

# پیش بینی عملکرد و آلاینده‌گی یک موتور گاز طبیعی سوز اشتعال جرقه‌ای

## بوسیله یک مدل ترمودینامیکی توسعه یافته با روابط سینتیک احتراق

سید علی جزایری<sup>i</sup>، رضا ابراهیمی<sup>ii</sup>، سید علیرضا موسویان<sup>iii</sup>

### چکیده

مدلهای ترمودینامیکی معمولی دوناچه‌ای درموتورهای اشتعال جرقه‌ای، دو ناحیه سوخته و نسوخته را با فرض تعادل شیمیائی در بخش سوخته و صرفنظر از ماهیت شعله در نظر می‌گیرند. این مدلها برای پیش بینی آلاینده  $NO_x$  که امروزه از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است، دقیق نبوده و خطای آنها در پیش بینی این آلاینده در حدود ۷۰٪ خطا دارد. در این تحقیق چند ناحیه‌ای فرض شده که احتراق گاز طبیعی در ناحیه شعله تعادلی بوده و محصولات حاصله از احتراق تعادلی، توسط یک سینتیک توسعه یافته با ۱۳ گونه و ۲۴ واکنش شیمیائی برای احتراق غیر تعادلی، جهت پیش بینی میزان  $NO_x$  تولیدی در ناحیه سوخته به کار گرفته شده است. به این ترتیب دماهای متفاوت برای شعله و بخش سوخته حاصل شده که منجر به کاهش خطای محاسبه  $NO_x$  تا حد ۳۰٪ شده است. همچنین اثرات بازخورانی محصولات حاصل از احتراق بر عملکرد موتور مطالعه شده و محاسبات با نتایج تجربی موجود مقایسه و دقت محاسبات صحه‌گذاری شده است.

### کلمات کلیدی

موتور اشتعال جرقه‌ای - آلاینده‌گی - مدل احتراق چند ناحیه‌ای - سینتیک شیمیائی - گاز طبیعی

## *Prediction of Performance and Emissions of a Natural Gas SI Engine by Thermodynamic Model using Chemical Kinetic Method*

S.A. Jazayeri; R. Ebrahimi; S.A.R. Mousavian

### ABSTRACT

The Two-zone Thermodynamic models commonly used in SI Engines consider Two regions, burned and unburned, with assumptions of equilibrium for products in the burned region; and ignoring nature of the flame. Using these models to predict the  $NO_x$  emission level, which is very important these days are not very accurate and the error in prediction is about 70%. In this Multi zone investigation, it is assumed that combustion of Natural Gas in the flame region is in equilibrium state, the product resulted from equilibrium combustion is considered by means of chemical kinetic method with 13 species and 24 chemical reactions for non-equilibrium combustion to predict the  $NO_x$  formation.

This has lead to two different temperatures for flame and combustion products. In this method, the error of  $NO_x$  prediction has reduced to 30%. In this work combustion products recirculation effects on engine performance is also considered. The developed results are compared with existing experimental results. in this way the accuracy is validated.

<sup>i</sup> استاد یار گروه مکانیک، مدیر گروه سیستم محرکه خودرو دانشگاه صنعتی خواجه نصیر الدین طوسی: sajazayeri@hotmail.com

<sup>ii</sup> استاد یار گروه هوافضای دانشگاه صنعتی خواجه نصیر الدین طوسی: rezaeb@yahoo.com

<sup>iii</sup> کارشناس ارشد تبدیل انرژی دانشگاه صنعتی خواجه نصیر الدین طوسی: mousavian\_sar@yahoo.com



به این طریق توانمندی بهتری در پیش بینی آلاینده‌های یک موتور گاز طبیعی سوز حاصل شده است.

## ۲- فرضیات مدل سازی

مدل سازی بر فرضیات زیر استوار است.

۱. گاز داخل سیلندر رفتار گاز ایده آل را دارد.
  ۲. فشار لحظه‌ای سیلندر در تمام نواحی یکسان است.
  ۳. سیلندر شامل دو ناحیه سوخته و نسوخته است اما دمای گاز نسوخته، دمای شعله و دمای محصولات احتراق متفاوت در نظر گرفته شده است.
  ۴. در لحظه جرقه، کره‌ای به اندازه شکاف الکترودهای شمع محترق شده و بعد از آن با گسترش کره فوق احتراق تداوم می‌یابد.
  ۵. شعله‌ی حایل بین ناحیه سوخته و نسوخته به صورت تعادلی در نظر گرفته شده است.
  ۶. از نشت جرم به شکافها و از اتاق احتراق صرف نظر شده است.
  ۷. در محاسبه گونه‌های شیمیایی در بخش سوخته از فرض سینتیک شیمیایی استفاده شده است.
- در ادامه جزئیات مدلسازی انجام شده بر اساس فرضیات فوق ارائه می‌گردد.

## ۳- جزئیات مدل

همانگونه که اشاره شد در این مدل سازی سه فرآیند سیکل شامل تراکم، احتراق و انبساط تحلیل شده است. با حل معادلات انرژی و حالت در طی تراکم، فشار و دمای گاز با به کارگیری روابط زیر محاسبه می‌شوند [۱۲].

$$\frac{d(me)}{d\theta} = -P \frac{dV}{d\theta} + \frac{dQ}{d\theta} + \sum \dot{m}_{in} h_{in} \quad (1)$$

$$e = e_0 + \int_{T_0}^T C_v dT, \quad PV = mRT$$

فرآیند احتراق بار سیلندر در ناحیه شعله تعادلی و بی‌دررو فرض می‌شود. برای تعیین دمای شعله بی‌دررو و غلظت اجزاء شیمیایی محصولات، واکنش کلی زیر به همراه معادله بقای انرژی به کار گرفته شده است.

## ۱- مقدمه

امروزه روشهای شبیه‌سازی چرخه موتور به منظور پیش بینی عملکرد و آلاینده‌های آن توسعه‌ی قابل توجهی یافته‌اند. این روشها از تحلیل چرخه ایده آل اتو شروع و به روشهای تحلیل چند بعدی مثل تحلیل نرم افزاری KIVA III-V توسعه یافته‌اند. مدل‌های چند بعدی برای طراحی دقیق‌تر موتور بکار می‌روند و قادرند جزئیات میدان جریان و هندسه دقیق مساله را وارد تحلیل نمایند [۱۱].

مدلهای ترمودینامیکی دو و چند ناحیه‌ای با قدرت تحلیل پائین‌تر نسبت به مدل‌های چند بعدی قادرند پدیده‌هایی مثل آلاینده‌ی، قدرت، اتلاف انرژی، مصرف سوخت و مانند آن را با دقت نسبتاً خوبی پیش بینی کنند، مشروط به آن که فرضها و روابط تجربی وارد شده در آنها با واقعیت موتور تطابق داشته باشد [۱۷]. مدل‌های اولیه ترمودینامیکی توسط بنسون [۱۳] آغاز و بعدها کدهایی مثل ISIS [۲۱] و SPICE [۱۴] بر اساس آن توسعه یافت که به دلیل سادگی و زمان اجرای سریع هنوز در حال رشد هستند و محققین برای بالا بردن دقت آن در زیر بخشهای گوناگون آن مثل مدل نرخ سوختن، مدل انتقال حرارت، مدل آلاینده‌ها و غیره در حال تلاش هستند.

