

# توسعه و ارزیابی روش‌های تشخیص کوبش با استفاده از منحنی تغییرات<sup>۱</sup> فشار درون استوانه<sup>۲</sup>

امیرحسین کاکایی  
استادیار دانشکده مهندسی خودرو - دانشگاه علم و صنعت  
kakaee\_ah@iust.ac.ir

محمد مومنی موحد\*  
کارشناس ارشد مهندسی خودرو - دانشگاه علم و صنعت و کارشناس مرکز تحقیقات موتور ایران خودرو  
m\_momeni@ip-co.com

\* نویسنده مسؤل / پذیرش اولیه مقاله: ۸۷/۵/۲۳ پذیرش نهایی مقاله: ۸۸/۱۲/۲  
شماره مقاله: ۸۷۱۲۷

## چکیده

روش‌های زیادی برای تعیین شدت کوبش با استفاده از علامت فشار درون استوانه وجود دارند و هدف اصلی در این مقاله توسعه و ارزیابی این روش‌ها با استفاده از اجرای آزمون در اتاق آزمون مجهز به لگام ترمز<sup>۲</sup> با موتور ملی<sup>۴</sup> است. در ابتدا تمامی روش‌های تعیین شدت کوبش بررسی می‌شود و با استفاده از مقایسه نتایج آزمون در شرایط ثابت، روش‌های بهینه معرفی می‌شوند. پس از تعیین شدت کوبش با روشی مناسب، باید حد مجازی برای آن تعریف کرد که مرز وقوع کوبش را مشخص نماید. روش‌های مختلفی برای تعیین حد مجاز شدت کوبش، در چرخه‌های<sup>۵</sup> مجزا و یا محاسبه‌ای آماری از چند چرخه، ارائه شده است. برای ارزیابی دو روش تشخیص کوبش، می‌توان یکی را به عنوان روش مرجع انتخاب نمود و دیگری را با آن مقایسه کرد. برای انتخاب عوامل<sup>۶</sup> بهینه محاسباتی، منحنیهای<sup>۷</sup> ضریب ارتباطی را بر حسب دو عامل انتخابی ترسیم نمود و نقطه‌ای که بیشترین ضریب را دارد، به عنوان نقطه بهینه انتخاب می‌شود. نکات مهمی برای پردازش اطلاعات حسگرها وجود دارند، از جمله آنها می‌توان به تبدیل فوریه سریع و صاف شدن رقوم اشاره کرد که نحوه محاسبه و کاربرد آنها بررسی شده است. تبدیل فوریه سریع، بسامد<sup>۸</sup> اصلی نوسانات علامت ورودی را مشخص می‌کند و صاف شدن رقوم نوسانات ایجاد شده با بسامدهای غیر دلخواه را حذف می‌نماید. با بررسی نتایج آزمونها مشخص می‌شود که کوبش در بسامدهایی خاص به علت مدهای ارتعاشاتی صوتی در محفظه احتراق رخ می‌دهد و روش‌هایی برای پیش بینی و محاسبه این بسامدها ارائه شده است. توجه شود که بسامد اصلی نوسانات ایجاد شده در اثر کوبش برای این موتور حدود ۸ کیلو هرتز است. به طور کلی تعیین دقیق این بسامدها برای بررسی اثر صاف شدن و مکان بهینه قرارگیری حسگر فشار استوانه، کاربرد زیادی دارند.

تنفسی را محدود می‌کند و با ایجاد موجهای فشاری شدید و شکستن لایه مرزی حرارتی، باعث تخریب موتور می‌شود [۱]. اگر بتوان به طور دقیق و خودکار در اتاق آزمون<sup>۱۱</sup> این پدیده را تشخیص داد، می‌توان آنرا با روش‌های مختلف مانند تغییر زاویه جرقه‌زنی، نسبت هوا به سوخت و... پایش کرد تا موتور در شرایط نزدیک به وقوع کوبش<sup>۱۱</sup> باشد و درعین حال وارد محدوده آن نشود. در این شرایط است که بیشترین بازده از موتور انتظار می‌رود و درعین حال، آسیبی به آن نمی‌رسد.

کلیدواژه‌ها: تشخیص کوبش، فشار درون استوانه، حد مجاز، شدت کوبش، موتور بنزینی

## ۱- مقدمه

کوبش یکی از عوامل اساسی است که بر روی توان خروجی، بازده<sup>۹</sup> حرارتی و عمر موتور بنزینی تأثیرگذار است؛ زیرا کوبش عاملی اساسی است که نسبت تراکم و بازده

1- Signal  
2- Cylinder  
3- Dynamometer  
4- EF7  
5- Cycle  
6- Parameter

7- Contour  
8- Frequency  
9- Efficiency  
10- Test bench  
11- Knock

## ۴- حسگر لنگ

برای رسم منحنی فشار استوانه بر حسب زاویه لنگ، علاوه بر حسگر فشار استوانه باید از حسگر لنگ استفاده شود تا در زمان‌های مختلف موقعیت زاویه لنگ مشخص شود.

## ۵- معادل‌های حسگر فشار درون استوانه و رایانه

علامت خروجی از حسگر فشار درون استوانه، ابتدا وارد تقویت کننده می‌شود. خروجی را می‌توان در اسیلوسکوپ مشاهده نمود و یا به همراه علامت حسگر لنگ، وارد سخت افزار Indimaster نمود. در نهایت علامت‌های خروجی از طریق مجرای چاپگر<sup>۷</sup> وارد رایانه و امکان رسم منحنی فشار استوانه فراهم می‌شود.

## ۶- رابط‌های موتور و رایانه

رابط ES590 از زیر مجموعه ETAS، برای ایجاد ارتباط بین رایانه و ETK (مدیریت هوشمند موتور آزمایشگاهی)، به کار برده می‌شود. با برقراری این ارتباط می‌توان فرمان دلخواه را به تمامی عملگرها صادر نمود. همچنین از این نرم افزارها برای اندازه‌گیری و تحلیل اطلاعات فشار درون استوانه استفاده شده است که کاربرد هر یک از آنها در مرجع [۲] آمده است:

AVL 670 Indimaster، Caligraf.

AVL Concerto 3.7

INCA 5.4

Matlab 7.1

## ۳- شرایط آزمون

به طور کلی می‌توان گفت که محدوده تغییرات شرایط عملکرد موتور برای اجرای آزمون‌ها به این شرح است:

محدوده سرعت: ۵۵۰۰-۸۵۰ rpm

بازده تنفسی: ۷۰-۱۴۰٪

لامبدا (نسبت هوا به سوخت واقعی تقسیم بر معادل استوکیومتری آن): ۰/۷-۱/۲

عدد اکتان بنزین: ۸۷/۹۵

زمان جرقه‌زنی: از حالت بدون وقوع کوبش تا کوبش سنگین

دمای هوای ورودی: ۶۰-۲۵ °C

دمای آب خنک کاری: ۱۰۰-۴۰ °C

## ۴- نکات مهم در پردازش اطلاعات حسگرها

در این بخش به معرفی تبدیل فوریه، تبدیل فوریه سریع، صاف شدن رقومی پرداخته و پدیده تشدید در حسگر و اثرات مخرب آن بررسی می‌شود.

## ۴-۱- تبدیل فوریه

یک علامت متناوب پیوسته می‌تواند به مجموعی از علامت‌های سینوسی تجزیه شود، به طوری که دامنه و مرحله<sup>۸</sup> اجزا تابعی از بسامد هستند. بنابراین تبدیل فوریه یعنی بیان اطلاعات یک تابع در حوزه بسامد. این تبدیل، اطلاعات کاملاً یکسانی با تابع اصلی دارد. برای محاسبه تبدیل فوریه از یک علامت گسسته مانند داده‌های ثبت شده از حسگرهای رقومی<sup>۹</sup>، از معادلات تبدیل فوریه گسسته<sup>۱۰</sup> (DFT) استفاده می‌شود. معادلات اصلی برای محاسبه تبدیل فوریه گسسته و معکوس آن به این صورت است [۳].

سامانه مراقبت موتور<sup>۱</sup> با استفاده از تحلیل علامت حسگر کوبش<sup>۲</sup>، وظیفه تشخیص و مراقبت آنرا بر عهده دارد که جداول و عوامل مورد نیاز برای این منظور با استفاده از علامت فشار درون استوانه تنظیم<sup>۳</sup> می‌شوند. به عبارت دیگر می‌توان گفت دقیق ترین حسگر برای تشخیص کوبش، حسگر فشار درون استوانه است و سایر حسگرها (مانند حسگر ارتعاشات بدنه موتور که در تولید انبوه خودرو استفاده می‌شود، حسگر صدا، حسگر دمای دیواره محفظه احتراق برای اندازه گیری انتقال حرارت، حسگر دمای گازهای خروجی، حسگر جریان یونی و ... ) با استفاده از آن تنظیم می‌شوند و علت عدم استفاده از آن در خودرو، قیمت گران و پیچیدگی نصب آن است، بنابراین تشخیص کوبش با استفاده از علامت فشار درون استوانه از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است.

تا کنون روش‌های متفاوتی برای تشخیص کوبش با حسگر فشار درون استوانه ارائه شده است، اما هنوز توافقی کلی درباره روش مناسب برای این منظور وجود ندارد و بیشتر روش‌ها دقت مناسبی ندارند، همچنین نتایج بیشتر مقالات، برای شرایط کاری خاصی ارائه شده است. در این مقاله، با بررسی و ترکیب روش‌های ارائه شده، امکان تشخیص کوبش در تمامی نقاط کاری موتور فراهم می‌شود.

## ۲- سخت افزارها و نرم افزارها

توجه شود که تمامی آزمایش‌ها در اتاق آزمون مرکز تحقیقات موتور ایران خودرو انجام شده است و به طور کلی سخت‌افزارهای استفاده شده برای آزمایش، شامل این موارد هستند:

۱- موتور ملی با این مشخصات:

نوع موتور: چهار استوانه، دوگانه سوز (گاز و بنزین) و پرخوران

حجم موتور: ۱،۶۴۶ لیتر

نسبت تراکم: ۹،۹

قطر استوانه: ۷۸،۶ mm

طول پیمایش سمبه: ۸۵ mm

طول دسته سمبه<sup>۴</sup>: ۱۳۴،۵ mm

فشار پاشش سوخت: ۳،۵ bar

۲- لگام ترمز

به طور کلی با استفاده از این وسیله می‌توان با یک ورودی، یکی از عوامل اصلی خروجی یعنی دور موتور و یا گشتاور خروجی را ثابت نمود و با ورودی درجه گاز یکی از عوامل دور موتور، گشتاور خروجی، بازده تنفسی و یا خود درجه گاز را در مقدار دلخواه تنظیم نمود.

