

排気ガス脈動流れによる排気放射音予測技術の開発

Development of the Exhaust System Radiation Noise Simulation Technology Using Exhaust Pulsation

中 川 博 史*
Hiroshi NAKAGAWA
白 髭 優 聖*
Yuji SHIRAHIGE

吉 本 秀 之* 遠 藤 正 樹**
Hideyuki YOSHIMOTO Masaki ENDO
藤 代 正 道* 桜 井 雅 人*
Masamichi FUJISHIRO Masato SAKURAI

要 旨

排気放射音を予測するに当たり、FEモデルを用いてシミュレーションを行う手法を構築した。手法としては、排気ガスの流体と排気部品の構造を連成させながら計算を行い、さらに構造の表面振動から離れた音場での放射音を求めるものである。計算モデルの境界条件に実測値を与えることにより、精度良く排気からの放射音レベルが得られ、その原因となる部位や発生メカニズムをとらえることができた。これにより、開発先行段階から排気放射音の検討が可能となった。また、境界条件に与える実測値は、1MHzサンプリングの半導体圧力センサとレーザドップラ流速計を導入し、測定精度の向上を図った。さらには、測定結果から排気脈動の中に衝撃波の存在を確認することができた。

ABSTRACT

The purpose of this paper is to propose the simulation method using Finite Element Model in order to predict exhaust radiation noise. This newly developed method predicts the radiation noise in a sound field located away from the vibrating surface of structure by coupling calculation between fluid exhaust gas and exhaust parts. By applying measurement values to boundary conditions, accurate radiation noise from the exhaust system is obtained, and the noise causing parts and the mechanism are clarified. The method enables the investigation of exhaust radiation noise in an early development stage. Also, an accuracy of measurement values using in boundary conditions is improved by introducing semiconductor pressure sensors with 1-MHz sampling and a laser Doppler velocimeter. Furthermore, the existence of a shock wave in an exhaust pulsation is observed from the measurement results.

1. まえがき

近年、環境問題に対する意識が高まるなか自動車の騒音低減に対してより厳しい要求がなされてきている。

騒音の一つである排気放射音とは、主にエンジン排気ガスの脈動が入力となり、排気管や消音器の表面振動が起ること、そこから発生する音である。

一方、CO₂低減のニーズにより自動車開発は、より一層の軽量化が求められ、放射音が悪化する方向である。

相反する上記の課題をクリアしつつ、排気系のNV(Noise and Vibration)商品性向上を図る手法としてCAE(Computer Aided Engineering)を主体としたシミュレーション予測技術の開発が急務となっている。

* 栃木研究所

**東京電機大学

筆者らは、まず実測から入力となる排気脈動を求め、それを計算モデルに与えることで、排気管や消音器の表面振動、放射音を精度良く予測する手法を開発したので報告する。

2. 実験技術概要

2.1. 排気脈動の計測

計算モデルに与える入力は、エンジンから排出される排気脈動である。しかし、入力となる排気脈動を精度良く計算から得ることが現時点では困難であるため、実測して計算モデルの境界条件として与える方法を導入した。

今回実施した測定項目と手法を次に示す。

(1)排気管内流速測定:レーザドップラ流速計(以下、LDV)

- (2) 排気管内圧力測定：半導体圧力計測，マノメータ計測
 (3) 排気管内测温：熱電対

また，測定は，以後に述べる放射音との検証を行うため無響室で行った．さらに，Fig. 1に示すように測定位置より上流部に振動吸収ジョイントを設置し，エンジンから伝わる振動を遮断させることより排気脈動成分のみ抽出した計測を可能としている．

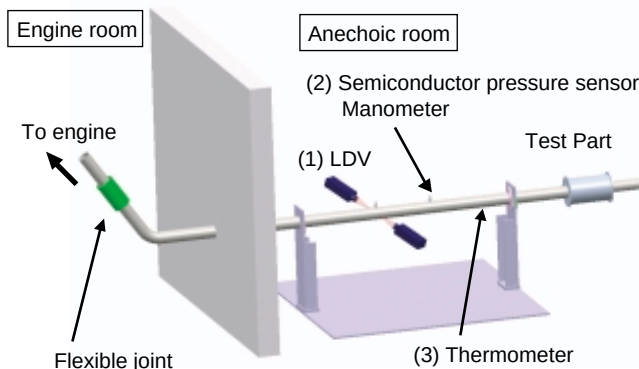


Fig. 1 Exhaust pulsation measurement conditions

2.2. 圧力計測での排気脈動

排気脈動波形の解像度を上げるために，1MHzサンプリングという応答性の高い半導体センサを用いた．その測定結果が Fig. 2 であり，波形に不連続部分が見られる．これは衝撃波の存在を示すものである．

