

# بررسی پدیده ضربه و عوامل مؤثر بر آن در یک موتور اشتعال جرقه ای گاز طبیعی سوز

امید جهانیان<sup>۱</sup>، سید علی جزایری<sup>۲</sup>، رضا ابراهیمی<sup>۳</sup>

دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، دانشکده مکانیک  
[omid\\_jahanian@yahoo.com](mailto:omid_jahanian@yahoo.com)

## چکیده

در این تحقیق، یک موتور اشتعال جرقه ای با سوخت گاز طبیعی، مدلسازی ترمودینامیکی شده است. مدلسازی به شیوه دو ناحیه ای (سوخته و نسوخته) و با در نظر گرفتن سینتیک شیمیایی سوختن متان شامل ۲۰ واکنش و ۱۵ گونه شیمیایی انجام شده است. دمای شعله، آدیاباتیک و غلظت گونه های شیمیایی در ناحیه شعله تعادلی فرض شده است. تمرکز بر روی ناحیه نسوخته بوده است تا شرایط ایجاد ضربه در آن بررسی شود. برای پیش بینی ضربه از «معیار پارامتر مشخصه ضربه» (Knock Criterion) استفاده شده است. نتایج نشان می دهد که با کاهش آوانس جرقه و نسبت تراکم، همچنین افزایش درصد رطوبت هوای ورودی، احتمال بروز ضربه در موتور کاهش می یابد؛ به عبارت دیگر هر عاملی که باعث افزایش طول دوره احتراق شود، احتمال بروز ضربه را کاهش خواهد داد.

**واژه های کلیدی:** موتور اشتعال جرقه ای، گاز طبیعی، ضربه، مدلسازی ترمودینامیکی، سینتیک شیمیایی.

## ۱- مقدمه

در سالهای اخیر، افزایش قیمت سوخت های هیدروکربنی مایع و وضع قوانین سخت گیرانه تر در مورد کنترل آلودگی ناشی از گازهای خروجی، دنیا را به سمت استفاده از سوخت های جایگزین در وسایل نقلیه کشانده است. با توجه به قیمت مناسب و منابع عظیم گاز طبیعی نسبت به بنزین و گازوییل، روند گرایش به سمت موتورهای گاز طبیعی سوز افزایش چشمگیری یافته است. گاز طبیعی به عنوان یک «سوخت پاک» برای وسایل نقلیه شناخته می شود. مزایای فنی گاز طبیعی عبارتند از: واکنش پذیری فتوشیمیایی پایین، کاهش آلودگی ناشی از شروع سرد به واسطه حذف غنی سازی مخلوط سرد و سازگاری با فناوری رقیق سوزی سوخت. [۱]

بررسی «ضربه» قدمتی به اندازه موتورهای احتراق داخلی دارد. افزایش ناگهانی آزاد شدن انرژی ناشی از احتراق غیر عادی هنگام بروز خوداشتعالی، باعث افزایش ناگهانی فشار و بالا رفتن نوسانات آن در محفظه احتراق و همچنین افزایش نرخ انتقال حرارت موضعی و افزایش سروصدای موتور می شود. به هنگام بروز «ضربه» افزایش هموار فشار داخل محفظه احتراق به واسطه افزایش ناگهانی فشار، از بین می رود و با بررسی دیاگرام  $P - \theta$  (فشار-زاویه لنگ) در اسپلکوپ، نوسانات فرکانس بالا را در فشار داخل سیلندر می توان مشاهده نمود. در مورد بروز پدیده «ضربه» تئوری های زیادی در طول سالها تحقیقات ارائه شده است. امروزه مشخص شده است که علت اصلی وقوع «ضربه»، بروز خوداشتعالی در ناحیه نسوخته مخلوط هوا و سوخت است

۱- دانشجوی دکترای تبدیل انرژی

۲- استادیار دانشکده مکانیک

۳- استادیار دانشکده هوافضا

و نظریه ای قدیمی که اعتقاد داشت «ضربه» بر اثر افزایش شتاب شعله عادی و رسیدن آن به حد مافوق صوت ایجاد می شود (detonation) اعتبار خود را از دست داده است. [۳ و ۲]

سابقه مدلسازی ریاضی موتور به قبل از دهه پنجاه میلادی باز می گردد. با توجه به عدم توانایی مدل تک ناحیه ای برای محاسبه دقیق خیلی از پارامترهای اساسی موتور و پیچیدگی های خاص مدل سه ناحیه ای، مرسوم ترین روش مدلسازی ترمودینامیکی موتور، روش دو ناحیه ای است. VanWylen و Patterson برای اولین بار مدلسازی دو ناحیه ای موتور را انجام دادند. [۴] هرچند مدل آنان نرخ جریان و انتقال حرارت بین دو ناحیه را در نظر نمی گرفت اما سرآغاز تاریخ مدلسازی چند ناحیه ای بود. Benson et al در سال ۱۹۷۹ یک مدل دو ناحیه ای نسبتاً دقیق با در نظر گرفتن غلظتهای تعادلی گونه های شیمیایی برای سوخت پروپان ارائه دادند. [۵] پس از آن استفاده از مدلهای دو ناحیه ای رواج بیشتری پیدا کرد. Caton, et al مدلسازی دو ناحیه ای را با استفاده از قانون دوم ترمودینامیک انجام دادند. [۴] At Baghdadi در سال ۲۰۰۲ مدلسازی دو ناحیه ای موتور خود را با استفاده از سوخت جایگزین الکل ارائه داد. [۶] حاجی رضا در سال ۱۹۹۷ برای پیش بینی ضربه در یک موتور اشتعال جرقه ای از یک مدل سه ناحیه ای با در نظر گرفتن سینتیک شیمیایی استفاده کرد. [۷] با به کار گیری گاز طبیعی به عنوان یک سوخت جایگزین برای خودروها، خیلی از محققان فعالیت خود را بر روی این سوخت متمرکز کردند. Caillol, et al و Ho Simon, et al از جمله کسانی بودند که با در نظر گرفتن یک مدل دو ناحیه ای به بررسی سینتیک سوختن متان در موتورهای احتراق داخلی پرداختند. [۹ و ۸] Karim, et al نیز از جمله محققانی بودند که در این زمینه فعالیتهای بسیاری انجام دادند. [۱۲ و ۱۱، ۲] علیزاده عطار نیز که در پایان نامه دکترای خود به بررسی ضربه و کنترل آن در موتورهای گاز طبیعی سوز پرداخته بود، از یک مدل دو ناحیه ای با در نظر گرفتن سینتیک شیمیایی بهره جست. [۲] شاید به جرأت بتوان گفت مهمترین فعالیتهای در زمینه مدلسازی ضربه توسط Karim انجام شده است. [۱۲ و ۱۱، ۲] او با در نظر گرفتن روشهای مختلف مدلسازی ترمودینامیکی و مدلسازی ضربه، اقدام به پیش بینی زمان وقوع و شدت ضربه کرده است. علیزاده عطار نیز در دانشگاه کالگری (Calgary) تحقیقات خود پیرامون بروز ضربه و بهینه سازی موتور در برابر آن را زیر نظر Karim انجام داده است. [۲] در این مجموعه فعالیتهای، با محاسبه معیار ضربه، زمان وقوع و شدت آن پیش بینی می شود.

