

CFD による気流音予測シミュレーション

Predictive Simulation of Flow-induced Noise using CFD

金井 克友*

Katsutomo KANAI

伏見 雄一*

Yuichi FUSHIMI

勝山 秀樹**

Hideki KATSUYAMA

山本 則一*

Norikazu YAMAMOTO

要 旨

Computational Fluid Dynamics による気流音の予測シミュレーション手法構築をおこなった。気流音をシミュレートするためには詳細な渦流れと空気の密度変化を計算する必要がある。そこで今回は、乱流モデルの一つである Large Eddy Simulation を用いた非定常圧縮性計算をおこない、気流音の発生有無を予測した。対象とする気流音は笛吹き音とも呼ばれるある周波数の音が大きくなる狭帯域騒音とした。気流音を予測シミュレートする対象は複雑形状である消音器を含む排気管とし、定常流試験装置による計測状況を模擬した条件にて予測精度を検証した。本手法により、狭帯域騒音の発生有無判定、音源位置の特定が可能となった。

ABSTRACT

A method of predictive simulation of flow-induced noise using computational fluid dynamics has been developed. In order to simulate flow-induced noise, it is necessary to compute detailed vortex flows and density change of air. This paper introduces the existence of flow-induced noise predicted by unsteady compressible flow calculations using large vortex simulation, a type of turbulence model. The target flow-induced noise for prediction was narrow-band noise, also known as whistling noise, a type of noise in which sound increases at specific frequencies. With the exhaust pipe, including the complex shape of the silencer, as the subject of predictive simulation of flow-induced noise, predictive accuracy was verified by simulating the measurement conditions of steady-state flow. The developed method makes it possible to judge whether narrow-band noise will be generated or not, and to identify the position of the sound source.

1. はじめに

今日、四輪車の環境負荷低減、燃費向上に対する要望はさらなる高まりを見せている。その中でパワープラントではハイブリッド車の普及、車体では軽量化といった取り組みがおこなわれている。一方、商品性観点から快適性向上のために車室内の静粛性が求められる。四輪車メーカー各社では、騒音源となるエンジン音、ロードノイズ、気流音などの低減技術開発がおこなわれている。ハイブリッド車などは車室内の静粛性において気流音に起因する騒音が顕著になってきた。気流音とは、風流れが物体に当たり発生する音であり、四輪車の外装や空調機器、排気管などの空気流れが存在する至る箇所で発生する。

* 四輪 R&D センター

** HONDA R&D AMERICAS, INC.

気流音は広帯域騒音と狭帯域騒音の2種類に分けることができる (Fig. 1)。広帯域騒音とは Fig. 1 (b) のように広範囲に渡る周波数域の音圧が上昇するもので、風切音と呼ばれる音がこれにあたる。狭帯域騒音は Fig. 1 (a) のようにある特定周波数の音圧のみが増幅する音である。狭帯域騒

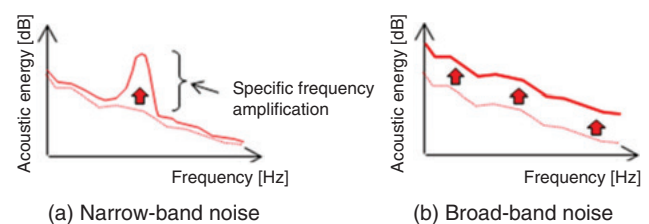


Fig. 1 Classification of flow noise

音は笛を吹いたようなピーという音がする。そのため、狭帯域騒音は乗員が認識しやすく、商品性の観点から課題となる。

開発の効率化および品質の向上の双方の面において、気流音予測シミュレーション手法の確立が望まれている。気流音は小さな段差や隙間、流路の曲がりなどの小さな形状変化に敏感なため、図面段階での予測が課題となっている。従来では、課題となる音の発生有無は試作品で計測するまで評価できなかった。計測にて修正が必要と判断されると、要因特定、形状改善をおこない、設計変更が必要になってしまう。広帯域騒音へのシミュレーション手法は市販の Computational Fluid Dynamics (CFD) ソフトウェアで定常計算から求める計算モデル⁽¹⁾が用意されている。しかし、狭帯域騒音は時刻歴変化を考慮した計算負荷の高い流体計算が必要なため、適用には課題がある。

音は空気の疎密が周期的に変化し、波動となり、伝播していく。音をシミュレーションするには微小な圧力変動と発生原因となる微細な渦流れを含む流れ場を把握するのに十分な解像度を持つ流体計算が必要である。また、気流音は構造物の振動によって発生する音に比べ高周波成分が支配的であり、1000 Hz 以上の高周波数帯が対象となる。波長の短い高周波成分を計算するには計算空間と時間を細かく離散化する必要があるため、さらに計算負荷が高くなってしまう。しかし、近年のコンピュータ性能向上により詳細な渦流れが計算可能となってきた。気流音の計算手法として、直接法 (Direct Numerical Simulation: DNS) や Large Eddy Simulation (LES) といった計算手法でのシミュレーション手法が報告されている^{(2), (3)}。気流音への取り組みでは、ドアミラー周辺への事例⁽⁴⁾などが報告されているが、報告数はまだ少ない。