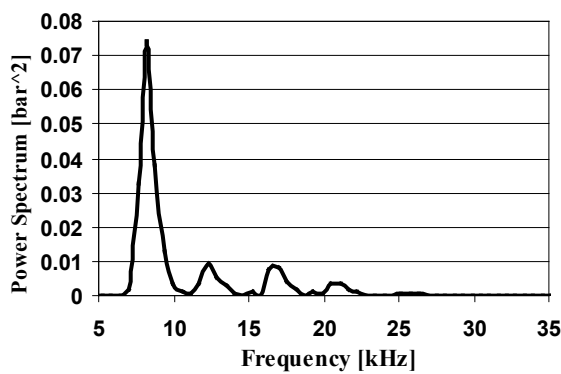
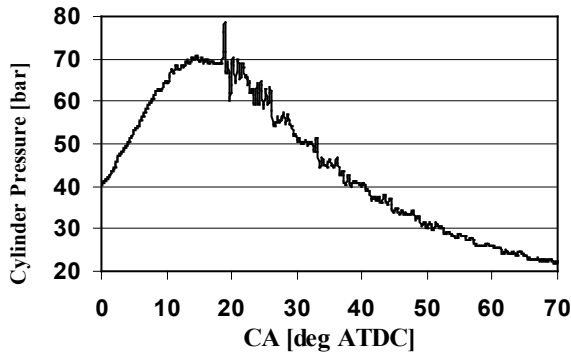
۳- حسگر فشار درون استوانه

از دو نوع حسگر فشار استفاده شده است. حسگر فشار شمعی<sup>۵</sup> (KISTLER ۶۱۱۷BFD۱۳) که به جای شمع معمولی بسته شده و علاوه بر ایجاد جرقه، فشار درون استوانه را نیز ثبت می‌کند. مزیت مهم این حسگر سادگی نصب آن است ولی در شرایط کاری موتور با بازده تنفسی بزرگ با مشکل عدم احتراق مواجه می‌شود. همچنین این حسگر قادر به ثبت نوسانات اصلی کوبش نیست. نوع دیگر حسگر فشار (AVL GH۱۲D)، با ایجاد سوراخ‌هایی در بستار<sup>۶</sup> نصب می‌شود. مشکل عمده این حسگر پیچیدگی نصب آن است. خصوصیات کامل این حسگرها مانند محدوده کاری، بسامد طبیعی، تغییر در حساسیت و ... در مرجع [۲] آمده است.

1- ECU (Engine Control Unit)  
2- Knock Sensor  
3- Calibrate  
4- Connecting Rod  
5- Spark Plug Pressure Transducer

6- Cylinder Head  
7- Printer Port  
8- Phase  
9- Digital Sensors  
10- Discrete Fourier Transformation

نشان می‌دهد. اهمیت این گونه نمودارها در تعیین بسامدهای ارتعاشاتی و دامنه نسبی آنهاست. نمودار نشان می‌دهد که بسامد اصلی کوبش که مطابق با مد ارتعاشاتی محیطی اول است، در حدود ۸ kHz است. توجه شود که منحنی فشار استوانه در شرایط دور ۵۰۰۰ rpm، بازده تنفسی ۹۰٪، جرعه BTDC ۲۱، لامبدا ۰/۸۷ و دمای هوای ورودی ۳۰°C به دست آمده است.



شکل ۱ منحنی فشار استوانه و نمودار طیف قدرت آن

### ۴-۳- صاف شدن رقمی<sup>۵</sup>

صافی رقمی قاعده‌ای محاسباتی است که دنباله‌ای از اعداد ورودی را به خروجی تبدیل می‌کند. در این روش یک رشته از بسامدها از دنباله ورودی حذف می‌شوند. برای این عمل، تبدیل فوریه علامت اصلی محاسبه و با یک تابع پنجره ای ضرب می‌شود، به طوری که مقدار تبدیل برای بسامدهای غیردلخواه صفر می‌شود. سپس معکوس تبدیل فوریه محاسبه می‌شود و علامت صافی شده به دست می‌آید. صافی پایین گذر<sup>۶</sup>: بدون حذف بسامدهای زیر بسامد برش، حذف کامل بسامدهای بالاتر از بسامد برش صافی بالا گذر<sup>۷</sup>: بدون حذف بسامدهای بالاتر از بسامد برش، حذف کامل بسامدهای زیر بسامد برش صافی میان گذر<sup>۸</sup>: بدون حذف بسامدها در باند مشخص شده، حذف کامل بسامدهای خارج از باند [۶].

1- Fast Fourier Transformation  
2- Algorithm  
3- Divide and Conquer Algorithm  
4- Recursively

$$X(k) = \sum_{n=0}^{N-1} x(n) \times \omega_N^{nk} \quad k=0, \dots, N-1 \quad (1)$$

$$x(n) = \left(\frac{1}{N}\right) \sum_{k=0}^{N-1} X(k) \times \omega_N^{-nk} \quad k=0, \dots, N-1 \quad (2)$$

$$\omega_N = \exp(-2\pi j/N) \quad (3)$$

در این معادلات:  
X(n): علامت اصلی  
X(k): تبدیل فوریه علامت  
j: واحد موهومی در صفحه مختلط  
N: تعداد داده‌ها

نکته مهم در استفاده از نمودار به دست آمده از این تبدیل این است که بیشترین بسامدی از اجزا که می‌تواند تحلیل شود (بسامد نایکوئیست) نصف بسامد نمونه برداری است [۴].

### ۴-۲- تبدیل فوریه سریع (FFT)

DFT دنباله ای از اعداد را به اجزایی با بسامدهای متفاوت تبدیل می‌کند. این عملگر کاربرد زیادی دارد اما محاسبه مستقیم آن از تعریف، به کندی صورت می‌پذیرد. FFT قاعده‌ای کارآمد برای محاسبه DFT و معکوس آن است. محاسبه DFT شامل N نقطه، به N<sup>۲</sup> محاسبه نیاز دارد (N خروجی وجود دارد و هر خروجی مجموع N بخش است)، در حالی که FFT می‌تواند نتایج مشابهی را با N × Log N محاسبه به دست آورد بنابراین کاهش زمان محاسبات، تابع N / log N است. [۵].

متداولترین قاعده برای محاسبه FFT، قاعده Cooley-Tukey است. این قاعده بر اساس تقسیم نمودن تعداد داده‌ها به اجزای کوچکتر<sup>۳</sup> به طور بازگشتی<sup>۴</sup> است. در صورتی که تعداد داده‌ها توانی از ۲ باشد، به طور متناوب می‌توان آنها را به دو بخش مساوی تقسیم نمود و در این حالت قاعده بسیار کارآمد است اما در حالتی که تعداد داده‌ها عددی اول باشد و یا ضربهای اول زیادی داشته باشد، سرعت محاسبات بسیار کاهش می‌یابد. روش کامل محاسبه تبدیل فوریه گسسته با استفاده از این قاعده، در مرجع [۵] آمده است.

با محاسبه تبدیل فوریه منحنی فشار استوانه، نمودار طیف قدرت از منحنی فشار استوانه در هر چرخه به دست می‌آید. توجه شود که به دلیل تغییرات زیاد چرخه به چرخه شدت کوبش در شرایطی ثابت از عملکرد موتور، نمودار طیف قدرت از منحنی فشار استوانه برای هر چرخه به طور جداگانه محاسبه می‌شود و امکان میانگین گیری از نمودار فشار استوانه در چند چرخه وجود ندارد. با استفاده از این نمودار می‌توان دامنه نوسانات منحنی فشار استوانه در هر بسامد را در طول بیشینه بسامد ممکن (بسامد نایکوئیست) تعیین نمود. شکل (۱) چنین نموداری را در شرایط وقوع کوبش سنگین،

5- Digital Filtration  
6- Low Pass Filter  
7- High Pass Filter  
8- Band Pass Filter

در محفظه احتراق رخ می‌دهد. این موج‌ها از سرعت زیاد آزاد شدن انرژی هنگام وقوع خوداشتعالی به وجود می‌آیند. مدهای ارتعاشاتی می‌توانند محیطی و شعاعی باشند و بسامدها برای موتورهای اشتعال جرقه ای در اندازه خودروهای سواری در حدود ۵-۲۵ kHz هستند.

مدهای ارتعاشاتی برای محفظه احتراق استوانه ای شکل می‌توانند به طور تحلیلی با استفاده از معادله ۴ پیش‌بینی شوند، در حالی که برای شکل‌های پیچیده‌تر باید از روش‌های عددی استفاده نمود. در اپر [۸] اولین بار این معادله را در سال ۱۹۳۸ ارائه کرد. درکی مناسب از مدهای ارتعاشاتی صوتی، هنگام اندازه‌گیری و تحلیل اطلاعات فشار استوانه برای تشخیص کوبش، خیلی مفید است. (به ویژه برای بررسی اثر صاف شدن و مکان بهینه قرارگیری حسگر).

$$f_{m,n} = \frac{C \rho_{m,n}}{\pi B} \quad (۴)$$

m : شماره مد نوسانی محیطی

n : شماره مد نوسانی شعاعی

$f_{m,n}$  : بسامد ارتعاشاتی برای مد m.n بر حسب Hz

$\rho_{m,n}$  : ضریب مد ارتعاشاتی

C : سرعت صوت m/s

B : قطر استوانه بر حسب m

در این معادله از ارتعاشات محوری صرف نظر شده است، زیرا ارتفاع محفظه احتراق در نقطه مکث بالا نسبت به قطر خیلی کوچک است.

شکل ۴ بعضی از مدهای تشدید شعاعی و محیطی را نشان می‌دهد. همچنین در جدول ۱ پنج مد ارتعاشاتی صوتی اول، بسامد و ضریب آنها وجود دارد. سرعت صوت برای محاسبه بسامد مدهای ارتعاشاتی برابر ۱۰۰۰ m/s در شرایط وقوع کوبش تخمین زده شده است [۹]. ضریب مد ارتعاشاتی توسط نویسندگان زیادی تخمین زده شده است [۱۰].

