

توسعه یک زیر مدل خود اشتعالی برای پیش‌بینی کوبش در موتور اشتعال جرقه‌ای

امیرحسین کاکائی* و مسعود نصرآبادی**

دانشگاه علم و صنعت ایران، دانشکده مهندسی خودرو

(دریافت: ۱۳۸۸/۹/۱۰، پذیرش: ۱۳۸۹/۹/۳)

در مقاله حاضر یک مدل نیمه تجربی به منظور کنترل فاز احتراق برای جلوگیری از وقوع کوبش در موتور پرخوران اشتعال جرقه‌ای با سوخت ایزواکتان بهینه شده و ارائه شده است. مدل کوبش ارائه شده بر مبنای مدل انتگرالی کوبش بوده و با یک مدل شبه ابعادی برای شبیه‌سازی و پیش‌بینی چرخه قدرت در موتور اشتعال جرقه‌ای ترکیب شده است. مدل نیمه تجربی کوبش با استفاده از نتایج آزمایشگاهی بهینه و صحت‌گذاری شده است. با استفاده از این مدل می‌توان راهبرد کنترل زمان شروع احتراق در موتور اشتعال جرقه‌ای را برای دستیابی به بیشینه گشتاور خروجی بهبود بخشید. نتایج نشان می‌دهند که مدل کوبش مذکور قادر است زاویه لنگ وقوع کوبش (خود اشتعالی) را با اختلاف حداکثر $2^{\circ}CA$ پیش‌بینی کند. با استفاده از این مدل نه تنها با تغییر متغیرهای عملکردی و طراحی امکان پیش‌بینی زاویه وقوع کوبش و شرایط مرزی آن میسر است بلکه میزان تأثیر هر متغیر بر شدت کوبش نیز قابل مشاهده است.

کلید واژه: خوداشتعالی، مدل انتگرالی کوبش، مدل شبه‌ابعادی، بهینه‌سازی، گاز انتهایی

مقدمه

یکی از راه‌های کاهش مصرف سوخت و آلاینده‌های موتور (CO_2 , NO_x , ...) افزایش بازده سوخت است. برای این منظور امروزه کاهش ظرفیت و گنجایش موتور مورد توجه محققان قرار گرفته است، بدین ترتیب که موتور با کاهش اندازه، بتواند همان توان قبلی را تولید کند. در این صورت گشتاور و توان وزنی موتور افزایش یافته و در نتیجه مصرف سوخت و آلاینده‌گی کاهش خواهد یافت. کاهش اندازه هنگامی مؤثرتر و کارآمدتر است که فشار مؤثر متوسط ترمزی (BMEP) افزایش یابد. یکی از راه‌های افزایش BMEP استفاده از پرخوران (Supercharging) است. متأسفانه عملکرد موتورهایی که به سامانه پرخوران مجهز هستند به شدت توسط پدیده کوبش (Knock) محدود می‌شود.

این مسئله کاملاً پذیرفته شده است که کوبش، پدیده‌ای آکوستیک است که توسط خوداشتعالی گاز نسوخته جلوی جبهه شعله (گاز انتهایی) ایجاد می‌شود [۱]. کدهای پیش‌بینی کننده کوبش که مشتمل بر سینتیک شیمیایی تفصیلی هستند دارای بالاترین درجه صحت و درستی‌اند. این کدها بر پایه واکنش‌های شیمیایی و ضرایب نرخ واکنش‌های احتراقی بوده و بسیار پیچیده هستند. یک روش دیگر برای پیش‌بینی کوبش، استفاده از روابط تجربی زمان خوداشتعالی است که بر پایه مدل آرنیوس بیان می‌شوند. این روش از نظر ماهیتی در درجه پایین‌تری قرار دارد اما با استفاده از آن پتانسیل مطالعه مسائل واقعی افزایش و زمان محاسبات شدیداً کاهش می‌یابد.

در این زمینه تا کنون روابط زیادی جهت بیان زمان خوداشتعالی پیشنهاد شده‌اند [۲-۴]. در پژوهش حاضر با بهینه‌سازی مدل انتگرالی کوبش خطای پیش‌بینی کوبش نسبت به مدل‌های پیشنهادی قبل کاهش داده شده است.

پیش‌انداختگی جرقه یکی از متغیرهای بسیار مؤثر در گشتاور خروجی موتور است. از آنجایی که به خاطر وقوع کوبش زمان جرقه را تا میزان به خصوصی می‌توان پیش‌انداخت، مقدار پیش‌انداختگی (Advance) جرقه آستانه کوبش برای طراحی

* استادیار (ایمیل: Kakaee_ah@iust.ac.ir)

** دانشجوی کارشناسی ارشد - نویسنده مخاطب (ایمیل: masoodnasrabadi@gmail.com)

اولیه و مفهومی موتورهای اشتعال جرقه‌ای مورد توجه محققان است. از جمله می‌توان به راس [۵]، هی‌وود [۶] و مؤمنی [۷] اشاره کرد که در پژوهش‌های خود با انجام کار آزمایشگاهی، این متغیر و نیاز اکتان سوخت را در شرایط ورودی متفاوت بررسی کرده‌اند. در این مقاله با استفاده از مدل معرفی شده نحوه اثر متغیرهای عملکردی مهم بر پیش انداختگی جرقه آستانه کوبش (KLSA- Knock Limited Spark Advance) بررسی شده و تعدادی از آن‌ها با نتایج آزمایشگاهی گذشته نیز مقایسه شده‌اند. لذا با استفاده از مدل مذکور و بدون نیاز به کار آزمایشگاهی، KLSA قابل بررسی و تحلیل است. کوبش به شدت وابسته به کیفیت خود اشتعالی سوخت است که معمولاً توسط عدد اکتان مشخص می‌شود. در هر حال در این مقاله از سوخت ایزواکتان برای گرفتن نتایج آزمایشگاهی و شبیه‌سازی استفاده شده و اثر تغییر شرایط عملکردی روی کوبش نیز مطالعه شده است. همان‌طور که اشاره شد روش معمول برای مدلسازی کوبش توجه به دمای گاز انتهای است. اما کاربرد این روش به تنهایی برای موتورهای پرخوران (Turbo charger) روش مناسبی نیست زیرا کوبش به عوامل طراحی و عملکردی متفاوتی وابسته است. برای مثال در موتورهای پرخوران می‌توان به فشار ورودی به عنوان یکی از این عوامل اشاره کرد. مدل کوبش توسعه داده شده با یک مدل شبه ابعادی ترکیب شده و قادر است زاویه لنگ وقوع کوبش (KOCA- Knock Occurance Crank Angle) را برای احتراقی با شرایط اولیه مشخص با دقتی منطقی پیش‌بینی کند. از این ابزار به خوبی می‌توان برای بهینه کردن مفاهیم مربوط به موتور اشتعال جرقه‌ای و کالیبره کردن اولیه استفاده کرد.

تنظیمات آزمایشگاهی

آزمایش‌های لازم بر روی یک موتور ۱/۶ لیتری چهار سیلندر پرخوران SI که مشخصات آن در جدول زیر آمده انجام شده است.

جدول ۱- مشخصات هندسی موتور EF7.TC

مدل و نوع موتور	EF7 ، دوگانه‌سوز (بنزین و گاز طبیعی)، پرخوران
تعداد سیلندر	۴ سیلندر خطی
سیستم احتراق	اشتعال جرقه‌ای
نسبت تراکم	۹/۹
حجم جابه‌جایی کل	۱/۶۴۶ لیتر
قطر سیلندر	۷۸/۶ میلی‌متر
کورس پیستون	۸۵ میلی‌متر
طول شاتون	۱۳۴/۵ میلی‌متر
زاویه بسته شدن سوپاپ هوا	۲۶ درجه بعد از نقطه مرگ پایین
زاویه باز شدن سوپاپ دود	۲۵ درجه قبل از نقطه مرگ پایین

محدوده تغییر شرایط عملکرد موتور برای انجام آزمون‌ها در جدول (۲) آورده شده است. در طول هر آزمایش برای ایجاد احتراق همراه با کوبش، زمان جرقه شمع نسبت به مقدار استاندارد آن پیش انداخته شده است. توجه شود که در این مقاله تنها از ۲۱ چرخه همراه با کوبش استفاده شده است که از این تعداد، ۸ چرخه برای بهینه‌سازی مدل کوبش، ۱۱ چرخه برای بررسی خطای مدل بهینه شده و ۲ چرخه برای صحت‌گذاری مدل کوبش و نمودار فشار به دست آمده استفاده شده است.

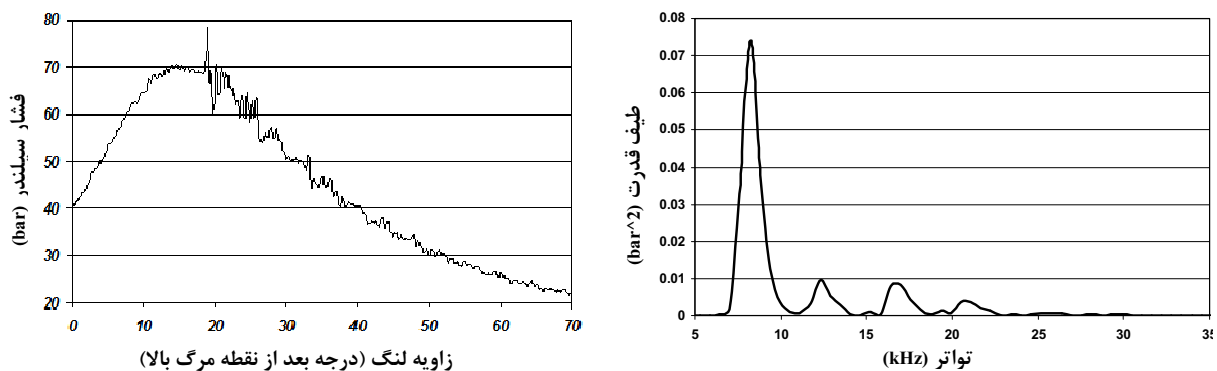
جدول ۲- شرایط عملکردی موتور برای انجام آزمایش‌ها

دور موتور	۶۰۰۰ - ۱۰۰۰ rpm (با افزایش ۵۰۰rpm در هر مرحله)
λ (عکس نسبت هم‌ارزی سوخت و هوا: $\lambda=1/\Phi$)	۰/۷ - ۱/۲
عدد اکتان بنزین	۹۵
دمای آب خنک‌کاری	۹۰ °C
زمان جرقه‌زنی	از حالت بدون وقوع کوبش تا کوبش سنگین

اندازه‌گیری فشار سیلندر به کمک یک حسگر فشار از نوع AVL-GH12D انجام شده است. فرکانس طبیعی این حسگرها ۱۱۵ کیلوهرتز است. این حسگر به صورت هم‌تراز با محفظه احتراق روی سرسیلندر نصب شده که با کمترین پارازیت و اجتناب از مودهای نوسانات فشاری جنبی، قادر به تعیین کوبش است. با استفاده از نرم‌افزار AVL670 Indimaster داده‌های فشار سیلندر ذخیره شده و می‌توان تحلیل‌های دلخواه را روی آن‌ها انجام داد و شدت کوبش (KI- Knock Intensity) را از روش‌های متفاوت محاسبه کرد. وضوح زاویه داده‌برداری (Crank Angle) $1^\circ/0$ و بین فاصله ۳۰- تا ۶۰ درجه حول نقطه مرگ بالا است. برای هر شرایط عملکردی داده‌های ۳۰۰ چرخه ثبت و مورد استفاده قرار می‌گیرد.

