

一次元シミュレーションを用いた小型二輪車の エンジン出力と吸排気口音の予測技術

Prediction Technology of Output Power and Intake-Exhaust Noise Using 1D-Simulation for
Small-Displacement Motorcycles

堀 川 博 史*

Hiroshi HORIKAWA

飯 嶋 智 司*

Satoshi IJIMA

木 戸 秀 樹*

Hideki KIDO

村 上 泰 男*

Yasuo MURAKAMI

要 旨

吸排気系の三次元形状を一次元化し、流体計算と内燃機関の熱力学計算をおこなうツールである一次元シミュレーションを用いて、単気筒エンジンを搭載する小型二輪車のエンジン出力と吸排気口音の予測技術を構築した。エンジン出力に関しては、境界条件を適切に調整することで、排気量や冷却方式の異なるエンジンにおいて精度良く求められた。吸排気口音に関しては、吸排気系を一次元化する際に精度に大きく影響する要素を明確にしてモデル化することで、精度良く求められた。また、特定の複雑な内部構造を持つマフラーにおいては、一次元シミュレーションでは空間的な排出ガス挙動を表せないため、十分な排気口音の計算精度が得られないが、三次元シミュレーションと連成して計算することで精度向上が見込まれる。

ABSTRACT

Using a 1D simulation that transforms the 3D shape of intake-exhaust systems into one dimension and calculates the thermodynamics and fluid gas dynamics of internal combustion engines, a prediction technology of the output power and intake-exhaust noise for small-displacement single-cylinder motorcycles was established. Output power can be calculated accurately for various engines with different displacements and cooling systems by adjusting the boundary conditions in the calculation model. The intake-exhaust noise can be calculated accurately by clarifying some important points for accuracy when transforming the 3D shapes of the intake-exhaust system into the 1D model and by reflecting them in the calculation model. As for mufflers that have complicated internal structures, the calculation of exhaust noise cannot be made with sufficient accuracy because 1D simulation does not calculate spatial flow behavior. But, enhancement of accuracy is expected using a 1D-3D coupled simulation.

1. まえがき

昨今、小型二輪車の主要市場である東南アジア地域において二輪車の騒音低減が重視されつつある。小型二輪車はレイアウトスペースが限られるため複雑な吸排気構造を持ち、その結果、エンジン諸元と吸排気仕様の検討に時間を要している。

通常、新型車の開発においては、エンジン諸元と吸排気系の仕様選定をおこなうために、いくつかの検討手法^{(1), (2)}を用いている。これらの手法はエンジン出力が吸排気口音どちらか一方の検討に特化しており、仕様変更に伴うエンジン出力と吸排気口音の影響を同時に、かつ定量的に評価することは難しい。その結果、試作車完成後に実験を繰り返すことで仕様を決めることも多く、図面段階でエンジン出力と吸排気口音を同時に予測可能な技術を構築することが望まれていた。

*二輪 R&D センター

この課題を解決する手段の一つとして一次元シミュレーションが挙げられるが、同一の計算モデルでエンジン出力と吸排気口音を高い精度で予測するには緻密な数値モデルが必要となる。過去に四輪車や大型二輪車を対象とした一次元シミュレーションの研究が報告されている⁽³⁾⁻⁽⁵⁾。しかし、小型二輪車特有の吸排気構造および小型単気筒エンジンを対象として体系的に研究をおこなった例は見当たらない。筆者らは単気筒エンジンを搭載した小型二輪車を対象に、一次元シミュレーションを基にしたエンジン出力と吸排気口音について複合評価が可能な予測技術を構築した。

2. 計算手法

2.1. 一次元シミュレーション

計算には RICARDO 社の一次元シミュレーション解析ソフトである WAVE を使用した⁽⁶⁾。この一次元シミュ

レーションでは、吸排気系の管路形状を一次元形状に置き換え、質量保存の式、Navier-Stokes の式、エネルギー保存式および気体の状態式などの基礎方程式を離散化して解くことで、作動ガスの動的挙動を求める。これを用いることで、エンジン出力や吸排気管内の圧力に加えて、吸排気管の開口端部の流速を基にして外部の空間に伝播する音波を計算することができる。

2.2. 計算モデル

一次元シミュレーションには計算精度を左右する影響因子がいくつか存在する。代表的なものを下記に示す。

- (1) ポート流量係数や機械摩擦損失など、入力条件として与える数値の確度
- (2) 管路内壁や筒内各部の表面温度など、熱の授受に係わる境界条件の確度
- (3) 管路の三次元寸法(管の長さ、内径、容積)の一次元モデル化技術

これらの因子はエンジン形式やエンジン負荷条件によって影響度合いが変化するため、さまざまな条件下において常に高い計算精度を得るには十分な配慮が必要となる。

本稿で用いた計算モデルの例を Fig. 1 に示す。モデル化した範囲は吸気ダクト入口からテールパイプ出口間のすべての管路とエンジンシリンダ部である。

次に計算モデルに用いた主な入力条件と境界条件を下記に示す。

- ・ 吸気ポート、排気ポートの流量係数は定常流試験装置で実測した値を用いた。
- ・ 機械摩擦損失はモータリングフリクション法で実測した摩擦損失から、一次元シミュレーションで計算したポンピングロスを減算した値を用いた。
- ・ 燃焼による熱の発生は、実測した燃焼率と一致するようにパラメータを調整した Wiebe 関数を用いた。
- ・ 吸気管内の壁温度は実測値を用い、筒内の壁温度と排気管内の壁温度は過去の実測値を参考に妥当な値を入力した。