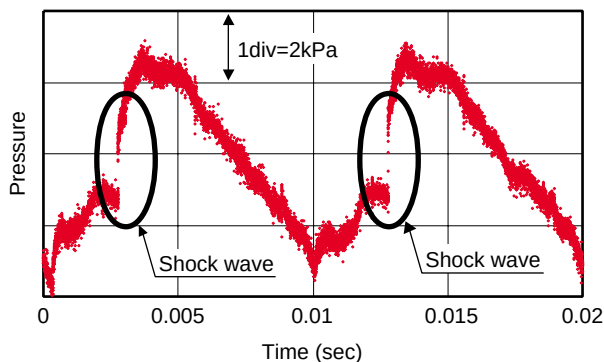


Fig. 2 Pressure of the exhaust pulsation

従って，排気脈動現象を精度良く計算するには，この衝撃波の挙動を模擬することが重要となる．

2.3. 衝撃波管による測定

今回一定のレベルで衝撃波だけを再現することができ，さらには，エンジンから排出される単気筒1排気行程を擬似するために，Fig. 3に示す衝撃波管装置を用いた．この装置は，高圧タンクに貯められた最大1 MPaの圧縮空気をエンジンの排気弁の速度に合わせた開閉バルブを介して下流

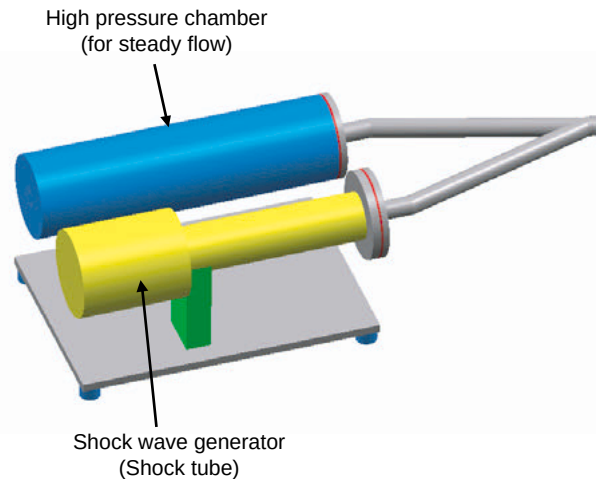


Fig. 3 Shock tube device

の排気管に流す仕組みになっている．奥側のタンクは管内の流速をLDVで計測するため，コンプレッサからの流れを平滑化し，所定の定常流を発生させる装置である．

測定装置の全体の構成を Fig. 4 に示す．

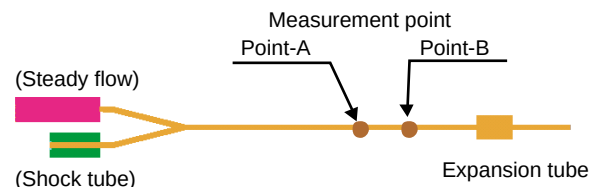


Fig. 4 Block diagram of the whole measurement

衝撃波は下流の排気管を助走していく過程で成長する．その区間において，ある距離を持った2点間の圧力を測定することで，衝撃波のマッハ数を得ることができる．

衝撃波成分は不連続であり，低周波から高周波までの広域周波数帯性を有している．従って，センサ共振等のノイズを取り除くための信号処理を行った上，(1)式を用いて圧力を算出した．

$$\frac{P_2}{P_1} = 1 + \frac{2\gamma}{\gamma+1} (M^2 - 1) \quad (1)$$

(P_1 : 衝撃波通過前の圧力 P_2 : 衝撃波通過後の圧力
 γ : 比熱比 M : マッハ数)

このようにして得られた圧力波形を Fig. 5 に示す．

流速は，進行波の衝撃波通過直後のみと仮定し空気中であれば，(2)式にて近似的に導くことができる．⁽¹⁾

Fig. 6にLDVによる測定結果と近似値の比較結果を示す．

$$\Delta u = \frac{20.05 \sqrt{T_2} \Delta P}{\gamma \cdot P_2} \quad (2)$$

(T_2 : 衝撃波通過後の温度)