تعیین زاویه لنگ وقوع کوبش

جهت به دست آوردن زاویه لنگ وقوع اولین کوبش از اطلاعات آزمایشگاهی، فشار سیلندر به صورت دیجیتال فیلتر میان‌گذر می‌شود. برای تعیین فرکانس فیلتراسیون در شرایط وقوع کوبش و با استفاده از تبدیل فوریه سریع، نمودار طیف قدرت را از منحنی فشار به دست آورده و تواترهایی که دامنه قابل توجهی ندارند را حذف می‌کنیم. به طور نمونه شکل (۱) چنین نموداری را در شرایط وقوع کوبش سنگین، نشان می‌دهد. با توجه به منحنی طیف قدرت دیده می‌شود که همواره دامنه‌های بیشتر در تواترهایی خاص رخ می‌دهند. اهمیت این گونه نمودارها در تعیین تواتر مودهای ارتعاشاتی و دامنه نسبی آن‌هاست. شکل (۱) نشان می‌دهد که تواتر اصلی کوبش که مطابق با مود ارتعاشاتی محیطی اول است در حدود ۸ kHz است.



شکل ۱- منحنی فشار سیلندر و نمودار طیف قدرت از آن در چرخه همراه با کوبش (موتور EF7.TC)

دور موتور: ۵۰۰۰ دور بر دقیقه (rpm)، نسبت هم‌ارزی (Φ): ۱/۱۵، دمای هوا هنگام بسته شدن سوپاپ ورودی (T_{ive}): ۳۶۰K، فشار هوا هنگام بسته شدن سوپاپ ورودی (P_{ive}): ۱/۴ bar، زمان جرقه شمع (ST): ۲۱ درجه قبل از نقطه مرگ بالا (BTDC)

به خوبی می‌دانیم که کوبش در تواترهایی خاص به دلیل مودهای ارتعاشاتی آکوستیک در محفظه احتراق رخ می‌دهد. درکی مناسب از مودهای ارتعاشاتی آکوستیک هنگام اندازه‌گیری و تحلیل اطلاعات فشار سیلندر برای تشخیص کوبش بسیار مفید است. مودهای ارتعاشاتی برای محفظه احتراق استوانه‌ای شکل می‌توانند به طور تحلیلی با استفاده از فرمول زیر پیش‌بینی شوند، در حالی که برای شکل‌های پیچیده‌تر می‌بایست از روش‌های عددی استفاده کرد. این فرمول اولین بار توسط دراپر [۸] در سال ۱۹۳۸ ارائه شد:

$$f_{m,n} = \frac{C \cdot \rho_{m,n}}{\pi B} \quad (1)$$

که در آن m شماره مود نوسانی محیطی، n شماره مود نوسانی شعاعی، $\rho_{m,n}$ شاخص مود ارتعاشاتی، B قطر سیلندر بر حسب متر، C سرعت صوت که در شرایط وقوع کوبش ۱۰۰۰ m/s برآورد شده است [۹] و $f_{m,n}$ تواتر ارتعاشاتی برای مود m,n بر حسب هرتز است. در این فرمول از ارتعاشات محوری صرف‌نظر شده است زیرا ارتفاع محفظه احتراق در نقطه مرگ بالا نسبت به قطر خیلی کوچک است. در جدول (۳) پنج مود ارتعاشاتی آکوستیک اول، تواتر و شاخص آن‌ها آورده شده است. شاخص مود ارتعاشاتی توسط نویسندگان زیادی برآورد شده است [۱۰].

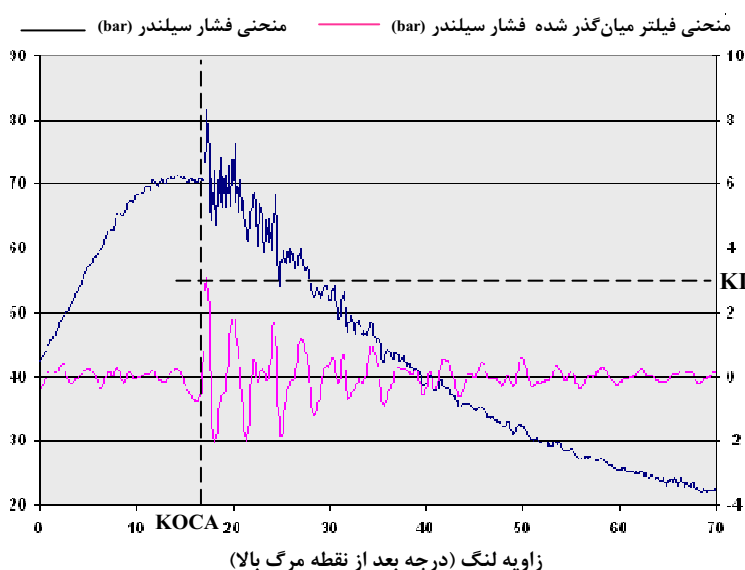
جدول ۳- مدهای ارتعاشاتی آکوستیک و تواتر آنها

m, n	۱, ۰	۲, ۰	۳, ۰	۰, ۱	۱, ۱
شکل نمود نوسانی					
$\rho_{m,n}$	۱/۸۴۱	۳/۰۵۴	۴/۲۰۱	۳/۸۳۲	۵/۳۳۲
$f_{m,n}$	۷/۵	۱۲/۳	۱۷/۱	۱۵/۴	۲۱/۶

مقایسه این تواترها با شکل (۱) تقریب خوب این فرمول را نشان می‌دهد. بنابراین با توجه به تواتر مدهای اصلی ارتعاشاتی محیطی و شعاعی و با توجه به تغییرات اندک آنها در شرایط کاری مختلف، می‌توان در تمامی شرایط از یک فیلتر میان‌گذر با تواتر ۴ تا ۲۵ کیلو هرتز استفاده کرد [۷].

اولین قدم برای تشخیص کوبش محاسبه شدت آن است. مومنی [۷] با انجام آزمایش‌های متعدد بر روی موتور EF7.TC و ارزیابی روش‌های مختلف در تعیین شدت کوبش، روش MAPO (Maximum Amplitude of Pressure Oscillation) را به عنوان یکی از سه روش بهینه برای تعیین شدت کوبش معرفی کرده که در این مقاله استفاده شده است. در این روش با به دست آوردن بیشترین مقدار منحنی فیلتر میان‌گذر شده فشار سیلندر، چرخه‌های همراه با کوبش مشخص شده و دامنه پیک این منحنی، شدت کوبش برای چرخه منفرد خواهد بود. پس از محاسبه شدت کوبش می‌بایست حد مجازی برای آن تعریف کنیم. حد مجاز برای تعیین چرخه همراه با کوبش، ۱ bar در نظر گرفته می‌شود [۷]. بنابراین چرخه‌هایی که شدت کوبش در آنها بیش از حد مجاز تعیین شده باشد به عنوان چرخه همراه با کوبش شناخته می‌شوند.

یکی از عوامل بسیار تأثیرگذار در تعیین مقدار دقیق شدت کوبش، اغتشاش‌های (Noises) پس‌زمینه است. شدت اغتشاش‌های پس‌زمینه برابر با شدت کوبش به دست آمده در شرایط کاری کاملاً ایمن و به دور از کوبش است. با آزمایش موتور EF7.TC در شرایط کاری مختلف، مقدار تقریبی برای اغتشاش‌های پس‌زمینه برابر با ۰/۲ bar است [۷]. بنابراین برای به دست آوردن مقدار دقیق شدت کوبش می‌بایست معادل اغتشاش‌های پس‌زمینه را از تمامی چرخه‌ها کم کنیم. زاویه لنگ مربوط به شدت کوبش حاصل، بر روی منحنی فیلتر میان‌گذر شده فشار سیلندر، زاویه لنگ وقوع کوبش خواهد بود. به طور نمونه شکل (۲) منحنی فشار سیلندر و منحنی فیلتر میان‌گذر شده آن را برای یک چرخه همراه با کوبش و همچنین مقدار شدت کوبش و زاویه لنگ وقوع اولین کوبش را نشان می‌دهد.

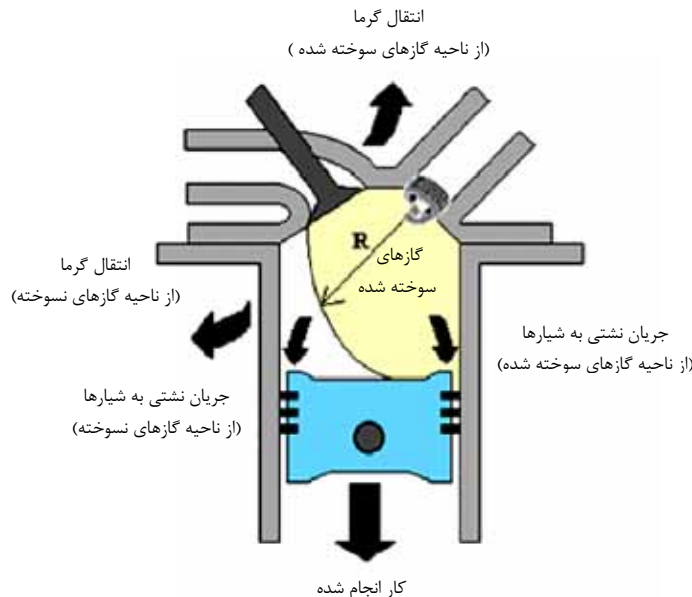


شکل ۲- منحنی فشار سیلندر و منحنی فیلتر میان‌گذر شده آن در چرخه همراه با کوبش (موتور EF7.TC)
(KI=۲/۸ bar, KOCA=۱۷/۳° ATDC)

توجه شود که منحنی فشار سیلندر در این شکل همان منحنی شکل (۱) است. از آنجا که مکان وقوع کوبش در محفظه احتراق مشخص نیست دقت KOCA، بسته به دور موتور تقریباً بین ۱ تا ۲ درجه زاویه لنگ است. فاصله بین حسگر فشار و مرکز خوداشتعالی به همراه سرعت صوت محلی، اختلاف بین مقدار زاویه لنگ وقوع کوبش واقعی و مقدار اندازه‌گیری شده آن را تعیین می‌کند.

