



## پیش‌بینی تاثیر توزیع مخلوط هوا و سوخت بر عملکرد موتور اشتعال جرقه‌ای با سوخت‌های هیدروکربنی

مسعود علیرمضانی<sup>۱</sup>، ایمان چیت‌ساز<sup>۲\*</sup>

<sup>۱</sup> واحد کالیبراسیون، شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران‌خودرو (ایپکو)، تهران، ایران، [m\\_aliramezani@ip-co.com](mailto:m_aliramezani@ip-co.com)

<sup>۲</sup> واحد سوخت و احتراق، شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران‌خودرو (ایپکو)، تهران، ایران، [i\\_chitsaz@ip-co.com](mailto:i_chitsaz@ip-co.com)

\* نویسنده مسئول، شماره تماس: ۰۹۱۲۴۳۹۵۱۳۱

### اطلاعات مقاله

### چکیده

تاریخچه مقاله:

دریافت: ۲۴ فروردین ۱۳۹۲

پذیرش: ۱۲ خرداد ۱۳۹۲

کلیدواژه‌ها:

پیش‌روی شعله

الگوی ترمودینامیکی

مخلوط طبقاتی جزئی (م.ط.ج.)

موتور اشتعال جرقه‌ای رقیق‌سوز

در این مقاله الگویی ترمودینامیکی برای پیش‌بینی عملکرد موتور با مخلوط طبقاتی ارائه شده است که شامل شبیه‌سازی مهلت اشتعال و فرآیند احتراق می‌باشد. این الگو شامل فرض پیش‌روی غیرکروی شعله در محیط غنی و رقیق داخل استوانه می‌باشد. محاسبات پله به پله همزمان برای نواحی سوخته شده و نسوخته به کار گرفته شده است. این فرایند تا اشغال کل فضای استوانه توسط شعله ادامه می‌یابد. در هر پله محاسباتی، کسر مولی و جرم ناحیه سوخته شده به واسطه پیش‌روی شعله افزایش می‌یابد. با در نظر گرفتن افت‌های حرارتی و کار اصطکاکی ویژگی‌های عملکردی مهمی از جمله فشار متوسط مؤثر، بازده حرارتی و مصرف مخصوص سوخت پیش‌بینی شده است. مقادیر پیش‌بینی شده برای سوخت گاز طبیعی با نتایج تجربی با دقت قابل قبولی صحه‌گذاری شده‌اند. سپس شبیه‌سازی برای سوخت‌های هیدروکربنی گازی شکل اتان و بوتان تعمیم داده شده‌اند. انعطاف‌پذیری الگو، امکان بهره‌گیری از آن را در بازه گسترده‌ای از توزیع هوا و سوخت درون استوانه فراهم کرده است.

تمامی حقوق برای انجمن علمی موتور ایران محفوظ است.

**(۱) مقدمه**

بهبود عملکرد موتورهای احتراق داخلی و کاهش میزان آلاینده‌ها همواره از دغدغه‌های محققان بوده است. به طور کلی احتراق در شرایط فوق رقیق با شرط پایداری دارای مزایای متعددی از لحاظ عملکرد و آلاینده‌گی است. کاهش محسوس بیشینه دمای شعله و دمای داخل استوانه می‌تواند به کاهش چشم‌گیر میزان آلاینده اکسیدهای نیتروژن بینجامد. پاشش مستقیم سوخت درون استوانه موتور می‌تواند به عنوان روش مناسب برای بهبود عملکرد استفاده شود [۱-۲]. بهره بردن از مخلوط طبقاتی می‌تواند در صورت مهار صحیح مخلوط درون استوانه به طور چشمگیری پایداری احتراق را در مخلوط‌های رقیق افزایش دهد. بهره‌گیری از محفظه کمکی یکی از راه‌های اعمال مخلوط طبقاتی درون استوانه می‌باشد [۳-۶].

عبدالله و همکاران [۷] الگویی نظری برای موتوری تک استوانه با حجم ۱٫۶ لیتر در حالت درجه گاز کاملاً باز ارائه کردند. نتیجه فعالیت ایشان مشاهده تأثیر مهم زمان‌بندی پاشش بر عملکرد موتور بود. تأخیر در پاشش سوخت می‌تواند به کاهش آلاینده مونوکسیدکربن بینجامد اما سبب افزایش آلاینده مونوکسید نیتروژن می‌شود و همچنین فشار احتراق را نیز کاهش می‌دهد. اگر اوال<sup>۱</sup> و اساسین<sup>۲</sup> [۸] نرخ آزادسازی گرما، عملکرد و آلاینده‌های موتوری تزریق مستقیم گازسوز را از لحاظ عددی مطالعه کردند. باراتا<sup>۳</sup> و همکاران [۹] توسط نرم‌افزار استار سی‌دی<sup>۴</sup>، الگویی برای شبیه‌سازی فرایند پاشش در موتوری با سمیه کاسه‌ای ارائه کردند. آنها الگوی خود را به کمک تصاویر شیلرین در محفظه حجم ثابت صحنه‌گذاری نمودند. محمد علی و همکاران [۱۰] یک روش برای پاشش فواره گاز برای بهبود احتراق در مخلوط رقیق ارائه کردند. تحقیقات آنها نشان داد که موتور گازسوز با پاشش دو مرحله قادر به احتراق با اضافه‌هوایی از ۰٫۳ تا ۰٫۸ می‌باشد. آندراسی<sup>۵</sup> و همکاران [۱۱] به ارائه راه‌بردهای مختلف پاشش سوخت به منظور بهینه‌سازی ویژگی‌های عملکردی موتور گازسوز پرداختند. در محاسبات عددی آنها متغیرهای عملکردی از جمله فشار بیشینه، دمای بیشینه و منحنی‌های آزادسازی گرما مطالعه شد. دوایلر<sup>۶</sup> و همکاران [۱۲] به بررسی عددی و تجربی موتوری دیزل تغییر یافته پرداختند. آنها تغییراتی در هندسی سمیه و محفظه دادند و سرعت احتراق را بیشینه کردند. محمد و همکاران [۱۳] از یک شمع-افشانه برای تبدیل موتور اشتعال جرقه‌ای پاشش غیرمستقیم به موتور پاشش مستقیم گاز طبیعی استفاده کردند. آنها دریافتند که هرچند افت فشار در حالت تزریق مستقیم با شمع-افشانه بیشتر از پاشش غیر مستقیم است، اما افزایش بازده تنفسی می‌تواند در نهایت

به بهبود عملکرد این نوع موتورها بینجامد. تأثیر راه‌بردهای مختلف پاشش، نوع افشانه و تاج سمیه بر تشکیل مخلوط درون استوانه برای موتوری گازسوز پرخوران توسط چویدی<sup>۷</sup> و همکاران بررسی شد [۱۴]. آنها اثر میزان همگن بودن و طبقاتی بودن مخلوط بر ویژگی‌های احتراق را بررسی کردند. بتازگی چیتساز و همکاران [۱۵-۱۶]، فواره افشانه سوخت در موتور گازسوز پاشش مستقیم را بررسی تجربی و تحلیلی نمودند.

