

エンジン内部機械音源寄与率計測手法の開発

Development of Measuring Technique to Estimate the Contribution of Mechanical Noise Sources in Engine

山田 潤 Jun Yamada

佐野 武俊 Taketoshi Sano

前田 修 Osamu Maeda

●技術本部 基盤技術研究室

要 旨

近年、エンジンの騒音低減だけでなく、異音低減や音質改善が求められている。このような聴感上の改善に対しては、エンジン内部機械音源対策は必要不可欠である。エンジン内部機械音源は、クランク軸の回転に同期して周期的に現れる衝撃音を発生し、通常の騒音計での計測などでは把握することが困難であり、また寄与率を求めるための遮音法や部品除去法などを適用することができない。そこで、効率的に音質改善を行うために、エンジン内部機械音源の寄与率を簡便に精度よく求める手法を開発した。本手法では衝撃音に対して、ゲート音響インテンシティ計測を行い、音源近傍振動値に対するゲート音響パワーの回帰直線から外挿法により対象音源を取り除いた音響パワーを求め、寄与率を算出する方法である。二輪車エンジン弁着座音に適用した例を紹介する。

1 はじめに

近年、車外騒音規制強化に対応するため、またエンジンの商品価値を上げるために、エンジンの騒音低減だけでなく、異音低減や音質改善が求められている。異音、音質に関連する音のひとつに、エンジン内部機械音のような、周期的に繰り返し発生する準定常衝撃音がある。人間の感覚は急激な変化に敏感なため、このような音は耳ざわりであり、異音低減、音質改善には、準定常衝撃音の把握が必要である。

音源寄与率の把握にはこれまで部品除去法や遮音法が用いられていたが、エンジン機械音の場合、対象となる部品を取り外したり、音源を遮音することは困難である。また、従来の計測では計測時間内のデータを平均してしまうため、準定常衝撃音のような非定常的な成分は、定常的な音の成分に埋もれてしまい明確に把握することができない。

このような準定常衝撃音の寄与率を求めるために、ゲート音響インテンシティ計測を行い、その結果と音源近傍振動値から寄与率を算出する手法を開発した。この手法の説明と二輪車エンジンへの応用例の紹介をする。

2 テスト概要

2.1 計測機器構成

図1はエンジン内部機械音寄与率計測のための計測機器の構成である。ゲート音響インテンシティ計測は、通常の音響インテンシティ計測装置（インテンシティプローブと周波数分析器）とクランク軸に取り付けられたロータリエンコーダ、ロータリエンコーダパルスからゲート信号を周波数分析器へ出力するゲートユニットを使用する。インテンシティプローブの移動にはトラバース装置を使用する。パソコンは周波数分析器、ゲートユニット、トラバース装置を制御し、得られた

データの分析を行う。音源近傍には加速度センサを取り付け、その信号をロータリエンコーダパルスとともにデータレコーダに記録し、分析を別のコンピュータで行う。

ゲートユニットは図2に示すように、設定されたクランク区間になるたび、周波数分析器にゲート信号を出力する。周波数分析器はその信号が送られてくるたび、分析を行い、累積時間が設定した計測時間に達すると1つのゲート期間の計測を終了する。

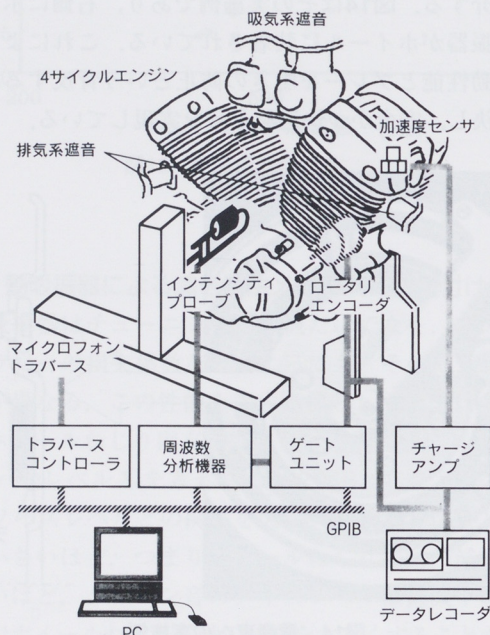


図1 計測システム

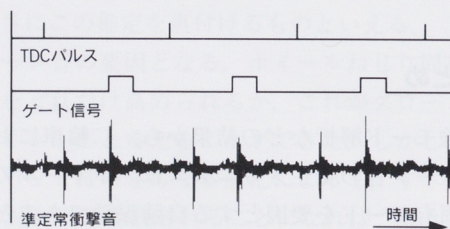


図2 ゲート信号

2.2 ゲート音響インテンシティ計測

ゲート音響インテンシティ計測には、シングルポイントゲート音響インテンシティ計測（以下、S.G.S.I.計測という）とマルチポイントゲート音響インテンシティ計測（以下、M.G.S.I.計測という）がある。

