

## ارزیابی راهبردهای مختلف مهار کوبش در یک موتور اشتعال جرقه‌ای گازسوز به کمک یک مدل احتراقی شبه ابعادی سه ناحیه‌ای

محمد قنبری<sup>\*۱</sup>، رضا ابراهیمی<sup>\*\*۲</sup> و سید علی جزایری<sup>\*\*\*۱</sup>

۱- دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، دانشکده مهندسی مکانیک

۲- دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، دانشکده مهندسی هوافضا

(دریافت: ۱۳۸۷/۷/۱۸، پذیرش: ۱۳۸۸/۲/۸)

تشخیص وقوع کوبش به منظور جلوگیری از بروز احتراق غیرعادی، به عنوان یکی از مهم‌ترین اهداف، در زمینه توسعه و مدل‌سازی موتورهای اشتعال جرقه‌ای محسوب می‌شود. پژوهش حاضر، به ارائه‌ی مدلی بهبودیافته برای شبیه‌سازی تحلیلی احتراق درون موتور اشتعال جرقه‌ای با سوخت گاز طبیعی و با هدف بررسی اثرات شرایط عملکردی مختلف به ویژه بر وقوع کوبش و شدت آن می‌پردازد. در رهیافت حاضر، با ارائه‌ی یک مدل ترمودینامیکی سیکل بسته از طریق یک مدل شبه‌ابعادی سه ناحیه‌ای بهبودیافته (سوخته، نسوخته و شعله) با در نظر گرفتن سینتیک شیمیایی در این نواحی، امکان پیش‌بینی وقوع کوبش در ناحیه گازهای نسوخته به صورت سینتیکی فراهم می‌شود. در این مدل، فرض می‌شود مخلوط داخل سیلندر همگن بوده و در مرحله‌ی احتراق به دو ناحیه سوخته و نسوخته به همراه شعله که به عنوان مرز این دو ناحیه است، تقسیم می‌شود. به منظور تخمین نرخ سوختن از یک مدل سرعت شعله آشفته متان استفاده شده است. مکانیزم شیمیایی به کار گرفته شده شامل ۳۲ واکنش و ۱۴ گونه‌ی شیمیایی بوده که در هر دو ناحیه سوخته و نسوخته اعمال شده و بر اساس آن وقوع خوداشتعالی در ناحیه گازهای نسوخته پیش‌بینی می‌شود. در پایان، مطالعه‌ی جامعی درباره رفتار شاخص‌های مختلف عملکردی و اثر برخی از آنها بر وقوع کوبش انجام شده است. هم‌چنین استفاده از روش بازخوانی مجدد گازهای خروجی به عنوان روشی موثر در مهار کوبش ارزیابی شده و در نهایت، راه‌کارهایی در این مورد ارائه شده است. نتایج به دست آمده از مدل توسعه داده شده با نتایج تجربی در یک موتور واقعی، مقایسه شده و نتایج، حاکی از سازگاری مناسب کد توسعه داده شده است.

واژگان کلیدی: کوبش، سرعت شعله‌ی مغشوش، مدل احتراقی سه ناحیه‌ای، بازخوانی گازهای خروجی

### مقدمه

امروزه تامین توان با کم‌ترین مقدار انرژی اولیه ممکن، بیشتر از هر زمان دیگری از اهمیت برخوردار است. در کنار این موضوع، همواره از ابتدای زمان توسعه موتور، افزایش بازده حرارتی و کاهش آلاینده‌های خروجی موتور، در دستورکار محققان قرار داشته است. بر این اساس و به منظور دستیابی به بهبود قابل توجهی در بازده حرارتی موتورهای اشتعال جرقه‌ای، ضروری است تا نسبت تراکم در این موتورها، تا بیش‌ترین حد ممکن افزایش یابد؛ در کنار این بحث، با جدی‌تر شدن روزافزون موضوع استفاده از سوخت‌های جایگزین، اهمیت شناسایی رفتار این سوخت‌ها در موتور بیش از پیش نمایان شده است. یکی از جدی‌ترین گزینه‌های مطرح در زمینه سوخت‌های جایگزین، گاز طبیعی است [۱]. توجه ویژه و روزافزون کشورها به گاز طبیعی به عنوان فراوان‌ترین هیدروکربن موجود در سطح جهان سبب شده تا تحقیقات گسترده‌ای در زمینه توسعه روش‌های استفاده از حداکثر توان موتورهای با سوخت گاز طبیعی انجام پذیرد. عدد اکتان بالاتر متان به عنوان جزء اصلی تشکیل‌دهنده گاز

\* کارشناس ارشد - نویسنده مخاطب (ایمیل: mohammad.ghanbari@gmail.com)

\*\* دانشیار (ایمیل: rebrahimi@kntu.ac.ir)

\*\*\* استادیار (ایمیل: jazayeri@kntu.ac.ir)

طبیعی، به موتور این اجازه را می‌دهد تا به راحتی در نسبت‌های تراکم بالاتری نسبت به موتورهای اشتعال جرقه‌ای مرسوم عمل کند. با این وجود، موانعی بر سر راه افزایش نسبت تراکم و در نتیجه افزایش راندمان حرارتی وجود دارد که کوبش در این موتورها به عنوان عمده‌ترین چالش، مطرح است. به بیان دیگر، به منظور جبران افت توان ناشی از به کارگیری گاز طبیعی به جای سوخت‌های مرسوم (بنزین و گازوئیل) ضروری است تا نسبت تراکم در این موتورها تا بیش‌ترین حد ممکن افزایش یابد. بدیهی است در این حالت تعیین محدوده‌های وقوع کوبش در موتور، بایستی به طور جدی لحاظ شود.

گاز طبیعی، با هیدروکربن متان به عنوان بخش اصلی تشکیل‌دهنده این سوخت شناخته می‌شود. احتراق متان متفاوت از احتراق سایر هیدروکربن‌های مایع است زیرا در متان، تنها پیوند کربن-هیدروژن وجود داشته و هیچ پیوند کربن-کربن وجود ندارد. بنابراین فرایند احتراق بسیار کامل‌تر انجام شده و هیدروکربن‌های غیرمتانی بسیار کم‌تری تولید می‌شوند. بازده حرارتی بهینه در شرایط مخلوط رقیق (Lean) و در نسبت‌های هم‌ارزی در حدود ۰/۶۵ تا ۰/۸ رخ می‌دهد. به دلیل وجود متان نسوخته، مجموع آلاینده هیدروکربنی<sup>۱</sup> (شامل هیدروکربن‌های سوخته و نسوخته) نسبت به موتورهای بنزینی بیش‌تر است [۲]. بنابراین از نقطه‌نظر به کارگیری گاز طبیعی به عنوان سوخت موتورهای احتراق داخلی، ضروری است تا تمامی عواملی که وقوع کوبش را تحت تاثیر خود قرار می‌دهند شناسایی و سهم هر یک در وقوع این پدیده نامطلوب بیان شود.

## اهداف و ماهیت مدل‌سازی

اهداف اصلی پیش‌بینی شده برای پژوهش حاضر عبارت‌اند از:

- توسعه و صحه‌گذاری مدل ترمودینامیکی موتور اشتعال جرقه‌ای که قادر به شبیه‌سازی پدیده کوبش بوده و در عین حال امکان بررسی اثر شاخصه‌های عملکردی موتور بر وقوع کوبش و شدت آن را دارا باشد.
  - بهبود فهم کیفی از وقوع خوداشتعالی در ناحیه گازهای نسوخته و شاخص‌های موثر بر آن با به کارگیری مکانیزم واکنش‌های شیمیایی مناسب.
  - ارزیابی و مقایسه راهبردهای مختلف مهار کوبش از جمله بررسی اثر اضافه‌شدن گازهای خروجی و تعیین نقاط ضعف و قوت هر یک به ویژه بر عملکرد و توان خروجی موتور و ارائه راه‌کار مناسب برای انتخاب نوع راهبرد با توجه به هدف مورد نظر (شامل افزایش توان، کاهش مصرف سوخت و ...).
- فراهم‌آوردن اطلاعات و داده‌هایی بیش‌تر از آنچه نتایج تجربی در اختیار می‌گذارد، کمک به فهم بهتر رخدادهای پیچیده داخل محفظه احتراق، کم‌هزینه‌تر بودن نسبت به آزمایشات تجربی و ... همگی از عواملی است که سبب ترغیب و تشویق محققان به استفاده از ابزارهای شبیه‌سازی به جای آزمایشات تجربی شده است. به علاوه از آنجایی که تمام عوامل عملکردی سیکل کامل موتور به طور مستقیم فرایند احتراق را تحت تاثیر قرار می‌دهند، شبیه‌سازی، به عنوان ابزاری قدرتمند برای پیش‌بینی عملکرد موتور مطرح می‌شود [۳].

مدل به کارگرفته شده در رهیافت حاضر، مدل ترمودینامیکی شبه ابعادی سه ناحیه‌ای است. این مدل‌ها قادرند تحت شرایط عملکردی داده‌شده، فرایندهای احتراق موتور را شبیه‌سازی کرده و شاخص‌های احتراقی مبنا از قبیل اطلاعات دما و همچنین فشار را در اختیار قرار دهند. مدل‌های شبه ابعادی می‌توانند اطلاعات کافی برای تغییرات فشار درون سیلندر، دما و غلظت ارائه دهند. علاوه بر آن، این نوع مدل، برخی فرایندهایی که در سیکل موتور رخ می‌دهد از جمله تشکیل مخلوط هوا، سوخت و گازهای باقی‌مانده از سیکل قبلی، تغییر در غلظت‌ها و انتقال گرما را شبیه‌سازی می‌کند. تمام این فرایندها به صورت جداگانه با کمک قوانین بقای جرم و انرژی که در هر ناحیه به کار گرفته می‌شود، شبیه‌سازی می‌شوند. عموماً در این مدل‌ها، نرخ سوختن از زیرمدل‌های فیزیکی فرایند احتراق آشفته به دست می‌آید [۴].