سامانه مخلوط طبقاتی جزئی<sup>۸</sup> (م.ط.ج.) راهکار جدیدی برای پاشش مستقیم گاز طبیعی است که توسط اوانز<sup>۹</sup> و همکاران ارائه گردیده است [۱۷-۱۸]. این روش شامل پاشش مقدار اندکی از سوخت و یا مخلوط غنی هوا و سوخت در اطراف شمع می‌باشد. کارهای تجربی و عددی فراوانی برای مطالعه سامانه م.ط.ج. صورت گرفته است. ویژگی‌های عملکردی و آلاینده‌گی این سامانه توسط رینولدز<sup>۱۰</sup> و اوانز بررسی شد [۱۷]. آنها دریافتند بهره‌گیری از سامانه م.ط.ج. می‌تواند به کاهش مصرف مخصوص سوخت، کاهش زمان احتراق و افزایش فشار مؤثر متوسط (ف.م.م.)<sup>۱۱</sup> در شرایط رقیق‌سوز بینجامد. کارهای عددی بیشتری نیز توسط اکرومانیس<sup>۱۲</sup> و همکاران [۱۹] برای مطالعه ویژگی‌های شروع احتراق و پاشش صورت گرفت. چونگ<sup>۱۳</sup>، هوتا<sup>۱۴</sup> و اندراسی [۲۰-۲۲] نیز به بررسی‌های تجربی و تحلیلی زیادی در حوزه م.ط.ج. پرداختند. چن<sup>۱۵</sup> [۲۳] به بررسی تجربی- عددی سامانه م.ط.ج. در یک محفظه حجم ثابت پرداخت. او ثابت کرد می‌توان با کمک سامانه م.ط.ج. حتی در رقتی دو برابر رقت درست<sup>۱۶</sup>، احتراقی پایدار داشت.

کارهای یادشده به بررسی تجربی و عددی سامانه م.ط.ج. برای سوخت گاز طبیعی در شرایط مشخصی از مخلوط درون استوانه پرداختند. در پژوهش حاضر شبیه‌سازی ترمودینامیکی انعطاف‌پذیری برای پیش‌بینی عملکرد سامانه م.ط.ج. با سوخت‌های هیدروکربنی با منطق پیش‌روی غیرکروی شعله ارائه می‌شود. الگوی ارائه شده از دقت مناسبی در شبیه‌سازی عملکرد موتور با م.ط.ج. برخوردار است. همچنین این الگو دارای قابلیت تعمیم مناسبی برای توزیع‌های مختلف هوا و سوخت داخل استوانه می‌باشد. در این مقاله پیش‌بینی‌ها برای سوخت‌های گاز طبیعی، اتان و بوتان انجام شد.

7 Choidi

8 Partially Stratified Charge (PSC)

9 Evans

10 Reynolds

11 Mean effective pressure

12 Acroumanis

13 Chung

14 Hotta

15 Chen

16 Stoichiometric

1 Agarwal

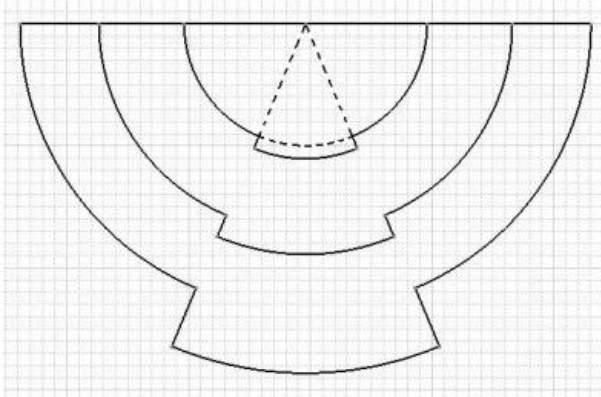
2 Assasin

3 Baratta

4 Star CD

5 Andreassi

6 Douailler



شکل ۲: الگوی پیشروی شعله در م.ط.ج. [۲۵]

پس از عبور پیشانی شعله از ناحیه غنی که عملاً کسر اندکی از کل مخلوط را به خود اختصاص می‌دهد، شعله به حرکت خود در ناحیه رقیق ادامه خواهد داد. محاسبات پله به پله برای کسر مولی نواحی سوخته و نسوخته انجام شد. خواص فیزیکی در نظر گرفته شده برای اجزا بر اساس پژوهش مظفری [۲۶] است. محاسبه ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت از دقت مناسبی در گستره دمایی ۲۹۸ تا ۶۰۰۰ کلین برخوردار است:

$$Cp(T) = F_1(T)^3 + F_2(T)^2 + F_3(T) + F_4 + F_5(T)^{-1} \quad (1)$$

$$+ F_6(T)^{-2} + F_7(T)^{-3} + F_8(T)^{-4} + F_9(T)^{-5} + F_{10}(T)^{-6}$$

با داشتن ضرایب  $F_1$  تا  $F_{10}$  برای اجزاء مختلف می‌توان به یافتن آنتالپی، آنترپی، انرژی داخلی، تابع گیبس و سپس ثابت های تعادلی معادلات پرداخت. برای گرانیوی  $\mu(T)$  و هدایت گرمایی  $k(T)$  گاز کامل در دمای  $T$  نیز از معادلات مظفری [۲۶] استفاده شد:

$$\mu(T) = f_1(T)^{2.5} + f_2(T)^2 + f_3(T)^{1.5} \quad (2)$$

$$+ f_4(T) + f_5(T)^{0.5} + f_6 + f_7(T)^{-0.5}$$

و

$$k(T) = f'_1(T)^{2.5} + f'_2(T)^2 + f'_3(T)^{1.5} \quad (3)$$

$$+ f'_4(T) + f'_5(T)^{0.5} + f'_6 + f'_7(T)^{-0.5}$$

انتقال حرارت بین محتویات استوانه و دیواره نیز از طریق معادله آناند<sup>۲</sup> محاسبه شد [۲۷].

$$q = a \frac{k}{B} \text{Re}^b (T - Tw) + c(T^4 - Tw^4) \quad (4)$$

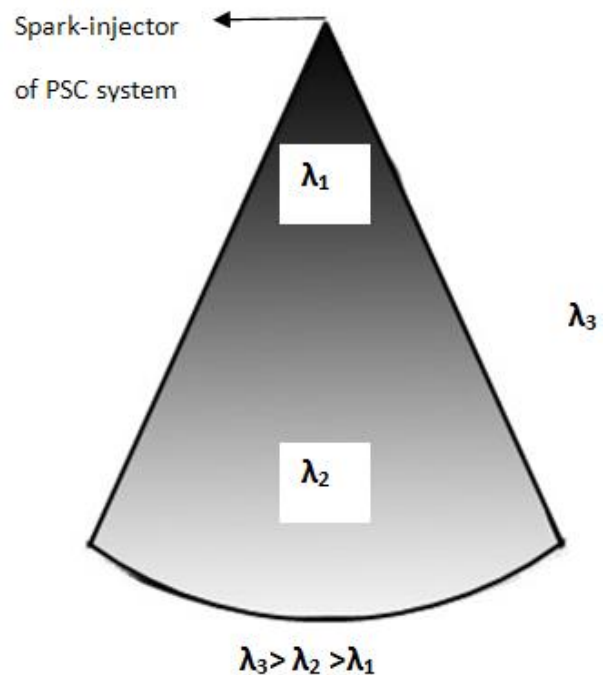
با در نظر گرفتن معادله کلی سوخت به صورت  $C_xH_y$  و محصولات واکنش به صورت سوخت خام، بخار آب، دی‌اکسیدکربن، مونوکسیدکربن، اکسیژن، هیدروژن و نیتروژن شبیه‌سازی صورت گرفته است. سه واکنش با احتمال وقوع بیشتر نیز به این صورت در نظر گرفته شدند:



## ۲) الگو، فرضیات و معادلات حاکم

در این شبیه‌سازی فرآیندهای انجام گرفته در نواحی رقیق و غنی به طور کامل بررسی شد. این الگو قابلیت بکارگیری برای سوخت‌های هیدروکربنی با معادله  $C_xH_y$  را دارد. محاسبات شامل مراحل مکش، تراکم، تأخیر در اشتعال، احتراق و انبساط می‌باشند. فرض تأخیر در اشتعال مبتنی بر سوختن ۰٫۱ درصد از کل حجم داخل استوانه است که براساس نظریه بنسون<sup>۱</sup> [۲۴] در نظر گرفته شده است.

فرایند احتراق سپس از ناحیه غنی اطراف شمع آغاز می‌گردد و در نواحی رقیق دورتر ادامه می‌یابد. فرض غیرکروی بودن پیشروی شعله نیز بسبب ناهمگن بودن مخلوط می‌باشد. این الگوی پیشروی غیرکروی شعله، نخستین بار توسط علیرمضانی [۲۵] ارائه شده است. فرایند پیشروی شعله تا اشتعال کل محفظه توسط جبهه شعله ادامه می‌یابد. سپس فرایند انبساط از این نقطه تا نقطه عطف پایین انجام می‌شود. شکل ۱، الگویی از توزیع هوا و سوخت در نزدیکی محل شمع در سامانه م.ط.ج. ارائه می‌کند. نقاط تیره‌تر بیانگر غلظت بیشتر می‌باشند.



شکل ۱: توزیع مخلوط درون استوانه و در اطراف شمع در م.ط.ج.

پیشروی شعله در نواحی غنی سریع‌تر از نواحی رقیق است، بنابراین شعله نمی‌تواند به صورت کروی به حرکت خود ادامه دهد. شکل ۲ نیز الگویی از پیشروی جبهه شعله ارائه می‌دهد [۲۵].

<sup>2</sup> Annand<sup>1</sup> Benson

### ۲-۲ اتان

برای محاسبه سرعت شعله آرام اتان از پژوهش صورت گرفته توسط کوچار<sup>۳</sup> و همکاران [۲۹] استفاده شده است.

### ۳-۲ بوتان

معادله تنگ<sup>۴</sup> و همکاران [۳۰] برای محاسبه سرعت شعله آرام بوتان استفاده شد. در پژوهش حاضر مقدار کار اصطکاکی توسط الگوی فرگوسن<sup>۵</sup> و همکاران [۳۱] محاسبه شد که در برگیرنده تمام عوامل اصطکاک بود.

جدول ۲: ویژگی های موتور

نوع	Ricardo Hydra
تعداد استوانه	۱
تعداد دریچه	۲
نوع محفظه	بستار تخت، سمبه کاسه ای
حجم جابجایی، لیتر	۰.۴۶۳
قطر سمبه * طول مسیر، mm	۸۱.۴ × ۸۸.۹
حجم لقی، lit	۰.۰۵۶
نسبت تراکم	۹.۲۶:۱
نوع موتور	اشتعال جرقه‌ای
سوخت	گاز طبیعی

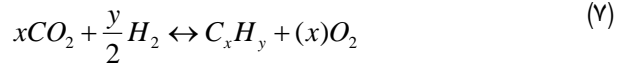
جدول ۳: نقاط آزمون برای م.ط.ج. [۱۸]

آزمون	۱	۲	۳	۴
نوع مخلوط	No	Lean	Mid	Rich
	م.ط.ج.	م.ط.ج.	م.ط.ج.	م.ط.ج.
لامبدای م.ط.ج.	-	۰.۴۲	۰.۳۱	۰.۱۷
شار مؤثر مخلوط م.ط.ج. (g/h)	۰	۳۴	۳۰	۳۲
شار مؤثر متان م.ط.ج. (g/h)	-	۵.۴	۵	۵.۸
(%)	-	(%۱۳)	(%۱۷)	(%۲۷)

### ۲-۴ محاسبه ف.م.م. داخلی (اندیکاتور)

IMEP عبارتست از فشاری که اگر بر سمبه وارد شود، کاری معادل کار داخلی (اندیکاتور) تولید می‌کند. کار داخلی نیز کاری است که مستقیماً بر سطح سمبه در داخل استوانه اعمال می‌شود. این متغیر از معادله ۱۴ محاسبه می‌شود.

$$IMEP = \frac{W_{net}(I)}{V_d} \quad (14)$$



معادلات بقای جرم هیدروژن، اکسیژن، کربن و نیتروژن به همراه ثوابت تعادلی معادلات ۵ تا ۷ برای محاسبات کسر مولی اجزاء به کار رفتند. نرخ سوختن محتویات درون استوانه بر اساس منطق پیش روی شعله با سرعت مغشوش<sup>۱</sup>  $u_t = k_t u_l$  در نظر گرفته شده است. که در آن  $k_t$  ضریب سرعت مغشوش و  $u_l$  سرعت شعله آرام می‌باشد که وابسته به نوع سوخت است و طبق منطق پیش رو محاسبه می‌گردد.

### ۱-۲ متان

سرعت شعله آرام متان بر اساس الگوی بوگرین<sup>۲</sup> محاسبه شد [۲۸]:

$$u_l = sl^0 \cdot \left(\frac{T^u}{T^0}\right)^{\alpha_T} \cdot \left(\frac{P}{P^0}\right)^{\alpha_P} (1 - \alpha_{res} \cdot f(Y_{res}^u)) \quad (8)$$

$$sl^0 = a_0 \phi^{\alpha_1} e^{a_2(\phi + a_3)^2} \quad (9)$$

$$\alpha_T = \alpha_{T0} + \alpha_{T1}\phi + \alpha_{T2}\phi^4 + \alpha_{T3}\left(\frac{T^{02}}{T^{u2}}\right) \cdot \phi^2 \quad (10)$$

$$\alpha_P = \alpha_{P0} + \alpha_{P1}\phi + \alpha_{P2}\phi^4 + \alpha_{P3}\left(\frac{T^u}{T^0}\right) \cdot \left(\frac{P}{P_0}\right) \cdot \phi^2 \quad (11)$$

$$\alpha_{res} = \alpha_{res0} + \alpha_{res1}\phi + \alpha_{res2}\phi^4 + \alpha_{res3}\left(\frac{T^u}{T^0}\right) \cdot \left(\frac{P}{P_0}\right) \cdot \phi^2 \quad (12)$$

$$f(Y_{res}^u) = \left(\frac{Y_{res}^u}{100}\right) + f_1\left(\frac{Y_{res}^u}{100}\right)^2 + f_2\left(\frac{Y_{res}^u}{100}\right)^3 \quad (13)$$

که در آن  $\alpha_{res0}$ ,  $\alpha_{res1}$ ,  $\alpha_{res2}$ ,  $\alpha_{res3}$  و  $f_i$  از جدول ۱ محاسبه می‌شوند و  $P_0$  ۱۰۵ پاسکال و  $T_0$  ۳۰۰ کلوین است.

