مجله مهندسی مکانیک مدرس، خرداد 1394، دوره 15، شماره 3، ص‌ص 53-62

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

شبیه‌سازی یک موتور احتراق جرقه‌ای پرخوران با هدف مطالعه پدیده خوداشتعالی، کوبش و تاثیر آن بر گسترش شعله به‌کمک کد کیوا

علی نصیری طوسی[1*]، آرمان رستم‌پور[2]

1- استادیار، دانشکده مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران

2- کارشناس ارشد، دانشکده مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران

* تهران، صندوق پستی 1651114833، anasiri@iust.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 02 مهر 1393

پذیرش: 28 آذر 1393

ارائه در سایت: 04 بهمن 1393

کلید واژگان:

خوداشتعالی

کوبش

موتور ملی پرخوران

دینامیک سیالات محاسباتی

گسترش شعله

چکیده

پدیده کوبش، پدیده‌ای تصادفی و پیچیده بوده و انجام آزمایش‌های تجربی موتور در شرایط با کوبش، بسیار پر هزینه است. موتور مورد بررسی در این مقاله، موتور EF7(TC) می‌باشد که یک موتور دوگانه سوز با پایه گازسوز است و در صورت استفاده از بنزین احتمال وقوع کوبش در این موتور زیاد است. در این مقاله به‌کمک کد کیوا-نسخه 3وی به شبیه‌سازی یک سیکل کامل این موتور تحت شرایط با کوبش و بدون کوبش پرداخته شده است. هندسه این موتور به کمک نرم افزار انسیس و به صورت ساختاریافته، شبکه‌بندی گردید. از آنجا که کد کیوا-نسخه 3وی مجهز به مدل خود اشتعالی نمی باشد، مدل انتگرال کوبشی به کد اصلی اضافه شد. نتایج به‌دست آمده از شبیه‌سازی به دو روش فشار درون سیلندر و دمای راهگاه دود خروجی اعتباردهی شد که نشان داد نتایج شبیه‌سازی در مقایسه با داده‌های آزمایشگاهی از دقت مناسبی برخوردار است. با توجه به نتایج آزمایشگاهی، هرچند کد کیوا-نسخه 3وی و مدل انتگرال کوبشی قادر به مدل کردن نوسانات فشاری در شرایط با کوبش نمی‌باشند اما به خوبی محل و زمان وقوع کوبش را شبیه‌سازی می‌کنند. در نهایت به بررسی نحوه توسعه و نفوذ شعله در محفظه احتراق و چگونگی تشکیل جبهه دوم پرداخته شده است. با توجه به نتایج به‌دست آمده در شبیه‌سازی، جبهه دوم شعله در نزدیکی سوپاپ دود تشکیل و گسترش می‌یابد. نتایج به‌دست آمده، توانایی این مدل در پیش‌بینی خود اشتعالی و محاسبه اثرات کوبش را به‌خوبی نشان می‌دهد به‌طوری‌که با استفاده از آن و بدون نیاز به یک کار تجربی که امکان آسیب رساندن به موتور (به‌دلیل کوبش) در آن وجود دارد، می‌توان در شرایط عملکردی مختلف اقدام به مطالعه پدیده کوبش و اثرات آن نمود.

Simulation of a turbocharged SI engine to investigate auto-ignition, knock onset and flame propagation by using Kiva code

Ali Nassiri-Tossi*, Arman Rostampour

Department of Automotive Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran
* P.O.B. 1651114833, Tehran, Iran, anasiri@iust.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 24 September 2014
Accepted 19 December 2014
Available Online 24 January 2015

Keywords:
Auto-ignition
Knock
Computational fluid dynamics
Flame propagation
National turbocharged engine

ABSTRACT

Knock is a random and complex phenomenon in reciprocating engines and engine tests under knocking conditions involve high costs. In this investigation, EF7(TC) engine, which is a bi-fuel spark ignition engine and has relatively high probability of knock phenomena is used. The simulation is conducted using KIVA-3V code to simulate the engine under non-knocking and knocking conditions. ANSYS-ICEM software is used to generate structured mesh for its geometry which is provided by IPCO. The original KIVA-3V code does not have an auto-ignition model; therefore, a knock integral model has been added to the original code. In this paper, the results of simulation are verified using two methods, experimental in-cylinder pressure and exhaust port gas temperature. The theoretical results proved good agreement with experimental data. Compared to experimental data, KIVA-3V and Integral Knock method were shown to simulate knock accurately, although the code cannot simulate the fluctuations of knock. Finally, development of flame in combustion chamber and formation of second flame front was investigated in numerical simulation. Moreover, the simulation results show that second flame-front is created near exhaust valves and propagates onward. The results show that the model can accurately predict auto-ignition and calculate the effects of Knock, So, it is possible to use this model to investigate the Knock phenomenon and its effects without any experimental tests which engine damages are expected to produce during a knocking cycle.

1- مقدمه

پدیده کوبش، پدیده‌ای است که با ایجاد جبهه جدید شعله در محفظه احتراق رخ می دهد. بنابراین در پدیده کوبش نرخ سوختن سوخت به شدت افزایش می‌یابد. افزایش نرخ سوختن به معنای افزایش میزان انرژی آزاد شده می‌باشد. در نتیجه، پدیده کوبش منجر به افزایش شدید فشار و دمای گازهای محفظه احتراق می‌شود. این افزایش دما و فشار در محفظه احتراق باعث افزایش شدید انتقال حرارت از دیواره‌ها می‌شود.

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

Please cite this article using:

A. Nassiri-Tossi, A. Rostampour, Simulation of a turbocharged SI engine to investigate auto-ignition, knock onset and flame propagation by using Kiva code, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 3, pp. 53-62, 2015 (In Persian)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.3.23.3]

گرچه تلاش‌های زیادی به منظور شناخت پدیده کوبش، پارامتر های موثر بر آن و تاثیرات آن بر عملکرد موتور صورت گرفته است، اما همچنان بررسی این پدیده، تاثیرات آن روی سایر مشخصه‌های موتور و شبیه‌سازی این پدیده از جمله موارد مورد علاقه پژوهشگران می‌باشد. علت این امر بیشتر به فرآیندهای پیچیده درون موتور و تا حدودی ناشناخته بودن و وابستگی آنها به هندسه موتور می‌باشد. این پیچیدگی ها باعث شده است که شبیه‌سازی پدیده کوبش کاری دشوار و زمانبر و البته مورد توجه دانشمندان باشد.

گالونی و همکاران در سال 2014 به بررسی تجربی و عددی پدیده کوبش در یک موتور پرخوران پرداختند. آنها به کمک کد فایر[1] و مدل ای ان بی[2]، یک سیکل موتور را شبیه‌سازی کرده و با مقایسه اطلاعات تجربی و داده‌های عددی سعی در پیدا کردن نقاط مستعد برای تشکلی جبهه دوم شعله و در نهایت کوبش داشتند [1].

در سال 2012، وی و همکاران وقوع و شدت کوبش را در یک موتور احتراق جرقه‌ای بررسی کردند. آنها با اضافه کردن معادله موج به کد کیوا و با استفاده از روش سینتیکی کاهش‌یافته، پدیده کوبش را شبیه‌سازی کردند. در این پژوهش ضمن اعتبارسنجی مدل مورد استفاده به کمک یک محفظه احتراق ساده (استوانه‌ای)، پدیده کوبش را با شدت‌های متفاوت بررسی کردند [2].

در مقاله دیگری که در سال 2012 منتشر شده است، ژن و همکاران به کمک نرم‌افزار جی تی پاور[3] و استفاده از مدل انتگرال کوبش، پدیده کوبش را شبیه‌سازی کردند. در این پژوهش آنها در یک سیکل بسته (از زمان بسته شدن سوپاپ هوا تا زمان باز شدن سوپاپ دود) شبیه‌سازی را انجام داده و با تغییر میزان EGR[4]، تاثیر آن بر شدت کوبش را بررسی کردند. بر اساس این تحقیق، افزایش میزان EGR ضمن کاهش شدید بازده دمایی سیکل، منجر به تعویق افتادن زمان وقوع کوبش می‌شود [3].

در دهه‌ی اخیر کارهای زیادی در زمینه ی بررسی پدیده ی کوبش و تاثیرات آن صورت گرفته است که یکی از جامع ترین و مهمترین آنها در سال 2011 و توسط ژن و همکاران صورت گرفته است [4]. پژوهشگران به معرفی پدیده کوبش و بررسی انواع مدلهای موجود به منظور پیشبینی این پدیده از قبیل مدلهای بر پایه فشار داخل سیلندر[5]، مدلهای بر پایه ی لرزش موتور[6]، مدلهای بر پایه دمای گاز خروجی[7] و ... پرداخته‌اند. علاوه بر مطالب فوق به بررسی نقاط قوت و ضعف انواع مدلهای ارائه شده برای شبیه‌سازی پدیده کوبش از جمله مدل کوبش ای ان بی پرداخته‌اند (در پژوهش دیگری که توسط چان و همکاران انجام شده، تقریبا کارهایی مشابه صورت گرفته است[5]). برای کسب اطلاعات بیشتر به مراجع 4 و 5 مراجعه شود.