本稿では、狭帯域騒音を対象とした気流音予測技術を構築した。シミュレーションと計測との結果を比較し、シミュレーションが計測の現象を再現した予測手法であることを示す。予測手法は四輪車開発への適用を目的とするため、開発適用可能な精度と計算負荷を持つ手法を構築した。

2. 計算対象

2.1. 計算対象選定

狭帯域騒音シミュレーション構築の計算対象は消音器と排気管の一連部品 (まとめて排気管と呼ぶ) の定常流試験とした。排気管の内部構造はパイプやセパレータの小さな穴が各部に配置された箇所、厚さの薄いパイプ、パイプの曲がり、分岐、部品の溶接など、複雑な形状をしている (Fig. 2)。そのため、音の発生要因を持つ箇所が多く存在するので音源特定が課題である。音の発生現象を再現するために、計測とシミュレーションは簡易形状でなく、実形状を用いた。

2.2. 狭帯域騒音

Fig. 3 に排気管の騒音計測方法を示す。Fig. 4 は計測結果を示す。エンジン回転数 5000 rpm から 6000 rpm, 3800 Hz 付近で他周波数領域に比べ、音圧が大きくなっていることがわかる。これが狭帯域騒音である。

排気音は、気流による音、急激な温度差によって発生する音、構造物の振動による音など、さまざまな音がある。排気の気流音は、エンジンからの排気脈動がエンジン回転数によって変化し、これに伴い排気管内の流動が変化することが要因となっている。狭帯域騒音が発生している状況下では、排気管内部の特徴的な構造による周期的な体積変動が発生していると考えられる。ある流速条件下で周期的に発生する渦同士が干渉することで周期的な圧力変動が発生しており、形状ごとにエッジトーンやキャビティトーンなどの現象が起きることで音が発生する⁽⁵⁾。

2.3. 開発のねらい

狭帯域騒音の予測は、今まで計測しないと判定できな

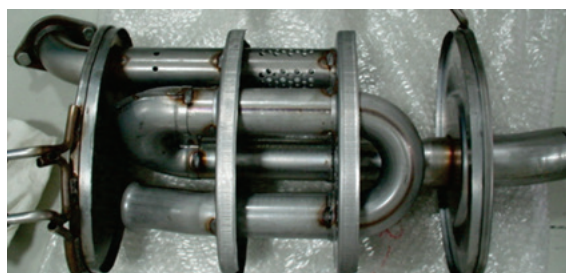


Fig. 2 Silencer internal structure



Fig. 3 Noise measurement landscape

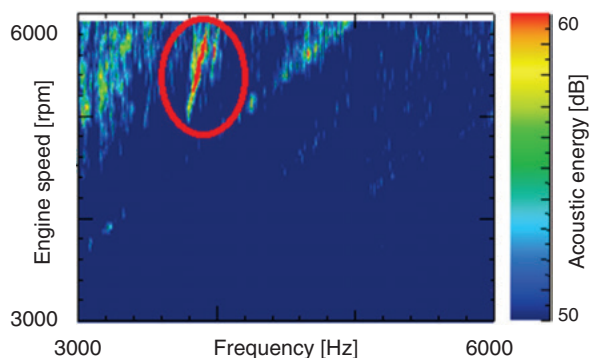


Fig. 4 Noise measurement result

かった項目を図面段階で検証可能とすることを目的としている。予測シミュレーション開発のねらいを下記三つとした。

- (1) 車両開発において不適レベルとなる狭帯域騒音の発生有無判定を可能とする。
- (2) 発生音のピーク周波数を ± 200 Hzの予測精度で検出する。
- (3) 音源位置の特定を可能とする。

3. 解析手法構築

狭帯域騒音の発生原因は、特定周波数域の音を増幅する機構が排気管に存在することである。この増幅メカニズムを計算するためには、流量や圧力損失および抗力係数を求める際に用いるような時間平均流れ場を解く従来手法ではなく、流れ場の非定常性および圧力伝播を高い空間解像度で把握する手法が必要となる。この手法を実施するためには膨大なメッシュ数による計算負荷が課題であったが、大規模な並列計算を用いて負荷を分散することで、現実的な時間での解の取得が可能となってきた。

3.1. 乱流モデル LES の適用

流れを計算するには一般的に乱流モデルと呼ばれる乱流を数値計算するためのモデルを用いる。乱流モデルに代表されるものに Reynolds-Averaged Navier-Stokes equations (RANS) と LES の二つがある。LES と RANS の比較を Fig. 5 に示す。RANS は乱流運動全てをモデル化して計算し、主に定常の平均流れを解くのに適している。LES では比較的大きい渦を Navier-Stokes 方程式で直接計算し、細かい流れに関してはモデル化して計算する。LES は RANS に比べ、詳細な流れをシミュレーションすることができ、剥離渦などの非定常性の高い事象のシミュレーションに優れている。