## ۲- مدلسازی ترمودینامیکی سیکل موتور

شرایط سخت و همچنین هزینه های بالای انجام آزمایش مطمئن و دقیق بر روی موتورهای احتراق داخلی، همواره باعث افزایش توجه متخصصین این رشته به بحث مدلسازی ریاضی فرآیندهای انجام شده در سیکل موتور می شود. با انجام یک مدلسازی دقیق، می توان به اطلاعات مورد نیاز، در هر لحظه از فعالیت موتور دسترسی داشت. این اطلاعات در واقع، شامل مواردی نظیر فشار محفظه احتراق، دمای محفظه احتراق، دمای نواحی سوخته و نسوخته، نرخ سوختن، غلظت هر یک از گونه های شیمیایی حاصل از احتراق، توان خروجی موتور، راندمان حرارتی و حجمی موتور و ... می باشد. در تحقیق حاضر از یک مدل ترمودینامیکی دو ناحیه ای با در نظر گرفتن سینتیک شیمیایی سوختن متان استفاده شده است. فرضیهایی که در این مدلسازی در نظر گرفته شده است عبارتند از:

مخلوط داخل سیلندر همواره گاز کامل فرض می شود. از فرایند Blow by صرفنظر می شود. در تمام مراحل و برای تمام ناحیه ها، معادلات سینتیک حل می شود. زمان تأخیر در اشتعال معادل زمان لازم برای احتراق ۵٪ سوخت فرض می شود. [۱۲ و ۱۱، ۲] خواص ترمودینامیکی نظیر دما، فشار، غلظت گونه های شیمیایی و ... برای هر ناحیه یکنواخت فرض می شود. خواص ترمودینامیکی (به جز فشار) دو ناحیه سوخته و نسوخته می تواند با یکدیگر تفاوت داشته باشد. فشار داخل سیلندر همواره یکنواخت و برای دو ناحیه سوخته و نسوخته برابر است. [۷] از حجم شعله صرفنظر می شود. برای مدلسازی ماهیت شعله فرض می شود محصولات احتراق با نرخ جرم مشخص در غلظتهای تعادلی و با دمای آدیاباتیک شعله وارد ناحیه سوخته می شوند. مجموع انتقال حرارت به جداره سیلندر، بوسیله یک مدل انتقال حرارت جابجایی مدل شده است.

### ۳- سینتیک شیمیایی

یک واکنش شیمیایی را می توان به صورت کلی معادله (۱) در نظر گرفت



در رابطه (۱)  $s$  تعداد کل گونه های شیمیایی موجود در واکنش را نشان می دهد. طبق رابطه آرنیوس، سرعت واکنشهای رفت و برگشت به این صورت محاسبه می شود

$$RR_f = k_f \prod_{j=1}^s [M_j]^{\nu'_j} \quad RR_b = k_b \prod_{j=1}^s [M_j]^{\nu''_j} \quad (2)$$

که در آن  $[M_j]$  غلظت مولی گونه  $j$ ام و  $k_f$  و  $k_b$  به ترتیب ثابت سرعت واکنشهای رفت و برگشت می باشند. این ثابتها وابسته به دما ( $T$ ) و انرژی اکتیواسیون ( $E_a$ ) واکنش رفت یا برگشت می باشند و به صورت زیر محاسبه می شود

$$k_f = AT^n \exp\left(\frac{-E_a}{RT}\right) \quad (3)$$

در رابطه فوق،  $R$  ثابت جهانی گازهاست. نرخ تولید گونه  $M_i$  نیز به صورت زیر محاسبه می شود

$$\frac{d[M_i]}{dt} = (\nu'_i - \nu''_i) [RR_f - RR_b] \quad (4)$$

در هنگام تعادل  $k_f = k_b$  خواهد شد. [۱۳]

برای سینتیک شیمیایی سوختن متان از یک مدل کاهش یافته و برای مکانیزم تشکیل اکسید نیتروژن از مدل زلدوویچ توسعه یافته استفاده شده است. [۱۴] در مجموع این واکنش های شیمیایی شامل ۲۰ معادله و ۱۵ گونه شیمیایی بوده است. این مکانیزم در جدول ۱ نشان داده شده است.

جدول ۱- مکانیزم سوختن متان [۱۴]

1	$\text{CH}_4 + \text{M} \rightarrow \text{CH}_3 + \text{H} + \text{M}$	11	$\text{H} + \text{O}_2 \rightarrow \text{OH} + \text{O}$
2	$\text{O}_2 + \text{M} \rightarrow 2\text{O} + \text{M}$	12	$\text{O} + \text{H}_2 \rightarrow \text{OH} + \text{H}$
3	$\text{CH}_4 + \text{O} \rightarrow \text{CH}_3 + \text{OH}$	13	$\text{O} + \text{H}_2\text{O} \rightarrow 2\text{OH}$
4	$\text{CH}_4 + \text{H} \rightarrow \text{CH}_3 + \text{H}_2$	14	$\text{H} + \text{H}_2\text{O} \rightarrow \text{H}_2 + \text{OH}$
5	$\text{CH}_4 + \text{OH} \rightarrow \text{CH}_3 + \text{H}_2\text{O}$	15	$\text{H} + \text{OH} + \text{M} \rightarrow \text{H}_2\text{O} + \text{M}$
6	$\text{CH}_3 + \text{O} \rightarrow \text{H}_2\text{CO} + \text{H}$	16	$\text{CH}_3 + \text{O}_2 \rightarrow \text{HCO} + \text{H}_2\text{O}$
7	$\text{CH}_3 + \text{O}_2 \rightarrow \text{H}_2\text{CO} + \text{OH}$	17	$\text{HCO} + \text{M} \rightarrow \text{H} + \text{CO} + \text{M}$
8	$\text{H}_2\text{CO} + \text{OH} \rightarrow \text{HCO} + \text{H}_2\text{O}$	18	$\text{O} + \text{N}_2 \rightarrow \text{NO} + \text{N}$
9	$\text{HCO} + \text{OH} \rightarrow \text{CO} + \text{H}_2\text{O}$	19	$\text{N} + \text{O}_2 \rightarrow \text{NO} + \text{O}$
10	$\text{CO} + \text{OH} \rightarrow \text{CO}_2 + \text{H}$	20	$\text{N} + \text{OH} \rightarrow \text{NO} + \text{H}$