کاکایی و همکاران در سال 1388 تاثیر متغیرهای مختلف در تشخیص کوبش به همراه نحوهٔ انتخاب بهینهٔ آنها با استفاده از تحلیل نتایج آزمونهای انجام شده بر روی موتور ملی پرخوران را بررسی نمودند[6]. با بررسی نتایج آزمونها مشخص شد که کوبش در بسامدهایی خاص به علت حالت (مد) های ارتعاشاتی صوتی در محفظهٔ احتراق رخ می دهد که روش هایی برای پیش بینی و محاسبهٔ این بسامدها ارائه شد.

اولویر و همکاران در سال 2006، به بررسی روش پیشبینی وقوع کوبش از روی انتقال حرارت پرداختند. از آنجایی که در هنگام وقوع پدیده ی کوبش میزان انتقال حرارت افزایش می یابد، در این مقاله به بررسی سیگنال‌های دمایی اطراف محفظه ی احتراق به منظور دستیابی به روشی جدید و غیر درونی برای پیشبینی پدیده کوبش، می‌پردازند. در این مقاله دانشمندان از یک مدل دوبعدی و شبیه‌سازی دو ناحیه‌ای استفاده کرده‌اند. آنها به کمک مدل تنش رینولدز[8]، جریان توربولانسی و انتقال حرارت از دیواره ها را مدل کرده اند. آنها برای اعتبارسنجی مدل خود از حل تحلیلی استفاده نموده و در نهایت با تحلیل سیگنالهای دمایی و انتقال حرارت عبوری از دیواره سیلندر موفق به پیشبینی کوبش شدند [7].

در یک پژوهش جالبی که در سال 2006 توسط روت و همکاران صورت گرفت، محققین به بررسی رفتار پدیده کوبش در موتورهای احتراق جرقه‌ای پرداختند [8]. در این پژوهش به تحلیل ترمودینامیکی محل وقوع پدیده کوبش و شدت آن پرداختند. موتور مورد بررسی در این پروژه یک موتور با 4 سوپاپ و سیستم تزریق سوخت مستقیم می‌باشد که در سر سیلندر آن سنسورهای مختلف نصب شده بود. آنها به کمک داده‌های گرفته شده از سنسورهای فشاری مختلف و با توجه به مکان هر یک از این سنسورها محل وقوع کوبش را در شرایط مختلف محاسبه کردند.

ناکاما و همکاران در مقاله‌ای که در سال 2006 منتشر کردند به شبیه‌سازی چند بعدی کوبش پرداختند و راهکارهای مختلف کنترل آن را مورد بررسی قرار دادند [9].

لام در رساله دکتری خود به بررسی عددی و آزمایشگاهی پدیده کوبش پرداخته است. او علاوه بر شبیه‌سازی پدیده کوبش به بررسی چگونگی نفوذ شعله در محفظه احتراق و تشکیل جبهه دوم پرداخت [10].

در مقاله منتشر شده توسط گراندین و دنبرات در سال 2002، دانشمندان به بررسی تاثیرات پدیده کوبش بر انتقال حرارت پرداختند [11]. در این مطالعه، تاثیر وقوع کوبش و شدت آن بر انتقال حرارت با آزمایش بر بیش از 10000سیکل موتوری منحصر به فرد انجام شد. انتقال حرارت عبوری از دیواره ها با اندازه گیری دمای دیواره محفظه احتراق تحت شرایط کوبش، تخمین زده شد. آنها به این نتیجه رسیدند در صورتی که شدت کوبش بیش از 0/2 Mpa باشد، برروی میزان انتقال حرارت تاثیر می گذارد. در صورتی که شدت کوبش بیش از 0/6 Mpa باشد بیشترین مقدار انتقال حرارت 2/5 برابر بیشتر از سیکل بدون کوبش می شود. آنها به این نکته نیز اشاره کرده اند که جهت نوسانات فشاری بر روی انتقال حرارت تاثیر ندارد.

به منظور کوچک‌سازی و افزایش گشتاور خروجی موتور EF7، پروژه تجهیز این موتور به پرخوران در شرکت ایپکو در دست اقدام می‌باشد. پرخوران نمودن یک موتور، احتمال وقوع کوبش را افزایش می‌دهد و بر این اساس لازم است تا نسبت تراکم موتور پرخوران نسبت به موتور تنفس طبیعی کوچکتر باشد که در مورد این موتور نسبت تراکم از 11/5 به 9/5 کاهش یافته است.

باوجود کاهش نسبت تراکم، با در نظر گرفتن بیشینه بالاتر فشار در موتور پرخوران شده و نیز تغییرات سیکل به سیکل (که خارج از اراده طراح می‌باشد)، احتمال وقوع پدیده کوبش در موتورهای پرخوران شده بیشتر است. بدین لحاظ، شناخت عملکرد موتور EF7(TC) در شرایطی که احتمال وقوع کوبش در آن انتظار می‌رود، امری ضروری است تا با اطلاع از آن، استراتژی مناسب برای جلوگیری از بروز این پدیده مضر انتخاب گردد.

1- AVL FIRE v2011 code
2- AnB Knock Model
3- GT power
4- Exhaust Gas Recirculation
5- In-Cylinder Pressure Analysis
6- Engine Block Vibration Analysis
7- Exhaust gas temperature analysis
8- Reynolds Stress Model (RSM)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.3.23.3]

آزمایش‌های تجربی موتور جدا از هزینه های مرتبط با آن، با توجه به اینکه نیاز به نگه داشتن موتور در شرایط کوبش می‌باشد، می‌تواند منتج به آسیب دیدن موتور نیز گردد. این موضوع در شرایط کوبش سنگین محتمل‌تر است. در سالهای اخیر دینامیک سیالات محاسباتی بطور گسترده‌ای برای طراحی و بهینه‌سازی موتور احتراق داخلی استفاده می‌شود. این روش تحلیل، ضمن عدم نیاز به تجهیزات زیاد (در مقایسه با دستگاه‌های تست موتور) و افزایش دقت آزمایش ها، امکان دسترسی به طیف وسیعی از اطلاعات (جریان داخل سیلندر، تشکیل و پیشروی شعله، تعیین مکان رخداد خود اشتعالی و . . .) را فراهم می‌نماید که با تست های آزمایشگاهی قابل دسترسی نمی‌باشد. بدیهی است روش عددی باید در کنار آزمایش‌های تجربی به منظور اعتباردهی و بهینه کردن مدل‌ها مورد استفاده قرار گیرند.

2- موتور مورد مطالعه و روند شبیه سازی

موتور مورد مطالعه در این تحقیق موتور ملی پرخوران می‌باشد که مشخصات فنی آن در جدول 1 آورده شده است. این موتور از خانواده موتور EF7 می‌باشد که با هدف کوچک‌سازی و افزایش گشتاور خروجی موتور EF7 با تنفس طبیعی، مجهز به پرخوران شده و در شرکت ایپکو در حال آزمایش می باشد.

نرم افزار مورد استفاده برای تحلیل این موتور کد باز[1] کیوا-نسخه 3وی[2] است که در آزمایشگاه لس آلاموس نوشته شده و بطور رایجی در صنعت موتور استفاده می‌شود. قبل از شبیه‌سازی عددی، لازم است تا هندسه موتور تهیه و سپس با استفاده از آن اقدام به تولید شبکه موتور نمود. این امر توسط نرم افزارهای تخصصی تجاری که خوشبختانه از تنوع خوبی نیز برخوردار می‌باشند صورت می‌گیرد که در ادامه به تفصیل بدان پرداخته خواهد شد.
شبکه موتور تولید شده به همراه اطلاعات ورودی دیگر از قبیل شرایط مرزی ورودی و خروجی موتور، منحنی باز و بسته شدن شیرهای ورودی و خروجی و دیگر پارامترهایی که باید تعریف گردد توسط کد کیوا خوانده شده و حل عددی در بازه زمانی تعریف شده از موتور صورت می گیرد. اطلاعات بیشتر در مورد کد باز کیوا را می‌توان در مرجع 12 یافت.

پس پردازش و تجزیه و تحلیل داده های خروجی کد کیوا، با استفاده از نرم افزارهای مربوطه صورت می‌گیرد. با استفاده از این نرم افزارها به آسانی می‌توان انواع نمودارهای دو بعدی، سه بعدی و حتی انیمیشن ایجاد کرد.

در حال حاضر از آنجا که کد اصلی کیوا، مدل خوداشتعالی ندارد با اضافه نمودن زیربرنامه پیشبینی خوداشتعالی، این توانمندی به آن اضافه شد. به منظور اعتبارسنجی نتایج، توزیع فشار عددی بر حسب زاویه لنگ که از نتایج عددی به‌دست آمده است با نتایج آزمایشگاهی شرکت ایپکو، مقایسه شده است.

لازم به ذکر است که تمامی اطلاعات مربوط به موتور مورد مطالعه و داده‌های آزمایش‌های تجربی از شرکت ایپکو گرفته شده است. در ضمن، تمامی آزمایش‌های در بار کامل و با سوخت بنزین انجام شده است.