در سالهای اخیر تلاشهای ارزشمندی در دانشگاه‌های ایران در زمینه مدلسازی انجام شده است، که نتایج و دستاوردهای آنها نیز در مجامع علمی مطرح شده است. بزرودی [۲] از یک مدل ترمودینامیکی برای شبیه سازی عملکرد موتور، و رستمی [۴] با اضافه کردن فرآیندهای مکش و تخلیه، چرخه کامل موتور را برای پیش بینی آلاینده‌ها بررسی و رجایی [۳] اثر هندسه اتاق احتراق را در کاهش مصرف سوخت و آلاینده‌ها توسط یک مدل تعادلی تحلیل و بهینه سازی نموده‌اند. افقهی [۱] اثرات بازخورانی محصولات حاصل از احتراق را در یک مدل ترمودینامیکی تعادلی در کاهش آلاینده‌های موتور بررسی کرده است. مدرس رضوی و عموشاهی [۸] نیز اثر موقعیت شمع را در عملکرد موتور از نظر قدرت و آلاینده‌ها توسط یک مدل ترمودینامیکی دو ناحیه‌ای تحلیل نموده‌اند. در ادامه کریمی [۵] اثرات هندسه اتاق احتراق را در یک مدل سه‌ناحیه‌ای تعادلی مطالعه کرده است.

در این تحقیق، شبیه سازی سیکل بسته (بدون تبادل گاز از سوپاپ‌ها) توسعه داده شده و در آن از فرض واکنش‌های سینتیک برای همه محصولات احتراق بهره گرفته شده است [۶].

مفصل به صداها واکنش بالغ می‌شود. یکی از این نمونه واکنش-ها شامل ۲۱ واکنش مقدماتی برای سیستم C-H-O است که در این تحقیق نیز از آن استفاده شده است [۲۳]. در این مکانیزم، گاز متان بجای گاز طبیعی و به صورت واکنش زیر به همراه واکنش‌های زنجیره‌ای جدول (۱) در نظر گرفته شده است.

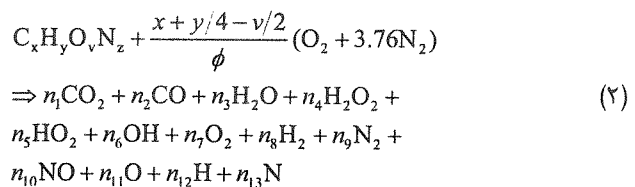


جدول ۱- واکنش‌های شبه منطقه‌ای سینتیک شیمیائی [۲۳]

	REACTION
۱	$H + O_2 \leftrightarrow O + OH$
۲	$H_2 + O \leftrightarrow H + OH$
۳	$O + H_2O \leftrightarrow OH + OH$
۴	$OH + H_2 \leftrightarrow H + H_2O$
۵	$H + O_2 + M \leftrightarrow HO_2 + M$
۶	$O + HO_2 \leftrightarrow O_2 + OH$
۷	$H + HO_2 \leftrightarrow OH + OH$
۸	$H + HO_2 \leftrightarrow H_2 + O_2$
۹	$OH + HO_2 \leftrightarrow H_2O + O_2$
۱۰	$HO_2 + HO_2 \leftrightarrow H_2O_2 + O_2$
۱۱	$H_2O_2 + M \leftrightarrow OH + OH + M$
۱۲	$HO_2 + H_2 \leftrightarrow H_2O_2 + H$
۱۳	$H_2O_2 + OH \leftrightarrow H_2O + HO_2$
۱۴	$CO + OH \leftrightarrow CO_2 + H$
۱۵	$CO + O_2 \leftrightarrow CO_2 + O$
۱۶	$CO + O + M \leftrightarrow CO_2 + M$
۱۷	$CO + HO_2 \leftrightarrow CO_2 + OH$
۱۸	$OH + M \leftrightarrow O + H + M$
۱۹	$O_2 + M \leftrightarrow O + O + M$
۲۰	$H_2 + M \leftrightarrow H + H + M$
۲۱	$H_2O + M \leftrightarrow H + OH + M$

اما در این مقاله با توجه به این که سینتیک احتراق فقط در بخش سوخته مدنظر است، در منطقه سوخته عملاً سوختی وجود نداشته و معادله (۷) کاربردی ندارد.

به منظور برآورد میزان  $NO_x$ ، مکانیزم زلدویچ توسعه یافته به همراه سینتیک احتراق جدول (۱) به کار گرفته شده و سینتیک با ۱۳ گونه به همراه ۲۴ واکنش تشکیل و حل شده-



$$H_P = H_R \Rightarrow \sum_P x_i \bar{h}_i = \sum_R x_i \bar{h}_i \quad (۳)$$

معادله (۲) به کمک چهار معادله بقای جرم اجزای O, C, H و N و ۹ معادله کمکی مربوط به واکنش تعادلی محصولات به روش نیوتون رافسون برای دستگاه غیر خطی فوق طوری حل می‌شود که معادله (۳) ارضا شود [۱۲]. از این ترکیب به عنوان شرایط اولیه گاز ورودی به ناحیه سوخته استفاده خواهد شد.

اکنون در ناحیه سوخته معادلات انرژی و اجزای شیمیائی به روش سینتیک حل می‌شوند. به طور کلی واکنش‌های سینتیک احتراق را می‌توان به چهار دسته عمده زیر تقسیم نمود.

- واکنش‌های تک مرحله‌ای<sup>۱</sup>

- واکنش‌های دو مرحله‌ای<sup>۲</sup>

- واکنش‌های چند مرحله‌ای ساده شده یا شبه منطقه‌ای<sup>۳</sup>

- واکنش‌های مفصل یا اساسی<sup>۴</sup>

در واکنش‌های تک مرحله‌ای، احتراق سوخت شامل فقط یک واکنش رفت و به شکل زیر انجام می‌شود.

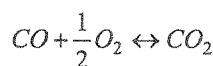
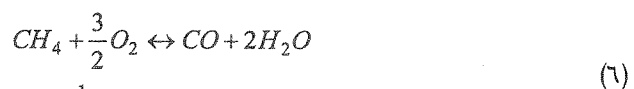


که ثابت واکنش عبارتست از.

$$k_f = AT^n \exp(-E_a/\bar{R}T) [Fuel]^x [Oxidizer]^y \quad (۵)$$

واکنش‌های تک مرحله‌ای، رادیکالهای آزاد و اثرات واکنش‌های تجزیه را نادیده می‌گیرد و از این رو دمای آدیاباتیک شعله را بیشتر از واقعیت نشان می‌دهد. به این دلیل پیش بینی آلاینده‌ها در این روش دقیق نیست.

به عنوان نمونه واکنش‌های احتراق دو مرحله‌ای را می‌توان به شکل زیر در نظر گرفت.