مقایسه این بسامدها با شکل ۱، تقریب خوب این معادله را نشان می‌دهد. برای به دست آوردن نتایج دقیق‌تر شبیه‌سازی‌های رایانه‌ای با استفاده از روش اجزای محدود یا کدهای CFD نیاز است.

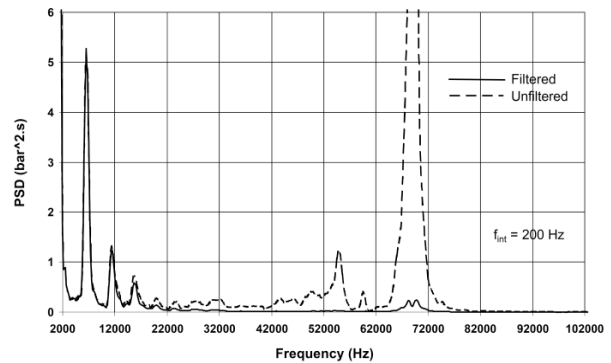
نکته مهم این است که بیشترین نوسانات فشار برای هر مد هنگامی به دست می‌آید که حسگر بین خطوط گره قرار گیرد. به عنوان مثال حسگر قرار گرفته در مرکز، برای تمام مدهای محیطی روی یک خط گره قرار می‌گیرد و تمایل دارد که به مدهای ضعیف‌تر شعاعی پاسخ دهد [۱۱].

نمونه‌هایی از منحنی فشار استوانه در شرایط وقوع کوبش و نمودارهای صافی شده آن و همچنین روش محاسبه منحنی صافی شده در نرم افزارها، در مرجع [۲] آمده است.

#### ۴-۴- تشدید در حسگر

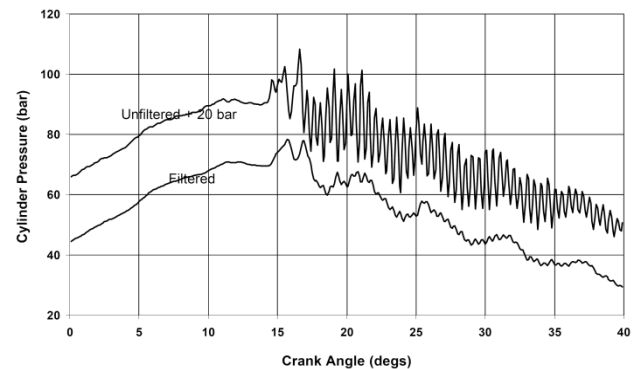
اگر حسگر بسامد طبیعی کمی داشته باشد، نوسانات باعث وقوع تشدید در بسامد طبیعی حسگر می‌شود. این مسئله را می‌توان با انجام آزمون با حسگری با بسامد طبیعی بالاتر اثبات کرد.

می‌توان به وسیله یک صافی پایین گذر (۲۰ kHz) اطلاعات فشار نامطلوب را از بین برد. شکل (۲) چنین عملی را برای اطلاعات حسگر فشار نشان می‌دهد [۷].



شکل ۲ وقوع تشدید در بسامد ۷۰ kHz و اثر استفاده از یک صافی پایین گذر با بسامد ۲۰ kHz در نمودار طیف قدرت [۷]

شکل (۳) منحنی فشار را بر حسب زاویه لنگ در این شرایط نشان می‌دهد. در منحنی صافی شده مقادیر زیادی از نوفه‌های پر بسامد حذف شده‌اند و اکنون علامت کوبش واضح‌تر است [۷].



شکل ۳ نمودار فشار استوانه، برای بررسی اثر صافی در منحنی فشار [۷]

#### ۵- مدهای ارتعاشاتی صوتی

با به دست آوردن نمودار طیف قدرت از منحنی فشار استوانه در شرایط مختلفی که کوبش رخ می‌دهد، مشاهده می‌شود که همواره دامنه‌های بیشتر، در بسامدهایی خاص رخ می‌دهند. این پدیده با رسم منحنی فشار استوانه و نمودار طیف قدرت از آن در شرایطی کاملاً متفاوت در مرجع [۲] نشان داده شده است. حال به بررسی علت وقوع این پدیده مهم می‌پردازیم:

بخوبی می‌دانیم که کوبش در بسامدهایی خاص به علت مدهای ارتعاشاتی صوتی

۶-۱- انتگرال مقادیر به دست آمده در یک بازه مشخص از چرخه موتور<sup>۳</sup> به دلیل اینکه تخریب موتور در اثر وقوع کوبش، به شدت و زمان آن وابسته است، اهمیت این دو عامل کاملاً آشکار است. تا کنون روش‌های زیادی برای تعیین شدت کوبش ارائه شده است که به طور مختصر به بررسی آنها می‌پردازیم:

۶-۱-۱- استفاده از منحنی صافی شده فشار استوانه

۶-۱-۱-۱- انتگرال منحنی صافی و یکسو شده فشار استوانه (IMPO)<sup>۴</sup>

۶-۱-۱-۲- بیشینه مقدار منحنی صافی و یکسو شده فشار استوانه (MAPO)<sup>۵</sup>

IMPO: انرژی که در نوسانات با بسامد بزرگ که به علت کوبش رخ می‌دهد، وجود دارد.

MAPO: بیشینه نوسانات فشار [۱۲]

$$IMPO = \frac{1}{N} \sum_1^N \int_{ST}^{ST+W} |P_{bp}| d\theta \quad (5)$$

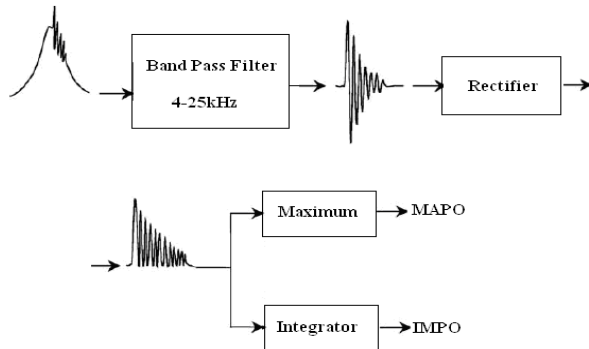
$$MAPO = \frac{1}{N} \sum_1^N \max_{ST, ST+W} |P_{bp}| \quad (6)$$

N: تعداد چرخه‌ها

$P_{bp}$ : نمودار فشار صافی شده

W: پهنای پنجره

روش محاسبه به طور خلاصه در شکل (۵) آورده شده است:

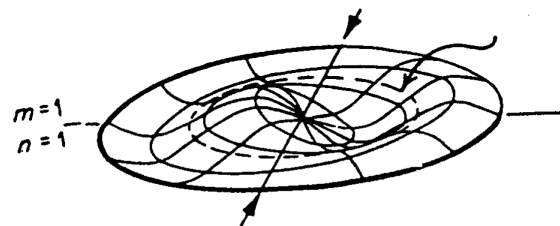
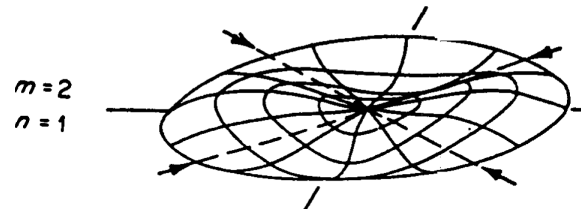
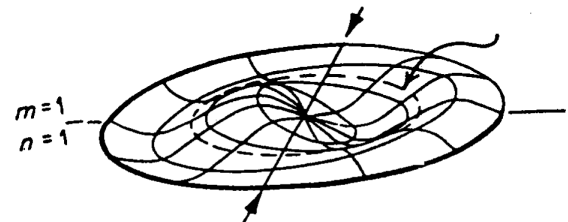
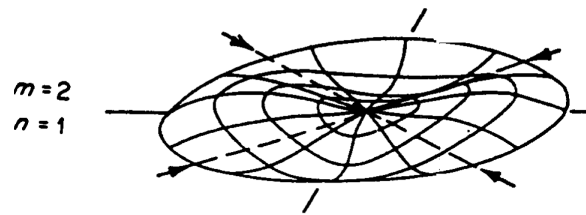


شکل ۵: طرحی از روش محاسبه IMPO و MAPO

در شکل ۶-۷، تأثیر زمان چرخه زنی و نسبت هوا به سوخت، در IMPO و MAPO محاسبه شده دیده می‌شود.

مشاهده می‌شود که با پیش‌رسی بیشتر در زمان چرخه زنی شدت کوبش افزایش می‌یابد و در نسبت هوا به سوخت کمی غنی‌تر از حالت درست<sup>۶</sup> احتمال وقوع کوبش بیشتر است.

