

二輪車用エンジンの放射音解析

Study of Radiation Noise for Motorcycle Engines

桑 原 博 幸*

Hiroyuki KUWAHARA

三 木 秀 峰*

Hidetaka MIKI

要 旨

二輪車の加速走行騒音低減において、エンジンからの放射音低減はきわめて重要である。エンジン放射音を低減させるためのエンジン放射音解析技術を開発した。エンジン放射音解析においては、ケースやカバーの高周波数に対応した振動解析技術、エンジンに入力される加振力の予測、さらには得られたエンジン表面振動から、音響評価をおこなう解析技術が必要である。今回、それぞれの技術課題を克服し、二輪車エンジンの放射音特性を評価できるようになった。以上の解析を直列4気筒の二輪車エンジンの放射音対策に適用し、試作エンジンにて、加速走行騒音が低減されることを確認した。

ABSTRACT

In reducing the noises emitted by a motorcycle during acceleration, it is very important to reduce the noise radiated from the engine. To reduce engine noise radiation, we have developed an engine-noise-radiation analysis system. In analyzing engine-noise radiation, vibration analysis techniques appropriate for the high frequencies of the engine case and covers, a technique for estimating the excitation force input into the engine, and an analysis technique to assess acoustic output from the measured engine surface vibrations, are required. After overcoming all technical obstacles, our newly-developed system allows assessment of the noise radiation characteristics of motorcycle engines. The above-mentioned analysis method has been applied to reduce noise radiation from an inline four-cylinder motorcycle engine. The reduction of engine noises during acceleration has been confirmed from a modified engine.

1. まえがき

二輪車において、吸排気音や駆動系音などの低減対策が進んできた結果、従来に比較し、エンジン音が音源に占める割合が大きくなっている。今後、さらなる静粛化をおこなうために、エンジン放射音の低減対策が必須である。二輪車エンジンの放射音は、燃焼圧力による起振力だけでなく、トランスミッションがクランクケースと一体構造であることから、ギヤ音に起因することが多い。ギヤ音の周波数は約 3 kHz であり、ケースやカバー表面の振動モードが問題となることが多い。そのため、リブ追加、肉厚増加及びカバー裏側にラバーを鋼板で押さえて表面振動を抑制してきた。今までの音響解析では、加速度計やレーザ振動計を用いて実機エンジンの表面振動速度を測定し、その測

定値を用いて汎用音響解析ソフトで解析していた。これにより、どの部分の音響放射エネルギーが大きいかを判断した。また、エンジン各部の騒音寄与率が詳細に分析できるようになった。しかし、定量的な対策効果は得られないので、従来と同様に重量増やコスト増を伴っていた。したがって、最終的な判断のために、実機振動計測ベースでなく、エンジン表面振動を予測して、定量的な放射音評価が必要である。

二輪車エンジンの騒音エネルギーの周波数別の割合は、Fig. 1 に示すように約 80% が 1 kHz 以上、約 50% が 2 kHz 以上の周波数成分であり、吸気音、排気音などの音源と比較して非常に高い周波数帯域を占めている。放射音解析に用いる構造 FEM モデルは、個々の部品レベルの解析精度向上に対するモデル化手法の設定、部品間の結合条件の設定

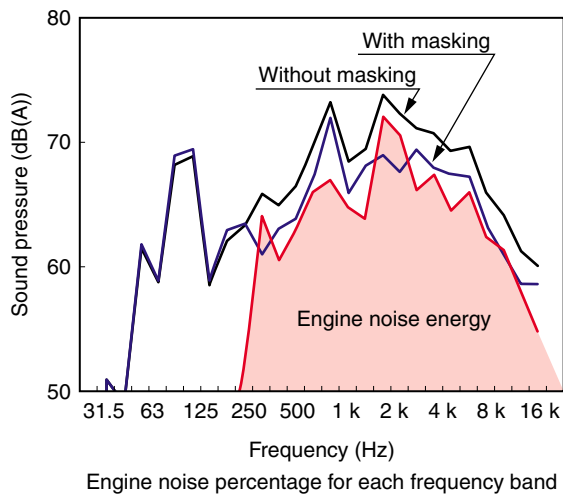


Fig. 1 Engine noise

方法などに最適化手法を適用して決定した。さらに、二つの対策仕様を用いて同一加振力で計算した結果を比較することにより放射音の優劣が相対比較できるかどうかを検討した。その結果、対策仕様を比較するためには、たとえ相対比較であるとしても、実機に近い周波数特性の加振力を入れることが必要であるということがわかった⁽¹⁾。エンジン放射音の解析フローを Fig. 2 に示す。