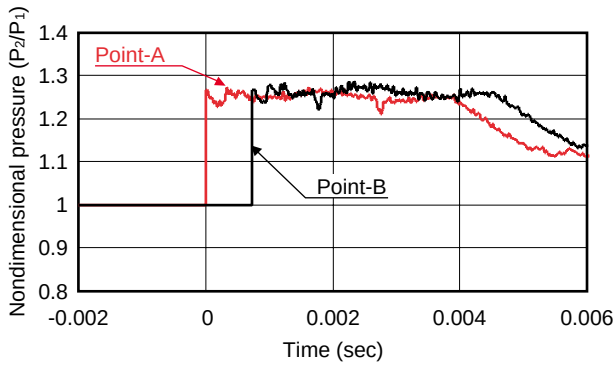


Fig. 5 Pressure wave form

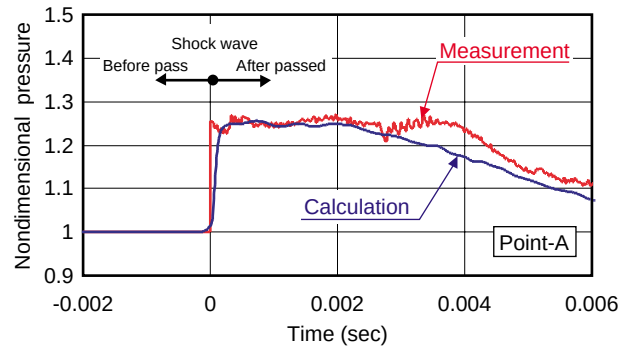


Fig. 7 Pressure comparison

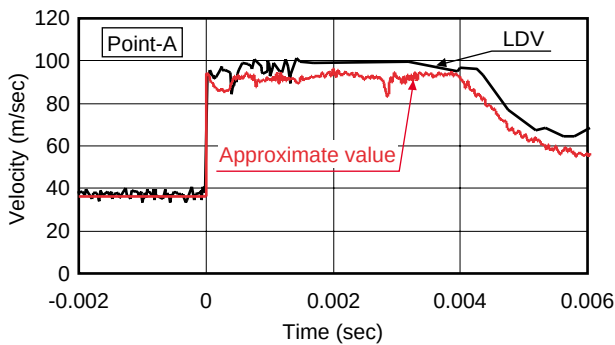


Fig. 6 Velocity comparison between the LDV and approximate value

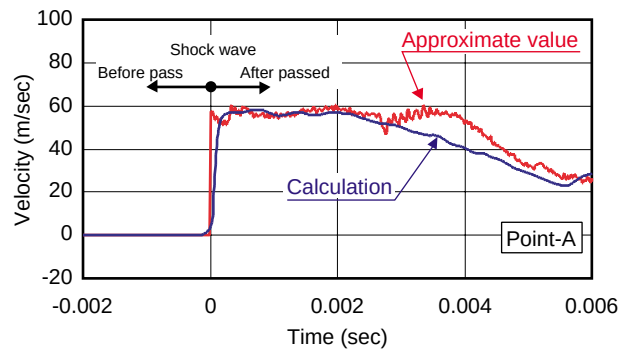


Fig. 8 Velocity comparison

以上の手法により、計算と相関を得るための衝撃波を発生および測定することができた。また、近似的に求めた流速の精度もLDVに対し必要十分な精度を満たしていることが分かった。

3. 計算技術概要

3.1. 数値計算手法

今回の計算には衝撃波を考慮した流体と構造連成計算が可能な RADIOSS-CFD を用いた。流体と構造系の連成解析は ALE (Arbitrary Lagrangian Eulerian) を設定している。⁽³⁾

次に、計算と実測の相関検証の手順について説明する。

筆者らは、流体解析、構造解析および音響解析のそれぞれの結果を検証し、最終的に流体、構造、音響連成解析の精度確認を行った。

3.2. 流体解析の精度検証

3.2.1. 衝撃波の圧力と流速精度検証

Fig. 4 に示した衝撃波管での Point-A における精度検証を行った。計算モデルは、要素数は約 12 万要素(メッシュピッチサイズ 2.0mm 以下)のモデルである。

計算結果と実測した圧力波形を Fig. 7 に、また圧力波形から近似的に得られた流速との比較を Fig. 8 に示す。

なお、流速測定のため定常流が付加されているが、Fig. 7、Fig. 8 は定常流れ分を除いた結果である。

Fig. 7、Fig. 8 において、衝撃波の不連続面を時間軸 0sec に設定し、それを境にマイナス側が衝撃波の通過前、プラス側が衝撃波の通過後の管内の圧力比と流速を示している。

衝撃波不連続面の最大圧力比と流速および、衝撃波通過後の圧力比と流速ともに、計算誤差は 3 % 以内の良好な精度に収まっている。

これにより、エンジン 1 排気行程分の衝撃波成分と脈動成分が十分な精度で予測できることが証明された。

3.2.2. 排気脈動の圧力と流速精度検証

排気系全体のモデルを作成することは可能だが、開発段階で適用するため、解析部位のみを切り出した形態で計算を行い、解析時間を短縮させている。

また、Fig. 9 に示すように、出口側が大気解放の状態ではない場合においては、後方境界条件として圧力もしくは流速のいずれかを設定すれば良いことを確認してある。

即ち上流側の部品からこの切り出した解析を順に行えば、全体を計算した場合と同等の解が得られる。

入力となる排気脈動の物理量については、圧縮性流体であることからエネルギー、密度、流速を与えることにした。

この中の流速は、LDV によって直接計測が可能ではあるが、エネルギーと密度に関しては、実測から得られた圧力と温度から下記のように導いた。

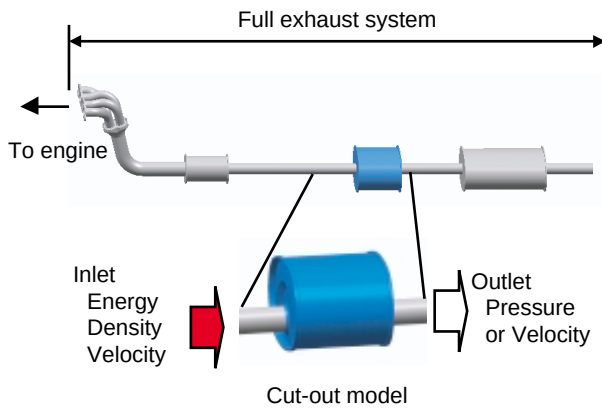


Fig. 9 Calculation model

一般にエネルギーの授受が釣り合っている等エントロピー流れと仮定し、圧力を P 、比熱比を γ とすれば、求めるエネルギー E は次式で示される。

$$E = \frac{P}{\gamma - 1} \quad (3)$$

$$P \cdot v^\gamma = \text{Constant} \quad (4)$$

$$Pv = RT \quad (5)$$

(v : 比容積 R : 気体定数)