جدول ۱: متغیرهای وابسته به سرعت شعله آرام متان [۲۸]

$a_0$	۱۵۰.۸۱۶۸	$\alpha_{P0}$	-۰.۵۴۰۶
$a_1$	۴.۵۳۸۶	$\alpha_{P1}$	۰.۱۳۴۷
$a_2$	-۲.۴۴۸۱	$\alpha_{P2}$	-۰.۰۱۲۵
$a_3$	-۰.۲۲۴۸	$\alpha_{P3}$	$۲.۲۸۹۱ \times ۱۰^{-۴}$
$\alpha_{T0}$	۳.۲۴۶۶	$\alpha_{res0}$	۴.۱۵۷۰
$\alpha_{T1}$	-۱.۰۷۰۹	$\alpha_{res1}$	-۱.۷۴۳۶
$\alpha_{T2}$	۰.۱۵۱۷	$\alpha_{res2}$	۰.۵۱۲۴
$\alpha_{T3}$	-۱.۰۳۵۹	$\alpha_{res3}$	$-۸.۶۹۴۰ \times ۱۰^{-۴}$
$f_1$	-۱.۱۱۵۰	$f_2$	۱.۳۲۲۹

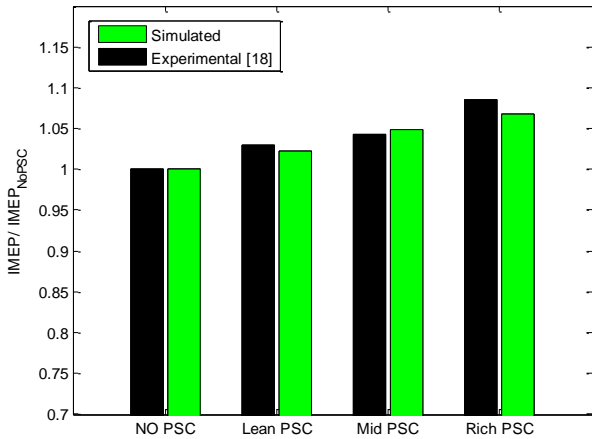
<sup>3</sup> Kochar

<sup>4</sup> Tang

<sup>5</sup> Ferguson

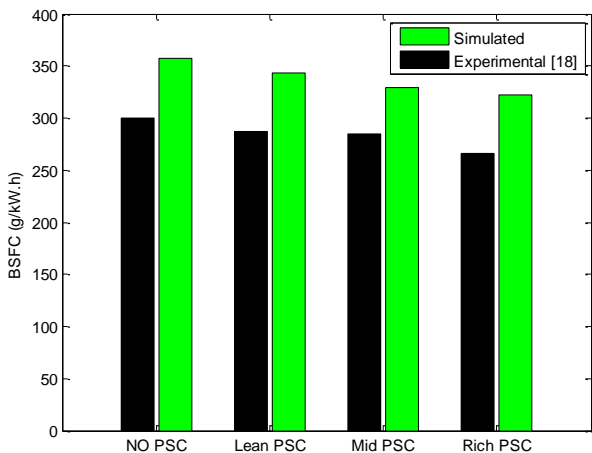
<sup>1</sup> Turbulence

<sup>2</sup> Bougrine



شکل ۴: ف.م.م. بی بعد با سوخت گاز طبیعی

شکل ۵ نیز ارائه دهنده میزان مصرف مخصوص سوخت ترمزی است. نتایج شبیه‌سازی و تجربی هر دو بر کاهش میزان مصرف مخصوص سوخت در هنگام استفاده از سامانه م.ط.ج. تأکید دارند. بهره‌گیری از مخلوط غنی هوا و سوخت در اطراف شمع موجب کاهش چشم‌گیر زمان تأخیر در اشتعال و در نتیجه کاهش کلی زمان احتراق به واسطه افزایش سرعت شعله خواهد شد. کاهش زمان کلی احتراق به معنی نزدیک شدن فرآیند احتراق به آنچه در چرخه اتو در نظر گرفته شده می‌باشد. این امر به افزایش بازده موتور خواهد انجامید. طبیعی است مصرف مخصوص سوخت نیز به همین واسطه کاهش یابد. آغاز و پایداری احتراق با بکارگیری مخلوط غنی‌تر در اطراف شمع تضمین بیشتری پیدا می‌کند. ضمن اینکه بخش عمده‌ای از احتراق در ناحیه رقیق صورت می‌گیرد که به معنی بهبود بازده حرارتی و مصرف کمتر سوخت می‌باشد.



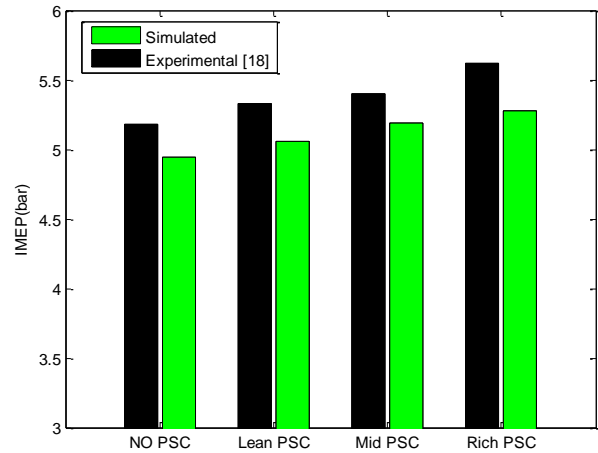
شکل ۵: مقدار مصرف مخصوص سوخت ترمزی با سوخت گاز طبیعی

که در آن  $V_d$  حجم جابجایی سمبه و  $W_{net(I)}$  نیز کار خالص داخلی انجام شده در یک چرخه است و از معادله ۱۵ محاسبه می‌شود.