### ۴- مدل انتقال حرارت و شنی

یکی از مدل های انتقال حرارت پذیرفته شده در موتور رابطه و شنی است. در اکثر مدلسازیهای انجام شده از این شیوه استفاده می شود. [۲، ۱۰، ۱۱، ۱۲] در این رابطه، نرخ انتقال حرارت، به صورت زیر محاسبه می شود

$$\dot{Q}[\text{kW}] = h_c \left[ \frac{\text{kW}}{\text{m}^2 \text{K}} \right] A_{cw} [\text{m}^2] (T_{cw} - T_c) [\text{K}] \quad (5)$$

که در آن  $A_{c_w}$  سطح سیلندر لحظه ای در تماس با حجم کنترل،  $T_c$  دمای حجم کنترل،  $T_{c_w}$  دمای جداره سیلندر و  $h_c$  ضریب انتقال حرارت جابجایی است که از رابطه (۶) بدست می آید

$$h_c \left[ \frac{\text{kW}}{\text{m}^2 \text{K}} \right] = C B [\text{m}]^{m-1} P [\text{kPa}]^m W \left[ \frac{\text{m}}{\text{sec}} \right]^m T [\text{K}]^{0.75-1.62m} \quad (6)$$

در رابطه (۶)  $C$  یک ثابت تجربی و برابر با ۰.۰۰۳۲۶،  $B$  قطر سیلندر،  $P$  فشار داخل حجم کنترل،  $T$  دمای حجم کنترل،  $m$  ثابتی وابسته به هندسه موتور و  $W$  سرعت متوسط محلی گاز داخل سیلندر است. [۱]

## ۵- محاسبه زمان تأخیر در اشتعال

در این تحقیق مدت زمان لازم برای احتراق ۵٪ سوخت به عنوان معیار تأخیر در اشتعال در نظر گرفته شده است. برای محاسبه زاویه تأخیر در اشتعال از رابطه نیمه تجربی زیر استفاده می شود [۲]

$$\Delta \theta_{ig} = A_{ig} \exp \left( \frac{\phi_{\min} - \phi}{\sqrt{\phi - \phi_l}} \right) + B_{ig} \exp \left( \frac{\phi - \phi_{\min}}{\sqrt{\phi_r - \phi}} \right) \quad (7)$$

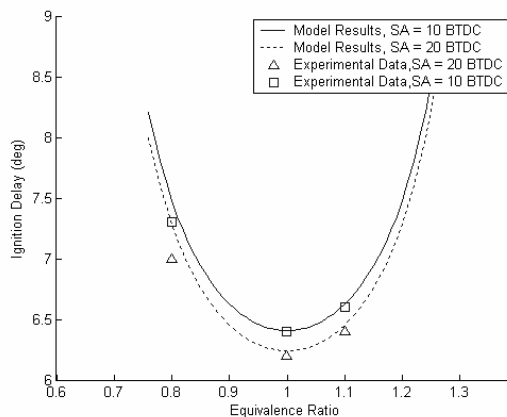
در این عبارت  $\Delta \theta_{ig}$  زاویه تأخیر در اشتعال به درجه،  $\phi$  نسبت هم ارزی،  $\phi_l$ ،  $\phi_r$  به ترتیب حد پایین و حد بالای نسبت هم ارزی برای بروز احتراق در شرایط کارکرد موتور می باشند.  $\phi_{\min}$  نسبت هم ارزی مربوط به کمترین تأخیر در اشتعال می باشد و معمولاً برابر با ۱ در نظر گرفته می شود. [۱۱ و ۱۲]  $A_{ig}$ ،  $B_{ig}$  نیز ضرایبی هستند که به این صورت محاسبه می شوند

$$A_{ig} = \Delta \theta_{ig, \min} \left[ \frac{\sqrt{(\phi_{\min} - \phi_l) / (\phi_r - \phi_{\min})}}{1 + \sqrt{(\phi_{\min} - \phi_l) / (\phi_r - \phi_{\min})}} \right] \quad B_{ig} = \frac{\Delta \theta_{ig, \min}}{1 + \sqrt{(\phi_{\min} - \phi_l) / (\phi_r - \phi_{\min})}} \quad (8)$$

مقدار کمینه تأخیر در اشتعال نیز از رابطه (۹) تعیین می شود

$$\Delta \theta_{ig, \min} = C' \frac{T_{st}^{1/2} S_p^{1/3}}{r_c^{1/2}} \quad (9)$$

در رابطه فوق  $C'$  یک ثابت تجربی وابسته به هندسه موتور،  $T_{st}$  دمای محفظه احتراق در لحظه زدن جرقه،  $S_p$  سرعت متوسط پیستون و  $r_c$  نسبت تراکم است. نتایج حاصل از این رابطه ها تطابق خوبی با واقعیت دارد. شکل ۱ نشان دهنده مقایسه نتایج حاصل از مدل با نتایج تجربی است.