1- Parameter  
2- Maximum Peak to Peak Value  
3- RMS Value



شکل ۴: نمودار بعضی از مدهای تشدید محیطی و شعاعی [۶]

جدول ۱: مدهای ارتعاشاتی صوتی و بسامد آنها

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

### ۶- روش‌های تعیین شدت کوبش

به طور کلی، تعیین شدت کوبش بر اساس منحنی فشار استوانه در هر چرخه، با استفاده از دو عامل<sup>۱</sup> امکان پذیر است:

۱- مقادیر بیشینه به دست آمده در هر چرخه<sup>۲</sup>

4- Integral of Modulus of Pressure Oscillation  
5- Maximum Amplitude of Pressure Oscillation  
6- Stoichiometry

$$F\left[DKI, \lambda, \eta_V, \left(\frac{SA}{W}\right)\right] = 0 \quad (7)$$

در این معادله:

SA: زمان جرقه زنی

W: محدوده<sup>۱</sup> پنجره محاسباتی از چرخه موتور

$\eta_V$ : نسبت هوا به سوخت واقعی تقسیم بر حالت درست

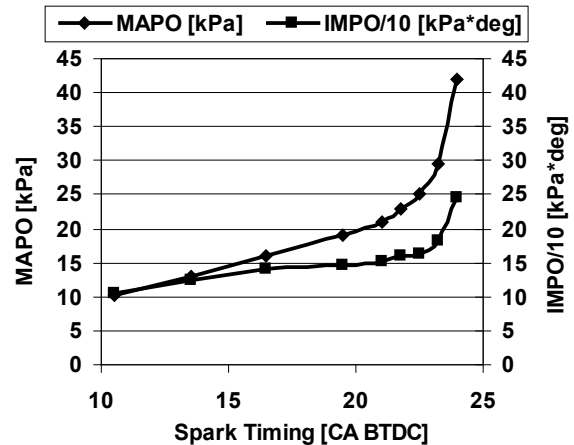
: بازده تنفسی

از میان ترکیبات مختلف ممکن نسبت  $DKI$  تعریف می‌شود:

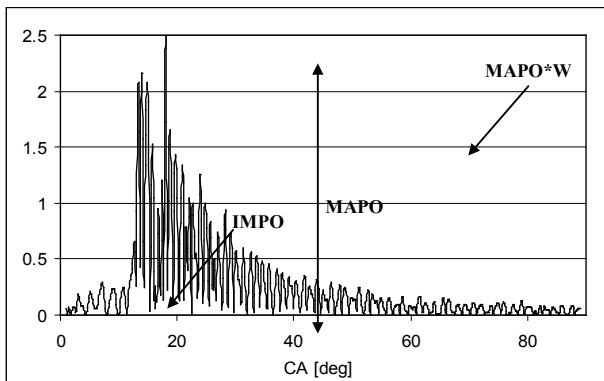
$$DKI = \frac{IMPO}{MAPO \times W} \quad (8)$$

معنی  $DKI$ :

برای درک معنای  $DKI$  در شرایط کوبش سنگین نمودار شکل ۸ را رسم می‌نماییم.



شکل ۶ اثر زمان جرقه زنی در  $IMPO$  و  $MAPO$  در شرایط: دور  $3000$  rpm، بازده تنفسی  $80\%$ ، لامبدا  $1$  و دمای هوای ورودی  $31^\circ C$



شکل ۸  $DKI$  برای چرخه ای همراه با کوبش در شرایط: دور  $3000$  rpm، بازده تنفسی  $80\%$ ، جرقه  $24$  BTDC، لامبدا  $1$  و دمای هوای ورودی  $31^\circ C$

در این شکل داریم:

$IMPO$ : سطح زیر نمودار منحنی فشار

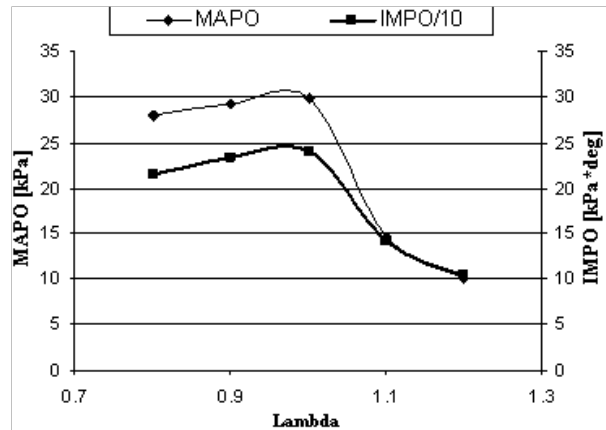
$MAPO$ : سطح پنجره محاسباتی

بنابراین  $DKI$  به نوعی وزن  $IMPO$  را داخل پنجره محاسباتی نشان می‌دهد.

در شکل (۹)، این پنجره برای شرایط مختلف کوبش نشان داده شده است. با افزایش شدت کوبش، قسمتی از پنجره که فقط شامل نوفه است تقریباً ثابت می‌ماند و اهمیت آن

در پنجره محاسباتی کاهش می‌یابد.

با افزایش شدت کوبش،  $DKI$  کاهش می‌یابد (خصوصیات هندسه و تنظیمات هر چه می‌خواهد باشد).



شکل ۷ اثر لامبدا در  $IMPO$  و  $MAPO$  در شرایط: دور  $3000$  rpm، بازده تنفسی  $100\%$ ، زمان جرقه زنی  $16/5$  BTDC و دمای هوای ورودی  $30^\circ C$

جرقه معادل شرایط مرزی کوبش ( $KLSA$ )<sup>۱</sup>

این جرقه برابر پیشی‌ترین زمان جرقه زنی ممکن بدون وقوع کوبش است.

شکل‌های ۶ و ۷ نشان می‌دهند که  $KLSA$  حد مجاز کمتری دارد (شرایط سخت‌تر)، هنگامی که بازده تنفسی افزایش می‌یابد و با افزایش نسبت هوا به سوخت تا نزدیک حالت استوکیومتری، حد مجاز  $KLSA$  کاهش یافته و پس از آن افزایش می‌یابد.

### ۱-۳-۱-۶- شدت کوبش بدون بعد ( $DKI$ )<sup>۲</sup>

برای تعریف شناساننده کلی که مستقل از تنظیمات موتور باشد، از این روش استفاده می‌شود. با در نظر گرفتن عوامل مهم در شدت کوبش تعیین شده به وسیله  $IMPO$  و  $MAPO$ ، تحلیل بدون بعدی را به این صورت می‌نویسیم [۱۳]:

1- Knock Limited Spark Advance  
2- Advance

3- Dimensionless Knock Indicator  
4- Range

### ۶-۱-۵- مجموعه بیشینه دامنه منحنی‌های صافی شده فشار استوانه (SDBP)<sup>۱</sup>

MAPO، اجزای پر بسامد و کم بسامد نوفه‌های پس زمینه را حذف می‌کند، اما اجزای نوفه در داخل محدوده بسامد صافی میان گذر، هنوز در نتایج وجود دارند. راهی مناسب برای از بین بردن این نوفه‌های پس زمینه، استفاده از صافیهای میان گذر باریک<sup>۲</sup> است، که بسامد مرکزی آنها برابر بسامد مدهای ارتعاشاتی اصلی (محیطی) ایجاد شده به وسیله کوبش باشد.

همان طور که در بخش ۵ اشاره شد، با به دست آوردن نمودار طیف قدرت از منحنی فشار درون استوانه، به این نتیجه می‌رسیم که تغییرات در بسامد اولین، دومین و سومین مدهای ارتعاشاتی محیطی خیلی کم است. در جدول (۲)، بسامد این مدهای ارتعاشاتی و انحراف معیار آنها که به وسیله آزمایش به دست آمده است دیده می‌شود.

جدول ۲ بسامد مدهای ارتعاشاتی و انحراف معیار آنها

حالت	بسامد کوبش	انحراف معیار
۱ <sup>st</sup>	۷/۵ kHz	۰/۱ kHz
۲ <sup>nd</sup>	۱۲/۳ kHz	۰/۳ kHz
۳ <sup>rd</sup>	۱۷/۱ kHz	۰/۳ kHz

یک عامل جدید به نام HBPW<sup>۳</sup> برای تعیین بسامدهای برش<sup>۴</sup> برای صافی‌های میان گذر باریک، نیاز است.

HBPW برابر محدوده بسامدی تعریف می‌شود که دامنه منحنی طیف قدرت برابر نصف بیشینه دامنه در بسامد مرکزی اش شود. با توجه به نتایج آزمایشگاهی برای هر سه مد ارتعاشاتی، HBPW حدود ۱/۴ kHz است [۱۵]. بنابراین بسامدهای سه صافی میان گذر باریک به این صورت است:

$$\begin{cases} 1 \Rightarrow 6.8 - 8.2 & [kHz] \\ 2 \Rightarrow 11.6 - 13 & [kHz] \\ 3 \Rightarrow 16.4 - 17.8 & [kHz] \end{cases}$$

بنابراین در این روش، مجموع مقادیر بیشینه دامنه به دست آمده از صافی‌های مختلف، به عنوان شدت کوبش معرفی می‌شود. نحوه محاسبه شدت کوبش با استفاده از این روش در شکل (۱۰) نشان داده شده است.

### ۶-۱-۶- شدت کوبش لگاریتمی (LKSI)

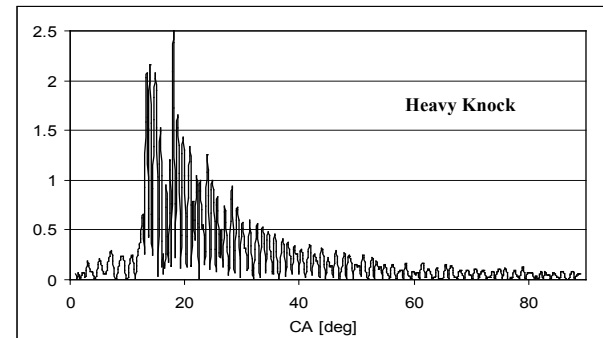
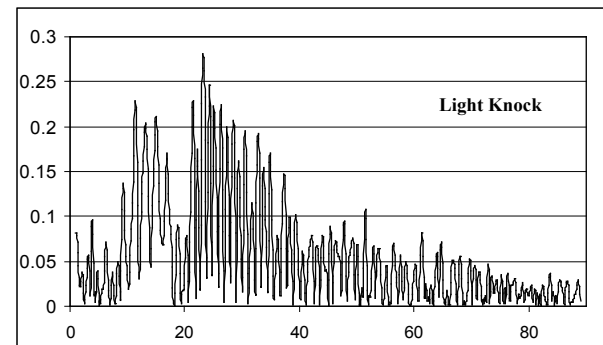
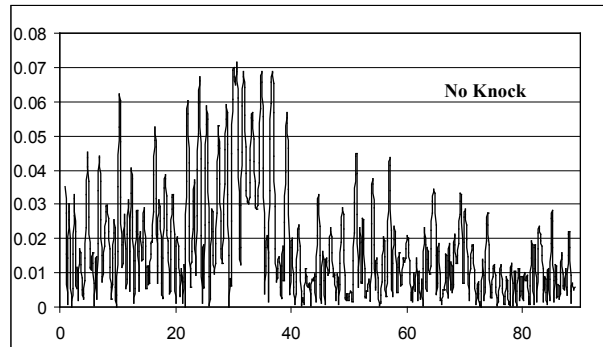
به خاطر محدوده زیاد تغییرات میانگین متغیر، می‌توان شدت کوبش را در مقیاس لگاریتمی تعریف کرد:

$$LKSI = \sum_{i=1}^N \frac{\ln \left[ \frac{50}{n} \sum_{i=1}^n P_{bp}^2(i) \right]}{N} \quad (10)$$

n: تعداد نمونه‌ها در یک پنجره.