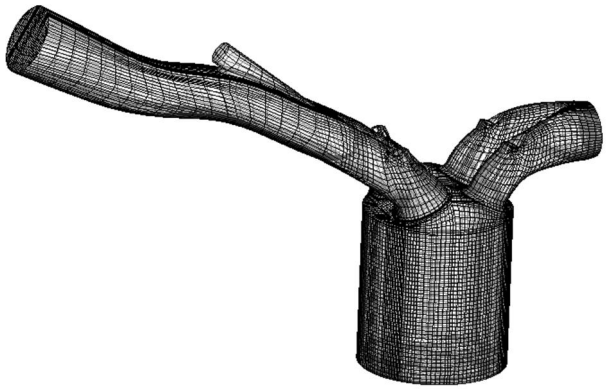
3- آماده‌سازی شبکه

قبل از شبیه‌سازی عددی، شبکه موتور با استفاده از نرم افزار انسیس[3] ایجاد شد. از آنجا که کد کیوا-نسخه 3وی فقط توانایی تحلیل شبکه سازمان یافته را دارد، این کار با اتصال بلوکهای مستطیلی که بصورت شبکه سازمان یافته زده شده اند، انجام می‌شود. در فرآیند شبیه سازی و وقتی پیستون یا سوپاپ ها حرکت می‌کند، ساختار داخلی مش بطور خودکار تغییر می‌کند و به این ترتیب حرکت پیستون یا سوپاپ ها مدل می‌شوند. در شکل 1 شبکه ایجاد شده برای موتور EF7(TC) آورده شده است. شبکه ایجاد شده برای موتور EF7(TC) دارای 121804 سلول و بیش از 257000 گره می‌باشد. این تعداد سلول با توجه به نتایج تحقیق‌های قبلی که بر روی هندسه مشابه صورت گرفته است، در حالت بهینه می‌باشد [13].

از آنجایی که استقلال شبکه یکی از مباحث مهم و تاثیرگذار در حل عددی می‌باشد، در این مقاله شبکه ایجاد شده برای موتور EF7(TC) مجددا از لحاظ استقلال شبکه مورد بررسی قرار گرفت. بدین منظور حل عددی برای 5 شبکه با تعداد سلول های مختلف انجام گردید و فشار لحظه‌ای در مرکز سیلندر و در نقطه‌ای زیر محل شمع اندازه‌گیری شد (شکل 2). با توجه به شبکه‌های مورد استفاده در تحقیق‌های گذشته با استفاده از همین هندسه، بررسی استقلال شبکه با 82600 سلول آغاز شد [13]. سپس با حدود 40% افزایش و کاهش یکپارچه اندازه سلولها، به بررسی تاثیر تعداد سلولها بر روی نتایج شبیه‌سازی پرداخته شد. با توجه به شکل 2، با افزایش تعداد سلولها تا 121804 سلول، نتایج فشار درون سیلندر تغییر می‌کند. در واقع نتایج وابسته به تعداد و کیفیت شبکه مورد استفاده می‌باشد. همانطوری که در شکل 2 مشخص است، نتایج حل عددی با تعداد سلولهای 121804 و 157348 به هم نزدیک شده‌اند. بنابراین به منظور صرفه جویی در زمان انجام حل عددی، شبکه‌بندی با تعداد سلول 121804 برای انجام حل عددی انتخاب گردید. ابعاد سلولها در شبکه ایجاد شده برای موتور EF7(TC) در جدول2 ارائه گردیده است. لازم بذکر است که انتخاب فشار در فرایند اعتباردهی به شبکه انتخاب شده، از آنجا که در برگیرنده سایر پدیده ها از

جدول 1 مشخصه های فنی موتور EF7(TC)

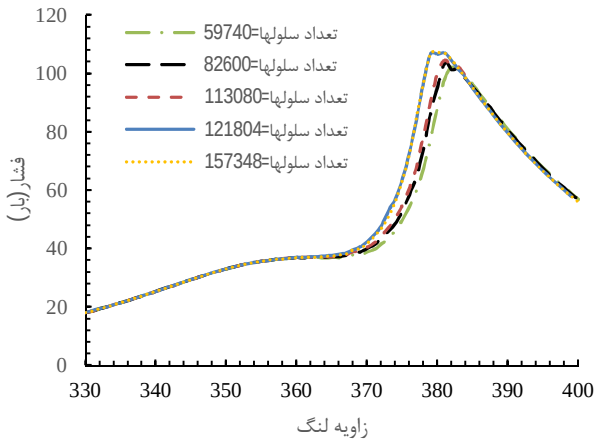
نام مشخصه	مقدار (واحد)
قطر پیستون	7/86 cm
طول کورس پیستون	85 cm
طول شاتون	13/35 cm
نسبت تراکم	9/5
حجم جابجایی برای یک سیلندر	457/9 cm^3
تعداد سیلندر	4
سوخت	بنزین/گاز



شکل 1 هندسه شبکه بندی شده موتور EF7(TC)

1- Open source
2- Kiva-3V
3- Ansys ICEM CFD

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.3.23.3]



شکل 2 بررسی استقلال شبکه موتور EF7(TC)

جدول 2 ابعاد سلول‌ها در شبکه بندی نهایی (mm)

	در راستای X		در راستای Y		در راستای Z	
	حداکثر	حداقل	حداکثر	حداقل	حداکثر	حداقل
تمام قسمت‌ها	1/72	0/02	0/70	0/03	0/28	0/006
محفظه احتراق	0/644	0/03	0/62	0/03	0/45	0/006
درگاه ورودی	0/72	0/06	0/70	0/04	1/16	0/079
درگاه خروجی	0/794	0/07	0/58	0/03	0/70	0/064
سیلندر	0/439	0/02	0/62	0/05	0/33	0/1

قبیل نرخ آزاد شدن انرژی و انتقال حرارت نیز می‌باشد، می‌تواند با دقت بسیار خوبی برای این منظور مورد استفاده قرار گیرد.

4- معادلات حاکم در کد کیوا-نسخه 3وی و مجهولات

معادلات حاکم بر جریان سیال که در کد کیوا-نسخه 3وی حل می‌شوند به قرار زیر است [12]:

رابطه (1) بقای جرم را نشان می‌دهد.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u) = \dot{\rho}^s \qquad (1)$$

بقای ممنتوم از رابطه (2) به‌دست می‌آید.

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u u) = \rho g + F^s - \frac{1}{a^2}\nabla p + \nabla \cdot \bar{\sigma} - A_0 \nabla\left(\frac{2}{3}\rho k\right) \qquad (2)$$

رابطه (3) بقای انرژی را نشان می‌دهد.

$$\frac{\partial(\rho I)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u I) = -\nabla \cdot J + \dot{Q}^c + \dot{Q}^s - p\nabla \cdot u + (1 - A_0)\bar{\sigma} : \nabla u + A_0 \rho \varepsilon \qquad (3)$$

که در آن I انرژی مخصوص درونی گاز (به استثناء انرژی شیمیایی واکنش) می‌باشد.

معادلات مدل آشفتگی K-ε

انرژی جنبشی آشفتگی از رابطه (4) به‌دست می‌آید.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u k) = -\frac{2}{3}\rho k \nabla \cdot u + \bar{\sigma} : \nabla u + \nabla \cdot \left[\left(\frac{\mu}{Pr_k}\right)\nabla k\right] - \rho\varepsilon + \dot{W}^s \qquad (4)$$

استهلاک انرژی جنبشی آشفته از رابطه (5) حاصل می‌شود.

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \varepsilon) = -\left(\frac{2}{3}c_{\varepsilon_1} - c_{\varepsilon_3}\right)\rho\varepsilon \nabla \cdot u + \nabla \cdot \left[\left(\frac{\mu}{Pr_\varepsilon}\right)\nabla\varepsilon\right] + \frac{\varepsilon}{k}\left(c_{\varepsilon_1}\bar{\sigma} : \nabla u - c_{\varepsilon_2}\rho\varepsilon + c_s \dot{W}^s\right) \qquad (5)$$

شار حرارتی در رابطه (6) معرفی شده است.

$$J = -K\nabla T - \rho D \sum_m h_m \nabla\left(\frac{\rho_m}{\rho}\right) \qquad (6)$$

معادلات حالت از روابط (7) و (8) به‌دست می‌آید.

$$I(T) = \sum_m \left(\frac{\rho_m}{\rho}\right) I_m(T)$$

$$c_p(T) = \sum_m \left(\frac{\rho_m}{\rho}\right) c_{pm}(T)$$

$$h_m(T) = I_m(T) + \frac{R_0 T}{W_m} \qquad (7)$$

$$p = R_0 T \sum_m \left(\frac{\rho_m}{\rho}\right) \qquad (8)$$

سازگاری جرم در رابطه (9) نشان داده شده است.

$$\sum_{m=1}^{N_c} \frac{\rho_m}{\rho} = 1 \qquad (9)$$

بقاء جرم برای اجزاء شیمیایی m ($m=1,\ldots,Nc$) از رابطه (10) به‌دست می‌آید.

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m u) = \nabla \cdot \left[\rho D \nabla\left(\frac{\rho_m}{\rho}\right)\right] + \dot{\rho}_m^c + \dot{\rho}_m^s \delta_{m1} \qquad (10)$$

11 معادله با استفاده از معادلات (1) تا (9) و Nc معادله از معادله (10) به‌دست می‌آید که در مجموع Nc+11 معادله برای Nc+10 مجهول ρ، $u=(u_1,u_2,u_3)$، I، k، E، p، T، ρ_1، ... ، ρ_{Nc} وجود دارد. اگر خوب دقت شود، ملاحظه می‌شود که می‌توان معادله (1) را از معادله (10) با استفاده از معادله (9) به‌دست آورد بنابراین Nc+10 معادله و Nc+10 مجهول باقی می‌ماند.