شکل ۱- مقایسه زاویه تأخیر در اشتعال محاسبه شده در مدل با نتایج تجربی در دو زاویه جرقه متفاوت (نتایج تجربی از [۲] و [۱۲])

## ۶- محاسبه طول دوره احتراق

در این تحقیق برای محاسبه طول دوره احتراق نیز از یک رابطه نیمه تجربی استفاده شده است. [۲] در این رابطه، طول دوره احتراق ( $\Delta\theta_c$ ) به صورت زیر محاسبه می شود

$$\Delta\theta_c = Ae^x + Be^z \quad (10)$$

که:

$$z = -(\phi_{\min} - \phi) / \sqrt{(\phi_r - \phi)} \quad x = (\phi_{\min} - \phi) / \sqrt{(\phi - \phi_l)} \quad (11)$$

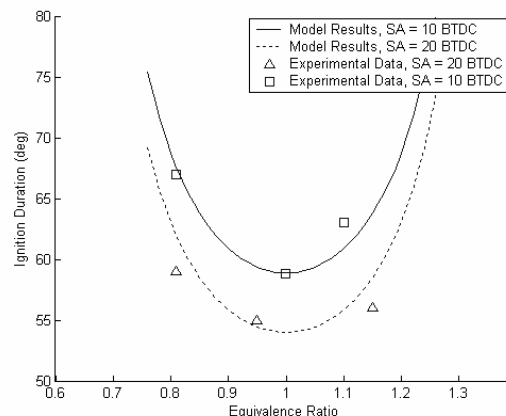
در این رابطه  $\phi$  نسبت هم ارزی است و  $\phi_l, \phi_r$  همانند رابطه (۸) تعریف می شوند.  $\phi_{\min}$  نیز معمولاً برابر با یک در نظر گرفته می شود. [۱۱و۱۲] ثابتهای  $A$  و  $B$  نیز به صورت زیر محاسبه می شوند

$$A = \Delta\theta_{c,\min} \left[ \frac{\sqrt{(\phi_{\min} - \phi_l) / (\phi_r - \phi_{\min})}}{1 + \sqrt{(\phi_{\min} - \phi_l) / (\phi_r - \phi_{\min})}} \right] \quad B = \frac{\Delta\theta_{c,\min}}{1 + \sqrt{(\phi_{\min} - \phi_l) / (\phi_r - \phi_{\min})}} \quad (12)$$

در ابده های قبل  $\Delta\theta_{c,\min}$  مقدار کمینه طول دوره احتراق است و طبق رابطه (۱۳) بدست می آید

$$\Delta\theta_{c,\min} = C'' \frac{V_{st}^{1/3}}{r_c^{1/2}} P^{0.457} S_p^{1/3} \exp(764.8/T) \quad (13)$$

در این رابطه،  $V_{st}$  حجم محفظه احتراق در لحظه زدن جرقه،  $r_c$  نسبت تراکم،  $P$  فشار درون سیلندر،  $S_p$  سرعت متوسط پیستون،  $T$  دمای محفظه احتراق و  $C''$  یک ثابت هندسی وابسته به هندسه موتور است. نتایج حاصل از این مدل نیز تطابق خوبی با نتایج آزمایشگاهی دارد. شکل ۲ بیانگر این موضوع می باشد.



شکل ۲- مقایسه طول دوره احتراق محاسبه شده در مدل با نتایج تجربی در دو زاویه جرقه متفاوت (نتایج تجربی از [۲] و [۱۲])

## ۷- محاسبه دمای آدیاباتیک شعله و غلظتهای تعادلی

اگر یک فرایند احتراق به صورت آدیاباتیک انجام شود و در آن کار یا تغییر انرژی جنبشی و پتانسیل صورت نگیرد، درجه حرارت محصولات را دمای آدیاباتیک شعله می نامند. [۱۵] واکنش شیمیایی سوختن به صورت زیر فرض می شود

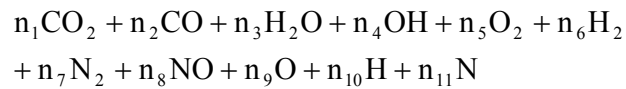


با توجه به اینکه هیچگونه انتقال کار و انرژی صورت نمی گیرد، آنتالپی محصولات با آنتالپی مواد اولیه برابر است

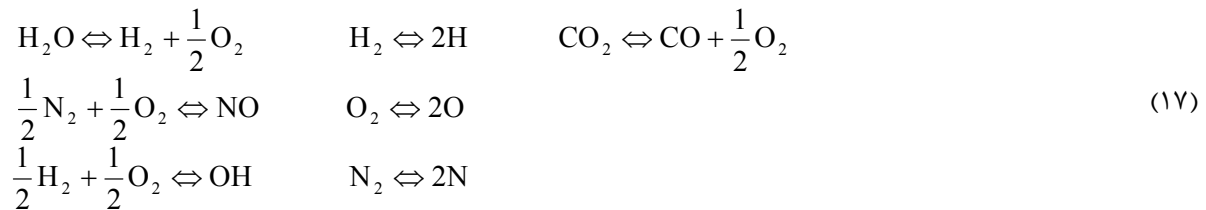
$$H_P = H_R \Rightarrow \sum_R n_i \bar{h}_i = \sum_P n_e \bar{h}_e \quad (15)$$

که  $\bar{h}_e, \bar{h}_i$  به ترتیب برابر است با آنتالپی مواد اولیه واکنش و آنتالپی محصولات واکنش (هر کدام در دمای خود) مقادیر آنتالپی گونه های مختلف شیمیایی در دماهای متفاوت از چند جمله ای های NASA [۱۶] قابل محاسبه است.

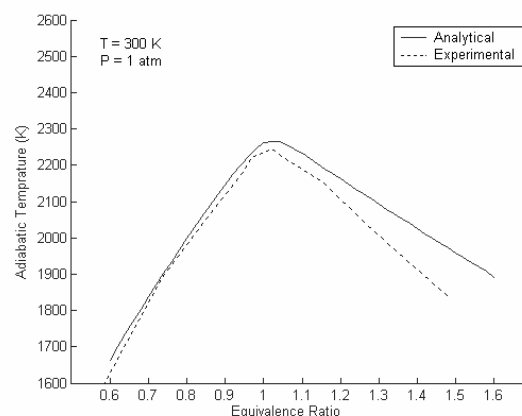
برای تعیین محصولات واکنش سوختن متان ترکیب تعادلی ۱۱ گونه شیمیایی به این صورت در نظر گرفته شد

$$\phi \text{CH}_4 + 2(\text{O}_2 + 3.76\text{N}_2) + x\text{H}_2\text{O} \longrightarrow \quad (16)$$


برای محاسبه مقادیر  $n_1, \dots, n_{11}$  نیاز به داشتن ۱۱ معادله است. ۴ معادله از قانون بقای جرم چهار اتم H, N, C, O بدست می آید. ۷ معادله دیگر (با توجه به تعادلی در نظر گرفتن محصولات واکنش) از روابط ثابت تعادل بدست می آید. این ۷ واکنش تعادلی به قرار زیر است



برای حل این دستگاه غیر خطی می توان از روش نیوتن-رافسون استفاده کرد. در شکل ۳ نمودار تغییرات دمای آدیباتیک شعله متان با نسبت هم ارزی مشاهده می شود. نتایج حاصل از کد با نتایج تجربی مقایسه شده است. همانگونه که در شکل نیز ملاحظه می شود، در محدوده  $\phi < 1$  نتایج حاصل از کد با داده های تجربی، تطابق قابل قبولی دارد اما در محدوده  $\phi > 1$  اختلاف بین نتایج زیاد می شود و خطا به حدود ۶/۲۵٪ می رسد. از آنجا که در موتورهای گاز طبیعی سوز، معمولاً مخلوط هوا و سوخت به صورت رقیق مصرف می شود، [۱، ۲...] استفاده از این شیوه مدلسازی برای محاسبه ترکیب تعادلی و دمای آدیباتیک شعله متان منطقی به نظر می رسد.



