

論文・解説

16

排気吐出音の予測技術開発

Development of Prediction Technology for Exhaust Noise

石原 教示^{*1} 鶴本 徹^{*2} 廣部 敏之^{*3} 土路生 修^{*4}
Kyoji Ishihara Toru Tsurumoto Toshiyuki Hirobe Osamu Torobu
住谷 章^{*5} 中村 直樹^{*6} 新川 貴大^{*7}
Akira Sumitani Naoki Nakamura Takahiro Shinkawa

要約

近年、社会とクルマの共存の観点から、車外騒音規制の強化が進められており、内燃機関搭載車は、エンジン音の低減が求められている。特に、エンジン音の中でも排気吐出音は、この車外騒音規制に加えて、お客様が静粛性やサウンドといった車の価値を感じ取るための重要な要素の一つとなっている。こうした中、これまで開発効率化のために排気吐出音の予測技術開発に取り組んできたが、厳しい規制対応とサウンド進化を両立していくためには、これまでよりも綿密な排気吐出音のコントロールが必要であり、それには従来よりも高い予測精度が求められる。そこで、排気吐出音を構成する気流音と脈動音に対して、新たに計測結果の分析技術の構築や、CFD (Computational Fluid Dynamics) や音響解析モデルの改良により、予測精度を大幅に向上させた。本稿では、その取り組みについて報告する。

Abstract

In recent years, from the perspective of the coexistence between society and cars, regulations on vehicle exterior noise have been tightened. Vehicles with internal combustion engines are required to reduce engine noise. Among engine noises, exhaust noise is an important factor for customers to perceive the value of the vehicle, such as quietness and sound, in addition to external noise regulations. Under these circumstances, we have been working on the development of prediction technology for exhaust noise in order to improve development efficiency. To achieve both regulation compliance and sound evolution, it is necessary to control the exhaust noise more closely than before, which requires higher prediction accuracy than before. Therefore, we improved the prediction accuracy of the airflow and pulsation noises contained in the exhaust noise by newly developing analysis technology for measurement results and improving CFD and acoustic analysis models. This report explains the efforts on our achievement.

Key words : Vibration, Noise, Ride comfort, Exhaust system, CAE, Simulation, Exhaust noise

1. はじめに

大きな転換期にある自動車産業においては、デジタル技術の進化や新たなプレーヤーの参入で、多種多様な商品が導入されている。そして、IoTによりつながることでさまざまな機能やサービスが提供されるようになり、自動車が社会に提供できる価値も今後変化し拡大していくことが予想される。

その中で、マツダは、走る歓びというブランドエッセンスを磨き、進化させ続けており、ブランド価値経営を貫き、マツダらしい独自価値をお客様に提供することを

目指している。特に、本稿で述べる排気吐出音に関係する内燃機関搭載車は、今後も進化を続けていく上で、エンジン音の静粛性やエンジンサウンドといった独自価値の向上と、社会と自動車の共存の観点から、自動車交通騒音低減のための車外騒音規制との両立が必須となる。

こうした中、マツダでは効率的な開発の実現のためにモデルベース開発 (MBD: Model Based Development) によるプロセス革新を進めており、これまで排気吐出音の予測技術開発に取り組んできた。しかし、今後強化される騒音規制への対応と排気サウンドの両立には、これまでよりも綿密な排気吐出音のコントロールが必要で、

*1~5 MBD 革新部
MBD Innovation Dept.

*6,7 (株)ヒロテック
HIROTEC Corporation

それには従来よりも高い予測精度が求められる。

そこで、排気吐出音に対して、実機検証を交えながらモデル精度改善を積み上げていき、予測精度を向上させた。

2. 排気吐出音に含まれる気流音と脈動音

2.1 排気吐出音とは

吐出音とは排気マフラー終端から大気空間へ放出される音をいい、排ガス流れにより発生する気流音と、エンジン燃焼時に排気バルブの開閉により発生する脈動を起因とする脈動音を含んだものである。排気部品の開発においては、この吐出音に対して、主に気流音の評価を目的とする中高周波領域と、主に脈動音を評価する低中周波領域に管理指標を置いている。そのため、モデルを用いた効率的な排気吐出音の開発には、各周波数帯において、気流音と脈動音それぞれを正確に予測する必要がある。

2.2 吐出音の実験的な分析手法

気流音や脈動音の予測モデルを構築する上で、吐出音に含まれる両音の寄与度の把握が重要となる。そこで、上で述べた吐出音のうち、低中周波領域の管理指標としているエンジン回転数に比例する周波数の音で構成される次数音の計測結果に対して、気流音の寄与度を見積もる手法を構築した。