در کد کیوا 12 گونه شیمیایی مختلف در نظر گرفته می‌شود که شامل بنزین (C_8H_{17})، اکسیژن (O_2 و O)، نیتروژن (N_2 و N)، هیدروژن (H_2 و H)، کربن‌دی‌اکسید، کربن‌مونواکسید، آب و NO می‌باشد [10].

5- مدل خوداشتعالی

کد کیوا دارای مدل خود اشتعالی بسیار ساده‌ای است که از نظر برخی از محققین این مدل، مدل خوداشتعالی محسوب نمی‌شود و تنها روشی ساده برای آغاز واکنش های شیمیایی می‌باشد. این کد به کمک دو دما، که توسط کاربر و در فایل ورودی *itape5* وارد می‌شود، اشتعال را آغاز می کند. یکی از این دماها *tcut* می‌باشد که بیان کننده زمان آغاز واکنش اصلی است. بنابراین هرگاه دمای یک سلول به دمای *tcut* افزایش یابد، کد واکنش اصلی را در آن سلول فعال می کند و در واقع سوخت موجود در آن سلول محترق می شود. دمای دوم *tcute* می‌باشد که بیان کننده زمان آغاز واکنش های تعادلی است. در کد کیوا-نسخه 3وی چهار واکنش اصلی و شش واکنش تعادلی وجود دارد. در صورتی که دمای هر سلول به *tcute* برسد، معادلات مربوط به واکنش های تعادلی در آن سلول حل می شود. اما از آنجایی که تنها پارامتر موثر در مشتعل شدن یک سلول، فقط دمای آن سلول نیست بنابراین این مدل نمی‌تواند مدلی دقیق و کامل باشد. یکی از مهمترین مشکلات این مدل این است که باید برای هر موتور و هر شرایط اولیه ای آن را کالیبره کرد [13].

همانطوری‌که در مقدمه ذکر شد، در سال 2011 میلادی، ژن و همکاران

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.3.23.3]

[4] نسبت به معرفی پدیده کوبش و بررسی انواع مدلهای مختلف به منظور پیشبینی این پدیده پرداختند و ضمن آن به بررسی نقاط قوت و ضعف انواع مدلهای ارائه شده برای شبیه‌سازی پدیده کوبش اقدام نمودند.

مدل های سینتیکی از دقت بالایی برخوردار می باشند ولی بسیار زمانبر بوده و بدون استفاده از کامپیوترهای سریع محاسباتی، عملا توصیه نمی گردند. در مقابل مدل های تجربی از سرعت بالاتری برخوردار بوده ولی از دقت مدل های سینتیکی برخوردار نمی باشند. استفاده از مدل های سینتیکی با تعداد کمتری از معادلات واکنشی، زمان محاسبه و دقت محاسبات را کاهش می‌دهد ولی در هر حال از مدل های تجربی زمانبرتر می‌باشند.

مدل مورد استفاده در این مقاله، مدل انتگرال کوبش است که از یک رابطه تجربی و رابطه آرنیوس[1]استفاده می‌کند. ایده اصلی پشت معادله آرنیوس که باعث می‌شود تا از این معادله در مدل‌سازی خوداشتعالی استفاده شود، وابستگی این معادله به نرخ ثابت واکنش‌های شیمیایی و انرژی فعالسازی است. معادله آرنیوس به شکل رابطه (11) تعریف می‌شود [14].

$$k = A\exp\left(\frac{E}{RT}\right) \tag{11}$$

که در آن k نرخ ثابت، A ضریب قبل تابع نمایی[2]، E انرژی فعالسازی، R ثابت جهانی گازها و T دما می باشد.

اساس مدل انتگرال کوبش، تاخیر در اشتعال می باشد. مفهوم تأخیردر اشتعال در موتورهای اشتعال جرقه ای 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 گونه های رادیکالی است. پس از اینکه رادیکال‌ها ایجاد شدند، این رادیکالها به سرعت مولکولهای سوخت را مصرف میکنند. روش معمول برای مدل کردن زمان تأخیر اشتعال تطبیق رابطه ای که معمولاً به شکل رابطه آرنیوس است، با داده‌های آزمایشگاهی است. معادله (12) رابطه استفاده شده در این بحث است [15].

$$\tau = AP^{-B}\exp\left(\frac{C}{T}\right) \tag{12}$$

که در آن τ زمان تأخیر اشتعال بر حسب میلی ثانیه، P فشار بر حسب کیلو پاسکال، T دمای گازهای سوخته نشده بر حسب کلوین و A, B, C ثابت هایی هستند که به صورت تجربی مشخص می شوند.

لیونگود و وو روشی را ارائه کردند که با استفاده از رابطه تأخیر اشتعال می توان زمان وقوع خود اشتعالی را پیشبینی کرد [7]. ین روش تحت عنوان روش انتگرالی کوبش شناخته می شود. انتگرال کوبش به شکل رابطه (13) است [15]:

$$\frac{x}{x_c} = \int_{t_{IVC}}^{t_{knock}} \frac{dt}{\tau} = 1 \tag{13}$$

که در آن x غلظت واکنشگرها، x_c غلظت بحرانی منتج به خوداشتعالی، t_{knock} زمان وقوع کوبش و t_{IVC} زمان باز شدن سوپاپ هوا می‌باشد.

در معادله (13) از مقدار معکوس معادله (12) از زمان بسته شدن سوپاپ ورودی تا لحظه خود اشتعالی انتگرالگیری می‌شود. زمانی که این انتگرال برابر یک شود در واقع لحظه ای است که غلظت واکنشگرها به غلظت بحرانی رسیده است و آماده خود اشتعالی هستند. با ترکیب معادله های (12) و (13)، معادله (14) به دست خواهد آمد. این معادله یک معادله غیر خطی بوده و می‌توان مقدار ضرایب را با توجه به داده‌های آزمایشگاهی به‌دست آورد.

1- Arrhenius Equation
2- Pre-exponential Factor

$$\int_{t_{IVC}}^{t_{knock}} \frac{dt}{A\,P(t)^{-B}\exp(\frac{C}{T(t)})} = 1 \tag{14}$$

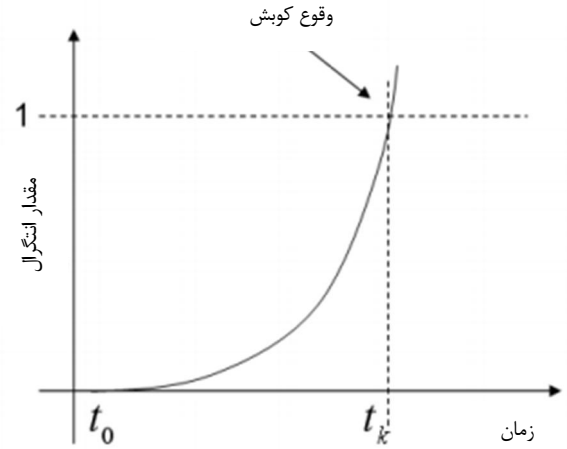
منحنی انتگرال معادله (14) در صورتی که زمان صفر را همان زمان بسته شدن سوپاپ ورودی در نظر بگیریم، در شکل 3 نشان داده شده است. همان طور که دیده می شود در لحظه وقوع خوداشتعالی سطح زیر این منحنی برابر یک می‌شود. همچنین از زمان بسته شدن سوپاپ ورودی مدت زمان زیادی طول می کشد تا سطح زیر این منحنی پدیدار شود، این موضوع به خاطر آن است که هنوز واکنش های ابتدایی به سرعت لازم برای آزادسازی انرژی و شعله ور شدن مخلوط نرسیده‌اند [16].

با توجه به رابطه (11) اگر فشار و دمای گازهای انتهایی در شرایط کارکرد مختلف و نیز مقادیر A, B, C مشخص باشند، آنگاه می توان از این رابطه برای پیشبینی زمان خوداشتعالی در هر شرایط عملکردی استفاده کرد. همچنین بر عکس، اگر وضعیت گازهای انتهایی به همراه زمان وقوع خوداشتعالی مشخص باشد، می توان ضرایب را به کمک داده‌های آزمایشگاهی به‌دست آورد.

6- اعتبارسنجی شبیه‌سازی

از آنجایی که اعتباردهی شبیه‌سازی به کمک داده‌های فشار سیلندر به تنهایی دلیل بر صحت و دقت شبیه‌سازی نمی‌باشد [14،13]، در این مقاله علاوه بر اعتباردهی به کمک داده‌های آزمایشگاهی فشار سیلندر تحت شرایط با کوبش و بدون کوبش، اعتبارسنجی با مقایسه دمای پورت خروجی شبیه‌سازی شده با داده‌های آزمایشگاهی نیز صورت می‌گیرد. تمام داده‌های ارائه شده در این مقاله در شرایط با بار کامل می‌باشند. از دیگر راهکارهای موجود برای بررسی صحت شبیه‌سازی می‌توان به بررسی و مقایسه انتقال حرارت عبوری از پورت خروجی اشاره کرد[18].