در بسیاری از تقریب‌های در نظر گرفته‌شده برای مدل‌سازی موتورهای اشتعال جرقه‌ای، از فرض تعادل شیمیایی برای ناحیه سوخته و شرایط سینتیک شیمیایی منجمد (Chemically Frozen) برای ناحیه نسوخته استفاده شده است. به‌علاوه،

<sup>1</sup> Total Hydrocarbon (THC)

برای تخمین نرخ سوختن، با توجه به پیچیدگی‌های استفاده از روش‌های تخمین نرخ سوختن و پیشروی شعله، از روش‌های نیمه تجربی محاسبه نرخ سوختن جرم به ویژه تابع نیمه تجربی ویب استفاده شده است [۵]. در مدل پیش‌رو، مخلوط داخل سیلندر در هر دو ناحیه به عنوان گازهای واکنش‌پذیر (Reactive Gas) در نظر گرفته شده و به صورت سینتیکی مدل می‌شوند. با این کار، زمینه برای پیش‌گویی وقوع کوبش در بخش نسوخته به صورت سینتیکی فراهم می‌شود. هم‌چنین، اگر محاسبه آلاینده‌های خروجی در دستور کار باشد، در این صورت، اهمیت به کارگیری سینتیک شیمیایی در ناحیه سوخته بیش از پیش نمایان خواهد شد.

## وقوع کوبش و ملاحظات مرتبط با آن

از میان تمامی علل ذکر شده در مورد وقوع کوبش، در حال حاضر اصلی‌ترین نظریه پذیرفته‌شده در مورد علت وقوع کوبش، بحث خوداشتعالی در ناحیه گازهای نسوخته است [۶]. گازهای نسوخته شامل مخلوطی از سوخت، هوا و گازهای باقی‌مانده از سیکل قبل در مقابل پیشانی شعله‌اند. بر اساس این نظریه، هنگامی که مخلوط گازهای نسوخته در اثر پیشروی شعله و هم‌چنین حرکت پیستون به سمت نقطه مرگ بالا، متراکم شده و دما و فشار مخلوط در مقابل پیشانی شعله به سطحی بحرانی رسید، در یک یا چند ناحیه شاهد پدید آمدن نقاط داغ و وقوع خوداشتعالی و تشکیل موج‌های ناشی از این افزایش فشار خواهیم بود.

در مدل‌سازی انجام‌شده در این تحقیق، برای پیش‌بینی رخداد کوبش در موتور، فشار سیلندر به صورت سینتیکی تحلیل شده است. از یک سینتیک شیمیایی شبه‌منطقه‌ای برای تعیین فعال‌شدن شیمیایی ناحیه گازهای نسوخته و اثر آن بر فشار سیلندر استفاده شده است. حالت ترمودینامیکی مخلوط نسوخته درون سیلندر، به شدت تحت تاثیر دمای نواحی و به طور ضمنی فشار داخل آن است. تعیین زاویه لنگی که طی آن اولین جهش فشار رخ می‌دهد و در حقیقت ناشی از خوداشتعالی در ناحیه نسوخته است، به عنوان شاخص وقوع کوبش شناخته شده و حداکثر دامنه نوسانات فشار در این حالت، شدت کوبش محسوب می‌شود. برای این منظور از تغییرات فشار سیلندر بر حسب زاویه لنگ استفاده می‌شود. با تخمین سینتیکی ناحیه نسوخته، این روش، به نوعی مطمئن‌ترین روش برای پیش‌گویی رخداد کوبش به شمار می‌رود. بر پایه همین روش، وقوع کوبش در موتور بررسی و شاخص‌هایی که به نحوی وقوع این پدیده را متأثر از خود می‌سازند مورد ارزیابی قرار خواهند گرفت. بررسی چهار شاخص مختلف به عنوان چهار راهبرد موثر بر جلوگیری از وقوع کوبش در این پژوهش شامل روش بازخورانی مجدد گازهای خروجی، رقیق‌سازی مخلوط، کاهش نسبت تراکم و تغییر زمان‌بندی جرقه، در دستور کار قرار گرفته است. در کنار این موضوع، تاثیر استفاده از هر راهبرد بر عملکرد خروجی موتور و مصرف مخصوص سوخت، مطالعه خواهد شد تا از این رهگذر شرایطی انتخاب شود که طی آن در کنار اجتناب از بحث وقوع کوبش، شاهد کم‌ترین افت در خروجی موتور باشیم.

## شرح مدل‌سازی و روابط حاکم

همان‌طور که پیش‌تر بیان شد، در پژوهش حاضر، از یک مدل ترمودینامیکی اصلاح شده که شامل بخش‌های سوخته، نسوخته و شعله به عنوان مرز این دو ناحیه است، استفاده شده است [۷]. قانون اول ترمودینامیک (بقای انرژی) به همراه معادله بقای جرم و مدل سینتیک شیمیایی شبه‌منطقه‌ای برای هر ناحیه به کار گرفته می‌شود. هر ناحیه به عنوان یک حجم کنترل فرض شده و تمامی روابط بالا برای هر ناحیه به کار گرفته شده است و در نهایت، معادلات دیفرانسیلی معمولی به دست‌آمده به صورت همزمان حل می‌شوند. عمده‌ترین فرضیات و تقریب‌های در نظر گرفته شده در این مدل شامل موارد زیر است:

- مشخصه‌های ترمودینامیکی تنها وابسته به زمان بوده و فرض می‌شود مخلوط موجود در هر ناحیه همگن است.
- در مرحله تراکم، محفظه احتراق سیلندر محتوی هوا، سوخت و گازهای باقی‌مانده از سیکل قبل است و هم‌چنین در طی مرحله انبساط ترکیب مخلوط داخل سیلندر تنها شامل گازهای سوخته است.
- پیشروی شعله به شکل کروی بوده و ضخامت پیشانی آن قابل صرف‌نظر است.

- انتقال گرما بین ناحیه سوخته و نسوخته ناچیز است.
- فشار مخلوط داخل سیلندر در تمام محفظه احتراق یکنواخت است.
- از نشتی بین حلقه پیستون و دیواره سیلندر (Blow-by)، چشم‌پوشی می‌شود.
- فرض می‌شود تمامی سوخت محترق می‌شود؛ به عبارت دیگر بازده سوخت ۱۰۰ درصد در نظر گرفته می‌شود.
- در طی مرحله احتراق ترکیب مخلوط نواحی سوخته و نسوخته توسط مکانیزم شیمیایی تعیین شده در حالی که در ناحیه شعله، محصولات شعله بر اساس فرض تعادل شیمیایی محاسبه می‌شوند.

سایر تقریب‌های در نظر گرفته شده مطابق مدل‌های مرسوم شبه ابعادی توسعه داده شده در کارهای قبلی است [۸]. بخش‌های اصلی فرایند مدل‌سازی سیکل بسته در این پژوهش علاوه بر سه مرحله تراکم، احتراق و انبساط، شامل مدل‌های انتقال گرما به دیواره‌های سیلندر، مکانیزم سینتیک شیمیایی، مدل‌سازی پیشروی شعله کروی و نرخ سوختن جرم (احتراق آشفته) و به کارگیری زیرمدلی برای در نظرگیری اثرات  $EGR$  است. هم‌چنین به منظور شناسایی خواص لحظه بسته‌شدن دریچه ورودی (آغاز مرحله تراکم)، در واقع شرایط اولیه مدل‌سازی، از مدل مخلوط‌شدن اولیه برای محاسبه خواص ورودی استفاده می‌شود. شعله آشفته عموماً به کمک شاخص شدت آشفستگی ( $u'$ ) و هم‌چنین مقیاس‌های طولی و زمانی که معرف جریان‌های داخل سیلندر است، توصیف می‌شود. سرعت شعله آرام  $\delta_L$ ، به عنوان معیاری مناسب برای توصیف مخلوط احتراق‌پذیر در فشار، دما و ترکیب شیمیایی معین به کار گرفته می‌شود [۹].

به جرات می‌توان گفت اصلی‌ترین بخش مدل‌سازی فرایند احتراق، محاسبه نرخ سوختن جرم است که با توجه به نوع مدل، روابط مختلفی برای تخمین آن پیشنهاد شده است. تاکنون چندین شیوه برای محاسبه کسر جرمی سوخته در موتورهای اشتعال جرقه‌ای پیشنهاد شده است که برخی شامل مدل‌های بسیار ساده مانند توابع مثلثی، ویب و ... می‌شوند [۱۰]. با این وجود، مدل‌های نیمه‌تجربی که ساختار شعله را مدنظر قرار نمی‌دهند، قادر نیستند درک کاملی از مفهوم سوختن جرم و تخمین آن را ارائه دهند. نکته‌ای که بایستی به دقت مورد توجه قرار گیرد آن است که به منظور محاسبه نرخ سوختن جرم لازم است تفسیر دقیق و مناسبی از سرعت پیشروی شعله در دسترس باشد.

شکل‌گیری شعله در طی مرحله احتراق در سه حالت تقسیم‌بندی می‌شود: مرحله توسعه که طی آن پیشروی شعله انجام می‌گیرد؛ مرحله سوختن سریع که طی آن نرخ سوختن جرم به حداکثر مقدار خود رسیده و تولید محصولات سوخته به سرعت افزایش می‌یابد؛ و سرانجام، مرحله خاموش‌شدن شعله که در این مرحله شعله به دیوارها رسیده و خاموشی شعله (Quenching) رخ می‌دهد.

