

扁平型軽量マフラーにおける自動車排気音のサウンドデザイン

Sound Design of Vehicle Exhaust Sound in Flat Type Lightweight Muffler

精密工学専攻 09 号 勝又 啓裕
Keisuke Katsumata

1. はじめに

近年、自動車は高性能と環境性能といった二律背反である問題を解決しながら、より性能を向上させている。自動車騒音に対してはより高い静粛性が要求されており、エンジン性能と密接に関係している車両排気音に対してもより高い性能のマフラーが必要とされている。

しかし、マフラー容量の増大による性能向上は自動車の限られた空間を活用することに悪影響を与える。これらの問題の対策の一つとして、扁平型マフラーが提案されている。しかし扁平化によってマフラーの重量や放射音が増加する上⁽¹⁾、新たな気流音⁽²⁾の発生などの問題があり、実用化のための課題とされている。

本研究では、自動車排気系に関して必要な音響、振動や流体実験とそれらの数値解析の両面から扁平型マフラーの性能を予測する方法を検討し、設計手法を提案して適切な排気音のサウンドデザインを目指す。

2. 扁平型マフラーの概要

扁平型マフラーで、一番重要な設計因子は縦横比であり、マフラーの性能にも大きく影響する。本研究の対象とするマフラー概要をFig. 1 に示す。Type Aのシェル断面は従来のマフラーで縦横比(a/b)が0.55、Type Bは縦横比が0.19、Type Cは縦横比が0.06であり、断面積と長さを揃えているので容積はどのマフラーも同等の0.047 m³である。フロントパイプとテールパイプはエンドプレートからマフラー内部まで挿入しており、シェル内には補強のため二枚の孔あきバッフルを装着している。

評価因子としては、挿入損失(Insertion Loss, IL)⁽³⁾と周波数応答関数(FRF)によってマフラー性能を記述する。マフラーから発する音はテールパイプの出口部分からの音が直接聞こえる吐出音、マフラー表面の振動の励起によって発生する放射音の二つがある。吐出音はテールパイプ出口からパイプの軸方向45°、0.5 mの位置に設置したマイクロフォンで測定し、放射音はマフラーのシェル中心から0.05 mの位置に設置したマイクロフォンで測定する。二つの音を完全に分離して考えることは困難なため、ここでは、これらが合成された全体の音を考慮する。

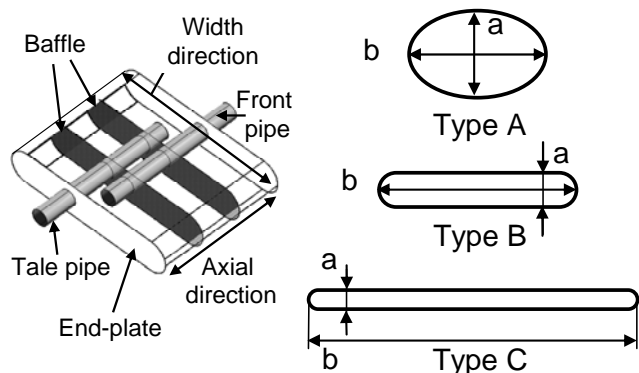


Fig. 1 Types of the flat type muffler

3. 扁平型マフラーの音響特性

本章では扁平型マフラーの基礎特性把握として音響加振実験を行う。そして実験結果と数値音響解析を比較して解析の予測精度を確認する。

3.1 扁平型マフラーの音響特性把握

まず、Type A~Cのマフラーの性能を確認するため実験を行う。挿入損失ILはマフラーを装着しないときの吐出音の音響パワーを W_0 、マフラーを装着したときの吐出音の音響パワーを W_t とすると、次式(1)で与えられる。

$$IL = 10 \text{Log} \left(\frac{W_0}{W_t} \right) \quad (1)$$

Type A~Cのマフラーに関して音響加振による挿入損失をFig. 2に示す。音響入力には100~1000 Hzのサインスイープ波とする。矢印で示した200 Hzと380 Hzの部分はテールパイプの一次、二次、430 Hzの部分はマフラー軸方向長さの一次音響固有周波数である。これらの特性はどのマフラーでも共通に現れているが、扁平化したType B, Cでは、縦横比によって低周波数での性能が大きく異なることがわかる。

3.2 数値音響解析におけるマフラーの性能予測

扁平型マフラーは従来のマフラーとは構造的な面で大きく異なるため、理論的な予測が難しく、Fig. 2のように特性も異なる。そのため、数値音響解析で挿入損失の予測が可能か検討する。