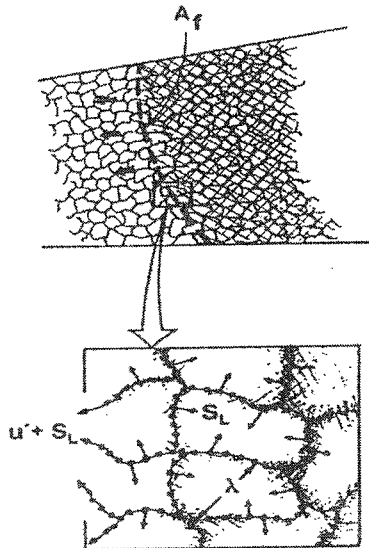
استفاده از این نوع واکنشها به دلیل در نظر گرفتن رادیکال CO از دقت بیشتری نسبت به واکنشهای تک مرحله‌ای برخوردار است و دمای احتراق را معقول تر محاسبه می‌کند. اما مشکل عدم دقت در محاسبه غلظت CO همچنان پابرجاست. واکنش‌های چند مرحله‌ای ساده شده، نزدیکترین دقت را به واکنش‌های مفصل سینتیک احتراق سوختهای هیدروکربنی چه از لحاظ پیشگویی محصولات حاصل از احتراق و چه از نظر دما و انرژی آزاد شده دارند، هر چند که تعداد واکنشهای

ثابت [۲۰] استفاده شده‌اند.

سرعت نوسانی اغتشاش جریان  $U'$  و مقیاس طولی تیلور برای گردابه‌های کوچک به طول  $l_M$  در روابط (۱۳) و (۱۴) نیز مطابق مرجع [۲۲] محاسبه می‌شوند.

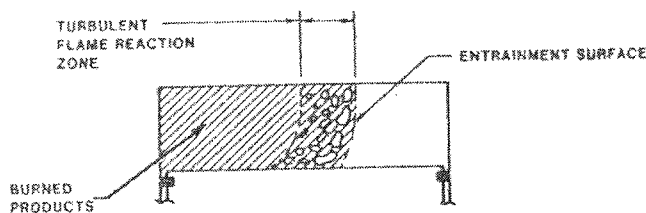
حجم ناحیه شعله با فرض خواص بخش نسوخته برای آن از رابطه ذیل محاسبه می‌شود (شکل-۲).

$$V_f = \frac{m_e - m_b}{\rho_u} + \frac{m_b}{\rho_b} \quad (15)$$



شکل (۱): سوختن شعله مغشوش در اثر نفوذ گردابه‌ها [۲۲]

این حجم مبین فضایی است که در آن واکنشهای شیمیایی انجام می‌گیرد و بطور لحظه‌ای در تصرف جبهه شعله قرار دارد و خود متشکل از نواحی متعدد جرم نسوخته است که به صورت جزیره‌ای و با رژیم احتراق آرام، در حال سوختن هستند [۱۲] اما منتهجه کلی بصورت احتراق مغشوش درک می‌شود.



شکل (۲): وضعیت نواحی سوخته، نسوخته و در حال سوختن [۲۲]

مدل انتقال حرارت از رابطه وشنی [۲۴] و برای گازهای باقیمانده، ۶ گونه شیمیایی  $\text{CO}_2, \text{CO}, \text{H}_2\text{O}, \text{O}_2, \text{H}_2, \text{N}_2$  در نظر گرفته شده است [۹] و نسبت EGR طبق رابطه زیر محاسبه می‌گردد [۱۸].

$$\text{EGR} = \frac{m_{\text{residual}}}{m_{\text{air}} + m_{\text{fuel}} + m_{\text{residual}}} \quad (16)$$

در رابطه فوق جرم باقیمانده مجموع گازهای بازخورانی

است (اجزای شیمیایی ناحیه سوخته همان اجزای معادله (۲) هستند). در واکنشهای سینتیک یاد شده  $M$  جزء سوم بوده و در مدل سینتیکی فوق ملکول نیتروژن بجای آن قرار می‌گیرد. به طور کلی، مکانیزم ارائه شده را می‌توان به صورت زیر در نظر گرفت.

$$\sum_{i=1}^{NS} v'_{ik} M_i \leftrightarrow \sum_{i=1}^{NS} v''_{ik} M_i \quad k=1, \dots, NR \quad (8)$$

نرخ واکنش  $k$  ام از رابطه زیر محاسبه می‌شود.

$$RR_k = k_{f_k} \prod_{i=1}^{NS} C_i^{v'_{ik}} - k_{b_k} \prod_{i=1}^{NS} C_i^{v''_{ik}} \quad (9)$$

و به این ترتیب معادله بقای اجزای شیمیایی در بخش سوخته به صورت زیر در می‌آید.

$$\frac{dY_{i,b}}{dt} = \frac{W_{i,b}}{\rho_b} \sum_{k=1}^{NR} (v''_{i,k} - v'_{i,k}) RR_k + \frac{\dot{m}_b}{m_b} (Y_{i,f} - Y_{i,b}) \quad (10)$$

معادله بقای انرژی نیز در بخش سوخته به شکل زیر ارائه می‌گردد [۱۹].

$$\dot{Q}_b = m_b \left\{ \sum_{i=1}^{NS} h_{i,b} \frac{W_{i,b}}{\rho_b} \sum_{k=1}^{NR} (v''_{i,k} - v'_{i,k}) RR_k \right\} \quad (11)$$

$$+ m_b C_p \frac{dT_b}{dt} - V_b \frac{dP}{dt} + \dot{m}_b \sum_{i=1}^{NS} Y_{i,f} (h_{i,b} - h_{i,f})$$

در معادله فوق زیرنویس‌های  $f$  و  $b$  به ترتیب مربوط به شعله و بخش سوخته است. به منظور حل دستگاه معادلات دیفرانسیل سینتیک از روش عددی اویلر به صورت زیر استفاده شده است.

$$\frac{dY_i}{dt} = f(Y_1, Y_2, Y_3, \dots, Y_{NS})$$

$$\frac{Y_i^{(n)} - Y_i^{(n-1)}}{\Delta t} = f(Y_1^{(n)}, Y_2^{(n)}, Y_3^{(n)}, \dots, Y_{NS}^{(n)}) \quad (12)$$

$$i = 1, \dots, NS$$

این معادله برای گامهای زمانی کوچک، برابر با یک درجه دوران میل‌لنگ، خطای ناچیزی به همراه دارد [۱۰]. مدل نرخ سوختن طبق فرضیات تابازینسکی [۲۲] عبارت است از.

$$\frac{dm_e}{dt} = \rho_u A_f (U' + S_L), \quad \frac{dm_b}{dt} = \frac{m_e - m_b}{\tau} \quad (13)$$

طبق فرضیات مدل در شکل (۱) جرم ورودی به ناحیه در حال سوختن  $dm_e/dt$  با جمع دو ترم جابجائی و نفوذ و متعاقب آن نرخ سوختن با مقیاس زمانی یک گردابه کوچک با سرعت شعله آرام انجام می‌پذیرد. مطابق این نظریه در رژیم احتراقی مغشوش موتور، افزایش نرخ سوختن بدلیل افزایش سطح دیواره شعله است و ماهیت شعله آرام تغییر نمی‌یابد.

