شعله، سرعت شعله آشفته را از روی سرعت شعله آرام محاسبه کرد. آزمایش‌های تجربی متعدد نشان داده‌اند که شعله به شکل کروی در محفظه احتراق، تشکیل شده و انتشار می‌یابد. ایس در سال ۱۹۲۸ میلادی در تحقیقی، نخستین بار فرآیند تشکیل و انتشار شعله را در یک محفظه کروی شیشه‌ای بررسی کرد. در این روش از دوربین‌های عکاسی سیاه و سفید با سرعت تصویر برداری بالا جهت ثبت شکل انتشار شعله، تحت جریان آرام استفاده شد. وی به این نتیجه رسید که شعله در محفظه آزمایش، به شکل کروی تشکیل شده و انتشار می‌یابد [۲].

متقالچی و همکاران معادله (۵) را که از داده‌های آزمایشگاهی به دست آمده بود، برای بیان سرعت شعله آرام به عنوان تابعی از فشار و دما ارائه کردند. این رابطه امروزه به شکل گسترده‌ای توسط محققان برای سوخت‌های متفاوت استفاده می‌شود. در این رابطه از ثابت‌های نمایی α ، β استفاده شده است که مقدار آن‌ها به نسبت تعادل وابسته بوده و برای سوخت‌های مختلف مقادیر متفاوتی خواهد داشت [۹].

$$S_u = S_{u0} \left(\frac{T}{T_0} \right)^\alpha \left(\frac{P}{P_0} \right)^\beta \quad (5)$$

جهت محاسبه ثابت‌های نمایی α ، β و همچنین S_{u0} متقالچی و همکاران روابطی را در [۹] پیشنهاد کردند. لازم به ذکر است که در رابطه (۵) دمای مرجع درجه حرارت ۲۹۸ کلوین و فشار مرجع ۱ اتمسفر در نظر گرفته شده است. متقالچی و کک پس از انجام آزمایش‌های متعدد در بمب حجم ثابت دریافتند که این رابطه برای فشار بالای 2 atm از دقت خوبی برخوردار است. همچنین آن‌ها در مقاله دیگری برای محاسبه سرعت شعله آرام در شرایط مرجع سوخت پروپان-هوا، رابطه جایگزین با دقت محاسبه بهتر، پیشنهاد کردند [۱۰].

گولدر با بهره‌گیری از تست آزمایشگاهی در بمب حجم ثابت، رابطه‌ای جامع و شبیه به رابطه متقالچی برای محاسبه سرعت شعله در جریان آرام برای سوخت‌های گوناگون ارائه نمود [۱۱].

$$S_u(\phi, T, P) = S_{u0}(\phi) \left(\frac{T}{T_0} \right)^\alpha \left(\frac{P}{P_0} \right)^\beta \quad (6)$$

مقادیر α و β و S_{u0} در [۱۱] به‌ازای سوخت‌های مختلف پیشنهاد شده است. همچنین در رابطه (۶) دما و فشار مرجع، درجه حرارت ۲۹۸ کلوین و فشار مرجع ۱ اتمسفر در نظر گرفته شده است.

دینبرگر و همکارانش برای محاسبه سرعت شعله آرام سوخت‌های پروپان و بوتان، رابطه‌ای مشابه رابطه (۶) تهیه کردند. تنها تفاوت در رابطه پیشنهادی دینبرگر و رابطه (۶)، نحوه محاسبه مقدار سرعت شعله آرام در شرایط مرجع است [۱۲].

لیا و همکارانش رابطه مشابه با رابطه (۶) برای مخلوط متان و هوا گزارش کرده و ثابت α و β را مقداری برابر ۱/۸۵۷ و ۰/۴۳۵- برای تمام نسبت تعادل‌ها در نظر گرفتند [۱۳].

متقالچی و همکاران رابطه دیگری را جهت محاسبه سرعت شعله آرام سوخت-های پروپان و ایزواکتان ارائه دادند که این رابطه به جرم مخصوص گازهای نسوخته، جرم مخلوط داخل سیلندر، سطح مقطع شعله و کسر جرمی گاز سوخته وابسته بود [۱۴].

کوپنز و همکارانش رابطه‌ای برای محاسبه سرعت شعله آرام ترکیبات دوتایی سوخت پیشنهاد دادند. این رابطه از ثوابت مختلفی برخوردار بود که با توجه

لوویس و وون البه با فرض اینکه فرآیند انتشار شعله در حجم ثابت صورت می‌گیرد، به شکل تجربی انتشار شعله در محفظه احتراق را بررسی کرده و رابطه‌ای جهت محاسبه سرعت شعله آرام ارائه کردند. در این بررسی رشد شعله در یک ظرف کروی شکل بررسی شده و تغییرات دما و فشار محفظه در هر لحظه ثبت شد [۳].

فیوک و ماروین رابطه‌ای جهت محاسبه سرعت شعله آرام در کره حجم ثابت ۱۰ اینچی ارائه کردند. شرط اصلی استفاده از این رابطه این است که شعاع شعله از ۲۵ درصد شعاع محفظه احتراق بزرگتر باشد. این رابطه برای سوخت-های هپتان نرمال، ایزواکتان و بنزن ارائه گردید [۴].

رالیس و همکاران با بیان این حقیقت که می‌توان فرآیند تشکیل شعله را فشار ثابت و فرآیند انتشار شعله را حجم ثابت تقریب زد، روش‌های تجربی مختلفی که جهت بررسی سرعت شعله استفاده می‌شود را مورد بررسی قرار دادند. همچنین آن‌ها با مقایسه داده‌های سرعت شعله روش‌های تجربی مختلف با یکدیگر، روش تقریب سرعت شعله حجم ثابت را نسبت به دیگر روش‌های تجربی به‌عنوان دقیق‌ترین و تطبیق‌پذیرترین روش اعلام کرده‌اند [۵].

خوریس و همکاران از طریق آزمایش تجربی و با استفاده از روش‌های تقریب حجم ثابت و فشار ثابت، سرعت انتشار شعله در محفظه احتراق کروی شکل را در فشار و دمای بالا و نزدیک به فشار و دمای کاری موتور مورد بررسی قرار داده و در شرایط مختلف، این دو روش بررسی سرعت شعله را با یکدیگر مقایسه کردند. در این آزمایش از سوخت‌های مایع متان و پروپان استفاده شده بود [۶].

کوهل، رابطه‌ای برای محاسبه سرعت شعله آرام مخلوط هوا و پروپان ارائه داده است. این رابطه وابسته به دما، فشار و دمای نواحی سوخته و نسوخته بوده و امروزه مورد قبول بسیاری از محققان است. این رابطه علاوه بر سوخت پروپان، جهت محاسبه سرعت شعله آرام سوخت‌های دیگر نیز مورد استفاده قرار می‌گیرد و به شکل رابطه (۱) ارائه شده است [۷].

$$S_u = \left[\frac{7780.8}{\left(\frac{10000}{T_p} + \frac{900}{T_m} \right)^{4.938}} \right] P^{-0.09876} \quad (1)$$

بابکین با روش تجربی و استفاده از بمب حجم ثابت، سه رابطه مختلف برای سوخت‌های بنزن، هپتان نرمال و ایزواکتان ارائه نمود. این روابط با استفاده از نمودار فشار- زمان احتراق هر یک از سوخت‌ها به دست آمده است [۸].