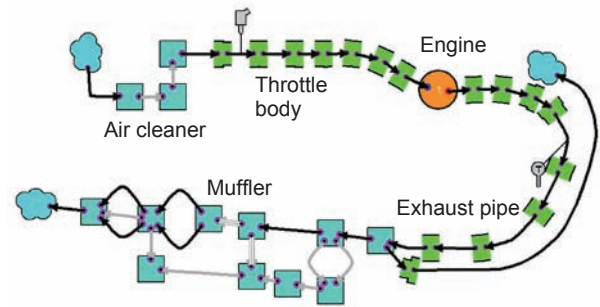


Fig. 1 Calculation model

3. 計算精度検証

3.1. 供試車

Table 1 に検証に用いた供試車のエンジンおよび吸排気システムの主要諸元を示す。どのエンジンも小型二輪車の典型である 2 バルブを採用し、電子制御燃料噴射装置を搭載している。エンジンの諸元で大きく異なるところは排気量と冷却方式である。一方、吸排気システムは供試車それぞれ異なる。例えば供試車 (C) は、Fig. 2 に示すように複雑に曲がった吸気ダクトを持っている。また、供試車 (B) のマフラーは、Fig. 3 に示すように内部に U 字型に曲がったパイプを持っている。これらは小型二輪車の限られた空間の中に、効率的に部品を配置した典型例である。

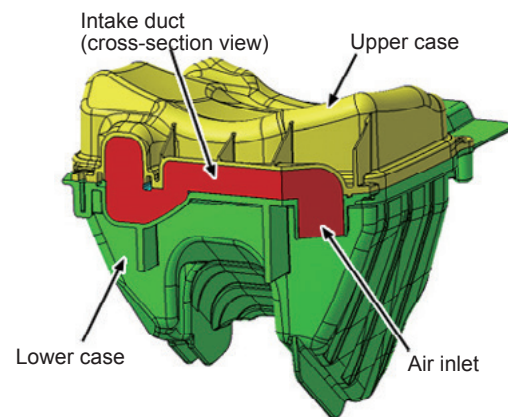


Fig. 2 Intake duct of test motorcycle (C)

Table 1 Specification of motorcycles used for verification

Test motorcycles	A	B	C
Engine type	4-stroke single cylinder	4-stroke single cylinder	4-stroke single cylinder
Cooling system	Air-cooled	Water-cooled	Air-cooled
Displacement (cm ³)	150	125	110
Valve layout	IN: 1 / EX: 1	IN: 1 / EX: 1	IN: 1 / EX: 1
Ignition type	Spark ignition	Spark ignition	Spark ignition
Air cleaner volume (L)	2.6	3.7	2.3
Muffler volume (L)	4.7	3.6	2.2
Muffler structure	3-pass	3-pass	3-pass

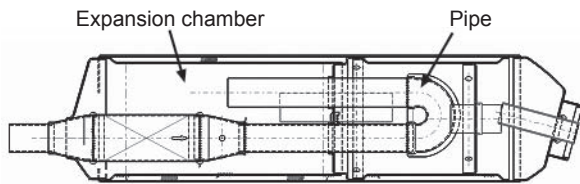


Fig. 3 Structure of muffler of test motorcycle (B)

3.2. エンジン出力

実機のエンジン出力は全負荷条件で計測した。実測値と計算値のエンジン出力とトルクの比較結果を Fig. 4 に示す。空冷エンジンの供試車 (A) は実測値と最も良く一致している。計算誤差は 2 % 程度である上に、出力特性の特徴もほぼ一致している。水冷エンジンの供試車 (B) は供試車 (A) と同じ入力条件を用いた場合、実測値に対する計算誤差が大きかった。体積効率の計算値も実測値に対して誤差が大きいため、境界条件を供試車 (B) に合わせて調整した結果、十分な計算精度が得られた。これより、水冷エンジンと空冷エンジンでは異なる境界条件を設定する必要があることがわかった。供試車 (C) はエンジン回転速度の低い領域で若干の誤差があるものの、出力特性はほぼ一致しており、実用では十分な精度と言える。

入力条件と境界条件の妥当性を確認するため、冷却方式や排気量の異なる供試車を更に 4 台加えて精度を検証した。Fig. 5 にすべての供試車における実測値と計算値の最高出力の相関を示す。近似曲線の傾き、相関係数ともにほぼ 1 であり、計算精度が高いことがわかる。以上の結果から、単気筒エンジンを搭載する小型二輪車全般において、エンジン出力を十分な精度で計算できることが検証できた。

次に、図示仕事の計算精度を検証した。検証した車両は供試車 (A)、(B) で、エンジン回転速度は最大トルクを発生

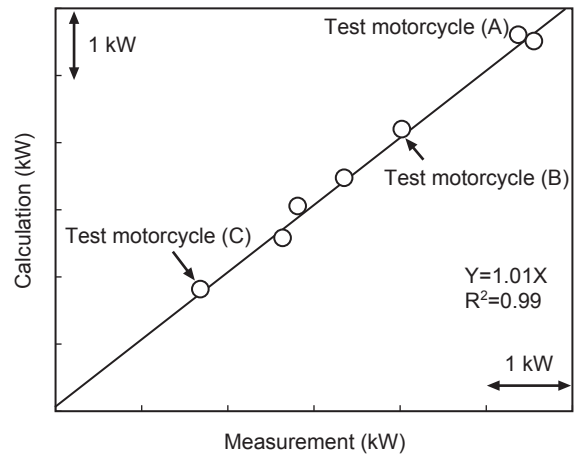


Fig. 5 Comparison of measured and calculated maximum output power

生する 6000 r/min、全負荷条件で計測した。Fig. 6 に実測値と計算値の P-V 線図の比較結果を示す。図からわかるとおり、ポンピングロスと摩擦損失はほぼ一致している。また、圧縮行程と膨張行程における筒内圧の推移や最大圧力、その発生クランク角もほぼ一致している。これは体積効率、燃焼時の熱発生、筒内壁への冷却損失などを高精度で計算できていることを裏付けている。

続いて、排気系の仕様を変更した場合のエンジン出力変化を、高精度で計算できるか、触媒前の排気管長を変更して検証した。実測値と計算値それぞれの出力特性を Fig. 7 に、出力変化率を Fig. 8 に示す。実機では、触媒前の管長を延長すると低速側の出力が増加し、高速側では低下する傾向を示す。また、触媒前の管長を短縮すると、延長した場合と逆の傾向を示す。計算でも同様の傾向が得られており、また出力の変化率も実測と近い結果が得られた。この結果から、排気系の仕様を変更した場合でも、エンジン出力を高精度で計算できることが検証できた。