2. エンジンケースとカバーの FEM モデル

エンジンケースとカバーの FEM モデルは、CATIA-3D モデルから CATIA FEM のオートメッシュ機能を用いて生成した。二輪車エンジンを構成する部品群の例を Fig. 3 に示す。モデルサイズ(約30万節点)は現状の計算リソースを考慮して決定した。さらに、LMS 社の Gateway ソフトウェア

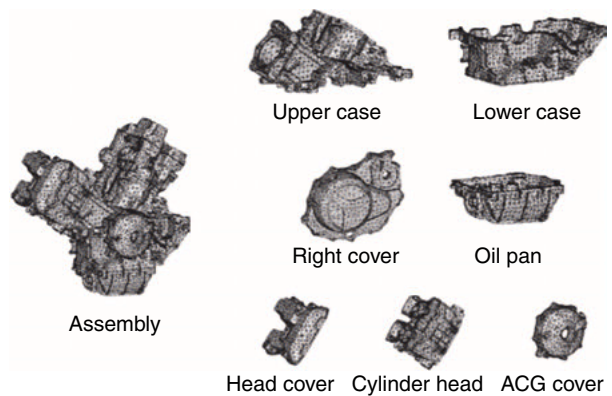


Fig. 3 Parts

アを用いて、すべての部品の実験モード解析結果により精度を検証した。周波数誤差や挙動の相関性の指標である Modal Assurance Criterion (MAC) 値を参照してモデル化の際の重要部位や形状ごとのメッシュサイズを決定した。二輪車のクラッチカバーの解析結果を実験結果と合わせるために、ソリッドメッシュのヤング率をパラメータとして、最適化計算を実施した。そのヤング率の変化量を Fig. 4 に示す。これによると、角部や開放部のヤング率を下げるように示され、その部分のメッシュサイズが粗いことがわかったため、全体メッシュサイズや局所メッシュサイズの適正化