برای بنزن :

$$S_u = (594 \log T - 1496) P^{-0.25+0.17(T/1000)} \quad (2)$$

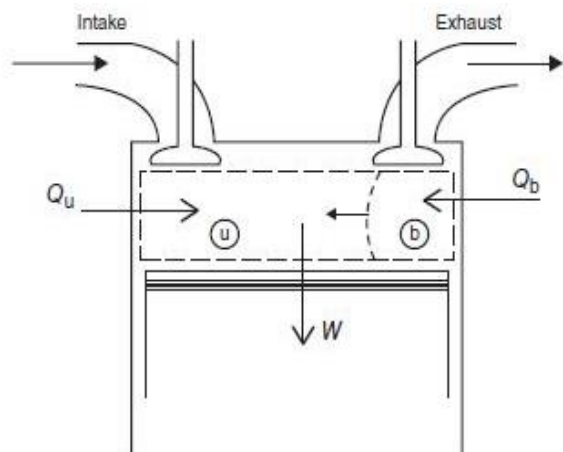
برای هپتان نرمال :

$$S_u = (5491 \log T - 1384) P^{-0.34+0.32(T/1000)} \quad (3)$$

برای ایزواکتان :

$$S_u = (4041 \log T - 1008) P^{-0.39+0.4(T/1000)} \quad (4)$$

در تحلیل موتور احتراق استفاده می‌شود، این مدل‌ها با عنوان مدل‌های شبه-بعدي نیز شناخته می‌شوند. مدل‌های شبه‌بعدي به‌عنوان پلی جهت ارتباط مدل‌های یک ناحیه‌ای و چند ناحیه‌ای توسعه داده شده‌اند. دو منطقه‌ای که به‌عنوان مناطق شبه‌بعدي در نظر گرفته می‌شوند، تنها در طول فرآیند احتراق موثر بوده و به‌عنوان حجم گازهای سوخته و نسوخته انتخاب می‌شوند. محل جدایش این دو ناحیه شعله‌ی در حال انتشار است. در مدل‌سازی شبه‌بعدي به‌طور کلی فرض بر این است که هیچ انتقال حرارتی بین نواحی سوخته و نسوخته وجود ندارد. شکل (۱) شماتیکی از مدل شبه‌بعدي، مناطق سوخته و نسوخته و حرکت جبهه شعله را نشان می‌دهد.



شکل ۱: شماتیکی از سیستم ترمودینامیکی دو ناحیه‌ای (شبه‌بعدي).

معادلات حاکم

در تحقیق پیش‌رو، شبیه‌سازی احتراق از زمان بسته شدن سوپاپ ورودی تا زمان باز شدن سوپاپ خروجی (کورس قدرت)، انجام گرفته است. جهت شبیه‌سازی احتراق در موتور، قوانین پایستگی جرم و انرژی و همچنین قوانین ترمودینامیکی به‌شکل معادلات عددی، استخراج شده و به صورت کدی در قالب زبان برنامه‌نویسی فرترن توسعه داده شدند. در کد نوشته شده خصوصیات هندسی موتور و همچنین خصوصیات سوخت به‌عنوان ورودی به برنامه داده می‌شوند. پارامترهای ورودی عبارتند از:

۱- قطر پیستون ۲- کورس جابه‌جایی ۳- نسبت تراکم ۴- طول میل شاتون ۵- محل شمع ۶- زمان جرقه ۷- زاویه بسته شدن سوپاپ ورودی (برحسب درجه از زاویه لنگ) ۸- زاویه باز شدن سوپاپ خروجی ۹- دور موتور ۱۰- درصد گازهای باقی‌مانده از سیکل قبل ۱۱- تعداد کربن و هیدروژن در فرمول شیمیایی سوخت ۱۲- ارزش حرارتی حجم ثابت سوخت ۱۳- نسبت تعادل ۱۴- فشار و دمای ورودی ۱۵- فشار استاندارد.

با ورود مخلوط سوخت و هوا به داخل سیلندر و پس از بسته شدن سوپاپ ورودی، در مرحله تراکم معادلات حاکم بر فرآیند احتراق، شامل ۴ معادله زیر است:

$$\frac{dP}{d\alpha} = \left[- \left(1 + \frac{R'}{c_v} \right) p \frac{dV}{d\alpha} + \left(\frac{R'}{c_v} \right) \frac{dQ}{d\alpha} \right] \frac{1}{V} \quad (7)$$

به نوع سوخت تغییر می‌کرد. آن‌ها برای سوخت ترکیبی متان و هیدروژن ثوابت این رابطه را ارائه دادند [۱۵].

بوگرتین و همکاران در یک بررسی عددی، شعله آرام ترکیب دوتایی سوخت هیدروژن و پروپان را در فشار و دمای بالا مورد بررسی قرار دادند. در این تحقیق طیف گسترده‌ای از مطالعات بر روی موتورهای پیستونی، توربین‌های گازی و مشعل‌های صنعتی انجام گرفت و رابطه جدیدی میان سرعت شعله آرام و ضخامت شعله به منظور بهبود دقت و کاهش خطای داده‌های آزمایشگاهی در فشار و درجه حرارت بالا ارائه گردید. در این مطالعه از سوخت هیدروژن-هوا (با نسبت بالای هیدروژن) استفاده شده است [۱۶].

امروزه بدلیل گرانی سوخت‌هایی مانند بنزین و گازوئیل، ضرورت جایگزینی سوخت‌های ارزاتر با تولید آلاینده‌های کمتر و همچنین بهبود مصرف سوخت بدون کاهش تولید قدرت موتور، از اهداف اصلی شرکت‌های طراحی و ساخت موتور و محققین می‌باشد. با توجه به هزینه‌بر و زمان‌بر بودن مطالعات آزمایشگاهی و با پیشرفت توان محاسباتی رایانه‌ها در سال‌های اخیر، شبیه‌سازی عددی امروزه بطور گسترده‌ای توسط محققان جهت بررسی ویژگی‌های مختلف موتورهای احتراق بکار گرفته می‌شود. در بررسی‌های عددی مختلف، دانستن رابطه‌ای که با دقت قابل قبولی سرعت شعله را محاسبه کند، نیاز است. می‌توان با بررسی روابط ارائه شده برای سرعت شعله آرام و بعضاً آشفته با توجه به سوخت مورد استفاده در موتور، دیگر پارامترهای مورد نظر همچون مقدار مصرف سوخت، بازده حرارتی، گازهای آلاینده تولید شده و قدرت موتور را با تقریب خوبی به‌دست آورد. هدف از انجام این تحقیق، بررسی عددی و مقایسه دقت روابط سرعت شعله‌ی پیشنهادی در ادبیات علمی، بخصوص روابطی که در سال‌های اخیر برای محاسبه سرعت شعله سوخت‌های جایگزین مانند پروپان، گاز طبیعی و ایزواکتان ارائه شده است، می‌باشد.