S.G.S.I.計測では、インテンシティプローブを任意の点に固定し、クランクの回転に同期したゲートを設定し、そのゲート期間についてインテンシティ計測する。ゲート開始タイミングを少しずつずらし1サイクル分計測することにより、任意の計測点でのクランク回転に同期したレベル変化を明確に把握することができる。

M.G.S.I.計測では、ゲート期間を任意のクランクタイミングに固定し、計測面上の各格子点で計測する。各計測点のデータからコンターマップを作成すると、クランクの回転に同期した任意のタイミングでの音の放射状況が分かる。

2.3 寄与率計測

エンジン内部機械音に影響を与える因子の値を増減すれば、音源のパワーレベルを増減させることができる。さらに因子の値とパワーレベルの相関図から、対象としている音が発生していない状態を外挿法で求めれば、寄与率の算出が可能になる。因子の値の代わりに音源近傍の振動値を使用すれば、よりよい相関が得られる。振動値についても、クランクの回転に同期したゲート期間のデータを使用することによって、より明確な相関が得られる。

エンジン内部機械音は、クランクの回転に同期した準定常衝撃音であり、通常の計測では計測期間全体で平均してしまうため、衝撃音の成分が薄れてしまい、よい相関が得られなくなってしまう。ゲート音響インテンシティ計測を用いれば、クランクに同期して衝撃音発生期間のみ計測するため、衝撃音の成分が平均して薄れてしまうことがなく、明確な相関を求めることができる。また、インテンシティ計測では空間に分布したエネルギーを求めるため、詳細な音源側の情報が得られる。

3 排気弁着座音への適用

3.1 計測エンジン

計測には空冷V型2気筒4サイクルエンジンを使用し、半無響室ベンチで計測した。エンジン内部機械音源を対象としているため、吸気系、排気系は遮音した。音響インテンシティ計測を行うため冷却風は使用できないので、潤滑オイルをオイルクーラーで冷却しエンジンの温度上昇を抑えた。エンジンの運転条件は無負荷1200rpmである。前気筒排気弁のバルブクリアランスが0.14mmの仕様（以下、標準仕様とする）とバルブクリアランスを0.25mmに大きくした状態（以下、A仕様とする）について計測し、比較した。前気筒排気弁閉弁タイミングは、標準状態では前気筒爆発上死点をクランク角 0° として、約 390° （以下、クランク角は前気筒爆発上死点を 0° とし単位は $^{\circ}$ ）と表示する）である。図3に示すように、S.G.S.I.計測では、インテンシティプローブを前気筒シリンダフィンの端面から100mmのところに設定し、M.G.S.I.計測では、クランクケース合い面から350mmの計測面に、上下方向に5列、前後方向に8列の格子上の点を合計40点設定して計測した。

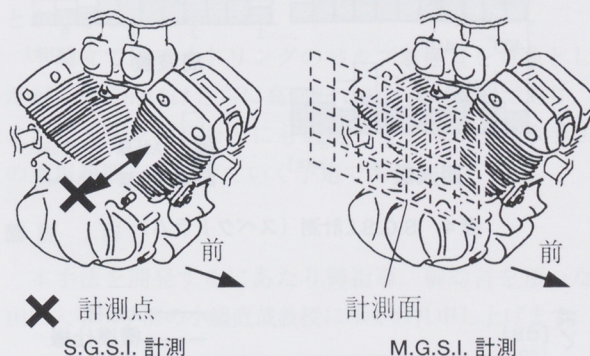


図3 計測点

3.2 S.G.S.I.計測

寄与率計測では、S.G.S.I.計測を対象とする音の発生タイミングと周波数帯を把握するために行う。図4、図5は標準仕様とA仕様のS.G.S.I.計測結果の比較である。ゲート幅は 10° で、計測開始クランク角を 5° ずつずらして、 0° から 715° までの144のゲートを計測した。図4は 370° から 430° まで 10° ごとの7つのゲートについての1/3オクターブ分析結果である。バルブクリアランスを大きくすることにより、3.15~10kHzの周波数帯において、 390° からレベルが大きくなった。