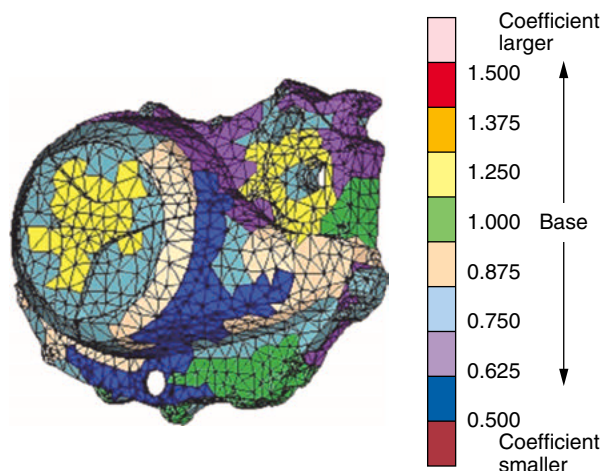


Fig. 4 Coefficient of Young's modulus

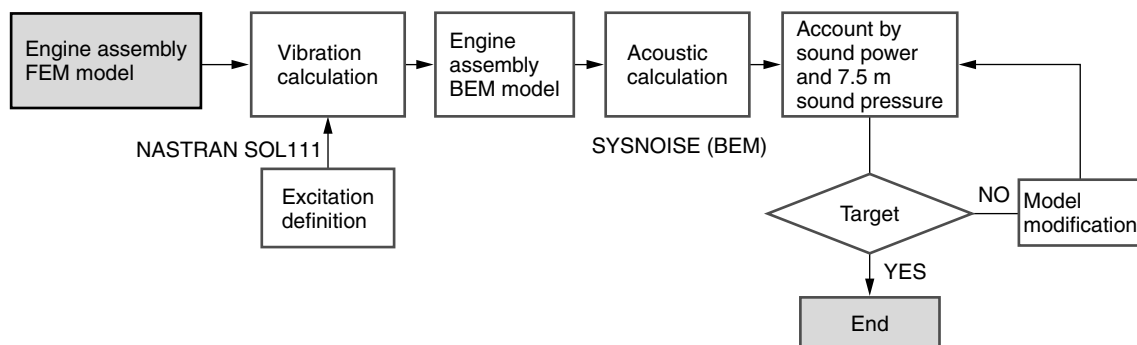


Fig. 2 Analysis flow

を実施した。メッシュサイズの適正化をおこなう前後の伝達関数の変化を Fig. 5 に示す。

各部品間の結合面境界については、GAP解析を用いて事前に結合面の接触領域を計算し、硬く接触する部分にバネを適用する方法⁽²⁾がある。しかし、本手法では部品間の結合面境界のメッシュを合わせないで、それぞれの部品のボルト穴内部を NASTRAN の RBE3 要素で結合し、それぞれの RBE3 要素を6方向のバネ要素で結合している。バネ定数は、エンジンケースとカバーの結合状態の実験モデル解析結果と照らしあわせて決定した。ヘッドカバーのラバーフローティング部分を除き、すべて同一の値である。結合状態での伝達関数の計算と実験の比較を Fig. 6 に示す。結合状態での MAC 値は 1.5 kHz ぐらまでは 0.5 以上であるが 1.5 kHz 以上では、モード密度が高くなるため、伝達関数のレベルで精度を判断した。本モデルは、後述する軸受加振力の同定にも用いるので解析モデルの精度確保が重要である。

3. 実稼動時のエンジン表面加速度測定と軸受加振力の推定

軸受上の加振力を解析的に予測する既存手法としては、特にエンジン部品の強度を保証するため、EXCITE(AVL社)により燃焼圧力からピストンとクランク機構を介して求め

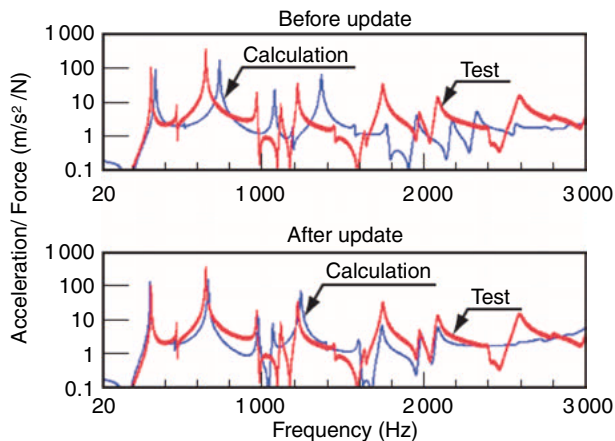


Fig. 5 Transfer function of right cover

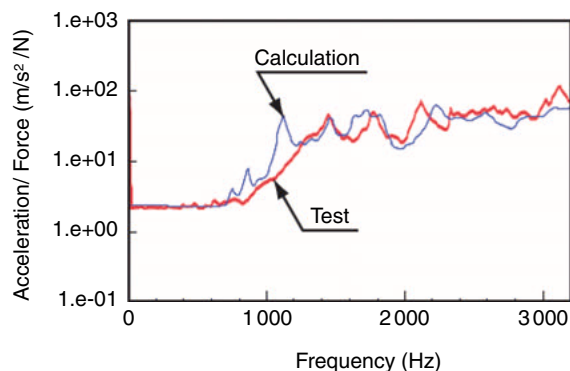


Fig. 6 Transfer function of engine assembly

る方法や軸受応力測定結果から軸受加振力を推定する手法などがあるが、保証精度が 1 kHz 以下であることと、エンジンの加振源が燃焼圧力だけではないために適用しなかった。本研究では、実機エンジン表面の振動を複数点で計測して、逆行列法により仮想の軸受加振力を推定する方法^{(3), (4)}を用いた。何点の軸受加振力を想定すれば、エンジン各部の振動が正しく表現できるかを机上検討し、最低3点あればエンジン挙動が表せられることを確認した。さらに実験的に同時に測定できる測定点条件から仮想の軸受加振をクランクシャフト部2点、トランスミッション部2点の合計4点とした。測定方向はそれぞれ3方向として、合計12自由度の仮想加振力を求めることとした。最終的に48自由度の同時計測結果をもとに、最小二乗法を用いて、12自由度の仮想加振力を求めた。その原理をFig. 7に示す。伝達関数、加振力および加速度の関係は、式(1)で表せるので、逆に加振力は伝達関数の逆数に加速度を掛ければ良いことになる(式(2))。12x48=576個の伝達関数を構造解析で求めて、48個の同時計測の加速度から12個の加振力を求めた。