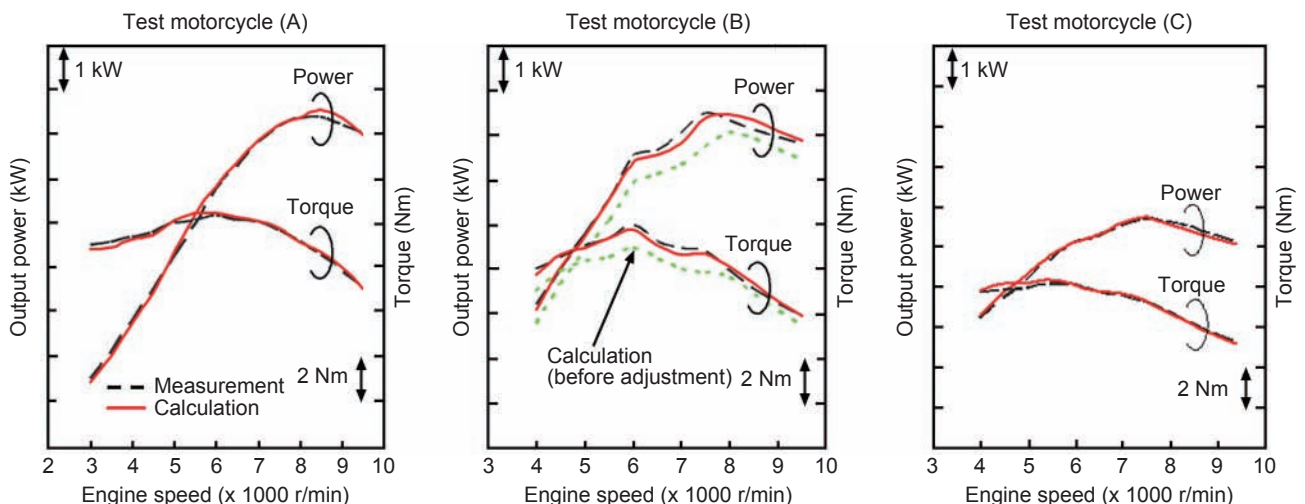


Fig. 4 Comparison of measured and calculated output power and torque

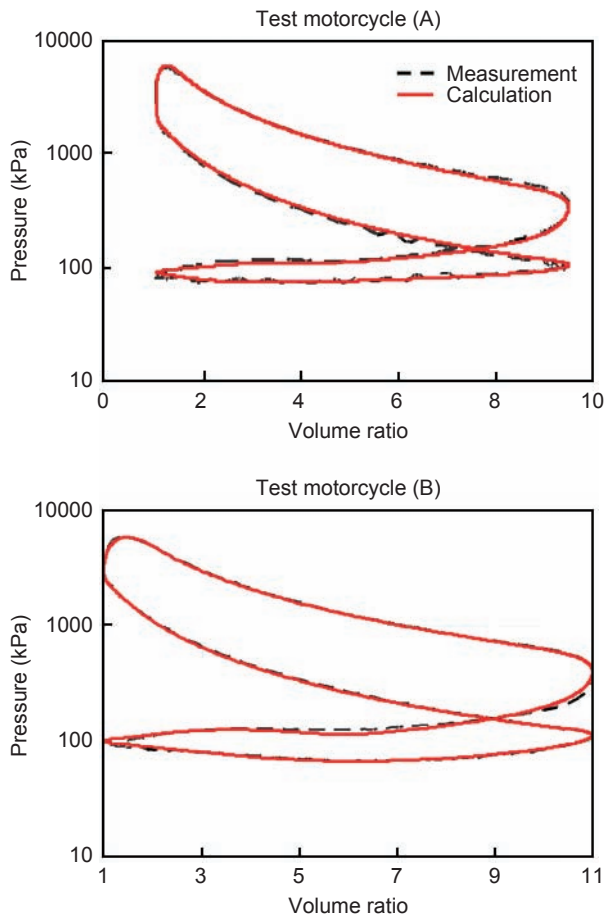


Fig. 6 Comparison of measured and calculated P-V diagram

3.3. 吸排気口音

吸排気口音の計算精度検証は供試車 (A), (B), (C) を用いておこなった. 実測条件, および計算条件を Table 2 に示す. 加速走行騒音試験において騒音値が最大となるエンジン回転速度にて吸排気口音を計測した. 吸気口音は吸気ダクト内の管内圧力を計測し, 排気口音はテールパイプ近傍の排気音を計測した. これらの場所で計測することにより, エアクリーナボックスやマフラの外板鳴り, メカノイズといった脈動音以外の要素を可能な限り排除している. 検証する周波数は, 吸気口音, 排気口音ともにオーバーオール之音圧値に対して寄与の大きい領域を評価できる 500 Hz までとした. 計算精度の評価基準は, 周波数分析結果の実測値と計算値における次数成分の音圧値の序列が合うこととした. また, 吸排気口音の計測と同時に, 吸排気バルブ近傍の時刻暦の圧力を計測した. この位置の圧力を実測値と計算値で比較し, 吸排気口音の音源となる圧力波の計算精度を間接的に検証した.