$$W_{net(I)} = \sum \delta W(I) \quad (15)$$

### ۳) بحث و نتایج

برای ارزیابی صحت و دقت الگو، شبیه‌سازی انجام شده برای سوخت گاز طبیعی با نتایج تجربی رینولدز و همکاران [۱۸] صحه‌گذاری شده است. ویژگی‌های اصلی موتور و شرایط کارکرد بترتیب در جدول‌های ۲ و ۳ ارائه شدند. تمام آزمون‌ها در سرعت ۲۰۰۰ دور بر دقیقه (د.د.د.) و با درجه گاز کاملاً باز صورت گرفتند. مقدار اضافه هوا نیز در مقدار ۱۶۶ تنظیم شده است. زمان جرقه نیز ۴۲ درجه پیش از نقطه عطف بالا<sup>۱</sup> در نظر گرفته شده است. همچنین توزیع رقت نیز بر اساس الگوی [۱۸] فرض شد. نتایج [۱۸] شامل نمودارهای مرزبندی وابسته به وضعیت توزیع مخلوط هوا و سوخت در اطراف شمع است. این نمودارها مشخصاً وضعیت نواحی با اضافه‌هوا ۱، ۱،۲۵ و ۰،۷۵ را ارائه نموده است. پس از اعمال فرضیات ذکر شده، نتایج در شکل-های ۳ تا ۶ ارائه شدند. شکل ۳ نشان دهنده نتایج پیش‌بینی برای ف.م.م. داخلی است. همان‌طور که در شکل‌ها بیان شده است، بهره‌گیری از سامانه م.ط.ج. به طور چشمگیری قادر به بهبود ویژگی‌های عملکردی موتور نسبت به حالت مخلوط همگن است. برای حذف تأثیر خطا در محاسبه نتایج وابسته به مخلوط همگن و در نظر گرفتن تأثیر انحصاری مخلوط چینه‌ای، یک متغیر بدون بُعد که حاصل تقسیم ف.م.م. داخلی م.ط.ج. بر حالت متناظر مخلوط همگن است، بکار گرفته شده است و در شکل ۴ ارائه گردیده است.



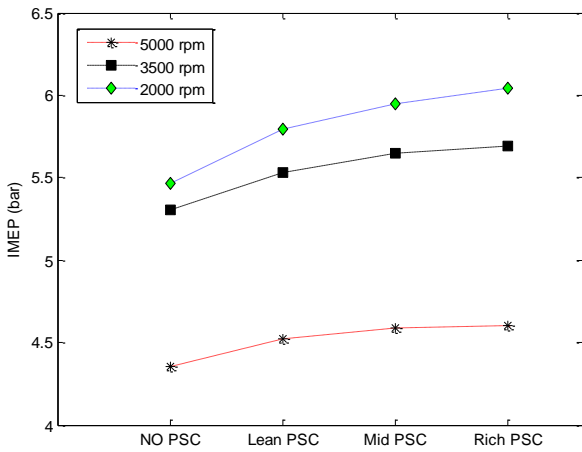
شکل ۳: ف.م.م. داخلی (اندیکاتوری) با سوخت گاز طبیعی

<sup>1</sup> Top Dead Center (TDC)

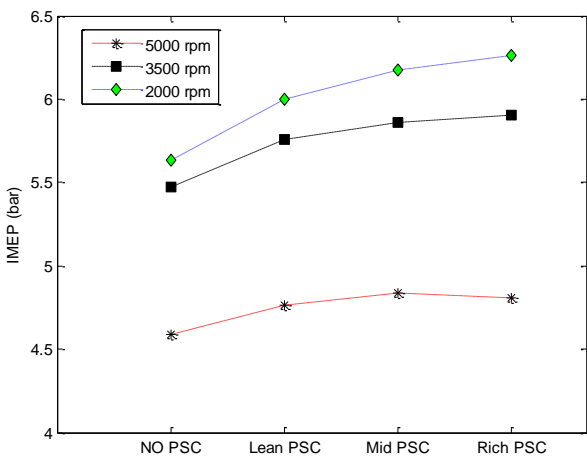
جدول ۴: متغیرهای وابسته به توزیع مخلوط داخل استوانه

نوع م.ط.ج.	$R_0/\varphi_0$	$R_1/\varphi_1$	$R_2/\varphi_2$	$R_3/\varphi_3$	$\alpha$
NO م.ط.ج.	-	-	-	-	-
Lean م.ط.ج.	۰.۰۱۹/۰.۷۵	۰.۰۰۹/۰.۸	۰.۰۰۶/۰.۹	۰.۰۰۳/۱.۱	۲۰
Mid م.ط.ج.	۰.۰۲/۰.۸	۰.۰۰۹/۰.۹	۰.۰۰۶/۱	۰.۰۰۳/۱.۱	۳۰
Rich م.ط.ج.	۰.۰۲۶/۰.۸	۰.۰۱۲/۱	۰.۰۰۶/۱.۰۵	۰.۰۰۴/۱.۱	۳۵

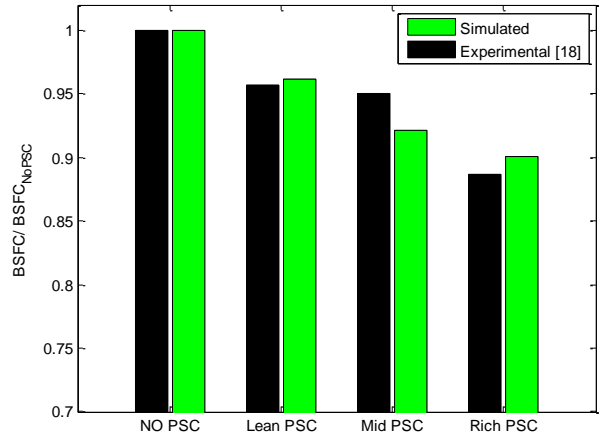
شکل‌های ۸ و ۹ نشان دهنده مقادیر پیش‌بینی شده برای ف.م.م. داخلی در هر چهار حالت مخلوط طبقاتی برای سوخت‌های اتان و بوتان می‌باشند. سه سرعت ۳۵۰۰، ۲۰۰۰ و ۵۰۰۰ د.د.د. با زمان جرعه زنی ۳۷، ۴۰ و ۴۳ درجه پیش از نقطه عطف بالا در نظر گرفته شدند. با توجه به شکل‌های ۸ و ۹، به طور کلی سامانه م.ط.ج. منجر به افزایش مقدار ف.م.م. داخلی می‌گردد.