عموماً، دو تقریب اصلی برای تخمین نرخ سوختن جرم در مدل‌های ترمودینامیکی مطرح است: مدل‌های نفوذی آشفته (Entrainment Models) و مدل‌های سوختن سریع (Flamelet Models) [۱۱ و ۱۲]. در مدل‌های نفوذی شبیه به آنچه که در مدل حاضر به کار گرفته شده به دلیل لحاظ کردن اثرات آشفستگی، هندسه شعله و نرخ سوختن جرم به ویژه در مرحله پایانی شعله (آخرین مرحله احتراق)، به شکل کاملاً مناسبی پیش‌بینی می‌شوند. این روش نخستین بار توسط بلیزارد و کک توسعه داده شد [۱۳] و سپس توسط تاباژینسکی نمونه بهبود یافته آن ارائه شد [۱۱]. در مقابل، مدل‌های سوختن سریع، به طور نسبی ساده‌تر بوده اما مراحل تاخیر در اشتعال و طول دوره احتراق در این مدل‌ها به شکل دقیقی محاسبه نمی‌شود؛ بنابراین در انتهای مرحله احتراق نیاز به انجام تصحیحاتی است.

بلیزارد و کک مدل پیشانی نفوذی را به شکل زیر، ارائه کردند:

$$\frac{dm_e}{dt} = \rho_u A_f u_{te} \quad (1)$$

$$\frac{dm_b}{dt} = \frac{m_e - m_b}{\tau_b} \quad (2)$$

که در این روابط،  $A_f$  مساحت پیشانی شعله و  $u_{te}$  سرعت مغشوش سوختن است که با توجه به سرعت آرام شعله و محاسبه ضریب آشفستگی از روابط نیمه‌تجربی حاصل خواهد شد؛  $m_e$  جرم مخلوط ورودی به شعله است. در روش پیشانی جبهه‌ی شعله

کروی<sup>۱</sup>، فرض می‌شود که ناحیه سوخته دارای پیشروی کروی شعله از محل قرارگیری شمع در هر زاویه لنگ است، سطح مقطع ناحیه سوخته، با استفاده از روشی که در انتهای این بخش معرفی خواهد شد، محاسبه می‌شود و بر اساس آن، مساحت مکمل آن (ناحیه نسوخته) حاصل خواهد شد. سرعت مغشوش ( $u_{te}$ ) به شکل زیر بیان می‌شود:

$$u_{te} = C_2 u' + S_L \quad (3)$$

در رابطه بالا،  $C_2$  ضریب کالیبراسیون است. شدت آشفستگی بر اساس رابطه زیر بیان می‌شود:

$$u' = 0.75 \times S_p \left( 1 - \frac{\theta}{90} \right) \quad (4)$$

در رابطه بالا،  $S_p$  سرعت خطی پیستون است. پس از بررسی چندین رابطه ارائه شده برای محاسبه سرعت شعله آرام متان ( $S_L$ )، نهایتاً روابط ارائه شده در مرجع [۱۴] استفاده می‌شوند. بر اساس این روابط، سرعت آرام شعله متان به شکل زیر بیان می‌شود:

$$S_L = \left( \frac{T_u}{T_{u0}} \right)^{\alpha_T} \times \left( \frac{P_u}{P_{u0}} \right)^{\beta_P} \times g(\phi_r) \times S_{L0} \quad (5)$$

که در روابط بالا داریم:

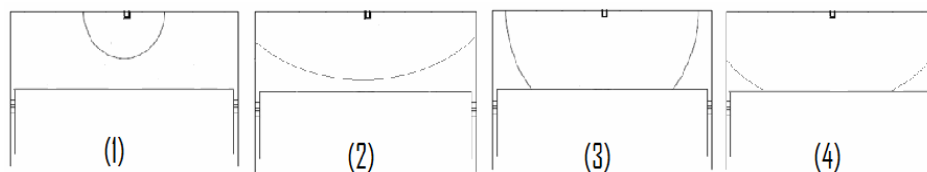
$$S_{L0} = -177.43\phi^3 + 340.77\phi^2 - 123.66\phi - 0.2297 \quad (6)$$

$$\alpha_T = 5.75\phi^2 - 12.15\phi + 7.98 \quad (7)$$

$$\beta_P = -0.925\phi^2 + 2\phi - 1.473 \quad (8)$$

$$g(\phi_r) = 3.4259\phi_r^2 - 3.6993\phi_r + 1.002 \quad (9)$$

در رابطه بالا،  $\phi_r$  کسر جرمی مقدار گازهای اضافه شده به حجم کل مخلوط است.  $T_{u0}$  و  $P_{u0}$  به ترتیب به ترتیب ۳۰۰ کلوین و ۱۰۰ kPa در نظر گرفته شده‌اند. در عین حال، در مرجع مورد اشاره، برای نسبت‌های هم‌ارزی محدوده ۰/۴۹ تا ۱/۴۳، فشار ۰/۰۵ تا ۱MPa،  $\phi_r$  در محدوده‌های ۰ تا ۰/۴۳ و دماهای ۳۰۰ تا ۴۰۰ کلوین صحه‌گذاری شده و درستی روابط مورد تأیید قرار گرفته است. واضح است که استفاده از رابطه سرعت شعله آرام فوق، امکان لحاظ اثرات اضافه شدن گازهای بازگشتی به مخلوط ورودی را فراهم کرده که در نهایت منجر به ایجاد زمینه‌ای برای بررسی تاثیر اضافه‌شدن گازهای خروجی بر وقوع کوبش می‌شود که در بخش نتایج به این موضوع پرداخته خواهد شد. به منظور در نظر گیری هندسه‌ی شعله و پیشروی کروی آن، از روابطی که در مرجع [۱۵] برای تقریب پیشانی شعله پیشنهاد شده است، استفاده می‌شود. با توجه به فرض قرارگیری شمع در مرکز سیلندر و پیشروی کروی، چهار حالت مختلف برای پیش‌بینی رفتار شعله در مواجهه با دیواره‌های سیلندر و پیستون قابل تصور است که در شکل (۱) نشان داده شده است:



شکل ۱- چهار احتمال رفتار شعله، هنگام پیشروی در مواجهه با بدنه داخلی محفظه احتراق

هم‌چنین به منظور لحاظ کردن اثرات اضافه کردن گازهای خروجی به داخل سیلندر، از رابطه EGR جرمی استفاده می‌شود [۱۶]؛ بنابراین داریم:

$$EGR(\%) = \frac{m_{EGR}}{m_{air} + m_{fuel} + m_{EGR}} \times 100 \quad (10)$$

<sup>1</sup> Spherical Flame Front (SFF)

که در آن،  $m_{EGR}$  جرم گازهای بازگردانی شده از مخلوط خروجی است. اجزای در نظر گرفته شده برای ارزیابی اثر بازخورانی مجدد گازهای خروجی، شامل اکسیژن، نیتروژن، آب و دی اکسید کربن هستند. وزن مولکولی مجموع گازهای بازگشتی بر اساس رابطه واکنش شیمیایی آن‌ها به شکل زیر محاسبه می‌شود:

$$MW_{EGR} = \frac{1}{\phi + 9.52} (\phi MW_{CO_2} + 2\phi MW_{H_2O} + (2 - 2\phi) MW_{O_2} + 7.52 MW_{N_2}) \quad (11)$$

که در رابطه بالا  $\phi$  نسبت هم‌ارزی است. وزن مولکولی مخلوط هوا و سوخت نیز عبارت است از:

$$MW_{fuel-air} = \frac{1}{\phi + 9.52} (\phi MW_{CH_4} + 9.52 MW_{air}) \quad (12)$$

با توجه به ماهیت مدل سیکل بسته ترمودینامیکی، روابط توسعه داده شده برای سه مرحله تراکم، احتراق و انبساط، به صورت مجزا قابل به کارگیری است. ماهیت مدل سازی در مراحل تراکم و انبساط دقیقاً مانند یکدیگر است با این تفاوت که در مرحله تراکم فرض می‌شود تمام مخلوط، مشخصات مخلوط نسوخته را داراست و به طور عکس، در مرحله انبساط همه مخلوط محبوس داخل سیلندر، سوخته است. در مرحله احتراق با توجه به قانون بقای انرژی به عنوان شالوده‌ی اصلی مدل‌های شبه‌ابعادی، برای ناحیه سوخته به شکل زیر قابل ارائه است:

$$\frac{dQ_b}{dt} = P \frac{dV_b}{dt} + \frac{d(H - PV)_b}{dt} + \dot{m}_b h_f \quad (13)$$

که در رابطه بالا، جمله سوم سمت راست معادله، بیانگر ورود جرم سوخته از بخش شعله به این ناحیه به عنوان محصولات شعله است. رابطه مشابهی برای ناحیه نسوخته نیز قابل ارائه است؛ رابطه بقای انرژی شیمیایی برای این ناحیه به شکل زیر ارائه می‌شود:

$$\frac{dY_{j,b}}{dt} = \frac{\dot{m}_b}{m_b} (Y_{j,f} - Y_{j,b}) + \frac{MW_j}{\rho_b} \sum_{k=1}^{NR} \nu_{j,k} \omega_k \quad (14)$$