N: تعداد کل چرخه‌ها.

$P_{bp}(i)$ : اطلاعات فشار استوانه که از صافی میان گذر با بسامد ۴-۲۵ KHz عبور داده شده است [۶].



شکل ۹ نمودار DKI برای شرایط مختلف کوبش

### ۶-۱-۶- روش انرژی (K120)

Sheppard این ضریب را برای تخمین زاویه شروع کوبش تعریف کرده است:

$$K120 = \sum_{i=1}^{N_{samp}} \frac{[P_{hp}(i) - P_{mean}]^2}{n} \quad (9)$$

Php: منحنی فشار استوانه که از صافی بالا گذر عبور داده با بسامد ۴ kHz عبور داده می‌شود.

Pmean: میانگین داده‌های صافی شده فشار.

n: تعداد نمونه‌های فشار در ۲۰ درجه طول پنجره.

این مسئله اثبات می‌شود که K120 با شروع کوبش ارتباط خوبی دارد. مقدارهای بزرگتر، یعنی وقوع کوبش به نقطه مکث بالا نزدیکتر است [۱۴].

1- Sum of Divided Band Pass Filtering Method  
2- Narrow Band-Pass Filter

3 - Half power band width  
4 - cut-off

### ۶-۱-۸- روش‌های دیگر

توجه شود که روش‌های دیگری نیز برای استفاده از منحنی صافی شده فشار استوانه وجود دارد که مهمترین آنها به این شرح است:

- در روشی، منحنی صافی شده فشار استوانه را یکسو نموده و شدت کوبش برابر اختلاف بین بیشینه و کمینه مقدار تعریف می‌شود. در این حالت شدت کوبشی حدود دو برابر MAPO به دست می‌آید [۱۷].

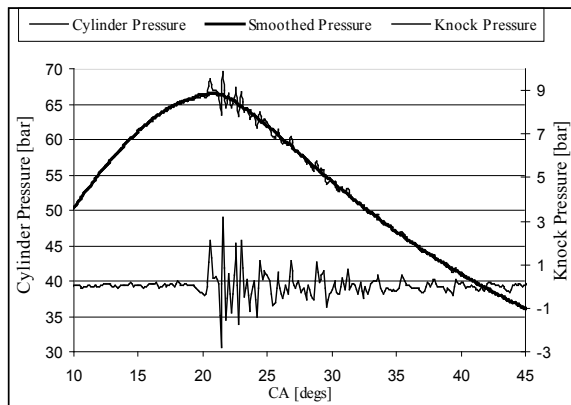
- در روشی دیگر به جای یکسو سازی منحنی صافی شده فشار استوانه، مربع آن را محاسبه و سپس مقادیر بیشینه یا انتگرال در یک بازه مشخص، به دست آورده می‌شود. پس از وقوع کوبش، شدت کوبش این روش، به طور ناگهانی افزایش می‌یابد. بنابراین برای تشخیص کوبش سبک، بهتر است از این روش استفاده شود تا تعریف حد مجاز برای شرایط مرزی وقوع کوبش، ساده‌تر باشد [۱۷].

### ۶-۲- استفاده از منحنی طیف قدرت از فشار استوانه

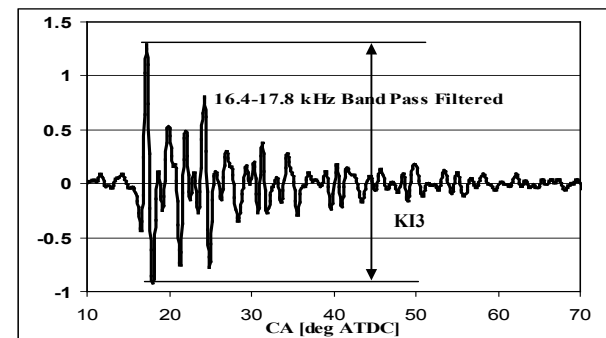
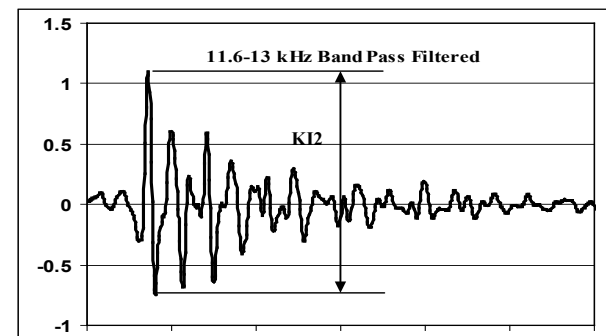
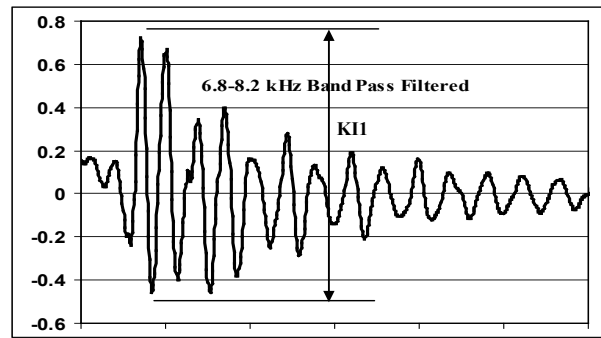
در این روش، ابتدا منحنی طیف قدرت از فشار استوانه را به دست می‌آوریم و مانند محاسبه IMPO و MAPO و DK1 از منحنی صافی شده فشار استوانه، شدت کوبش را محاسبه می‌نماییم، بنابراین بیشینه مقدار منحنی طیف قدرت یا انتگرال هر چرخه در بازه‌های مشخص و یا ترکیبی از این دو روش به عنوان شدت کوبش در آن چرخه معرفی می‌شود.

### ۶-۳- حذف میانگین منحنی فشار

در این روش، یک منحنی صاف شده<sup>۳</sup> بهینه برای فشار استوانه به دست می‌آوریم و آنرا از منحنی اصلی فشار استوانه کم می‌کنیم. منحنی به دست آمده را منحنی فشار کوبش می‌نامیم. بیشینه مقدار منحنی با اصلاحاتی، به عنوان شدت کوبش برای هر چرخه معرفی می‌شود [۷]. نحوه محاسبه بیشینه فشار کوبش (PKP)<sup>۲</sup> در شکل ۱۱ نشان داده شده است:



شکل ۱۱ نحوه محاسبه شدت کوبش با استفاده از روش حذف میانگین منحنی فشار و منحنی فشار استوانه در شرایط: دور ۳۰۰۰ rpm، بازه تنفسی ۱۰٪، چرخه ۱۶ BTDC، لامبدا ۱ و دمای هوای ورودی ۳۱°C



شکل ۱۰ نحوه محاسبه شدت کوبش با روش SDBP در شرایط: دور ۵۰۰۰ rpm، بازه تنفسی ۹۰٪، چرخه ۲۱ BTDC، لامبدا ۰/۸۷ و دمای هوای ورودی ۳۰°C

### ۶-۱-۷- انتگرال قدر مطلق گرادیان نوسانات صافی شده فشار استوانه (IMPOG)<sup>۱</sup>

فرارو<sup>۴</sup> شدت کوبش را به این صورت تعریف کرد:

$$IMPOG = \int_{t_1}^{t_2} \left| \frac{dP_{bp}}{dt} \right| dt \quad (11)$$

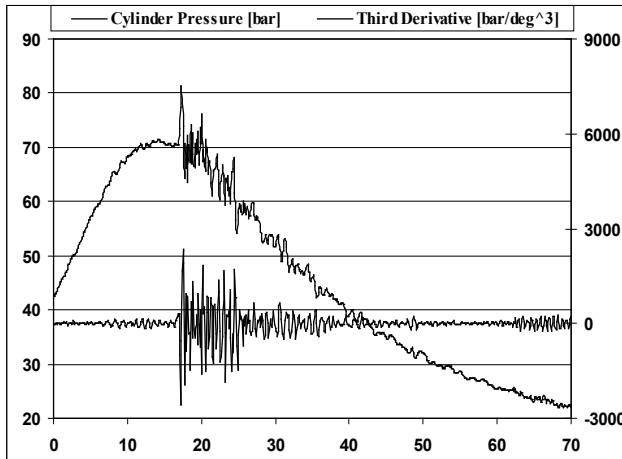
Pbp: منحنی فشار استوانه که از صافی میان گذر با بسامد ۳-۴ KHz عبور داده شده است.

برای شرایطی که کوبش رخ نمی‌دهد، مقدار متوسط IMPOG را پیدا می‌کنیم و بعد از شروع کوبش این مقدار افزایش می‌یابد. در هر حال مانند IMPO مقداری دلخواه برای حد مجاز وقوع کوبش تعریف می‌شود [۱۶].

1- Integral of Modulus of Pressure Oscillation Gradient  
2- Ferraro

3- Smoothed Pressure  
4- Peak Knock Pressure

این نتیجه رسیده است که هنگام رخداد کوبش، مشتق سوم منحنی فشار، مقدار مطلق بیشتری دارد و این روش بخوبی کار می‌کند، حتی اگر تنها یک عدد در هر دو درجه ثبت شود. نمودار مشتق سوم منحنی فشار استوانه در شکل (۱۲) نشان داده شده است.



شکل ۱۲ نمودار مشتق سوم منحنی فشار استوانه در شرایط: دور ۵۰۰۰ rpm، بازه تنفسی ۹۰٪، جرقه ۲۱ BTDC، لامبدا ۰/۸۷ و دمای هوای ورودی ۳۰°C

### ۷- ارزیابی روش‌های تعیین شدت کوبش

در این بخش از میان روش‌های مختلفی که برای تعیین شدت کوبش ارائه شد، روش یا روش‌های بهینه را انتخاب می‌نماییم. یک معیار برای ارزیابی روش‌های تعیین شدت کوبش، مقایسه مقادیر شدت کوبش به دست آمده از روش‌های مختلف در شرایط کاری یکسان است. در جدول (۳) به مقایسه شدت‌های کوبش به دست آمده از روش‌های مختلف، در ۱۰ نقطه کاری موتور پرداخته شده است.