شکل ۳- مقایسه دمای آدیباتیک شعله محاسبه شده در مدل با نتایج تجربی (نتایج تجربی از [۱۷])

## ۸- معادله بقای انرژی

قانون اول ترمودینامیک برای حجم کنترل داخل سیلندر را می توان به صورت رابطه (۱۸) نوشت.

$$\dot{Q} = \dot{W} + \frac{dE_{cv}}{dt} + \frac{dE_{ch.}}{dt} + \frac{dE_R}{dt} \quad (18)$$

مفهوم هر یک از پارامترهای معادله فوق و نحوه محاسبه آنها در موتور، به صورت زیر است

### نرخ انتقال حرارت

$\dot{Q}$  از رابطه وشنی که در بخش های قبل توضیح داده شد، محاسبه می شود.

### نرخ انجام کار

تغییر حجم محفظه احتراق باعث بوجود آمدن این ترم می شود که بوسیله رابطه (۱۹) قابل محاسبه است:

$$\dot{W} = -P \frac{dV}{dt} \quad (19)$$

نرخ تغییرات انرژی داخلی

$$dE_{cv} = dU_{cv} = d(mu) = d[m(h - Pv)] = d(mh - PV) = mdh - PdV - VdP \quad (20)$$

در عبارت بالا،  $mdh$  نشان دهنده تغییرات آنتالپی مخلوط درون سیلندر است که به صورت  $mdh = m\overline{C_p}dT$  محاسبه می شود.  $\overline{C_p}$  ظرفیت گرمایی فشار ثابت متوسط مخلوط درون سیلندر می باشد.

نرخ تغییرات انرژی ناشی از انجام واکنش های شیمیایی

تغییر غلظت گونه های شیمیایی موجود در محفظه احتراق، باعث ایجاد تغییر انرژی در سیستم می شود. برای محاسبه این تغییرات به این صورت عمل می شود:

$$\frac{dE_{ch.}}{dt} = m \sum_{i=1}^{N_s} \left[ h_i \frac{M_i}{\rho} \sum_{j=1}^{N_r} (v_{i,j} \omega_k) \right] \quad (21)$$

در رابطه فوق  $E_{ch.}$  انرژی شیمیایی داخلی،  $m$  جرم داخل سیلندر،  $N_s$  تعداد گونه های شیمیایی،  $N_r$  تعداد واکنش های مکانیزم احتراق،  $h_i$  آنتالپی جزء  $i$ ام،  $M_i$  وزن مولی جزء  $i$ ام،  $\rho$  چگالی متوسط،  $v_{i,j}$  ضریب جزء  $i$ ام در واکنش  $j$ ام و  $\omega_k$  سرعت پیشرفت واکنش  $j$ ام می باشد.

نرخ تغییر انرژی ناشی از ورود محصولات احتراق به ناحیه سوخته

$$\frac{dE_R}{dt} = \dot{m}_b \sum_{i=1}^{N_s} [Y_{if} (h_{i,b} - h_{i,f})] \quad (22)$$

در این رابطه،  $\dot{m}_b$  نرخ سوختن،  $Y_{if}$  کسر جرمی جزء  $i$ ام در شعله،  $h_{i,b}$  آنتالپی مخصوص جزء  $i$ ام در دمای ناحیه سوخته و  $h_{i,f}$  آنتالپی مخصوص جزء  $i$ ام در دمای شعله می باشد. این پارامتر در مراحل تراکم و انبساط که محفظه داخل سیلندر شامل یک ناحیه است و شعله وجود ندارد، برابر صفر است.

## ۹- محاسبه پارامترهای ناحیه های سوخته و نسوخته

برای محاسبه فشار، حجم و دمای ناحیه های سوخته و نسوخته در ابتدای هر گام زمانی باید مجموعه معادلات زیر حل شوند. [۱۸]

$$m = m_u + m_b \Rightarrow \frac{dm}{dt} = \frac{dm_u}{dt} + \frac{dm_b}{dt} \quad (23)$$

$$(24)$$

$$V = V_u + V_b$$

$$PV_u = m_u R_u T_u \quad (25)$$

$$PV_b = m_b R_b T_b \quad (26)$$

$$m_u C_{vu} \frac{dT_u}{dt} = -P \frac{dV_u}{dt} - \frac{dQ_u}{dt} + (h_u - e_u) \frac{dm_u}{dt} \quad (27)$$

$$m_b C_{vb} \frac{dT_b}{dt} = -P \frac{dV_b}{dt} - \frac{dQ_b}{dt} + (h_b - e_b) \frac{dm_b}{dt} \quad (28)$$

در رابطه های بالا زیر نویسه های  $b, u$  به ترتیب مربوط به نواحی نسوخته و سوخته است و  $\frac{dQ}{dt}$  نرخ انتقال حرارت از هر ناحیه می باشد. نرخ سوختن نیز از تابع وابسته بدست می آید:

$$\frac{dm_u}{dt} = -\frac{dm_b}{dt} = m \frac{dX_b}{dt} \quad X_b = \frac{m_b}{m} = 1 - \exp\left[-a\left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta_b}\right)^{m+1}\right] \quad (29)$$

در این رابطه،  $\Delta\theta_b$  طول دوره احتراق،  $\theta_0$  زاویه شروع احتراق و  $X_b$  کسر جرمی سوخته در زاویه  $\theta$  می باشد.  $a$  و  $m$  ثوابت تجربی هستند که معمولاً برای موتورهای اشتعال جرقه ای به ترتیب برابر با ۵ و ۳ در نظر گرفته می شوند. [۴] معادلات دیفرانسیل بدست آمده بسیار بد وضعیت هستند و تا حد بسیار زیادی به حدس اولیه حساس می باشند.