در آزمایش های صورت گرفته بر روی موتور حدود 8000 سیکل در شرایط عملکردی ثابت و با سوخت بنزین، داده برداری شده اند. با توجه به محدودیت تعداد صفحات مقاله از ارائه آنها صرف نظر می‌گردد (تمامی داده ها در آرشیو شرکت ایپکو موجود می باشد). به طور کلی در این 8000 سیکل حدود 100 سیکل دارای کوبش هستند. به علت اختلافات شدید سیکل به سیکل موجود در این پدیده و از آنجایی که در شرایط حل عددی تمام شرایط ایده‌آل فرض می شوند (مانند سوخت تزریق شده، هوای مکش شده و ...)، تصمیم بر این گرفته شد که برای شبیه‌سازی از سنگین ترین کوبش که بیانگر وقوع کامل کوبش می‌باشد استفاده شود.



شکل 3 نمودار منحنی انتگرال کوبش [15]

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.3.23.3]

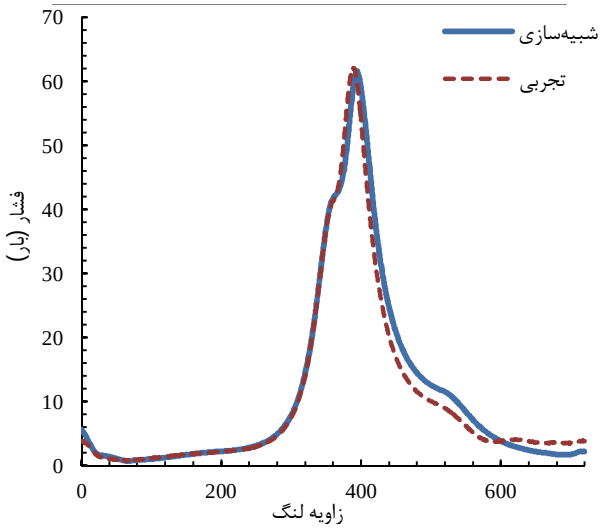
در شکل 4 نتایج شبیه‌سازی در شرایط بدون کوبش با داده‌های فشار سیلندر آزمایشگاهی در دور 5500 rpm مقایسه شده است. شرایط عملکرد موتور در این سیکل در جدول 3 آورده شده است.

با توجه به نتایج ارائه شده در شکل 4، شبیه‌سازی از دقت مناسبی برخوردار است به طوری که طبق داده‌های تجربی فشار در یک سیکل از عملکرد موتور در زاویه لنگ ATDC 28/2 به بیشترین مقدار خود یعنی 62/14 بار می رسد. این در حالی است که داده‌های شبیه‌سازی بیشترین مقدار فشار درون سیلندر را 62/38 بار و در زاویه لنگ ATDC 33 پیشبینی کرده است که در مقایسه با داده‌های تجربی دارای % 0/38 خطا می‌باشد.

اختلاف قابل مشاهده در شکل 4 و در محدوده انتهایی فرایند اگزوز می‌تواند ناشی از لقی سوپاپ باشد به نحوی که زمان باز یا بسته شدن آن متفاوت با حالت استاندارد آن باشد. در کد کیوا زمان شبیه سازی بسته شدن شیر با غیر فعال کردن آخرین سلولهای باقی مانده بین سوپاپ و نشیمنگاه آن صورت می گیرد و این فاصله به عنوان اطلاعات ورودی کد تعیین می شود. این به معنای عدم تماس فیزیکی سوپاپ با نشیمنگاه خود می باشد. کوچک انتخاب کردن آن منجر به بزرگ شدن مش در ناحیه سیلندر و پورت و در بلوکهایی که در بالا و زیر نشیمنگاه قرار دارند می شود (به دلیل مش سازمان یافته کیوا). تمهیداتی برای جبران این ضعف وجود دارد که به دلیل عدم اهمیت این اختلاف بر روی نتایج این تحقیق، به آن پرداخته نشده است.

جدول 3 شرایط کارکرد موتور EF7(TC) (بدون کوبش) در دور 5500 rpm

نام مشخصه	مقدار
زمان جرقه زنی	11/5 ° BTDC
مدت زمان تزریق سوخت	26/36 ms
زمان شروع تزریق سوخت	-123/43 CA[1]
جرم سوخت تزریق شده در هر سیکل	0/0759 gr
فشار هوای ورودی	1/735 bar
دمای هوای ورودی	39/6 °c
فشار محیط	0/87 bar
دمای دیواره سیلندر	430 K
دمای سرسیلندر	480 K
دمای تاج پیستون	570 K



شکل 4 اعتباردهی شبیه‌سازی به کمک نمودار فشار درون سیلندر (بدون‌کوبش) در دور 5500 rpm

در شکل 5 نتایج شبیه‌سازی در شرایط با کوبش با داده‌های فشار سیلندر آزمایشگاهی مقایسه شده است. شرایط عملکرد موتور در این سیکل در جدول 4 ارائه شده است. کد کیوا-نسخه 3وی امکان مدل کردن نوسانات فشار درون سیلندر در شرایط کوبش را ندارد. بنابراین بدون در نظر گرفتن نوسانات فشاری و با توجه به شکل 5 شبیه‌سازی با دقت خوبی توانسته است پدیده کوبش را شبیه‌سازی کند. این نتیجه گیری با توجه به پیش بینی مناسب بیشینه فشار و محل وقوع آن در مقایسه با نتایج آزمایشگاهی می باشد.

کد کیوا شبیه‌سازی نوسانات فشاری را مدل نمی‌کند، بنابراین به منظور تشخیص وقوع کوبش در سیکل‌های مختلف قسمتی به کد اضافه شد که با توجه به موقعیت مکانی سلولهایی که انتگرال کوبش در آنها 1 می‌شود، (و طبیعتا دور از شعله می باشند)، پدیده خود اشتعالی اتفاق افتاده و واکنش-های احتراقی در آن سلول شروع می شود. به بیان ساده‌تر، کد، جبهه اصلی شعله را ردیابی کرده و در صورتی که در جایی، دور از جبهه اصلی شعله، سلولی محترق شود و جبهه دوم شعله تشکیل شود، به عنوان خروجی مدل ثبت می گردد. بنابراین در این تحقیق، معیار تشخیص وقوع خود اشتعالی و به طبع آن کوبش (با شدت و ضعف متفاوت) در سیکل‌های مختلف می باشد. با توجه به شکل 5 و در مقایسه با داده‌های آزمایشگاهی، مدل از دقت خوبی برخوردار است.

در شرایط آزمایشگاهی ماکزیمم فشار درون سیلندر در 19/6 درجه بعد از نقطه مرگ بالا اتفاق می افتد. در این زاویه فشار درون سیلندر به 121/04 بار می رسد. این در حالی است که در داده‌های حاصل از شبیه‌سازی ماکزیمم فشار درون سیلندر در 16/37 درجه بعد از نقطه مرگ بالا رخ می دهد و میزان آن 124/48 بار است که در مقایسه با داده‌های تجربی دارای % 2/84 خطا می‌باشد. بنابراین شبیه‌سازی به خوبی و با دقت مناسبی توانسته است مقدار ماکزیمم فشار درون سیلندر و البته زمان وقوع آن را پیشبینی کند.

در شکل 6 نمودار دمای محفظه احتراق در شرایط با کوبش و بدون کوبش با یکدیگر مقایسه شده است. همان گونه که در شکل مشاهده می‌شود، پدیده کوبش منجر به افزایش حدود 265 درجه‌ای دمای محفظه احتراق شده است. به بیان دیگر، بیشینه دمای محفظه احتراق در شرایط با کوبش حدود 10% افزایش یافته است (به طبع آن افزایش فشار نیز وجود دارد) که خود یکی از دلایل آسیب دیدن موتور در این شرایط می‌باشد.

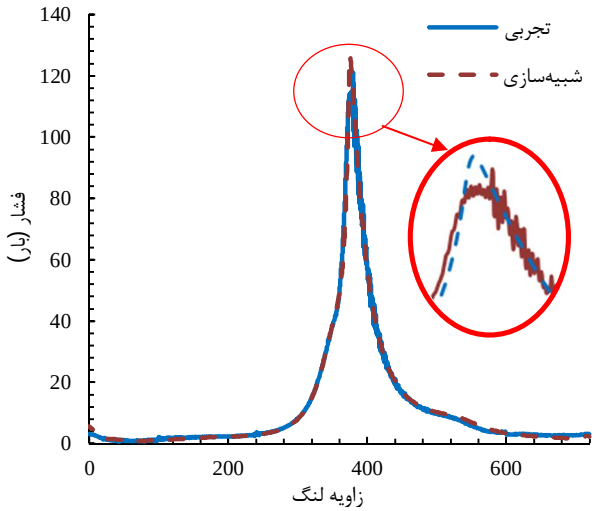
اعتباردهی نتایج شبیه‌سازی به کمک نمودار فشار میانگین درون سیلندر به تنهایی دلیل کافی بر صحت شبیه‌سازی نمی باشد زیرا در شبیه‌سازی

جدول 4 شرایط کارکرد موتور EF7(TC) (با کوبش) در دور 5520 rpm

نام مشخصه	مقدار
زمان جرقه زنی	15/26 ° BTDC
مدت زمان تزریق سوخت	16/68 ms
زمان شروع تزریق سوخت	-405/96 CA
جرم سوخت تزریق شده در هر سیکل	0/05874 gr
فشار هوای ورودی	1/735 bar
دمای هوای ورودی	48/7 °c
فشار محیط	0/87 bar
دمای دیواره سیلندر	430 K
دمای سرسیلندر	480 K
دمای تاج پیستون	570 K