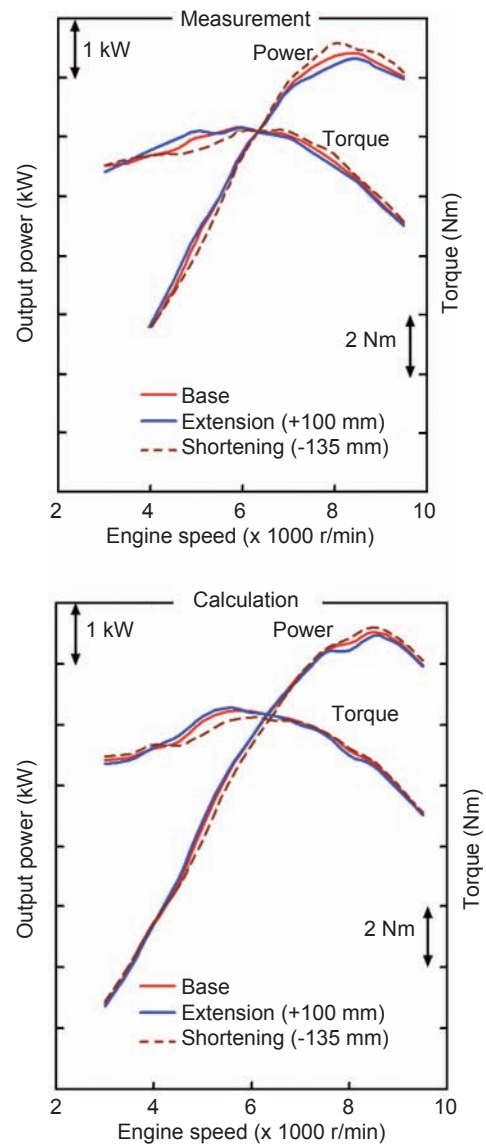


Fig. 7 Comparison of measured and calculated output power and torque when changing exhaust pipe length

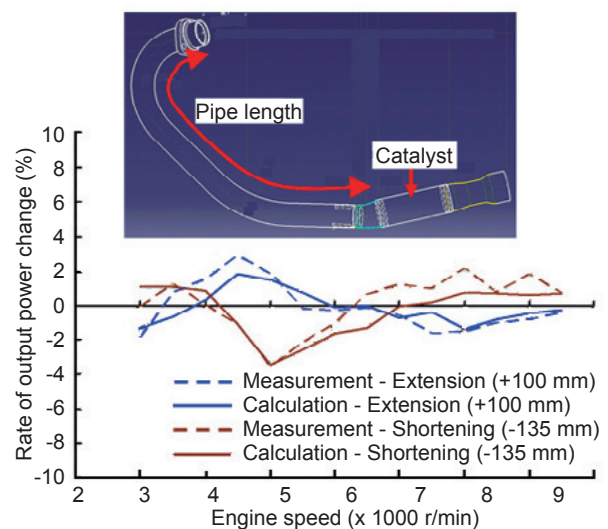


Fig. 8 Rate of output power change when changing exhaust pipe length

Table 2 Measurement and calculation conditions of intake-exhaust noise

Load condition	Full load
Operation condition	Steady state
Throttle condition	Wide-open throttle
Measured engine speed	At Max. sound pressure level in pass-by noise measurement
Measurement position	Inside intake duct (Intake noise)
	Near tail pipe opening (Exhaust noise)
Analysis method	Frequency analysis
Frequency range	0 - 500 Hz
Frequency resolution	4 Hz
Window function	Hanning

3.3.1. 吸気口音

Fig. 9 に吸気口音の実測値と計算値の周波数分析結果、およびオーバーオール値の比較結果を示す。供試車 (A)、(B) では良好な相関が得られたが、供試車 (C) では計算値は実測値よりも高い値となった。周波数分析結果から、100 Hz 以下の周波数領域で計算値が高いことがわかる。

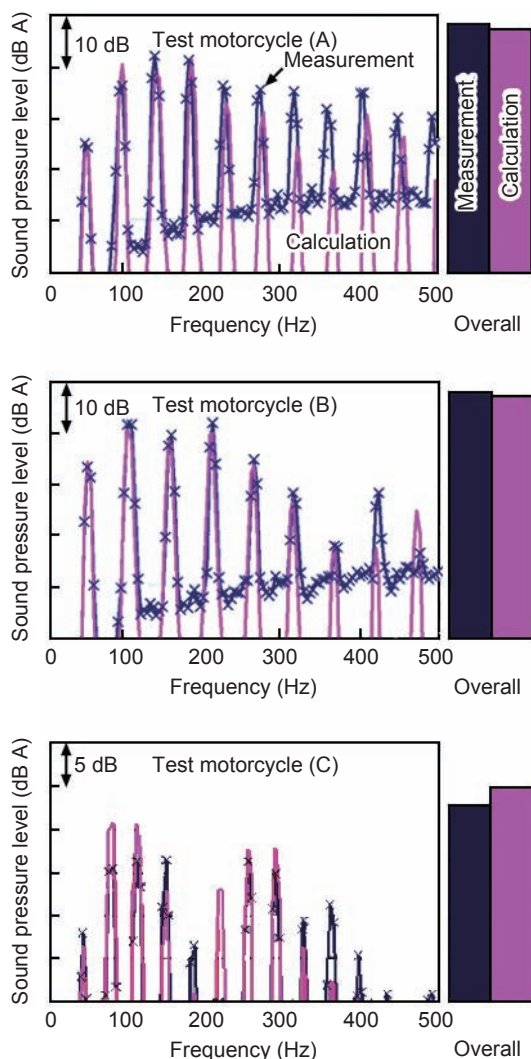


Fig. 9 Comparison of measured and calculated intake noise inside intake duct

Fig. 10 に吸気バルブ近傍の圧力値を示す。供試車 (A)、(B)、(C) とともにバルブ近傍の圧力値は実測と計算でほぼ一致することから、供試車 (C) については吸気管路の一次元モデル化が不適切であったために音響伝達特性を正しく求められていないと考えた。

そこで、特に音響伝達特性への影響が大きいと考えられる要素を明確にし、計算モデルにおける形状寸法を見直した。Fig. 11 に計算モデルを修正した後の供試車 (C) の計算値と実測値の比較結果を示す。周波数分析結果で 100 Hz 以下の計算値が改善し、実測値と良い相関が得られた。

3.3.2. 排気口音

Fig. 12 に排気口音の実測値と計算値の周波数分析結果、およびオーバーオール値の比較結果を示す。供試車 (A)、(B) では実測値と計算値に良好な相関が得られた。しかし、供試車 (C) では 200 Hz 以上の周波数において計算値は実測値よりも低い値となり、十分な相関が得られなかった。