### ۱۰- مدلسازی ضربه

برای پیش بینی وقوع ضربه در یک موتور احتراق داخلی اشتعال جرقه ای، اولین قدم مدلسازی ترمودینامیکی موتور است. با توجه به اینکه ضربه در واقع شروع یک سلسله از واکنش های شیمیایی و افزایش ناگهانی دما و فشار در ناحیه نسوخته است، باید سینتیک شیمیایی نیز در مدل ترمودینامیکی لحاظ شده باشد. برای تعیین لحظه شروع ضربه، مدل های ریاضی فراوانی ارائه شده است که در این تحقیق از معیار پارامتر مشخصه ضربه استفاده شده است.

Karim, et al نشان دادند که وقوع هر خوداشتعالی در ناحیه نسوخته باعث بروز پدیده ضربه نمی شود و باید نرخ انجام واکنش ها از حد خاصی بیشتر باشد. [۱۱ و ۱۲] به همین منظور عددی را به عنوان پارامتر مشخصه ضربه تعریف کردند که هرگاه این عدد به یک حد بحرانی رسید، ضربه اتفاق افتاده است. آنها با این روش علاوه بر زمان وقوع ضربه، شدت ضربه را نیز پیش بینی کردند. پارامتر مشخصه ضربه به صورت زیر تعریف می شود:

$$K_c = \frac{\text{Energy of End Gas Reactions} / V_t}{\text{Energy of Combustion} / V_{t0}} \quad (30)$$

$V_t$  حجم لحظه ای سیلندر و  $V_{t0}$  حجم اولیه سیلندر می باشد. با توجه به اینکه احتراق معمولاً در نزدیکی نقطه مرگ بالا اتفاق می افتد، می توان نتیجه گیری کرد:

$$\frac{V_{t0}}{V_t} = r_c - 1 \quad (31)$$

با در نظر گرفتن رابطه (۳۱) می توان معادله (۳۰) را به این صورت ساده سازی کرد:

$$K_c = \left(\frac{m_{ut}}{m_{u0}}\right) \frac{C_0 - C_t}{C_0} (r_c - 1) \quad (32)$$

در رابطه فوق،  $r_c$  نسبت تراکم،  $m_{ut}$  جرم ناحیه نسوخته در زمان  $t$ ،  $m_{u0}$  جرم ناحیه نسوخته در لحظه اولیه،  $C_t$  درصد غلظت مولی سوخت در لحظه  $t$  و  $C_0$  درصد غلظت مولی سوخت در لحظه اولیه است. در شرایط دور از حدود ضربه،  $C_t \cong C_0$  می باشد و به تبع آن مقدار  $K_c$  کوچک خواهد بود. اما در شرایط ایجاد ضربه، مقدار  $C_t$  کوچک خواهد بود و در نتیجه  $K_c$  را بسیار بزرگ خواهد کرد. با استفاده از رابطه های بالا می توان در هر لحظه پارامتر مشخصه ضربه را تعیین نمود. در لحظه ای که اندازه این پارامتر از یک حد بحرانی (که در حدود ۱/۵ می باشد) فراتر رود، ضربه اتفاق افتاده است. این مقدار بیشینه پارامتر مشخصه ضربه، بیانگر شدت ضربه نیز می باشد یعنی هرچه این مقدار بیشتر باشد، ضربه شدیدتری اتفاق خواهد افتاد.

در تحقیق حاضر از زبان برنامه نویسی MATLAB® برای کد استفاده شده است. مشخصات موتور مورد تحقیق در جدول ۲ آمده است.

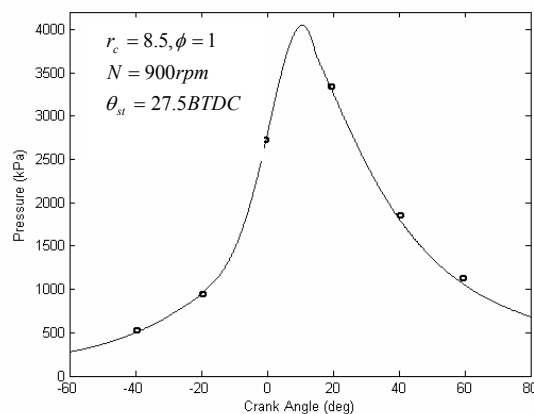


جدول ۲ - مشخصات موتور [۱۲]

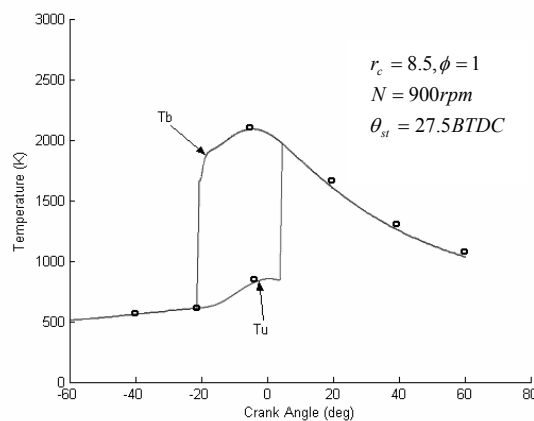
مقدار	علامت اختصاری	مشخصه
82.6 mm	D	قطر سیلندر
114.3 mm	S	کورس پیستون
254 mm	L	طول شاتون
611.7 cc	$V_d$	حجم کل جابجایی
34 ABDC	IVC	زمان بسته شدن سوپاپ هوا
40 BBDC	EVO	زمان باز شدن سوپاپ دود
متغیر	$r_c$	نسبت تراکم
متغیر	$\theta_{st}$	زمان جرقه زنی
شرایط مخلوط هوا و سوخت ورودی $T = 300K$ و $P = 0.87atm$ در نظر گرفته شده است		

## ۱۱- بررسی نتایج

این مدل به دفعات مورد آزمایش قرار گرفته و توانایی خود در پیش بینی پارامترهای عملکردی موتور مانند تغییرات دما و فشار و ... به اثبات رسانده است. شکل‌های ۴ و ۵ بیانگر نمونه‌هایی از مقایسه نتایج بدست آمده از مدل با اطلاعات تجربی موجود می‌باشد.

