



تشخیص کوبش براساس تحلیل بسامدهای ارتعاشی اصلی در موتور پرخوران اشتعال جرقه‌ای

امیرحسین مشرفی^۱، مجید شالچیان^{۲*}، سید مصطفی میرسلیم^۳، محمد مومنی موحد^۴، امیرحسین پریور^۵

^۱دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، ایران، ah.moshrefi@aut.ac.ir

^۲دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، ایران، shalchian@aut.ac.ir

^۳دانشگاه صنعتی امیرکبیر و شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو (اییکو)، تهران، ایران، mirsalim@csr.ir

^۴دانشگاه صنعتی امیرکبیر و شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو (اییکو)، تهران، ایران، m_momeni@aut.ac.ir

^۵شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو (اییکو)، تهران، ایران، a_parivar@ip-co.com

*نویسنده مسئول، شماره تماس: ۰۲۱-۶۴۵۴۳۳۳۳

اطلاعات مقاله

چکیده

تاریخچه مقاله:

دریافت: ۲۲ اردیبهشت ۱۳۹۳

پذیرش: ۲۸ مرداد ۱۳۹۳

کلیدواژه‌ها:

تشخیص کوبش

آستانه کوبش

بسامد کوبش

موتور پرخوران اشتعال جرقه‌ای

کوبش یکی از عوامل اصلی است که بر روی توان خروجی، بازده حرارتی و عمر موتور بنزینی تأثیرگذار است. بررسی نتایج آزمون‌ها نشان می‌دهد که ارتعاشات ایجاد شده در اثر کوبش دارای بسامدهای خاصی است که به حالت‌های ارتعاشی اتاق احتراق بستگی دارد. در این مقاله، ابتدا رفتار موتور مورد آزمون در شرایط دور و بار مختلف با نرم‌افزار GT-POWER شبیه‌سازی شد. با استفاده از نتایج شبیه‌سازی، سرعت صوت در اتاق احتراق در شرایط مختلف پیش‌بینی شده است. سپس معادله‌ای برای پیش‌بینی بسامد حالت‌های ارتعاشاتی اتاق احتراق به کمک سرعت صوت و هندسه استوانه ارائه شده است. بسامد حالت‌های ارتعاشاتی اتاق احتراق در اثر وقوع کوبش به کمک تحلیل داده‌های حسگر کوبش در آزمون‌های مختلف نیز تعیین شده‌اند. مقایسه نتایج آزمون، تطابق مناسب بسامد تعیین شده از دو روش را نشان می‌دهد. همچنین بر طبق نتایج آزمون، تغییر بسامد حالت‌های ارتعاشاتی اتاق احتراق در دور و بارهای مختلف موتور ناچیز است و دامنه منحنی طیف بسامدی در بسامدهای تعیین شده، افزایش محسوسی در شرایط وقوع کوبش خواهد داشت. در انتها با توجه به بررسی‌های انجام شده، روشی برای تعیین شدت کوبش و حد مجازی برای تشخیص وقوع این پدیده ارائه شده است.

تمامی حقوق برای انجمن علمی موتور ایران محفوظ است.

(۱) مقدمه

در این زمینه، اینج با استفاده از داده های حسگر فشار استوانه بسامدهای کوبش را در حالت دور ثابت ۲۰۰۰ د.د.د. بررسی نموده است [۸]. در زمینه تشخیص کوبش نیز با استفاده از شکلهای کوبش، لی و همکاران با عبور داده های حاصل از منحنی فشار استوانه از سه صافی^۷ میانگذر با بسامد مرکزی متفاوت و در محدوده بسامدهای کوبش، مجموع دامنه داده های حاصل از خروجی سه صافی را به عنوان معیاری برای تشخیص کوبش معرفی کرده اند [۹]. گالونی با در نظر گرفتن شکلهای کوبش و با عبور منحنی فشار استوانه از یک صافی میانگذر، روشی را مبتنی بر بیشینه دامنه نوسانات فشار^۸ به ازای دوره های ۲۵۰۰-۱۵۰۰ د.د.د. ارائه و بررسی نموده است [۱۰]. گاتا و همکاران نیز به کمک معادلات مشتقات جزئی موج در دستگاه مختصات استوانه ای و با جداسازی متغیرهای زمان و مکان، به ارائه الگوی نوسانات فشار در حالت وقوع کوبش پرداخته اند و سپس با توجه به شکل شکلهای کوبش و مقدار بیشینه و کمینه فشار در نواحی مختلف این شکل ها برای تعیین مقدار شدت فشار، وزن هایی را در نظر گرفته اند [۱۱]. نتایج اکثر مقالات برای شرایط کاری خاص و نیز براساس داده های حسگر فشار استوانه ارائه شده است. در این مقاله با استفاده از داده های حسگر کوبش، ابتدا اثر تغییرات دور و بار بر بسامدهای ارتعاشی کوبش برای ساختار هندسی استوانه ای موتور مورد آزمون به کمک شبیه سازی و نیز تحلیل نتایج آزمون استخراج شده اند، سپس با بررسی طیف بسامدی و با توجه به تفاوت محسوس دامنه طیف بسامدی حاصل از داده حسگر کوبش در حالت وقوع کوبش و احتراق عادی، محاسبه سطح زیر منحنی طیف بسامدی در محدوده بسامدهای غالب، به عنوان معیاری برای تعیین شدت کوبش در نظر گرفته شده است و در پایان ضمن بررسی اثر تغییر دور و بار موتور بر شدت کوبش، حد مجازی برای تشخیص این پدیده ارائه گردیده است.

(۲) تجهیزات و شرایط آزمون

از موتوری چهار استوانه بنزینی پرخوران^۹ با پاشش سوخت در چندراهه هوا^{۱۰} به عنوان مرجع برای شبیه سازی و ارزیابی استفاده گردیده است. برخی از خصوصیات موتور مورد آزمایش در جدول (۱) ذکر شده است.