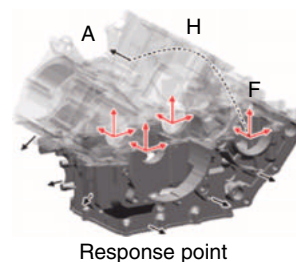
$$A = H * F \quad (1)$$

$$F = H^{-1} * A \quad (2)$$

この逆行列計算は Math Works 社の Matlab ソフトウェアを用いている。推定手法の概念を Fig. 8 に示す。なお、測定点は求める仮想加振力点に近い上下ケースのみを利用している。求めた加振力を用いて振動計算をおこなった結果例を Fig. 9 に示す。本結果は V ツイン 1000 cm³ エンジンでエンジン回転数が約 2800 r/min の結果である。約 3 kHz まで予測されていることがわかる。

4. エンジン放射音予測検証結果

3章で求めた振動結果から、SYSNOISE の BEM の直接法により音響解析を実施した。一方、エンジンダイナモ上で実稼動時の約 700 点のエンジン表面振動計測を実施し、実測結果と計算結果を同一モデルで音響解析を実施した。その結果、音響パワーで 3 dB 以内の精度で計算することができた。解析検証の結果を Fig. 10 に示す。また、音響パワー

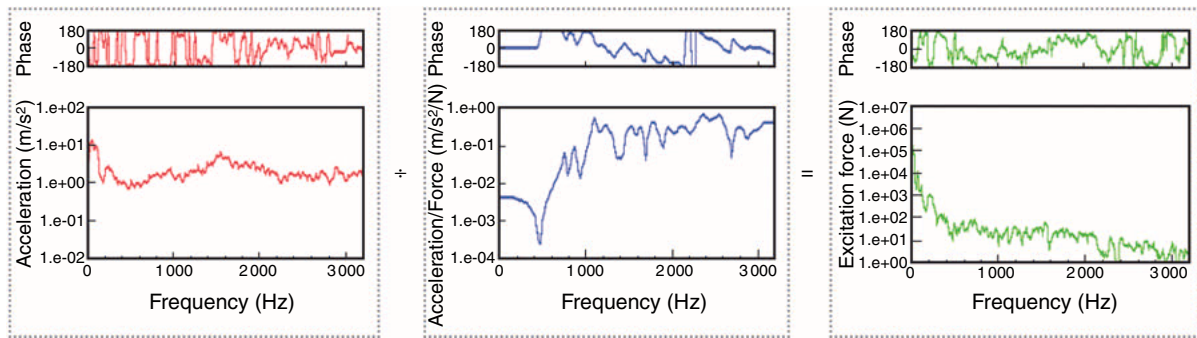


$$\{A\} = [H]\{F\}$$

{A} Acceleration
{F} Excitation force
[H] Transfer function

Response point

Fig. 7 Definition of excitation force



Acceleration (Test) + Transfer function (CAE) = Excitation force (Estimation)

Fig. 8 Estimation of excitation force

のピークである表面音圧分布の比較を Fig. 11 に示す。表面音圧レベル、分布ともに良く予測されていることがわかった。これらの結果から、クラッチカバーやカムチェーンチャンバからの放射音が大きいことがわかった。