$$\tau = \frac{l_M}{S_L} \quad (14)$$

سرعت آرام شعله متان از روابط تجربی ظرف حجم

شده و بجا مانده از چرخه قبل در سیلندر است و تفکیکی برای آن قائل نشده‌ایم. برای محاسبه سطح و حجم شعله در زمان احتراق از فرضیات [۱۵] بهره گرفته شده است. برای یک گام زمانی معادلات انرژی بخش سوخته، نسوخته، و معادله بقای اجزای شیمیایی به همراه معادله حالت همزمان حل می‌شوند. سپس فشار را می‌توان از رابطه زیر محاسبه نمود.

$$P(V_u + V_b) = m_u R_u T_u + m_b R_b T_b \quad (17)$$

در مرحله انبساط نیز می‌توان از روشی مشابه استفاده کرد، با این تفاوت که به جای چند ناحیه، فقط یک ناحیه سوخته وجود داشته و شعله حذف می‌شود (در معادلات (۱۰) و (۱۱)) جملات دارای اندیس  $f$  حذف می‌شوند) و در این حالت معادله فوق به شکل زیر در می‌آید.

$$PV_{tot} = m_{tot} R_b T_b \quad (18)$$

محاسبات مدل برای گاز طبیعی با مشخصات جدول (۲) و موتور 1600 cc مطابق جدول (۳) در حالت تمام بار و سرعت ۲۷۲۵ دور بر دقیقه انجام شده است.

جدول (۲): مشخصات گاز طبیعی

Lower Heating Value: 45 MJ/kg	
Fuel Composition	Volumetric Percent
CH <sub>4</sub>	89
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	4
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	1
C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0.7
C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0.3
N <sub>2</sub>	5

جدول ۳- مشخصات موتور

4	تعداد سیلندر
87.35 mm	قطر سیلندر
1598 cc	حجم کل جابجایی
66.67 mm	کورس پیستون
11.61 mm	طول شاتون
8.5	نسبت تراکم
86 ABDC	زمان بسته شدن سوپاپ هوا
66 BBDC	زمان باز شدن سوپاپ دود
2725 rpm	دور موتور
42 BTDC	زمان جرکه
88 kPa	فشار منیفولد

## ۴- تحلیل نتایج

نمودار شکل (۱) نتایج مدل عددی و تجربی را برای تغییرات فشار سیلندر بر حسب زاویه لنگ نشان می‌دهد. چنانچه ملاحظه می‌شود، دقت محاسبه حد اکثر فشار قابل قبول است، لکن خطای موقعیت حداکثر فشار حاصل از مدل و آزمایش

حدود ۸ درجه خطا دارد. اختلاف فشار ضمن انبساط را می‌توان به دلیل مواردی نظیر مدل بکار گرفته شده برای انتقال حرارت و اختلاف دمای واقعی و محاسباتی، عدم لحاظ بخشی از هوا و سوخت محبوس شده در شیارهای اتاق احتراق در محاسبات، دانست. برای مدل در حالت تمام بار طبق فرضیات مراجع [۱۶] معادل ۵٪ گاز باقیمانده فرض شده است.

نمودار شکل (۲) اثرات آوانس جرکه را بر منحنی تغییرات فشار سیلندر بر حسب زاویه لنگ نشان می‌دهد. نمودار مبین کاهش سطح زیر منحنی و افت توان مکانیکی بدلیل افزایش سطح تبادل حرارتی و اثرات تداوم احتراق ضمن انبساط ناشی از ریتارد شدن جرکه است. نمودار فوق از نظر کیفی تطبیق خیلی خوبی با نتایج سایر مراجع دارد [۴].

نمودار شکل (۳) اثرات زمان جرکه را بر کسر جرمی سوخته شده بر حسب تغییرات زاویه لنگ نشان می‌دهد. نمودار مبین افزایش زمان سوختن مخلوط توام با ریتارد شدن جرکه است. نمودار فوق تطبیق خوبی با نتایج مراجع دارد [۱].

نمودار شکل (۴) منحنی تغییرات فشار و کسر سوختن بار را بر حسب تغییرات زاویه لنگ نشان می‌دهد. در مرجع [۱۱] طبق نظر هیوود در یک موتور مشابه اشتعال جرکه‌ای، آوانس جرکه بهینه زمانی است که نیمی از بار سیلندر در ۱۰ درجه بعد از نقطه مرگ بالا سوخته و پس از چند درجه حداکثر فشار حاصل گردد. نمودار شکل (۴) نظریه مرجع را تایید می‌نماید.

نمودار شکل (۵) منحنی تغییرات دمای نواحی سوخته، نسوخته و شعله را نشان می‌دهد. بطور مشخص دمای شعله تحت تاثیر دمای ناحیه نسوخته است (معادله (۳)). انباشتگی محصولات حاصل از احتراق در ناحیه سوخته، ورود گاز داغ شعله به ناحیه سوخته، انتقال حرارت به دیواره ها و سایر ترمهای موجود در معادله (۱۱) سبب شده‌اند تا منحنی دمای ناحیه سوخته به وضع کنونی شکل بگیرد. ضمناً نواحی فوق دارای حداکثر دمایی است که مکان وقوع آن تقریباً در زمان حداکثر فشار سیکل می‌باشد که با در نظر گرفتن نواحی بصورت گاز کامل اثرات تغییرات حجم، دما و فشار کل در معادله حالت گاز توجه کننده آن می‌باشد.

نمودار شکل (۶) منحنی تغییرات کسر سوخته را بر حسب تغییرات زاویه لنگ در نسبت هم ارزی‌های مختلف نشان می‌دهد. سوخت متان سریعترین شعله و کمترین زمان سوختن در مخلوط استوکیومتریک را دارد و با غنی یا ضعیف کردن مخلوط فرایند احتراق کند می‌گردد. در نتیجه دستیابی به حداکثر توان مکانیکی در موتورهای گاز طبیعی سوز با مخلوط استوکیومتریک امکان پذیر است، بر خلاف موتورهای سوخت بنزینی که نیاز به غنی سازی مخلوط جهت افزایش توان

مکانیکی دارند. نتایج تحقیقات مبین واقعیت فوق است [۶]. نمودارهای شکل (۷) و (۸) اثرات درصد باز خورانی محصولات حاصل از احتراق را بر اکسید نیتروژن و دمای شعله نشان می‌دهد. افزایش مقدار بازخورانی محصولات حاصل از احتراق سبب افت ارزش حرارتی بار سیلندر و کاهش دمای شعله و متعاقبا غلظت  $NO_x$  می‌گردد. در نمودار به ازای هر ۵٪ افزایش گاز برگشتی به سیلندر حدودا ۴۰۰ واحد از غلظت  $NO_x$  کاسته می‌شود. نمودار شکل (۸) تغییرات دمای شعله را بر حسب تغییرات زاویه لنگ در زمان جرقه و شروع احتراق یکسان با درصد گازهای برگشتی متفاوت نشان می‌دهد و اثرات آن بر زمان احتراق و دمای احتراق قابل مشاهده است. در این مدل ۱۵٪ گاز برگشتی سبب کاهش سرعت شعله و افزایش زمان احتراق به میزان ۳۵ درجه دوران میل‌لنگ می‌شود.