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.3.23.3]

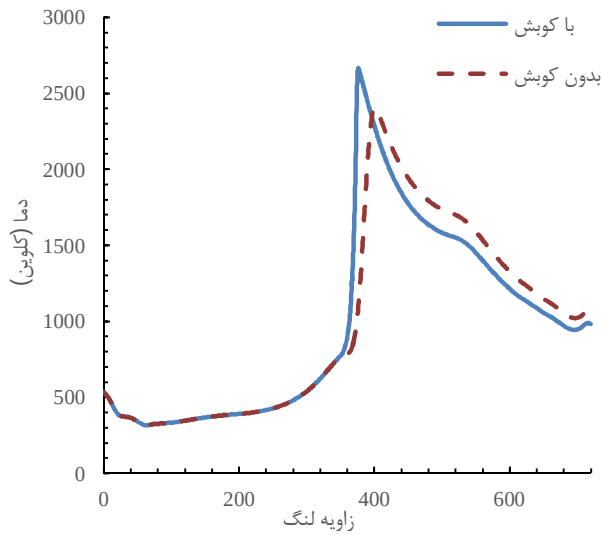


شکل 5 اعتباردهی شبیه‌سازی به کمک نمودار فشار درون سیلندر (با کوبش) در دور 5520 rpm

موتور ممکن است فشار درون سیلندر با داده‌های آزمایشگاهی تطبیق داشته باشد اما در واقع احتراق صحیح شبیه سازی نگردد. فشار موجود در سیلندر برآیند مجموعه ای از فرایندها می باشد که از مهمترین آنها آزاد شدن انرژی ناشی از سوختن سوخت و انتقال حرارت صورت گرفته از سیلندر می باشد. با مقایسه گشتاور تولیدی و دمای گازهای خروجی (اگزوز) می توان این اطمینان را پیدا نمود که نحوه محاسبه انتقال حرارت از دیواره ها نیز صحیح می باشد.

در این مقاله با مقایسه دمای گازهای پورت خروجی با داده‌های آزمایشگاهی آن، از صحت شبیه‌سازی اطمینان حاصل گردید. این روش تا حدودی صحت میزان انتقال حرارت عبوری از پورت خروجی در شبیه‌سازی را نیز تایید می‌کند.

داده‌های جدول 5 در واقع دمای میانگین در پورت دود برای هر یک از سیلندر ها و در حالت پایا می باشد. بنابراین برای بررسی وضعیت شبیه‌سازی لازم است از دمای پورت خروجی میانگین گرفته شود. برای این منظور دما



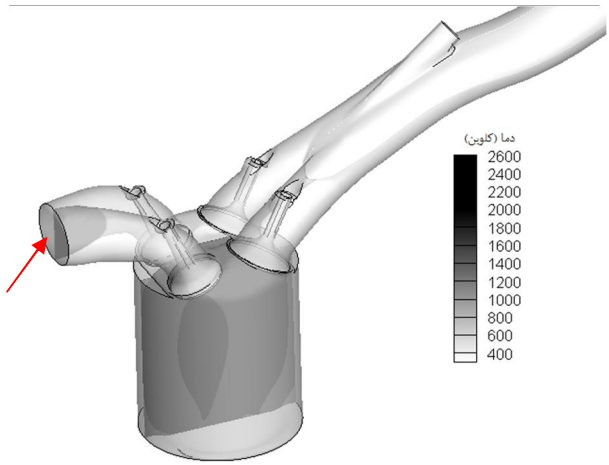
شکل 6 مقایسه دمای محفظه احتراق در دو حالت با کوبش و بدون کوبش در دور 5500 rpm

پورت خروجی بعد از سوپاپ دود در 25 نقطه گرفته شد و از آنها میانگین گرفته شد. در شکل 7 محل داده برداری از پورت خروجی مشخص شده است. در شکل 8 دماهای گرفته شده از شبیه‌سازی در پورت خروجی به صورت نمودار آورده شده است. لازم به ذکر است که خطای سنسورهای دمای مورد استفاده در آزمایش‌های تجربی 5 °c می‌باشد.

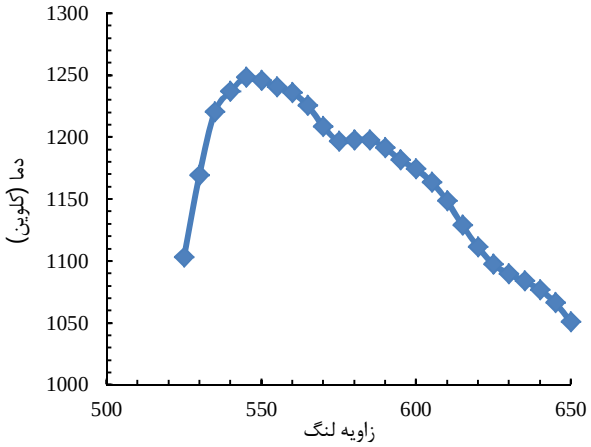
میانگین دمای نمودار شکل 8، 1164/96 درجه کلوین می‌باشد. با توجه به میانگین دمای تجربی که در جدول 5 ارائه شده است،کد با خطای 0/34 % توانسته است دمای گازهای پورت خروجی را بخوبی شبیه‌سازی کند. (جدول6).

جدول 5 داده‌های آزمایشگاهی دمای پورت خروجی در دور 5520 rpm (با کوبش)

سیلندرها	دمای پورت خروجی بعد از سوپاپ
سیلندر 1	876/1 °c
سیلندر 2	902/2 °c
سیلندر 3	897/6 °c
سیلندر 4	907/4 °c
میانگین	895/82 °c



شکل 7 محل اندازه گیری دما در شبیه‌سازی



شکل 8 دمای نقطه‌ای گازهای عبوری از درگاه خروجی (شبیه‌سازی)

جدول 6 مقایسه داده های تجربی و عددی دمای گازهای پورت خروجی

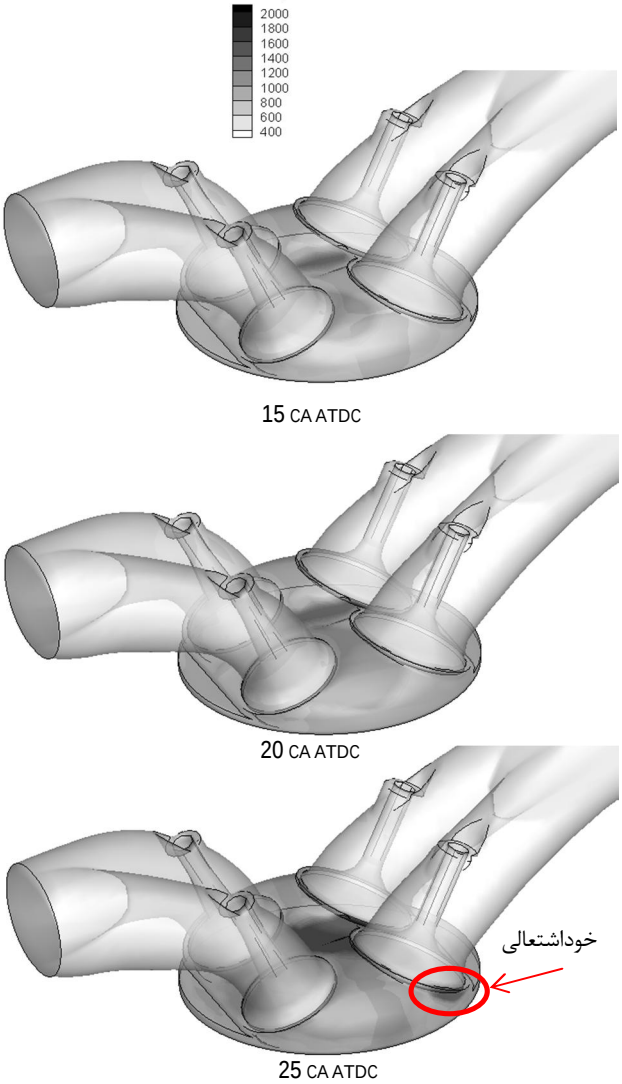
میانگین دمای شبیه‌سازی شده پورت خروجی (درجه کلوین)	میانگین دمای آزمایشگاهی پورت خروجی (درجه کلوین)	میزان خطای شبیه‌سازی (درجه کلوین)
1164/96	1168/97	4/01

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.3.23.3]

7- شکل شعله و نحوه گسترش آن در شرایط با کوبش

دلیل اصلی افزایش ناگهانی فشار درون سیلندر در شرایط کوبش نسبت به احتراق طبیعی، تشکیل دو یا چند جبهه شعله کاملا مجزا است. این امر منجر به افزایش نرخ آزادسازی انرژی شده و باعث ایجاد بیشینه فشارهای بسیار زیاد می‌شود.