پدیده اشتعال خود به خودی بخشی از گازهای نسوخته قبل از رسیدن موج اشتعال ناشی از فرمان جرعه شعله به علت افزایش دما و فشار محلی، کوبش^۱ نامیده می شود [۱]. کوبش یکی از عوامل اصلی است که بر روی توان خروجی، بازده حرارتی و عمر موتور بنزینی تاثیرگذار است؛ زیرا نسبت تراکم و بازده تنفسی را محدود می کند و با ایجاد موج فشاری شدید، باعث تخریب موتور می گردد. حرکت موج احتراق ناشی از جرعه، باعث گسترش ناحیه گازهای سوخته و افزایش دما و فشار در اتاق می شود که سبب ایجاد پدیده خود اشتعالی در مخلوط باقیمانده محترق نشده و تولید امواج فشاری می گردد [۲،۳]. در اثر برخورد این امواج فشاری ناشی از خوداشتعالی با جداره های اتاق احتراق، ارتعاشاتی ناخواسته در بلوک استوانه^۲ رخ می دهد [۴]. این ارتعاشات ناخواسته بوجود آمده در اثر کوبش باعث ایجاد تغییراتی در رفتار موتور می شود که مهمترین آنها شامل نوسانات در منحنی فشار درون استوانه، افزایش ارتعاشات بدنه موتور و صدای ناشی از وقوع خود اشتعالی است. برای تشخیص کوبش می توان از حسگرهای وابسته به ثبت این اطلاعات استفاده کرد. مناسب ترین حسگر برای تعیین وقوع پدیده کوبش حسگر فشار استوانه است. اما این حسگر به دلیل قیمت گران و پیچیدگی نصب در موتورهای امروزی استفاده نمی شود. در این میان حسگر شتاب سنج کوبش^۳ به دلیل قیمت ارزان و سادگی نصب و دقتی به مراتب بزرگتر از سایر حسگرهای موجود، به عنوان رایج ترین حسگر در خودروهای امروزی برای تشخیص وقوع پدیده کوبش بکار می رود [۵]. این حسگر که روی بدنه موتور نصب می شود می تواند به طور همزمان ارتعاش همه استوانه ها را اندازه بگیرد اما به دلیل آنکه نوفه^۴ پس زمینه در این حسگر بیشتر از حسگر فشار استوانه است، دقت لازم برای تعیین وقوع پدیده کوبش کاهش می یابد. هر چند می توان با استفاده از روش هایی همچون پنجره گذاری^۵، نوفه های زمینه را تا حدی برطرف نمود [۶]، اما این روش ها در دوره های بالای موتور و نیز در صورت قرار گرفتن نوفه داخل پنجره چندان کارآمد نیستند. ارتعاشات ناشی از تغییرات فشار در اتاق احتراق منجر به وقوع بسامدهای تشدید می گردد [۷] که از این به بعد تحت عنوان بسامد^۶ های کوبش یاد می شوند. در صورتیکه رفتار این بسامدها طی شرایط کاری مختلف موتور شناخته شود، می توان به کمک روش های مختلف، مقدار شدت کوبش را تعیین نمود.

1 Knock

2 Cylinder

3 Knock sensor

4 Noise

5 Windowing

6 Modes

7 Filtering

8 Maximum amplitude of pressure oscillation

9 Turbocharged

10 Multi point port fuel injection

که γ نسبت حرارتی ویژه^۱، R ثابت گازها و T_{cyl} دمای اتاق احتراق است. برای تحلیل متغیرهای متصل به سرعت صوت در اتاق احتراق از نرم‌افزار GT-POWER استفاده شد. این نرم‌افزار برای محاسبه دما و فشار درون استوانه از الگوی دو ناحیه‌ای^۲ استفاده می‌کند به نحوی که مخلوط سوخت و هوا و دود باقیمانده^۳ به دو بخش سوخته و نسوخته تقسیم شده و کلیه مشخصات متصل به گرمایی^۴ آن از جمله نسبت حرارتی ویژه محاسبه می‌گردد. روابط حاکم بر این الگو، قانون اول گرمایی و قانون عمومی گازهای کامل است. بدین صورت که برای هر دو ناحیه سوخته و نسوخته فشار یکسان در نظر گرفته می‌شود اما سایر مشخصات گرمایی از روی مقدار کسر مولی هریک از اجزای شیمیایی در هر لحظه محاسبه و در نهایت دما و فشار از حل یک دستگاه معادلات بدست می‌آید.

در شکل (۱) شبیه‌سازی متغیرهای سرعت صوت در دوره‌های ۲۰۰۰، ۳۵۰۰ و ۵۵۰۰ د.د.د. به ازای بارنسبی ۱۲۵٪ و همچنین در بارهای نسبی ۷۵٪ و ۱۲۵٪ به ازای دور ۲۰۰۰ د.د.د. آورده شده است.

در مرحله احتراق با شروع جرقه شمع در زاویه صفر درجه لنگ، مخلوط گازهای اتاق احتراق مشتعل می‌شود و دمای گازهای سوخته به سرعت افزایش می‌یابد و پس از مدتی گازهای نسوخته نیز مشتعل شده و در نهایت مخلوط گازهای حاصل همدمای می‌شوند. نسبت حرارتی ویژه نیز به صورت وزن دار با دمای مخلوط گازهای اتاق احتراق معادله عکس دارد [۱۳و۱۰] و در مرحله احتراق که دمای گازهای سوخته به سرعت افزایش می‌یابد، نسبت حرارتی ویژه کاهش شدیدی داشته و رفته رفته با عبور از مرحله احتراق و کاهش دمای مخلوط گازهای اتاق احتراق، افزایش می‌یابد.

مرجع [۱۴] با در نظر گرفتن بیشینه مقدار دمای گازهای اتاق احتراق و نیز میانگین نسبت حرارتی ویژه در کل مرحله احتراق، سرعت صوت را محاسبه نموده است. در این مقاله نیز بر این اساس و همچنین با محاسبه ثابت گازها بوسیله شبیه‌سازی نرم‌افزار GT-POWER، سرعت صوت مطابق جدول (۲) بدست آمد.

با توجه به نتایج شبیه‌سازی شده، سرعت صوت در اتاق احتراق به ازای مقادیر مختلف دور و بار تغییرات محسوسی ندارد و می‌توان برای محاسبه بسامدهای کوبش از میانگین آن برابر ۹۶۵ (m/s) استفاده نمود.

جدول ۱: خصوصیات موتور

ردیف	نام مشخصه	مقدار مشخصه (واحد)
۱	نوع موتور	پرخوران و بنزینی
۲	حجم موتور	۱٫۶۴۶ لیتر
۳	نسبت تراکم	۹٫۵
۴	قطر استوانه	۷۸٫۶ میلی متر
۵	تعداد استوانه	۴

موتور مورد آزمایش در شرایط کاری با دور ۵۵۰۰-۲۰۰۰ د.د.د. و بار نسبی ۱۲۵-۷۵٪ و سوخت بنزینی با عدد اکتان ۹۵ بررسی شد. منظور از بار نسبی، جرم لحظه‌ای هوای وارد شده به هر استوانه تقسیم بر بیشینه جرم امکان پذیر ورودی به هر استوانه در شرایط استاندارد است. مقدار دقیق بار نسبی در شرایط کاری مختلف با استفاده از اطلاعات حسگر دما و فشار چند راهه هوا شبیه‌سازی می‌شود. معادله (۱) روش محاسبه بار نسبی در هر لحظه را نشان می‌دهد.

$$\text{Engine load (\%)} = \frac{M}{M_{ref}} = \frac{\frac{PV}{RT}}{\frac{P_{ref} V_{ref}}{RT_{ref}}} = \frac{P}{1013} \cdot \frac{273}{T} \cdot \frac{V}{V_{ref}} \quad (1)$$

که در آن، V و V_{ref} در معادله (۱) به ترتیب برابر حجم استوانه در لحظه بسته شدن دریچه ورودی و کل حجم جابجایی استوانه است. متغیر T در این معادله، دمای هوای تازه داخل محفظه احتراق در لحظه بسته شدن دریچه ورودی بر حسب کلون است که بستگی به دمای چندراهه هوا و سایر شرایط کاری موتور دارد. متغیر P فشار هوای تازه داخل محفظه احتراق در لحظه بسته شدن دریچه ورودی بر حسب میلی بار است. با توجه به این که موتور مورد بررسی پرخوران است امکان دستیابی به بار نسبی بیش از ۱۰۰٪ وجود دارد. یعنی با توجه به افزایش فشار هوای چندراهه هوا از فشار سطح دریا در برخی آزمون‌ها، جرم هوای ورودی به موتور بیش از بیشینه جرم هوای ورودی ممکن در شرایط استاندارد بوده است [۱۲].