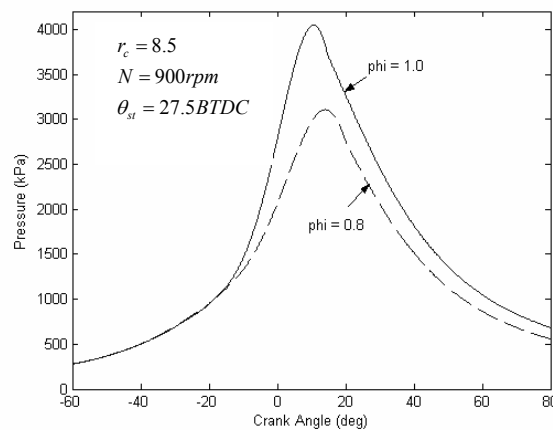


شکل ۴- نمودار تغییرات فشار در طی سیکل (-) نتایج مدل (o) نتایج تجربی [۱۲]



شکل ۵- نمودار تغییرات دمای ناحیه‌های سوخته و نسوخته در طی سیکل (-) نتایج مدل (o) نتایج تجربی [۱۲]

در شکل ۴ نمودار تغییرات فشار داخل سیلندر بر حسب زاویه لنگ رسم و با نتایج تجربی مقایسه شده است. فشار داخل سیلندر قبل از زدن جرقه به علت تراکم محفظه احتراق به صورت تقریباً آیزنتروپیک افزایش می یابد. [۱۵] این روند پس از زدن جرقه، تا انتهای زمان تأخیر در اشتعال ادامه پیدا می کند و بعد از آن به علت آزاد شدن انرژی ناشی از احتراق، افزایش فشار چشمگیرتر می شود. بعد از نقطه مرگ بالا، آزاد شدن انرژی عاملی برای افزایش فشار و افزایش حجم محفظه احتراق، عاملی برای کاهش فشار به شمار می رود. تا مدت زمانی بعد از نقطه مرگ بالا، تأثیر آزاد شدن انرژی بیشتر است و فشار افزایش می یابد، بعد از آن تأثیر افزایش حجم محفظه احتراق غالب می شود و فشار شروع به کاهش می کند. به همین دلیل محل وقوع بیشینه فشار کمی بعد از نقطه مرگ بالا می باشد. روند تغییرات ذکر شده در شکل به خوبی مشخص است. علاوه بر آن همانگونه که در شکل ملاحظه می شود، نتایج حاصل از مدل و نتایج تجربی تطابق خوبی با یکدیگر دارند که نشان دهنده توانایی مدل برای پیش بینی فشار محفظه احتراق است. در شکل ۵ نیز دمای ناحیه های سوخته و نسوخته بر حسب زاویه لنگ رسم شده است. در این نمودار نیز همانند نمودار تغییرات فشار قبل از زدن جرقه، افزایش دما به علت کاهش حجم محفظه احتراق می باشد و بعد از شروع احتراق به دلیل آزاد شدن انرژی سوخت، دما نیز افزایش می یابد. افزایش دما، اصولاً در ناحیه سوخته می باشد و به واسطه آن دمای ناحیه نسوخته نیز تا حدی افزایش می یابد. این بار نیز دقت نتایج مدل در حد قابل قبولی است و با نتایج تجربی همخوانی دارد.

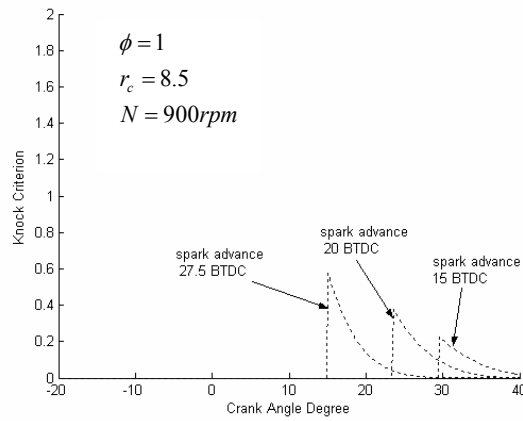


شکل ۶- نمودار تغییرات فشار در طی سیکل برای دو نسبت هم ارزی مختلف

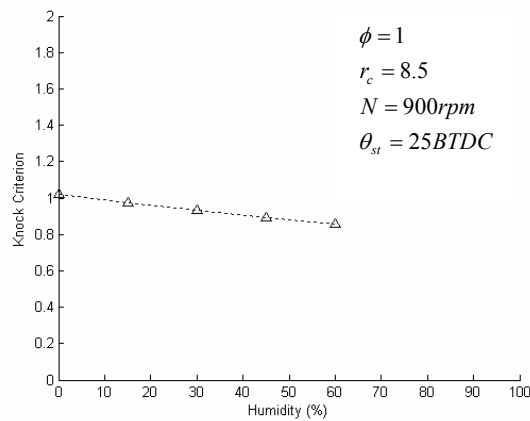
در شکل ۶ نمودار تغییرات فشار داخل سیلندر برای دو نسبت هم ارزی مختلف رسم شده است. همانگونه که پیش بینی می شد، با کاهش نسبت هم ارزی، فشار سیلندر تا حدی افت کرده است و زمان وقوع فشار بیشینه کمی دیرتر اتفاق می افتد. علت عمده این امر کاهش مقدار سوخت ورودی و در نتیجه کاهش مقدار انرژی آزاد شده می باشد که فشار را تا حد کمتری افزایش می دهد. همچنین کاهش نسبت هم ارزی (همانگونه که در شکل ۲ نشان داده شده است) طول دوره احتراق را افزایش می دهد و نرخ سوختن کمتر می شود؛ به همین دلیل محل وقوع بیشینه فشار (با توجه به توضیحاتی که در مورد شکل ۴ داده شد) کمی دیرتر اتفاق می افتد.

در شکل ۷ تغییرات پارامتر شدت ضربه در سه آوانس جرقه مختلف رسم شده است. همانگونه که ملاحظه می شود با بیشتر شدن آوانس جرقه، مقدار بیشینه این پارامتر افزایش یافته و به حد ضربه (در حدود ۱/۵) نزدیکتر می شود. این پدیده مهمترین عامل محدود کننده افزایش آوانس جرقه می باشد.

شکل ۸ تغییرات پارامتر شدت ضربه را بر حسب درصد رطوبت هوا نشان می دهد. نمودار با افزایش درصد رطوبت روند کاهشی دارد که نشان دهنده دور شدن از شرایط ایجاد ضربه است.