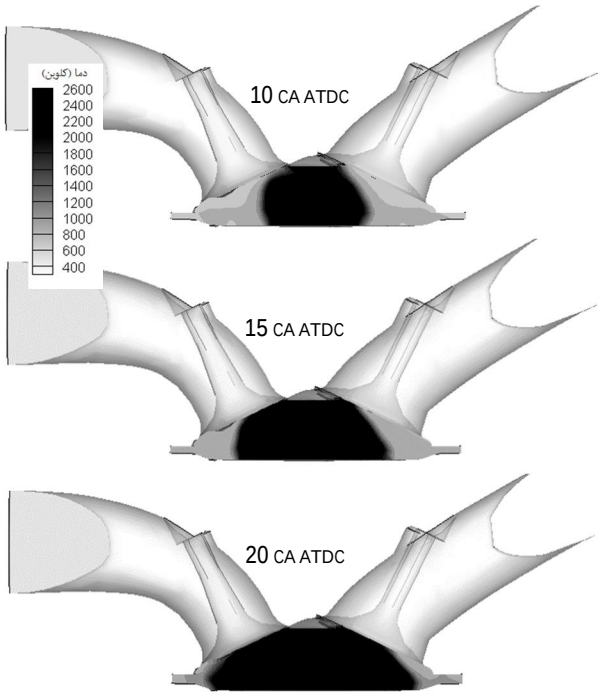
برای اطمینان از صحیح و دقیق بودن وقوع پدیده کوبش و در نهایت اطمینان از صحت شبیه‌سازی، به کمک نرم افزار فیلدویو[1]، به بررسی شکل شعله پرداخته شد. نرم‌افزار فیلدویو، یک نرم‌افزار گرافیکی می‌باشد که خروجی عددی کیوا را به صورت گرافیکی نمایش می‌دهد. در شکل 9 نحوه گسترش شعله را از نمای بیرونی محفظه احتراق می‌بینید. این شکل در واقع چگونگی بر خورد شعله با دیواره های محفظه احتراق را نشان می‌دهد. از آنجایی که وقوع پدیده کوبش در دورترین نقطه نسبت به جبهه اصلی شعله، انتظار می‌رود، بررسی دمایی فضاهای مجاور با دیواره‌های محفظه احتراق می‌تواند ما را به محل تشکیل جبهه دوم شعله برساند [17]. با توجه به شکل 9، جبهه دوم شعله در نزدیک دیواره محفظه احتراق و در کنار سوپاپ دود که خود یک نقطه داغ در درون محفظه احتراق است، تشکلیل می‌شود که امری قابل انتظار است.



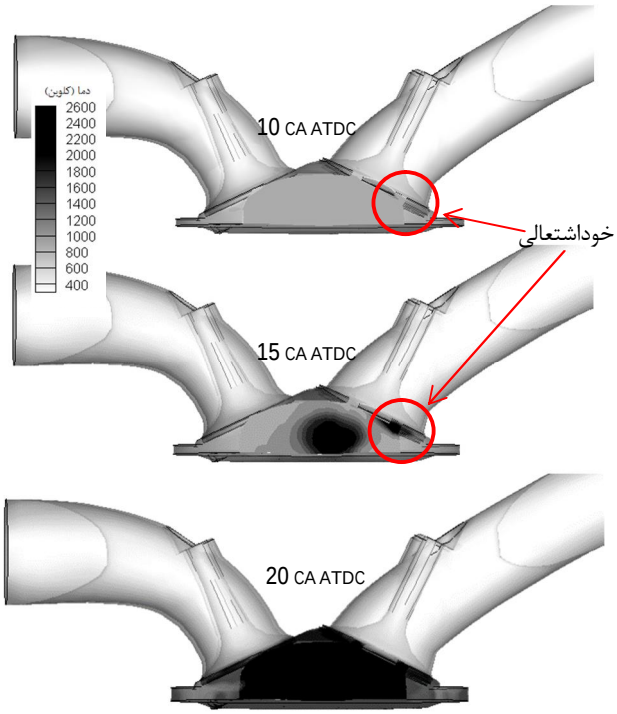
شکل 9 شکل شعله

1- Feildview

به منظور درک بهتر از چگونگی گسترش شعله و نحوه ایجاد جبهه دوم شعله در شرایط با کوبش، به بررسی شعله در مقطع عرضی محفظه احتراق می- پردازیم. در شکل 10 چگونگی پیشرفت شعله در شرایط کوبش را در یک مقطع عرضی از محل شمع می بینید. همان طوری که در شکل پیداست در این مقطع هیچ نشانه ای از وجود جبهه دوم شعله نیست. این در حالی است که در شکل 11 که شکل شعله را در یک مقطع عرضی به فاصله cm 3/25 از محل جرقه‌زنی شمع نشان می‌دهد، جبهه دوم کاملا مشخص می‌باشد.



شکل 10 شکل شعله در مقطع زده شده از مرکز محفظه احتراق (محل شمع)

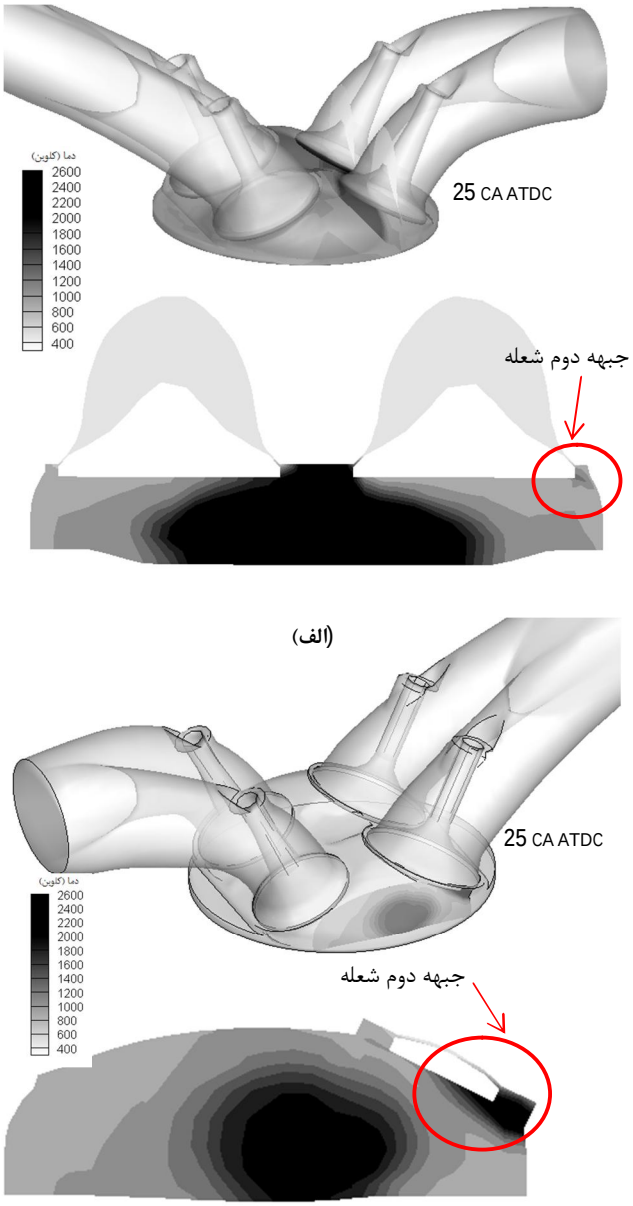


شکل 11 شکل شعله در مقطع زده شده با 3/25 سانتی متر فاصله از مرکز محفظه احتراق (نزدیک سوپاپ دود)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.3.23.3]

در شکل 12 یک مقطع عرضی و یک مقطع طولی از محفظه احتراق نشان داده شده است. همان طوری که در شکل 12 مشخص است، جبهه جدید تشکیل شده کاملا مجزا از جبهه اصلی و در نزدیکی سوپاپ دود می‌باشد.

با توجه به شکل 11 و شکل 13 زمان تشکیل جبهه دوم و شروع نوسانات فشاری در داده‌های تجربی انطباق خوبی با هم دارند. به طوری که بر اساس شکل 11 زمان تشکیل شدن جبهه دوم شعله در حدود 10 ATDC می باشد. این در حالی است که زمان شروع نوسانات فشاری نیز حدودا در همین زاویه لنگ می باشد (شکل 13). علت اصلی وقوع نوسانات فشاری، تداخل امواج حاصل از دو جبهه شعله مجزا می‌باشد. بنابراین می‌توان از این امر جهت بررسی دقت شبیه‌سازی در پیشبینی زمان وقوع کوبش استفاده کرد. با توجه به شکل 11، در حدودا 20 درجه بعد از نقطه مرگ بالا دو جبهه با هم



شکل 12 شکل شعله در مقطعی الف: عرضی و ب: طولی از سیلندر

برخورد می‌کنند و از طرفی طبق شکل 13 و بر اساس داده‌های آزمایشگاهی نوسانات فشاری در 20 درجه بعد از مرگ بالا دارای بیشترین مقدار خود می‌باشد. بنابراین شبیه‌سازی با دقت خوبی زمان وقوع خود اشتعالی را پیشبینی کرده است.