5. 実車適用事例

本解析手法を直列4気筒1000 cm³エンジンに適用した事例を示す。エンジンの3Dモデルを Fig. 12 に示す。加

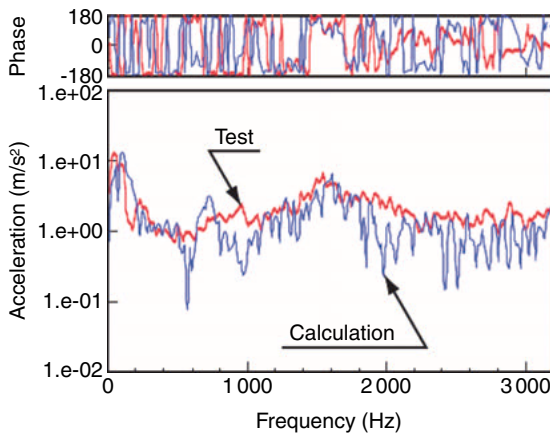


Fig. 9 Comparison of responses between test and calculation

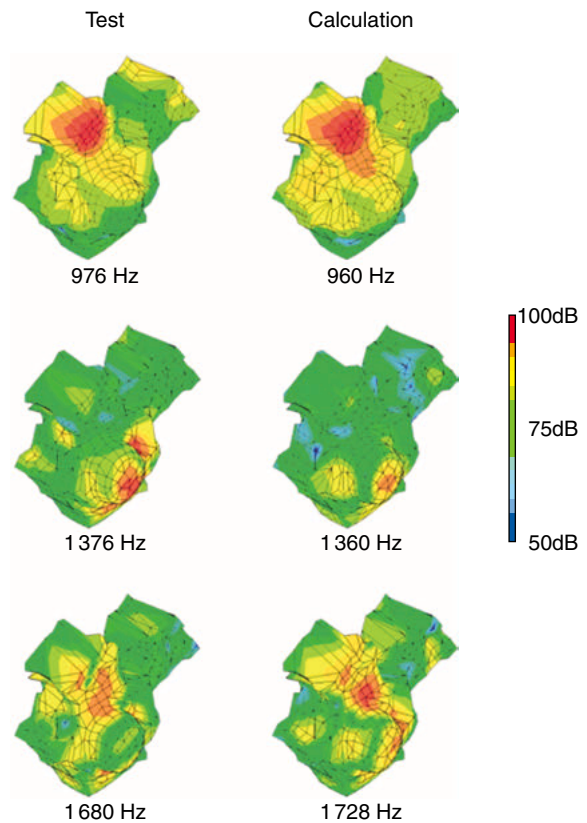


Fig. 11 Comparison of sound pressure distributions between test and calculation

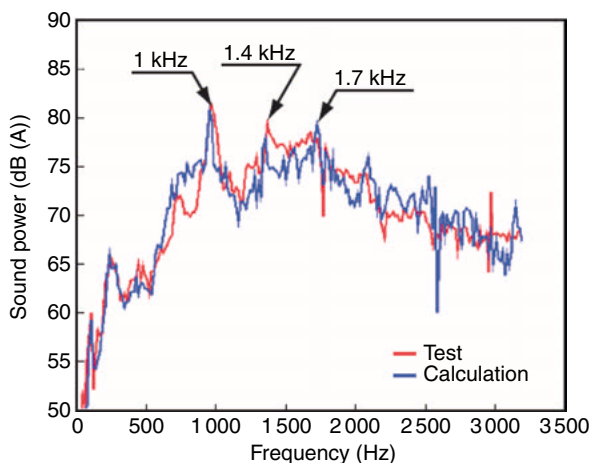


Fig. 10 Comparison of sound powers between test and calculation

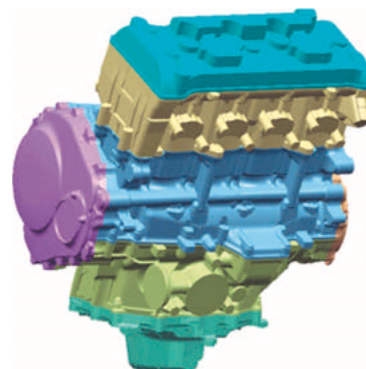


Fig. 12 Engine 3D model

振力同定のため、上下ケース 16 点 3 方向の振動計測をエンジン回転数約 4 900 r/min で実施した。その表面加速度の計測結果を Fig. 13 に示す。また、計測結果をもとに仮想加振力の計算結果を Fig. 14 に示す。Fig. 13, 14 からわかるように、Vツイン 1 000 cm³ の事例(Fig. 9)とは異