一方、2.5kHz以下の周波数帯では、バルブクリアランスによる差がほとんどないことが分かる。したがって、対象とする音は3.15~10kHzの周波数帯で、390°付近から発生していることが分かる。前気筒排気弁閉弁タイミングは390°であることより、この音は弁着座音であることがわかる。

図5は3.15~10kHzの周波数帯についてのインテンシティレベルを0°から715°まで並べて比較している。標準仕様とA仕様では着座タイミング以降の390°~470°で10dB以上の差が発生するが、それ以外では差がほとんどない。600°付近のレベルが高いところは前気筒吸気弁の着座タイミングである。

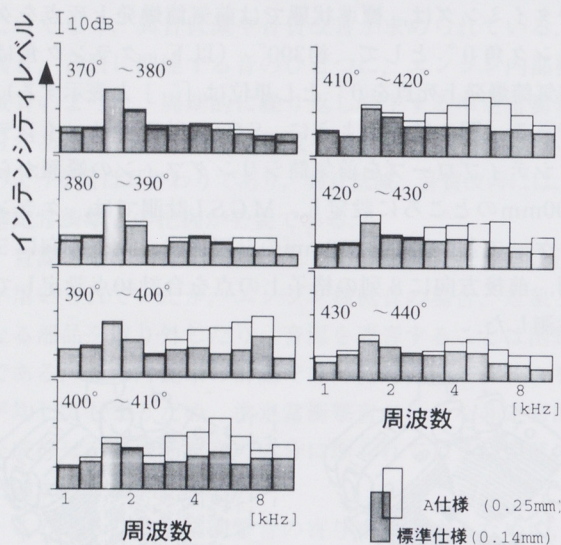


図4 S.G.S.I.計測 (スペクトラム)

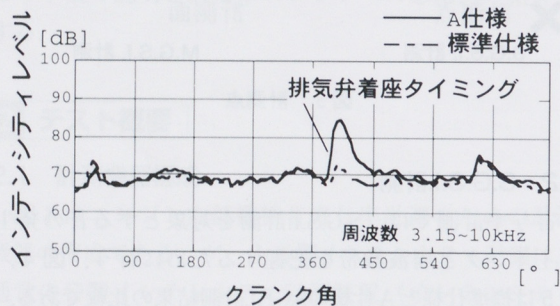


図5 S.G.S.I.計測

3.3 M.G.S.I.計測

寄与率計測では、ゲート期間での計測面を通過する平均音響インテンシティレベルを測るために、M.G.S.I.計測を行う。図6はA仕様について、3.15~10kHzの

周波数帯のデータからコンターマップを作成し、エンジン右側方の図と重ねあわせたものである。ゲート期間はS.G.S.I.計測の結果より390°~435°に設定した。結果より、前気筒シリンダヘッドから音が強く放射されていることが分かった。寄与率の計算には音源のパワーレベルが必要であるが、ここでは1つの計測面の各計測点データから、式(1)で算出される平均ゲート音響インテンシティレベル L_{ave} を代わりに用いている。ここで L_i は各計測点でのインテンシティレベル、 N は計測点数である。バルブクリアランスを変更したいいくつかの仕様について同様の計測を行いそれぞれの仕様での平均ゲート音響インテンシティレベルを求めた。

$$L_{ave} = 10 \log \frac{1}{N} \sum_i^N 10^{\frac{L_i}{10}} \quad (1)$$

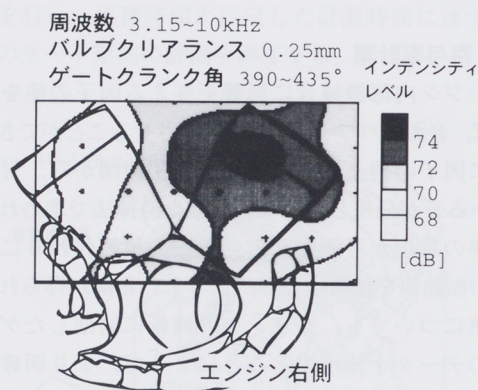


図6 M.G.S.I.計測

3.4 振動データ

図7は前気筒排気弁近傍（点火プラグ座面）振動加速度の時系列波形である。上は標準仕様、下はA仕様の計測結果である。着座タイミングで10kHz付近の高周波成分が現れた。前気筒排気弁閉弁タイミングは標準で約390°であるが、バルブクリアランスとカム形状の関係によりタイミングが前後する。標準仕様では390°過ぎに高周波振動が発生しているが、A仕様では380°過ぎに発生している。バルブクリアランスをさらに大きくすると、タイミングがさらに早くなる。また、バルブクリアランスを広げることにより、この10kHz付近の高周波成分の振幅が大きくなった。寄与率計算には360°~435°のゲート期間で5~10kHzの振動RMS値を用いた。