8- نتیجه گیری

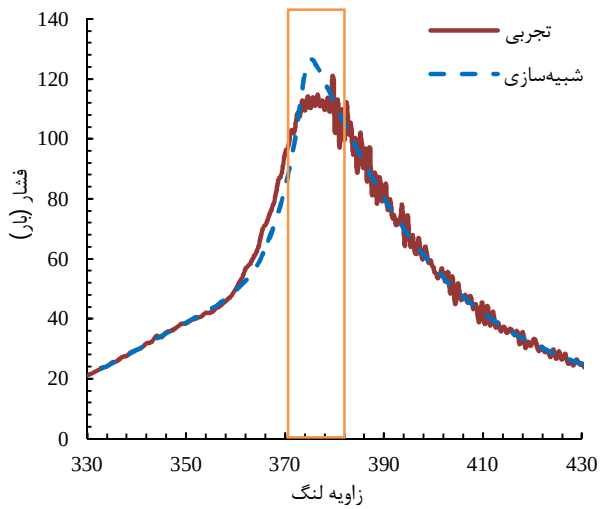
کد کیوا-نسخه 3وی دارای مدلی برای پیش‌بینی پدیده خوداشتعالی نبوده و بنابراین تجهیز آن به یک مدل خوداشتعالی توانایی‌های آن را در کاربرد آن در موتورهای احتراق داخلی افزایش می‌دهد. مدل‌های سینتیکی بسیار زمانبر بوده و به همین دلیل، مدل‌های تجربی بیشتر مورد توجه محققین بوده‌اند.

مدل انتگرال کوبشی اضافه شده به کد کیوا و مقایسه نتایج عددی آن با نتایج آزمایشگاهی، نشان داد که می‌تواند با دقت بسیار خوبی پدیده خوداشتعالی و کوبش را در یک موتور پیش‌بینی نماید. در حال حاضر وقوع خوداشتعالی و کوبش با پایش دمای داخل سیلندر و تشکیل جبهه دوم شعله قابل تشخیص می‌باشد.

اضافه شدن مدل انتگرال کوبش به کد کیوا و کالیبره کردن آن برای موتور پرخوران ملی، این کد را قادر به شبیه‌سازی تمامی سیکل‌های عملکردی موتور و در شرایط کاری مختلف کرده است. از آنجایی که انجام تست‌های آزمایشگاهی در شرایط کوبش بسیار پرهزینه بوده و حتی در برخی موارد امکان آسیب دیدن موتور نیز وجود دارد، استفاده از شبیه‌سازی عددی به مقدار زیادی نیاز به آزمایشهای تجربی را کاهش می‌دهد.

نتایج نشان می‌دهد که وقوع خوداشتعالی و تشکیل جبهه دوم شعله در نزدیکی سوپاپ دود می‌باشد. این موضوع با این واقعیت که سوپاپ دود به علت مجاورت با گازهای داغ داخل سیلندر و قرارگیری در محلی که امکان خنک‌کاری آن وجود ندارد، یکی از داغ‌ترین قطعات موتور می‌باشد تطبیق داشته و دقت عملکرد مدل را نشان می‌دهد. استفاده از سوپاپ‌هایی با ضریب انتقال حرارت بالا می‌تواند امکان وقوع پدیده کوبش را کاهش دهد.

سیکل کوبشی مطالعه شده نشان می‌دهد که جبهه دوم شعله تقریبا در حدود 10 ATDC تشکیل می گردد و این زمانی است که زمان شروع نوسانات فشاری (تجربی) در همین زاویه لنگ می‌باشد. علت اصلی وقوع نوسانات فشاری، تداخل امواج حاصل از دو جبهه شعله مجزا می‌باشد. در حدودا 20 درجه بعد از نقطه مرگ بالا دو جبهه با هم برخورد می‌کنند و بر اساس



شکل 13 زاویه لنگ متناظر با شروع نوسانات فشاری در دور 5520 rpm (با کوبش)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.3.23.3]

داده‌های آزمایشگاهی، نوسانات فشاری در 20 درجه بعد از مرگ بالا دارای بیشترین مقدار خود می‌باشد.

مقایسه دمای گازهای خروجی از سیلندر و اطمینان از تطبیق خوب آن با نتایج تجربی، تاییدی بر صحت عملکرد مدل انتقال حرارت و شرایط مرزی انتخاب شده می‌باشد.

به منظور افزایش دقت شبیه‌سازی استفاده از روش‌هایی برای شبیه‌سازی نوسانات فشاری پیشنهاد می‌گردد. با اضافه کردن معادله موج به کد کیوا و یا کوپل کردن این کد با کمکین[1] و استفاده از روش حل سینتیکی این امکان فراهم می‌گردد. نکته دیگری که در شبیه‌سازی پدیده کوبش موثر است، ایجاد امکان شبیه‌سازی با دماهای متغیر نسبت به مکان برای دیواره ها و سرسیلندر می‌باشد. این موضوعات می تواند به عنوان یک موضوع تحقیقی مستقل مورد بررسی قرار گیرد که از برنامه های تحقیقاتی آینده نویسندگان نیز می باشد.

9- تشکر و قدردانی

نویسندگان این مقاله، مراتب تشکر و قدردانی خود را از شرکت تحقیق و طراحی و تولید موتور ایران خودرو (ایپکو) و آقای مهندس مومنی اعلام می‌دارند.

10- فهرست علائم

ATDC	بعد از نقطه مرگ بالا
BTDC	قبل از نقطه مرگ بالا
CA	زاویه لنگ
σ	تانسور نیروهای لزج[2]
ε	اتلاف انرژی جنبشی توربلانس
F_s	افزایش ممنتوم[3]
h_m	آنتالپی مخصوص گونه m
I	انرژی داخلی مخصوص
J	بردار شار حرارتی
K	ضریب هدایت حرارت
κ	انرژی جنبشی توربلانس
P	فشار سیال
$\rho = \sum_m \rho_m$	چگالی کل
ρ_m	جرم گونه شیمیایی m
$\dot{\rho}_s$	تغییر جرم سوخت در اثر تبخیر یا جمع‌شدگی
$\dot{Q}_c$	گرمای واکنش شیمیایی
$\dot{Q}_s$	گرمای ایجاد شده در اثر اسپری سوخت و هدایت
T	دمای سیال
$u= (u_1,u_2,u_3)$	سرعت سیال

11- مراجع

[1] E. Galloni, G. Fontana, S. Staccone, Numerical and experimental characterization of knock occurrence in a turbo-charged spark-ignition engine, University of Cassino and Southern Latium, Italy, 2014.

[2] G. Shu, J. Pan, H. Wei, Analysis of onset and severity of knock in SI engine based on in-cylinder pressure oscillations, Tianjin University, Tianjin 300072, China, 2012.

[3] X. Zhen, Y. Wang, S. Xu, Y. Zhu, Numerical analysis on knock for a high compression ratio spark-ignition methanol engine, Tianjin University, Tianjin 300072, China, 2012.

[4] X. Zhen, Y. Wang, S. Xu, Y. Zhu, C. Tao, T. Xu, M. Song, The engine knock analysis – An overview, Tianjin University, Tianjin 300072, China, 2011.

[5] K.M. Chun, K.W. Kim, Measurement and analysis of knock in a SI engine using the cylinder pressure and block vibration signals, *SAE technical paper* No. 940146, 1994.

[6] A.H. Kakaee, M. Momeni, A.A. Mohammadi, M. Ghafoori, Investigation of the effect of important variables in identifying the signs of in-cylinder pressure of petrol engine, *The Journal of Engine Research,* Vol. 17, Winter 2009. (In Persian)

[7] E. Ollivier, J. Bellettre, M. Tazerout, G. C. Roy, Detection of knock occurrence in a gas SI engine from a heat transfer analysis, *Energy Conversion and Management,* Vol. 47,pp. 879–893, 2006.

[8] M. Rothe, T. Heidenreich, U. Spicher and A. Schubert, Knock Behavior of SI-Engines: Thermodynamic Analysis of Knock Onset Locations and Knock Intensities, *SAE Technical Paper* 2006-01-0225, 2006.

[9] A. Nakama , J. Kusaka, Y. Daisho , Study of knock control in small gasoline engines by multi-dimensional simulation, *SAE Technical Paper* no. 2006-32-0034, 2006.

[10] C. Lämmle, *Numerical and Experimental Study of Flame Propagation and Knock in a Compressed Natural Gas Engine* ,PhD thesis, Diss. ETH No. 16362, 2006.

[11] B. Grandin and I. Denbratt, The Effect of Knock on Heat Transfer in SI Engines, *SAE Technical Paper* 2002-01-0238, 2002, doi:10.4271/2002-01-0238.

[12] A. A. Amsden, *KIVA-3V: A Block-tructured KIVA Program for Engines with Vertical or Canted Valves,* Alamos National Laboratory Report LA-13313-MS, Los Alamos, NM, 1997.

[13] M.M. Etghani, *Convert of Existing Engine to the Lower Volume Engine & Consider its Performance,* M.Sc thesis, Iran University of Science and Technology, 2007. (In Persian)

[14] P. Ganestam, *Empirical Knock Model for Automatic Engine Calibration,* M.Sc Thesis, Lund University, Oct. 2010.

[15] C. F. Taylor, *The Internal Combustion Engine in Theory and Practice,* Cambridge, MA: M.I.T. Press, 1997.

[16]A.H. Kakaee, M. Momeni, Evaluation and Development of Methods for Knock Detection Using Cylinder Pressure Data, *The Journal of Engine Research,* Vol. 15, Summer 2009. (In Persian)

[17] J.B. Heywood , *Internal Combustion Engine Fundamentals,* McGraw-Hill, New York, 1988.

[18] M.S. Lounici, K. Loubar, M. Balistrou, M. Tazerout, Investigation on heat transfer evaluation for a more efficient two-zone combustion model in the case of natural gas SI engines, *Applied Thermal Engineering,* Vol. 31, No. 2, pp. 319–328, 2011.

1- CHEMKIN
2- Viscous force tensor
3- Momentum increment

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.3.23.3]