Fig. 1 に、あるエンジン回転数の吐出音計測結果を示す。Fig. 1 の青実線に示すとおり、4気筒エンジンの場合、基本次数は2次であり、基本次数の高調波成分である4次、6次、8次というように各次数の周波数を中心に脈動音を主とする音圧のピークが存在する。一方、これらのピークが存在する周波数帯以外では、Fig. 1 の緑実線に示すような比較的周波数変動が小さい音が広帯域で存在している。本稿では、エンジン回転数に比例する特定の周波数で発生するのではなく、このように広帯域に存在する音を気流音ととらえ、各次数の吐出音における気流音成分を推定する。

Fig. 2 は、Fig. 1 の横軸の周波数を拡大したものである。基本次数とその高調波成分の周波数に存在する脈動音成分は、僅かに周波数的な広がりがあるが、これはFFT処理時の窓関数の影響によるもので、ある次数幅 $\pm X$ 次の周波数範囲（ピンク色の領域）に収まることが分かる。したがって、この $\pm X$ 次の周波数範囲より外側の領域は、脈動音の影響がなく気流音のみが観測されていると考えられる。また、吐出音には2, 4, 6次といった基本次数の N 倍次数成分以外にも、 0.5 次 $\times N$ 次成分や1次 $\times N$ 次成分が存在する可能性があるため、吐出音の各次数成分に影響する気流音を推定する周波数範囲は、各次数の周波数になるべく近い範囲であるべきである。これらを踏まえて、次数ごとに、脈動音に影響する周波数範囲を $\pm X$ 次とし、その前後の幅 Y 次の周波数範囲（黄色の領域）のデータを用いて各次数成分に影響する気流音のレ

ベルを推定した。

Fig. 3 に、吐出音計測結果を次数音として処理したものの（黒実線）と、上記の考えに沿って推定した気流音（赤実線）を示す。ここで、推定気流音のレベルは右肩上がりの傾向を示しているが、これは流速に比例する気流音の特性と一致することから、妥当な推定方法といえる。また、Fig. 3 の青破線枠域に示すように、両者のレベルの一致を確認することで、気流音が支配的な領域の判別も可能となった。

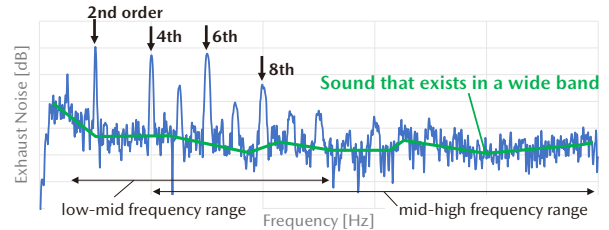


Fig. 1 Measurement Result of Exhaust Noise at a Certain Engine Speed

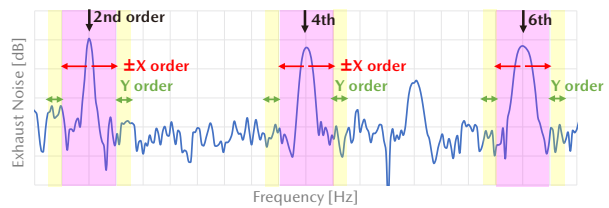


Fig. 2 Concept of Extracting of Airflow Noise Components

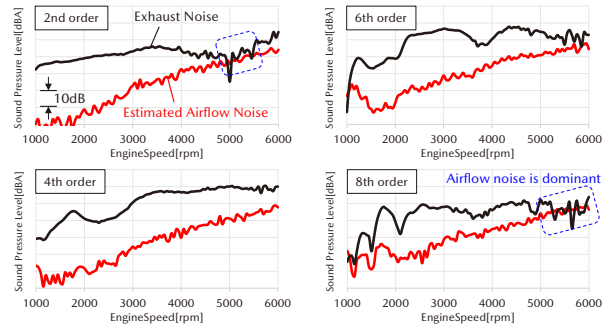


Fig. 3 Comparison of Exhaust Noise and Estimated Airflow Noise

3. 排気気流音予測モデルの概要

3.1 解析フロー

気流音の予測手法として、流体音の発生・伝ば・反射・放射を圧縮性ナビエ・ストークス方程式により直接解く直接法（DNS: Direct Numerical Simulation）と、音源となる流れ変動と音の伝ばを別々に解く分離法がある。両者の計算時間は倍程度の差があるため、量産開発における複数回のCFD解析を用いた評価では、計算コストに優れた分離法を採用している。この分離法の解析フローをFig. 4に示す。まず、1Dシミュレーション（Gamma

Technologies 社の GT-POWER) や実験から得られた排ガス流量を元に、CFD 解析 (IDAJ 社・Icon Technology & Process Consulting 社の iconCFD) で流速と密度の時間変動を求め、音源データを生成する。生成した音源を入力として、周波数軸の音響解析 (Hexagon 社の Actran) で計測位置までの音の伝達 (音響伝達) を解き、評価点の音圧を算出する。