3.2. 圧縮性の考慮

乱流渦の生成および散逸に伴う微小な圧力変化をシミュレートするため、空気の状態方程式を用いて理想気体の状態方程式を用いて圧力依存性を計算する。Fig. 6 は流路の曲がりや断面積の急拡大、急縮小があると起きるキャビティトーンという音発生現象をシミュレートした結果である。

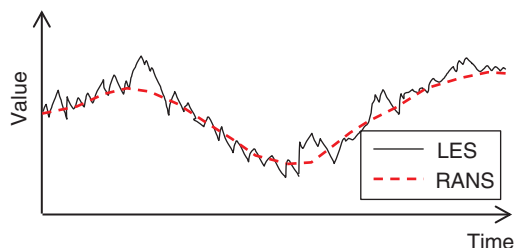


Fig. 5 Comparison of LES and RANS

キャビティ上流のエッジにて発生した渦が下流のエッジに衝突した際に音波を発生する。伝播した音波が上流のエッジにてさらに強い渦の発生を励起する。これが一定周期で繰り返されることでキャビティトーンが発生する。圧縮性を考慮した計算をおこなうことで、音波の伝播やキャビティ内の共鳴を表現できるため、特定の周波数域における音圧ピークの発生をシミュレーションできる。

3.3. 無反復時間前進法の適用

流れ場における周期性を計算で捉えるためには一定時間間隔の非定常計算を実施する必要がある。時間平均流れ場を求める解析に比べて計算コストが増大する。無反復時間前進法アルゴリズム (Non-Iterative Time Advancement: NITA⁽³⁾) を適用すれば時間刻みごとの外部反復は1回のみ実行されるため、従来の完全な反復時間前進アルゴリズム (Iterative Time Advancement: ITA) に比べて計算コストを削減することができる (Fig. 7)。Fig. 8 を見ると、反復法

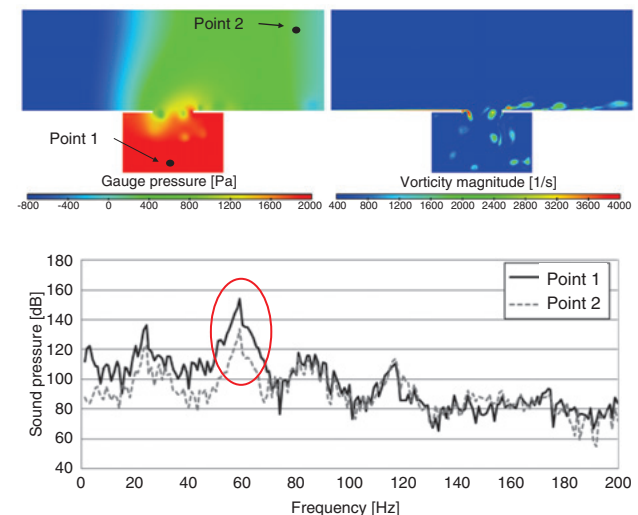


Fig. 6 Cavity tone calculation results

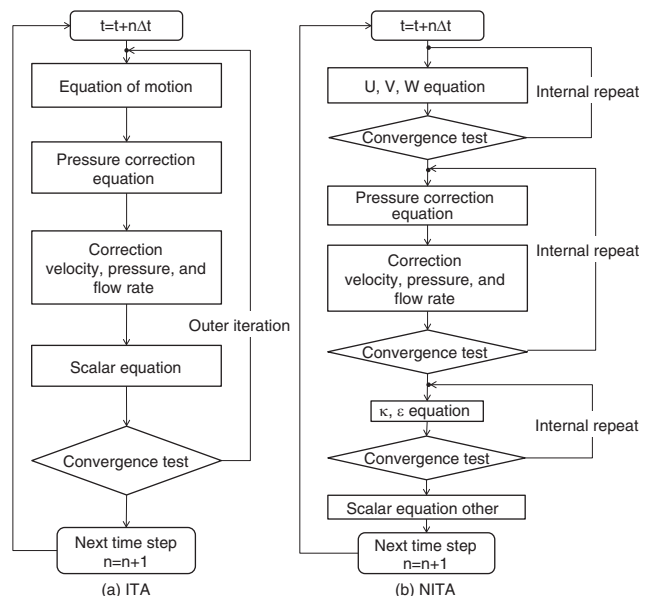


Fig. 7 Convergence process

と NITA では全体の傾向は一致するが、NITA では詳細な圧力変動が消えてしまっている。そのため、NITA は収束解が得られるまでの過程でのみ使用して、圧力変動に周期性が見られるようになれば従来の反復法に切り替える、といった使い分けが必要となる。