مدل فیزیکی

با بهره‌گیری از فرضیات ساده‌کننده و قوانین شیمیایی و فیزیکی که به شکل معادلات ریاضی بیان می‌شوند، در کنار قابلیت‌های محاسباتی تجهیزات رایانه‌ای، امکان ارائه مدل‌های عددی با دقت قابل قبولی فراهم شده است که می‌توان آن‌ها را با نتایج تجربی حاصل از آزمایش روی موتورهای واقعی مقایسه کرد.

در شبیه‌سازی عددی موتور، مدل‌های ترمودینامیکی را می‌توان به مدل‌های تک ناحیه‌ای و چند ناحیه‌ای تقسیم کرد. در مدل‌های تک ناحیه‌ای فرض بر این است که خواص ترمودینامیکی در میدان جریان یکنواخت بوده و هیچ توزیع فضایی خواص در حجم کنترل مورد بررسی وجود ندارد. در مدل‌های چند ناحیه‌ای، محفظه احتراق به چند ناحیه تقسیم شده و در هر ناحیه و در داخل مرزهای آن خاصیت ترمودینامیکی یکنواخت در نظر گرفته می‌شود. اما این خواص می‌توانند با خواص ترمودینامیکی ناحیه‌های دیگر متفاوت باشند. در تحقیق پیش‌رو از مدل‌سازی ترمودینامیکی دوناچه‌ای استفاده شده است. تحلیل مدل دو ناحیه‌ای یک روش ساده، اما کاربردی است که به‌طور گسترده

$$\frac{dQ}{d\alpha} = \frac{dQ_m}{d\alpha} + \frac{dQ_p}{d\alpha} \quad (17)$$

در ابتدای قدم محاسباتی کلیه مقادیر معلوم هستند. به ازای تغییر ۰/۲ درجه از زاویه لنگ در هر قدم محاسباتی، معادلات (۱۱) تا (۱۶) بطور همزمان با روش رانج کوتای مرتبه چهارم حل می‌شوند تا دمای منطقه‌ی سوخته، نسوخته، فشار داخل سیلندر، کار انجام شده و گرمای متبادله به دست آید. پس از پایان فرآیند احتراق و انتشار شعله، معادلات حاکم بر کورس انبساط تا زمان باز شدن سوپاپ خروجی همانند معادلات (۷) تا (۱۰) است که در هر قدم محاسباتی به روش رانج کوتای مرتبه چهارم حل شده و مقادیر دما، فشار، کار انجام شده و گرمای متبادله به دست می‌آید.

اعتبار سنجی

به منظور اطمینان از صحت عملکرد کد نوشته شده، اعتبار سنجی با نتایج آزمایشگاهی صورت پذیرفت. جهت اعتبار سنجی از تحقیق آزمایشگاهی که توسط کک و همکاران بر روی موتور تک سیلندر مدل CID V-8 400 انجام دادند، استفاده شد. در این آزمایش از یک پیستون شفاف استفاده می‌شد و از طریق یک پنجره شیشه‌ای امکان دسترسی نور به داخل محفظه وجود داشت. اطلاعات هندسی موتور و نوع سوخت استفاده شده در این تحقیق در جدول (۱) نمایش داده شده است [۱].

جهت صحت‌سنجی به طور پیش‌فرض از رابطه سرعت شعله آرام کوهل در کد شبیه‌سازی استفاده شد. همچنین مقدار فشار جو برابر عدد $P_0 = 1.01325E5$ پاسکال در نظر گرفته شد. از آنجاییکه داده‌های آزمایش کک و همکاران، به شکل نمودار در دسترس بود، ابتدا با استفاده از نرم‌افزار دیجی‌تایزر^۱ مقادیر داده‌های آزمایش‌گاهی منحنی فشار برحسب زاویه لنگ، با دقت قابل قبولی استخراج شد. سپس داده‌های خروجی از کد شبیه‌سازی و داده‌های آزمایش کک و همکاران با استفاده از نرم‌افزار تک‌پلات^۲ در یک نمودار رسم گردید که در شکل (۲) نمایش داده شده است. لازم به ذکر است که در این شبیه‌سازی مقدار ضریب شعله ۴/۰۱ در نظر گرفته شده است. جهت محاسبه ضریب شعله، روابط متعددی ارائه شده است که به نوع سوخت و دیگر موارد بستگی دارد اما یکی از راه‌کارهای محاسبه مقدار ضریب شعله این است که ضریب شعله بگونه‌ای انتخاب شود تا احتراق حول نقطه ایست بالای م تقارن باشد. به همین دلیل از ضریب شعله ۴/۰۱ استفاده شد تا حداکثر فشار در زاویه لنگی ایجاد شود که نتایج آزمایشگاهی نشان می‌دهند.

$$\frac{dT}{d\alpha} = T \left(\frac{1}{V} \frac{dV}{d\alpha} + \frac{1}{p} \frac{dp}{d\alpha} \right) \quad (8)$$

$$\frac{dQ}{d\alpha} = \frac{A\delta k}{D} (\text{Re})^b (T - T_w) / (2\pi ND) \quad (9)$$

$$\frac{dW}{d\alpha} = p \frac{dV}{d\alpha} \quad (10)$$

با در دسترس بودن چهار معادله $\frac{dT}{d\alpha}$ ، $\frac{dQ}{d\alpha}$ ، $\frac{dV}{d\alpha}$ و $\frac{dP}{d\alpha}$ ، می‌توان با تغییر زاویه لنگ، هریک از این مقادیر را در هر مرحله محاسبه کرد. روش کار به طور خلاصه در مراحل تراکم بدین گونه است که مقدار فشار، دما و کار انجام شده در شروع محاسبات معلوم هستند. تغییر کوچکی به اندازه $\delta\alpha$ در زاویه لنگ ایجاد می‌شود (مقدار آن در کد شبیه‌سازی برابر ۰/۲ درجه است). با تغییر زاویه لنگ، در هر قدم محاسباتی معادلات (۷)، (۸)، (۹)، (۱۰) به روش رانج کوتای مرتبه چهارم حل می‌شوند و مقادیر فشار، دما، گرمای تبادل شده و کل کار انجام شده محاسبه می‌شوند. پس از تراکم مخلوط سوخت و هوا و ایجاد جرقه توسط شمع، احتراق صورت می‌پذیرد. معادلات حاکم بر فرآیند احتراق و انتشار شعله به شکل روابط (۱۱) تا (۱۶) است.