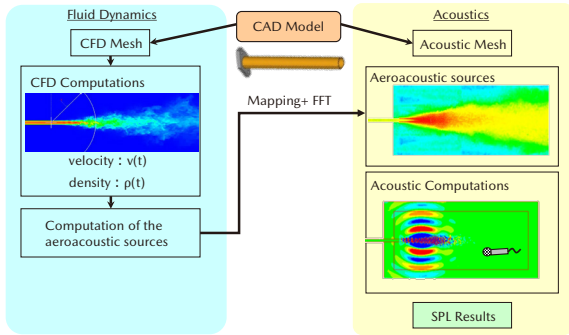


Fig. 4 Analysis Flow of Airflow Noise Prediction

3.2 従来の予測精度

これまで排気吐出音開発では、上記手法にて気流音の予測を行ってきたが、製品形状のような複雑な構造に対しては、音圧レベルがピークとなる周波数や音圧レベルの絶対値の再現性に課題があった。また、製品形状のマフラー内部は複雑な流れが発生しているため現象把握が難しく、予実差が生じる原因を特定することが困難であった。

そこで、Fig. 5 に示すように製品形状に含まれる内部構造を模擬した基礎形状に対する予測精度改善を STEP1 とし、STEP2 で基礎形状を組み合わせた簡易マフラー、STEP3 で製品形状マフラーというように段階的にモデル構築を実施した。

STEP1 の基礎形状に対し、送風機により一定流速を与えた条件でのマイク位置音圧の従来の予測精度の一例を Fig. 6 に示す。Fig. 6 左図に示すマフラー内の曲げパイプとその長さの気柱共鳴の強さを調整するために連通孔を配置した基礎形状は、実測 (黒実線) と従来の予測結果 (赤実線) は大きな差がある。この予実差に対し、分離法の音源生成と音響伝達のそれぞれ計算段階に対して分析した。

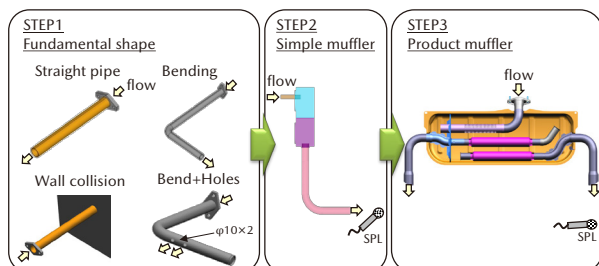


Fig. 5 Flow of Development of Airflow Noise Prediction Model

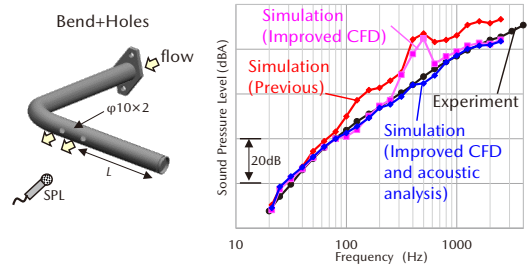


Fig. 6 Airflow Noise Prediction Results for Fundamental Shape

3.3 課題抽出と解決の取り組み

(1) 分離法 音源生成段階の課題解決

Fig. 7 に CFD 解析結果の流速分布と、そこから生成した音源分布を示す。従来のモデルは連通孔部で異常音源が発生しているが、元となった流速分布をみると、連通孔エッジ付近の特定要素の流速が、隣接する要素に比べて著しく大きくなっており、CFD 解析が不安定になっている可能性がある。そこで、音源生成に寄与する流速分布に則して、CFD 解析のメッシュサイズを最適化し、過度な流速による異常音源生成を是正したところ、Fig. 6 のピンク実線に示すとおり精度が改善した。

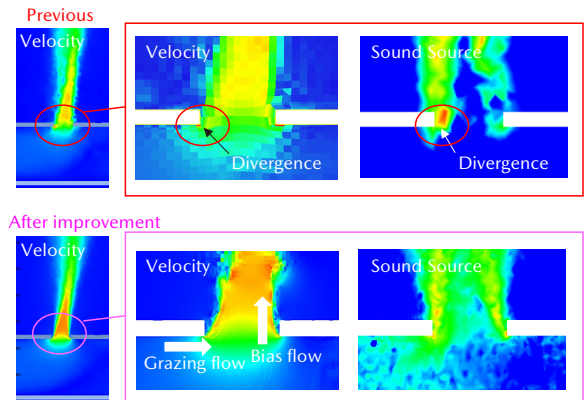


Fig. 7 Distribution of Velocity and Aeroacoustic Source

(2) 分離法 音響伝達計算段階の課題解決

CFD 解析の改善後においても、Fig. 6 のピンク実線に示すとおり、予測結果には 500Hz 付近に実験にはないピークが残る。そこで、更なる改善に向けて音響伝達計算段階の分析を実施した。その結果、500Hz のピークは、Fig. 6 の左図に示す右孔部から管先端までの距離 L から決まる共鳴周波数と一致しており、計測結果には顕著なピークはないことを踏まえると、解析上は、管内の共鳴の影響により増幅された音が、連通孔を通じて外部空間に過度に伝わっていることが考えられる。