شبیه‌سازی چرخه قدرت

مدل‌های شبیه‌ساز چرخه قدرت از جمله ابزارهای تحلیلی مرجع برای توسعه و گسترش موتور احتراق داخلی هستند. از آنجایی که تنها متغیر مستقل، زمان یا همان زاویه لنگ است، معادلات حاکم بر مدل شبه‌ابعادی مورد استفاده در این مقاله، که بر پایه قانون اول ترمودینامیک است، معادلات دیفرانسیل مرتبه اول هستند. قبل از احتراق، مدل، یک ناحیه‌ای است و با شروع احتراق، ناحیه دوم (ناحیه سوخته) پدید می‌آید. شکل (۳) مدل ترمودینامیکی دو ناحیه‌ای مورد استفاده را نشان می‌دهد. همان‌طور که دیده می‌شود نواحی سوخته و نسوخته توسط پیشانی شعله‌ای که ضخامت آن ناچیز فرض شده، از هم جدا شده‌اند.



شکل ۳- مدل ترمودینامیکی دو ناحیه‌ای استفاده شده در مقاله حاضر

با توجه به اینکه از انتقال گرمای بین نواحی سوخته و نسوخته چشمپوشی شده، ناحیه شعله از دید نظری به عنوان یک دیواره بی‌درو فرض شده است. بنابراین انتقال گرمای کل سیلندر برابر با مجموع انتقال گرمای هر یک از نواحی سوخته و نسوخته است. شارهای گرمایی گازهای سوخته شده و نسوخته تابع دما هستند و به صورت زیر بیان می‌شوند:

$$\dot{Q}_b = h \sum_{i=h,p,l} A_{bi} (T_b - T_{wi}) \quad (2)$$

$$\dot{Q}_u = h \sum_{i=h,p,l} A_{ui} (T_u - T_{wi}) \quad (3)$$

در اینجا A_{ui} و A_{bi} سطح تماس گازهای سوخته شده و نسوخته با سطوح داخلی محفظه احتراق است که هر کدام در دمای T_{wi} هستند. شاخص‌های h و p, l به ترتیب نشان دهنده سطوح مربوط به سرسیلندر، تاج پیستون و دیواره سیلندر هستند که برای محاسبه هر کدام از روش پیشنهادی آناند [۱۱] استفاده می‌شود. در رابطه‌های (۲) و (۳)، h ضریب انتقال گرمای جابه‌جایی در شرایط استاندارد را نشان می‌دهد. در صورتی که بخواهیم از معادلات بالا در حین کارکرد موتور استفاده کنیم می‌بایست از ضریب تصحیح شده آن (hc) استفاده شود. برای این منظور از رابطه ضریب انتقال گرمای وشنی [۱۲] برای محاسبه انتقال گرما به دیواره‌ها استفاده شده است.

معادله اصلی که برای مدل کردن چرخه قدرت به کار می‌رود، شکل دیفرانسیلی بقای انرژی برای حجم سیلندر است:

$$dU = -\delta Q - \delta W + \sum_i h_i dm_i \quad (4)$$

که U انرژی داخلی مخلوط سیلندر، Q گرمای جابه‌جا شده از مخلوط به دیواره سیلندر که برای انتقال گرما از گاز به دیواره سیلندر $Q > 0$ است، W کار انجام شده روی پیستون است که برای کار دریافت شده توسط گاز داخل سیلندر $W > 0$ است. h_i آنتالپی مخصوص گاز خروجی یا ورودی سیلندر است و dm_i جریان جرمی به داخل (+) یا خارج (-) از سیلندر است. کار δW را می‌توان به صورت PdV نشان داد که در آن P فشار و V حجم سیلندر است.

اولین جمله سمت راست معادله (4) نشان دهنده افت گرما به دلیل تماس گاز داخل سیلندر با دیواره‌های آن است که توسط مدل انتقال گرما مشخص می‌شود. دومین جمله کار انجام شده و سومین جمله انرژی کل جریان ورودی و یا خروجی از سیلندر است که در اینجا تغییر در جرم داخل سیلندر فقط به خاطر نشتی پیستون در نظر گرفته شده است. با استفاده از رابطه بالا برای هر کدام از نواحی سوخته و نسوخته و با توجه به گسترش پیشانی شعله در محفظه احتراق، معادله تغییرات فشار سیلندر و همچنین معادلات مربوط به تغییرات دما در نواحی سوخته و نسوخته حاصل می‌شوند. این معادلات در مرجع [۱۳] آورده شده‌اند. در این مقاله برای حل معادلات مذکور و به دست آوردن دمای نواحی سوخته و نسوخته و فشار سیلندر در هر زاویه لنگ از روش عددی رونگ-کوتا (Runge-Kutta method) استفاده شده است.

مدل احتراق

مرحله احتراق بعد از دوره تأخیر اشتعال (شکل‌گیری هسته اولیه شعله) آغاز و در دو بخش ادامه پیدا می‌کند. بخش اول تشکیل دو ناحیه در محفظه احتراق بوده، که بر پایه مدل پیشنهادی بنسون در سه مرحله دنبال می‌شود [۱۴]. بخش دوم، مرحله پیشرفت و گسترش جبهه شعله است. در این مرحله برای برآورد نرخ سوختن جرم از رابطه پیشنهادی هیوود استفاده شده که بر پایه شکل شعله و سرعت پیشروی آشفته آن است [۱۵]:

$$\frac{dM_b}{dt} = A_{fl} \cdot \rho_u \cdot ST \quad (5)$$

که در آن A_{fl} سطح پیشانی شعله، ρ_u چگالی مخلوط نسوخته و ST سرعت شعله آشفته است که به صورت زیر بیان می‌شود:

$$ST = ff \cdot SL \cdot \left\{ \frac{\left(\frac{\rho_u}{\rho_b}\right)}{\left(\left(\frac{\rho_u}{\rho_b}\right)-1\right)^{Xb+1}} \right\} \quad (6)$$

در این رابطه ff شاخص شعله آشفته است که به صورت زیر بیان می‌شود:

$$ff = (1 + 0.0018 \times rpm) \quad (7)$$

سرعت شعله لایه‌ای برای مخلوط سوخت بنزین، هوا و گاز باقی‌مانده از چرخه قبل به صورت زیر است:

$$SL = SL_0 \left(\frac{T_u}{T_0}\right)^{2.18-0.8 \times (\phi-1)} \cdot \left(\frac{P}{P_0}\right)^{-0.16+0.22 \times (\phi-1)} \cdot (1 - 2.06Xr^{0.77}) \quad (8)$$

که در آن

$$SL_0 = (30.5 - 54.9 \times (\phi - 1.21))^2 \quad (9)$$

در رابطه‌های بالا، T_u ، T_0 ، P ، P_0 ، Xr ، Xb ، ρ_u ، ρ_b و ϕ به ترتیب دمای ناحیه نسوخته، دمای شرایط استاندارد (۲۹۸K)، فشار داخل محفظه احتراق، فشار استاندارد (۱atm)، کسر مولی گازهای باقی‌مانده از چرخه قبل، کسر جرمی سوخته شده، سرعت دورانی موتور، چگالی مخلوط نسوخته و سوخته و نسبت هم‌ارزی هوا و سوخت هستند. در این مدل هندسه شعله به صورت نیم‌کره و فاصله زمانی بین لحظه ایجاد جرقه توسط شمع تا رسیدن پیشانی شعله به دورترین نقطه از شمع، به عنوان طول دوره احتراق در نظر گرفته شده است. هندسه شعله و نحوه افزایش شعاع آن تا انتهای دوره احتراق بر پایه مدل پیشنهادی آناند [۱۱] است.

نظریه مدل انتگرالی کوبش (Knock integral Theory)

پیش‌بینی درست وضعیت ترمودینامیکی گاز انتهای به دینامیک سیال ورودی، انتقال گرما و واکنش‌های شیمیایی بین گونه‌ها وابسته است. مدل کردن همه این فرایندها، از چندراهه (Manifold) ورودی تا چندراهه خروجی با کدهای چند بعدی سیالاتی که از سازوکارهای سنیتیک شیمیایی تفصیلی استفاده می‌کنند، امکان‌پذیر است. این کدها نیازمند مدت زمان زیادی برای انجام محاسبات آن هم با پردازشگرهای بسیار قدرتمند هستند. ضرایب نرخ واکنش بر اساس مراحل شیمیایی پایه تعیین می‌شوند و چنانچه همه واکنش‌های ابتدایی مشخص باشند، دیگر نیازی به تطابق ضرایب نرخ واکنش برای سوخت‌های مختلف نیست. به هر حال به خاطر پیچیده بودن فرمول سوخت موتورها ممکن است که تمامی واکنش‌های ابتدایی مشخص نباشند. بنابراین حتی در روند مدل‌های سنیتیک شیمیایی تفصیلی نیز به کالیبره کردن نیاز خواهد بود. علاوه بر این، طراحان موتور نیازمند پیش‌بینی عملکرد موتور در شرایط ورودی و اولیه مختلف هستند، که در این صورت و به دلیل اینکه کدهای سیالاتی چند بعدی به مدت زمان زیادی برای محاسبات خود نیاز دارند، استفاده‌ای برای طراحان موتور نخواهند داشت.

با توجه به موارد بالا، در این مقاله برای محاسبه دقیق و عملی زمان رخداد اولین کوبش از یک رابطه تجربی استفاده شده است. مفهوم تأخیر اشتعال در موتورهای اشتعال جرقه‌ای از ماشین‌های تراکم سریع سرچشمه می‌گیرد که به معنی فاصله زمانی بین انتهای تراکم و شروع خوداشتعالی است. زمان تأخیر اشتعال نشان دهنده زمان ایجاد شدن استخر گونه‌های رادیکالی است. پس از اینکه استخر رادیکال‌ها ایجاد شد، این رادیکال‌ها به سرعت مولکول‌های سوخت را مصرف می‌کنند. روش معمول برای مدل کردن زمان تأخیر اشتعال تطبیق رابطه‌ای که معمولاً به شکل رابطه آرنیوس است، با داده‌های آزمایشگاهی است. معادله (۱۰) رابطه استفاده شده برای این بحث است [۱۶ و ۱۷]:

$$\tau = X_1 P^{-X_2} \exp\left(\frac{X_3}{T_u}\right) \quad (10)$$

که در آن τ زمان تأخیر اشتعال بر حسب میلی ثانیه، P فشار بر حسب کیلو پاسکال و T_u دمای گازهای نسوخته بر حسب کلون است. X_1 ، X_2 و X_3 ثوابتی هستند که به صورت تجربی مشخص می‌شوند.