در فرایند احتراق سینتیکی توام با افزایش دما و بالا بودن سرعت واکنش رفت، غلظت  $NO_x$  سریعا افزایش یافته اما در فرایند انبساط همراه با کاهش دما شاهد تجزیه مجدد  $NO_x$  خواهیم بود، زیرا سرعت واکنش برگشتی به میزان قابل توجهی کمتر بوده و اصطلاحا غلظت  $NO_x$  دچار مقدار ثابت (freezing) می‌شود [۱۲].

نمودار شکل (۹) منحنی تغییرات فشار سیلندر را بر حسب تغییرات زاویه لنگ با درصد بازخورانی متفاوت محصولات احتراق نشان می‌دهد و اثرات بازخورانی در فشار احتراق به سادگی قابل بررسی می‌باشد. مثلا ۲۰٪ بازخورانی سبب ۵۰٪ افت حداکثر فشار سیلندر می‌شود که این موضوع بدلیل افزایش زمان احتراق و کندی نرخ آزاد شدن انرژی و افت دمای احتراق رخ می‌دهد.

نمودار شکل (۱۰) منحنی تغییرات  $NO_x$  را بر حسب دور موتور در بار کامل توام با جرقه بهینه، در دو حالت مدل و تجربی نشان داده است. در تمامی مراجع، همواره میزان غلظت آلاینده  $NO_x$  در مدلسازی نسبت به آزمایش کمتر تخمین زده می‌شود. در مدل احتراقی ارائه شده دقت عمل در مقایسه با مراجع به میزان قابل توجهی افزایش یافته است، بطوریکه در این مدل حداقل خطا ۱۵٪ و حداکثر ۴۶٪ می‌باشد. اختلاف بیشتر نتایج مدل و آزمایش در دوره‌های بالا می‌تواند بدلیلی نظیر عدم تطبیق سرعت واکنشهای شیمیایی در مدل و واقعیت باشد.

نمودار شکل (۱۱) سطح پیشانی شعله و سطح سوخته را در کنار هم نشان می‌دهد. در این مدل فرایند احتراق بصورت چند ناحیه‌ای فرض شده [۶] که منجر به بهبودی نتایج شده است. در فرایند احتراق سطح سوخته و سطح شعله بصورت همگن رشد

نموده و با برخورد به سطح پیستون بدلیل تغییر هندسه کروی سطح شعله، انحراف در گسترش هر دو سطح ایجاد می‌شود (در ۳۴۰ درجه دوران میل‌لنگ). نهایتا سطح پیشانی شعله همه محفظه را در برگرفته و در گوشه‌های اتاق احتراق به صفر می‌رسد اما سطح ناحیه سوخته بدلیل وجود جرم در حال واکنش شیمیایی (شکل (۲)) کماکان به رشد خود ادامه می‌دهد و تا زمانی که شرط صفر شدن حجم سوخته در کد کامپیوتری ارضا نشود احتراق تداوم می‌یابد.

نمودار شکل (۱۲) منحنی تغییرات گشتاور و غلظت  $NO_x$  را بر حسب میزان باز خورانی محصولات حاصل از احتراق نشان می‌دهد. به وضوح میزان بازخورانی محصولات احتراق در کاهش  $NO_x$  موثر است، اما متعاقب آن گشتاور و توان مکانیکی موتور به شدت تحت تاثیر آن است. معمولا موتور را در حالت تمام بار بگونه‌ای طراحی می‌کنند که با کمترین تقاضای توان را پاسخ دهد (حدود ۵٪) اما در حالت نیمه بار میزان EGR را به ۱۰ تا ۱۵٪ افزایش می‌دهند تا کاهش آلودگی موثرتری در میزان  $NO_x$  داشته باشیم.

نمودار شکل (۱۳) منحنی تغییرات سرعت شعله آرام و مغشوش را بر حسب تغییرات زاویه لنگ در فرایند احتراق نشان می‌دهد. سرعت شعله آرام گاز متان همراه با افزایش فشار سیلندر ضمن احتراق افت می‌نماید. این پدیده بر خلاف رفتار سرعت آرام شعله برای سوخت بنزین می‌باشد که چندان تابع فشار نبوده و با افزایش دمای گاز سوخته، سرعت شعله در حین احتراق افزایش می‌یابد [۱]. در نتیجه، در موتورهای با سوخت گاز طبیعی برای افزایش سرعت پیشروی شعله و کوتاه کردن فاز احتراق می‌باید به طریقی میزان اغتشاش را به مقدار قابل توجهی افزایش داد. در محاسبات مدل مذکور شدت اغتشاش وارد شده، که در نقطه مرگ بالا تقریبا ۱۰ برابر سرعت آرام شعله است.

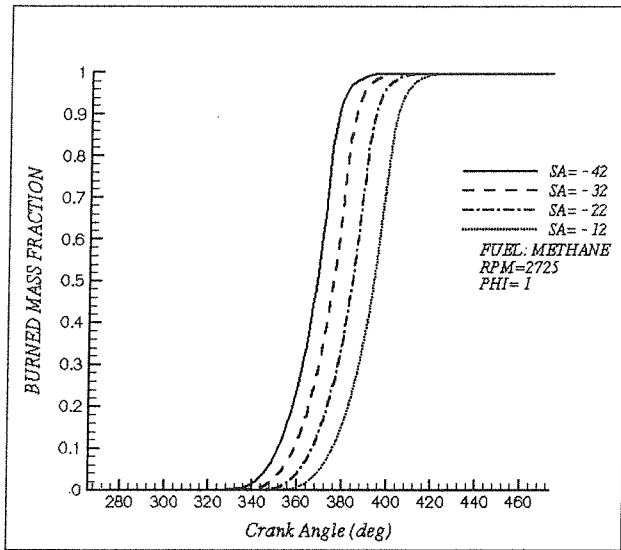
## ۵- نتیجه گیری

مطالعه حاضر به منظور بررسی جامع فرایند احتراق گاز طبیعی در موتورهای SI و پیش بینی دقیقتر آلاینده‌ها انجام پذیرفته و نتایج زیر حاصل گشته است.

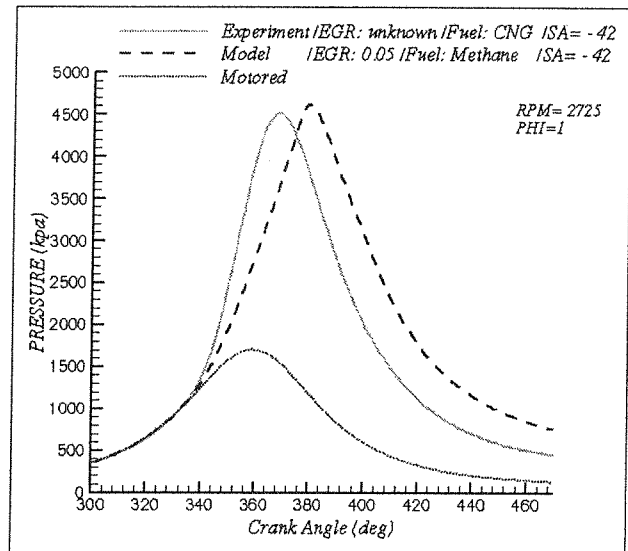
- با در نظر گیری سه ناحیه سوخته، سوخته و شعله و احتساب واکنشهای غیر تعادلی در گازهای بعد از شعله، پیش بینی صحیح تری از آلاینده های ناشی از فرایند احتراق به دست آمده است.