۳) شبیه‌سازی متغیرهای سرعت صوت در اتاق احتراق به کمک نرم‌افزار GT-POWER

در بررسی بسامد ارتعاشات اتاق احتراق، یکی از متغیرهای مؤثر بر مقدار این بسامد، سرعت صوت است. سرعت صوت فاصله‌ای است که موج صوتی در مدت زمان یک ثانیه در یک سیال می‌پیماید. برای محاسبه سرعت صوت در اتاق احتراق از معادله (۲) استفاده شده است [۷].

$$C = \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_{cyl}} \quad (2)$$

1 Specific heat ratio

2 Two-zone modeling

3 Residual gas

4 Thermodynamics

جدول ۲: تعیین سرعت صوت در اتاق احتراق به کمک محاسبه متغیرهای شبیه‌سازی شده

دور (rpm)	ثابت گازها	بیشینه دمای گازهای اتاق احتراق (K)	نسبت حرارتی ویژه	سرعت صوت (m/s)
۵۵۰۰	۲۹۶	۲۴۶۵٫۵	۱٫۲۷۲	۹۶۳٫۴۸
۳۵۰۰	۲۹۰	۲۵۱۷٫۰	۱٫۲۶۵	۹۶۰٫۹۲
۲۰۰۰	۲۹۴	۲۵۰۰٫۰	۱٫۲۶۹	۹۶۵٫۷۷
۲۰۰۰	۲۸۷	۲۶۰۳٫۶	۱٫۲۶۲	۹۷۱٫۰۹

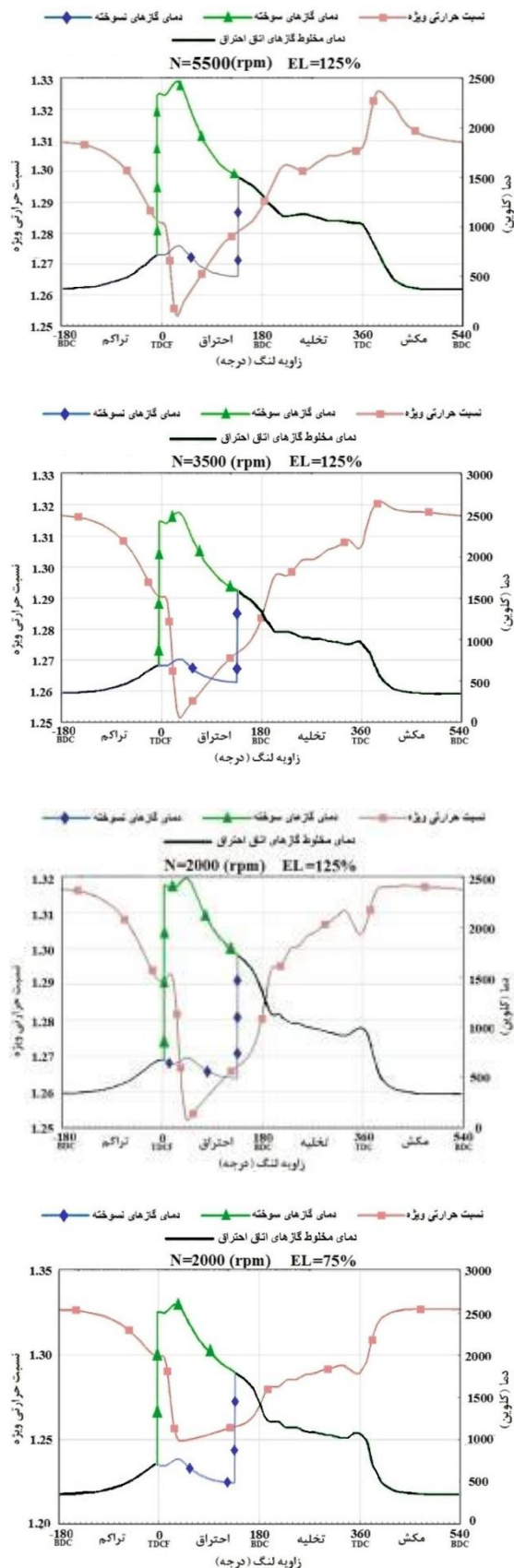
۴) پیش‌بینی حالت‌های ارتعاشی اتاق احتراق در اثر وقوع کوبش

در موتور احتراق داخلی انتظار داریم احتراق مخلوط هوا و سوخت از بین دو الکتروود شمع شروع شود و جبهه موج احتراق در همه جهات در اتاق احتراق منتشر شود و بنابراین دما و فشار اتاق با یک منحنی هموار و مهار شده افزایش یابد. اما در بعضی مواقع بعد از جرقه زدن شمع، موج فشار حاصل سریعتر از جبهه موج احتراق حرکت می‌کند، و در نقاط داخل اتاق احتراق با وجود آنکه هنوز جبهه احتراق به آن نرسیده است، دما به مقدار کافی برای احتراق فراهم می‌شود و یک جبهه موج احتراق جدید تشکیل می‌گردد که معمولاً در خلاف برای جبهه موج اول حرکت می‌کند. در اثر برخورد این جبهه موج با جداره های اتاق احتراق، ارتعاشاتی ناخواسته داخل استوانه رخ می‌دهد که منجر به نوسانات فشار در اتاق احتراق می‌گردد [۴]. در این حالت بسامد نوسانات بلوک موتور برای استوانه ای به شعاع R و ارتفاع H، به فرم زیر بدست می‌آید [۷]:

$$F_{m,n,z} = \frac{C}{2} \sqrt{\left(\frac{\alpha_{m,n}}{R}\right)^2 + \left(\frac{n_z}{H}\right)^2} \quad (3)$$

معادله (۳) بیانگر بسامد کلیه حالات منجر به نوسانات بلوک موتور است و سرعت صوت ارائه شده در این معادله نیز برای احتراق عادی موتور است. بررسی نتایج متصل به منحنی تصفیه شده فشار استوانه، مولفه های بسامدی یکسانی را در اثر نوسانات بلوک موتور در حالت کوبش و غیر کوبش نشان داده است و در حالت کوبش دامنه این مولفه ها افزایش بسیار محسوسی دارد [۸].

ضریب شکل‌های ارتعاشی است که از حل معادله بسط بدست می‌آید که نویسندگان متعددی این ضریب را تخمین زده اند [۱۵]. متغیرهای m, n, n_z به ترتیب شماره شکل نوسانی محوری، شعاعی و محیطی اند که می‌توانند مقادیر مثبت یا صفر داشته باشند. در حالتی



شکل ۱: نتایج شبیه‌سازی متغیرهای متصل به سرعت صوت در دوره‌های مختلف برای بررسی تأثیر روند تغییرات دور موتور بر آن به ازای بار نسبی ۱۲۵٪ و نیز تغییرات بار نسبی به ازای دور ۲۰۰۰ د.د.د. با استفاده از نرم‌افزار GT-POWER

در جدول بالا به عنوان نمونه شکل a به معنای حالت ارتعاشاتی با شماره حالت محیطی ۱ و شماره حالت شعاعی ۰ که حالت اول ارتعاشاتی است و یا حالت c حالت ارتعاشاتی با شماره حالت محیطی ۰ و شماره حالت شعاعی ۱ که حالت ارتعاشاتی سوم است. نامگذاری a, b, c, d, e در حالت‌ها برای سهولت هنگام نمایش در شکل‌ها در نظر گرفته شده است. مقدار بسامد با توجه به ضرایب حالت‌های وابسته و نتایج شبیه‌سازی در انتهای جدول بالا محاسبه گردید.