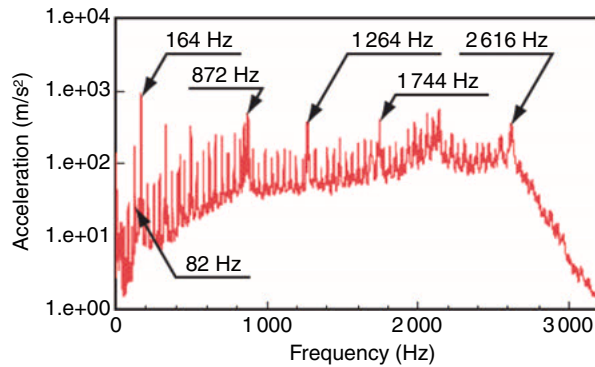


Fig. 13 Measured surface vibration

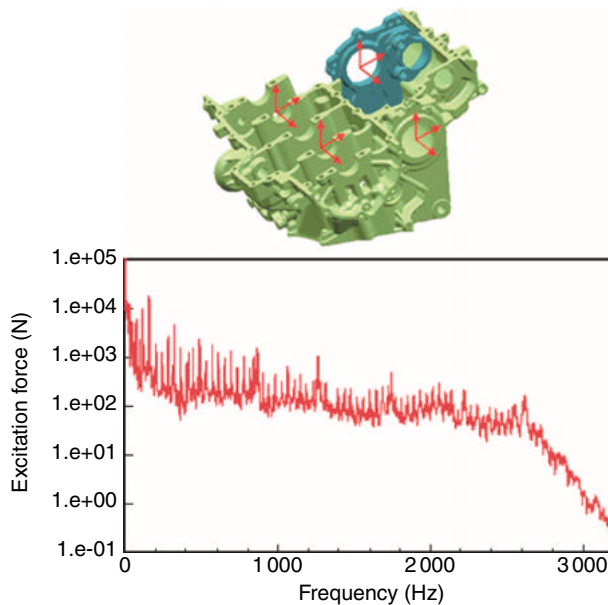


Fig. 14 Estimated excitation force

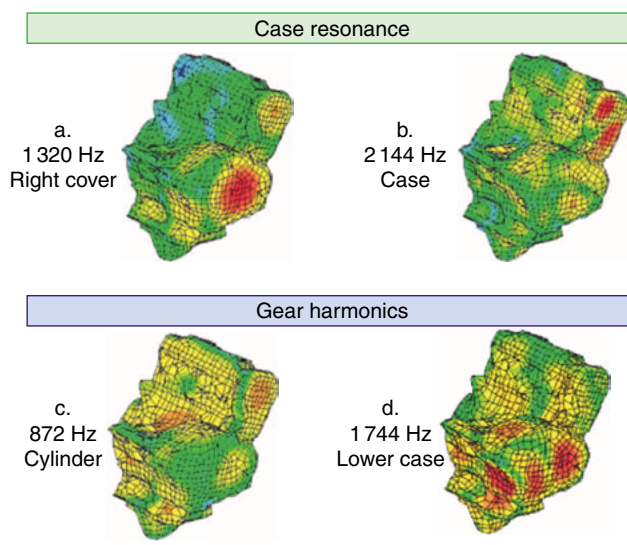


Fig. 15 Calculation result (sound power and surface pressure distribution)

なり、ギヤのかみ込み周波数の寄与が大きいことがわかる。これらの結果を用いて音響解析を実施した。エンジン音響パワーおよびピーク周波数の表面音圧分布を Fig. 15 に示す。これらの結果から、周波数ごとに放射部位が変化していることがわかる。それぞれの音響解析結果に対応する対策内容(Fig. 16)を検討し、リブ追加、肉厚増加等を施