3.4. 条件設定

狭帯域騒音の原因となる流動を捉えるためには空間解像度だけでなく、高い時間解像度も必要となる。後述するように今回の解析対象は数 kHz 帯域であるため、0.1 ms オーダの周期性を持つ流動が発生していることが考えられる。この流動を計算するためには、その周期を数十分割する 0.001 ms オーダのタイムステップ長が必要となる。また数値流体解析においては計算安定性を得るためにクーラン数が 1 から 10^1 オーダとなるようにメッシュサイズを設定する。以上の手順からタイムステップ長さおよびメッシュサイズを決定した。流入境界条件は、フローテスト計測時の流量割合を設定する。流出境界条件は大気開放とする。流体の温度は常温とする。

本計算では計算時間を短縮するため、初期流動場として定常流解析解を設定する。非定常計算を開始して解析領域内に設置した圧力のモニタリングポイントを観測し、シミュレーション結果が安定し、圧力変動に周期性が見られるようになったタイミングで評価用のデータをサンプリングする。

3.5. 解析形状

使用する排気管の全体形状を Fig. 9 に示す。排気管内に設置してあるチャンバ内の吸音材は排気管後流部に与える影響が少ないことを流動可視化計測により確認できた。

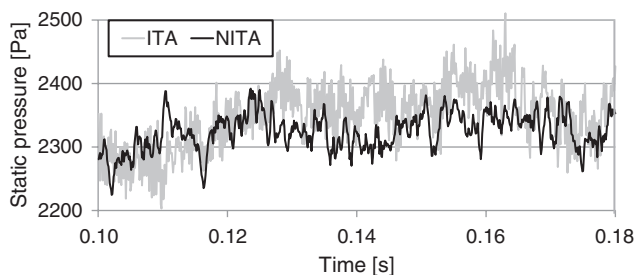


Fig. 8 Pressure fluctuation comparison

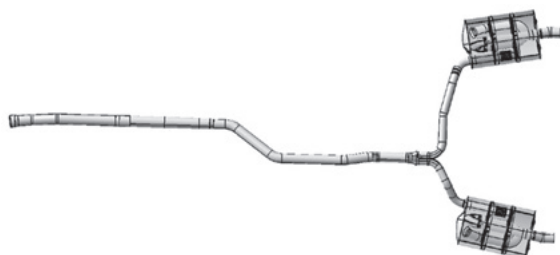


Fig. 9 Entire exhaust pipe

め、分岐部上流にあるチャンバ形状を流体解析領域から除外した。消音器内部形状を Fig. 10 に示す。消音器内部にはパイプ部とセパレート部に小さい穴が多数存在している。穴部付近で発生する渦が音発生への影響が高いことが事前のテスト結果から予想されるため、本計算では穴もすべてメッシュでモデル化した。

今回は音の伝播を考慮しないことで、計算空間を排気管の形状内のみとした。音のシミュレーションは従来音源の生成と観測位置までの伝播の二つの計算対象がある。音源の生成は上記した LES を用いた圧縮性非定常計算から算出可能である。伝播は流体計算もしくは音響計算で算出する方法がある。本来は伝播を考慮しないと、音の減衰等が影響されないの音圧の絶対値比較ができなくなってしまう。しかし、狭帯域騒音の発生有無は周囲の音と突出するピークの差から判定可能であると判断した。また、伝播を流体計算で算出するためには、反射等の影響も考え、数メートルの膨大な計算空間が必要となる。伝播を解くために、音波の波長を 15 から 20 分割するメッシュが必要となる。仮にシミュレーションの対象最大周波数を 5000 Hz とした場合、波長は 68 mm となり、最低限必要なメッシュサイズは約 4.5 mm 以下である。数メートルの空間を 4.5 mm 以下で離散化していくとメッシュ数が膨大になり、計算負荷も高くなってしまふ。このことから、伝播は考慮せずに狭帯域騒音を判定することで計算負荷軽減を図った。

3.6. 計算空間

LES の計算する流れ場はメッシュ解像度に依存する。狭帯域騒音の発生有無を予測するためには、それを誘起する乱流渦の挙動を捉えることができる程度のメッシュサイズが必要となる。Fig. 11 は一様流が円柱を通り過ぎた後にカルマン渦列を生成する様子を LES で計算した結果である。円柱の直径および流速に対して十分な空間解像度にて解析をおこなっているため、交互に並んだ渦列の生成を計算できており、圧力の低い領域が周期的に発生している状況が確認できる。必要な空間解像度は流れ場の流速や特徴的な長さ (図中の場合には円柱の直径) に依存するため、解析対象ごとに適切な空間解像度を選ぶ必要がある。