まず、有限要素法による音響モード解析を行う。扁平化によりマフラーの幅(=b)は増加し、Type A~Cそれぞれのマフラーの幅方向一次音響モードはFig. 3となる。これより扁平化によって音響固有周波数が545 Hz, 316 Hz, 153 Hzと低周波数へ移動することが確認できる。

次に、3.1節で測定した音響入力を数値音響解析に適用し、Type Bの実験と数値解析による挿入損失の比較をFig. 4に示す。300 Hz以下では数値の大きさに差が見られ、再現性が低い部分はあるが、矢印で示すテールパイプやマフラー本体部分の共鳴は再現性がある。実験では現れて、数値音響解析では現れない周波数特性は音響要素以外に起因するものだと考えられ、解析精度の向上には流体や振動の影響も検討する必要がある。

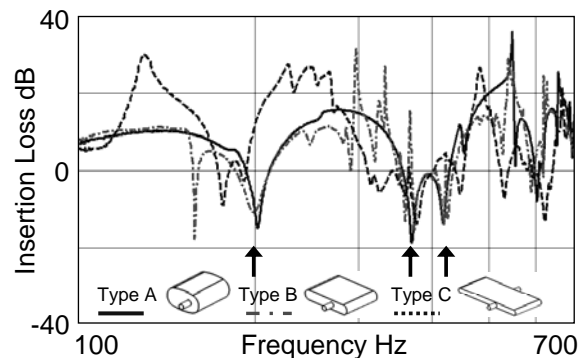
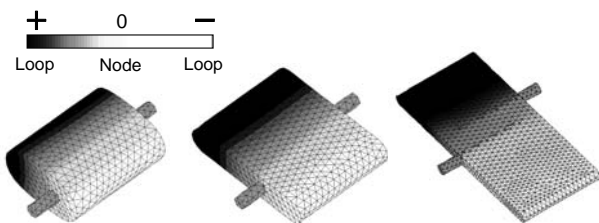


Fig. 2 Comparison of the ILs for each muffler



Type A 545 Hz Type B 316 Hz Type C 153 Hz

Fig. 3 Estimated acoustic modes of the flat type muffler

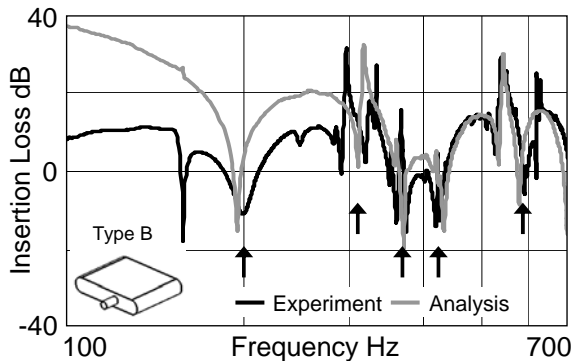


Fig. 4 Comparison of the measured and estimated ILs of Type B muffler

4. 平均流動下でのマフラの性能予測

4.1 平均流動下でのマフラ特性

実車両の排気系では気流の吹き出しによる平均流動が存在し、その影響を考慮する必要がある。

まず、平均流動による扁平型マフラの性能変化を観察するため、ブロー実験にて $0.067 \text{ m}^3/\text{s}$ の定常流を流した状態で吐出音の測定を行う。Fig. 5 には Type A~C の挿入損失を示す。丸印で示すように Type A では 550 Hz、Type B で 300 Hz 付近にマフラの幅方向 1 次音響モードの影響と考えられる特性が現れ、それ以外ではどの Type も矢印で示すテールパイプの音響固有周波数が支配的である。Type C は Type A、B のような音響モードの影響がほぼ見られず、挿入損失が着目周波数で低下する。

4.2 平均流動を考慮した性能予測

平均流動があるときのマフラの性能予測のためには媒質の移動を模擬する必要がある、これは数値解析上で媒質に移動条件を与えることで再現できる。この条件の場合の Type B の実験と数値解析の比較を Fig. 6 に示す。媒質の移動条件はフロントパイプの入口に $0.067 \text{ m}^3/\text{s}$ 相当の 32 m/s を与えて、テールパイプの出口は開放端とする。矢印に示したテールパイプの音響固有周波数が一致しており、丸で囲んだ 200 Hz 以下と 400 Hz 前後で、音圧レベルの差は生じているが、吐出音の予測がある程度可能である。