そこで、孔部の音響伝達計算を改善するために、式 (1)~(6) に示す微小すき間部に生じる音響伝達に対する抵抗 $Z = \theta + j\chi$ (粘性や、Fig. 7 下図の矢印に示すような隙間部周辺のガス流速等により発生)⁽¹⁾ を Transfer Admittance (すき間により連通しているそれぞれの空間

の状態量である圧力と粒子速度を結び付ける係数)として、孔部に定義することで、Fig. 6 の青実線に示すように精度改善を実現した。

$$\theta = \operatorname{Re} \left\{ \frac{jk}{\sigma C_D} \left[\frac{t}{F(\mu')} + \frac{\delta_{re}}{F(\mu)} f_{int} \right] \right\} + \frac{1}{\sigma} \left[1 - \frac{2J_1(kd)}{kd} \right] + \frac{0.3}{\sigma} M_g + \frac{1.15}{\sigma C_D} M_b \quad (1)$$

$$\chi = \operatorname{Im} \left\{ \frac{jk}{\sigma C_D} \left[\frac{t}{F(\mu')} + \frac{0.5d}{F(\mu)} f_{int} \right] \right\} \quad (2)$$

$$K = \sqrt{-\frac{j\omega}{\nu}}, K' = \sqrt{-\frac{j\omega}{\nu'}} \quad (3)$$

$$F(Kd) = 1 - \frac{4J_1(Kd/2)}{Kd \cdot J_0(Kd/2)} \quad (4)$$

$$\delta_{re} = 0.2d + 200d^2 + 16000d^3 \quad (5)$$

$$f_{int} = 1 - 1.47\sqrt{\sigma} + 0.47\sqrt{\sigma^3} \quad (6)$$

ここに、 t : 連通路の厚さ [m]

d : 連通路直径 [m]

σ : 多孔度 [-]

k : 波数 [rad/m]

c : 音速 [m/s]

C_D : 流量係数 [-]

J : ベッセル関数

ν : 動粘度 μ/ρ_0 [m²/s]

ρ_0 : 媒質密度 [kg/m³]

μ : 断熱動粘度 $\mu' = 2.179\mu$ [Pa s]

M_g : マッハ数 (孔近傍の grazing 方向の流れ) [-]

M_b : マッハ数 (孔近傍の bias 方向の流れ) [-]

(3) 製品形状への適用

STEP1 で得た CFD 解析のメッシュ最適化による異常音源生成の抑制と、音響解析における微小すき間部の音響伝達に対する抵抗定義の2つの精度改善ノウハウをSTEP2, 3の簡易マフラーと製品形状マフラーに適用した結果を Figs. 8, 9 に示す。簡易マフラー及び複雑な内部構造をもつ製品マフラーにおいても精度よく予測できることを確認した。

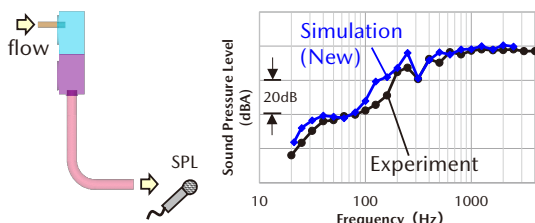


Fig. 8 Airflow Noise Prediction Results for Simple Muffler

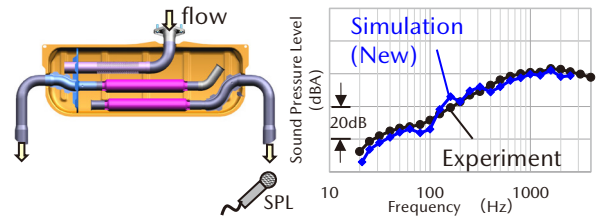


Fig. 9 Airflow Noise Prediction Results for Product Muffler

4. 排気脈動音予測モデルの概要

4.1 解析フロー

脈動音の解析フローを Fig. 10 に示す。まず、排気システムに流入する排気脈動を 1D シミュレーション (GT-POWER) で算出する。次に、排気システム内から管外の計測位置までの音の伝達を 3D 音響解析ツール (Actran) で求め、入力と伝達を合わせて予測する。なお、本稿では、この伝達特性をマフラーの機能である消音特性と言い換えて説明する。また、いくつかある消音特性を表す指標のうち、Fig. 11 に示す NR (Noise Reduction : 2 点間の圧力の比、以降 NR と表記) を用いる。