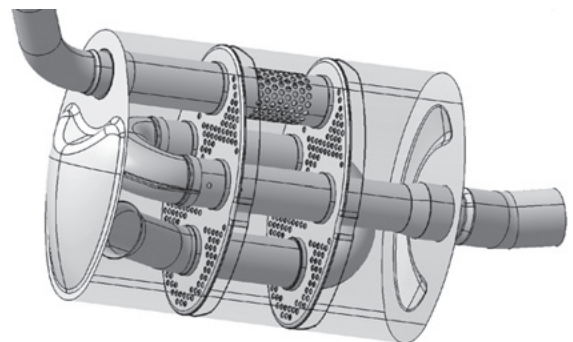


Fig. 10 Inner view of silencer

3.7. 直交格子カットセル法の適用

排気管内の流動を精度よく計算するためにはパイプやセパレータに開けられた穴やパイプ厚さをメッシュ形状にて表現する必要がある。このような形状に対して、カットセル法はメッシュ生成やメッシュサイズ制御の容易さだけでなく、境界面における形状再現性の点においても優位性がある (Fig. 12)。

局所的なメッシュサイズ制御は流動の複雑な領域のみメッシュサイズを細かくすることを可能とするため、メッシュ数の削減による計算時間短縮が可能となる。また、同じサイズの四面体メッシュに比べて、直交格子により生成される六面体メッシュは、より高次の空間差分を適用することができるため、数値拡散を抑えることができ、局所的な圧力変動を精度よく計算するには有効である。

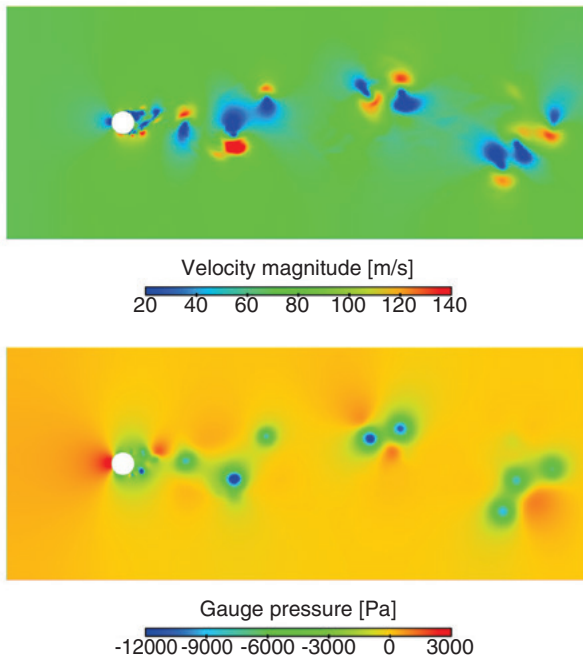


Fig. 11 Cylinder flow calculation results

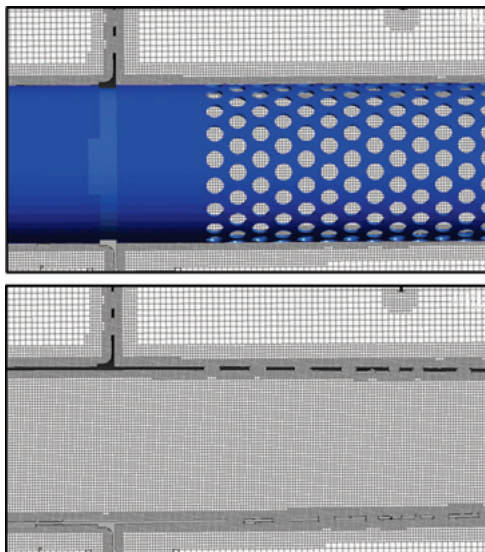


Fig. 12 Cut-cell mesh

4. 検証

4.1. 評価方法

4.1.1. 計測との比較

狭帯域騒音が発生する流入条件下にて、排気管吐出口周辺での音圧計測データと、排気管内部の圧力計測データを比較した。Fig. 13 と Fig. 14 に各々の計測データの周波数分析結果を示す。両者は個別に計測を実施したため、値は異なるものの、両者ともに 2800 Hz 付近にピークを持つ。このことから、吐出口付近における音圧と排気管内の圧力変動は強い相関性がある。これを前提に、本シミュレーションでは排気管内部に観測点を設置し、圧力変動を判断指標とした狭帯域騒音の発生有無を予測する方針とした。観測点を排気管内部としたことで、シミュレーションでは計算空間を排気管内部のみに限定できる。このことで、計算負荷の軽減を図る。

4.1.2. 音の評価

シミュレーションの観測点を Fig. 15 に示す。流体計算からは各点の音情報の出力はできないため、静圧の時刻データを用いた。静圧値の時刻歴データを高速フーリエ変換 (Fast Fourier Transform: FFT) にて、周波数成分に変換