لایونگود و وو (Livengood and Wu) روشی را ارائه کردند که با استفاده از رابطه تأخیر اشتعال می‌توان KOCA را تعیین کرد [۱۷ و ۳]. این روش تحت عنوان روش انتگرالی کوبش شناخته می‌شود. انتگرال کوبش به شکل زیر است:

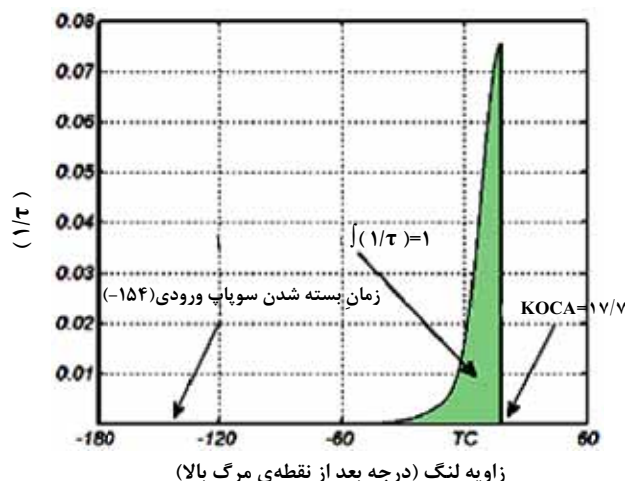
$$\int_{t=0}^{t_{\text{knock}}} \left(\frac{1}{\tau}\right) dt = 1 \quad (11)$$

در رابطه بالا از مقدار معکوس معادله (۱۰) از زمان بسته شدن سوپاپ ورودی تا لحظه خود اشتعالی انتگرال‌گیری می‌شود. زمانی که این انتگرال برابر یک شود در واقع لحظه‌ای است که غلظت بحرانی رادیکال‌ها به گونه‌ای است که آماده خود اشتعالی هستند. با ترکیب معادله‌های (۱۰) و (۱۱)، معادله (۱۲) به دست خواهد آمد. این معادله یک معادله غیرخطی بوده و می‌توان مقدار ضرایب X_1 ، X_2 و X_3 را که بهترین تطابق با نتایج آزمایشگاهی را حاصل کنند، به دست آورد:

$$\int_{t=0}^{t_{\text{knock}}} \frac{dt}{X_1 P(t)^{-X_2} \exp\left(\frac{X_3}{T_u(t)}\right)} = 1 \quad (12)$$

منحنی انتگرال بالا در صورتی که زمان صفر را همان زمان بسته شدن سوپاپ ورودی در نظر بگیریم در شکل (۴) نشان داده شده است. همان‌طور که دیده می‌شود در لحظه وقوع خود اشتعالی سطح زیر این منحنی برابر یک می‌شود. همچنین از زمان بسته شدن سوپاپ ورودی مدت زمان زیادی طول می‌کشد تا سطح زیر این منحنی پدیدار شود، این موضوع به خاطر این است که هنوز واکنش‌های ابتدایی به سرعت لازم برای آزادسازی انرژی و شعله‌ور شدن مخلوط نرسیده‌اند.

با توجه به رابطه (۱۲) اگر فشار و دمای گازهای انتهایی در شرایط کارکرد مختلف و نیز مقدار ضرایب X_1 ، X_2 و X_3 مشخص باشد، آنگاه می‌توان از این رابطه برای پیش‌بینی KOCA در هر شرایط عملکردی استفاده کرد. همچنین برعکس، اگر وضعیت گازهای انتهایی به همراه KOCA معلوم باشد آنگاه می‌توان ضرایب X_1 ، X_2 و X_3 (رابطه زمان تأخیر اشتعال) را با استفاده از نتایج آزمایشگاهی تعیین کرد و رابطه مناسبی برای پیش‌بینی KOCA در موتور اشتعال جرقه‌ای به دست آورد.



شکل ۴- منحنی معادله (۱۳) از لحظه بسته شدن سوپاپ ورودی تا لحظه وقوع کوبش (موتور EF7.TC)، ($X_1=0/0065$, $X_2=1/6$, $X_3=3800$)، (دور موتور: 5000 rpm , $\Phi=1/15$, $T_{ive}=360 \text{ K}$, $P_{ive}=1/4 \text{ bar}$, $ST=21 \text{ BTDC}$)

بهینه‌سازی مدل کوبش

روابط زیادی برای بیان زمان خود اشتعالی پیشنهاد شده‌اند. دوآد و ایسات برای موتور اشتعال جرقه‌ای با سوخت ایزواکتان مقدار ضرایب X_1 , X_2 و X_3 را به ترتیب $0/02$, $1/7$ و 3800 پیشنهاد کرده‌اند [۲]. در موتورهایی که به سامانه پرخوران مجهز هستند مقدار انتگرال کوبش به همان اندازه که به دمای گاز انتهایی وابسته است، به فشار سیلندر نیز بستگی دارد. بنابراین در رابطه (۱۲)، X_1 و X_2 بسیار تأثیرگذارند و شایسته است که برای موتور پرخوران نیز بهینه شوند.

با داشتن اطلاعات فشار و زاویه وقوع کوبش از نتایج آزمایشگاهی و همچنین دمای گازهای نسوخته در هر زاویه لنگ از مدل شبه ابعادی می‌توان ضرایب ثابت معادله (۱۲) را به نحوی که بهترین نتیجه برای پیش‌بینی کوبش را در پی داشته باشد، به دست آورد. معادله (۱۳) جمع مربعات (SS- Sum of the Squares) اختلاف بین مقدار انتگرال تا زمان رخ دادن اولین کوبش (t_{knock}) و مقدار نظری این انتگرال که یک است، را نشان می‌دهد، که در آن K تعداد چرخه‌های مورد استفاده است:

$$SS = \sum_{i=1}^K \left[\int_{t=0}^{t=t_{knock}} \frac{dt}{X_1 P(t) - X_2 \exp(X_3/T_u(t))} - 1 \right]^2 \quad (13)$$

در منابع مختلف روش‌های زیادی برای تعیین سیستم‌های چند متغیره وجود دارد. در فعالیت حاضر برای تعیین ضرایب ثابتی که مقدار SS را کمینه کند، از معادله (۱۴) و روش بهینه‌سازی استیپیست- آسنت (Steepest- Ascent method) استفاده شده است [۱۶و۴]. معادله (۱۴) همانند معادله (۱۳) است با این تفاوت که متغیر زمان به زاویه لنگ تغییر یافته است. در این معادله N دور موتور برای چرخه i ام (دور بر دقیقه) است:

$$SS = \sum_{i=1}^K \left[\int_{\theta=ivc}^{\theta_i=KOCA_i} \frac{d\theta}{6N_i X_1 P_i(\theta) - X_2 \exp(X_3/T_{ui}(\theta))} - 1 \right]^2 \quad (14)$$

در محیط نرم‌افزار متلب (MATLAB) کدی برای بهینه‌سازی ضرایب X_1 , X_2 و X_3 نوشته شده است. محاسبات در این برنامه با گرفتن مقادیر تقریبی این ضرایب و داده‌های فشار و دمای هر چرخه شروع می‌شود. متناسب با هر داده فشار، در یک چرخه مشخص، مدل شبه‌ابعادی داده‌های دمای ناحیه نسوخته را برای همان چرخه در اختیارمان قرار خواهد داد. فرض شده است که ناحیه نسوخته به هنگام تعیین دمای آن، بی‌دررو باشد. هر چند که در شرایط واقعی موتور دما در هر قسمت از دمای گاز انتهایی متفاوت است ولی به هر حال خود اشتعالی در جایی که بیشترین دما را داراست شروع می‌شود. با تمام این تفاسیر برای دمای گاز انتهایی بهترین برآورد، فرض شرایط بی‌دررو است که برای مدل‌های کوبش فرض رایجی است [۱۸و۱۹].

در رابطه (۱۴) انتگرال‌گیری از لحظه بسته شدن سوپاپ هوا تا زمان KOCA (که توسط نتایج آزمایشگاهی مشخص می‌شود) ادامه پیدا می‌کند. آنگاه مقدار محاسبه شده با مقدار اندازه‌گیری شده، برای تعیین مربع خطا مقایسه می‌شوند. این

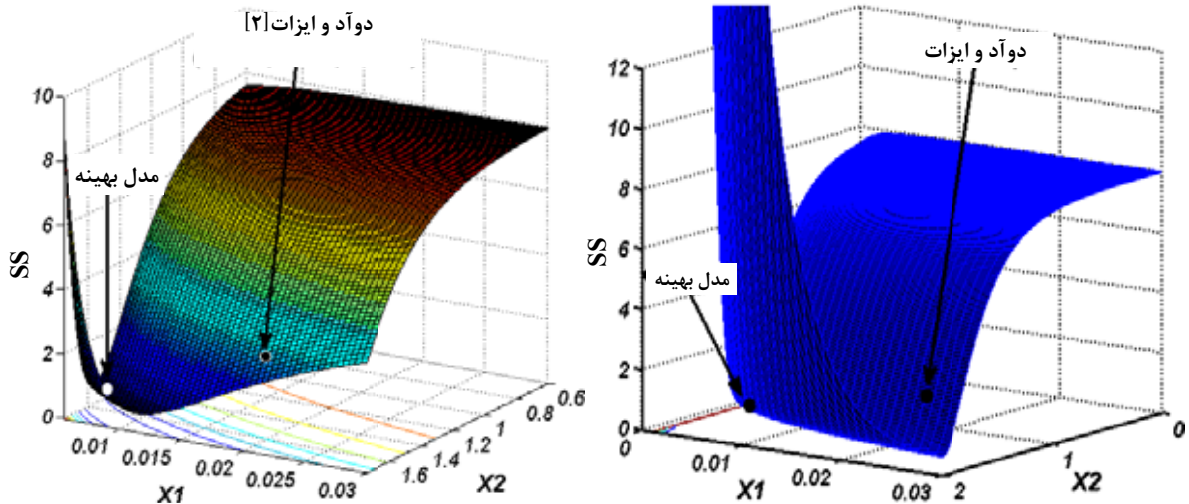
محاسبات برای K چرخه منفرد که هر کدام شرایط ورودی و عملکردی مختلفی دارند تکرار می‌شود و جمع مربعات (SS) خطا برای همه این K چرخه محاسبه می‌شود. اگر SS کمتر از تلورانس مورد نظر باشد، محاسبات قطع شده و پایان می‌یابد. ذکر این نکته ضروری است که متغیرهای استفاده شده در معادله (۱۴) متغیرهای کوپل شده هستند، بدین معنی که X_2 و X_3 شکل انتگرال را کنترل کرده و X_1 کران بالایی آنرا مشخص می‌سازد. با توجه به اینکه در این معادله از مقادیر متوسط دما و فشار استفاده می‌شود، این رابطه با یافتن مقدار بهینه‌ای برای هر سه متغیر، کمینه می‌شود.