4.3 マフラ内部の流動可視化シミュレーションによる内部構造の検討

マフラ内部の流れによって乱流が発生すると、それによる新たな騒音成分が発生する。それを防ぐためには内部の流れ分布を観察し、乱流が発生する部分の構造を変更する必要がある。そのため、内部流体の可視化シミュレーションを行う。

Fig. 7 に空気の定常流を流した場合の乱流運動エネルギーを示す。解析条件はフロントパイプの入口に $0.067 \text{ m}^3/\text{s}$ 相当の 32 m/s を与えて、テールパイプの出口は開放端とする。これより、Type A では、フロントパイプの延長上のエンドプレート部で乱流エネルギーが増大する箇所が見られる。Type B においても同様の傾向が見られるが、乱流エネルギーの増大範囲が拡大している。Type C では、テールパイプへの流入部から

エンドプレートにかけての乱流エネルギーが増大しているが、これはシェルとパイプ間の隙間 (Gap) の影響と考えられる。Type A、B では Gap 部分にも空気の流れが見られるが、Type C では Gap が少ないためフロントパイプから流入した空気はフロントパイプとテールパイプの間のみを通り、テールパイプへ流入している。これにより乱流エネルギーが増大する部分も広く分布し、乱流騒音が発生する可能性が高くなる。ブロー実験での Type C の挿入損失の悪さはここに起因していると考えられる。よって扁平形状にするには Gap をある程度確保して設計する必要がある。

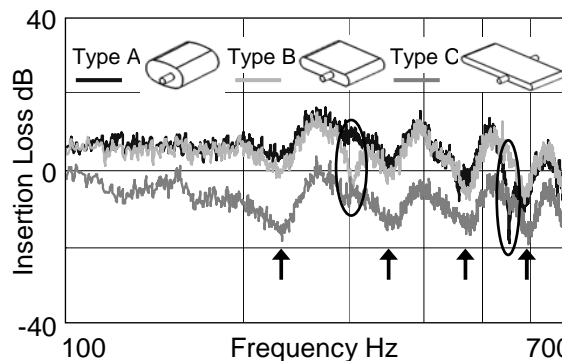


Fig. 5 Comparison of ILs of each type of muffler with mean flow ($0.067 \text{ m}^3/\text{s}$)

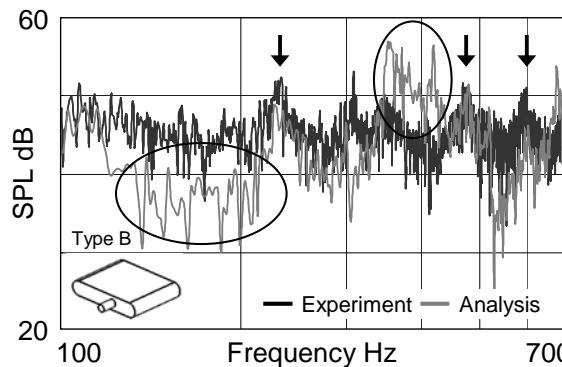


Fig. 6 Comparison of the measured and estimated discharge sounds of Type B muffler with mean flow ($0.067 \text{ m}^3/\text{s}$)

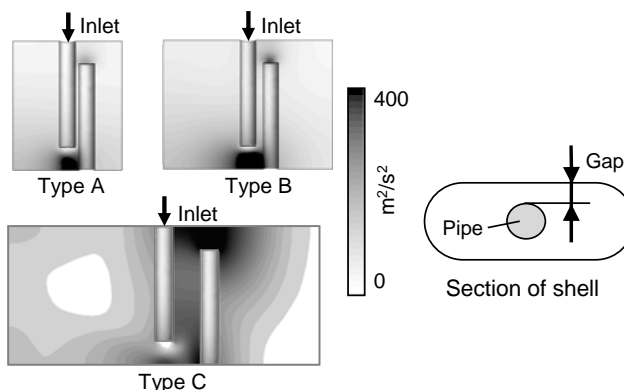


Fig. 7 Simulation result of turbulent kinetic energy and about gap

5. マフラの振動特性と放射音

5.1 実験振動モード解析による振動特性把握

扁平型マフラは同じ体積に対し、広い放射面を持つため、面外振動による構造起因の騒音が増大する恐れがある。マフラの扁平化によるシェル部分の振動変化を確認するために力加振による実験振動モード解析を行う。

実験セットアップを Fig. 8 に示す. マフラを Free-Free に設置し, 測定面の裏側に加振器を取り付ける. 入力は 0~1000 Hz を含むサインスイープ波とし, 放射面に対しての伝達関数を測定する.