شکل ۸: ف.م.م. داخلی با سوخت اتان



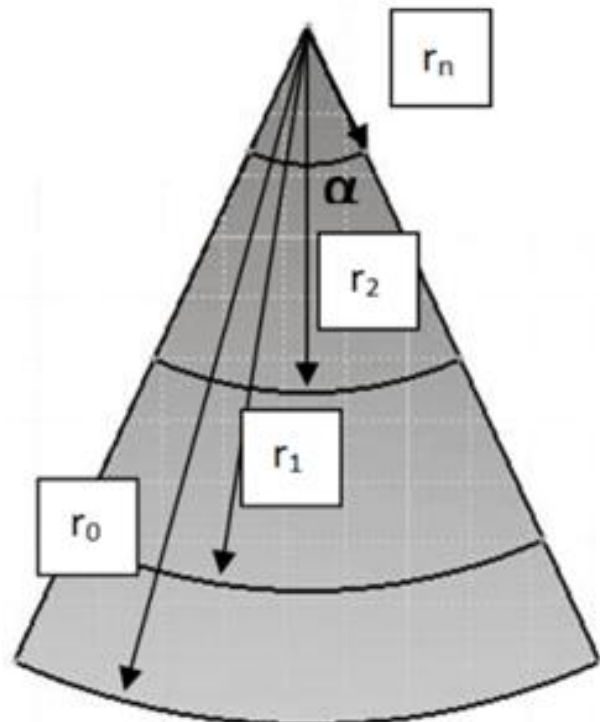
شکل ۹: ف.م.م. داخلی با سوخت بوتان



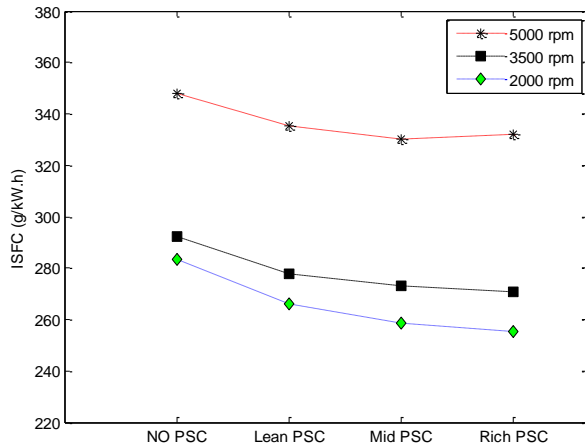
شکل ۶: مقدار مصرف مخصوص سوخت با سوخت گاز طبیعی

نتایج برای ف.م.م. داخلی، نشان دهنده خطای ۴،۹٪، ۵،۱۳٪، ۳،۹۶٪ و ۷،۱۷٪ برای حالات بدون م.ط.ج.، م.ط.ج. رقیق، م.ط.ج. متوسط و م.ط.ج. غنی است. برای مصرف مخصوص سوخت ترمزی این خطا بترتیب برابر با ۱۳٪، ۱۴،۴۳٪، ۱۱،۶۲٪ و ۱۵،۷۱٪ می‌باشد. مهمترین ویژگی الگوی حاضر قابلیت تعمیم آن برای سوخت‌های هیدروکربنی گازی شکل در شرایط متنوع توزیع سوخت و هوا در داخل استوانه می‌باشد.

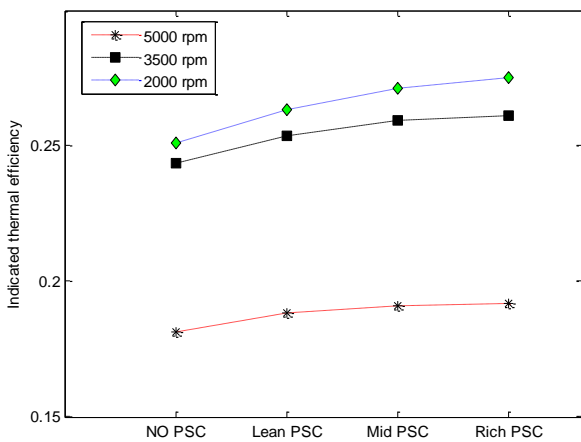
شکل ۷ نشان دهنده نمادین از توزیع مخلوط درون استوانه می‌باشد. این توزیع به صورت قطاعی از کره در نظر گرفته شده است که به صورت لایه لایه تا شعاع مشخصی ( $r_0$ ) بتدریج رقیق می‌گردد. جدول ۴ نشان دهنده متغیرهای وابسته به توزیع می‌باشد. در تمامی حالات مقدار اضافه هوای کل معادل ۱،۵ در نظر گرفته شده است.



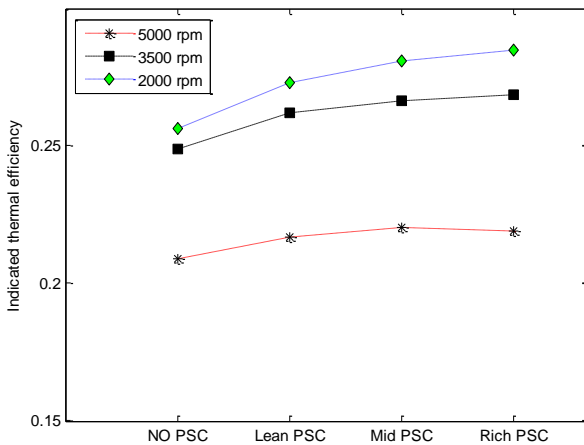
شکل ۷: توزیع مخلوط در اطراف شمع



شکل ۱۱: مصرف مخصوص سوخت داخلی با سوخت بوتان



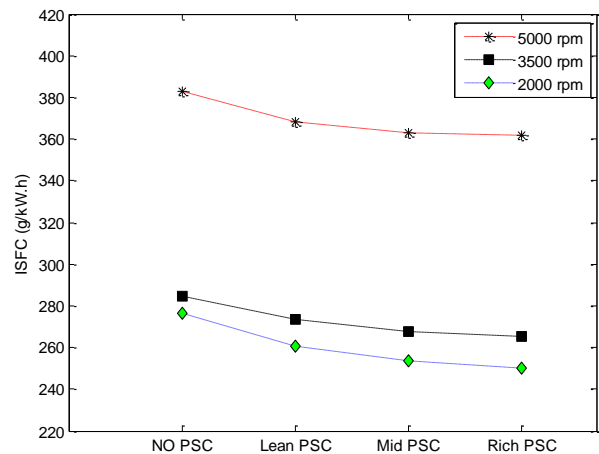
شکل ۱۲: بازده حرارتی داخلی با سوخت اتان



شکل ۱۳: بازده حرارتی داخلی با سوخت بوتان

بکارگیری ناحیه غنی‌تر در اطراف شمع منجر به افزایش نرخ سوختن در ابتدای فرایند احتراق می‌گردد. با متمرکزتر شدن فرایند احتراق در نزدیکی نقطه عطف بالا مقدار فشار بیشینه داخل استوانه نیز افزایش می‌یابد و این امر عملاً موجب بهبود ف.م.م. داخلی خواهد شد. این امر در سرعت‌های کمتر (مانند ۲۰۰۰ د.د.د.) تأثیر بیشتری داشته است. مقدار فشار مؤثر متوسط داخلی تا ۱۰،۴٪، ۷،۳٪، ۵،۸۴٪ برای اتان و ۱۱،۱٪، ۷،۹٪، ۴،۸٪ برای بوتان بترتیب در سرعت‌های ۲۰۰۰، ۳۵۰۰ و ۵۰۰۰ د.د.د. افزایش یافته است. شکل‌های ۱۰ و ۱۱ نشان دهنده مقادیر پیش‌بینی شده مصرف مخصوص سوخت داخلی برای اتان و بوتان می‌باشد. در نظر گرفتن مقدار یکسان برای اضافه‌هوای کلی باعث شده است که متناظر با بهبود ف.م.م. داخلی، مصرف مخصوص سوخت نیز کاهش یابد. در واقع با کمک این روش برای تولید مقدار مشخصی از توان سوخت کمتری مصرف خواهد شد. مقدار مصرف مخصوص سوخت داخلی ۹،۵٪، ۶،۸۳٪، ۵،۵۲٪ برای اتان و ۱۰، ۷،۲۷٪، ۴،۶٪ برای بوتان به ترتیب در سرعت‌های ۲۰۰۰، ۳۵۰۰ و ۵۰۰۰ د.د.د. کاهش یافته است.