$$\frac{dT_m}{d\alpha} = \frac{V_m}{m_m c_{pm}} \frac{dp}{d\alpha} + \frac{1}{m_m c_{pm}} \frac{dQ_m}{d\alpha} \quad (11)$$

$$\frac{dT_p}{d\alpha} = \frac{1}{m_p R'_p} \left[p \frac{dV}{d\alpha} - (R'_p T_p - R'_m T_m) \frac{dm_p}{d\alpha} - \frac{R'_m V_m}{c_{pm}} \frac{dP}{d\alpha} - \frac{R'_m}{c_{pm}} \frac{dQ_m}{d\alpha} + V \frac{dp}{d\alpha} \right] \quad (12)$$

$$\frac{dP}{d\alpha} = \left[\left(1 + \frac{c_{vp}}{R'_p} \right) p \frac{dV}{d\alpha} + \left[(e_p - e_m) - c_{vp} (T_p - \frac{R'_m}{R'_p} T_m) \right] \frac{dm_p}{d\alpha} + \left(\frac{c_{vm}}{c_{pm}} - \frac{c_{vp}}{R'_p} \frac{R'_m}{c_{pm}} \right) \frac{dQ_m}{d\alpha} - \frac{dQ}{d\alpha} \right] / \left[\frac{c_{vp}}{c_{pm}} \frac{R'_m}{R'_p} V_m - \frac{c_{vm}}{c_{pm}} V_m - \frac{c_{vp}}{R'_p} V \right] \quad (13)$$

$$\frac{dQ_m}{d\alpha} = A_m a k_m (\text{Re}_m)^b (T_w - T_m) / (2\pi ND) \quad (14)$$

$$\frac{dQ_p}{d\alpha} = A_p a k_p (\text{Re}_p)^b (T_w - T_p) / (2\pi ND) \quad (15)$$

$$\frac{dW}{d\alpha} = p \frac{dV}{d\alpha} \quad (16)$$

کل گرمای تبادل شده از رابطه (۱۷) به دست می‌آید.

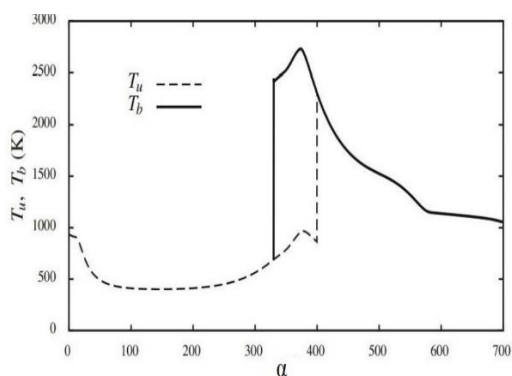
² Tecplot

¹ Digitizer

جدول ۱: مشخصات موتور و نوع سوخت در آزمایش کک و همکاران [۱۷]

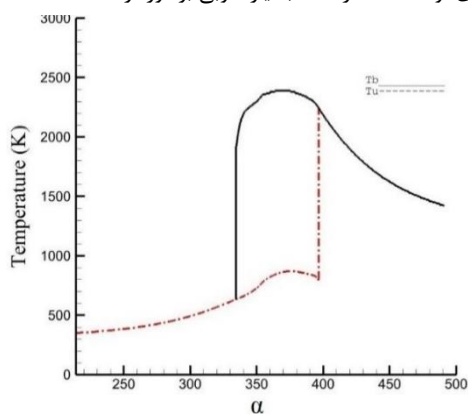
$\phi = 0.98$	نسبت تعادل	C_8H_{18} (isooctane)	نوع سوخت
+130 °ATDC	زاویه باز شدن سوپاپ خروجی	$CR = 7.86$	نسبت تراکم
+390 °ATDC	زاویه بسته شدن سوپاپ خروجی	$D = 101.6mm$	قطر سیلندر
$V_{TDC} = 105cc$	حجم سیلندر وقتی پیستون در نقطه ایست بالاست	$S = 88.9mm$	فاصله نقطه ایست بالا تا پایین
$V_{BDC} = 825cc$	حجم سیلندر وقتی پیستون در نقطه ایست پایین است	$CRL = 147.0mm$	طول میل شاتون
$T_0 = 350K$	دمای ورودی	-410 °ATDC	زاویه باز شدن سوپاپ ورودی
$P_0 = 0.99atm$	فشار در شروع فرآیند تراکم	-146 °ATDC	زاویه بسته شدن سوپاپ ورودی
-30 °ATDC	زاویه جرقه شمع	570K	دمای دیواره موتور
$20 \times 10^{-3}m$	محل شمع نسبت به دیواره	1044rpm	دور موتور

تمامی ورودی‌های مسئله و تنها تغییر مقدار دمای دیواره و بررسی دمای حداکثر در هر سری از اجرای کد، نتیجه می‌شود که دمای دیواره به‌عنوان یک ورودی تاثیر بسیاری روی مقدار حداکثر دمای سوخته در کورس احتراق دارد.



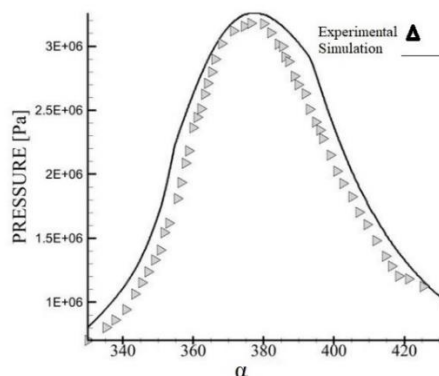
شکل ۳: تغییرات دمای گازهای سوخته و نسوخته با حرکت رو به جلوی شعله در شبیه‌سازی [۱۹]

با مقایسه نمودار دو شکل (۳) و (۴)، اختلاف حداکثر دمای احتراق در حدود ۷ درصد به‌دست می‌آید. با توجه به مقایسه‌های انجام گرفته بنظر می‌رسد کد شبیه‌سازی نوشته شده از دقت بسیار خوبی برخوردار است.



شکل ۴: تغییرات دمای گازهای سوخته و نسوخته با تغییر زاویه لنگ در کد شبیه‌سازی

همانطور که مشاهده می‌شود، داده‌های تغییرات فشار کد شبیه‌سازی، با نتایج آزمایشگاهی در شرایط موتور و ورودی‌های کاملاً یکسان، با دقت بسیار خوبی انطباق دارد. ماکزیمم فشار در بررسی آزمایشگاهی حدود ۳۱ مگاپاسکال تعیین شد و حداکثر فشار به‌دست آمده از کد شبیه‌سازی برابر با ۳۲ مگاپاسکال به‌دست آمد که خطایی در حدود ۳/۱ درصد دارد.