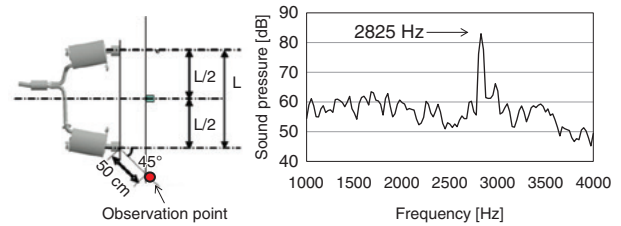


Fig. 13 Sound pressure measurement

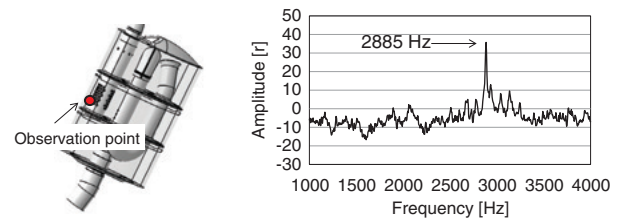


Fig. 14 Pressure measurement

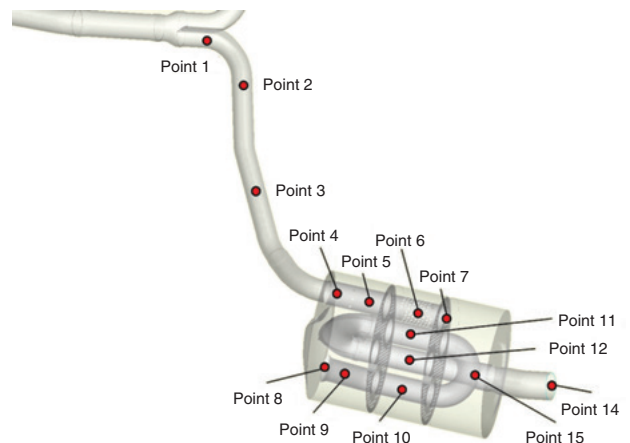


Fig. 15 Simulation observation points

換し音の評価をおこなう。データサンプリング期間を 0.15 s とし、データは 1×10^{-4} s 間隔で出力した。0.15 s のデータを 0.04 s 毎に分割し、オーバーラップ 50% で FFT をおこなった。周波数分解能は 25 Hz である。

4.1.3. 狭帯域騒音発生有無判定方法

開発において不適と判断される狭帯域騒音の発生有無は、ピーク周波数の突出度合にて判定する。対象音以外でその場に存在する音である暗騒音のレベルを各観測点における周波数分析結果から仮定し、ピーク値との差分を算出する。この差分値を計測により定めた値と大小比較することで、発生有無を判断する。

4.2. 実施条件

シミュレーション実施条件となる計測概要を Table 1 に示す。Table 1 は計測時の形状、背圧条件、計測時に発生した狭帯域騒音の周波数を示している。比較対象は、背圧違いと形状違いである。背圧違いでは Fig. 16 に示す形状 A に対し、4000 Pa、5500 Pa での比較をおこなった。計測では背圧条件によって、発生する狭帯域騒音のピーク周波数が推移することを確認した。形状違いでは、Fig. 16 に示すようにパイプの穴集合部を埋めた形状 B と形状 A の比較をおこなった。形状 B では狭帯域騒音の発生が無くなり、周波数ピークも見られない。上記 2 条件に対しシミュレーションと結果比較し、精度検証をおこなった。

4.3. 解析結果

シミュレーションと計測の比較結果を述べる。シミュレーションの計算値は排気管内の各点から計算結果の圧力が出力される。今回は Fig. 15 図中のポイント 7 の値で検

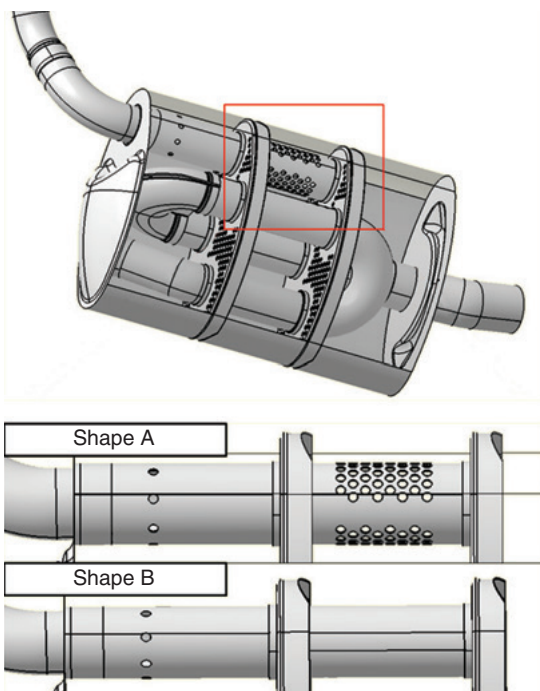


Fig. 16 Shape difference specification

Table 1 Implementation condition

Shape	Pressure [Pa]	Measuring peak frequency [Hz]
A	4000	2600
A	5500	2825
B	5500	No Peak