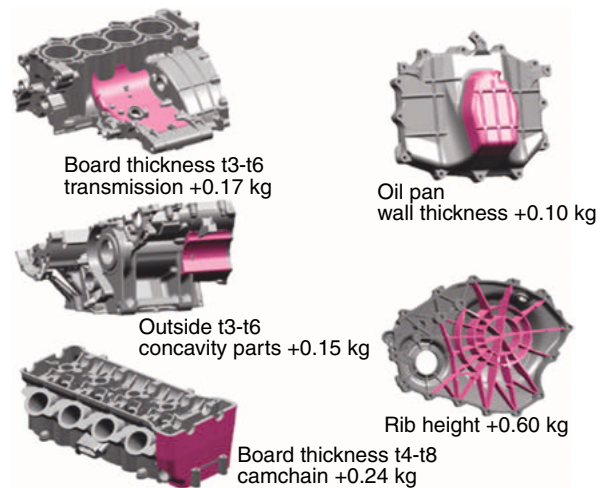


Fig. 16 Modified case and cover

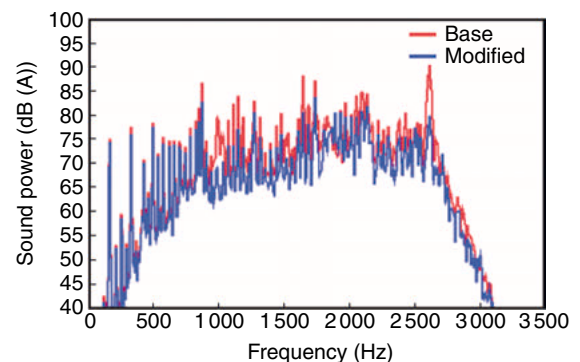
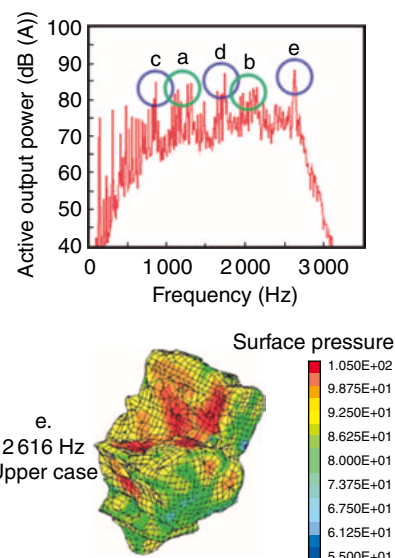


Fig. 17 Comparison of sound powers between base and modified case and cover



して計算した音響パワーの変化を Fig. 17 に示す。音響放射パワーのオーバーオールで約 3 dB の低減効果が得られた。また、対策前後の表面音圧分布の変化を Fig. 18 に示す。それらの対策効果を確認するため、砂型鑄造のエンジンケースとカバーの組合せで対策効果を確認した結果、Fig. 19 に丸で示されている 4 仕様の実走テストを実施した。その結果、Fig. 20 に示すように計算した音響パワーの低減効果と実機の走行騒音レベルの低減には相関が見ら

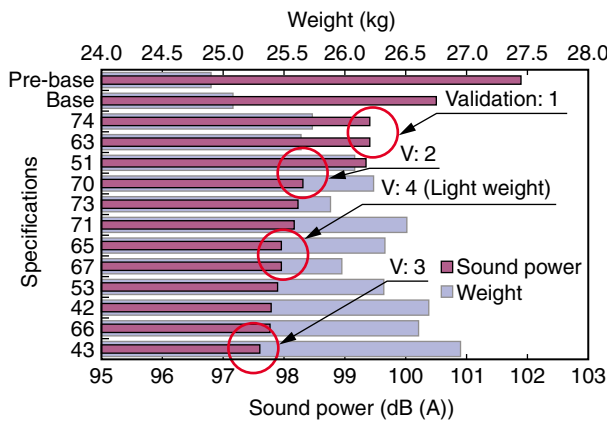


Fig. 19 Sound power versus weight

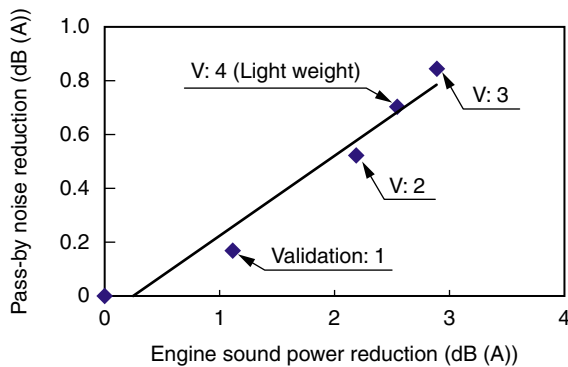


Fig. 20 Effect of engine sound power reduction

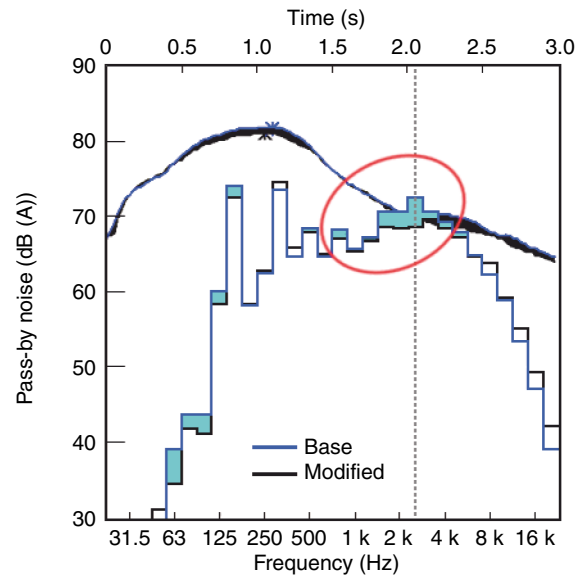


Fig. 21 Pass-by noise

れた。また、Fig. 21 に示すようにエンジンに起因する走行騒音の周波数が低減することがわかった。走行騒音で約 0.8 dB の低減が図られ、エンジンの走行騒音寄与率から見ても、妥当な結果である。