در رابطه (۱۴)، جمله اول سمت راست، تغییرات جزء شیمیایی ناشی از تبادل جرم میان بخش شعله و ناحیه سوخته و جمله دوم، تغییرات این جزء در اثر واکنش‌های شیمیایی است. با بسط رابطه فوق و در نظرگیری جمله انتالپی ناحیه سوخته، در نهایت قانون بقای انرژی برای ناحیه سوخته بر حسب دمای این ناحیه به شکل زیر بازنویسی می‌شود:

$$\frac{dT_b}{dt} = \frac{1}{m_b c_{p,b}} \frac{dQ_b}{dt} + \frac{V_b}{m_b c_{p,b}} \frac{dP}{dt} - \frac{\dot{m}_b}{m_b c_{p,b}} \sum_{j=1}^{NS} Y_{j,f} (h_{j,b} - h_{j,f}) - \frac{1}{c_{p,b}} \sum_{j=1}^{NS} h_{j,b} \frac{MW_j}{\rho_b} \sum_{k=1}^{NR} \nu_{j,k} \omega_k \quad (15)$$

که در این رابطه، جمله اول سمت راست، انتقال گرما بین ناحیه سوخته و دیواره سیلندر، جمله دوم، کار حجم ناشی از حرکت پیستون و جبهه‌ی شعله، جمله سوم ناشی از انتقال جرم و انرژی بین ناحیه سوخته و نسوخته از طریق شعله و اختلاف انتالپی شعله و ناحیه سوخته و در نهایت، جمله آخر، بیانگر تغییرات انتالپی ناشی از واکنش‌های شیمیایی در این ناحیه است. همان‌طور که پیش‌تر ذکر شد، روابط مشابهی نیز برای ناحیه نسوخته قابل ارائه است که با توجه به شباهت شیوه استخراج معادلات، صرفاً به ارائه رابطه نهایی بسنده می‌شود؛ قانون اول ترمودینامیک برای ناحیه سوخته به شکل زیر استخراج می‌شود:

$$\frac{dQ_u}{dt} + V_u \frac{dP}{dt} = \dot{m}_b h_u + m_u c_{p,u} \frac{dT}{dt} + m_u \left[ \sum_{j=1}^{NS} h_{j,u} \frac{MW_j}{\rho_u} \sum_{k=1}^{NR} \nu_{j,k} \omega_k \right] + \dot{m}_u h_u \quad (16)$$

نرخ خالص انتقال گرما از ناحیه سوخته محسوب می‌شود و از آن جایی که فرض شده انتقال گرما بین دو ناحیه وجود ندارد، مقدار آن برابر با نرخ انتقال گرما به دیواره‌های بخش سوخته است. بر اساس فرض ثابت بودن جرم محبوس داخل

سیلندر که پیش از این بیان شد ( $\dot{m}_b + \dot{m}_u = 0$ )، جمله اول و آخر سمت راست رابطه بالا حذف و دمای ناحیه نسوخته بر اساس این رابطه، به شکل زیر نهایی می‌شود:

$$\frac{dT_u}{dt} = \frac{1}{m_u c_{p,u}} \frac{dQ_u}{dt} + \frac{V_u}{m_u c_{p,u}} \frac{dP}{dt} - \frac{1}{c_{p,u}} \sum_{j=1}^{NS} h_{j,u} \frac{MW_j}{\rho_u} \sum_{k=1}^{NR} v_{j,k} \omega_k \quad (17)$$

در رابطه بالا، جمله آخر سمت راست تغییرات دمای این ناحیه ناشی از واکنش‌های شیمیایی است.

به منظور تعیین مشخصات لحظه اول احتراق در ناحیه سوخته، ضروری است تا محصولات خروجی از شعله و هم‌چنین مشخصات ترمودینامیکی این بخش ارائه شود. برای این منظور، از فرض تعادل شیمیایی برای محاسبه این مشخصات استفاده شده است. اجزای شیمیایی در نظر گرفته شده برای خروجی شعله بر اساس بیش‌ترین احتمال حضور در ناحیه سوخته، عبارتند از:  $\text{H}_2$ ،  $\text{CO}_2$ ،  $\text{CO}$ ،  $\text{H}$ ،  $\text{H}_2\text{O}$ ،  $\text{OH}$ ،  $\text{N}_2$ ،  $\text{O}_2$ ،  $\text{CH}_4$  و  $\text{O}$ .

در این مدل‌سازی، از رابطه انتقال گرما و شنی برای محاسبه انتقال گرما به دیواره‌ها استفاده می‌شود [۱۷]. رابطه و شنی بر پایه مدل انتقال گرمای اجباری بوده با این تفاوت که عدد رینولدز در این روش، با روابط فشار و دما جایگزین می‌شود. در واقع در این رابطه، عدد رینولدز بر اساس قطر سیلندر، سرعت متوسط پیستون و لزجت سینماتیکی بیان می‌شود. با توجه به آنکه طبق فرض، از انتقال گرمای بین نواحی سوخته و نسوخته چشم‌پوشی شده است، ناحیه شعله از دید نظری به عنوان یک دیواره بی‌دررو فرض شده است. بنابراین، انتقال گرمای کل سیلندر برابر با مجموع انتقال گرمای هر یک از نواحی سوخته و نسوخته است. بر این اساس داریم:

$$A_{total} h(T - T_w) = h_u A_u (T_u - T_w) + h_b A_b (T_b - T_w) \quad (18)$$

$A_u$  و  $A_b$  به ترتیب سطح مقطع نواحی سوخته و نسوخته است. رابطه ضریب انتقال گرما نیز به صورت زیر بیان می‌شود [۱۷]:

$$h = 3.26 \times D^{-0.2} \times P^{0.8} \times T^{-0.55} \times w^{0.8} \quad (19)$$

در رابطه بالا،  $w$  بر حسب متر بر ثانیه به شکل زیر بیان می‌شود [۱۷]:

$$w = \left[ c_1 S_p + c_2 \frac{V_d T_1}{P V_1} (P - P_m) \right] \quad (20)$$

$S_p$  سرعت خطی پیستون و  $V_1$ ،  $P_1$ ،  $T_1$  نیز شرایط، در حالت اولیه در نظر گرفته می‌شوند. بدین ترتیب که  $V_1$  حجم سیلندر در لحظه بسته شدن دریچه ورودی است.  $c_1$  و  $c_2$  نیز بر اساس پیشنهاد و شنی، برای مرحله تراکم  $2/28$  و  $0$  و برای مراحل احتراق و انبساط،  $2/28$  و  $0/00326$  در نظر گرفته شده است. دمای دیواره نیز برابر  $450$  کلون لحاظ شده است. عموماً دو نوع مکانیزم اصلی برای متان در نظر گرفته می‌شود؛ شبه‌منطقه‌ای (Quasi-Global) و واکنش‌های به تفصیل (Detailed). بسته به نوع ساختار مولکولی سوخت، هزاران جزء شیمیایی و واکنش مقدماتی قابل تصور است. در مورد واکنش‌های به تفصیل، با توجه به پیچیدگی و تعداد زیاد این اجزا و واکنش‌های شیمیایی و هم‌چنین هزینه‌های محاسباتی بسیار زیاد آن‌ها، عموماً مکانیزم‌های شبه‌منطقه‌ای که  $20$  تا  $30$  واکنش را شامل می‌شوند، در برخی مقاصد خاص به شدت مورد توجه‌اند. نکته‌ای که در مورد این مکانیزم‌ها بایستی اشاره شود آن است که نیاز به کالیبره شدن با داده‌های تجربی داشته و بنابراین پیش‌گویی مدل، خارج از محدوده کالیبراسیون تجربی، دقیق نخواهد بود و این مسئله به عنوان یک نقطه ضعف در این نوع مکانیزم‌ها مطرح است. با این وجود، مدل‌های منطقه‌ای برای پیش‌گویی وقوع کوبش در موتورهای SI مناسب‌اند. در پژوهش حاضر، از یک ساختار سینتیک شیمیایی که پیش از این با موفقیت در یک موتور دوگانه‌سوز به کار گرفته شده استفاده می‌شود؛ این مکانیزم شامل  $32$  واکنش و  $14$  جزء شیمیایی است [۱۸]. با توسعه روابط مربوط به مکانیزم شیمیایی و استفاده از ساختار سینتیک شیمیایی در نظر گرفته شده، در نهایت معادلات تمامی مراحل بسته شده و با حل هم‌زمان معادلات دیفرانسیل مرتبه اول معمولی، تغییرات شاخص‌های داخل سیلندر از جمله فشار، دما، غلظت اجزای شیمیایی و ... به دست خواهد آمد. با توجه به مکانیزم به کار گرفته شده در هر دو ناحیه سوخته و نسوخته و سایر معادلات دیفرانسیل تشکیل شده