証していく。

4.3.1. 背圧条件別結果

シミュレーションと計測の比較結果を Fig. 17 に示す。観測点が計測、シミュレーションで異なることから音圧の絶対値は一致しないが、ピーク発生の傾向が一致していることがわかる。シミュレーションと計測で近似周波数に明確なピークを示している。背圧条件を 4000 Pa から 5500 Pa に変更した際の周波数の推移、音圧の上昇もシミュレーションで再現できている。また、狭帯域騒音の発生有無判定は背圧条件 4000 Pa、5500 Pa とともに判定値を超えたことから発生ありとした。上記より、狭帯域騒音の発生をシミュレーションで予測できた。

4.3.2. 形状別結果

Fig. 18 に背圧条件が 5500 Pa で消音器内のパイプ部穴集合を埋めた形状 B での計測結果とシミュレーション結果の比較を示す。計測およびシミュレーションともに、全体周波数から見ても、突出したピークが存在していない。また、Fig. 17 の形状 A で 5500 Pa 時の発生ピークと比較して、形状 B ではピークが大幅に低下している。狭帯域騒音発生有無判定においても、2800 Hz 付近のピークは暗騒

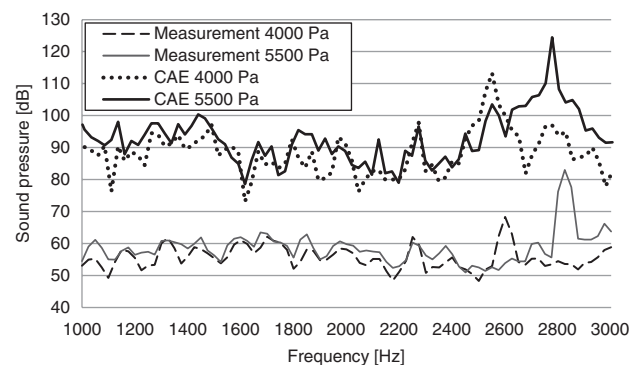


Fig. 17 Comparison results of pressure conditions

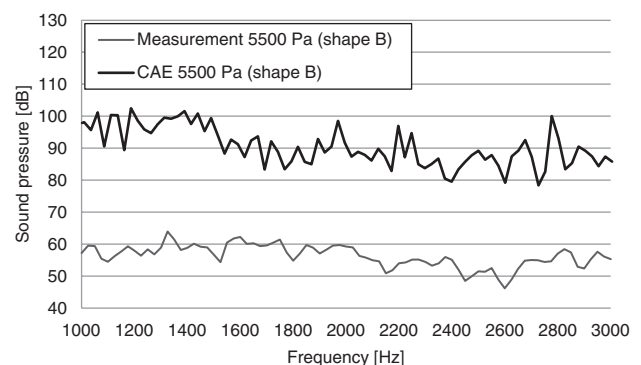


Fig. 18 Results with different shapes

Table 2 Peak frequency comparison

Pressure [Pa]	Measurement [Hz]	CFD [Hz]	Difference [Hz]
4000	2600	2550	50
5500	2825	2775	50

音との差分が小さく、発生なしと判定した。このように、形状違いでの狭帯域騒音の発生しないことも CAE と計測で一致した。上記より、狭帯域騒音の発生しないことをシミュレーションで予測できた。

4.3.3. 精度検証

本研究では CAE の精度目標として、目標値は計測評価時に 1/3 オクターブバンドで評価していることから、計測と CAE で発生する周波数のズレをこの幅に収まる ± 200 Hz 以内とする。

形状 A の計測と CAE での発生周波数のズレを Table 2 に示す。背圧条件それぞれでのズレが 4000 Pa の時は 50 Hz, 5500 Pa の時も 50 Hz となっている。両条件結果は目標値を満たしており、予測手法として十分な精度を達成している。

4.4. 音源特定

狭帯域騒音予測が可能になると、その計算結果から音源の特定も可能になる。音源特定は各観測点のパワースペクトル密度値 (PSD) 比較でおこなった。

Fig. 19 に各観測点での 2775 Hz の PSD 値をプロットした。このグラフは各観測点での 2775 Hz の音の強度を示しており、PSD 最大値であるポイント 7 が音源であると推定できる。Fig. 20 に消音器断面での時刻歴の異なる静圧のコンター図を示す。図中 (a) と (b) は計算経過時間の異なる結果で、丸棒内が音源と推定される箇所である。他の領域と比べ、丸棒内の静圧値の時刻歴変化が大きいことがわかる。図中 (a), (b) の現象は周期性を持って繰り返す。一箇所での静圧値が周期的に変動することで、音になっていることがコンター図からも予想できる。