شکل ۲: نمودار مقایسه نتایج تغییرات فشار برحسب زاویه لنگ آزمایش کک و کد شبیه‌سازی

مدینا در یک شبیه‌سازی عددی شبه بعدی، با دقت بالایی نمودار فشار-زاویه لنگ به‌دست آمده از شبیه‌سازی را با داده‌های آزمایشگاهی کک صحت‌سنجی کرد. وی همچنین نمودار دما-زاویه لنگ حاصل از این شبیه‌سازی را استخراج کرد که در شکل (۳) نمایش داده شده است [۱۸]. در تحقیق پیش‌رو جهت بررسی بیشتر، نمودار تغییرات دمای گازهای سوخته و نسوخته با تغییر زاویه لنگ به‌دست آمده از کد شبیه‌سازی با نتایج مدینا مقایسه شده است. لازم به ذکر است که در این بررسی تمام داده‌های ورودی یکسان و مطابق جدول (۱) است. در این بررسی دمای دیواره سیلندر ۵۷۰ کلوین در نظر گرفته شده است. در کد شبیه‌سازی با ثابت در نظر گرفتن

پس از اعتبار سنجی کد شبیه‌سازی با نتایج آزمایشگاهی و عددی می‌توان به بررسی روابط مختلف سرعت شعله پرداخت.

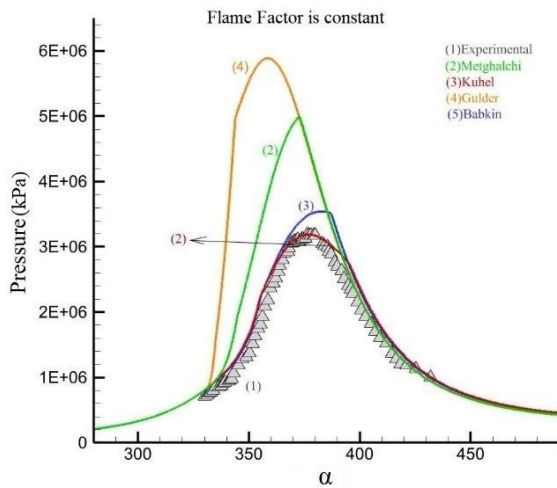
نتایج و بحث

در کار حاضر جهت مقایسه روابط سرعت شعله و انتخاب مناسبترین رابطه، نمودار فشار-زاویه لنگ روابط محاسبه سرعت شعله کوهل، متقالچی، گولدر و بابکین با نتایج آزمایشگاهی در شرایط مختلف مقایسه شده‌اند. در تمامی اجزاها، مشخصات هندسی موتور شبیه‌سازی شده، همانند جدول (۱) می‌باشد. تست‌ها در دور موتور ثابت ۱۰۴۴ در بر دقیقه و نسبت تعادل ۰/۹۸ انجام گرفته‌اند. نتایج به‌دست آمده به‌ازای ضرایب شعله ثابت و متغیر در نمودارهای شکل (۵) نمایش داده شده‌است.

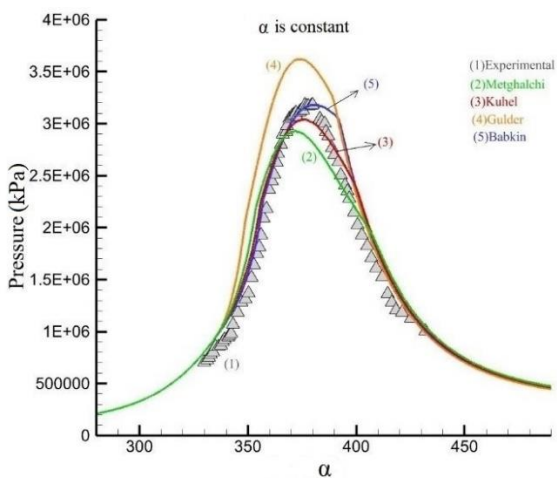
در شکل (۵-الف) ضریب شعله ثابت و برابر ۴/۰۱ در نظر گرفته شده است. دلیل انتخاب این مقدار برای ضریب شعله آن است که حداکثر فشار همانند داده‌های آزمایشگاهی حول زاویه لنگ ۳۸۰ درجه ایجاد شود و تا حد امکان از تولید کار منفی در کورس‌های تراکم و انبساط جلوگیری شود.

مشاهده می‌شود که نمودار فشار-زاویه لنگ رابطه کوهل نسبت به دیگر روابط، به داده‌های آزمایشگاهی نزدیک‌تر است. نمودار رابطه سرعت شعله بابکین نیز اختلاف کمی با نمودار داده‌های آزمایشگاهی دارد اما پیک فشار در زاویه لنگ بیشتری نسبت به نمودار داده‌های آزمایشگاهی اتفاق می‌افتد. هنگام استفاده از روابط گولدر و متقالچی، احتراق زودتر آغاز شده و پایان می‌پذیرد. همچنین تغییرات فشار در مرحله انتشار شعله بسیار بیشتر از نتایج آزمایشگاهی است. در شکل (۵-ب)، برای هر یک از روابط شعله بررسی شده، ضریب شعله بگونه‌ای انتخاب شده‌است که حداکثر فشار همانند تست آزمایشگاهی در زاویه لنگ حدوداً ۳۸۰ درجه ایجاد شود، با توجه به شکل، رابطه محاسبه سرعت شعله کوهل به داده‌های آزمایشگاهی نزدیک‌تر است. در روابط بابکین و متقالچی نمودار فشار زاویه لنگ با تقریب خوبی از داده‌های آزمایشگاهی رسم شده‌اند. در این شکل رابطه متقالچی حداکثر فشار ایجاد شده را ۳ درصد کمتر از داده‌های آزمایشگاهی نشان می‌دهد. همچنین در رابطه متقالچی پیک فشار در زاویه لنگ کمتر و در رابطه بابکین، پیک فشار در زاویه لنگ بیشتری نسبت به نمودار داده‌های آزمایش ایجاد می‌شود. داده‌های به‌دست آمده از شبیه‌سازی احتراق با استفاده از رابطه گولدر حداکثر فشار ایجاد شده را ۱۸ درصد بیشتر از نتایج آزمایشگاهی نشان می‌دهد.

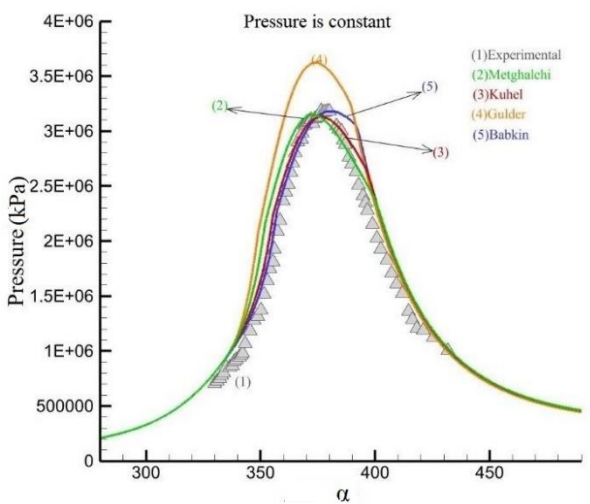
در شکل (۵-ج) ضریب شعله در هر مرحله از اجرای کد شبیه‌سازی بگونه‌ای انتخاب شده‌است تا حداکثر فشار همانند بررسی آزمایشگاهی در فشار حدود ۳۱ مگاپاسکال ایجاد شود. در این شکل توجه به این نکته ضروریست که در شبیه‌سازی با رابطه سرعت شعله آرام گولدر، از حداقل مقدار ممکن برای ضریب شعله ۱/۰۵ استفاده شده است. با این وجود رابطه گولدر نمی‌تواند همچون داده‌های آزمایشگاهی فشار ۳۱ مگاپاسکال پیش بینی کند. با توجه به این نمودار روابط سرعت شعله کوهل و متقالچی از دقت بالاتری برخوردار هستند.