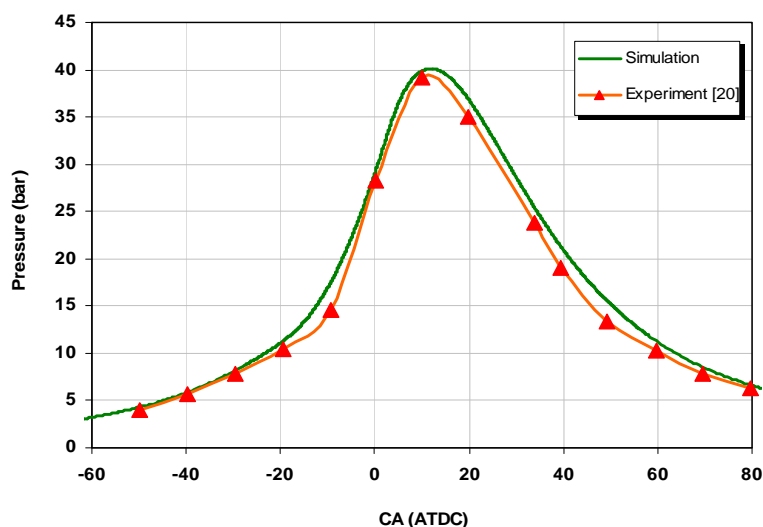
که پیش از این به آن‌ها پرداخته شد، دستگاه معادلات دیفرانسیل پیچیده‌ای در انتها حاصل خواهد شد. علاوه بر آن، بایستی به این نکته توجه داشت که، عموماً دستگاه حاصل از معادلات واکنش‌های احتراقی، بدرفتار (Stiff) به حساب می‌آیند؛ دلیل این موضوع نیز با این حقیقت توجیه می‌شود که سرعت پیشرفت واکنش‌ها، اختلافات بسیار قابل توجهی با هم دارد به نحوی که نرخ پیشرفت واکنش‌های رادیکالی بسیار سریع‌تر از برخی واکنش‌های اجزای پایدار انجام می‌شود که در بعضی موارد، منجر به وقوع خطای تقسیم بر صفر در معادلات می‌شود. بر همین اساس، ضرورت به کارگیری شیوهی حل مناسبی برای جلوگیری از وقوع این وضعیت ضروری است. در کنار این موضوع، بایستی توجه داشت که حلگر انتخابی برای دستگاه، از دقتی فوق‌العاده بالا برخوردار باشد؛ زیرا در معادلات احتراقی، مرتبه برخی از شاخص‌ها حتی از مرتبه توانی ۳۵ نیز ایجاد می‌شود. به همین دلیل است که این حلگر بایستی از دقت مضاعفی نسبت به دستگاه‌های مرسوم بهره‌مند باشد.

در کد محاسباتی حاضر، از یک زیربرنامه توسعه داده‌شده در محیط فرترن (FORTRAN) با نام DVODE<sup>1</sup> که به صورت رایگان در اختیار است، استفاده شده است [۱۹].

## بحث و نتایج

پیش از بحث در مورد نتایج به دست آمده از کد شبیه‌ساز، ضروری است تا صحت آنها مورد تایید قرار گیرد؛ با توجه به ماهیت نظری کد توسعه داده‌شده، ضروری است تا نتایج به دست آمده از آن با یک نمونه آزمایشگاهی که پیش از این مورد تایید قرار گرفته است، با شرایط مشابه، مقایسه و از صحت و درستی نتایج به دست آمده از آن و در عین حال کارایی آن، اطمینان حاصل شود. به شکل مرسوم، با توجه به ساختار مدل‌سازی‌های ترمودینامیکی، استفاده از ضرایب کالیبراسیون به منظور تطبیق برخی روابط نیمه‌تجربی (سرعت شعله مغشوش و ...)، با شرایط خاصی که در شبیه‌سازی موتور در نظر گرفته شده است، ضروری است. بر این اساس، در شرایط عملکردی مختلف، تغییرات فشار داخل سیلندر با نتایج به دست آمده از نمونه تجربی مقایسه شده است. شکل (۲)، تغییرات فشار را در شرایط عملکردی نشان داده شده بر حسب زاویه لنگ نمایش می‌دهد. مشخصات هندسی موتور تحقیقاتی که صحت‌گذاری نتایج با آن انجام شده است، در مرجع [۲۰] موجود است.

همان‌طور که مشاهده می‌شود سازگاری مناسبی در پیش‌بینی فشار با نتایج تجربی قابل دستیابی است. با توجه به اهمیت نمودار تغییرات فشار بر حسب زاویه لنگ در مدل‌های شبه‌ابعادی، سازگاری این نمودار با داده‌های تجربی، به معنای تایید ماهیت اصلی کد و امکان استفاده از نتایج تغییرات فشار آن برای مقاصد آتی است.

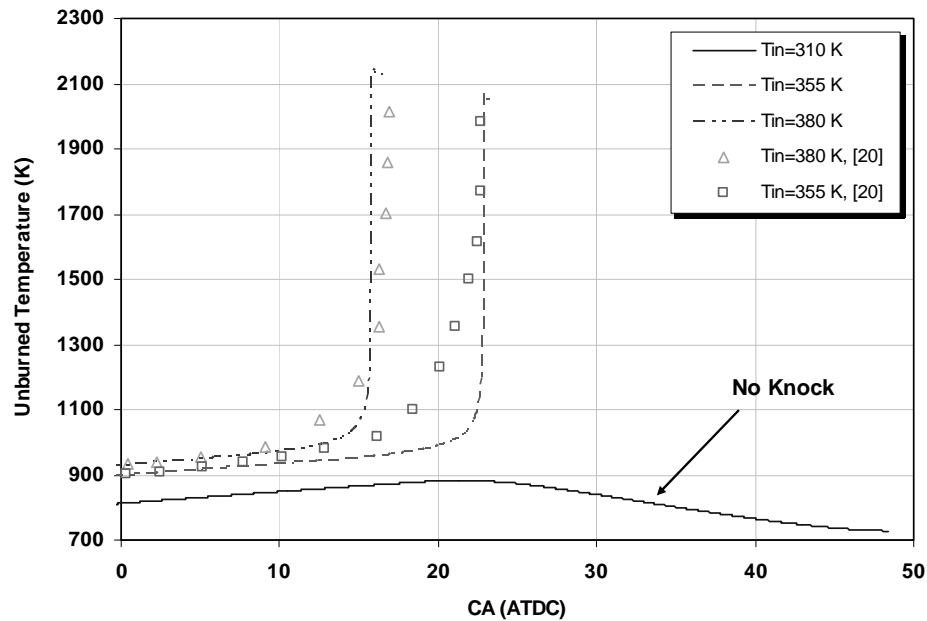


شکل ۲- مقایسه نمودار فشار در دو حالت محاسبه شده و تجربی [۲۰]  
 900 RPM, IT=27.5 BTDC, CR=8.5,  $\phi=1.0$ ,  $T_{in}=300K$

<sup>1</sup> Double Precision Variable-coefficient Ordinary Differential Equation (DVODE)



به منظور ارزیابی توانایی کد توسعه داده شده در پیش‌گویی لحظه وقوع کوبش، لازم است شرایطی فراهم شود تا طی آن وقوع کوبش در ناحیه گازهای نسوخته نیز مورد توجه قرار گیرد. افزایش دمای ناحیه نسوخته، به عنوان شاخصی موثر در تشخیص آغاز خوداشتعالی شناخته می‌شود. در شکل (۳) مقایسه‌ای میان تغییرات دمایی ناحیه نسوخته از نتایج به دست آمده از مدل‌سازی و نتایج مرجع ارائه شده است. بر اساس نتایجی که در مرجع اصلی موجود است، روند تغییرات، سازگاری مناسبی با آن نتایج دارد. در این شکل، خطوط، نمایانگر داده‌های کد محاسباتی و علائم، نتایج مرجع صحه‌گذاری‌اند.

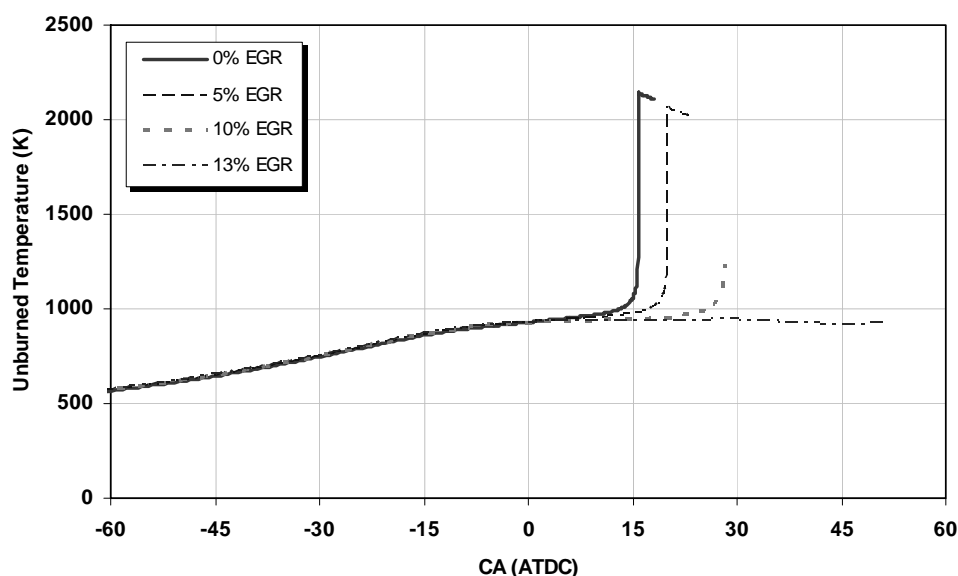


شکل ۳- مقایسه تغییرات دمایی ناحیه نسوخته محاسبه شده با نتایج مرجع [۲۰]  
 900 RPM, CR=14, ST=10.8 BTDC,  $\phi=1.0$ , EGR=0%  
 (خطوط، نمایانگر داده‌های کد محاسباتی و علائم، نتایج مرجع است)