جدول ۳ مقایسه شدت کوبش به دست آمده از روش‌های مختلف

TDM	۲۷۳۸	۹۸۸	۵۲۳	۴۹۱	۱۴۳	۱۲۳	۱۲۳	۱۱۶	۱۱۶	۱۱۶
FDM	۴۹	۹/۶	۴/۱	۶/۵	۳/۴	۳/۱	۳/۱	۳/۱	۲/۸	۲/۶
PKP	۵/۷۶	۱/۸۷	۱/۰۶	-۰/۹۹	-۰/۶۳	-۰/۶۱	-۰/۵۸	-۰/۴۷	-۰/۴۵	-۰/۳۶
FFT	-۰/۳۸	-۰/۲۷	-۰/۲۰	-۰/۹۷	-۰/۴۸	-۰/۰۸	-۰/۲۴	-۰/۱۰	-۰/۲۱	-۰/۲۶
ISPO	۵/۷۷	۱/۲۷	۱/۴۱	-۰/۷۴۶	-۰/۳۷۷	-۰/۳۸۹	-۰/۲۹۸	-۰/۲۹۷	-۰/۱۵۱	-۰/۱۳۳
LKSI	۱,۴۷	-۰,۰۴	-۰/۰۶۸	-۰/۵۷	-۱/۲۶	-۱/۲۲	-۱/۴۹	-۱/۴۹	-۲/۱۷	-۲/۳۰
K۱۲۰	۰,۴۷۶	۰,۰۴۴	-۰/۰۳۰	-۰/۰۶۸	-۰/۰۰۷	-۰/۰۰۷	-۰/۰۰۵	-۰/۰۰۵	-۰/۰۰۳	-۰/۰۰۳
IMPOG	۳۸,۷	۱۸,۸	۱۸/۰	۱۴/۰	۸/۰	۱۰/۰	۹/۰	۹/۰	۷/۰	۶/۰
SDBP	۱,۶۵	-۰,۵۹۷	-۰/۴۹۹	-۰/۴۸۸	-۰/۲۰۷	-۰/۲۰۲	-۰/۱۷۵	-۰/۱۹۶	-۰/۱۷۵	-۰/۲۳۱
DKI	۰,۱۶۳	۰,۰۱۸۲	-۰/۲۰۱	-۰/۱۹۵	-۰/۲۲۸	-۰/۲۰۷	-۰/۲۱۷	-۰/۲۲۴	-۰/۲۴۶	-۰/۲۵۲
IMPO	۱۰,۲	۶,۰	۷/۰	۵/۰	۳/۴	۳/۶	۳/۱	۳/۱	۲/۴	۲/۲
MAPO	۲,۱۶	۰,۸۷۰	-۰/۶۶۷	-۰/۶۱۰	-۰/۳۲۰	-۰/۳۱۶	-۰/۲۷۹	-۰/۲۴۹	-۰/۱۹۷	-۰/۱۷۱
زمان جرقه (درجه قبل از نقطه مکث بالا)	۱۷,۲۵	۱۶,۵۰	۱۵/۷۵	۱۵/۰۰	۱۴/۲۵	۱۳/۵۰	۱۲/۷۵	۱۲/۰۰	۱۱/۲۵	۱۰/۵۰

1- Knock Intensity  
2- Offset  
3- First Derivative Method

4- Third Derivative Method  
5- Checkel

مقدار منحنی صاف شده در هر نقطه برابر میانگین نقاطی از چپ و راست نقطه مورد نظر است. توجه شود که با افزایش تعداد نقاط میانگین گیری، منحنی صاف تر می‌شود. تعداد نقاط بهینه، تابع سرعت است و تقریباً به گونه ای انتخاب می‌شود که حدود ۲ درجه قبل و بعد از نقطه مورد نظر وجود داشته باشد. با انتخاب دقیق تعداد نقاط بهینه، اولین مد ارتعاشاتی از منحنی طیف قدرت از فشار کوبش، حدود ۷ kHz است. سپس شدت کوبش<sup>۱</sup> به صورت ضریبی از میانگین بیشینه فشار کوبش تصحیح شده برای چرخه‌های مجزا تعریف می‌شود.

$$KI = \left( \frac{20}{N} \right) \sum (PKP - 1) \quad (12)$$

کوچکترین فشار بیشینه کوبش در نمونه برداری به عنوان اندازه ای از نوفه‌های پس زمینه شناخته می‌شود. (معمولاً ۰,۲ bar) و این مقدار از تمام بیشینه فشارهای کوبش کم می‌شود تا بیشینه فشار تصحیح شده آن به دست آید. جبران گر<sup>۲</sup> به اندازه ۱ bar در معادله (۱۲) به این معنی است که بیشینه فشار تصحیح شده کمتر از ۱ bar در مقدار KI تأثیری ندارد و همچنین تولید وزن دهی غیر خطی می‌کند. بنابراین در شرایط عدم رخداد کوبش، مقدار KI برابر صفر به دست می‌آید. با استفاده از این تعریف می‌توان به این نتیجه رسید که شرایط مرزی کوبش، حدود بیشینه فشار ۱ bar است. بیشینه فشار ۵ bar معادل کوبش متوسط و بیشینه فشار ۱۰ bar یعنی شرایط سنگین کوبش [۱۷].

### ۶-۴- استفاده از مشتق منحنی فشار استوانه

#### ۶-۴-۱- مشتق اول منحنی فشار استوانه (FDM)<sup>۲</sup>

بیشینه مقدار مشتق اول با تصحیحاتی برای تعریف حد مجاز در شرایط مختلف کاری موتور، به عنوان شدت کوبش در این روش شناخته می‌شود [۱۷].

#### ۶-۴-۲- مشتق سوم منحنی فشار استوانه (TDM)<sup>۴</sup>

در این روش، شدت کوبش با محاسبه مشتق سوم منحنی فشار و اعمال تصحیحاتی برای تعریف حد مجاز در شرایط مختلف کاری موتور، به دست می‌آید. چکل<sup>۵</sup> [۱۸] به

معیارهای مهم دیگر برای ارزیابی روش‌های تعیین شدت کوبش، شامل این موارد است:

- حساسیت کمتر به شرایط مختلف کاری موتور مانند دور و بازده تنفسی
- متغیرها و پارامترهای تحلیلی کمتر
- امکان محاسبه خودکار عوامل تحلیلی مورد نیاز برای شدت کوبش
- تطابق با نتایج حسگر فشار، یعنی چرخه‌هایی که شدت کوبش بیشتری دارند
- نوسانات بیشتری نیز نشان دهند
- تطابق با نتایج دیگر حسگرها به خصوص حسگرهای صدا و ارتعاشات
- با توجه به نتایج به دست آمده از شکل ۱۳ و جدول ۳ و با توجه به نتایج آزمایش‌های متعدد دیگر با در نظر گرفتن معیارهای مهم برای ارزیابی روش‌های تعیین شدت کوبش، روش‌های بهینه شامل این موارد اند:
- مشتق سوم منحنی فشار (TDM)
- بیشینه مقدار منحنی صافی شده فشار استوانه (MAPO)
- حذف میانگین منحنی فشار (PKP)
- توجه شود که زمانی که نوفه‌های پس زمینه زیادی وجود دارد (مانند سرعت‌های تند)، روش اول مناسبتر است.

#### ۸- نحوه تعریف حد مجاز شدت کوبش

اولین قدم برای تشخیص کوبش محاسبه شدت آن است. پس از محاسبه شدت کوبش باید حد مجازی برای آن تعریف نماییم. به طور کلی حد مجاز، برای چرخه‌های مجزا و یا محاسبه ای آماری از چند چرخه در نظر گرفته می‌شود. بهتر است برای تعیین محاسبات آماری از شدت کوبش در تعداد چرخه ای مشخص به این روش عمل کنیم:

- ابتدا معادل نوفه‌های پس زمینه را از تمامی چرخه‌ها کم کنیم.
- برای چرخه‌هایی که شدت کوبش منفی به دست می‌آید، عدد صفر را جایگزین و یا آنها را حذف می‌کنیم. به عبارت دیگر می‌توان گفت که مقادیر شدت کوبش را از یک صافی بالاگذر عبور می‌دهیم.
- روش‌های متفاوتی برای تعریف حد مجاز وجود دارند که در ادامه به بررسی آنها می‌پردازیم:

- اولین و ساده ترین روش، تعریف حد مجازی برای تک تک چرخه‌هاست یعنی چرخه‌هایی که شدت کوبش در آنها بیش از حد مجاز تعیین شده باشد به عنوان چرخه همراه با کوبش شناخته می‌شوند. چون پدیده کوبش، تغییرات چرخه به چرخه زیادی دارد، ممکن است فقط در تعداد بسیار کمی از چرخه‌ها، کوبش رخ دهد. بنابراین در این روش باید حد مجازی برای درصد چرخه‌های همراه با کوبش تعریف شود که این حد مجاز بستگی به نوع کاربرد دارد و برای تنظیم چرخه پایه برابر ۲ تا ۳ درصد در نظر گرفته می‌شود. تعداد چرخه بهینه برای تشخیص کوبش در مقاله، اثر عوامل مهم در تشخیص کوبش ارائه شده است.

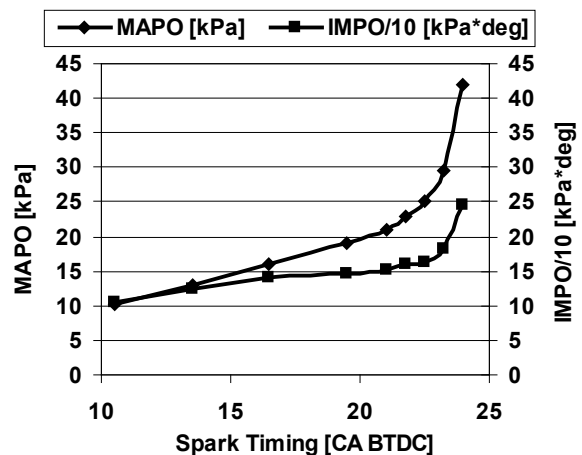
- در روشی دیگر، مقادیر شدت کوبش بر حسب افزایش دامنه برای چند چرخه متوالی، ترسیم می‌شود. هرگاه یک پرش ناگهانی در یکی از پیشرفتها وجود داشته باشد، می‌توان نتیجه گرفت که کوبش رخ داده است [۱۹].