همان‌طور که در مقدمه اشاره شد یکی از مشکلات موجود برای بررسی پدیده کوبش نتایج آزمایشگاهی لازم است. در این پژوهش سعی بر آن بوده تا از کمترین داده تجربی استفاده شود. لذا در مرحله نخست بهینه‌سازی از داده‌های ۲۱ چرخه فشار همراه با کوبش به عنوان ورودی در کد مزبور استفاده شده و با کاهش تدریجی تعداد چرخه‌های ورودی از ۲۱ به ۸ چرخه و جایگذاری ضرایب حاصل در هر مرحله از بهینه‌سازی در مدل کوبش و مقایسه نتیجه حاصل در پیش‌بینی زاویه لنگ وقوع کوبش توسط مدل بهینه شده در هر مرحله با مرحله قبل، ملاحظه می‌شود که بازه خطای پیش‌بینی مدل در شرایط مختلف کارکرد موتور بین ۱ تا ۳ درجه لنگ است و چنانچه کاهش چرخه‌های ورودی را ادامه دهیم (کمتر از ۸ چرخه)، آنگاه بازه خطای پیش‌بینی مدل افزایش یافته و به ۱ تا ۱۰ درجه خواهد رسید. بنابراین با توجه به مطالب بالا در این مقاله برای وابستگی کمتر به داده‌های تجربی و نیز خطای پیش‌بینی کمتر، از ۸ چرخه استفاده شده است.

پس از انجام مراحل بهینه‌سازی، نتایج نشان داد که می‌توان در این مدل و برای استفاده در موتور اشتعال جرقه‌ای با سوخت ایزواکتان، برای ضرایب مدل کوبش مقادیر زیر را به کار برد:

$$X_1 = 0.0065, X_2 = 1/6, X_3 = 3800$$

همان‌طور که ملاحظه می‌شود در مقادیر به دست آمده برای این سه متغیر، X_3 متغیری بی‌تأثیر در بهینه‌سازی است و مقدار آن تغییری نکرده است. نتایج حاصل از این بهینه‌سازی با در نظر گرفتن مقدار ۳۸۰۰ برای متغیر X_3 ، به عنوان متغیری بی‌اثر، در شکل (۵) نشان داده شده است. برای مشاهده بهتر نتایج بازه تغییرات X_1 و X_2 به ترتیب در دو حالت (۰ تا ۰/۰۳ و ۰ تا ۰/۰۶ برای رویه سمت راست و ۰/۰۳ تا ۰/۰۶ و ۱/۷۵ تا ۰/۶ برای رویه سمت چپ) در نظر گرفته شده است.

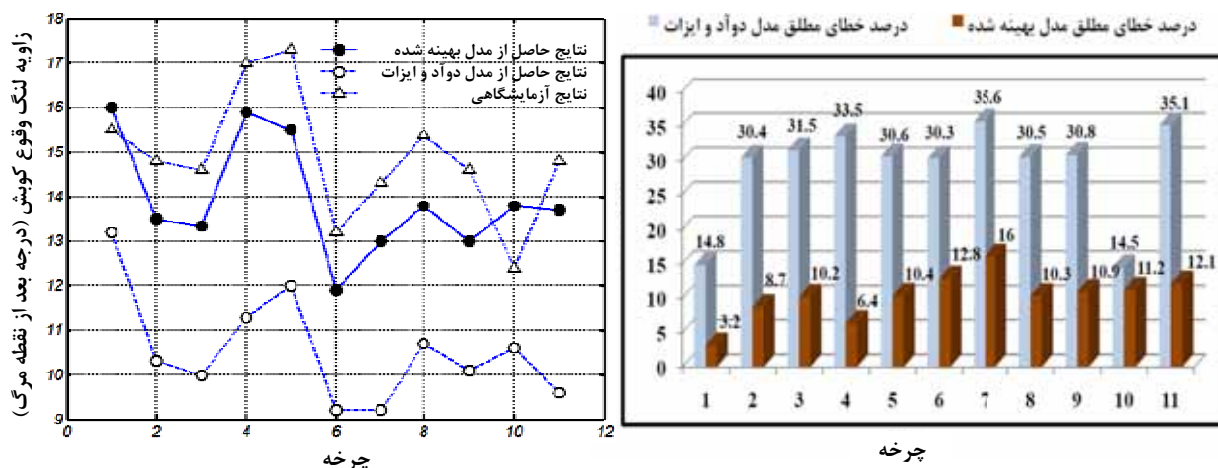


شکل ۵- نمودار رابطه (۱۴) در صورت تغییر X_1 و X_2 و ثابت در نظر گرفتن X_3 (۳۸۰۰)

مدل بهینه شده: $SS_{min}=0.51, X_2=1/6, X_1=0.0065$ - مدل دوآد و ایزات: $SS=2.84, X_2=1/7, X_1=0.02$

برای اطمینان از نتایج مدل ارائه شده با استفاده از نتایج آزمایشگاهی مربوط به موتور EF7.TC در ۱۱ چرخه همراه با کوبش، در شکل (۶) زاویه لنگ کوبش اندازه‌گیری شده با زاویه‌ی لنگ کوبش پیش‌بینی شده توسط مدلی که در این پژوهش

بهینه شده و همچنین مدل پیشنهادی دود و آیزات [۲]، مقایسه و درصد خطا در هر چرخه مشخص شده است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود با استفاده از ضرایب پیشنهادی دود و آیزات ($X_1=0/02$, $X_2=1/7$ و $X_3=3800$) اختلاف زاویه لنگ کوبش پیش‌بینی شده با مقادیر اندازه‌گیری شده در هر چرخه، حدود ۴ تا ۶ درجه و خطای متوسط ۴/۸ درجه است. در صورتی که اختلاف زاویه لنگ کوبش پیش‌بینی شده با استفاده از ضرایب بهینه شده در این پژوهش در هر چرخه به ۱ تا ۲ درجه کاهش یافته و خطای مطلق متوسط ۱/۳ درجه است.



شکل ۶- مقایسه زاویه لنگ کوبش پیش‌بینی شده در یازده چرخه مختلف با مقادیر اندازه‌گیری شده آن (موتور EF7.TC)

بحث و نتایج

برای پیش‌بینی KOCA، تعیین شرایط عملکردی مرز کوبش و همچنین بررسی تأثیر متغیرهای مختلف بر KOCA و شدت کوبش، مدل معرفی شده را می‌توان با کد شبیه‌سازی چرخه قدرت ترکیب کرد. در منابع مختلف روش‌های متفاوتی برای تعیین شدت کوبش ارائه شده است. در این مقاله تعیین شدت کوبش بر پایه این فرض استوار است که تمام گاز انتهایی انرژی شیمیایی خود را در مدت زمان بسیار کوتاهی، در لحظه KOCA آزاد می‌سازد و شدت کوبش به صورت افزایش فشار سیلندر مشخص می‌شود. شدت کوبش را می‌توان به صورت زیر بیان کرد:

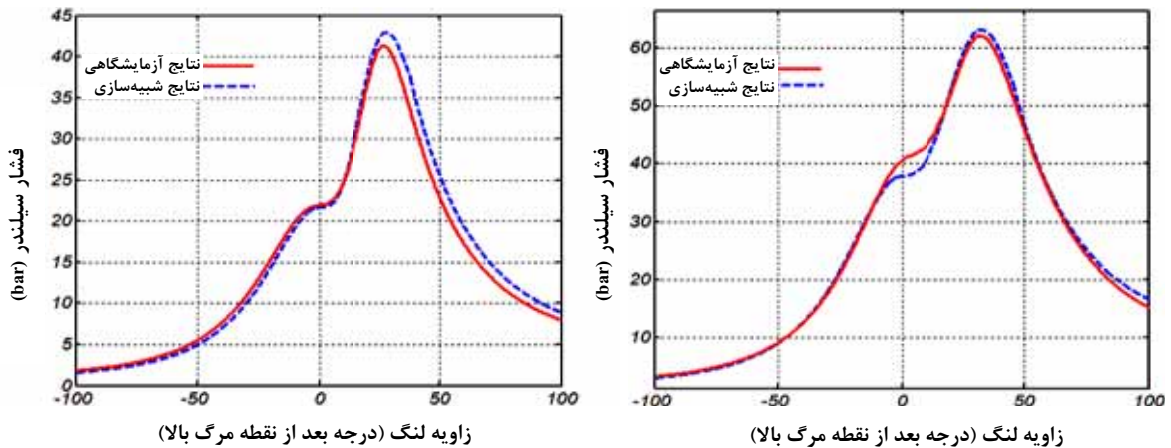
$$Q_{\text{auto}} = m_{\text{end-gas}} C_v (T - T_u) \quad (15)$$

$$P = \frac{T}{T_u} P_u \quad (16)$$

که در آن Q_{auto} انرژی آزاد شده از گاز انتهایی، $m_{\text{end-gas}}$ جرم گاز انتهایی، C_v گرمای مخصوص در حجم ثابت (که برابر با مقدار آن برای هوا فرض می‌شود)، T دمای مخلوط بعد از خود اشتعالی، T_u دمای گاز انتهایی قبل از خود اشتعالی و P فشار بعد از خود اشتعالی است [۴]. هر چند که روش بالا روش ساده‌ای برای مدل کردن شدت کوبش است و مقدار شدت کوبش و روند فشار سیلندر با مقادیر واقعی آن در حین وقوع کوبش و پس از آن متفاوت است، ولی با تغییر شرایط عملکردی موتور می‌توان بیشینه شدت کوبش را مشاهده کرد. از این جهت مدل معرفی شده می‌تواند اطلاعات مفیدی را در اختیار طراحان موتور قرار دهد.