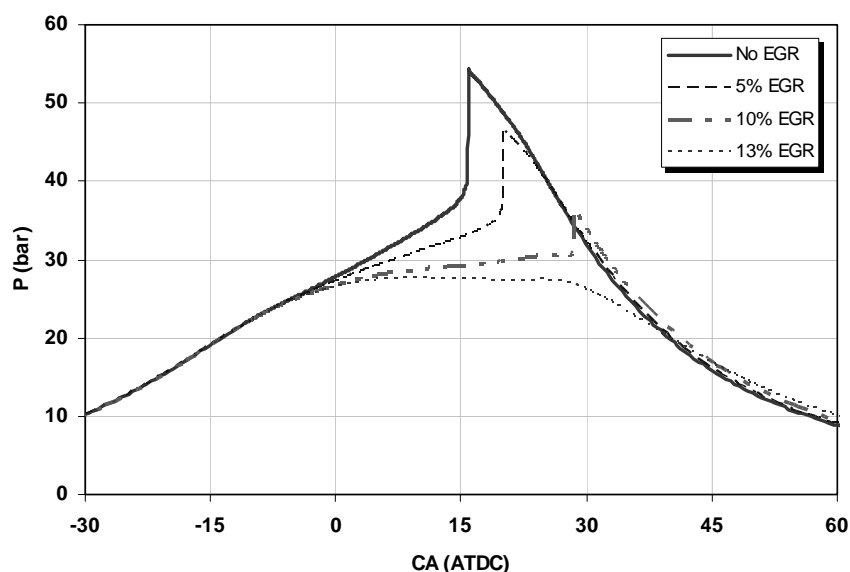
زمانی که شرایط کارکردی موتور در منطقه امن و دور از حالت وقوع کوبش قرار دارد، تغییرات دمایی ناحیه نسوخته ناشی از واکنش‌های شیمیایی، در مقایسه با انرژی آزاد شده ناشی از احتراق، انتقال گرما و حرکت پیستون، ناچیز است. در مقابل، هنگامی که در مرحله احتراق، واکنش‌های با نرخ بالا و قابل توجه در ناحیه گازهای نسوخته رخ دهد، دمای این ناحیه به سرعت افزایش یافته و سبب سرعت‌گرفتن واکنش‌های اولیه و در نهایت بروز کوبش می‌شود. همان‌طور که در شکل (۳) مشاهده می‌شود، با افزایش دمای ورودی، شاهد پیش‌افتادن وقوع کوبش در موتور خواهیم بود به نحوی که در دمای ورودی ۳۸۰ کلوین، افزایش دمای ناحیه نسوخته در حدود ۱۶ درجه بعد از نقطه‌ی مرگ بالا مشاهده می‌شود. علاوه بر آن، همان‌طور که مشاهده می‌شود، در شرایط بدون کوبش (دمای ورودی ۳۱۰ کلوین)، دمای بخش نسوخته در محدوده‌ی پایینی قرار داشته و تا پیش از اتمام دوره احتراق و رسیدن جبهه‌ی شعله‌ی عادی به این ناحیه، شاهد هیچ‌گونه افزایش قابل توجه دما نخواهیم بود.

پس از اطمینان از سازگاری نتایج کد محاسباتی با نتایج ارائه شده در مرجع، اینک اثر شرایط مختلف عملکردی بر کوبش ارزیابی می‌شود. به عنوان اولین بررسی، شکل (۴)، اثر اضافه‌کردن درصد‌های مختلف بازگشت گازهای خروجی به داخل سیلندر را بر وقوع کوبش بررسی می‌کند. همان‌طور که مشاهده می‌شود با افزایش اضافه‌کردن این درصد و در مقدار مشخصی، کوبش، مهار شده است. در حقیقت با اضافه شدن ۱۳ درصد گازهای بازگشتی، کوبش مشاهده نخواهد شد. استفاده از این روش به عنوان اولین راهبرد برای مهار کوبش در این پژوهش مطرح می‌شود.

این مفهوم، در شکل (۵) نیز به گونه‌ای دیگر بیان شده است بدین صورت که در این شکل، اثر اضافه کردن درصد‌های مختلف EGR بر فشار سیلندر نمایش داده شده است. استدلالی مطابق آنچه برای شکل (۴) ارائه شد، قابل بیان است.



شکل ۴- تأثیر اضافه کردن EGR بر وقوع کوبش در ناحیه گازهای نسوخته  
900 RPM, CR=14 ST=10.8 BTDC,  $T_{in}=380K$

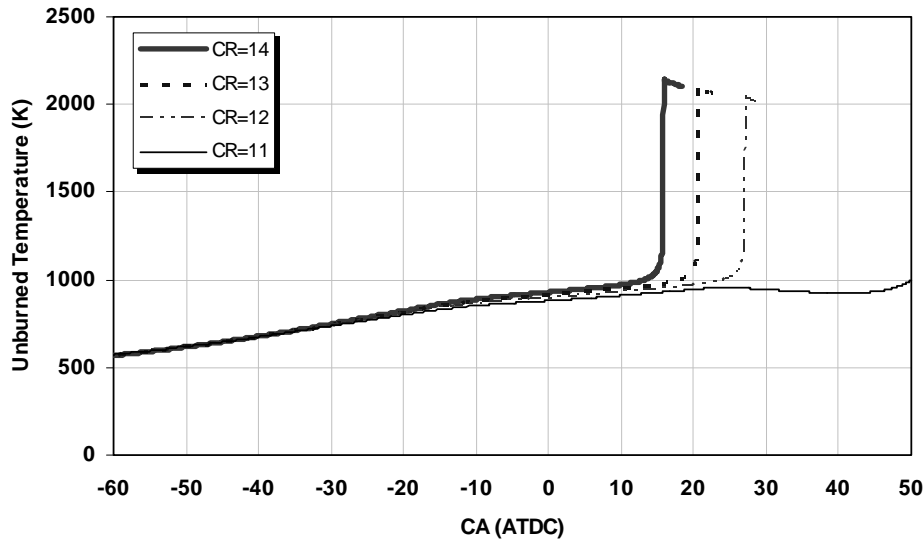


شکل ۵- تأثیر اضافه کردن درصد‌های مختلف EGR بر وقوع کوبش بر حسب زاویه لنگ  
900 RPM, CR=14 ST=10.8 BTDC,  $T_{in}=380K$

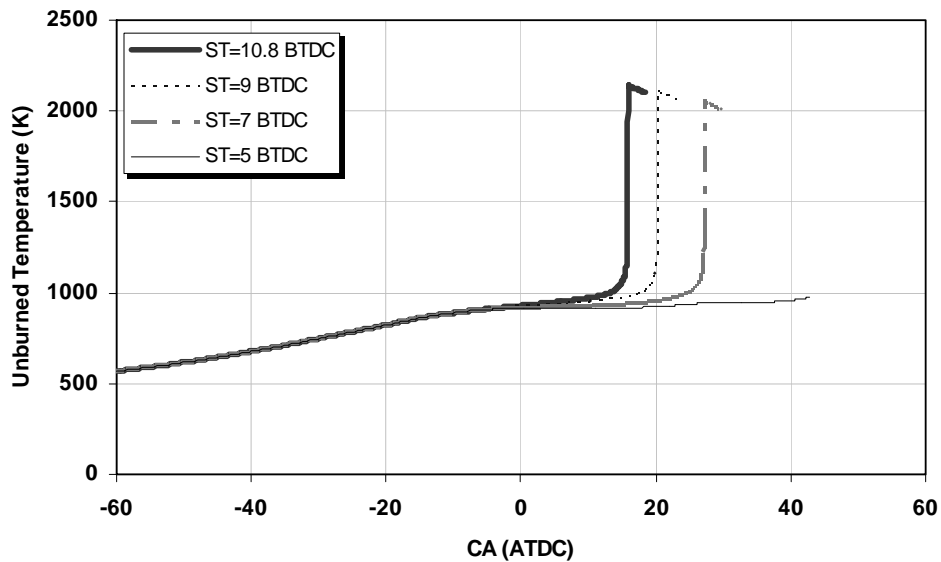
شکل (۶)، تغییرات دمای ناحیه نسوخته را در نسبت‌های تراکم متغیر بر حسب زاویه لنگ نمایش می‌دهد؛ اثر نسبت تراکم بر کوبش به عنوان یکی از شناخته شده‌ترین روش‌ها در مهار کوبش شناخته می‌شود. همان‌طور که در شکل (۶) ملاحظه می‌شود در نسبت تراکم ۱۱ شاهد عدم بروز کوبش در شرایط عملکردی هستیم. این روش نیز به عنوان یکی دیگر از روش‌های جلوگیری از رخداد کوبش شناخته می‌شود.

در شکل (۷) تغییرات دمای ناحیه نسوخته در زمان‌بندی‌های متغیر جرعه نشان داده شده است. با آوانس کردن زمان جرعه، حداکثر فشار افزایش می‌یابد و دمای کلی داخل سیلندر در نتیجه آن 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. بر همین اساس این شاخص نه به تنهایی بلکه در کنار سایر شاخص‌ها و رفتار موتور و با توجه به این شرایط، اثر آن بر وقوع کوبش ارزیابی می‌شود. در واقع، در اثر زمان‌بندی جرعه، اثری دو سویه مشاهده می‌شود. همان‌گونه که ملاحظه می‌شود با افزایش آوانس جرعه در محدوده مشخصی، اثر افزایش فشار و در نتیجه دمای ناشی از آن به کاهش طول دوره احتراق برتری داشته و تمایل موتور به کوبش بیش‌تر می‌شود.