۵) بررسی نتایج علامت^۱ حسگر کوبش برای تعیین بسامدهای ارتعاشاتی کوبش

در این بخش ابتدا به معرفی علامت حسگر کوبش و اثر شرایط کاری مختلف موتور بر آن پرداخته شده است و سپس نتایج بدست آمده در دور و بار مختلف موتور، برای تعیین حالت‌های ارتعاشاتی ارائه گردیده است.

تبدیل فوریه سریع (FFT)

این ابزار دنباله ای از علامت را به اجزایی با بسامدهای موجود در آن و دامنه ای متناسب با شدت آن بسامدها تبدیل می‌کند. متداول‌ترین قاعده برای محاسبه FFT، قاعده‌ای با نام Cooley-Tukey است. این قاعده بر اساس تقسیم نمودن تعداد داده‌ها به اجزای کوچکتر به طور بازگشتی است. در صورتی که تعداد داده‌ها توانی از دو باشد، به طور متناوب می‌توان آنها را به دو بخش مساوی تقسیم نمود و در این حالت قاعده بسیار کارآمد است. روش کامل محاسبه آن بر اساس این قاعده در مرجع [۱۷] آمده است. با استفاده از تبدیل فوریه منحنی حاصل از حسگر کوبش می‌توان طیفی از ارتعاشات بلوک موتور را در هر بسامد به ازای بیشینه بسامد ممکن (بسامد نایکوئیست) بدست آورد.

پنجره کوبش^۳

با توجه به این که کوبش در مرحله احتراق موتور و در نزدیکی نقطه مکث بالای میل لنگ اتفاق می‌افتد، لذا برای جلوگیری از محاسبات اضافه و حذف نوفه، علامت حسگر کوبش تنها در محدوده خاصی از دوره تناوب گردش موتور تحت عنوان "پنجره کوبش" بررسی می‌گردد.

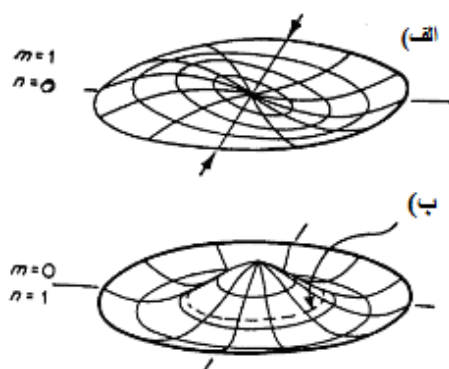
که $n_z \neq 0$ باشد حالت وابسته را شکل "محوری" و حالت $n \neq 0$ را شکل "شعاعی" و حالت $m \neq 0$ را شکل "محیطی" و حالتی که تنها یکی از متغیرها برابر صفر باشد را شکل "ترکیبی" می‌نامند [۱۴]. شکل (۲) نمونه ای از این حالت‌ها حاصل اثر تغییرات فشار در اتاق احتراق را نشان می‌دهد.

در شکل بالا قسمت برآمده گی نشان‌دهنده فشار بیشینه و قسمت فرورفتگی نشانه فشار کمینه درون اتاق احتراق است. در بخش الف این شکل، این نوسانات فشار در اطراف اتاق احتراق و حول محیط آن تغییرات دارد که به آن شکل محیطی و در بخش ب شکل، نوسانات فشار حول شعاع اتاق احتراق تغییر می‌کند که به آن شکل شعاعی می‌گویند. خطوطی که با پیکان در دو شکل بالا نشان داده شده است مکان هندسی نقاطی با میانگین فشار اتاق اند به گونه ای که اگر حسگر فشاری روی این خطوط قرار گیرد تغییراتی را نشان نمی‌دهد. در معادله اخیر، C سرعت صوت در اتاق احتراق است.

به دلیل آنکه ارتعاشات متصل به بلوک موتور معمولاً در نزدیکی نقطه مکث بالا رخ می‌دهد در اینصورت حالت "محوری" در این شرایط ناچیز است و معادله بسامد ارتعاشات به فرم زیر ساده می‌شود [۷]:

$$F = \frac{C \cdot \alpha}{2R} m, n \quad (4)$$

جدول (۳) سه شکل محیطی، یک شکل شعاعی و یک شکل ترکیبی را نشان می‌دهد. نشانه‌های مثبت و منفی در شکلها، نواحی با فشار بیشینه و کمینه درون استوانه را نشان می‌دهد. این شکلها متناظر با کمترین بسامد به بیشترین بسامد مرتب شده اند.



شکل ۲: نمونه‌ای از شکل‌های تشدید محیطی و شعاعی [۱۶]

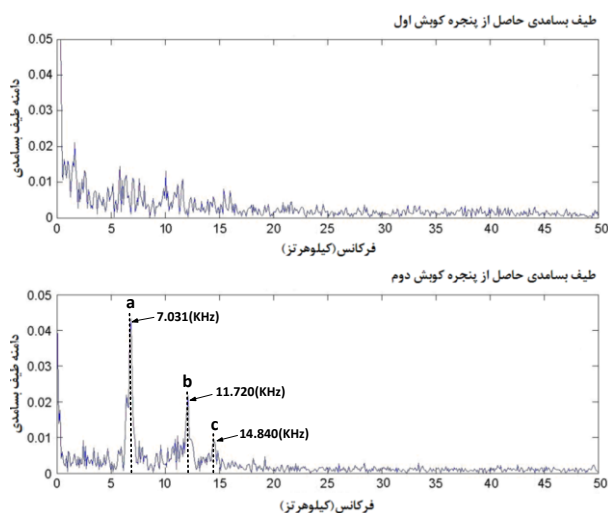
جدول ۳: شکل‌های ارتعاشاتی کوبش در اتاق احتراق و بسامد آنها [۱۴ و ۸]

m/n	$a(1/0)$	$b(2/0)$	$c(0/1)$	$d(3/0)$	$e(1/1)$
Mode Shape					
$\alpha_{m,n}$	۰,۵۸۶	۰,۹۷۲	۱,۲۲۰	۱,۳۷۷	۱,۶۹۷
$f_{m,n}$ (kHz)	۷,۱۹۴	۱۱,۹۳۳	۱۴,۹۷۸	۱۶,۴۱۵	۲۰,۸۳۴

1 Signal

2 Fast Fourier transform

3 Knock window



شکل ۴: مقایسه طیف بسامدی بدست آمده از تبدیل فوری به سریع علامت حسگر کوبش متصل به دو پنجره محاسباتی نمودار قسمت ب شکل (۳) برای آشکارسازی پدیده کوبش

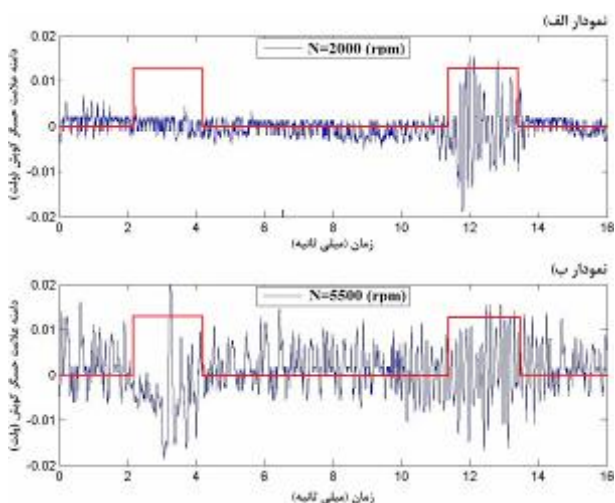
طیف اول (پنجره محاسباتی اول) علی رغم داشتن دامنه زیاد در حد پدیده کوبش به دلیل نداشتن طیف بسامدی در محدوده بسامدهای کوبش، به عنوان کوبش تلقی نمی‌گردد. طیف دوم (پنجره محاسباتی دوم) علاوه بر داشتن دامنه کافی، طیف بسامدی در محدوده بسامدهای کوبش دارد (بسامدهای ارتعاشی کوبش a,b,c متصل به جدول ۳ در شکل مشخص شده است) که در این حالت پدیده کوبش رخ داده است.