経験則により理解できている騒音低減手法ではあるが、本解析を通じて改めて以下について把握することができた。

- ・ギヤ噛み込み周波数と各部品の共振周波数を一致させない。
- ・共振ピークが重ならないように、各部品の共振周波数を分散させる。
- ・弱点部位の剛性を高めて振動レベルを低減させる。
- ・1 kHz 以下のギヤ噛み込み周波数の最初の共振ピークをなるべく高くする。
- ・マスを付加して、応答レベルを下げる。

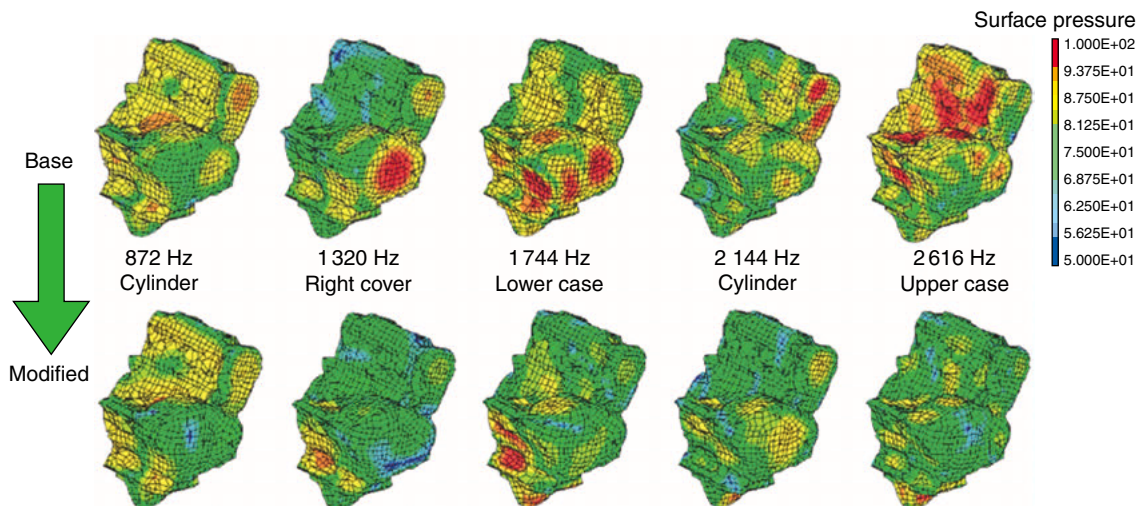


Fig. 18 Comparison of sound pressure distributions between base and modified case and cover

6. まとめ

- (1) 実機を用いて聴診器や加速度計で振動部位を特定して対策法を検討するトライアンドエラー手法に替えて、本技術により、机上で放射音対策効果を定量的に判断することができるようになった。
- (2) 試作したケース、カバーの対策内容に応じた走行騒音低減の検証結果が得られ、放射音解析の有効性が確認できた。

今回、軸受加振力として実機計測結果を元に実施した。今後は、エンジン内の部品を解析に取り込み、燃焼圧力やギヤの伝達誤差による変位加振力による軸受加振力を予測し、図面データを用いて計算できるようにしたいと考えている。

参考文献

- (1) 坂口和貴, 斉藤和弘: トランスミッションケース放射音特性予測評価法の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.17, No.1, p.42-45
- (2) 桑原博幸, 福井要治: 二輪車の振動予測における結合部のモデリングについて, Honda R&D Technical Review, Vol.13, No.2, p.167-174
- (3) Sumi K., Yamamoto K., Gielen L.: Development of Hybrid Model for Powerplant Vibration, SAE paper 1999-01-1656
- (4) 酒井竜英, 寺田匡弘, 小野修一, 神村直毅: 室内音予測を目的としたヴァーチャルピークル解析手法, Honda R&D Technical Review, Vol.13, No.2, p.195-204

■ 著 者 ■



桑原 博幸



三木 秀峰