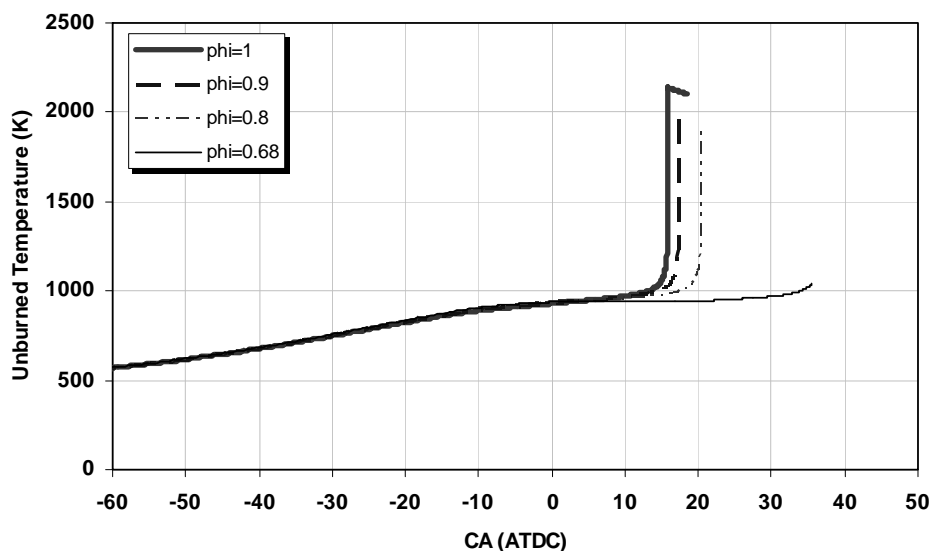
شکل ۶- اثر نسبت تراکم بر تغییرات دمای ناحیه گازهای نسوخته و بروز خوداشتعالی  
900 RPM, ST=10.8 BTDC,  $T_{in}=380K$ , EGR=0%



شکل ۷- رفتار دمای نسوخته در لحظه وقوع کوبش در زمان‌بندی‌های متغیر اشتعال  
900 RPM,  $T_{in}=380K$ , EGR=0%, CR=14

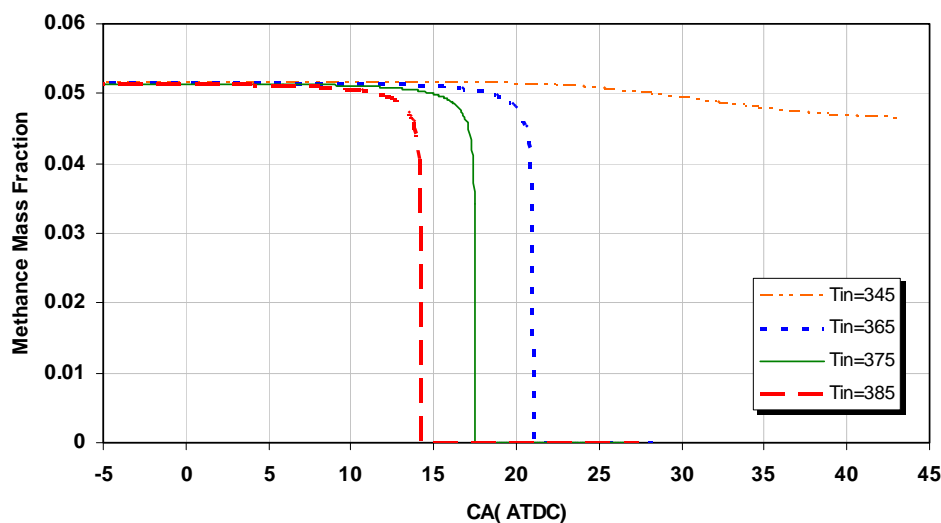
به عنوان چهارمین ارزیابی از روش‌های موثر در مهار کوبش، در شکل (۸) اثر نسبت هم‌ارزی بر دمای ناحیه نسوخته بر حسب زاویه لنگ مشاهده می‌شود. همان‌طور که ملاحظه می‌شود با رقیق شدن مخلوط، شاهد افت فشار بیشینه و تاخیر در لحظه وقوع آن و نهایتاً کاهش احتمال وقوع کوبش هستیم. با کاهش نسبت هم‌ارزی، شاهد افزایش زمان تشکیل شعله و پیشروی آن و احتراق کندتری خواهیم بود. بر این اساس، این شیوه به عنوان چهارمین راهبرد در بحث مهار کوبش مطرح

می‌شود. در عین حال بایستی توجه کرد که رقیق‌سازی مخلوط اگرچه احتمال وقوع کوبش را کاهش می‌دهد، در عین حال افت قابل توجه کار خروجی موتور را در پی خواهد داشت که این موضوع به هیچ وجه مطلوب نبوده و بر این اساس این راهبرد در حالت کلی مورد توجه قرار نمی‌گیرد. در ادامه، این مفهوم بیشتر بسط داده خواهد شد.



شکل ۸- تغییرات دمای ناحیه نسوخته در لحظه وقوع کوبش بر حسب زاویه لنگ با نسبت هم‌ارزی مختلف  
900 RPM, ST=10.8 BTDC,  $T_{in}=380K$ , EGR=0%

یکی دیگر از شاخص‌هایی که عموماً در مطالعات مربوط به کوبش به شدت مورد توجه قرار می‌گیرد، تغییرات غلظت برخی اجزای شیمیایی مهم و تاثیرگذار است. به این منظور، در شکل (۹)، تغییرات کسر جرمی متان نمایش داده شده است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود، خوداشتعالی گازهای نسوخته با نمایش افت آبی کسر جرمی برخی اجزای واکنش‌دهنده (مصرف سریع اجزا) از جمله متان و اکسیژن نیز و یا به طور عکس، افزایش یک‌باره در غلظت محصولات نیز شناخته می‌شود. در شکل (۹) ملاحظه می‌شود که با افزایش دمای ورودی شاهد جلو افتادن مصرف جزء متان و در واقع کمک به وقوع کوبش هستیم و همان‌طور که در شکل (۳) نیز بیان شد، در دمای ورودی کمتر از ۳۴۵ کلوین، شاهد مصرف عادی متان در حین احتراق هستیم بدین معنا که کوبش مشاهده نمی‌شود.



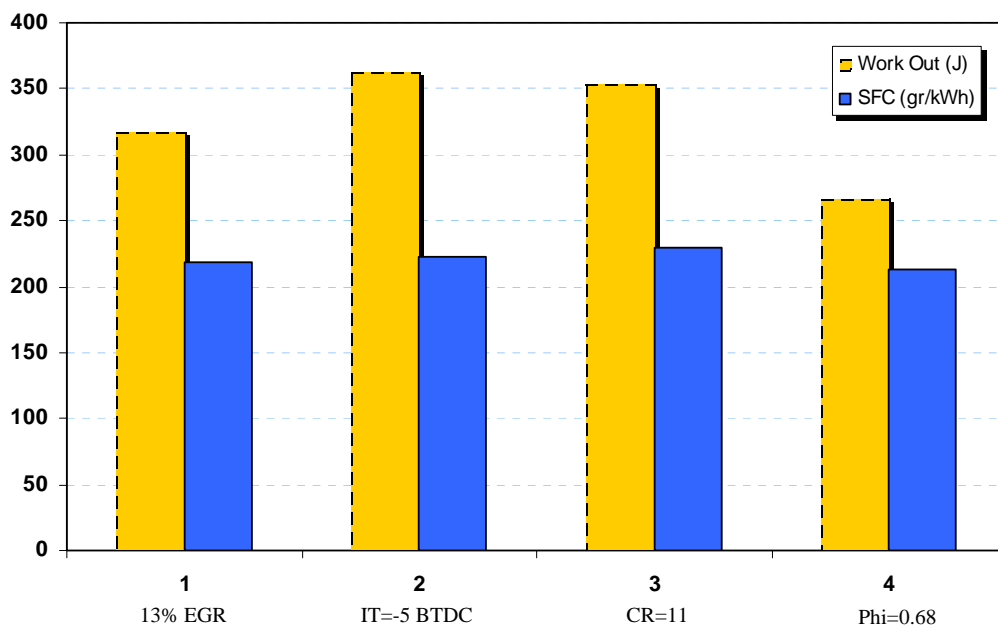
شکل ۹- کسر جرمی متان در لحظه وقوع کوبش بر حسب زاویه لنگ در دماهای ورودی متغیر  
900 RPM, CR=14, ST=10.8 BTDC, EGR=0%

در نمودارهای اخیر، اثرات برخی از مهم‌ترین شاخص‌های عملکردی بر وقوع کوبش مورد تحلیل و بررسی قرار گرفت. به بیان دیگر، شرایط مرزی محدوده‌ی وقوع کوبش برای این شاخص‌ها تعیین شد و بر این اساس، این امکان فراهم شد تا به کمک تغییر هرکدام از شاخص‌های بالا، از وقوع کوبش جلوگیری شود. به بیان دیگر، در حال حاضر، چندین راهبرد مختلف برای جلوگیری از رخداد کوبش در اختیار است که به طور عمده شامل کاهش نسبت تراکم، استفاده از احتراق رقیق‌سوز (کاهش نسبت هم‌ارزی)، تاخیر زمان جرقه (ریتارد کردن) و نهایتاً بازخورانی مجدد گازهای خروجی می‌شوند. حال، به نظر می‌رسد تحلیل این موضوع که هر روش چه ویژگی‌ها و همچنین چه نقاط ضعفی داشته و به طور مشخص چه تاثیری بر عملکرد نهایی موتور خواهد داشت، ارزشمند خواهد بود.

برای این منظور، راهبرد در نظر گرفته شده برای دستیابی به آن، به این صورت است که با ثابت نگه‌داشتن تمامی شرایط عملکردی در مقداری مشخص و تغییر یکی از عواملی که وقوع کوبش متأثر از رفتار آن است، محدوده‌ی وقوع کوبش ارزیابی می‌شود. چهار شاخصی که برای این منظور در نظر گرفته شده است عبارت‌اند از: نسبت تراکم، زمان‌بندی جرقه، نسبت هم‌ارزی و شیوه *EGR*.