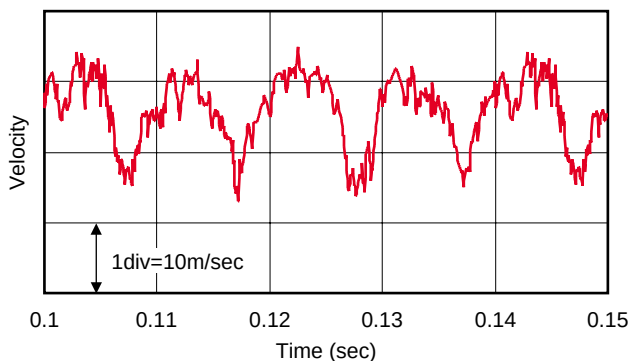


Fig. 10 Measured velocity inside of the exhaust pipe (3000rpm WOT)

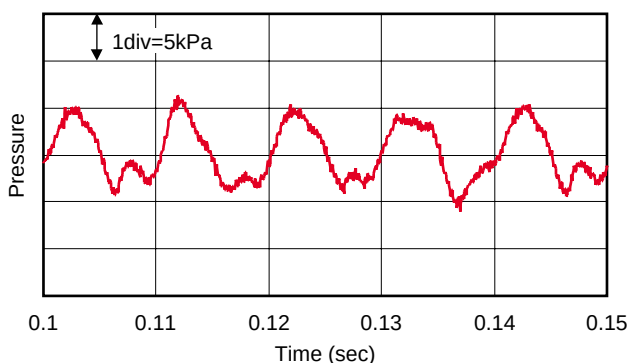


Fig. 11 Measured pressure inside of the exhaust pipe (3000rpm WOT)

(4), (5)式より(6)式を導き、(7)式から密度を算出した。

$$P \cdot \left(\frac{RT}{P} \right)^\gamma = \text{Constant} \quad (6)$$

$$\rho = \left(\frac{P}{\text{Constant}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (7)$$

また、(6)式の Constant は、実測した圧力と温度の平均値から求めた。出口側である後方の境界条件に関しては、本試験では大気解放状態で行った。相関検証は、量産エンジン単体をダイナモによって駆動させるモータリング状態で行った。参考で Fig. 10 に排気管内流速測定結果、Fig. 11 に排気管内圧力測定結果を示す。測定箇所は消音器入り口側である。

Fig. 12 に簡易消音器の計算モデルを示す。

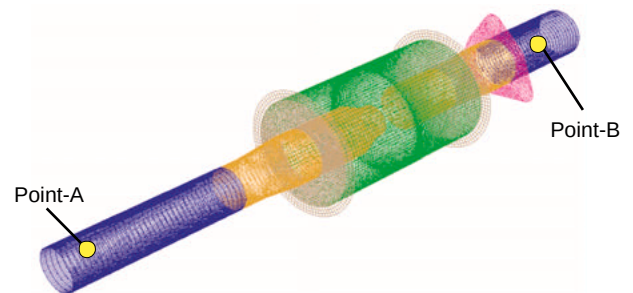


Fig. 12 Simple muffler calculation model

要素数は約 45 万(メッシュピッチサイズ 2.0mm 以下)のモデルである。これに圧力と温度からエネルギーと密度を導き入力し、さらに流速を与えて計算を行った。

Fig. 13, 14に得られた計算結果の圧力波形と実測値との比較を示す。

排気脈動の圧力が消音器入口から内部構造を通して出口に至るまで比較的精度よく合っていることが分かる。

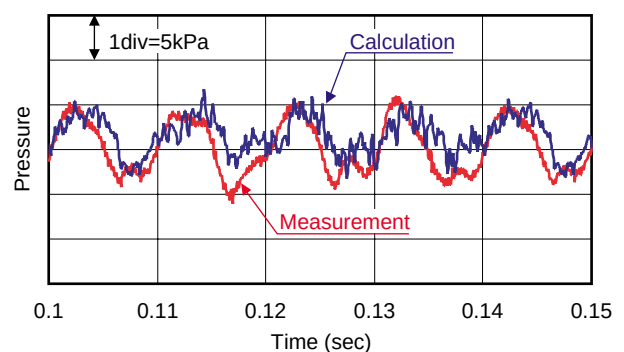


Fig. 13 Comparison of the pressure within the pipe (Point-A)