Fig. 13 に排気バルブ近傍の圧力値を示す。吸気バルブ近傍の圧力値と同様に、すべての供試車で実測値と計算値はほぼ一致することから、供試車 (C) はエキゾーストパイプより下流側の一次元モデルが不適切であるものと考えた。

供試車 (C) のマフラ内部構造を Fig. 14 に示す。良好な相関が得られた供試車 (A)、(B) と供試車 (C) のマフラ内部構造の違いに着目すると、供試車 (C) はエキゾーストパイプとインナパイプの開口部の間隔が狭く、かつパイプの断面が軸心方向で一部重なっており、これが排気口音の計算精度が低下する原因と推定した。この推定を検証するため、Fig. 15 に示す一室構造のマフラを作製した。図の2つのマフラは膨張室およびパイプ諸元は同一で、エキゾーストパイプとインナパイプの中心軸の位置関係のみが異なる。

各マフラの排気口音の実測値と計算値の比較結果を Fig. 16 に示す。実測ではエキゾーストパイプとインナパイプの中心軸が同軸にある場合 (以降「同軸配置」と呼ぶ)、計算値は全周波数領域で実測値に対して低く、特に高周波側では 20 dB 以上の差が生じている。一方、エキゾーストパイプとインナパイプが同軸配置でない場合は計算値と実測値は良い相関を示している。このことから、パイプが同軸配置でないマフラであれば排気口音は良好な相関が得られるものの、パイプが同軸配置のマフラにおいては、一次元シミュレーションでは十分な計算精度が得られないことがわかった。

なお、一次元シミュレーションでは、マフラ容積部を細かく離散化することで計算精度が改善することが知られている。本稿でも細かく離散化して計算をおこなったが、計算精度は改善しなかった。

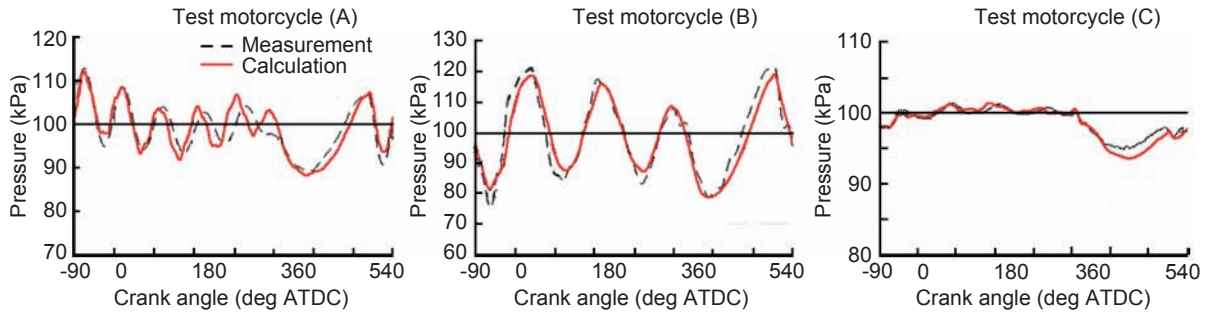


Fig. 10 Comparison of measured and calculated pressure wave near intake valve

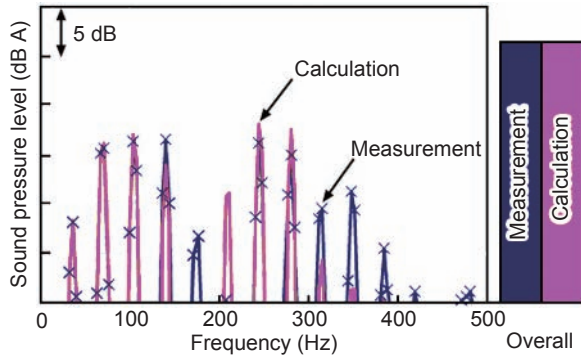


Fig. 11 Comparison of measured intake-noise inside intake duct and that calculated with modified model of test motorcycle (C)

3.4. 一次元と三次元の連成計算を用いた排気口音の精度改善のアプローチ

パイプが同軸配置のマフラにおいて排気口音の実測値が計算値より高い原因は、実機ではマフラの膨張室内で排出ガスが十分に膨張せず、次のパイプに流れているためと推定した。この現象を一次元シミュレーションで再現するべく一室構造のマフラで検証をおこなったが、精度は向上しなかった。そこで、一次元シミュレーションと三次元シミュレーションを連成した計算（以降「連成計算」と呼ぶ）をおこなうことで計算精度の向上が図れるか検証した。連成計算は、お互いの連結点において圧力、流速、ガス温度などのデータを交互に受け渡すことで実行される。計算には、RICARDO社の三次元熱流体解析ソフトであるVECTIS⁽⁷⁾を使用した。

検証はFig. 17に示すような三室構造のマフラを作製し、エキゾーストパイプとインナパイプが同軸配置の場合（Type 1）、同軸配置に近い場合（Type 2）、同軸配置でない場合（Type 3）の三つについておこなった。三次元シミュレーションに用いた計算モデルをFig. 18に示す。三次元シミュレーションの計算範囲はエキゾーストパイプからテールパイプまでの間である。