(الف)



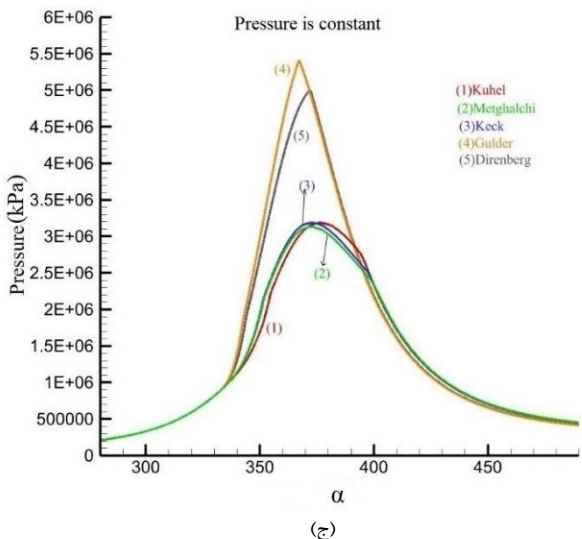
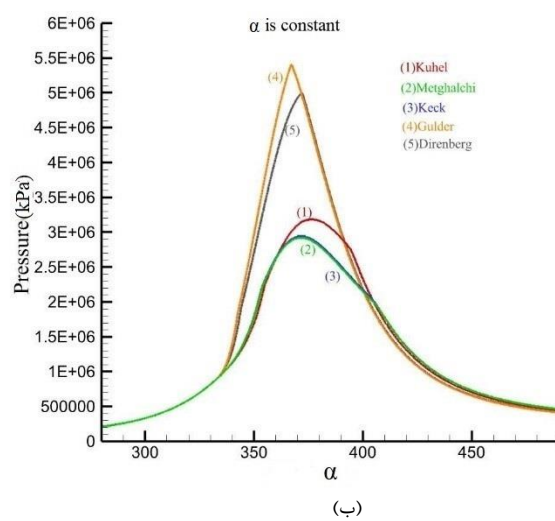
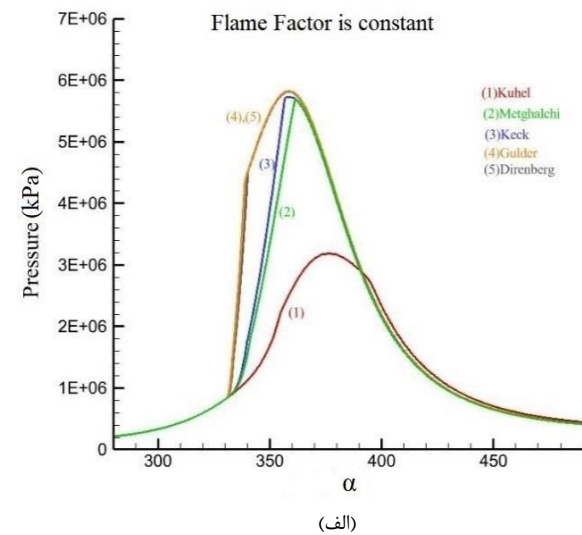
(ب)



(ج)

شکل ۵: نمودار فشار-زاویه لنگ روابط مختلف به‌ازای ضریب شعله ثابت و متغیر برای سوخت ایزواکتان

جهت بررسی بیشتر روابط سرعت شعله آرام، در مرحله بعدی شبیه‌سازی از سوخت پروپان استفاده شد. دیگر مشخصات هندسی موتور همانند جدول (۱) است. همچون مرحله قبل نمودار فشار-زاویه لنگ به‌ازای ضرایب شعله ثابت و متغیر به‌دست آمد که در شکل (۶) نمایش داده شده است. در این بررسی



شکل ۶: نمودار فشار-زاویه لنگ روابط مختلف به ازای ضریب شعله ثابت و متغیر برای سوخت پروپان

جهت بررسی بیشتر، توان خروجی و بازده حرارتی در هر مرحله از اجرای کد استخراج شده و در جداول (۲) و (۳) نمایش داده شده اند. مطابق جدول (۲)، برای سوخت ایزواکتان توان و بازده حرارتی پیش‌بینی شده از جایگذاری رابطه باکین در شبیه‌سازی، بیشتر از بقیه روابط سرعت شعله می‌باشد. با وجود

از روابط محاسبه سرعت شعله آرام کوهل، متقالچی و گولدر و همچنین دو رابطه‌ای که به ترتیب توسط کک و همکاران و دیرنبرگر، جهت محاسبه سرعت شعله آرام در شرایط مرجع برای روابط متقالچی و گولدر ارائه شده است، استفاده گردید. در این روش بدلیل در دسترس نبودن نمودار فشار-زاویه لنگ نتایج آزمایشگاهی، داده‌های به‌دست آمده از شبیه‌سازی، با یکدیگر مقایسه شده‌اند.

در شکل (۶-الف) ضریب شعله ثابت و برابر ۴/۰۱ است. با توجه به شکل، رابطه کوهل فشار کمتری نسبت به دیگر روابط محاسبه سرعت شعله پیش‌بینی می‌کند. استفاده از رابطه محاسبه سرعت شعله آرام در شرایط مرجع دیرنبرگر، در رابطه گولدر سبب ایجاد تفاوت چندانی در خروجی‌های به‌دست آمده نسبت به رابطه گولدر نمی‌شود. نمودار این دو رابطه در شکل (۶-الف) کاملاً بر روی یکدیگر قرار دارند. این امر در مورد روابط سرعت شعله کک و متقالچی نیز صادق است. دو نمودار فشار حداکثر یکسانی را نشان می‌دهند. فرآیند افزایش فشار و انتشار شعله در رابطه گولدر و دیرنبرگر زودتر از دیگر روابط آغاز می‌شود. اما پایان احتراق همانند روابط سرعت شعله کک و متقالچی تقریباً در یک زاویه لنگ مشخص صورت می‌پذیرد. در رابطه کوهل، احتراق دیرتر از دیگر روابط آغاز شده و پایان می‌یابد.

با تغییر سوخت مصرفی موتور و ثابت نگه داشتن دیگر شرایط، حداکثر فشار به‌دست آمده در زاویه لنگ ۳۸۰ درجه و مقدار آن برابر ۳۳ مگاپاسکال بود که با نتایج شبیه‌سازی شده برای سوخت ایزواکتان، ۶/۵ درصد اختلاف داشت. در شکل (۶-ب)، ضریب شعله برای دیگر روابط سرعت شعله بگونه‌ای انتخاب شد تا حداکثر فشار در زاویه لنگ حدوداً ۳۸۰ درجه ایجاد شود.