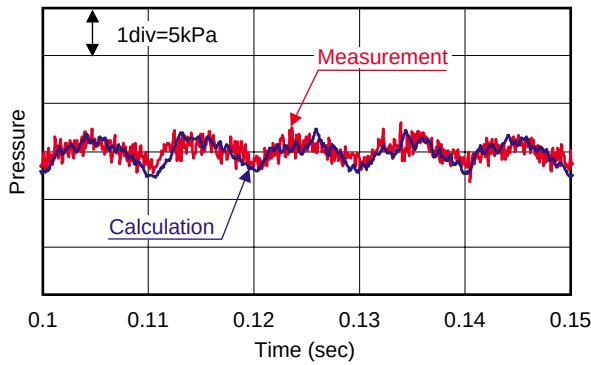


Fig. 14 Comparison of the pressure within the pipe (Point-B)

3.3. 構造と音響解析の精度検証

Fig. 15 に構造 FE モデルと測定手法について示す。

構造解析の検証として、既知の入力としてハンマリング加振を行い比較した。

計算モデルは、各部品品の質量確認を行い、さらに結合している溶接ビードまで簡易的にモデル化し、比較検証には、消音器表面振動の単位荷重当たりの速度応答レベルである周波数応答伝達関数(Frequency Response Function:以下 FRF)で行った。その検証結果を Fig. 16 示す。

音響解析の検証については、音響のみの解析が困難であることと、上記の構造解析結果が精度良くあっていることから、ハンマリング加振による表面振動から発生する放射音を検証の対象とした。