بعد از تغییر هر یک از شاخص‌های فوق و یافتن مقدار بهینه‌ی آن‌ها به نحوی که در آن مقدار، وقوع کوبش مهار خواهد شد، عملکرد موتور، شامل مصرف مخصوص سوخت و کار خروجی محاسبه می‌شود. در نتیجه این کار، مزایای هر یک از راهبردهای فوق برای مهار کوبش، بر عملکرد نهایی موتور ارزیابی می‌شود. این موضوع در شکل (۱۰) بررسی شده است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود راهبرد کاهش نسبت تراکم و نسبت هم‌ارزی مخلوط اگرچه منجر به کاهش احتمال وقوع کوبش در موتور می‌شوند، با عملکرد نهایی موتور نتایج مطلوبی را در پی نخواهد داشت؛ بر این اساس، این دو راهبرد در مبحث مهار کوبش مورد توجه قرار نمی‌گیرند.

در مقابل، تاخیر در زمان جرقه و همچنین اضافه کردن *EGR* به مخلوط به منظور مهار کوبش، راه‌حلی عملی و در عین حال کارا محسوب می‌شود. تاخیر زمان جرقه، منجر به تامین توان خروجی بیشتر برای موتور شده و در مقابل، استفاده از روش *EGR* امکان تامین بازده حرارتی مناسب‌تر و مصرف سوخت کم‌تر را فراهم می‌کند. به بیان دیگر، بایستی توازنی میان دستیابی به حداکثر توان خروجی، کم‌ترین مصرف مخصوص سوخت و در عین حال دوری از محدوده‌های وقوع کوبش برقرار کرد.



شکل ۱۰- مقایسه کار خروجی اندیکاتوری با مصرف مخصوص سوخت در حالت بدون کوبش

## نتیجه گیری

در پژوهش حاضر، با استفاده از یک مدل ترمودینامیکی شبه‌ابعادی سه ناحیه‌ای، سیکل بسته موتور شبیه‌سازی و وقوع کوبش در آن مدل شده است. مدل احتراقی توسعه داده شده با توجه به اصلاحاتی که در آن انجام شده، قادر است پیش‌بینی دقیق‌تری نسبت به سایر مدل‌های هم‌رده خود از برخی شاخص‌های کلیدی، از جمله دمای ناحیه نسوخته که برای توصیف دقیق پدیده خوداشتعالی در این ناحیه ضروری است، ارائه دهد. با به کارگیری سینتیک شیمیایی شبه منطقه‌ای برای احتراق متان در هر دو ناحیه سوخته و نسوخته، امکان تحلیل وقوع کوبش در ناحیه نسوخته به شکل سینتیکی فراهم شده است و نتایج به دست‌آمده، موید امکان به کارگیری شرایط کارکردی مختلف برای پیش‌گویی وقوع کوبش بوده است. همچنین به منظور تخمین نرخ سوختن جرم از روابط سرعت شعله‌ی مغشوش متان استفاده شده است. این شیوه باعث تخمین بهتر نرخ سوختن جرم و ارائه تصویری واقعی از پیشروی شعله و هندسه آن می‌شود. علاوه بر آن، وقوع کوبش از روش‌های مختلفی از جمله افزایش آبی دمای ناحیه نسوخته، مصرف آبی و یا افزایش تولید غلظت برخی اجزای شیمیایی، مورد بررسی و اثبات قرار گرفته است. اثر شاخص‌های مختلف عملکردی بر رخداد کوبش بحث شده و علاوه بر آن، راهبردهای مختلف مهار کوبش مقایسه و توانایی‌ها و نقاط ضعف هر یک در این زمینه، مشخص شد. صحت‌گذاری انجام شده با نتایج تجربی، نشان دهنده سازگاری مناسب داده‌های تجربی و محاسبه شده است. با توجه به تحلیل فشار سیلندر برای پیش‌گویی کوبش، در دو حالت عملکردی مختلف، داده‌های فشار سیلندر با نتایج تجربی مقایسه شد.

## مراجع

1. Kowalewicz, A., and Wojtyniak, M., "A Comparison of Combustion Characteristics of Waste Cooking Oil with Diesel as Fuel in a Direct Injection Diesel Engine," Proc. IMech. Engrs, Part D: J. Automobile Engineering, 219, pp. 103-125, 2004.
2. Natural Gas at a Glance, Secondary Energy Information Book, pp. 28-31, USA, 2007.
3. Stone, R., Introduction to Internal Combustion Engines, Society of Automotive Engineers, Second Edition, 1993.
4. Ramos, J. I., Internal Combustion Engine Modeling, Hemisphere Publishing Corporation, First Edition, 1989.
5. Hajireza, S., Sundén, B., and Mauss, F., "A Three Zone Model for Investigation of Gas Behavior in the Combustion chamber of SI Engines in Relation to Knock," SAE Paper No. 1999-01-0219, 1999.
6. König, G., and Sheppard, C. G. W., "End-Gas Auto-Ignition and Knock in a Spark Ignition Engine," SAE Paper No. 902135, 1990.
7. Ghanbari, M., Jazayeri, S. A., and Ebrahimi R., "A Refined Analytical Combustion Model for Evaluating the Effects of EGR Percentage on Improvement of Knock Characteristics of Natural Gas in Spark Ignition Engine," ASME World Congress, IMECE2008-68607, Boston, USA, 2008.
8. Ibrahim, A., and Bari, S., "Optimization of Natural Gas SI Engine Employing EGR Strategy Using a Two Zone Combustion Model," J. of Fuel, 87, Issues 10-11, pp. 1824-1834, 2008.
9. Williams, F. A., "Turbulent Combustion," SIAM, Philadelphia, 1985.
10. Shrestha, S. O., and Karim, G. A., "A Predictive Model for Gas Fueled Spark Ignition Engine Applications," SAE Paper No. 1999-01-3482, 1999.
11. Tabaczynski, R. J., Trinker, F. H., and Shannon B. A. S., "Further Refinement and Validation of a Turbulent Flame Propagation Model for Spark-Ignition Engines," Combustion and Flame, 39, pp. 111-121, 1980.
12. Blumberg, P. N., Lavoie, G. A., and Tabaczynski, R. J., "Phenomenological Models For Reciprocating Internal Combustion Engines," Progress in Energy and Combustion Sciences, 5, pp. 123-167, 1979.
13. Blizard, N. C., and Keck J. C., "Experimental and Theoretical Investigation of Turbulent Burning Model for Internal Combustion Engines," SAE Paper No. 740191, 1974.
14. Liao, S. Y., Jiang, D. M., Huang, Z. H., Cheng, Q., Gao, J., and Hu, Y., "Approximation of Flammability Region for Natural Gas-Air-Diluent Mixture," Journal of Hazardous Materials, A125, pp. 23-28, 2005.
15. Chin, Y. W., Matthews, R. D., Nicholas, S. P., and Kiehne, T. M., "Use of Fractal Geometry to Model Turbulent Combustion in SI Engines," Combustion Science and Technology, 86, pp. 1-30, 1992.
16. Abd-Alla, G. H., "Using Exhaust Recirculation in Internal Combustion Engines: a Review," Energy Conversion and Management, 43, pp. 1027-1042, 2002.
17. Woschni, G., "A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine," SAE Paper No. 670931, 1967.
18. Karim, G. A., and Zhaoda, Y., "An Analytical Model for Knock in Dual Fuel Engine of the Compression Ignition Type," SAE Paper No. 880151, 1988.

19. Brown, P. N., Byrne, G. D., and Hindmarsh, A. C., "VODE: A Variable Coefficient ODE Solve," SIAM J. Sci. Stat. Comput., 10, pp.1038-1051, 1989.
20. Karim, G. A., Gao, J., and Attar, A., "A Predictive Approach to Spark Ignition Engine Performance Fuelled with Common Gaseous Fuels and Their Mixtures," Proceeding of ASME Conference, 1995.

## English Abstract

# Evaluation of Various Knock Control Methods in a Spark Ignition Engine Fuelled with Natural Gas through a Three Zone Quasi-Dimensional Combustion Model

M. Ghanbari<sup>1</sup>, R. Ebrahimi<sup>2</sup> and S. A. Jazayeri<sup>1</sup>

1- Department of Mechanical Engineering, K. N. Toosi University of Technology

2- Department of Aerospace Engineering, K. N. Toosi University of Technology

*Detection of knock onset to control abnormal combustion is one of the most important targets in SI engine modeling. The present contribution describes a refined analytical approach to knock occurrence simulation and its intensity. In the quasi-dimensional model used in this research, the homogeneous charge of the cylinder during the combustion period is assumed to be divided into three parts; These include: burned product, unburned reactant, which comprises the end gas region, and flame front. One of the advantages of this research is its application of turbulent flame propagation to mass burning rate estimation and its use of kinetic reactions mechanism in both burned and unburned zones. A 32 step- and 14 species- mechanism is applied to examine the behavior of the end gas region. Finally, operating parameters, factors affecting knock onset and its intensity (e.g. inlet pressure and temperature, equivalence ratio, spark timing, compression ratio, etc.) have been examined. Moreover, the effects of EGR on knock occurrence and engine output are evaluated as an effective method, and are compared against other factors. The predictive engine model has been validated through comparing the calculated results with the experimental data from an actual engine, and the results show a significant agreement between the two.*

**Key Words:** Knock, Turbulent flame front, Three zones combustion model, Exhaust gas recirculation