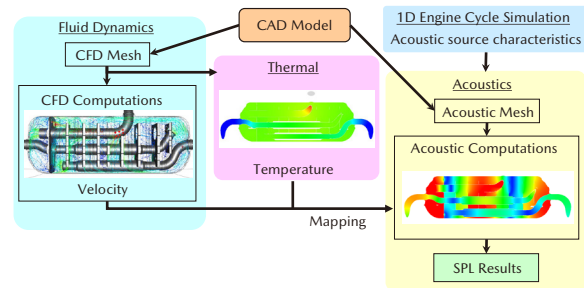


Fig. 10 Analysis Flow of Exhaust Pulsating Noise Prediction

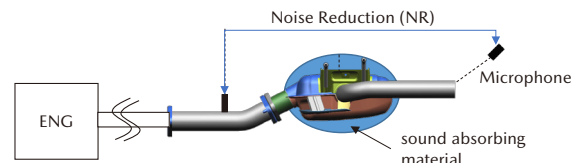


Fig. 11 Schematic Diagram of NR Measurement

4.2 従来の予測精度

脈動音予測における入力について、1D シミュレーションで求まる ENG 本体近傍の排気脈動の予測精度は、Fig. 12 に示すとおり、おおむね良好であることが分かっている。一方、排気システムの消音特性 NR については、特にマフラーに関しては、Fig. 13 に示すとおり、流れがない状態、すなわち音響加振時は予測精度が高い。対して、Fig. 14 に示すとおり、4 気筒エンジン実稼働時の代表的な次数成分の NR は、予実差が大きく、高次高回転になるほど予実差が拡大する傾向にあった。

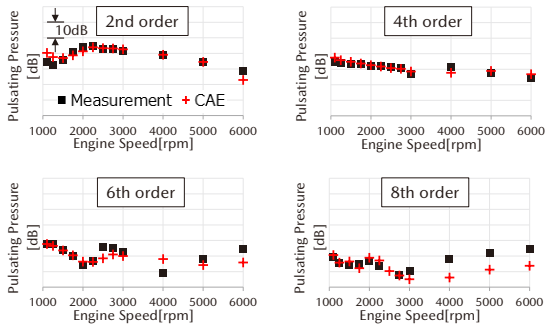


Fig. 12 Exhaust Pulsation Prediction Accuracy

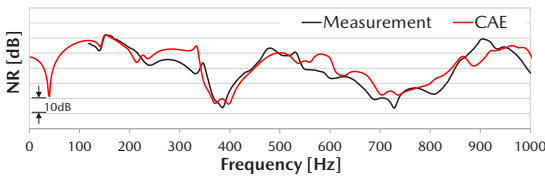


Fig. 13 Prediction Accuracy of NR without Flow

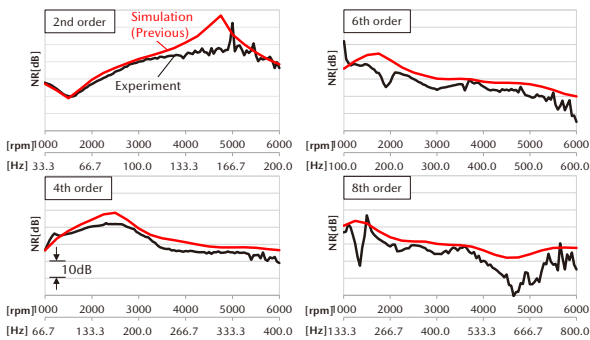


Fig. 14 Prediction Accuracy of NR during Engine Running

4.3 課題抽出と解決の取り組み

マフラー内は、高温・高流速のガスが流れる場であることを踏まえると、実稼働時のNRに予実差が生じる要因は、従来の解析では、音の伝ばを解く上で必要な媒質の温度や、媒質の粘性の影響をモデル化できていないことと、高速な流れによりマフラー内部で2次的に発生する気流音を考慮できていないことにあると考える。そのため、NRの予実差改善に向けて、以下の3つの検討課題を抽出し解決を試みた。

課題①：吐出音（次数音）に含まれる気流音成分の考慮

課題②：媒質の物性値の温度依存性の厳密な考慮

課題③：粘性減衰を模擬する音響減衰値の適正化

(1) 吐出音（次数音）に含まれる気流音成分の考慮

気流音は3章で述べた方法で予測できる。しかし、商品開発時に吐出音を評価する際は、エンジン回転を単位時間当たり一定の速度で上昇させるスイープ運転で評価するため、回転数上昇に伴い排ガス温度や質量流量が変化する。ゆえに、各回転数の次数音に含まれる気流音成分を厳密に予測するには、数十回のCFD解析が必要となり、計算コストに優れた分離法であっても現実的では