Fig. 9(a) は実験における各マフラの振動モードであり, 放射面が大きくなると一次面外振動モードが低周波数へ移動することがわかる. また, Type B, C では放射面の中心部ではない部分に振動モードが励起している. 本来ならばシェルの中心部に振動モードが励起するはずだが, 孔あきバツフル板とシェルの接合部であるスポット溶接が存在するために中心部には励起しないと推測できる.

Fig. 10 には力加振した際の放射音の伝達関数を示す. これより, シェルの剛性低下により Type A では 610 Hz 付近に現れていた固有周波数が, Type B, C では低周波数に多く現れている. また, Type C では比較的影響が小さいシェルの面外一次振動モードが, Type A, B では放射音への寄与が高いと確認できる. このようなシェル面外振動の影響は内部の音場にも影響をもたらす可能性があるため, 振動特性の把握は性能予測の重要な要素の一つであることがわかる.

5.2 数値構造解析におけるマフラの振動特性

振動モードの実験結果が数値解析で再現可能か検証する. 有限要素法を用いた数値構造解析によるマフラの振動モードを Fig. 9(b) に示す. 解析ではスポット溶接部分をばね結合として模擬している. Fig. 9(a) の実験結果と比較すると,

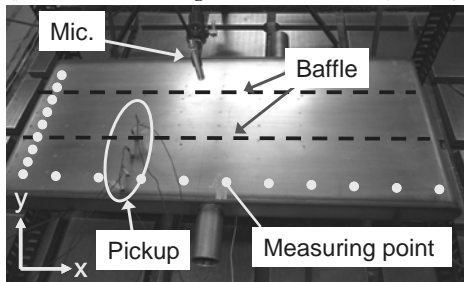


Fig. 8 Experiment setup to observe the surface vibration of flat type muffler

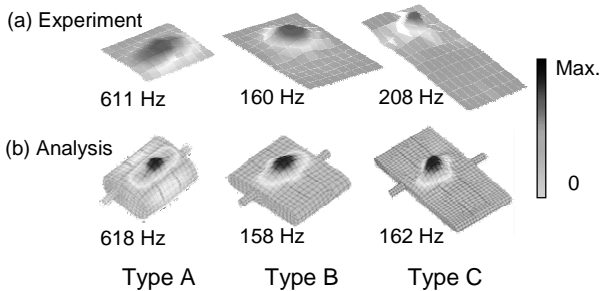


Fig. 9 Comparison of vibration modes on the surface of flat muffler

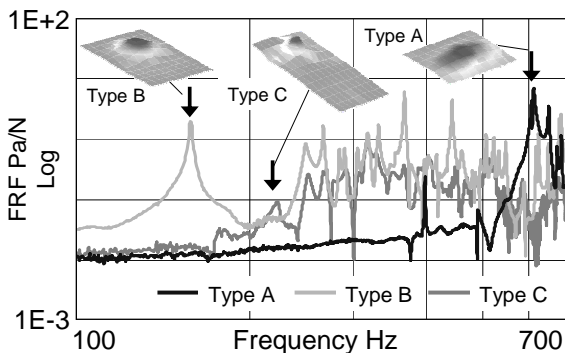


Fig. 10 FRF of radiated sound of each muffler

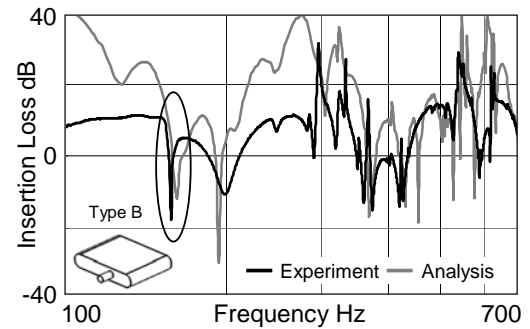


Fig. 11 Comparison of the measured and estimated ILs by vibro-acoustic coupling analysis

Type C では振動モードを励起する箇所にはずれが確認できるが, Type A, B では放射音に寄与の多いと考えられる面外一次振動モードは再現できている.