- نتایج نشان می‌دهد که خطای تخمین  $NO_x$  به ۳۰٪ کاهش یافته که در مقابل روشهای کلاسیک که دارای ۷۰٪ خطاهستند، بهبودی قابل ملاحظه ای را نشان می‌دهد.

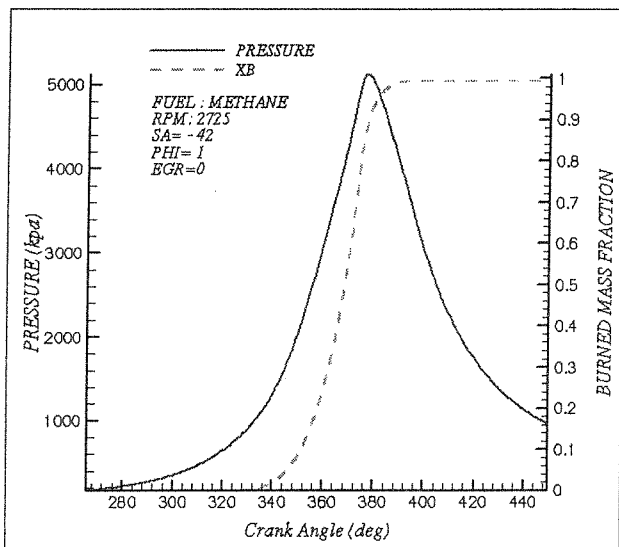
- این قابلیت وجود دارد که از سینتیک کاملتری استفاده و دقت محاسبه میزان آلاینده‌ها را حتی بهتر پیش بینی کرد.  
 - سرعت انجام محاسبات در این روش حائز اهمیت است.  
 زمان اجرای مدلسازی با نرم افزار Compaq Visual Fortran توسط یک سخت‌افزار 2400 Mhz معادل 7 دقیقه می‌باشد.



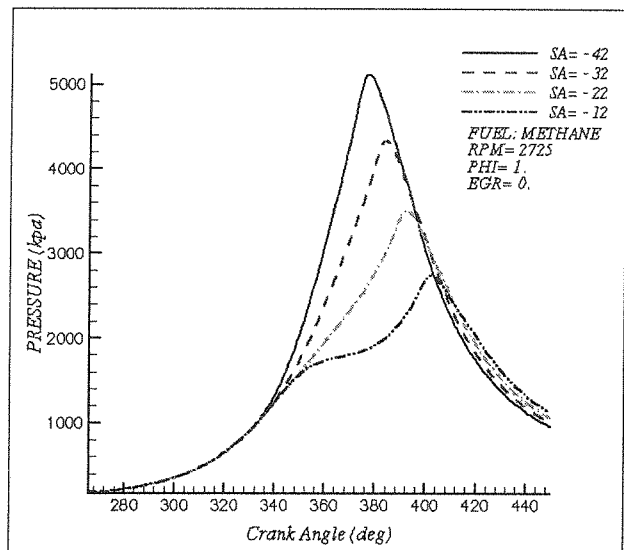
شکل ۳- تاثیر آوانس جرقه بر زمان سوختن بار سیلندر



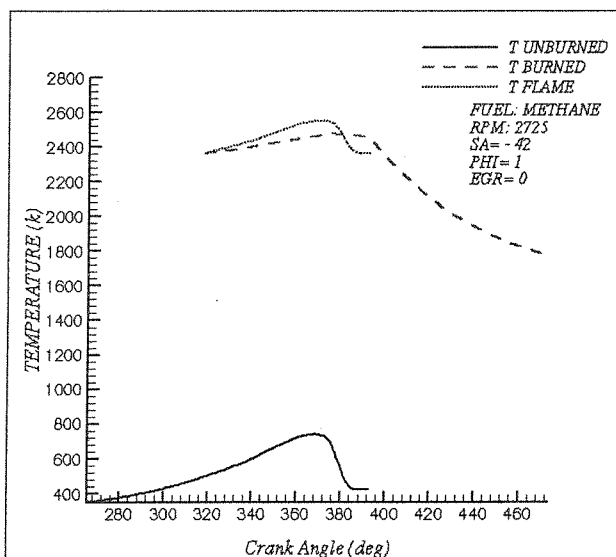
شکل ۱- مقایسه منحنی تغییرات فشار تجربی و مدل



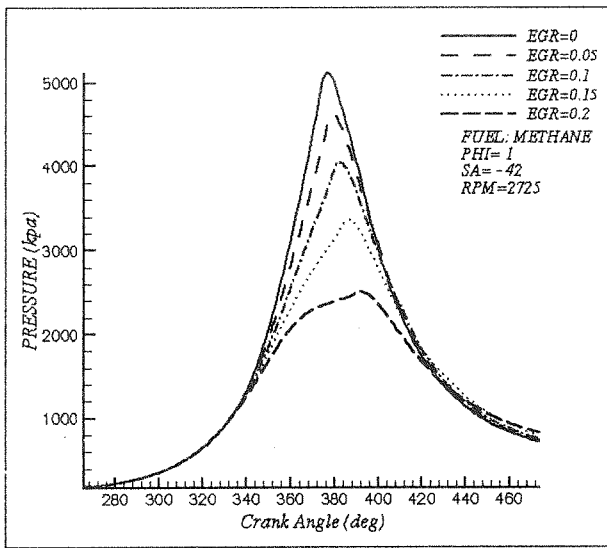
شکل ۲- مقایسه همزمان نرخ سوختن و فشار سیلندر



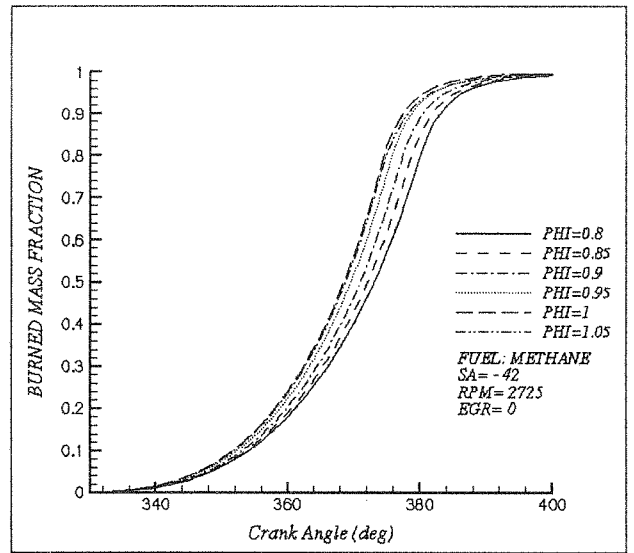
شکل ۲- تاثیر آوانس جرقه بر نمودار فشار



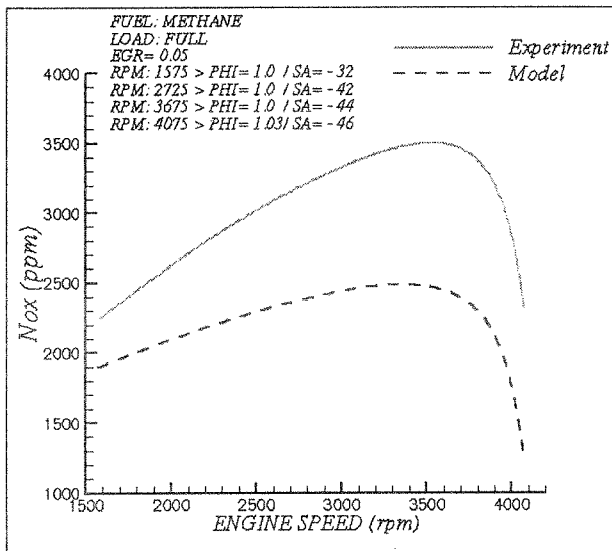
شکل ۵- دمای شعله، سوخته و نسوخته بار سیلندر