۵-۲) بررسی اثر دور موتور

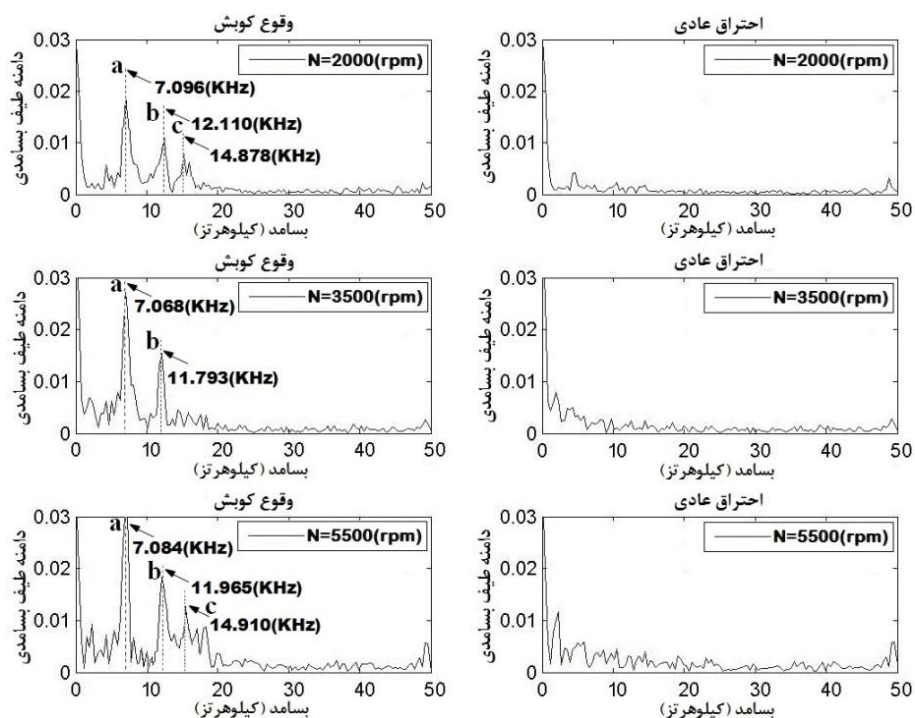
جهت بررسی بسامدهای کوبش در حالت تغییر دور موتور، علامت حسگر کوبش در وضعیت وقوع کوبش و احتراق عادی در دورهای ۲۰۰۰، ۳۵۰۰ و ۵۵۰۰ د.د.د. و در بارنسبی ۱۲۵٪ آزمون شد و نتایج متصل به آن به کمک محاسبه تبدیل فوری به سریع علامت حسگر کوبش در منحنی طیف بسامدی شکل (۵) آورده شده است.

۵-۱) بررسی علامت حسگر کوبش در شرایط کاری مختلف موتور

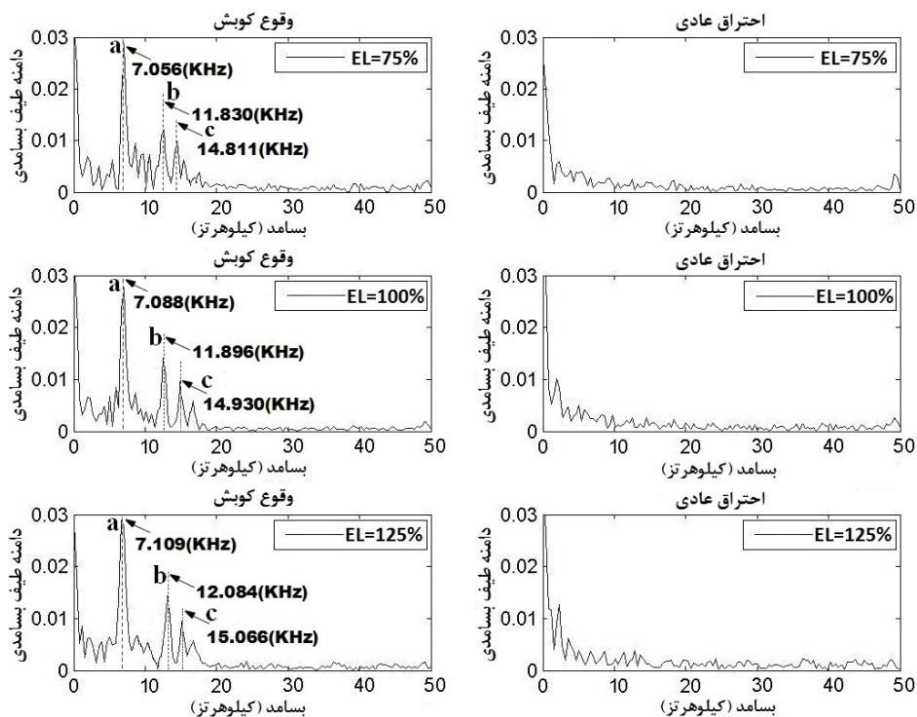
همانگونه که در مقدمه اشاره شد در حال حاضر حسگر کوبش رایج ترین حسگر برای تشخیص کوبش است. اما نوفه پس زمینه این حسگر نسبت به حسگر فشار استوانه بیش تر است و با افزایش دور، اثر نوفه نیز افزایش می‌یابد. در شکل (۳)، علامت حسگر کوبش به همراه پنجره محاسباتی هر کدام در دو دور مختلف آورده شده است. جهت تشخیص دقیق تر پدیده کوبش به خصوص در دورهای زیاد (علامت حسگر، نوفه بیشتری دارد) می‌توان از تحلیل منحنی طیف بسامدی استفاده نمود. اگر نمودار قسمت ب شکل (۳) را در نظر بگیریم، در نگاه اول با توجه به تغییرات محسوس دامنه علامت حسگر کوبش در هر دو پنجره محاسباتی از نمودار، ممکن است اینگونه تصور شود که دو بار کوبش رخ داده است. اما در صورتیکه مطابق شکل (۴)، طیف بسامدی این دو ناحیه به طور جداگانه رسم شود، تفاوت آنها مشخص می‌گردد.