با افزایش دور موتور مقدار زمان اختصاص یافته به هر زاویه لنگ کاهش می‌یابد. این امر باعث می‌شود که هم تعداد زاویه وابسته به پدیده تأخیر در اشتعال و هم تعداد زاویه وابسته به احتراق با افزایش دور، بیشتر شود. با پیش‌رسی زودتر زمان جرقه زنی تا حدودی می‌توان این اثر را کاهش داد اما در هر حال این اتفاق شرایط کارکرد را از حالت مطلوب چرخه اتو دور خواهد کرد. در نتیجه مقدار بازده کاهش می‌یابد. این اثر در شرایط رقیق‌سوزی که سرعت شعله کمتر است، کاملاً مشهود است.



شکل ۱۴: مصرف مخصوص سوخت داخلی با سوخت اتان

مقدار بازده حرارتی داخلی برای اتان و بوتان نیز در شکل‌های ۱۲ و ۱۳ ارائه گردیده است. طبیعی است که با افزایش ف.م.م. و کاهش مصرف مخصوص سوخت داخلی، بازده حرارتی نیز متناظراً برای حالات مورد نظر افزایش یابد.

**۴) نتیجه گیری**

در این مقاله الگویی ترمودینامیکی بر پایه پیش‌روی غیرکروی شعله در داخل استوانه ارائه شد که قابل تعمیم برای استفاده در سوخت‌های مختلف هیدروکربنی است. ویژگی‌های مهم عملکردی موتور از جمله ف.م.م. داخلی، مصرف مخصوص سوخت داخلی و بازده حرارتی داخلی پیش‌بینی شدند. نتایج برای ف.م.م. و مصرف مخصوص سوخت برای گاز طبیعی با نتایج تجربی صحت‌گذاری شدند. نتایج برای سوخت‌های گاز طبیعی، اتان و بوتان، همگی نشان‌دهنده بهبود ویژگی‌های عملکردی موتور با بهره‌گیری از روش م.ط.ج. می‌باشند. همچنین، بهره‌گیری از مخلوط رقیق امکان استفاده از نسبت تراکم بیشتر را بدون ایجاد نگرانی از وقوع پدیده کوبش فراهم می‌نماید.

چکیده نتایج عبارتند از:

- الگوی حاضر به طور مناسبی قادر به پیش‌بینی ف.م.م. داخلی و مصرف مخصوص سوخت ترمزی برای گاز طبیعی است و برای سایر سوخت‌های گازی هیدروکربنی از جمله اتان و بوتان نیز قابل استفاده است.
- در نظر گرفتن الگوی پیش‌روی شعله غیرکروی با توجه به توزیع ناهمگن سوخت درون استوانه فرضی منطقی و دقیق است.
- نتایج ف.م.م. داخلی، نشان‌دهنده خطای ۴،۴۹٪، ۵،۱۳٪، ۳،۹۶٪ و ۷،۱۷٪ برای حالات بدون م.ط.ج.، م.ط.ج. رقیق، م.ط.ج. متوسط و م.ط.ج. غنی است. برای مصرف مخصوص سوخت ترمزی این خطا بترتیب برابر با ۱۳٪، ۱۴،۴۳٪، ۱۱،۶۲٪ و ۱۵،۷۱٪ می‌باشد.
- مقدار ف.م.م. داخلی تا ۱۰،۴٪، ۷،۳٪، ۵،۸۴٪ برای اتان و ۱۱،۱٪، ۷،۹٪، ۴،۸٪ برای بوتان به ترتیب در سرعت‌های ۲۰۰۰، ۳۵۰۰ و ۵۰۰۰ د.د.د. افزایش یافته است.
- مقدار مصرف مخصوص سوخت داخلی نیز ۹،۵٪، ۶،۸۳٪، ۵،۵۲٪ برای اتان و ۱۰٪، ۷،۲۷٪، ۴،۶٪ برای بوتان بترتیب در سرعت‌های ۲۰۰۰، ۳۵۰۰ و ۵۰۰۰ د.د.د. کاهش یافته است.

**فهرست علائم**

$atm$	اتمسفر
$B$	قطر استوانه
$c_p$	گرمای ویژه در فشار ثابت، J/kg°K
$f$	ضریب محاسبه هدایت
$F_i$	ضریب محاسبه گرمای ویژه
$k$	ضریب انتقال حرارت هدایت W/m°K
$k_t$	ضریب شعله مغشوش
$P$	فشار، Pa
$q$	نرخ انتقال حرارت، W/m <sup>2</sup>

$Re$	عدد رینولدز
$T$	دما، °K
$u$	سرعت شعله
	<b>علائم یونانی</b>
$\lambda$	اضافه هوا
$\phi$	غنا
$\mu$	گرانروی دینامیکی
	<b>زیرنویس‌ها</b>
$w$	دیوار
$t$	مغشوش
$l$	آرام (laminar)
$b$	سوخته
$u$	نسوخته

**References**

- [1] F.Q. Zhao, M.C. Lai, D.L. Harrington, A review of mixture preparation and combustion control strategies for spark-ignited direct-injection gasoline engines, SAE International, Paper No. 970627, 1997
- [2] J. Harada, T. Tomita, H. Mizumo, Z. Mashiki, Development of direct injection gasoline engine, SAE International, Paper No. 970540, 1997
- [3] R. Daniel, H. Xu, C. Wang, D. Richardson, Combustion performance of 2.5-dimethylfuran blends using dual-injection compared to direct-injection in a SI engine, Applied Energy, Vol. 98, No. 1, pp. 59-68, 2012
- [4] A.K. Sen, J. Wang, Z. Huang, Investigating the effect of hydrogen addition on cyclic variability in a natural gas spark ignition engine: Wavelet multiresolution analysis, Applied Energy, Vol. 88, No. 12, pp. 4860-4866, 2011
- [5] E.C. Chan, M.H. Davy, G.d. Simone, V. Mulone, Numerical and experimental characterization of a natural gas engine with partially stratified charge spark ignition, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 133, No. 2, pp. 022801, 2011
- [6] A.K. Sen, J. Zheng, Z. Huang, Dynamics of cycle-to-cycle variations in a natural gas direct-injection spark-ignition engine, Applied Energy, Vol. 88, No. 7, pp. 2324-2334, 2011
- [7] S. Abdullah, W.H. Kurniawan, A. Shamasudeen, Numerical analysis of the combustion process in a compressed natural gas direct injection engine, Journal of Applied Fluid Mechanics, Vol. 1, No. 2, pp. 65-86, 2008
- [8] A. Agarwal, D. Assanis, Multi-dimensional modeling of ignition, combustion and nitric oxide formation in direct injection natural gas engines, SAE International, Paper No. 2000-01-1839, 2000