همانطور که در شکل (۶-ب) مشاهده می‌شود، نمودارهای روابط سرعت شعله متقالچی، کک و کوهل از نظر مقداری نزدیک به هم هستند اما روابط کک و متقالچی، حداکثر فشار کمتری را نسبت به رابطه کوهل پیش‌بینی می‌کنند. از سوی دیگر فشار پیش‌بینی شده توسط دیرنبرگر و گولدر تفاوت زیادی با دیگر روابط داشته و همچنین انتشار شعله نسبت به دیگر روابط در زاویه لنگ کمتری آغاز شده و پایان می‌یابد.

با توجه به نتایج شبیه‌سازی، در بررسی سوم برای سوخت پروپان، سعی شد تا ضریب شعله روابط مختلف، به‌گونه‌ای انتخاب شود که حداکثر فشار احتراق در ۳۳ مگاپاسکال ایجاد گردد. با توجه به نمودار شکل (۶-ج) می‌توان دریافت که حداقل فشار ماکزیمی که روابط گولدر و دیرنبرگر پیش‌بینی می‌کنند، به ترتیب، ۵۴ مگاپاسکال و ۵۰ مگاپاسکال است. برای این دو رابطه، از ضریب شعله ۱/۰۵ استفاده شده است. بنظر می‌رسد، نتایج به‌دست آمده از جایگذاری روابط کوهل، متقالچی و دیرنبرگر پیش‌بینی بهتری از حداکثر فشار دارند.

نتیجه‌گیری

۱- بررسی نمودار فشار-زاویه لنگ، برای سوخت ایزواکتان در ضرایب شعله ثابت و متغیر نشان می‌دهد که روابط سرعت شعله آرام کوهل و متقالچی با دقت قابل قبولی نسبت به نتایج نمودار شکل ۲ تغییرات فشار را پیش-بینی می‌کنند. همچنین با مقایسه نمودار رابطه گولدر و نتایج آزمایشگاهی بنظر می‌رسد رابطه گولدر نمی‌تواند انتظارات پیش‌بینی نمودار فشار-زاویه لنگ را برای سوخت ایزواکتان و با مشخصات موتور استفاده شده، برآورده کند.

۲- با تغییر سوخت استفاده شده، و مقایسه نمودارهای فشار-زاویه لنگ به-ازای ضرایب شعله ثابت و متغیر با یکدیگر، می‌توان نتیجه گرفت برای سوخت پروپان و با مشخصات موتور استفاده شده نیز همچنان روابط محاسبه سرعت شعله آرام کوهل و متقالچی از دقت بالاتری برخوردارند.

۳- جریان سیال ورودی در مرحله مکش، بدلیل وجود حرکت‌های سوئیرل و اسکوییش و بدلیل سرعت بالای فرآیند مکش، همواره آشفته است. آشفتگی جریان بگونه‌ای است که معمولاً جهت تبدیل سرعت شعله آرام به سرعت شعله آشفته، از ضریب شعله معمولاً بزرگتر از ۲ استفاده می‌شود. در بررسی پیش‌رو به جهت آنکه رابطه گولدر و دیرنبرگر نتوانند فشار مورد نظر را محاسبه کنند، از ضریب شعله ۱/۰۵ استفاده شده است. بنظر می‌رسد استفاده از این مقدار برای ضریب شعله، نمی‌تواند آشفتگی جریان سیال داخل موتور را بخوبی نمایش دهد. توجه به این نکته ضروریست که با وجود استفاده از ضریب شعله ۱ در رابطه گولدر، این رابطه کامکان نمی‌تواند حداکثر فشار به‌دست آمده از آزمایش را پیش-بینی کند.

۴- در محاسبه سرعت شعله آرام سوخت پروپان، عنوان شد که دو رابطه کک و دیرنبرگر، به‌ترتیب همان روابط متقالچی و گولدر بوده و فقط مقدار سرعت شعله در شرایط مرجع آن‌ها از رابطه دیگری محاسبه می‌شد. پس از رسم نتایج به‌دست آمده در نمودار فشار-زاویه لنگ، مشاهده می‌شود که استفاده از روابط کک و دیرنبرگر تغییر چندانی در نتایج به‌دست آمده در نمودار فشار-زاویه لنگ ایجاد نمی‌کند. البته توجه به این نکته ضروریست که با توجه به جدول (۳)، توان خروجی و بازده حرارتی به‌دست آمده از این روابط، اختلاف ۱/۵ تا ۷ درصدی در مقایسه با یکدیگر دارند.

۵- توان خروجی و بازده حرارتی دو پارامتر بسیار مهم در بررسی فرآیند احتراق در موتورهای احتراق داخلی هستند. رابطه سرعت شعله‌ای که بتواند این دو پارامتر را با دقت خوبی محاسبه کند، ضروری بنظر می‌رسد، بدلیل در اختیار نبودن مقدار توان خروجی موتور از تست‌های آزمایشگاهی در موتور بررسی شده و با توجه به اینکه روابط سرعت شعله کوهل و متقالچی برای دو سوخت پروپان و ایزواکتان با دقت خوبی نمودار فشار-زاویه لنگ را پیش‌بینی نمودند، می‌توان در بررسی‌های عددی جهت پیش‌بینی قدرت خروجی و بازده حرارتی از روابط محاسبه سرعت شعله آرام کوهل و متقالچی استفاده نمود.

اینکه در شبیه‌سازی‌های صورت گرفته با ضریب شعله ثابت و متغیر، رابطه گولدر همواره فشار بیشتری نسبت به دیگر روابط پیش‌بینی می‌کند، توان و بازده حرارتی به‌دست آمده از این رابطه، در مقایسه با دیگر روابط سرعت شعله کمترین مقدار را دارد.

جدول ۲: توان و بازده حرارتی به‌ازای ضریب شعله ثابت و متغیر سوخت ایزواکتان

	رابطه سرعت شعله	توان	بازده حرارتی
Constant Flame Factor	بابکین	5.928 KW	26.34
	گولدر	4.899 KW	21.77
	کوهل	5.796 KW	25.75
	متقالچی	5.865 KW	26.06
Constant degree	بابکین	5.919 KW	25.63
	گولدر	4.923 KW	20.89
	کوهل	5.710 KW	25.37
Constant Pressure	متقالچی	5.538 KW	24.61
	بابکین	5.852 KW	26.00
	گولدر	5.837 KW	25.93
	کوهل	5.768 KW	25.63
	متقالچی	5.687 KW	25.27

با مقایسه داده‌های جدول (۳) برای سوخت پروپان، نتیجه می‌شود که رابطه کوهل، توان و بازده حرارتی بیشتری نسبت به دیگر روابط در حالت‌های مختلف شبیه‌سازی پیش‌بینی می‌کند. همچنین همانند نتایج سوخت ایزواکتان، توان و بازده حرارتی خروجی از شبیه‌سازی عددی با رابطه سرعت شعله گولدر، کمتر از دیگر روابط است.