در شکل‌های (۷) و (۸) خروجی مدل معرفی شده در این مقاله به همراه داده‌های آزمایشگاهی مربوط به دو چرخه احتراق عادی و همچنین دو چرخه همراه با کوبش نشان داده شده است. همان‌طور که در نمودار احتراق عادی دیده می‌شود با توجه به اهمیت نمودار تغییرات فشار بر حسب زاویه لنگ در مدل‌های شبه ابعادی، سازگاری این نمودار با داده‌های تجربی به معنای تأیید ماهیت اصلی شبیه‌سازی و امکان استفاده از نتایج تغییرات فشار آن برای مقاصد بعدی است. با توجه به نمودار احتراق همراه با کوبش، زاویه لنگ پیش‌بینی شده با زاویه لنگ کوبش در منحنی تجربی، که تقریباً به صورت اولین و بیشترین پرش

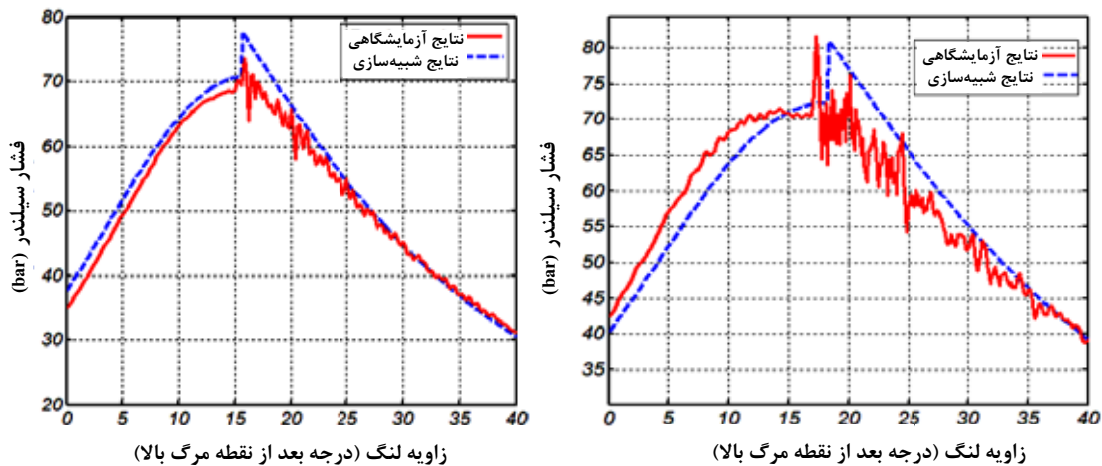
در این منحنی است، اختلاف قابل قبولی داشته و همچنین مدل در نظر گرفته شده برای محاسبه شدت کوبش نیز سازگاری مناسبی با نتایج تجربی دارد. توجه داشته باشید که در نمودارهای تجربی شکل‌های (۷) و (۸) پیش انداختگی جرقه به صورت یک ورودی به موتور داده شده است تا بتوان عملکردی از حالت بدون کوبش تا کوبش سنگین را در فرایند احتراق ایجاد کرد و در نمودارهای فشار سیلندر ملاحظه نمود.



شکل ۷- مقایسه نمودار فشار در دو حالت محاسبه شده و تجربی (موتور EF7.TC)

سمت راست: احتراق عادی (دور موتور: ۵۵۰۰ rpm، $\Phi = 1/2$ ، $T_{ive} = 310K$ ، $P_{ive} = 1/5 \text{ bar}$ ، $ST = 1/5 \text{ BTDC}$)

سمت چپ: احتراق عادی (دور موتور: ۱۵۰۰ rpm، $\Phi = 1$ ، $T_{ive} = 310K$ ، $P_{ive} = 1/1 \text{ bar}$ ، $ST = 5 \text{ BTDC}$)



شکل ۸- مقایسه نمودار فشار محاسبه شده و تجربی در حالت عملکرد همراه با کوبش (موتور EF7.TC)

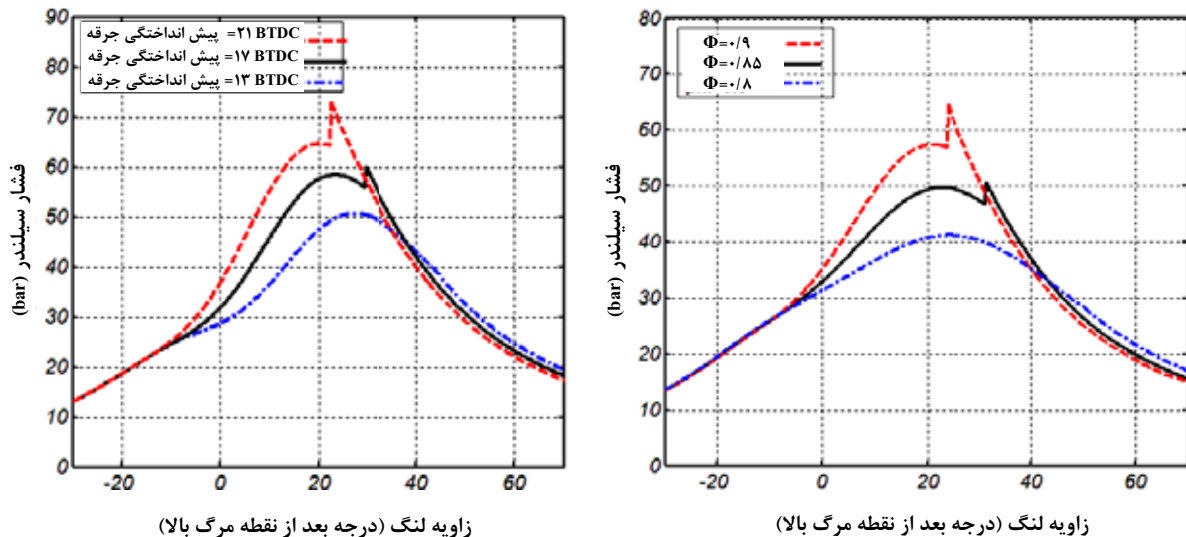
سمت راست: احتراق همراه با کوبش (دور موتور: ۵۰۰۰ rpm، $\Phi = 1/15$ ، $T_{ive} = 360K$ ، $P_{ive} = 1/4 \text{ bar}$ ، $ST = 21 \text{ BTDC}$)

سمت چپ: احتراق همراه با کوبش (دور موتور: ۳۰۰۰ rpm، $\Phi = 1$ ، $T_{ive} = 360K$ ، $P_{ive} = 1/4 \text{ bar}$ ، $ST = 20/2 \text{ BTDC}$)

روش معمول برای مطالعه کوبش که ارزیابی دمای ناحیه نسوخته است، برای موتور پرخوران که در آن فشار ورودی بالاتر از موتورهای معمولی است، کافی نیست زیرا با تغییر شرایط عملکردی در موتور و به ویژه فشار ورودی، KOCA تغییر کرده و آنگاه لازم است تا محدوده مذکور نیز تغییر کند. بنابراین لازم است تا عوامل مؤثر بر فشار سیلندر بررسی شود. برای این منظور یک مطالعه پارامتریک با تغییر شاخص‌هایی که در زیر به آنها اشاره شده انجام شده است:

۱- نسبت هم‌ارزی، ۲- زمان‌بندی جرقه، ۳- نسبت تراکم، ۴- بازخورانی گازهای خروجی (EGR)

تغییر نسبت هم‌ارزی با ثابت نگه داشتن سایر متغیرها باعث تغییر در سرعت پیشروی شعله، دمای شعله، فشار سیلندر و دمای بخش نسوخته می‌شود. آنگونه که انتظار می‌رود با کاهش نسبت هم‌ارزی، بیشینه فشار سیلندر افت کرده و زمان وقوع کوبش نیز به تأخیر می‌افتد. شکل (۹) اثر تغییر نسبت هم‌ارزی مخلوط و پیش‌انداختگی جرقه بر KOCA و شدت کوبش را نشان می‌دهد. در نسبت هم‌ارزی ۰/۸ خود اشتعالی رخ نداده و این مقدار به عنوان نسبت هم‌ارزی آستانه کوبش برای این شرایط عملکردی مشخص می‌شود. با غنی‌شدن مخلوط، KOCA پیش‌افتاده و مقدار شدت کوبش نیز افزایش می‌یابد. عموماً سامانه‌های کنترل کوبش موتور برای جلوگیری از این پدیده از راهبرد تأخیر در زمان جرقه (Retard) پیروی می‌کنند. همان‌گونه که در شکل (۹) دیده می‌شود با افزایش پیش‌انداختگی جرقه در محدوده مشخصی تمایل موتور به کوبش و مقدار شدت کوبش بیشتر می‌شود. می‌بایست توجه داشت که با پیش‌انداختن جرقه، بیشینه فشار افزایش یافته و دمای کلی داخل سیلندر در نتیجه این پیش‌انداختگی زیاد می‌شود. از سوی دیگر فشار و دمای ناحیه نسوخته در لحظه آغاز احتراق و همچنین طول کلی دوره احتراق کمتر شده و بیشینه نرخ سوختن جرم افزایش می‌یابد. در واقع اثر زمان‌بندی جرقه اثری دو سویه است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود با تأخیر در زمان جرقه زنی تا ۱۳ درجه قبل از نقطه مرگ بالا از عملکرد همراه با کوبش، با توجه به شرایط ورودی مذکور، جلوگیری خواهد شد. بنابراین پیش‌انداختگی جرقه آستانه کوبش در این شرایط عملکردی برابر ۱۳ است.

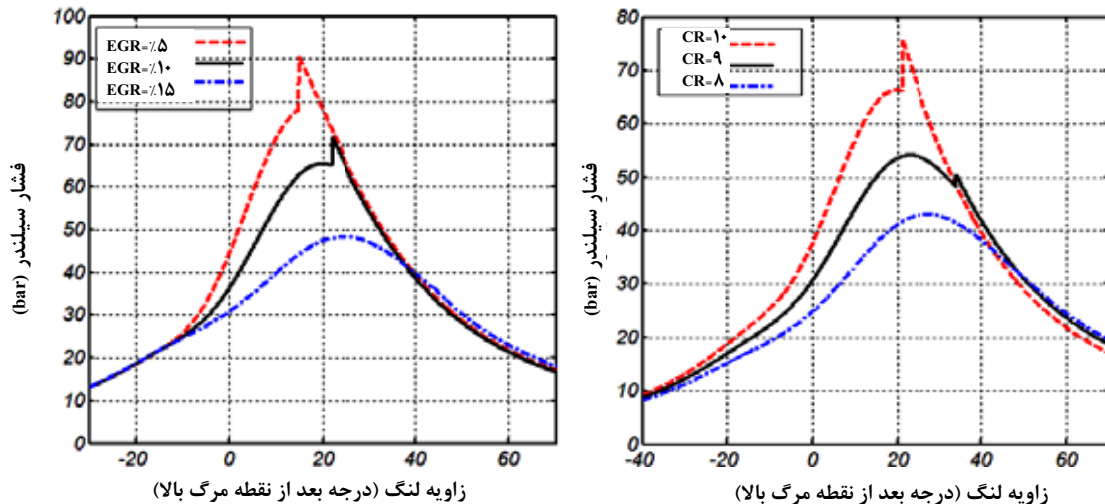


شکل ۹- تغییرات فشار سیلندر، KOCA و شدت کوبش (موتور EF7.TC)