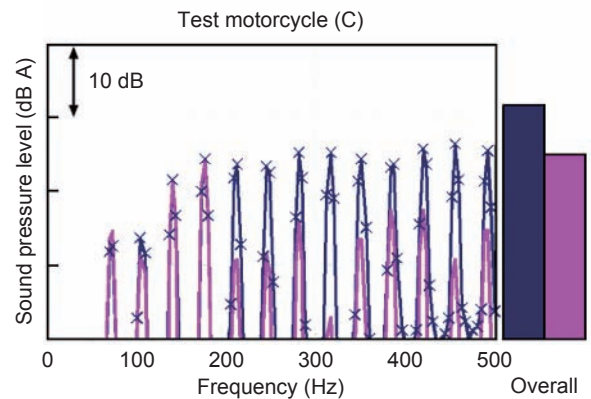
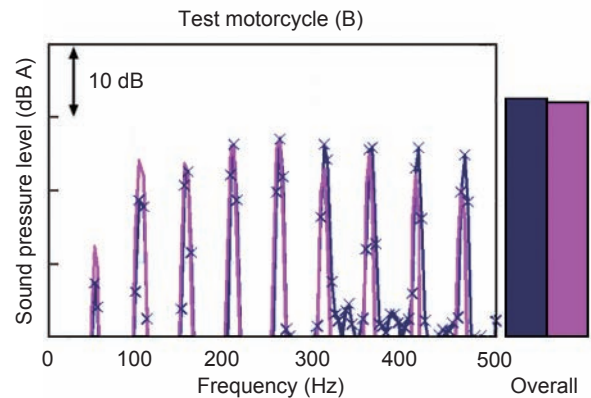
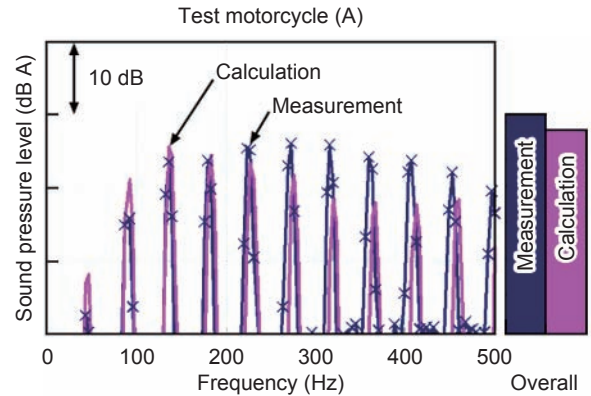


Fig. 12 Comparison of measured and calculated exhaust noise

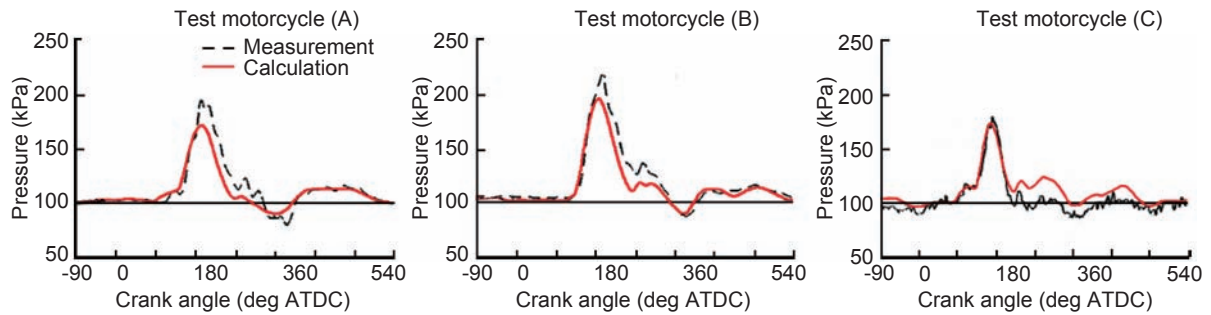


Fig. 13 Comparison of measured and calculated pressure wave near exhaust valve

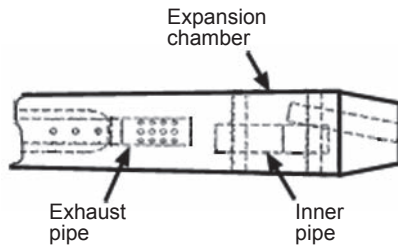


Fig. 14 Structure of muffler of test motorcycle (C)

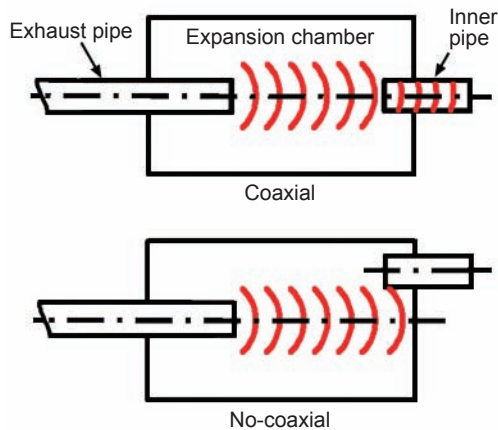


Fig. 15 Structure of single-chamber mufflers

まず、実測結果を Fig. 19 に示す。排気口音はパイプが同軸配置に近づくに従って増加する傾向にあり、特に高周波側でその傾向が強い。この点は一室構造のマフラーの結果と同じ傾向である。

次に一次元シミュレーション単独の計算結果と、連成計算の結果を Fig. 20 に示す。なお、WAVE のデータ処理機能の制約により、本図のみこれまでの処理方法と異なるため、定性的な比較として捉えることとする。一次元シミュレーション単独の計算では、一室構造のマフラーの結果と同様に、パイプが同軸配置の場合も同軸配置にない場合も音圧値は同一であり、実機の傾向を再現できていない。一方、連成計算の場合、パイプが同軸配置に近づくに従って排気口音は増加する傾向にあり、実機の傾向を再現できている。

Fig. 21 に三次元シミュレーションで求めた排出ガス流の比較を示す。パイプが同軸配置でない場合 (Type 3) は、

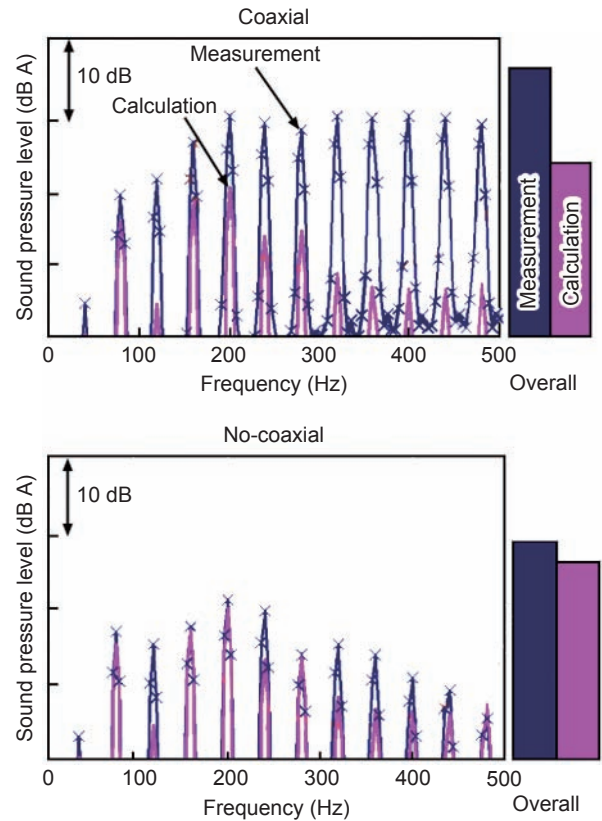


Fig. 16 Comparison of measured and calculated exhaust noise for different pipe positions