جدول ۳: توان و بازده حرارتی به‌ازای ضریب شعله ثابت و متغیر سوخت پروپان

	رابطه سرعت شعله	توان	بازده حرارتی
Constant Flame Factor	دیرنبرگر	4.589 KW	20.92
	گولدر	4.518 KW	20.60
	کوهل	5.654 KW	25.78
	متقالچی	5.500 KW	25.08
Constant degree	کک	5.357 KW	24.43
	دیرنبرگر	5.691 KW	25.95
	گولدر	5.619 KW	25.62
	کوهل	5.654 KW	25.78
	متقالچی	5.407 KW	24.65
Constant Pressure	کک	5.427 KW	24.74
	دیرنبرگر	5.764 KW	26.18
	گولدر	5.703 KW	25.86
	کوهل	5.711 KW	25.92
	متقالچی	5.543 KW	25.27
	کک	5.573 KW	25.41

نکته دیگر در این جدول تفاوت ۱/۵ تا ۷ درصدی توان خروجی و بازده حرارتی روابط گولدر و دیرنبرگر با یکدیگر و همچنین متقالچی و کک با همدیگر است. در تمامی اجراها برای سوخت پروپان توان و بازده پیش‌بینی شده توسط رابطه دیرنبرگر بیشتر از رابطه گولدر بوده و توان و بازده پیش‌بینی شده توسط کک بیشتر از رابطه متقالچی است.

فهرست علائم

- 2016, "Laminar flame speeds under engine-relevant conditions: uncertainty quantification and minimization in spherically expanding flame experiments", *Combustion and Flame*, 163, 270-283.
8. Kuehl, D. K., 1961, "Laminar-burning velocities of propane-air mixtures", *In Symposium (International) on Combustion*, Vol. 8, No. 1, pp. 510-521.
9. Babkin, V. S., V'yun, A. V., & Kozachenko, L. S., 1967, "Determination of burning velocity from the pressure record in a constant-volume bomb", *Combustion, Explosion and Shock Waves*, 3(3), 221-225.
10. Metghalchi, M., Keck, J. C., 1982, "Burning velocities of mixtures of air with methanol, isooctane, and indolene at high pressure and temperature", *Combustion and flame*, 48, 191-210.
11. Metghalchi, M. A. K. J., Keck, J. C., 1980, "Laminar burning velocity of propane-air mixtures at high temperature and pressure", *Combustion and flame*, 38, 143-154.
12. Gülder, Ö. L. 1982, "Laminar burning velocities of methanol, ethanol and isooctane-air mixtures", *In Symposium (international) on combustion*, Vol. 19, No. 1, pp. 275-28.
13. Dirrenberger, P., Le Gall, H., Bounaceur, R., Herbinet, O., Glaude, P. A., Konnov, A., Battin-Leclerc, F., 2011, "Measurements of laminar flame velocity for components of natural gas", *Energy & fuels*, 25(9), 3875-3884.
14. Elia, M., Ulinski, M., & Metghalchi, M., 2001, Laminar burning velocity of methane-air-diluent mixtures", *J. Eng. Gas Turbines Power*, 123(1), 190-196.
15. Parsinejad, F., Arcari, C., & Metghalchi*, H., 2006, Flame structure and burning speed of JP-10 air mixtures", *Combustion Science and Technology* 178(5), 975-1000.
16. Coppens, F. H. V., De Ruyck, J., & Konnov, A. A., 2007, "Effects of hydrogen enrichment on adiabatic burning velocity and NO formation in methane/air flames", *Experimental Thermal and Fluid Science*, 31(5), 437-444.
17. Bougrine, S., Richard, S., Nicolle, A., & Veynante, D., 2011. "Numerical study of laminar flame properties of diluted methane-hydrogen-air flames at high pressure and temperature using detailed chemistry", *International journal of hydrogen energy*, 36(18), 12035-12047.
18. Beretta, G. P., Rashidi, M., & Keck, J. C., 1983, "Turbulent flame propagation and combustion in spark ignition engines" *Combustion and flame*, 52, 217-245.
19. Medina, A., Curto-Risso, P. L., Hernández, A. C., Guzmán-Vargas, L., Angulo-Brown, F., Sen, A. K. 2014, "Quasi-dimensional simulation of spark ignition engines", *Thermodynamic Optimization to Cyclic Variability; Springer*, London, UK.
- R شعاع، m
- S_u سرعت شعله آرام، m/s
- P فشار لحظه‌ای، Pa
- T دمای لحظه‌ای، K
- T_0 دمای مرجع، K
- T_w دمای محفظه احتراق، K
- c_v گرمای ویژه حجم ثابت، J/kg.K
- W توان، KW
- t زمان، s
- R' ثابت جهانی گاز، J/mol.K
- N دور موتور
- S_{u0} سرعت شعله آرام در شرایط مرجع، m/s
- P_0 فشار مرجع، Pa
- A_f سطح مقطع شعله، m^2
- x کسر جرمی گاز سوخته
- m_0 جرم مخلوط نسوخته، kg
- c_p گرمای ویژه فشار ثابت، J/kg.K
- V حجم سیلندر، m^3
- Q گرمای تبادل شده، J/K
- Re عدد رینولدز
- علائم یونانی**
- α زاویه لنگ، deg°
- γ_u نسبت گرمای ویژه گاز نسوخته
- ϕ نسبت تراکم
- ρ جرم مخصوص، kg/m^3
- زیروندها**
- P منطقه سوخته
- m منطقه نسوخته
- مراجع**
۱. دوستدار، محمد مهدی، موتورهای احتراق داخلی تناوبی اشتعال جرقه‌ای، تهران، انتشارات دانشگاه امام حسین (ع)، ۱۴۰۰.
2. Taylor, C. F., 1985, "The Internal-combustion Engine in Theory and Practice: Combustion, fuels, materials, design.", (Vol. 2), MIT press.
3. Ellis, O. D. C. 1928, "Flame movement in gaseous explosive mixtures." *J. Fuel Science*, 7, 502-508.
4. Lewis, B., Von Elbe, G., 1934, "Determination of the speed of flames and the temperature distribution in a spherical bomb from time-pressure explosion records", *The Journal of Chemical Physics*, 2(5), 283-290.
5. Fiock, E. F., Marvin Jr, C. F., Caldwell, F. R., Roeder, C. H., 1940, "Flame speeds and energy considerations for explosions in a spherical bomb", *NO. NACA-TR-682*.
6. Rallis, C. J., Garforth, A. M., 1980., "The determination of laminar burning velocity", *Progress in Energy and Combustion Science*, 6(4), 303-329.
7. Xiouris, C., Ye, T., Jayachandran, J., & Egolfopoulos, F. N.,