- [20] S. Chung, J. Ha, J. Park, M. Lee, Rapid bulk combustion of lean premixture by using radical injection method and an application to an actual engine, SAE International, Paper No. pp. 01-3212, 2003
- [21] K. Hotta, T. Inoue, O. Morieue, T. Tatefuku, Combustion of lean mixtures initiated by an imploding detonation plug, Nippon Kikai Gakkai, Jidosha Gijutsukai Nainen Kikan Shinpojiumu Koen Ronbunshu, Vol. 18, 2005
- [22] L. Andreassi, S. Cordiner, V. Mulone. Numerical-experimental comparison of the performance of a partially stratified charge natural gas fuelled engine, ASME ICEF Conference, 2004
- [23] E.C. Chan, Spark ignition of partially stratified gaseous fuel-air mixtures, PhD Thesis, 2010
- [24] R.S. Benson, P.C. Baruah, A simulation model including intake and exhaust systems for a single cylinder four-stroke cycle spark-ignition engine, International Journal of Mechanical Science, Vol. 17, pp. 97-124, 1975
- [25] M. Aliramezani, Prediction of stratified charge engine performance using HC fuels, MSc Thesis, Sharif University of Technology, Iran, 2012
- [26] A. Mozafari, Predictions and measurement of spark ignition engine characteristics using ammonia and other fuels, Ph.D Thesis, University of London, England, 1988
- [27] R.S. Benson, Internal Combustion Engines, Pergamon Press, London, 1983
- [28] S. Bougrine, On the combination of complex chemistry with a 0-D coherent flame model to account for the fuel properties in spark ignition engines simulations: Application to methane-air-diluent mixtures, Proceedings of the Combustion Institute, Vol. 33, pp. 3123-3130, 2011
- [29] Y. Kochar, J. Seitzman, T. Lieuwen, W. Metcalfe, Laminar flame speed measurements and modeling alkane blends at elevated pressures with various diluents, Proceedings of ASME Turbo Expo, 2001
- [30] C.L. Tang, Z.H. Huang, C.K. Law, Determination, correlation, and mechanistic interpretation of effects of hydrogen addition on laminar flame speeds of hydrocarbon-air mixtures, Proceedings of the Combustion Institute, Vol. 33, No. 1, pp. 921-928, 2011
- [31] C. Ferguson, A. Kirkpatrick, Internal combustion engines: applied Thermoscience, John Wiley and Sons, 2001
- [9] M. Baratta, A.E. Catania, E. Spessa, L. Herrmann, Multi-dimensional modeling of direct natural-gas injection and mixture formation in a stratified-charge si engine with centrally mounted injector, SAE International Journal of Engines, Vol. 1, No. 1, pp. 607-626, 2009
- [10] M.A. Mas Fawzi, K. Yoshiyuki, O. Yusuke, K. Tomoshi, Improvement of combustion of CNG engine using cng direct injection and gas-jet ignition method, SAE International, Paper No. 2011-01-1994, 2011
- [11] L. Andreassi, S. Cordiner, V. Mulone, C. Reynolds, A mixed numerical-experimental analysis for the development of a partially stratified compressed natural gas engine, SAE International, Paper No. 2005-24-029, 2005
- [12] B. Douailler, F. Ravet, V. Delpech, D. Soleri, Direct injection of CNG on high compression ratio spark ignition engine: Numerical and experimental investigation, SAE Conference, Detroit, USA, 2011
- [13] T.I. Mohamad, A. Yusoff, S. Abdullah, M. Jermy, The combustion and performance of a converted direct injection compressed natural gas engine using spark plug fuel injector, SAE International, Paper No. 2010-32-0078, 2010
- [14] M. Chiodi, H.J. Berner, M. Bargende, Investigation on different injection strategies in a direct-injected turbocharged CNG-engine, SAE International, Paper No. 2006-01-3000, 2006
- [15] I. Chitsaz, M.H. Saidi, A.A. Mozafari, Semi analytical solution to transient start of weakly underexpanded turbulent jet, Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME, Vol. 133, No. 9, 2011
- [16] I. Chitsaz, M.H. Saidi, A. Mozafari, A. Hajialimohammadi, Experimental and numerical investigation on the jet characteristics of spark ignition direct injection gaseous injector, Applied Energy, Article in Press, 2012
- [17] C.C.O.B. Reynolds, R. Evans, Improving emissions and performance characteristics of lean burn natural gas engines through partial stratification, International Journal of Engine Research, Vol. 5, No. 1, pp. 105-114, 2004
- [18] C.C.O. Reynolds, R.L. Evans, L. Andreassi, S. Cordiner, The effect of varying the injected charge stoichiometry in a partially stratified charge natural gas engine, SAE International, Paper No. 01-0247, 2005
- [19] C. Arcoumanis, D. Hull, J. Whitelaw, Optimizing local charge stratification in a lean-burn spark ignition engine, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 211, No. 2, pp. 145-154, 1997



# The Journal of Engine Research

Journal Homepage: [www.engineersearch.ir](http://www.engineersearch.ir)



## Prediction of charge effect on SI engine performance for hydrocarbon fuels

M. Aliramezani<sup>1</sup>, I. Chitsaz<sup>2\*</sup>

<sup>1</sup>Calibration Department, Irankhodro Powertrain Company (IPCO), Tehran, Iran, [m\\_aliramezani@ip-co.com](mailto:m_aliramezani@ip-co.com)

<sup>2</sup>Fuel and Combustion Department, Irankhodro Powertrain Company (IPCO), Tehran, Iran, [i\\_chitsaz@ip-co.com](mailto:i_chitsaz@ip-co.com)

\*Corresponding Author, Phone Number: +98-912-4395731

### ARTICLE INFO

#### Article history:

Received: 13 April 2013

Accepted: 02 June 2013

#### Keywords:

Flame progress

Thermodynamic model

Partially stratified charge (PSC)

Lean burn spark ignition engine

### ABSTRACT

A theoretical model is presented in this research to predict the ignition delay and the combustion process in a class of stratified charge engines including the non-spherical flame progress through rich and lean regions. Step by step calculations were carried out in both rich and lean regions. The process continued until all the fuel was burned. At each crank angle, the volume of the mass control changes and the mole fraction of the burned fuel increased due to the flame propagation. Considering the heat transfer from the cylinder contents to the surrounding area and the frictional work, some important operating parameters such as the mean effective pressure, the thermal efficiency and the specific fuel consumption, were predicted. Predicted values obtained by the model for the natural gas were compared to corresponding experimental data. The comparison shows that there is a logical agreement between theoretical and measured values. The flexibility of the model allows having accurate predictions in a wide range of the charge stratification for various hydrocarbon fuels.

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