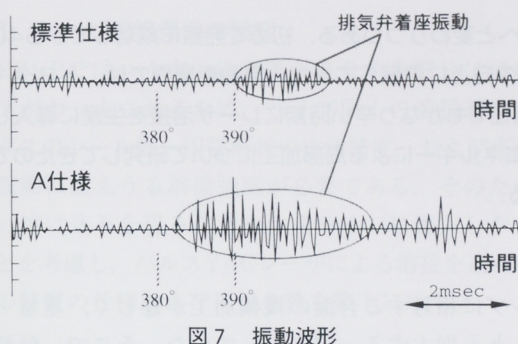


図7 振動波形

3.5 寄与率計算

図8は前気筒排気弁バルブクリアランスが0.14mm（標準状態）から0.45mmまでの数仕様についてM.G.S.I.計測と振動計測を行い、相関を求めた結果である。振動RMS値が増加すると、平均ゲート音響インテンシティレベルが大きくなることが分かる。得られた回帰直線より振動RMS値がゼロになった状態を着座音が発生していない状態と仮定することにより、着座音が発生していない状態の平均ゲート音響インテンシティレベル L_0 を求めることができる。 L_0 と標準状態の平均ゲート音響インテンシティレベル L_{oa} （ゲート区間でのO.A.）より計測ゲート区間での着座音寄与率 C_{gv} は式(2)で求められる。

$$C_{gv} = 100 \times \left(1 - 10^{\frac{L_0 - L_{oa}}{10}} \right) \quad (2)$$

L_c をサイクル全体の平均ゲート音響インテンシティレベルとする。 L_{oa} と L_c より、サイクル全体でのゲート区間390°～435°の寄与率 C_g は式(3)のように求められる。

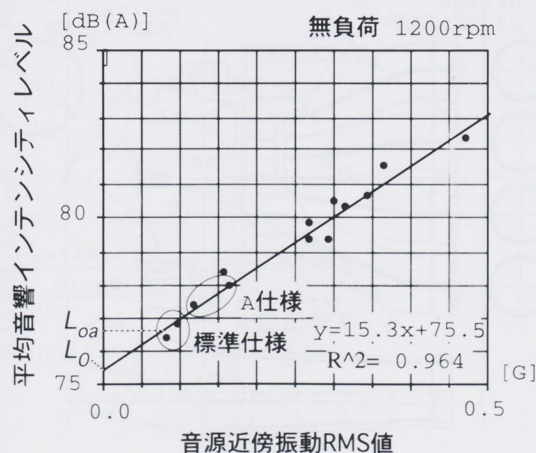


図8 音響インテンシティレベルと振動値の相関

$$C_g = 100 \times \left((435 - 390) \times 10^{\frac{L_{oa}}{10}} \right) / \left(720 \times 10^{\frac{L_c}{10}} \right) \quad (3)$$

サイクル全体の着座音寄与率 C は C_{gv} 、 C_g より式(4)のように求められる。

$$C = 100 \times (C_{gv}/100) \times (C_g/100) \quad (4)$$

で得られる。着座音の C_{gv} 、 C_g および C を表1に示す。

表1 前気筒排気弁着座音の寄与率

C_{gv} : ゲート区間のE/G音に対する着座音の寄与率	22.4%
C_g : サイクル全体のE/G音に対するゲート区間のE/G音の寄与率	4.3%
C : サイクル全体のE/G音に対する着座音の寄与率	1.0%

$L_{oa}=76.6$, $L_c=78.2$ [dB(A)]

4 まとめ

ゲート音響インテンシティ計測をエンジン騒音に適用することにより、内部の機械音源の定量的把握が可能である。またゲート音響インテンシティ計測結果と音源近傍の振動値より、機械音源の寄与率を求めることができる。

本論文ではアイドリングのバルブ着座音を対象としたが、機能的にはさらに高回転での計測が可能であり、またピストン打音などにも適用できる。今後は本手法の適用範囲をひろげていく予定である。

■ 謝 辞

本手法を開発するにあたり御指導、御助言を頂いた山口大学工学部の小嶋直哉教授に厚くお礼申し上げます。

■ 参考文献

- (1) Per Rasmussen and Torben L. Moller : Gated Sound-Intensity Measurements on a Diesel Engine, INTENSITY MEASUREMENTS, B&K
- (2) 周波数分析ハンドブック, B&K

著者



山田 潤

佐野武俊

前田 修