ない。そこで、低回転と高回転の2条件（2回のCFD解析）の気流音予測データから、その中間回転数の気流音を流体騒音のべき乗比例則に従って推定する手法を考案した。一般的に流体騒音の音源は、純粋な流れの乱れに起因するものと、流れの乱れと固体壁面の相互作用に起因するものに大別され、これらの音源モデルの表記から、前者は4重極音源、後者は2重極音源と呼ばれる。前者はLighthill^(2,3)により、音の強さ*I*が流れの速度の8乗、後者はCurle⁽⁴⁾により6乗に比例することが導かれている。これらの考えに沿って、気流音の強さ*I*が流速*U*の*N*乗に比例（ α は係数）するものとする、以下の式(7)~(11)が得られる。

$$I = \alpha U^N \tag{7}$$

$$p^2 = \alpha \rho c U^N \tag{8}$$

$$10 \log \frac{p^2}{p_0^2} = 10 \log \left(\frac{\alpha \rho c}{p_0^2} U^N \right) \tag{9}$$

$$SPL_{pred.} = 10 \log \left(\frac{\alpha \rho c}{p_0^2} \right) + 10 \log (U^N) \tag{10}$$

$$SPL_{pred.} = N * 10 \log (U) + \alpha', \alpha' = 10 \log \left(\frac{\alpha \rho c}{p_0^2} \right) \tag{11}$$

ここに、*I*：音の強さ（インテンシティ）= $p^2/\rho c$ [W/m²]

p ：観測音圧 [Pa]

p_0 ：最低可聴音圧 (20 μ Pa)

ρ ：媒質密度 [kg/m³]

c ：音速 [m/s]

L ：代表長さ [m]

U ：流れの代表速度 [m/s]

M ：マッハ数 [-]

このように比例定数 *N* は、dB 表示した音圧と対数表示した流速の関係から算出することができる。この関係を用いて、Fig. 15 に示す手法で気流音成分を求める。まず、STEP I として、気流音を予測する最大・最小の2つの回転数条件について、分離法による予測を行い、式(12)に従いそれぞれの回転数のオーバーオールレベルを算出する。次に、STEP II として、2つの回転数のオーバーオールレベルと流速の関係から、式(13)に従い比例定数 *N* を算出する。最後に、STEP III として、中間回転数の流速 *U* から式(14)に従い、狭帯域バンドごとの気流音レベルを推定した後に、次数に該当する周波数成分を抽出する。この手法の妥当性確認として、Fig. 16 に示すとおり、STEP I ~ III の手法で推定した気流音（2回転数分の気流音データは実験結果を使用）と、2章にて推定した気流音を比較し、両者が一致することを確認した。なお、気流音と脈動音のモデル開発を同時に進めていた都合上、本章最後の Figs. 18, 19 に示す最終的な NR の精度改善結果は、STEP I の 2 回転数分の気流音は実験結果で

代用した。この方法で求めた気流音成分を考慮した実働時のNRは以下の方法で算出した。まず、マフラー上流の管内圧実験結果と予測したNRからマイク位置音圧を算出し、推定した気流音と和をとる。次に、和をとったものとマフラー上流の管内圧実験結果からNRを算出する。

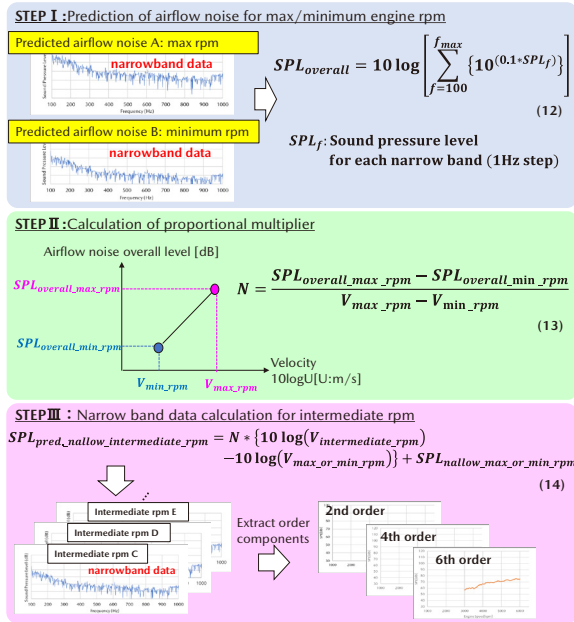


Fig. 15 Prediction Method of Airflow Noise Component

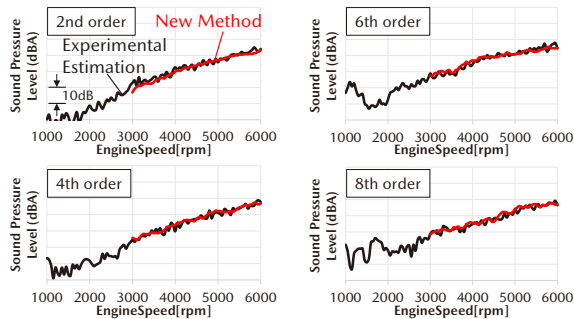


Fig. 16 Prediction Result of Airflow Noise Component

(2) 媒質の物性値の温度依存性の考慮

排気系は高温かつ上流から下流にかけて大きな温度勾配をもつ場である。そのため、NRの正確な予測には、モデル上で実機相当の温度場を再現した上で、媒質物性の温度依存性を厳密に考慮して音響伝達特性を解くことが必要である。これまで、音速や密度については温度依存性を考慮して予測してきたが、本稿では、音速や密度の他に、定圧比熱・定積比熱⁽⁵⁾、熱伝導率⁽⁶⁾、粘性係数⁽⁷⁾、体積弾性率に対して、温度依存性が解析結果に与える影響を検証し、温度依存性を考慮する物性値を決定した。