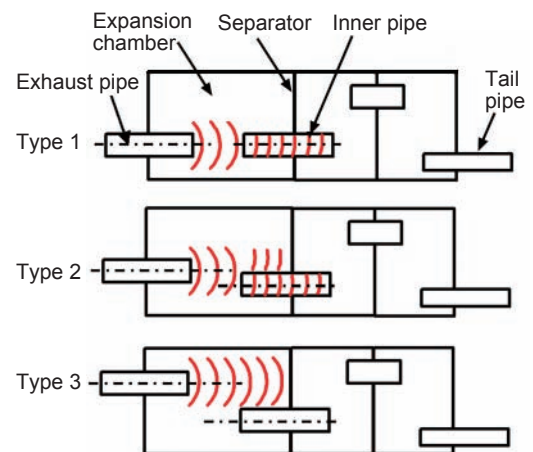


Fig. 17 Structure of multi-chamber mufflers

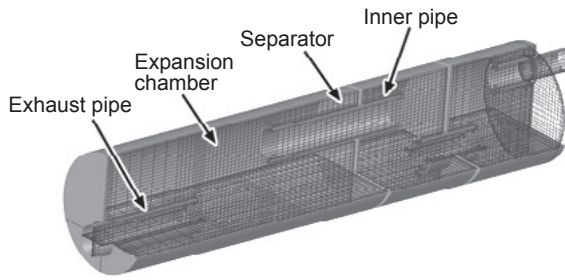


Fig. 18 3D-simulation model

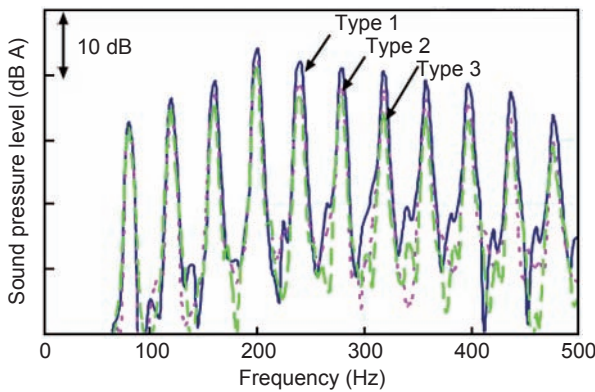


Fig. 19 Measured exhaust noise for different pipe positions

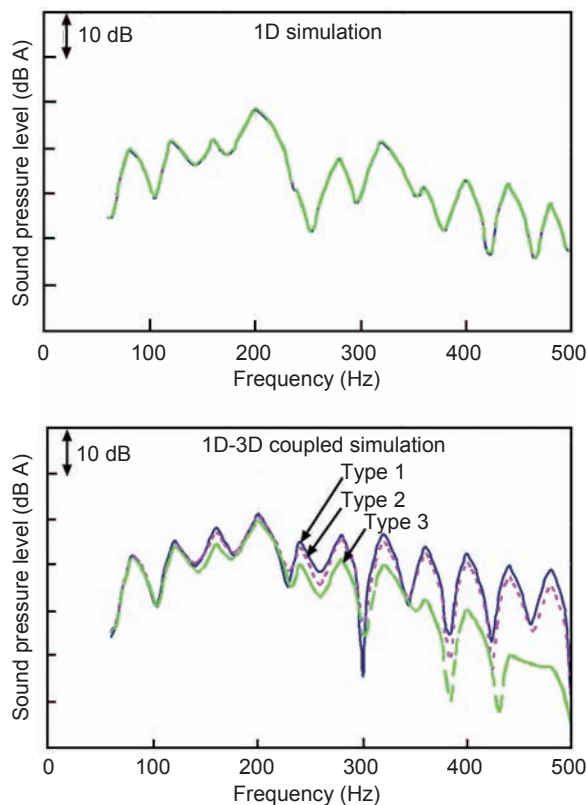


Fig. 20 Calculated exhaust noise for different pipe positions

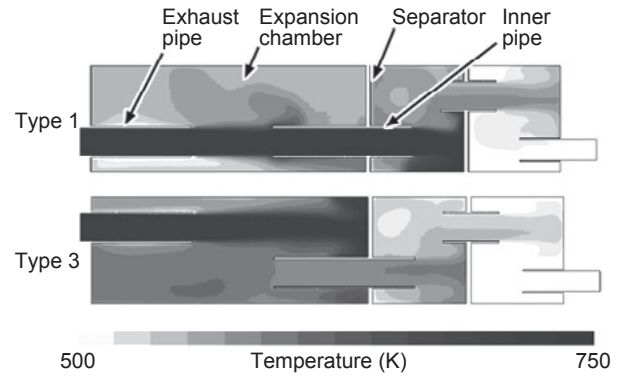


Fig. 21 Exhaust gas flow in muffler for different pipe positions (at ATDC 270 deg)

フロントパイプからの噴流はセパレータに衝突した後インナパイプに流入している。一方パイプが同軸配置の場合 (Type 1) は、膨張室内で十分に膨張せずにインナパイプへ直接流れ込んでいることが確認できる。以上の結果から、一次元シミュレーション単独では十分な排気口音の計算精度が得られないマフラ構造においても、連成解析をおこなうことで精度が改善する可能性が見出せた。