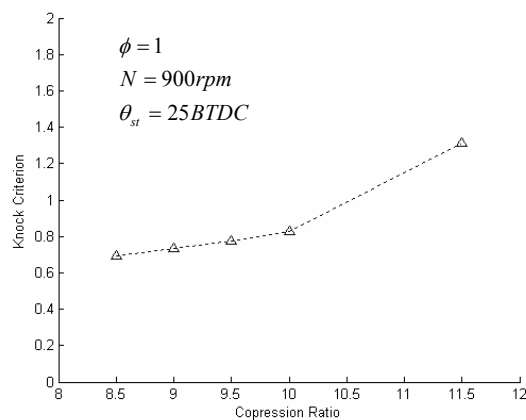


شکل ۷- نمودار تغییرات پارامتر مشخصه ضربه در طی سیکل برای سه آوانس جرقه مختلف



شکل ۸- نمودار تغییرات پارامتر مشخصه ضربه بر حسب درصد رطوبت هوا

شکل ۹ بیانگر این موضوع است که هرچه نسبت تراکم افزایش یابد، موتور به شرایط بروز ضربه نزدیکتر می شود. افزایش نسبت تراکم (به علت بالا بردن بازده حرارتی موتور) همواره مطلوب طراحان موتور است اما بروز پدیده ضربه مقدار این افزایش را محدود می کند.



شکل ۹- نمودار تغییرات پارامتر مشخصه ضربه بر حسب نسبت تراکم

## ۱۲- نتیجه گیری

- با توجه به توضیحات بخش قبل، می توان نتایج جدید حاصل از این تحقیق را به صورت زیر بیان کرد:
- با توجه به این که با کاهش آوانس جرقه، احتمال بروز ضربه نیز کاهش می یابد می توان از آن به عنوان یک پارامتر کنترلی برای جلوگیری از بروز ضربه استفاده نمود.
  - نسبت تراکم موتور، مهمترین پارامتر تأثیر گذار در بازده حرارتی آن است. همواره در طراحی موتور سعی بر این است تا حد امکان نسبت تراکم افزایش یابد اما همانطور که در نتایج این تحقیق مشخص شد، با افزایش نسبت تراکم، احتمال بروز ضربه نیز بیشتر می شود.
  - هرچند با افزایش رطوبت هوا قدرت موتور کاهش می یابد [۱] اما احتمال بروز ضربه نیز کاهش می یابد. بنابر این می توان برای خودروهایی که صرفاً در مناطق مرطوب کار می کنند حد بالاتری از نسبت تراکم را در نظر گرفت تا بدون بروز ضربه، افت قدرت آنها تا حدی جبران شود
  - امکان وقوع ضربه در مرحله تراکم وجود ندارد زیرا برای بروز آن باید نسبت تراکم تا حد غیر قابل قبولی بالا رود
  - به طور کلی هر عاملی که باعث افزایش دوره احتراق شود، احتمال بروز ضربه را کمتر می کند

## مراجع

- ۱- الف، جهانیان، "بررسی پدیده ضربه و شرایط ایجاد آن در یک موتور اشتعال جرقه ای گاز طبیعی سوز"، پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشکده مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، ۱۳۸۴
- 2- A, Alizadeh Attar, "Optimization and Knock Modeling of a Gas Fueled Spark Ignition Engine", PhD Thesis, Department of Mechanical Engineering Calgary, Alberta, 1997
- ۳- م. پورمحسن یکتا اباتری، ع. الف، مظفری، "پیش بینی زمان وقوع خوداشتعالی در موتورهای بنزینی به روش سینتیک شیمیایی سوخت"، مجموعه مقالات سومین همایش بین المللی موتورهای درونسوز، IPCO، ۱۳۸۲
- 4- Caton, A. , "A Cycle Simulation Including the Second Law of Thermodynamics for a Spark-Ignition Engine: Implications of the Use of Multiple-Zone for Combustion", SAE TECHNICAL PAPER SERIES 200204 0007, 2002
- 5- Benson, R.S. , Annand, W.J.D. , Baruah, P.O. , "A Simulation Model Including Intake and Exhaust Systems for a Single Cylinder Four Stroke Cycle Spark Ignition Engine", Int. mech. Sci. , 1975 Vol. 17 pp 97-124
- 6- Al Baghdadi, Maher Abdul-Resul, "Computer Simulation for Combustion and Exhaust Emissions in Spark Ignition Engine Fueled with Ethanol", Department of Mechanical Engineering, Yefren, Libya, 2002
- 7- HajiReza, Shahrokh, Sunden, Bengt, Mauss, Fabian, "A Three-Zone Model for Investigation of Gas Behavior in the Combustion Chamber of SI Engines in Relation to Knock", SAE TECHNICAL PAPER SERIES 1999-01-0219, 1999
- 8- Caillol, Christian, Delorme, Thierry, et all, "A Combustion Model for Analyzing the Effect of Natural Gas Composition on the Operation of a Spark Ignition Engine", SAE TECHNICAL PAPER SERIES 2002-01-2236, 2002
- 9- Ho, Simon, Amlee, Duane, Johns, Richard, "A Comprehensive Knock Model for Application in Gas Engines", SAE TECHNICAL PAPER SERIES 961938, 1996
- 10- J.B. Heywood, "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGraw-Hill Book Company, 1<sup>st</sup> Edition, 1988
- 11- G.A. Karim, J. Gao, "Prediction of the Performance of Spark Ignition Gas Engines Including Knock", SAE TECHNICAL PAPER SERIES 932823 1993
- 12- S.O. Bade Shrestha, G.A Karim, "A Predictive Model for Gas Fueled Spark Ignition Engine Applications", SAE Paper 1999-01-3482, 1999
- 13- K.K.Kuo, "Principles of Combustion", John Wiley & Sons, Inc. , 1<sup>st</sup> Edition, 1986
- ۱۴- الف، گلاسمن، ترجمه و. پیروزپناه، «احتراق»، انتشارات دانشگاه تبریز، ۱۳۷۲
- ۱۵- جی. ون وایلن، ر. سونتاز، ترجمه کاشانی حصار، معتمدی، ملک زاده، «مبانی ترمودینامیک کلاسیک» نشر نیما، چاپ دوم، ۱۳۶۹
- 16- [http://diesel.me.berkeley.edu/~gri\\_mech/new21/version21/files21/thermo211.dat](http://diesel.me.berkeley.edu/~gri_mech/new21/version21/files21/thermo211.dat)
- 17- [http://www.gexcon.com/index.php?src=handbook/GEXHBchap4.htm#sect4\\_8](http://www.gexcon.com/index.php?src=handbook/GEXHBchap4.htm#sect4_8)
- 18- J.I., Ramos, "Internal Combustion Engine Modeling", HEMISPHERE PUBLISHING CORPORATION, 1<sup>ST</sup> Edition, 1989