(3) 粘性減衰を模擬する音響減衰値の適正化

音とは空気の微小振動であることを踏まえると、音は音が伝わる媒質のもつ粘性により、伝ば時に媒質同士、媒質と固体壁（排気管壁面）間で摩擦が生じる。この摩

擦により音のエネルギーの一部が熱エネルギーとなって拡散し減少する。したがって、音響解析時には通常これらの摩擦によるエネルギーの損失を考慮するために減衰を定義する。音響解析における減衰は、 $\tilde{c} = c' + jc''$ のように、場の音速 c を複素音速として与えることで定義し、虚部/実部 (c''/c') が減衰（臨界減衰比 ξ に相当）を意味する。

次に、定義する減衰値の考え方について述べる。別途、内部構造違いの複数のマフラーに対し、周波数一律の減衰を複数水準設けてNRの予測の変化をみたところ、周波数によって予測差が最小となる減衰値が異なることが分かったため、本稿では、周波数依存減衰を適用した。周波数依存値の決定においては、減衰発生の物理的なメカニズムを元に、周波数軸に対する固定の減衰の変化率を決定し、その変化率に予測差が最小となる係数を掛け合わせて、最終的な減衰値を決定している。この周波数に対する減衰の変化率については文献⁽⁸⁾の式(15)、(16)を参考とした。Fig. 17は、式(16)から求めた臨界減衰比 ξ をグラフ化したもので、粘性による摩擦に起因して生じる減衰は、理論上 $1/\omega$ 、つまり $1/f$ に比例することが分かる。

$$\tilde{\rho} = \rho' - j\rho'' = \frac{4\rho}{3} - j \frac{8\mu}{\omega a^2} \tag{15}$$

$$\tilde{c} = c' + jc'' = \sqrt{\frac{K}{\rho' - j\rho''}} = \sqrt{\frac{K(\rho' + j\rho'')}{\rho'^2 + \rho''^2}} \tag{16}$$

- ここに、 $\tilde{\rho}$: 複素密度 [kg/m³]
- ρ : 媒質の密度 [kg/m³]
- μ : 媒質の粘性係数
- ω : 角速度 [rad/s]
- a : 管半径 [m]
- K : 体積弾性率 [Pa]
- ξ : 臨界減衰比 [-]

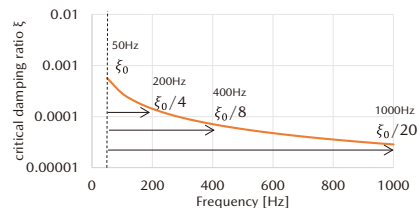


Fig. 17 Theoretical Value of Attenuation

4.4 成果

前節までの各課題に対する検討結果を踏まえ、吐口音（次数音）に含まれる気流音成分、物性値の温度依存性、周波数依存の音響減衰を考慮した最終的な4気筒エンジン実働時のマフラーのNRの予測精度をFig. 18に示す。加えて、マフラーの内部構造が異なる6気筒エンジン実働時のNRの予測精度をFig. 19に示す。Figs. 18, 19に示すとおり、マフラーの内部構造に依らず、大幅な精度改善を実現した。

一部、Fig. 19 の 6 次の青矢印で示す領域で予実差が残るが、これは Fig. 20 左図に示すように、その周波数帯は、アウトレットパイプの実質的な入口であるパンチング端部において、逆位相の音波が打ち消し合う効果、いわゆるサイドブランチ共鳴の周波数 f (距離 l が波長の $1/4$ となる周波数) と一致していることから、音響解析ではその効果代を再現できていないと推定される。また、更なる分析のために、Fig. 20 右図に示すサイドブランチ構造を模擬した簡易形状マフラーにて、送風機による定常流れ有無の 2 つ条件に対して、非定常 CFD 解析による NR の精度検証を実施したところ、Fig. 21 に示すとおり、その効果代を定量的に再現することが分かった。以上を踏まえると、音響モデルの更なる改善の着目点は、非定常 CFD 解析と、粘性なし・圧力の変動振幅が微小等の仮定の基、ナビエ・ストークス方程式から導出できる波動方程式を解く音響解析の解法の違いにあると考えられる。今後、音響解析にて同効果を再現するモデル化に取り組む予定である。