سمت راست: نسبت‌های هم‌ارزی مختلف (دور موتور: ۵۰۰۰ rpm، $T_{ivc}=360K$ ، $P_{ivc}=1/4bar$ ، $ST=21 BTDC$)

سمت چپ: زمان‌بندی‌های مختلف جرقه (دور موتور: ۵۰۰۰ rpm، $\Phi=1/14$ ، $T_{ivc}=360K$ ، $P_{ivc}=1/4bar$)

در موتورهای احتراق داخلی هر چه نسبت تراکم بیشتر باشد بازده گرمایی بالاتر خواهد بود. واضح است که با افزایش نسبت تراکم، دمای گاز انتهای بالا رفته و بنابراین تمایل به کوبش افزایش می‌یابد. چنانچه دمای مخلوط ورودی به سیلندر توسط پس‌خنک‌کن (After Cooler) پایین آورده شود، آنگاه می‌توان از نسبت تراکم بالاتری استفاده کرد. در شکل (۱۰) اثر تغییر نسبت تراکم و همچنین تغییر درصد بازخورانی گازهای خروجی (EGR- Exhaust Gas Recirculation) بر KOCA و شدت کوبش نشان داده شده است. همان‌طور که دیده می‌شود در شرایط ورودی داده شده، در نمودار سمت راست چنانچه مقدار نسبت تراکم ۸ باشد، عملکرد موتور در آستانه کوبش قرار خواهد گرفت. بنابراین این مقدار، نسبت تراکم بحرانی و یا نسبت تراکم آستانه کوبش برای شرایط کارکرد مزبور خواهد بود که برای مقادیر کمتر از آن شاهد عملکرد بدون کوبش هستیم.



شکل ۱۰- تغییرات فشار سیلندر، KOCA و شدت کوبش (موتور EF7.TC)

سمت راست: نسبت‌های تراکم مختلف (دور موتور: 5000 rpm , $\Phi = 1/15$, $T_{ive} = 360 \text{ K}$, $P_{ive} = 1/4 \text{ bar}$, $ST = 21 \text{ BTDC}$)

سمت چپ: تأثیر اضافه کردن درصدهای مختلف EGR (دور موتور: 5000 rpm , $\Phi = 1/15$, $T_{ive} = 360 \text{ K}$, $P_{ive} = 1/4 \text{ bar}$, $ST = 21 \text{ BTDC}$)

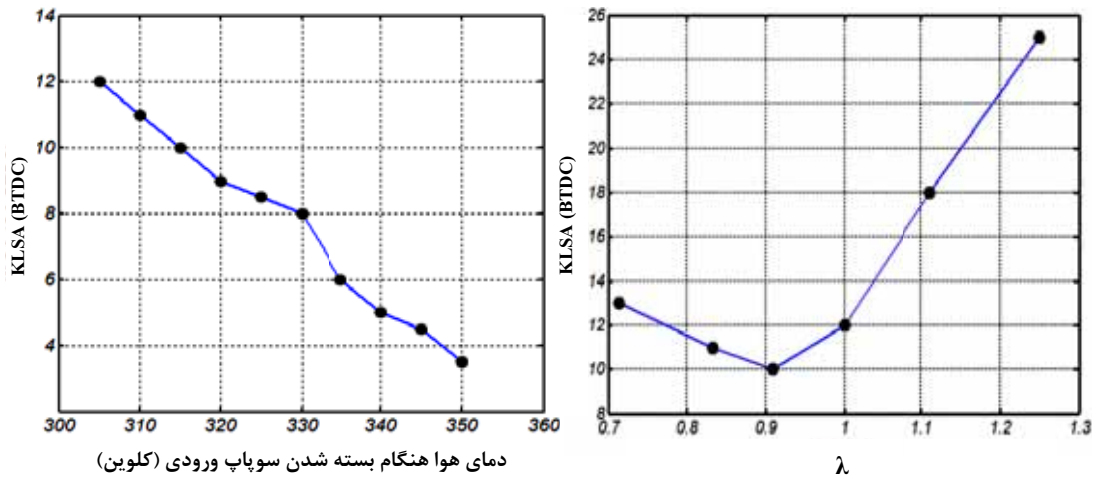
استفاده از بازخورانی گازهای خروجی به عنوان یکی از روش‌های مؤثر در جلوگیری از وقوع کوبش شناخته می‌شود. همان طور که در نمودار سمت چپ دیده می‌شود با اضافه شدن ۱۵ درصد از گازهای خروجی به مخلوط ورودی شاهد مهار کوبش خواهیم بود. با اضافه کردن گازهای خروجی به مخلوط ورودی در شرایط ورودی یکسان و در مقایسه با حالتی که درصد EGR صفر است، نرخ واکنش‌های شیمیایی در ناحیه گاز انتهایی پایین آمده و خود اشتعالی به تعویق خواهد افتاد.

اثر تغییر چهار متغیر عملکردی بر KLSA

یکی از متغیرهای بسیار مهم و تأثیرگذار بر توان خروجی موتور زمان‌بندی جرقه است. برای این متغیر بهترین مقدار، بیشترین مقداری است که بتوان به کمک آن به بهترین گشتاور خروجی دست یافت. از آنجایی که به خاطر وقوع کوبش زمان جرقه را تا میزان به خصوصی می‌توان پیش انداخت، دانستن مقدار پیش انداختگی جرقه آستانه کوبش برای هر شرایط عملکردی برای طراحی اولیه و مفهومی موتورهای اشتعال جرقه‌ای لازم و ضروری است. برای این منظور در این بخش نحوه اثر تغییر چهار متغیر عملکردی بر پیش انداختگی جرقه آستانه کوبش بررسی شده است. متغیرهای مذکور عبارت‌اند از: λ - ۱ (عکس نسبت هم‌ارزی سوخت و هوا)، ۲- دمای هوای ورودی به سیلندر، ۳- فشار هوای ورودی به سیلندر و ۴- نسبت تراکم. لازم به ذکر است که اثر تغییر دما و فشار هوای ورودی به سیلندر بر زمان‌بندی بهینه جرقه قبلاً توسط کار آزمایشگاهی بر روی موتور EF7.TC انجام گرفته و نتایج آن در مرجع [۷] آورده شده است. مقایسه این نتایج با نتایج حاصل از مدل ارائه شده در این مقاله که در ادامه آورده شده است، مجدداً نشان دهنده صحت مدل ارائه شده بوده و با استفاده از آن دیگر نیازی به انجام آزمایشات متعدد که هم پرهزینه و هم زمان بر هستند، نیست.

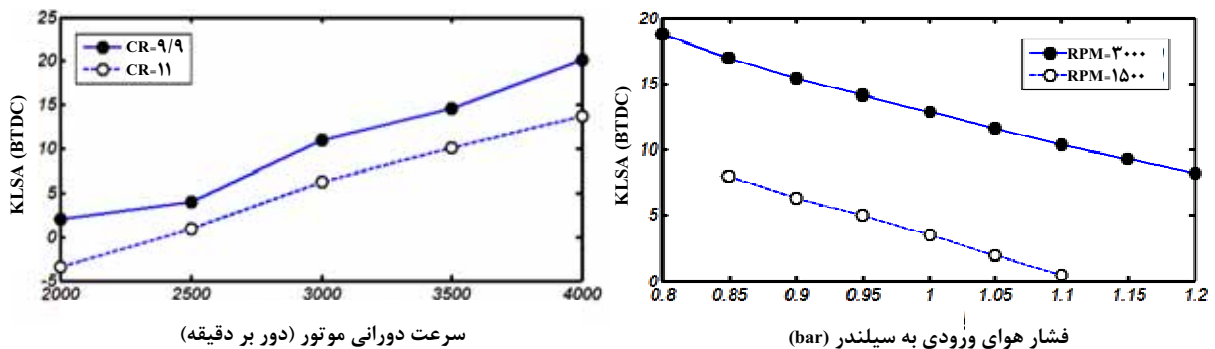
دمای بیشینه چرخه در شرایط کمی غنی‌تر از حالت استوکیومتریک، بیشترین مقدار را داشته و در همین شرایط است که بیشترین احتمال وقوع کوبش وجود دارد. در شکل (۱۱) نمودار سمت راست، تغییرات KLSA نسبت به تغییرات λ نشان داده شده است. همان‌طور که دیده می‌شود در نسبت هوا به سوخت کمی غنی‌تر از حالت استوکیومتریک، KLSA کمترین مقدار را دارد. معنای آن این است که احتمال وقوع کوبش در این شرایط بیشتر است و نمی‌توان از پیش انداختگی جرقه بالایی بهره برد. به همین ترتیب می‌توان گفت در هر λ اگر پیش انداختگی جرقه از مقدار نشان داده شده در این نمودار بیشتر شود کوبش رخ خواهد داد. با افزایش دمای هوای ورودی، بیشینه دمای چرخه و در نتیجه تمایل به وقوع کوبش افزایش می‌یابد. در نمودار سمت چپ شکل (۱۱) اثر دمای هوای ورودی به سیلندر بر KLSA نشان داده شده است. چنانچه دیده می‌شود برای حفظ

شرایط مرزی کوبش با افزایش دما از ۳۰۵ درجه کلون به ۳۵۰ کلون، بایستی زمان جرقه زنی به میزان ۸/۵ درجه به تاخیر افتد. بنابراین به طور تقریبی می‌توان گفت به ازای هر ۵ درجه افزایش در دمای هوای ورودی می‌بایست زمان جرقه زنی را به اندازه ۱ درجه به تاخیر انداخت. این اندازه در مرجع [۷] به این صورت است که به ازای هر ۶ درجه در افزایش دما، ۱ درجه تاخیر لازم است. همان‌طور که دیده می‌شود نتیجه حاصل از شبیه‌سازی به نتایج آزمایشگاهی بسیار نزدیک است.



شکل ۱۱- سمت راست: نمودار تغییرات KLSA در مقابل λ (دور موتور: ۳۰۰۰ rpm، Tive = ۳۱۰K، Pive = ۱/۱ bar) سمت چپ: نمودار تغییرات KLSA در مقابل دمای هوای ورودی به سیلندر (دور موتور: ۳۰۰۰ rpm، Φ = ۱، Pive = ۱/۱ bar)

در شکل (۱۲) تغییرات KLSA در برابر تغییرات فشار هوای ورودی و نسبت تراکم با در نظر گرفتن دور موتور آورده شده است. با توجه به نمودار سمت راست، در دور ۱۵۰۰ rpm با افزایش فشار از ۸۵ به ۱۱۰ kPa، KLSA از ۸ درجه به ۰/۵ درجه کاهش یافته و در دور ۳۰۰۰ rpm با تغییر فشار از ۸۰ به ۱۲۰ kPa، پیش‌انداختگی جرقه از ۱۸/۸ درجه به ۸/۲ درجه کاهش یافته است. به عبارت دیگر به ازای هر ۱۰ kPa افزایش فشار، پیش‌انداختگی جرقه آستانه کوبش ۳ درجه کاهش یافته است.