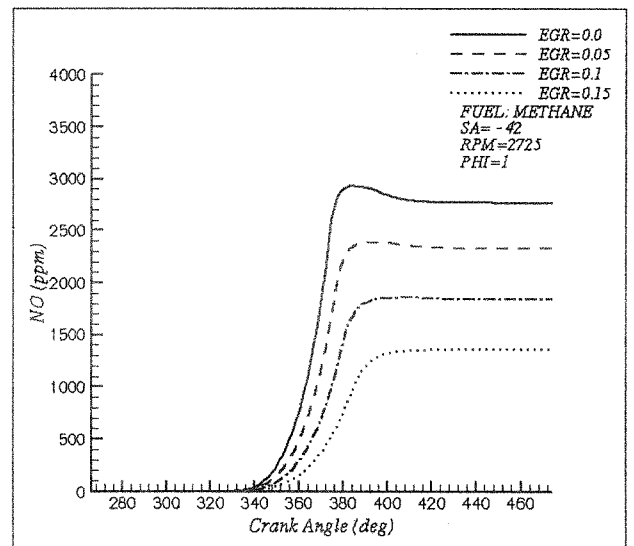
شکل ۹- تاثیر گاز باقیمانده بر فشار سیلندر



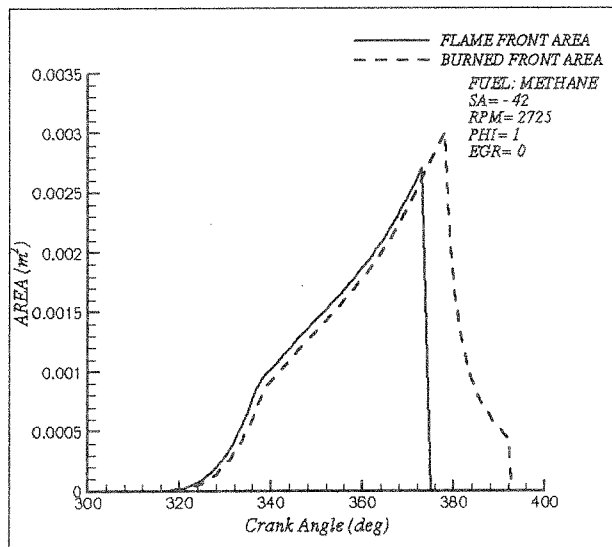
شکل ۶- تاثیر نسبت هم ارزی بر کسر جرمی سوختن



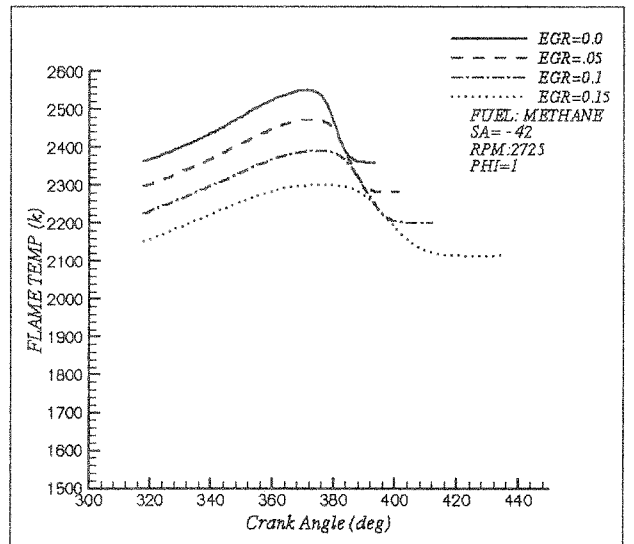
شکل ۱۰- غلظت NO<sub>x</sub> در حالت تمام بار و دورهای مختلف



شکل ۷- غلظت اکسید نیتروژن بر حسب کسر گاز باقیمانده



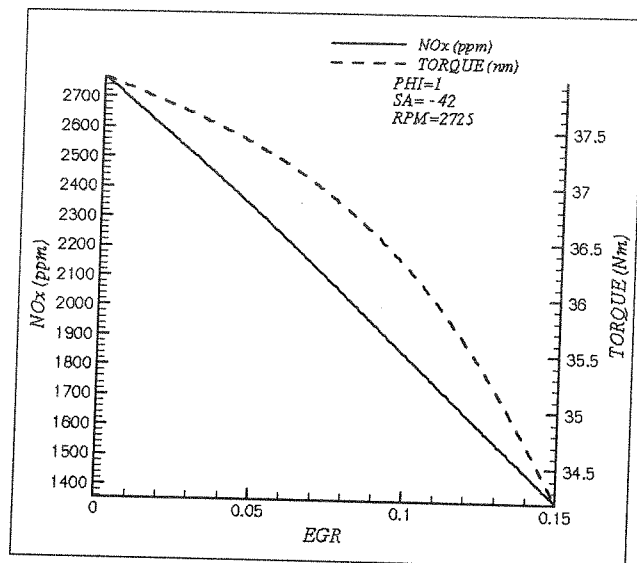
شکل ۱۱- سطح جبهه شعله و سطح سوخته ضمن احتراق



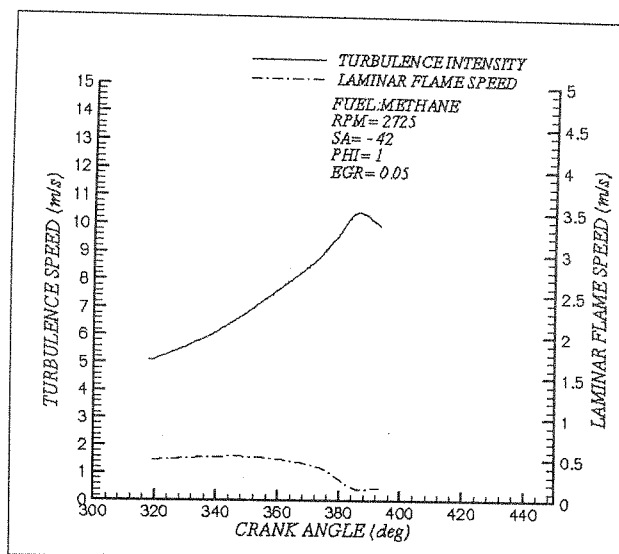
شکل ۸- دمای شعله آدیباتیک بر حسب کسر گاز باقیمانده