شکل ۵: طیف زمانی علامت حسگر کوبش برای بررسی اثر دور در این حسگر، (الف) در دور ۲۰۰۰ د.د.د. و بار نسبی ۱۲۵٪ (ب) در دور ۵۵۰۰ د.د.د. و بار نسبی ۱۲۵٪



شکل ۵: مقایسه طیف بسامد تأثیر دور بر بسامد کوبش در بارنسی ۱۲۵٪ به ازای سه دور مختلف در دو حالت وقوع کوبش و احتراق عادی



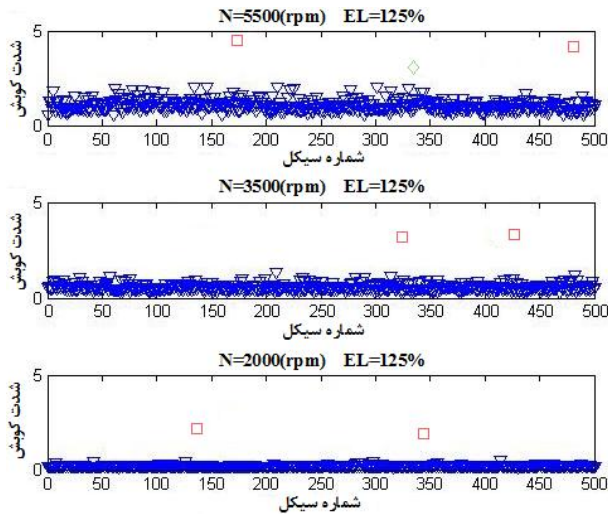
شکل ۶: مقایسه طیف بسامد اثر بار بر بسامد کوبش در دور ۳۵۰۰ د.د.د. به ازای سه بارنسی مختلف در دو حالت وقوع کوبش و احتراق عادی

۳-۵ بررسی اثر بار نسبی موتور:

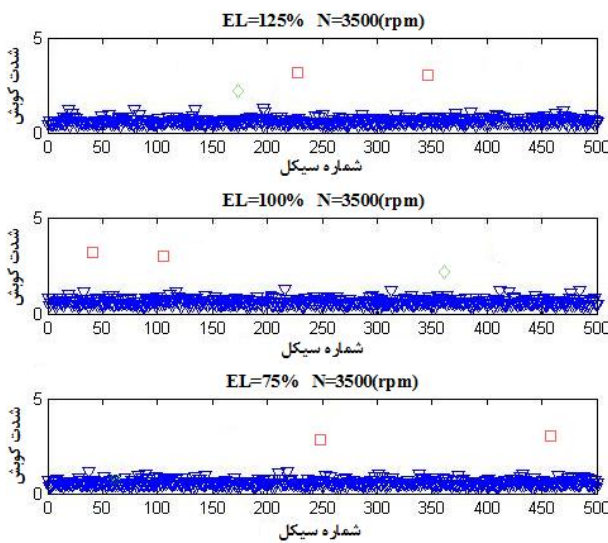
جهت بررسی بسامدهای کوبش در حالت تغییر بار نسبی موتور، علامت حسگر کوبش در وضعیت وقوع کوبش و احتراق عادی در بارهای نسبی ۷۵٪، ۱۰۰٪ و ۱۲۵٪ در دور ۳۵۰۰ د.د.د. آزمایش شد و نتایج حاصل از آن به کمک منحنی طیف بسامدی در شکل (۶) آورده شده است.

منحنی های بالا نشان می دهد که بسامدهای اصلی کوبش که در آنها دامنه بیشینه مشاهده می شود، تغییرات کمی به ازای دورهای مختلف دارند؛ و نیز تطابق مناسبی با بسامدهای حاصل از شبیه سازی جدول ۳ دارد. همچنین همانگونه که از نمودار مشخص است سه حالت ارتعاشاتی اول، حالت های غالب اند و بسامد اصلی حالت های ارتعاشاتی در محدوده ۷ kHz قرار دارد.

نتایج آزمون‌های انجام شده برای تعیین این حد مجاز به ازای دور و بار مختلف در جدول (۴) آورده شده است. با توجه به نتایج بدست آمده، حد مجاز کوبش در دورهای مختلف تغییرات محسوسی دارد اما به ازای تغییرات بارهای نسبی این مقادیر روند تقریباً ثابتی را دنبال می‌کنند.



شکل ۸: بررسی روند تغییرات حد مجاز کوبش به ازای دورهای ۲۰۰۰، ۳۵۰۰ و ۵۵۰۰ در بار نسبی ۱۲۵٪



شکل ۹: بررسی روند تغییرات حد مجاز کوبش به ازای بارهای نسبی ۱۰۰٪، ۱۲۵٪ و ۱۷۵٪ در دور ۳۵۰۰ (rpm)

جدول ۴: تغییرات حد مجاز کوبش به ازای تغییرات دور و بار

سرعت دورانی (د.د.د.)			بار نسبی
۵۵۰۰	۳۵۰۰	۲۰۰۰	
۴,۵۳۵	۳,۲۴۱	۱,۹۵۱	٪۱۲۵
۴,۲۳۴	۳,۲۱۷	۱,۹۶۲	٪۱۰۰
۴,۴۸۲	۳,۱۱۹	۱,۹۴۶	٪۷۵

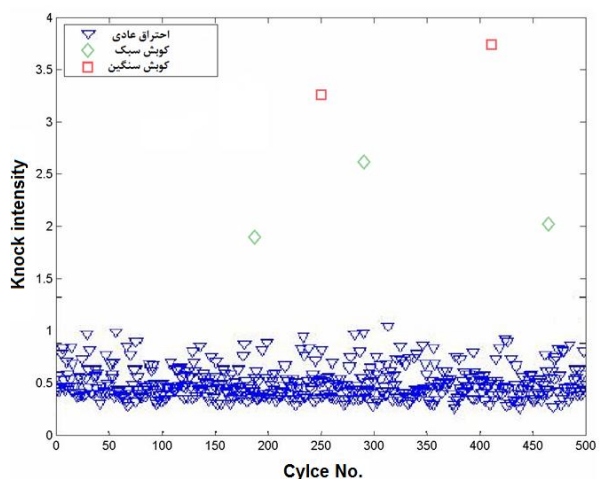
در این حالت نیز منحنی‌های بالا تغییرات کمی را در بسامدهای کوبش به ازای بار نسبی مختلف نشان می‌دهد که با نتایج شبیه‌سازی تطابق مناسبی دارد. این نتایج نیز غلبه سه حالت ارتعاشی اول و نیز بسامد اصلی در محدوده ۷ KHz را تأیید می‌کند.

۶ روش تشخیص کوبش با استفاده از حالت‌های ارتعاشاتی تعیین شده

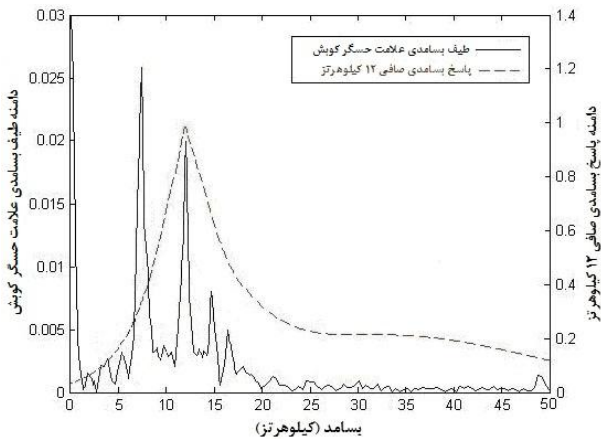
با بهره‌گیری از نتایج حاصل برای ثابت بودن تقریبی بسامدهای کوبش در شرائط کاری مختلف موتور و تفاوت زیاد دامنه طیف بسامدی در حالت وقوع کوبش و احتراق عادی، محاسبه سطح زیر منحنی طیف بسامدی در محدوده حالت‌های ارتعاشاتی غالب (محدوده بسامدی ۱۶-۶ کیلوهرتز) می‌تواند معیار خوبی برای تعیین شدت کوبش باشد. نمونه نتیجه حاصل از آن در ۵۰۰ سیکل کاری موتور به ازای دور ۳۵۰۰ د.د.د. و بار نسبی ۱۲۵٪ در شکل (۷) آورده شده است. در این منحنی، نقاط مربع شکل، کوبش سنگین، نقاط لوزی شکل، کوبش سبک و نقاط مثلث شکل، احتراق عادی موتوراند.