計算モデルとしては、消音器構造モデルの内部空気および Fig. 17 に示すような外部に音響空間を追加したモデルとしている。

比較検証には、消音器表面から 100mm 離れた位置での単位荷重あたりの放射音レベルにて行った。その検証結果を Fig. 18 に示す。

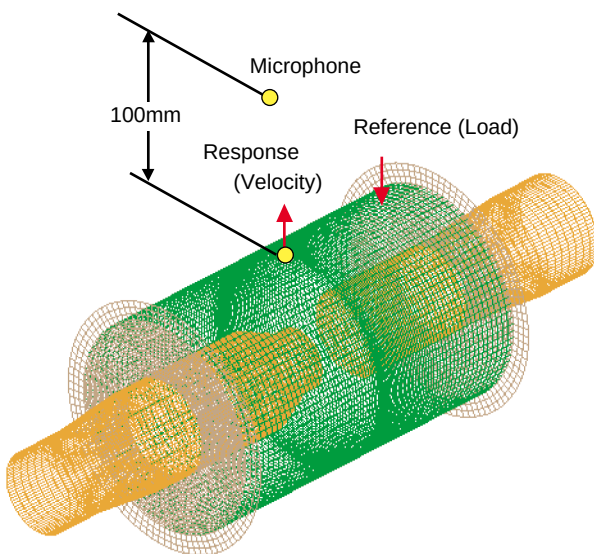


Fig. 15 FE model and measurement condition

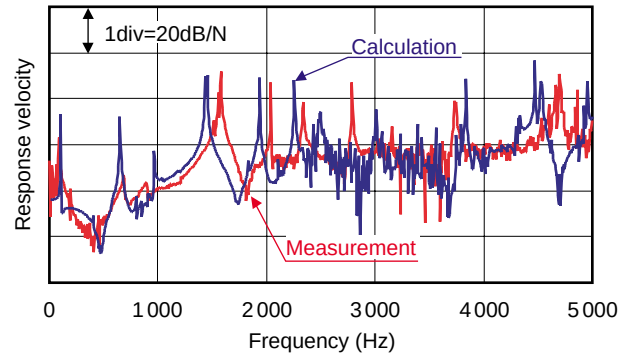


Fig. 16 Comparison of surface vibration on the muffler

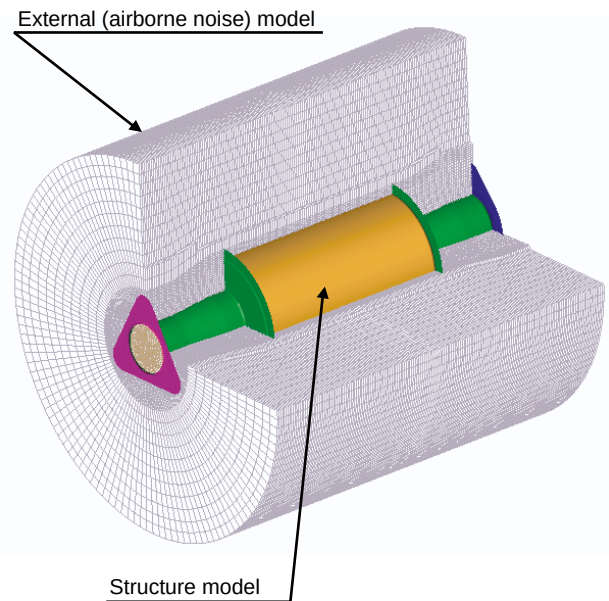


Fig. 17 Airborne noise model

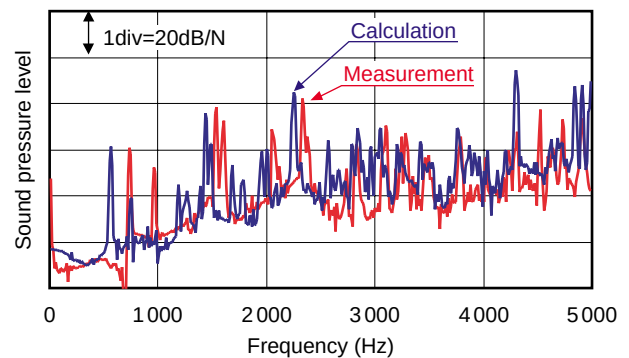


Fig. 18 The result of the radiation noise level

Fig. 16 において、ピーク周波数が約 70Hz 近くずれている。この理由として本手法では、簡易的に溶接ビードのモデル化を行ったが、その部分の形状や材料特性を正確に与えることで、さらに精度は向上すると考えられる。

但し、今回の簡易溶接モデルにおいても、充分に応答波形の傾向をとらえていることから実際の溶接箇所を忠実にモデル化する困難さを考慮すると、このモデル化手法でも十分開発に適用可能である。

以上、Fig. 16 と Fig. 18 の結果が示すように、構造の溶接剛性まで簡易的に考慮し、外部音響空間を FE モデルで表現することにより、精度の高い放射音予測結果を得ることができた。

3.4. 排気放射音の精度検証

今までの検証結果で得られた境界条件や流体、構造モデルに、モータリングによる排気脈動を与え、排気管内の流体、構造振動、そして排気管外の放射音まで一連の計算を行った。

Fig. 19 に FE モデルと放射音計算および測定位置を示す。計算と実測の結果を Fig. 20 に示す。

排気脈動による放射音計算結果が実測値と精度良く合っていることが分かる。

これにより放射音の発生原因となる排気脈動や構造を含む現象解析が可能になった。

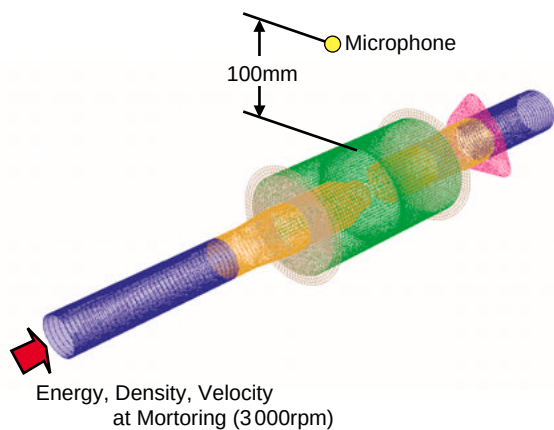


Fig. 19 Radiation noise measurement by the motoring

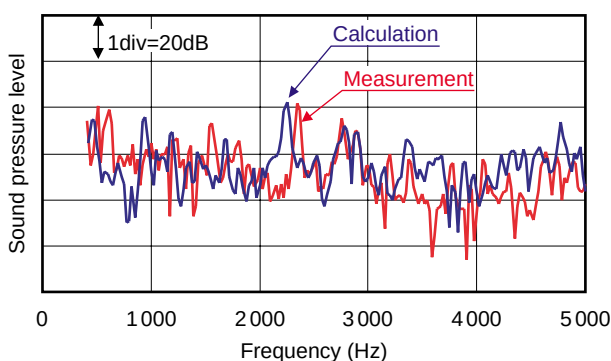


Fig. 20 The result of the radiation noise by the motoring

4. 開発への適用

4.1. 現象解析事例

簡易消音器に流量試験機にて、定常流を与えた時、消音器の表面から約 1400Hz の音が発生する事例に対し、本手

法を用いてメカニズム解析を行った。

Fig. 21 に示す簡易消音器において図中 Point-A における表面振動の計算と実測の比較検証を行った結果を Fig. 22 に示す。

表面振動におけるピークの波形の傾向が同じであることから、原因となっている流体現象の実挙動が再現できると考えられる。

そこで、消音器内部の流体現象について着目し、内部挙動を計算モデルを用いて検証した。消音器内部の圧力コンタ図を Fig. 23 に、また、Fig. 23 中の Point-B における消音器内部の圧力変動結果を Fig. 24 に示す。