5.3 振動—音響連成解析によるマフラ性能予測

吐出音はパイプやマフラ内部を通過してくる音だが, シェル面外振動がマフラ内部の音場と連成して音響特性に影響が生じる周波数がある. そこで, 振動音響連成解析により精度の良い吐出音特性を予測する⁽⁴⁾. 連成解析結果を Fig. 11 に示す. 丸印の面外一次振動に相当する 160 Hz 近傍のピークは再現できている.

今回の仕様では面外一次振動モードの影響のみ確認できたが, それ以外の振動も音響固有周波数と重なる場合は消音性能に影響する可能性があり, シェル面外振動の影響は考慮すべき要素の一つである.

6. 扁平型マフラの最適形状提案

6.1 縦横比, 拡張比, 容量変更によるサウンドデザイン

5 章までの検討で扁平マフラの基礎特性と解析精度の調査を行い, 数値解析での予測が十分可能と判断できた. そこで, 次にマフラ本体部分に関する縦横比, 拡張比, 容量の 3 つの要素について, 構造を変更した場合の挿入損失の変化を数値解析で確認する. 使用するマフラは No. 1~No. 5 であり, 番号が大きいほど縦横比が小さい仕様とする.

Fig. 12 に縦横比の変更に対する挿入損失を示す. これより, 縦横比を下げるほど, マフラ幅方向の音響固有周波数は低周波数へ移動することが確認できる.

また, エンジン騒音の主成分となる周波数域を考慮し, 300 Hz までのオーバーオール値と縦横比の関係を Fig. 13 に示す. これより, 扁平にするほど消音性能が向上できることがわかる.

6.2 パイプ挿入位置の変更によるサウンドデザイン

扁平型マフラはマフラ幅方向の音響モードがエンジン騒音の周波数域と重なる可能性があるため, パイプ挿入位置の影響⁽⁵⁾は従来のマフラより大きい. そこでマフラの音響モードを考慮して, 出入口パイプの挿入位置を変更した場合の特性変化を検討する.

まず, あるマフラ形状において, 幅方向の音響モードを低次から三つ算出した結果を Fig. 14 に示す. 破線は音響モードの節の部分を示している. 三つの音響モードは一般的な両端閉の音響管と同様の傾向であり, 幅方向の両端が常にモードの腹となる. 今回の着目周波数 0~700 Hz におけるマフラの音響モードは三つなので, これらのモードの腹を避けてパイプ端部を配置することで音響モードを励起しない効果が期待できる.

Fig. 15 に示すように, 出入口どちらかのパイプ端部を音響モードの腹に配置した三種類の設計案を Type 1~3 とする. また, パイプ端部を三つの音響モードの腹を避ける配置にし

た Type 4 の計四仕様に関して数値音響解析にて吐出音特性の確認を行う。ここでの音響入力は周波数特性がフラットなものとする。

解析結果を Fig. 16 に示す。丸印で示す一次音響固有周波数は出入口パイプのどちらか一方でも音響モードの節に配置した Type 1, 3, 4 では励起しない。二次、三次音響モードに相当するピークの値も低減されており、音響モードの腹の部分にはパイプ端部を配置しない方が良い設計であることが確認できる。

実際のマフラに Type 2 と Type 4 を適用させた場合の実験結果を Fig. 17 に示す。一次の固有周波数である 210 Hz で 19 dB の低減、二次の固有周波数である 420 Hz の低減が確認できた。これにより音響モードを考慮したパイプ挿入位置の変更によるサウンドデザインができた。