۷ تعیین حد مجاز شدت کوبش برای تشخیص کوبش در دور و بار مختلف موتور

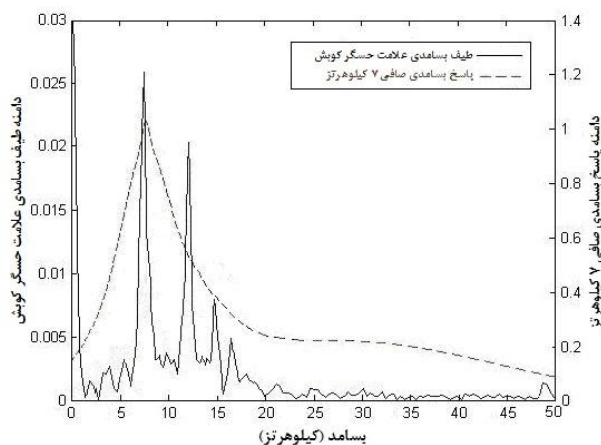
تعریف حد مجاز با توجه به شکل (۷) به راحتی امکان پذیر است. از طرفی با توجه به این که سطح زیر منحنی طیف بسامدی در محدوده بسامدهای کوبش در دور و بار مختلف موتور رفتار یکسانی ندارد، لذا می‌توان از این طریق حد مجازی برای تشخیص کوبش به ازای تغییرات دور و بار ارائه نمود. در شکل‌های (۸) و (۹) نمونه ای از محاسبات به ازای دور و بارهای مختلف آورده شده است.



شکل ۷: محاسبه سطح زیر منحنی طیف بسامدی علامت حسگر کوبش در محدوده بسامدهای غالب در ۵۰۰ چرخه متوالی به ازای دور ۳۵۰۰ (rpm) و بار نسبی ۱۲۵٪



شکل ۱۱: پاسخ بسامدی صافی با بسامد مرکزی ۱۲ کیلوهرتز به همراه طیف بسامدی علامت حسگر کوبش در شرایط وقوع کوبش



شکل ۱۲: پاسخ بسامدی صافی با بسامد مرکزی ۷ کیلوهرتز به همراه طیف بسامدی علامت حسگر کوبش در شرایط وقوع کوبش

۸ نتیجه گیری

با توجه به مطالب بیان شده می توان به نتایج زیر دست یافت:

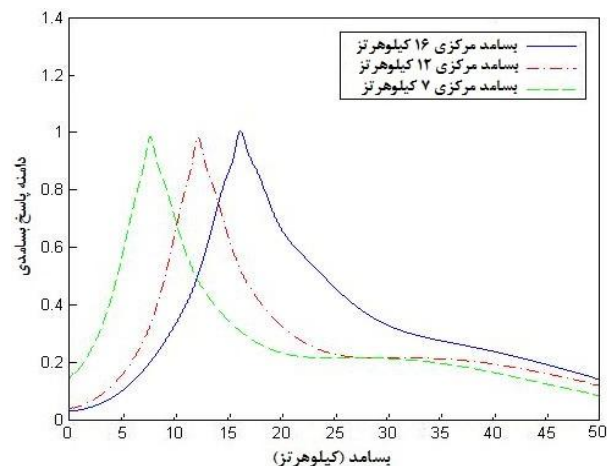
۱- نتایج شبیه سازی احتراق در نرم افزار GT-POWER نشان می دهد که بیشینه دمای گازهای اتاق احتراق و ظرفیت حرارتی ویژه، تغییر محسوسی در شرایط کاری مختلف ندارند. بنابراین سرعت صوت در اتاق احتراق می تواند به طور تقریبی برابر 965 (m/s) در نظر گرفته شود.

۲- با توجه به سرعت صوت در اتاق احتراق و هندسه آن، بسامدهای اصلی کوبش قابل پیش بینی است. حالت های اصلی پیش بینی شده a-b-c-d-e است. تعیین دقیق بسامدهای کوبش به کمک تحلیل طیف بسامدی علامت حسگر کوبش امکان پذیر است. محدوده بسامدهای تعیین شده از تحلیل علامت حسگر کوبش در آزمون های مختلف تطابق خوبی با نتایج پیش بینی شده دارد.

۳- مطابق نتایج آزمون دامنه شکل های ارتعاشی d,e در شرایط کوبش بسیار ضعیف است و تحریک کمتری دارند.

در انتها روش ارائه شده با روش تشخیص کوبش متداول در رایانه موتور به طور کیفی مقایسه می گردد. تشخیص کوبش در رایانه موتور شامل چهار پنجره اصلی است. در بخش اول دامنه علامت حاصل از حسگر کوبش، تقویت می گردد و سپس از یک صافی میانگذر عبور داده می شود تا بسامدهای متصل به کوبش آن جدا گردد و پس از عبور از یکسوساز تمام موج، علامت حاصل به یک بخش انتگرالگیر وارد می شود تا مقدار شدت علامت های دارای بسامد کوبش تعیین گردد [۱۸]. در این میان صافی میانگذر (که دومین بخش از چهار بخش تشخیص کوبش در روش مذکور است) دارای یک پاسخ بسامدی^۱ است که در شکل (۱۰) پاسخ بسامدی صافی مذکور به ازای سه بسامد مرکزی مختلف نشان داده شده است.

همانگونه که در شکل بالا مشخص است صافی اعمال شده، در بسامدهای اطراف بسامد مرکزی اش تضعیف شدیدی دارد. در شکل (۱۱) پاسخ بسامدی صافی ۱۲ کیلوهرتز به همراه نمونه ای از طیف بسامدی علامت حسگر کوبش در شرایط وقوع کوبش آورده شده است. ملاحظه می شود که بعد عبور از صافی، دامنه شکل اول ارتعاشاتی تضعیف شدیدی پیدا می کند و اثر این حالت در تشخیص کوبش ناچیز می گردد. در صورتیکه بسامد مرکزی صافی را تغییر دهیم نیز تضعیف دامنه در سایر حالت های ارتعاشاتی رخ می دهد که در شکل (۱۲) نشان داده شده است. بنابراین می تواند منجر به عدم تشخیص کوبش و تعیین نادرست شدت کوبش در این روش گردد. اما به کمک روش ارائه شده در این مقاله به دلیل تحلیل در حوزه بسامد و با معین نمودن بازه انتگرال گیری به نوعی عمل تصفیه نیز به صورت مطلوب انجام می گیرد. بدین ترتیب که با تنظیم بازه مذکور، اثر بخش های شامل حالت های ارتعاشاتی به طور کامل در نظر گرفته می شود و اثر سایر نواحی مطلقاً حذف می گردد.