- یکی دیگر از ساده‌ترین و مهم‌ترین روش‌ها، تعریف حد مجازی برای میانگین شدت کوبش اصلاح شده است. بنابراین در این روش نیازی به تعریف حد مجاز در چرخه‌های مجزا نداریم. این حد مجاز به روش محاسبه شدت کوبش و شرایط کاری موتور وابسته است.

توجه شود که نقاط کاری مختلف دارای شرایط یکسانی اند و تنها زمان جرقه‌زنی آنها متفاوت است. شرایط کاری یکسان شامل دور ۳۰۰۰ rpm، بازده تنفسی ۱۰۰٪، لامبدا ۱ و دمای هوای ورودی ۳۰°C است و زاویه جرقه‌زنی در نقاط مختلف، در ستون اول جدول برحسب زاویه لنگ قبل از مکث بالا آمده است. توجه شود که زاویه جرقه‌زنی معادل شرایط مرزی کوبش برابر ۱۴/۲۵ درجه لنگ قبل از مکث بالا است که با استفاده از بررسی همزمان صدای محفظه احتراق، ارتعاشات بدنه موتور و شکل ظاهری نمودار فشار استوانه تعیین شده است. همچنین ذکر این نکته ضروری است که اعداد جدول، مقادیر بیشینه شدت کوبش در ۳۰۰ چرخه می‌باشند.

با رسم مقادیر شدت کوبش بر حسب زاویه جرقه زنی، می‌توان روش‌های مختلف را با یکدیگر مقایسه نمود. توجه شود که در تمامی روش‌ها به جز روش DKI، با افزایش شدت کوبش (افزایش پیشی در زمان جرقه زنی)، باید مقادیر به دست آمده برای شدت کوبش افزایش یابند. بنابراین معیارهای ما برای ارزیابی این جدول، شامل این موارد می‌باشد: ۱- رفتار نوسانی در نمودار ترسیم شده وجود نداشته باشد. ۲- مقادیر به دست آمده از روش مورد نظر، پس از وقوع کوبش افزایش محسوسی داشته باشند.

مقایسه کلی روش‌هایی که بر اساس انتگرال و بیشینه مقادیر به دست آمده در یک بازه مشخص از چرخه موتور می‌باشند، معیاری دیگر برای ارزیابی روش‌های تعیین شدت کوبش است. در روش‌هایی که بر اساس انتگرال مقادیر به دست آمده در یک بازه مشخص از چرخه موتور هستند، تعیین دقیق پنجره کوبش ضروری است و با توجه به ثابت نبودن محدوده پنجره وقوع کوبش در شرایط مختلف عملکرد موتور، امکان محاسبه خودکار شدت کوبش را کاهش می‌دهند. همچنین در این روش‌ها شدت کوبش به دست آمده تا حدود زیادی به طول پنجره وابسته است، بنابراین تعریف حد مجاز شدت کوبش در هر چرخه مشکلتر می‌شود. به عنوان مثال در شکل ۱۳ مشاهده می‌شود که با افزایش پیشی در جرقه و ثابت ماندن پنجره کوبش در محاسبه IMPO MAPO، (۹-۷۵ زاویه لنگ) و سایر شرایط عملکرد موتور، بعد از وقوع کوبش (شرایط مرزی وقوع کوبش، با استفاده از بررسی همزمان شکل ظاهری نمودار فشار استوانه، ارتعاشات بدنه موتور و صدای محفظه احتراق تعیین می‌شود) MAPO جهش بیشتری دارد و در نتیجه حد مجاز شدت کوبش، ساده‌تر تعیین می‌شود. توجه شود که این نمودار در شرایط دور ۳۰۰۰ rpm، بازده تنفسی ۸۰٪، لامبدا ۱، دمای هوای ورودی ۳۰°C و زوایای جرقه‌زنی متفاوت ترسیم شده است (شرایط ورودی این نمودار با جدول بالا متفاوت است). همچنین بسامد صافی میان گذر برابر ۴-۲۵ kHz است و اعداد مربوط به میانگین ۳۰۰ چرخه‌اند. جرقه معادل شرایط مرزی کوبش در این شرایط برابر ۱۹/۵ زاویه لنگ قبل از مکث بالا است.



شکل ۱۳ مقایسه MAPO، IMPO در تعیین حد مجاز شدت کوبش

تشخیص اشتباه کوبش: ۰ چرخه

تشخیص صحیح کوبش سبک: ۸ چرخه

تشخیص صحیح کوبش سنگین: ۷ چرخه

عدم تشخیص کوبش: ۰ چرخه

بنابراین از ۳۴۱۱ چرخه کاری، هیچ یک از چرخه‌ها در نواحی تشخیص اشتباه و عدم تشخیص کوبش قرار نگرفته‌اند و نشان دهنده تنظیم دقیق عوامل تشخیص کوبش در پیشگیر است.

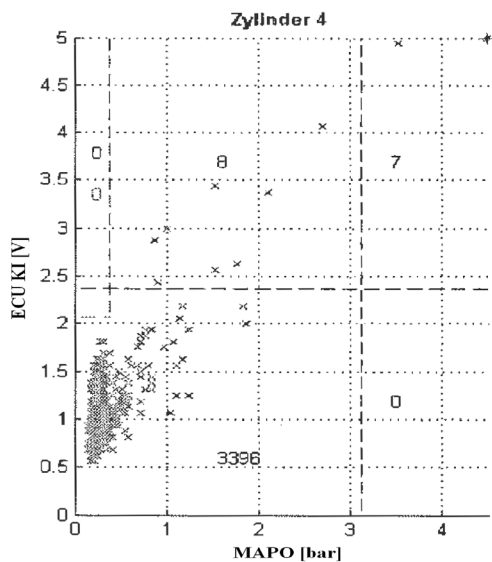
از نمودار ۱۵ برای مقایسه نهایی روش دوم با روش مرجع استفاده می‌شود. برای انتخاب بهینه عوامل محاسباتی روش دوم، بهتر است از ضریب ارتباطی (CC) به این صورت استفاده شود:

$$CC = \frac{N \sum_{i=1}^N x(i)y(i) - \sum_{i=1}^N x(i) \sum_{i=1}^N y(i)}{\left[ \left[ N \sum_{i=1}^N x^2(i) - \left( \sum_{i=1}^N x(i) \right)^2 \right] \times \left[ N \sum_{i=1}^N y^2(i) - \left( \sum_{i=1}^N y(i) \right)^2 \right] \right]^{\frac{1}{2}}} \quad (14)$$

در این معادله N برابر تعداد چرخه‌ها، x(i) شدت کوبش در چرخه‌های مجزا با

استفاده از روش مرجع و y(i) شدت کوبش روش دوم در هر چرخه است.

با استفاده از این معادله، عوامل محاسباتی روش دوم به گونه ای تغییر داده می‌شود که بیشترین CC را داشته باشیم. به عنوان مثال برای انتخاب بسامدهای بهینه صاف شدن میان گذر علامت حسگر کوبش، نموداری دو بعدی ترسیم می‌شود که محور افقی آن پر بسامد و محور عمودی آن، کم بسامد صافی میان گذر باشد و CC برای تمامی نقاط این نمودار محاسبه می‌شود. بسامدهای نقطه‌ای که بیشترین CC را داشته باشد، به عنوان بسامدهای بهینه صاف شدن انتخاب می‌شوند. توجه شود که برای کاهش حجم محاسبات، محدوده تغییرات محورها، برابر محدوده احتمالی بسامدهای بهینه انتخاب می‌شود.



شکل ۱۵ مقایسه روش محاسباتی پیشگیر با MAPO در شرایط: دور ۳۱۰۰ rpm، بازده تنفسی ۱۴٪، جرقه ۱۲ BTDC، لامبدا ۰/۸ و دمای هوای ورودی ۵۰°C

- اگر توزیع شدت کوبش برای چرخه‌های بدون کوبش رسم شود، منجر به یک توزیع گاوسی می‌شود. توجه شود که شدت کوبش در این حالت، اندازه ای از نوفه‌های پس زمینه است. با وقوع کوبش، توزیع شدت آن از حالت گاوسی خارج می‌شود، یعنی باعث ایجاد محدوده وسیعتر توزیع می‌شود [۱۵]. با این مشاهده، ضریب COV را برای شدت کوبش تعریف می‌کنیم. این ضریب با افزایش شدت کوبش افزایش می‌یابد:

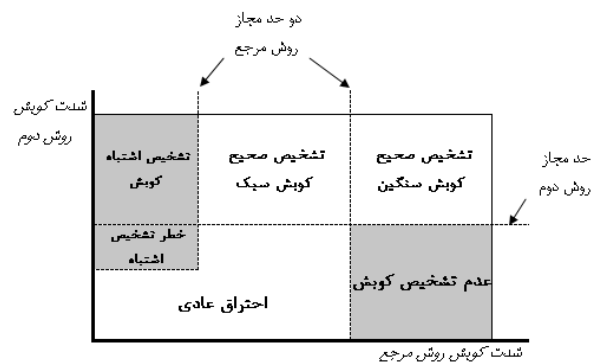
$$COV = \frac{\text{Standard deviation}}{\text{Mean of Knock Intensity}} \quad (13)$$

بنابراین در این روش نیز باید حد مجازی برای COV تعریف شود و نیازی به تعریف حد مجاز در چرخه‌های مجزا نیست.

- روشی جالب برای تشخیص کوبش، تعریف دو حد مجاز برای چرخه‌های مجزاست. گذر از حد مجاز اول برای درصد کمی از چرخه‌ها، نشان دهنده وقوع کوبش نیست ولی شدت کوبش هیچ یک از چرخه‌ها نباید از حد مجاز دوم بیشتر شود. به عنوان مثال در روش MAPO می‌توان حد مجاز دوم را برابر ۱۰۰۰/ENSP در نظر گرفت که ENSP سرعت دورانی موتور بر حسب rpm است. این روش در تنظیم کردن عوامل مورد نیاز در تشخیص کوبش با استفاده از علامت حسگر کوبش، کاربرد فراوانی دارد. توجه شود که می‌توان حد مجاز دوم را برای محاسبه‌ای آماری از چند چرخه، تعریف نمود.