4. 図面段階における予測精度向上のための取り組み

今回の精度検証では、入力条件の一部に供試車の実測値を用いることで、エンジン出力と吸排気口音を高精度で求めることができた。しかし、図面段階においては実測値がない状態で精度良く計算をおこなわなくてはならない。このため、実測値がない場合でも精度良く計算をおこなうための、入力条件の予測手法を検討した。

- ・ 吸排気ポート流量係数: ポート単体の三次元 CFD 計算を実施し、得られた流量係数を用いる。
- ・ 機械摩擦損失: 類似したエンジンの摩擦損失を基に、摩擦要因となる部位の寸法差から変化量を計算して加減算した値を用いる。
- ・ 燃焼条件: 小型単気筒エンジンの場合、全負荷の点火時期は MBT (Minimum advanced timing for Best Torque) に設定されることが多い。そこで、複数の既存エンジンにおける全負荷の点火時期から導き出した燃焼条件を用いる。

供試車 (A), (B), (C) に対し、予測した入力条件を用いてエンジン最高出力と吸排気口音のオーバール値を計算した結果を Fig. 22 に示す。入力条件に実測値を用いた場合との差は出力で最大 0.3 kW 程度、吸排気口音で最大 0.5 dB 程度であり、実用では十分な精度を有している。以上の結果より、予測した入力条件を用いた場合においても、エンジン出力と吸排気口音を十分な精度で計算できることが検証できた。

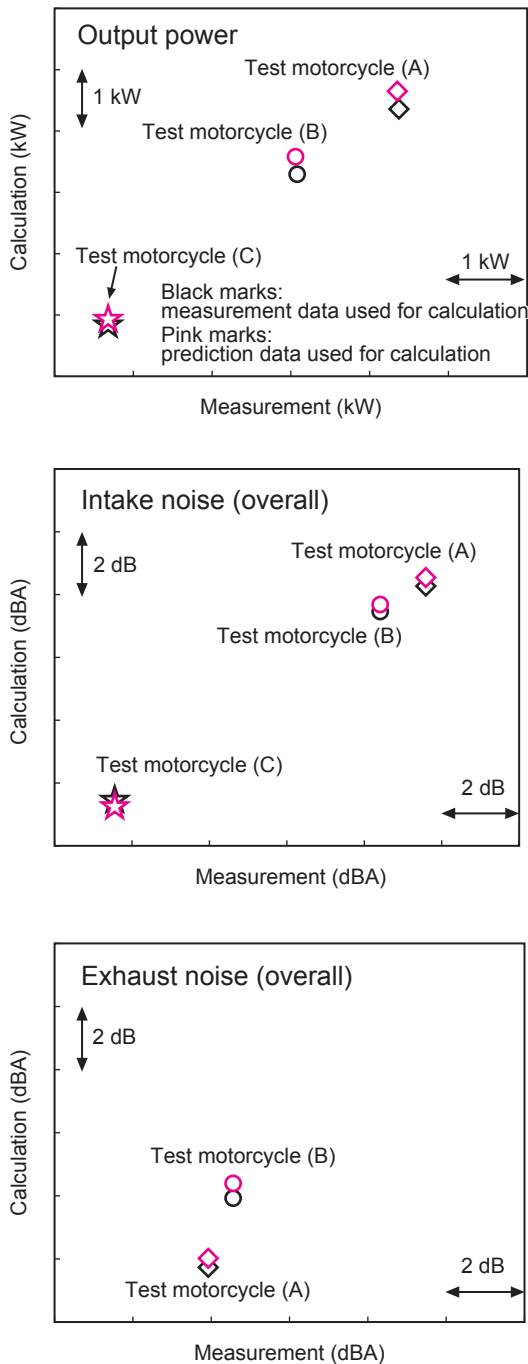


Fig. 22 Change in output power and intake-exhaust noise when using prediction data

5. まとめ

単気筒エンジンの小型二輪車を対象に、エンジン出力と吸排気口音を短期間に複合的に計算することを目的として、一次元シミュレーションを用いた予測技術を構築し、検証をおこなった結果、以下の結論を得た。

- (1) エンジン出力を精度良く求めることが可能となった。
- (2) 吸気口音を精度良く求めることが可能となった。排気口音は、マフラ内のパイプが同軸配置でない場合は精度良く求めることが可能となった。
- (3) マフラ内のパイプが同軸配置の場合は、一次元シミュ

レーション単独では十分な排気口音の計算精度が得られないが、三次元シミュレーションと連成した計算をおこなうことで精度が改善する可能性がある。

- (4) 実測値がない場合においても、予測した入力条件を用いることで、エンジン出力と吸排気口音を十分な精度で求められる。

参考文献

- (1) Kido, H., Kuwahara, H. Brechlin, E., Boonen, R.: Modeling the Sound Source of an Intake and Predicting the Intake Sound Pressure Level for a Motorcycle, SAE paper, 2003-32-0058(2003)
- (2) 八木静夫, 藤井功, 園比呂志, 石橋羊一, 藤原一夫: 4サイクル火花点火機関の全機関損失と出力, HONDA R&D Technical Review, Vol.3, p.99-114
- (3) Ciocci, F., Noceti, D., Bradamante, E.: Intake System Analysis of the 550 Maranello using the WAVE code, http://www.ricardo.com/Documents/Downloads/pdf/wave_intake_system_analysis_ferrari.pdf
- (4) Wirtz, R., Mazzoni, D.: Application of WAVE in Motorcycle Prototyping, http://www.ricardo.com/Documents/Downloads/pdf/wave_motorcycle_prototyping_ducati.PDF
- (5) Mochkaai, Y.: GT-POWER as a Tool for Acoustic and Dynamic Optimization of Exhaust Systems, <http://www.gtisoft.com/confarch/EMCON2009.pdf>
- (6) <http://www.ricardo.com/en-gb/Software/Products/WAVE/>
- (7) <http://www.ricardo.com/en-gb/Software/Products/VECTIS/>

■ 著 者 ■



堀川 博 史



木 戸 秀 樹



飯 嶋 智 司



村 上 泰 男