شکل ۱۰: پاسخ بسامدی صافی میانگذر بکاررفته در رایانه موتور به ازای سه بسامد مرکزی مختلف [۱۸]

¹ Frequency response

- [5] B. Iorio, V. Giglio, G. Police, Methods of pressure cycle processing for engine control, SAE International, Paper No. 2003 01-0352, 2003
- [6] B. Samimy, G. Rizzoni, Engine knock analysis and detection using time-frequency analysis, SAE International, Paper No. 960618, 1996
- [7] D.P. Lowe, T.R. Lin, W. Wu, A.C.C. Tan, Diesel knock combustion and its detection using acoustic emission, School of Engineering System, Queensland University of Technology, Journal of Acoustic Emission, Vol. 29, 2011
- [8] J. Eng, Characterization of pressure waves in HCCI combustion, SAE International, Paper No. 2002-01-2859, 2002
- [9] J.H. Lee, S.H. Hwang, J.S. Lim, A new knock-detection method using cylinder pressure, block vibration and sound pressure signals from a SI engine, SAE International, Paper No. 981436, 1998
- [10] E. Galloni, Dynamic knock detection and quantification in a spark ignition engine by means of a pressure based method, Journal of Energy Conversion and Management, Vol. 64, pp. 256-262, 2012
- [11] A. di Gaeta, V. Giglio, G. Police, N. Rispoli, Modeling of in-cylinder pressure oscillations under knocking conditions: A general approach based on the damped wave equation, Fuel, Vol. 104, pp. 230-243, 2013
- [12] M. Momeni Movahed, H. Basirat Tabrizi, S.M. Mirsalim, M. Jamali, Determination of knock borderline ignition timing in turbocharged spark ignition engines, The Journal of Engine Research, Vol. 27, pp. 27-33, 2012
- [13] M. Klein, A specific heat ratio model and compression ratio estimation, MSc Thesis, Linkoping University, Sweden, 2004
- [14] T. Bengisu, Computing the optimum knock sensor locations, SAE International, Paper No. 2002-01-1187, 2002
- [15] J. Pan, C.G.W. Sheppard, A theoretical and experimental study of the modes of end gas auto-ignition leading to knock in SI engines, SAE International, Paper No. 942060, 1994
- [16] G. Xiaofeng, R. Stone, C. Hudson, The detection and quantification of knock in spark ignition engines, SAE International, Paper No. 932759, 1993
- [17] J.W. Cooley, J.W. Tukey, An algorithm for the machine calculation of complex fourier series, Mathematical Computation, Vol. 19, pp. 297-301, 1965
- [18] D. Kluth, K3 Application Guideline, Knock Sensor Evaluation circuit, Bosch Company, Germany, 1996

۴- به دلیل تغییرات کم سرعت صوت در شرایط کاری مختلف، بسامدهای کوبش پیش‌بینی شده از معادله ارائه شده تغییر محسوس در شرایط مختلف ندارند. نتایج تحلیل علامت حسگر کوبش نیز همین پدیده را نشان می‌دهد.

۵- با استفاده از نتایج آزمون، سه حالت ارتعاشاتی اول شامل a-b-c به عنوان حالت‌های غالب تعیین گردید و مشخص شد که در منحنی طیف بسامدی، حالت ارتعاشاتی اول (a) یعنی ۷ (kHz) دامنه بزرگتری دارد و حالت غالب است.

۶- با توجه به ثابت بودن بسامدهای کوبش در شرایط دور و بار مختلف موتور می‌توان از یک صافی با بسامد مرکزی ثابت برای پردازش علامت حسگر کوبش برای از بین بردن نوفه‌های پس زمینه استفاده نمود.

۷- با افزایش سرعت دورانی موتور نوفه‌های پس زمینه موجود در علامت حسگر کوبش افزایش می‌یابد. در این شرایط دامنه علامت حسگر کوبش در شرایط احتراق عادی و احتراق همراه با کوبش به یکدیگر نزدیک است. اما منحنی طیف بسامدی در شرایط احتراق همراه با کوبش تفاوت محسوس با احتراق عادی دارد.

۸- با توجه به افزایش محسوس دامنه منحنی طیف بسامدی با وقوع کوبش، از محاسبه سطح زیر منحنی طیف بسامدی حسگر کوبش در محدوده بسامد شکل‌های غالب برای تعیین شدت کوبش استفاده شده است.

۹- نتایج آزمون نشان می‌دهد که شدت کوبش تعیین شده در شرایط وقوع کوبش، تفاوت آشکاری با احتراق عادی دارد و به سادگی می‌توان آستانه ای برای تشخیص کوبش ارائه داد.

۱۰- آستانه کوبش محاسبه شده به ازای افزایش دور روند صعودی دارد ولی به ازای بارهای مختلف تقریباً ثابت است. بنابراین آستانه تنها تابعی از دور موتور در نظر گرفته شد.

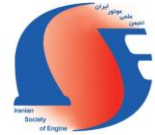
References

- [1] J.B. Heywood, Internal combustion engine fundamentals, McGraw-Hill Book Company, USA, 1988
- [2] M. Castagno, J.P. Dumas, S. Henriot, F.A. Lafossas, New knock localization methodology for SI engines, SAE International, Paper No. 2003-01-1118, 2003
- [3] G. Derrico, T. Lucchini, S. Merola, C. Tornatore, Application of a thermodynamic model with a complex chemistry to a cycle resolved knock prediction on a spark ignition optical engine, International Journal of Automotive Technology, Vol. 13, No. 3, pp. 389-399, 2012
- [4] D. Kjellqvist, Concept, strategy and controller for Gasoline engine management, MSc Thesis, Lulea University of Technology, Sweden, 2005



The Journal of Engine Research

Journal Homepage: www.engineersearch.ir



Knock detection based on main vibration frequencies analysis in spark ignition turbocharged engine

A.H. Moshrefi¹, M. Shalchian^{2*}, S.M. Mirsalim³, M. Momeni Movahed⁴, A.H. Parivar⁵

¹Amirkabir University of Technology, Tehran, Iran, ah.moshrefi@aut.ac.ir

²Amirkabir University of Technology, Tehran, Iran, shalchian@aut.ac.ir

³Amirkabir University of Technology and Irankhodro Powertrain Company (IPCO), Tehran, Iran, mirsalim@csr.ir

⁴Amirkabir University of Technology and Irankhodro Powertrain Company (IPCO), Tehran, Iran, m_momeni@aut.ac.ir

⁵Irankhodro Powertrain Company (IPCO), Tehran, Iran, a_parivar@ip-co.com

*Corresponding Author, Phone Number: +98-21-64543333

ARTICLE INFO

Article history:

Received: 12 June 2014

Accepted: 19 August 2014

Keywords:

Knock detection

Knock threshold

Knock frequency

Spark ignition turbocharged engine

ABSTRACT

One of main factors that affects outputs, thermal efficiencies and lifetimes of the engine is "knock". Experimental results revealed that vibrating signals generated from knocks has certain frequencies related to vibration modes of the combustion chamber. In this paper, the behavior of the engine during different operating conditions has been simulated using the GT-POWER software. Based on simulation results, speeds of sound waves within the combustion chamber have been predicted at knock conditions. Then, a mathematical correlation was used to predict vibration frequencies based on the speed of sounds in the combustion chamber and cylindrical geometries. Vibration frequencies have also been measured experimentally using knock sensor data. Comparing simulation results with experimental data demonstrated an appropriate correlation between two methods and confirmed that the effect of other parameters on the vibration frequency could be negligible. Finally, a method for determining the occurrence and the severity of knocks and a threshold for the detection of this phenomenon has been proposed.

© Iranian Society of Engine (ISE), all rights reserved.