## ۹- مقایسه دو روش تشخیص کوبش و انتخاب عوامل بهینه محاسباتی

به طور کلی برای مقایسه دو روش تعیین شدت کوبش، می‌توان یکی را به عنوان روش مرجع انتخاب کرد و با استفاده از نموداری شبیه شکل ۱۴، روش دیگر را با آن مقایسه نمود. به عنوان مثال برای تنظیم کردن عوامل حسگر کوبش، روش MAPO با استفاده از نمودار فشار استوانه را به عنوان روش مرجع انتخاب نموده و روش محاسباتی ECU به عنوان روش دوم انتخاب می‌شود (روش محاسباتی ECU شبیه محاسبه IMPO با استفاده از نمودار فشار استوانه است). آنگاه عوامل روش دوم را طوری تغییر می‌دهیم که شدت کوبش هیچ یک از چرخه‌ها در نواحی تشخیص اشتباه و یا عدم تشخیص کوبش قرار نگیرد. به عبارت دیگر با استفاده از این نمودار می‌توان روش دوم را ارزیابی نمود.



شکل ۱۴ مقایسه و ارزیابی دو روش تعیین شدت کوبش

نمونه ای از نمودار ۱۴ در شکل ۱۵ دیده می‌شود، تعداد نقاط در مناطق مختلف این نمودار به این شرح است:

احتراق عادی: ۳۳۹۶ چرخه

خطا تشخیص اشتباه کوبش: ۰ چرخه

## ۱۰- نتیجه گیری

برای تشخیص وقوع کوبش در شرایط خاصی از عملکرد موتور، ابتدا معیاری برای شدت کوبش در آن شرایط ارائه داده و سپس حد مجازی برای شدت کوبش تعیین شده ارائه می‌شود. برای تعیین شدت کوبش، باید اطلاعات منحنی فشار استوانه پردازش شوند. تبدیل فوریه سریع و صاف شدن رقومی از مهمترین روش‌های پردازش اطلاعات حسگرهاست. تبدیل فوریه سریع بسامد اصلی نوسانات علامت ورودی را مشخص می‌نماید و صاف شدن رقومی نوسانات ایجاد شده با بسامدهای غیر دلخواه را حذف می‌نماید. روش‌های زیادی برای تعیین شدت کوبش با استفاده از علامت فشار درون استوانه وجود دارند. در این مقاله تمامی روش‌های تعیین شدت کوبش بررسی شده و با استفاده از مقایسه نتایج آزمون در شرایط ثابت؛ روش‌های مشتق سوم منحنی فشار، بیشینه مقدار منحنی صافی شده فشار استوانه و حذف میانگین منحنی فشار به عنوان روش‌های بهینه انتخاب شده‌اند. توجه شود هنگامی که نوفه‌های پس زمینه زیادی وجود دارد (مانند سرعت‌های تند)، روش اول مناسبتر است.

پس از تعیین شدت کوبش با روشی مناسب، باید حد مجازی برای آن تعریف نماییم که مرز وقوع کوبش را مشخص نماید. روش‌های مختلفی برای تعیین حد مجاز شدت کوبش، در چرخه‌های مجزا و یا محاسبه ای آماری از چند چرخه، ارائه شده است که می‌توان گفت روش بهینه تعریف دو حد مجاز برای چرخه‌های مجزاست. گذر از حد مجاز اول برای درصد کمی از چرخه‌ها، نشان دهنده وقوع کوبش نیست ولی شدت کوبش هیچ یک از چرخه‌ها نباید از حد مجاز دوم بیشتر شود. توجه شود که می‌توان حد مجاز دوم را برای محاسبه ای آماری از چند چرخه، تعریف نمود.

برای ارزیابی دو روش تشخیص کوبش، می‌توان یکی را به عنوان روش مرجع انتخاب نمود و دیگری را با آن مقایسه کرد. برای انتخاب عوامل بهینه محاسباتی، منحنیهای ضریب ارتباطی را بر حسب دو عامل انتخابی ترسیم نموده و نقطه ای که بیشترین ضریب را دارد، به عنوان نقطه بهینه انتخاب می‌شود.

بسامدهای ارتعاشاتی محفظه احتراق را می‌توان با تقریب خوبی به طور تحلیلی پیش بینی نمود. همچنین با استفاده از نمودار طیف قدرت از منحنی فشار استوانه در شرایط وقوع کوبش، می‌توان آنها را مشاهده نمود. توجه شود که بسامد اصلی نوسانات ایجاد شده در اثر کوبش برای این موتور حدود ۸kHz است. تعیین دقیق این بسامدها برای بررسی اثر صاف شدن و مکان بهینه قرار گیری حسگر فشار استوانه، کاربرد زیادی دارند.

## سپاسگزاری

بدین وسیله از همکاری شرکت ایپکو در اجرای آزمایشها و به ویژه آقایان مهندس غفوری، محمودی، مرادی و رستمی که اطلاعات ارزشمندی در اختیارم قرار دادند، تشکر و قدردانی می‌گردد.

## فهرست علائم

قتل از نقطه مرگ بالا	<i>BTDC</i>
(Cross Correlation) ضریب ارتباطی	<i>CC</i>
سرعت دورانی موتور بر حسب دور در دقیقه	<i>ENSP</i>
(Knock Intensity) شدت کوبش	<i>KI</i>
تعداد چرخه‌های تحلیل شده	<i>N</i>
تعداد نمونه‌های فشار در یک چرخه	<i>n</i>
منحنی فشار استوانه که از صافی ای میان گذر عبور داده شده است	<i>Pbp</i>
منحنی فشار استوانه که از صافی ای بالا گذر عبور داده شده است	<i>Php</i>
(Power Spectrum) طیف قدرت	<i>PS</i>

## Reference:

1. M. Castagné, J. P. Dumas, S. Henriot and F. A. Lafossas, "New Knock Localization Methodology for SI Engines", SAE Paper 2003-01-1118, 2003.
۲. امیر حسن کاکایی، محمد مومنی موحد، " ارائه راهکار تجربی بهینه برای تشخیص کوبش در یک موتور احتراق جرقه ای، جهت کاربرد در آزمون‌های نداشت و تنظیم موتور"، پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشگاه علم و صنعت ایران، ۱۳۸۸
3. MATLAB Program, Help
4. Alex Gil Sanches, Felipe Soto Pau, "Identification and Quantification of knock in Internal Combustion Engines using Spectral Analysis", SAE Paper 2001-01-3923, 2001
5. Cooley, James W., and John W. Tukey, "An algorithm for the machine calculation of complex Fourier series," Math. Comput. 19: 297-301, 1965
6. Gao Xiaofeng, Richard Stone, and Chris Hudson, "The Detection and Quantification of Knock in Spark Ignition Engines", SAE Paper 932759, 1993
7. Michael F.J. Brunt, Christopher R. Pond, John Biundo, "Gasoline Engine Knock Analysis using Cylinder Pressure Data", SAE Paper 980896, 1998
8. Draper, C.S., "Pressure Waves Accompanying Detonation in the Internal Combustion Engine", J. Aeronautical Sciences, Vol. 5, No 6, 1938.
9. J. M. Towers, R. L. Hoekstra, "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. R. Worret, S. Bernhardt, F. Schwarz and U. Spicher, "Application of Different Cylinder Pressure Based Knock Detection Methods in Spark Ignition Engines", SAE Paper 2002-01-1668, 2002.
12. Leppard, W. R. 'Individual-Cylinder Knock Occurrence and Intensity in Multi-Cylinder Engines', SAE Paper 820074, 1982.
13. Guillaume Brecq, Jérôme Bellettre, Mohand Tazerout, "A new indicator for knock detection in gas SI engines", International Journal of Thermal Sciences 42 (2003) 523-532
14. Konig, G. and Sheppard, C.G.W., 'End Gas Autoignition and Knock in a Spark Ignition Engine', SAE Paper 902135, 1990.
15. Jong-Hwa Lee, Sung-Hwan Hwang, Jin-Soo Lim, "A New Knock-Detection Method using Cylinder Pressure, Block Vibration and Sound Pressure Signals from a SI Engine", SAE Paper 981436, 1998.
16. Ferraro, C.V., Marzano, M. and Nuccio, P., 'Knock Limit Measurement in High Speed SI Engines', SAE Paper 850127, 1985.
17. FEV-CAS Program, User Manual
18. Checkel, M.D. and Dale, J.D., 'Testing a Third Derivative Knock Indicator on a Production Engine', SAE Paper 861216, 1986.
19. Puzinauskas, P.V., 'Examination of Methods Used to Characterise Engine Knock', SAE Paper 920808, 1992.

# Evaluation and Development of Methods for Knock Detection Using Cylinder Pressure Data

**A.H. Kakaee**

Assistant Professor  
Automotive Engineering Department  
Iran University of Science & Technology  
kakaee\_ah@iust.ac.ir

**M. Momeni Movahed\***

MSc. student  
Automotive Engineering Department  
Iran University of Science & Technology (IUST)  
Irankhodro Powertrain Company (IPCO)  
m\_momeni@ip-co.com

\*Corresponding Author  
Received: Apr. 20, 2009  
Accepted in Revised Form: Jan. 30, 2010  
Article No. 87127

## Abstract

There are several methods for determining the knock intensity using cylinder pressure data, evaluation and development of these methods by analyzing test bench datasets is the basic issue of this study. At first, the methods for knock intensity determination are investigated and optimal methods are introduced by comparing test results in the fixed conditions. After determining the knock intensity by an appropriate method, threshold values must be determined for identifying knock borderline. Several methods for determining threshold values in individual cycles or statistical parameters of multiple cycles are introduced.

Two methods for determining knock intensity can be compared by assuming one of them as the reference method, the way for comparison and selection of optimal parameters for second method are represented. Note that important parameters for analyzing of transducers' data, such as digital filtering and Fast Fourier Transformation (FFT), are introduced. FFT determines the main oscillation frequencies and digital filtering omits undesired frequencies.

Investigations of the test results show that knock is occurred in special frequencies because of acoustic vibration modes, some methods for determining of these frequencies are introduced. It should be mentioned that the main oscillation frequency due to knock is about 8 kHz. Exact determination of these frequencies is important for investigation of filtering and optimal transducer location.

*Keywords: Knock Detection, Cylinder Pressure, Knock Intensity, Threshold Value, Spark Ignition Engine*