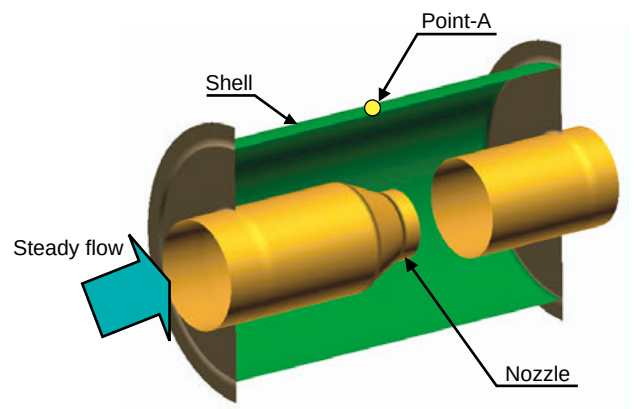


Fig. 21 Inside structure of the simple muffler

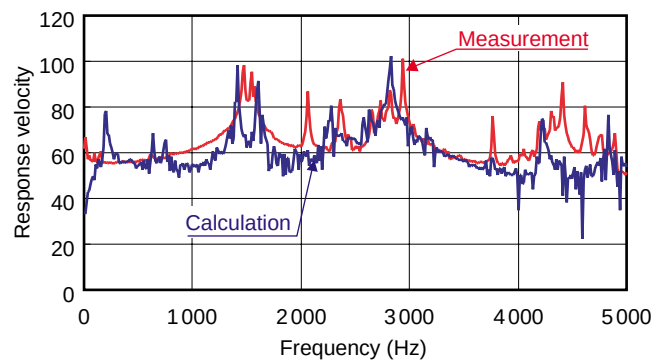


Fig. 22 The result of the surface vibration(Point-A)

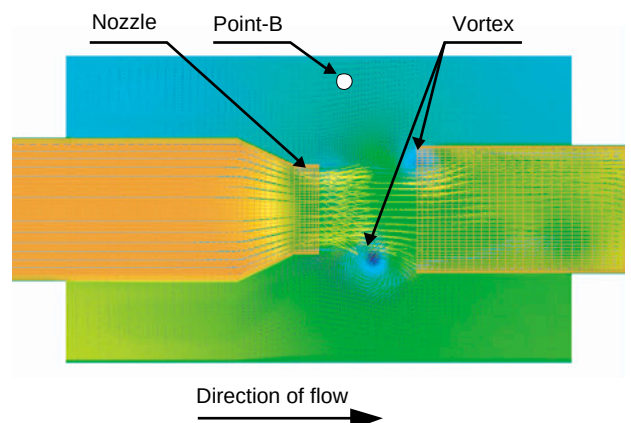


Fig. 23 Pressure contour inside of the muffler

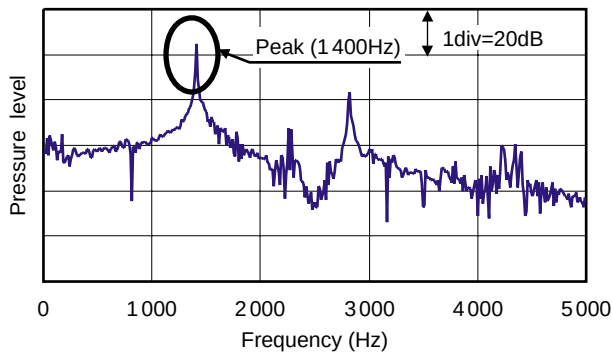


Fig. 24 Pressure inside of the muffler (Point-B)

その結果、絞られた管の先端部分から渦が発生し、後端部の管のところで渦が消滅していること、さらには、その時の圧力変動の周波数が約 1400Hz であることが分かった。

このように実験では困難と思われる消音器内部の流体挙動を明らかにでき、その発生要因が解明できた。(4)

4.2. 排気放射音低減手法への適用

実際のメインマフラの放射音を低減するために上流側のサブマフラから下流に放出される排気脈動を低減することを試みた例を以下に述べる。Fig. 25に示すように、サブマフラの膨張室構造の容量を大きく確保する変更を行い排気脈動を低減させた。サブマフラ出口(Point-A)での排気脈動低減量を計算した結果を Fig. 26 示す。