音源探索計測をおこなった結果、同様の箇所が音源であることを確認した。形状 A, B の違いも同箇所であるため、

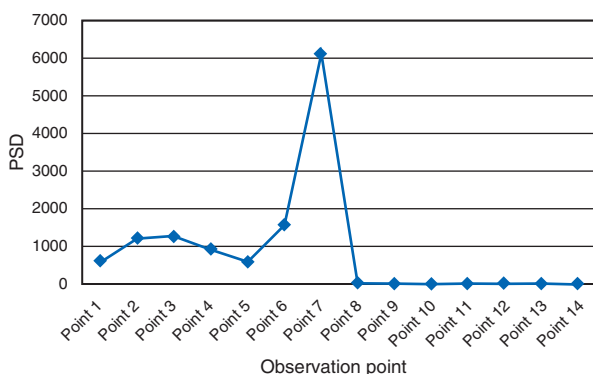


Fig. 19 2775 Hz-PSD

音源への形状修正が狭帯域騒音有無へ影響したことがわかる。これらにより、CAE 結果により音源が特定できることを確認した。

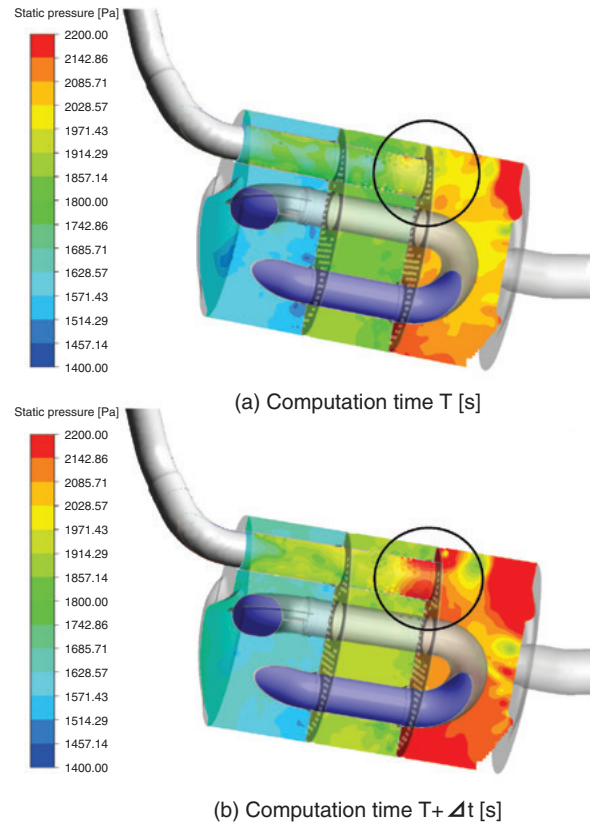


Fig. 20 Static pressure of silencer section

5. まとめ

CFD による狭帯域騒音予測シミュレーションを構築した。本手法の予測対象は狭帯域騒音であるため、解析領域内の流体圧力変動に着目し、シミュレーション開発のねらいである下記三項目を達成した。

- (1) LES を用いた流体計算によって、圧力変動から狭帯域騒音をシミュレーションした。判定値を設定し、問題となる狭帯域騒音の有無を予測可能とした。
- (2) 発生ピーク周波数の予測精度は本対象では 50 Hz のズレであった。精度目標の ± 200 Hz 以内の精度を確認した。
- (3) 流体計算結果から各観測点のピーク周波数の強度を比較することで、音源位置を特定できることを確認した。

本手法により 3 次元形状データを用いて、試作品を作る前に狭帯域騒音の発生有無判定、音源位置特定が可能となり早期段階での検証、形状改善をおこなえるようになった。今後、発生する音圧を定量評価するためには流体圧力変動から音圧変動を分離し、かつ音源から排気管外の受音位置

に至るまでの伝播経路を考慮したシミュレーションをおこなう必要がある。

参考文献

- (1) Perot, B. J.: An Analysis of the Fractional-Step Method, Journal of Computational Physics, Vol. 108, p.51-58(1993)
- (2) 高橋公也, 宮本真孝, 伊藤泰典, 岩崎拓也, 高見利也, 小林泰三, 西田晃, 青柳睦: 3次元エアリード楽器の流体音源と発振特性, 数理解析研究所講究録, 第1776巻, p.100-114(2012)
- (3) 横山博史, 加藤千幸: 乱流境界層内のキャビティ音発生におけるフィードバック機構, 日本機械学会論文集 B編, 75巻, 760号, p.2369-2378(2009)
- (4) 飯田明由: 自動車の空力音について, 日本風工学会誌, 第36巻, 第3号, p.250-257(2011)
- (5) 望月修, 丸田芳幸: 流れの音はどこからくるのか(音源), 流体音工学入門, 朝倉書店, p.74-97(1996)

■ 著 者 ■



金井 克友



勝山 秀樹



伏見 雄一



山本 則一