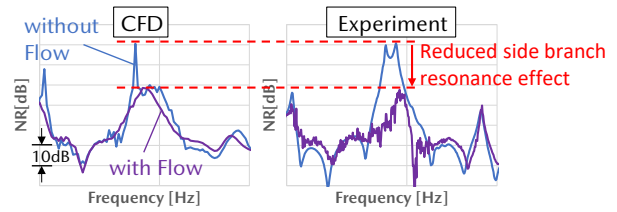


Fig. 21 NR Prediction Accuracy by CFD Analysis

5. おわりに

お客様が魅力を感じるサウンド等のマツダの独自価値創造や将来の厳しい規制への対応を効率的に進めるために、計測結果の分析技術の構築や、CFD 解析や音響解析モデルを新たに改良することで、排気吐出音の予測精度を大幅に向上させた。それらは、着実にモデル改善を行えるように基礎形状・簡易マフラー・製品形状というようにステップアップしたことや、流れ場内の気流音計測や音響加振試験などの基礎試験や実機計測に及ぶ試験実施により、現象把握・からくり解明・モデル化を進めたことによるものである。今後も基本・着実の精神を貫き、技術開発を推進する所存である。

最後に、本技術開発は(株)ヒロテックとの共同開発によるものであり、関係された皆様に感謝の意を表す。

参考文献

- (1) Elnady T.: On the modeling of the acoustic impedance of perforates with flow, AIAA 2003-3304, 9th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, May 2003, Hilton Head, SC, USA. (2003)
- (2) M.J. Lighthill: On sound generated aerodynamically. Part I: General theory, Proc. R. Soc. Lond., A221, 564-587 (1952)
- (3) M.J. Lighthill: On sound generated aerodynamically. Part II: Turbulence as a source of sound, Proc. R. Soc. Lond., A222, 1-32 (1954)
- (4) N. Curle: The influence of solid boundaries upon aerodynamic sound. Part II: Turbulence as a source of sound, Proc. R. Soc. Lond., A222, 1-32 (1954)
- (5) E.W. Lemmon: Thermodynamic Properties of Air and Mixtures of Nitrogen, Argon, and Oxygen From 60 to 2000K at Pressures to 2000MPa, J. Phys. Chem. Ref. Data, Vol. 29, No.3, pp.331-385 (2000)
- (6) NOAA, NASA, and US Air Force: U.S. Standard Atmosphere (1976)
- (7) W. Sutherland: The viscosity of gases and molecular force, Philosophical Magazine, S. 5, 36, pp.507-531 (1893)
- (8) 宇津野秀夫: 音・振動の減衰理論と応用例, 日本音響学会誌, 66 巻 10 号, pp.513-520 (2010)

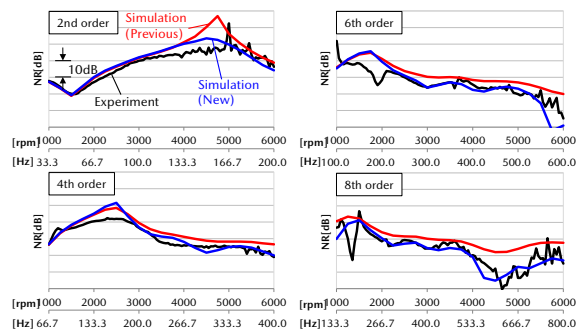


Fig. 18 Prediction Accuracy of NR during I4 Engine Running

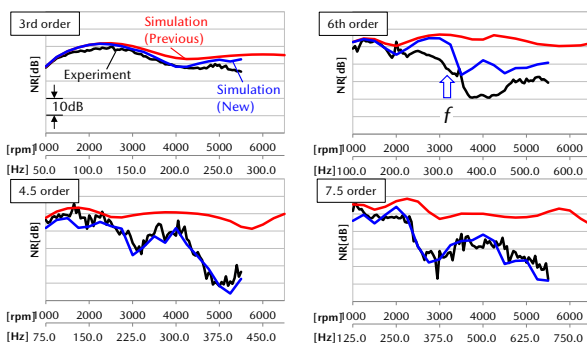


Fig. 19 Prediction Accuracy of NR during I6 Engine Running

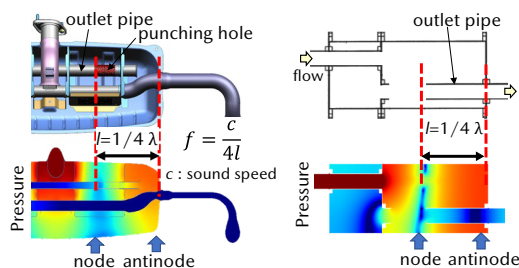
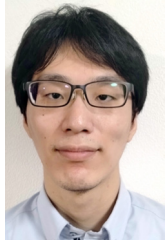


Fig. 20 Side Branch Resonance

■著者■



石原 教示



鶴本 徹



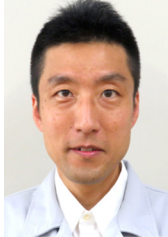
廣部 敏之



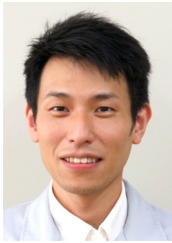
土路生 修



住谷 章



中村 直樹



新川 貴大