مقیاس زمان سوختن	$\tau$
سطح	$A$
فشار	$P$
حجم	$V$
حرارت	$Q$
جرم	$m$
نماد جزء شیمیایی	$M$
انرژی فعال سازی	$E_a$
انرژی داخلی	$e$
دما	$T$
تعداد معادلات سینتیک	$Nr$
تعداد اجزای شیمیایی سینتیک	$Ns$
تعداد اجزای شیمیایی تعادلی	$N$
نرخ واکنش	$RR$
ثابت سرعت رفت و برگشت واکنش	$kf, kb$
غلظت	$C$
کسر جرمی	$Y$
وزن ملکولی	$W$
سرعت آرام شعله	$S_L$
مقیاس طول تیلور	$l_M$
آوانس جرقه نسبت به نقطه مرگ بالا	$SA$
ثابت گازها	$R$
گام زمانی	$\Delta t$
تابع	$f$
زمان	$t$
کسر مولی	$x$
ظرفیت گرمایی ویژه حجم ثابت	$C_v$
ظرفیت گرمایی ویژه فشار ثابت	$C_p$
سرعت اغتشاش جریان	$U'$
انتالپی کل	$H$
انتالپی واحد مول	$\bar{h}$
انتالپی واحد جرم	$h$
شمارنده جزء شیمیایی	$i$
شمارنده واکنش	$k$
کسر جرمی مجموع گاز باقیمانده و برگشتی	$EGR$



شکل ۱۲- مقایسه گشتاور و  $NO_x$  بر حسب EGR (در یک سیلندر)



شکل ۱۳- نمودار سرعت آرام شعله و سرعت مغشوش جریان

#### ۶- تقدیر و تشکر

بدین وسیله از هیات مدیره و کارشناسان شرکت ایپکو بخصوص آقایان مهندس میرسلیم، مهندس شاهبختی، مهندس پویان، که ما را در انجام این تحقیق یاری دادند سپاسگزاریم.

#### اختصارات

$\theta$	درجه میل‌لنگ
$\phi$	نسبت هم ارزی سوخت به هوا
$v'$	ضریب استوکیومتریک واکنش رفت
$v''$	ضریب استوکیومتریک واکنش برگشت
$\rho$	چگالی

[۷] جزایری، سید علی. موسویان، سید علیرضا. یاشین، آر.ش. "مدلسازی موتورهای اشتعال جرقه ای با سوخت گاز طبیعی و مقایسه عملکرد انواع گاز طبیعی موجود در کشور"، چهارمین

همایش بین المللی موتورهای درونسوز، تهران، آبان ۸۴

[۸] مدرس رضوی، سید محمدرضا. عموشاهی، حمیدرضا.

"بررسی اثر موقعیت شمع روی احتراق در موتورهای

اشتعال جرقه ای"، نهمین کنفرانس مهندسی مکانیک ایران، ۱۳۸۰

[9] Ferguson, C.R., Kirkpatrick, A.T. "Internal Combustion Engines" John Wiley & sons, 2000

[10] Gerald, C.F. & Wheatly, P.O. "APPLIED NUMERICAL ANALYSIS", Addison Wesley, 1999

[11] Heywood, John. B. "Internal Combustion Engine Fundamentals", MCGRAW-HILL BOOK COMPANY, 1988

[12] Ramos, j.i. "Internal Combustion Engine Modeling" HEMISPHERE PUBLISHING CORPORATION, 1989

[13] Benson, R. S., Annand, W. J. D. And Baruah, P. C. "A simulation model including intake and exhaust systems for a single cylinder four-stroke cycle spark ignition engine". Int. J. Mech. Sci. 1975 17, 97-124 (Pergamon Press).

[14] Charlton, S.J. "SPICE-Simulation Program for Internal Combustion Engines-User Manual", March 1992 University of Bath).

[15] Chin, Y.W. et al "Use of fractal geometry to model turbulent combustion in SI engines", Combust. Sci and Tech. Vol. 8pp 1-30 1992

[16] Cho, H. & et al "Measurements & modeling of residual gas fraction in SI engines", SAE paper 2001-01-1910

[17] Chow, A., Wyszynski, M.L. "Thermodynamic modeling of complete engine systems-a review", journal of Automobile Engineering, part D, Vol 213, 1999

[18] Christensen, M. & Johanson, B. "Influence of mixture quality on homogenous charge compression ignition", SAE paper 982454 1998

[19] Hajireza, Shahrokh, et al, "A three zone model for investigation of gas behavior in the combustion chamber of SI engines in relation to knock", SAE paper 1999-01-0219

[20] Mitra, Soupayan, et al, "Combustion of methane-air in a vessel of constant volume". I.C. engines and Combustion, Narosa publishing, 2000 India

[21] Raine, R. "ISIS User Manual", 1994 (University of Oxford Engine Group).

[22] Tabaczynski, R. et al "A turbulent entrainment model for spark ignition engine combustion", SAE paper 770647

[23] Westbrook, J.C, and Dryer, F.L "Simplified Reaction mechanisms for the oxidation of Hydrocarbon fuels in flames", combustion science and technology, vol.27, pp 3443, 1981

[24] Woschni, G. "A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engines". SAE paper 670931

شرایط مبنای دما و فشار

0

مرز حجم کنترل

in

نفوذ

e

شرایط کل سیلندر

tot

ضریب مولی

n

شعله

f

نسوخته

u

سوخته

b

نماها

زمان جدید

n

زمان قبلی

n-1

## ۷- مراجع

[۱] افقهی، سید محمد "آنالیز ترمودینامیکی احتراق در موتورهای

اشتعال جرقه ای با در نظر گرفتن گازهای برگشتی"، پایان نامه

کارشناسی ارشد، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، ۱۳۸۰

[۲] بزرویی، محسن "شبیه سازی سیکل موتور اشتعال جرقه ای"،

پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشگاه شیراز، ۱۳۷۷

[۳] رجائی، پیمان. "بهبود سازی شکل محفظه احتراق موتور پیکان

۱۶۰۰ به منظور کاهش مصرف سوخت و میزان گازهای آلاینده"،

پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشگاه شیراز، ۱۳۷۹

[۴] رستمی، محمد رضا. "مدل نشر آلاینده ها در موتورهای اشتعال

جرقه ای با سیکل باز"، پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشگاه تبریز،

۱۳۷۸

[۵] کریمی، خالد. "استفاده از مدل سه ناحیه ای برای پیش بینی اثر

هندسی محفظه احتراق و آلودگی در موتور اشتعال جرقه ای"، پایان

نامه کارشناسی ارشد، دانشگاه شیراز، ۱۳۸۱

[۶] موسویان، سیدعلیرضا. "مدلسازی ترمودینامیکی احتراق

موتورهای اشتعال جرقه ای گاز طبیعی سوز به روش سینتیک

شیمیائی"، پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشگاه صنعتی خواجه

نصیرالدین طوسی، زمستان ۱۳۸۲

<sup>1</sup> Single Step Mechanism

<sup>2</sup> Two Step Mechanism

<sup>3</sup> Quasi Global Mechanism

<sup>4</sup> Skeletal or Detailed Mechanism

<sup>5</sup> Third Body

<sup>6</sup> Under predict