شکل ۱۲- سمت راست: تأثیر فشار ورودی بر روی عملکرد مرز کوبش (نسبت تراکم: ۹/۹، Φ = ۱، Tive = ۳۱۰K) سمت چپ: اثر نسبت تراکم روی عملکرد مرز کوبش (Pive = ۱/۱ bar، Tive = ۳۱۰K، Φ = ۱)

نتایج آزمایشگاهی این موتور [۷] نشان می‌دهند که با افزایش فشار به اندازه ۱۰ kPa، پیش‌انداختگی جرقه آستانه کوبش می‌بایست ۴ درجه کاهش یابد که این مقدار با نتیجه حاصل از شبیه‌سازی اختلاف قابل قبولی (یک درجه) دارد. نسبت تراکم بالا، فشار و دمای گاز داخل سیلندر را بیشتر می‌کند که در پی آن تمایل به کوبش افزایش خواهد یافت. با توجه به نمودار سمت چپ شکل (۱۲) در شرایط ورودی ذکر شده در زیر این نمودار در دور موتورهای ۲۵۰۰ rpm به پایین،

عملکرد موتور توسط کوبش محدود می‌شود و نمی‌توان از پیش انداختگی جرقه بالاتری بهره برد. از طرفی با مقایسه مقادیر حاصل برای نسبت تراکم ۹/۹ با نسبت تراکم ۱۱ ملاحظه می‌شود که به ازای هر یک واحد کاهش در نسبت تراکم، پیش‌انداختگی جرقه آستانه کوبش به اندازه ۵ درجه بهبود می‌یابد (افزایش پیدا می‌کند). نتایج آزمایشگاهی ارائه شده توسط راس [۵] نشان می‌دهند که چنانچه نسبت تراکم از ۹ به ۱۱ افزایش یابد می‌بایست پیش‌انداختگی جرقه را ۹ درجه کاهش داد. به عبارت دیگر به ازای هر یک واحد افزایش در نسبت تراکم، پیش‌انداختگی جرقه آستانه کوبش به اندازه ۴/۵ درجه کاهش می‌یابد. همان‌طور که دیده می‌شود نتیجه حاصل از شبیه‌سازی به نتایج آزمایشگاهی بسیار نزدیک است (تنها نیم درجه اختلاف دارند). چنانچه اثر دور موتور را در هر دو نمودار سمت راست و چپ در نظر بگیریم می‌توان گفت تقریباً به ازای هر ۵۰۰ دور بر دقیقه افزایش در دور موتور، KLSA به اندازه ۳/۵ تا ۴ درجه افزایش داشته است.

نتیجه‌گیری

از آنجایی که لازم است متغیرهای طراحی و عملکردی موتور اشتعال جرقه‌ای برای جلوگیری از وقوع کوبش بهینه شوند، می‌بایست مدل کوبش با مدل شبه ابعادی ترکیب شود. مدل کوبش استفاده شده در این پژوهش تابع دما و فشار سیلندر است، بنابراین اثر هر تغییر در متغیرهای طراحی و عملکردی که فشار و دمای سیلندر و نهایتاً تمایل به کوبش را تحت تأثیر قرار دهند، قابل پیش‌بینی خواهد بود.

در پژوهش حاضر با بهینه‌سازی مدل انتگرالی کوبش خطای پیش‌بینی کوبش نسبت به مدل‌های پیشنهادی قبل کاهش داده شده است. ضرایب ثابت در مدل انتگرالی کوبش که با کمترین داده آزمایشگاهی (داده‌های فشار در ۸ چرخه همراه با کوبش) بهینه شده‌اند، برای استفاده در موتور اشتعال جرقه‌ای با سوخت ایزواکتان به صورت زیر است:

$$X_1 = 0.0065, X_2 = 1/6, X_3 = 3800$$

خطای حاصل از مدل کوبش با ضرایب بالا در مقایسه با خطای مدل کوبش با ضرایب پیشنهادی دوا و آی‌زات به طور متوسط ۳/۵ درجه لنگ کاهش یافته است. با ارائه این مدل نیمه تجربی نشان داده شد که زاویه لنگ وقوع اولین کوبش با اختلاف حداکثر ۲ درجه برای موتور اشتعال جرقه‌ای با سوخت ایزواکتان قابل پیش‌بینی است. با توجه به این قابلیت و به خاطر مشکلات مربوط به کارهای آزمایشگاهی، مدل ارائه شده برای بهبود بخشیدن به مفاهیم مربوط به موتور اشتعال جرقه‌ای با سوخت ایزواکتان بسیار مناسب خواهد بود. با ترکیب مدل بهینه شده مذکور با یک مدل شبه‌ابعادی شرایط عملکردی مرز کوبش بدون نیاز به هرگونه کار آزمایشگاهی به خوبی می‌تواند تعیین شود. به علاوه می‌توان متغیرهایی از قبیل زمان‌بندی جرقه، نسبت هم‌ارزی، نسبت تراکم، فشار و دمای ورودی را تحت شرایط مرزی کوبش برای به دست آوردن بهترین عملکرد بهینه کرد. با استفاده از مدل‌هایی که برای KOCA و شدت کوبش ارائه شده است علاوه بر اینکه می‌توان با تغییر هر یک از متغیرهای طراحی یا عملکردی زمان کوبش را تعیین کرد، می‌توان اثر هر متغیر بر شدت کوبش را نیز مشخص کرد. همچنین با استفاده از این مدل‌سازی می‌توان دریافت که چه میزان تغییر در یک متغیر می‌تواند تمایل به کوبش را کاهش دهد.

از آنجایی که به خاطر وقوع کوبش زمان جرقه را تا میزان به خصوصی می‌توان پیش‌انداخت، مقدار پیش‌انداختگی جرقه آستانه کوبش همیشه مورد توجه محققان بوده است. لذا در این مقاله با استفاده از مدل معرفی شده، نحوه اثر چهار متغیر عملکردی مهم بر پیش‌انداختگی جرقه آستانه کوبش بررسی شده و با نتایج آزمایشگاهی گذشته نیز مقایسه شده‌اند. نتایج نشان می‌دهند که در هر شرایط عملکردی با استفاده از مدل مذکور و بدون نیاز به کار آزمایشگاهی، KLSA با کمترین خطای ممکن قابل بررسی و تحلیل است.

تشکر و قدردانی

نویسندگان از بذل توجه و همکاری آقای مهندس مومنی موحد و همچنین از همکاری مرکز تحقیقات موتور ایران خودرو (ایپکو) در جمع‌آوری اطلاعات آزمایشگاهی لازم، سپاسگزاری می‌کنند.

منابع

1. By, A., Kempinski, B., and Rife, J. M., "Knock in Spark Ignition Engines," SAE 810147, 1981
2. Douaud, A. M., and Eyzat, P., "Four-Octane-Number Method for Predicting the Anti-Knock Behavior of Fuels and Engines," SAE 780080, 1978
3. Livengood J. C., and Wu, P. C., "Correlation of Auto Ignition Phenomena in Internal Combustion Engines and Rapid Compression Machines," Fifth Symposium on Combustion, pp. 347-356, 1955.
4. Soylu, S., and Van Gerpen, J., "Development of an Autoignition Submodel for Natural Gas Engines," Fuel, 82, pp. 1699-1707, 2003
5. Russ, S., "A Review of the Effect of Engine Operating Conditions on Borderline Knock," SAE Paper 960497 1996
6. Gerty, M. D., and Heywood, J. B., "An Investigation of Gasoline Engine Knock Limited Performance and the Effects of Hydrogen Enhancement," SAE paper 2006-0228, 2006
7. مؤمنی موحد، م؛ "ارائه راهکار تجربی بهینه برای تشخیص کوبش در یک موتور احتراق داخلی"، پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت، تهران، ایران، ۱۳۸۸.
8. Draper, C. S., "Pressure Waves Accompanying Detonation in the Internal Combustion Engine," J. Aeronautical Sciences, 5, No. 6, 1938.
9. Towers, J. M., and Hoekstra, R. L., "Engine Knock, a Renewed Concern in Motorsports -A Literature Review," SAE Paper 983026 1998.
10. Pan, J., and Sheppard, C. G. W., "A Theoretical and Experimental Study of the Modes of End Gas Autoignition Leading to Knock in S.I. Engines," SAE 942060 1994.
11. Annand W. J. D., "Geometry of Spherical Flame Propagation in a Disc-Shaped Combustion Chamber," Journal of Mechanical Engineering Science, 47, pp 146-149, 1970
12. Woschni, G., "A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine," SAE Paper 670931, 1967
13. Verhelst, S., and Sheppard, C. G. W., "Multi-Zone Thermodynamic Modeling of Spark-Ignition Engine Combustion- An Overview," Energy Conversion and Management, 50, pp. 1326-1335, 2009
14. 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., 17, pp. 97 124, 1975
15. Heywood, J. B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw- Hill, 1988.
16. Elmqvist, C., and Kalghatgi, G., "Optimizing Engine Concepts by Using a Simple Model for Knock Prediction," SAE paper 200301 -3123 203 .
17. ابراهیمی، ر؛ "پیش‌بینی تأخیر خود اشتعالی در موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن"، نشریه علمی- پژوهشی سوخت و احتراق، سال اول، شماره اول، ص ۲۹-۴۰، شهریور ۱۳۷۸.
18. Chun, M., and Heywood, J. B., "Characterization of Knock in a Spark Ignition Engine", SAE Paper 890156, 1989
19. Cowart, J. S., Haghgooeie, M., Newman, C. E., and Davis, G. C., "The Intensity of Knock in an Internal Combustion Engine: an Experimental and Modeling Study," SAE Paper 922327, 1992

English Abstract

Development of an Autoignition Submodel for Knock Prediction in Turbocharged SI Engine

A. h. Kakaee, and M. Nasrabadi

Automotive Engineering Department, Iran University of Science and Technology

The objective of this paper is to present a simulation model for controlling combustion phasing in order to avoid knock in turbocharged SI engines. An empirically based knock integral model was integrated in a quasi-dimensional simulation tool. The empirical knock model was optimized and validated against engine tests. This model can be used to optimize control strategy of combustion initiation in SI engine to reach the maximum brake torque. The model is able to predict knock onset with an accuracy of 2 crank angle degrees. With the established knock model, it is possible not only to investigate whether knock is observed by changing operating and design parameters, but also to evaluate their effects on knock intensity.

Keywords: Autoignition, Knock integral model, Quasi-dimensional model, Optimization, End gas