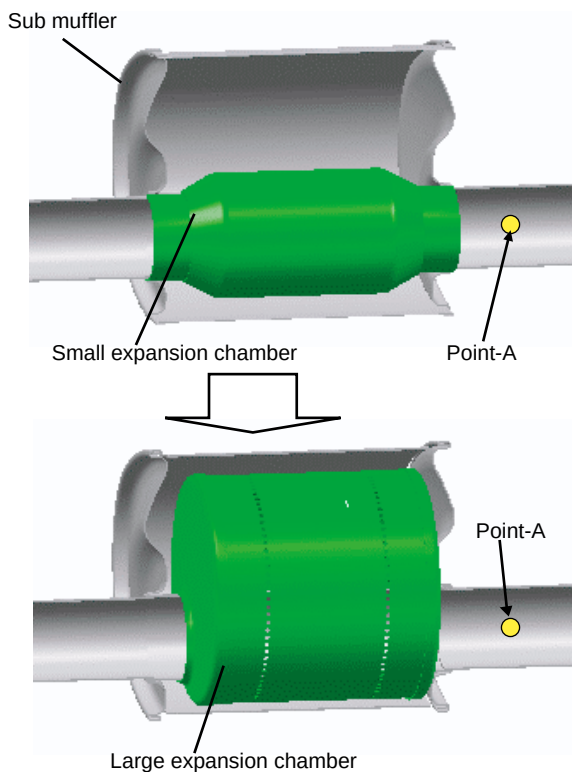


Fig. 25 Expansion chamber inside of the sub muffler

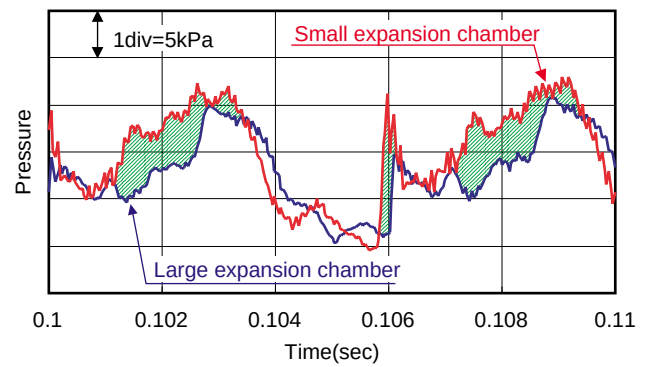


Fig. 26 Comparison of pressure at the sub muffler exit (Point-A)

斜線部に示すように、排気圧力が低減しているのがわかる。

この計算結果を基に試作品を作製し、エンジン台上ベンチでメインマフラの放射音レベルの確認を実施した。Fig. 27にマフラのレイアウトおよび放射音測定位置を、Fig. 28にその測定結果を示す。

Fig. 28に示されるように斜線部だけ、メインマフラからの放射音レベルが低減した。

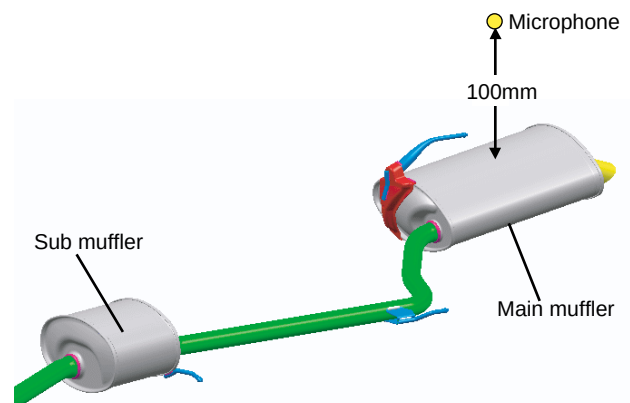


Fig. 27 Measurement of radiation noise from the main muffler

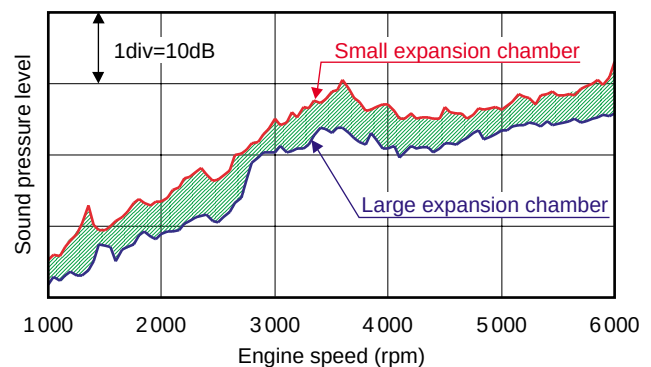


Fig. 28 Comparison of radiation noise from the main muffler

5. まとめ

排気管や消音器から放射される音響エネルギーを予測する技術を以下の手法によって構築した。

- (1) 排気管内部の流体解析は、排気ガスのエネルギー、密度および流速の三要素が入力として必要である。そこで、エネルギーと密度は排気管内圧力と排気ガス温度から算出し、流速は LDV により得られた値を計算に用いた。
 - (2) 排気管の構造解析は、FRF 検証とモードシェイプを確認しながら、溶接モデルまで考慮した。
 - (3) 排気管からの音響解析は、外部音響空間まで FE モデルを作成することで、最終的に得られる放射音を精度良く求めた。
- その結果、複雑な排気放射音の現象解析が可能となった。

6. あとがき

以上述べた技術を普及させるにあたっては、排気管の振動から放射音計算までを比較的短時間で解析できるツールを開発者に提供した。

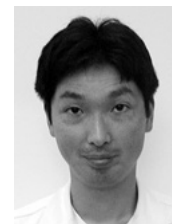
参考文献

- (1) 岩本順二郎：例題演習圧縮性流体力学，東京，共立出版，1980, 156p
- (2) 竹川博之，吉田信俊：排気脈動流測定を例にしたランダムデータの FFT 処理について，小野測器技報，第14号，p.45-49 (2001)
- (3) Donea, J.: Arbitrary Lagrangian-Eulerian Finite Elements Methods, Computational Methods in Transient Analysis, Vol.1, No.10 (1983)
- (4) Perie, F., Nakagawa, H., Yoshimoto, H., Sakurai, M., Yoshida, N., Fukui, Y.: Prediction of Aeroacoustic Noise in Exhaust Systems, The 29th FISITA World Automotive Congress, F02E150 (2002)
- (5) Endo, M., Iwamoto, J.: Numerical analysis of pulsatile jet from exhaust pipe, JSAE Review, Vol.20, No.2, p.243-249 (1999)

■ 著 者 ■



中川 博 史



吉本 秀 之



遠藤 正 樹



白 髭 優 壘



藤代 正 道



桜井 雅 人