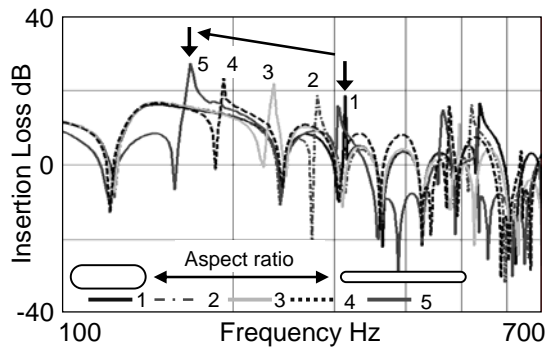


Fig. 12 Change of ILs according to the aspect ratio

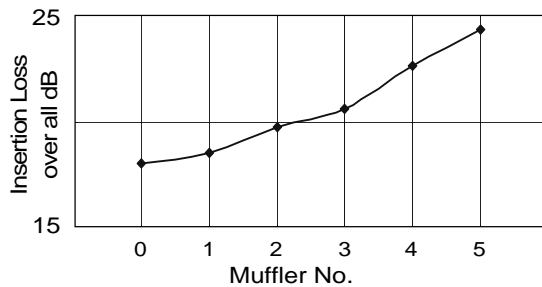


Fig. 13 Change of the overall ILs according to the aspect ratio

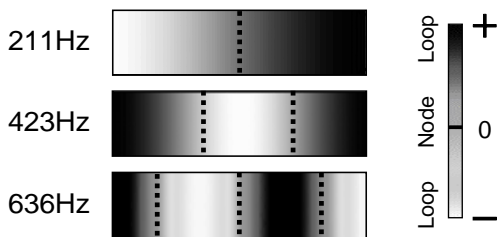


Fig. 14 Acoustic modes of inside the muffler

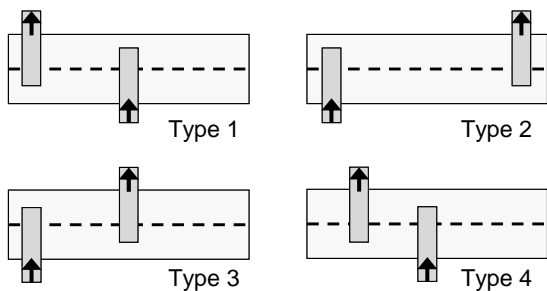


Fig. 15 Design candidates of pipe arrangement

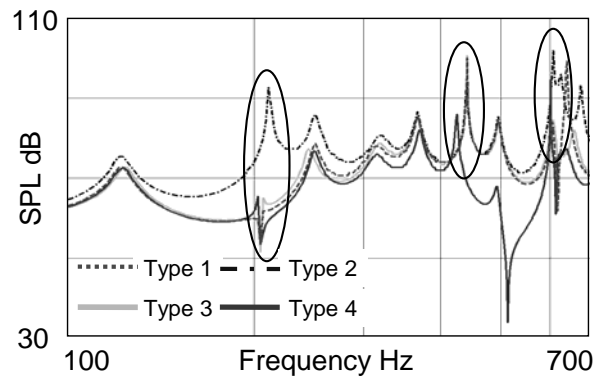


Fig. 16 Comparison of the discharge sound for different offset of pipes

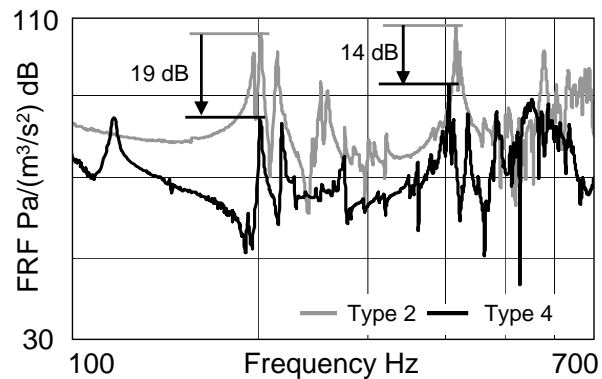


Fig. 17 Comparison of the FRF for bad and optimized muffler

7. 研究成果

- (1) 音響加振実験と数値解析より、扁平型マフラの性能はテールパイプと幅方向音響モードの影響が大きいとわかった。
- (2) 平均流動を考慮した実験から、扁平化がある一定値を超えると実車に搭載する場合に性能が悪化する可能性があることがわかった。
- (3) 扁平化により放射面の面外振動が低周波数になり、放射音への寄与も考えると、構造変更をして面外振動を励起しないような工夫が必要である。
- (4) サウンドデザインを行うにあたり着目すべき設計因子の抽出と、その効果を確認できた。

参考文献

- (1) 勝又 他, “扁平マフラにおける排気音の発音メカニズムの解明”, 日本音響学会講演論文集 (春), 1091-1092, (2010).
- (2) 中野 他, “流体解析および音響解析の連携による共鳴現象を考慮した流体音予測”, 日本騒音制御工学会講演論文集, pp. 41-44, (2007).
- (3) Munjal, M. L, “Acoustics of ducts and muffler”, John Wiley and Sons, (1987).
- (4) 塩川 他, “自動車排気系の内部セパレータ形状を考慮した吐出音の予測”, 日本音響学会講演論文集 (春), 923-924, (2003).
- (5) 勝又 他, “扁平型軽量マフラにおける排気音のサウンドデザイン”, 日本音響学会講演論文集 (春), 1-10-5, (2011).