A115 消音器内の流れの解明と衝撃波減衰に関する研究

馬 紅兵[○](近畿大院), 児島忠倫(近畿大学), 嶽間沢秀孝(近畿大学)
矢納 陽(近畿大学)

Study on the Behavior of Flow and the Reduction of the Shock Waves in Silencer

Hongbing MA, Tadatomo KOJIMA, Hidetaka GAKUMASAWA
and Akira YANOU

ABSTRACT

With the steady increase in the number of cars, the exhaust sounds generated from the exhaust pipes of cars became a serious noise problem. Noise like this is called high frequency exhaust noise and shock waves are considered to play an essential role for the generation of the exhaust noise. Consequently it became necessary to reduce shock waves and to reduce the exhaust noise from the remaining shock waves by attaching a silencer to the exhaust pipes. Using the same calculation method, a numerical analysis of the propagation of shock waves was carried out using several different silencer models with internal structures of comparatively simple numerical analysis.

Keywords: Shock wave, Numerical analysis, Exhaust silencer, Compressible flow, Internal combustion engine

1. 結 言

自動車の排気管から発生する排気音は、自動車の増加に伴い騒音問題を引き起こしている。このような騒音は高周波排気騒音と呼ばれ、この排気音の発生には、衝撃波が影響するものと考えられている⁽¹⁾⁽²⁾。よって、騒音の低減には消音器を取り付け、衝撃波を減衰させることが効果的であると考えられる。既報⁽³⁾では、比較的簡単なモデルにおいて管路の拡大・縮小の繰り返しが衝撃波の減衰に効果的であることを示した。本研究では、衝撃波を減衰させる目的で内部構造を変化させたいくつかの消音器モデルを提案し、消音器内の流れと衝撃波の減衰を数値解析により解明した。

2. 解析モデルおよび解析方法

図1に本研究で使用したモデルの3次元形状を示す。モデル1は3室からなり、途中に絞り部を設けた入り口管と出口管で3室が連結されている。モデル2は、2室を

Fig.1 Configuration of silencer models

入り口管, 連結穴, 出口管でつなぎ, 流れがこれらの管を順に通過することで流路方向が反転するようにした. モデル 3 は, モデル 2 と同じ 2 室の構造であるが, 入り口管が 2 室に貫通していない構造となっている. モデル 4 は, モデル 2 の 1, 2 室の容積をそれぞれ 2.5 倍に拡大したモデルである.

本解析で用いた支配方程式には, 連続の式, 浮力項のない Navier-Stokes 方程式, 発熱源のないエネルギー方程式を, また, 乱流モデルには $k-\epsilon$ モデルを用いた. 基礎式の離散化は完全陰解法とし, 流速における圧力の解法には, SIMPLE 法を用いた.

3. 解析結果および考察

3.1 消音器モデルの解析結果

図 2 に各消音器モデル内の断面図と 2.0ms 後の速度ベクトルを示す. 図 2(a) はモデル 1 の入り口管, 出口管に絞り部がない場合の計算例である. 速度ベクトル図より, メインの流れは入り口管を突き抜けて, 3 室の右側の壁に衝突し 3 室で拡大しながら, 出口管に流入して排出されている. また, 管に開けられた穴から, 各部屋への流れも見られる.

図 2(b) は, モデル 1 の入り口管, 出口管をそれぞれ図中の A1 の部分で面積比 50%, A2, A3 は面積比 30% に絞ってある. 速度ベクトルを見ると, 図 2(a) の場合より入り口管の中の流れが絞り部で減衰し, 管周囲の小穴から 1 室, 2 室に流出している. 等密度線図の観察から衝撃波は図 2(a) のものより弱く, ほかの部分では, 図 2(a) と同様に入り口から流れ込んできた流れが, 3 室へ流れ込み, 出口管から外へ排出される. 管に開けられた小穴からの各部屋への流れは遅く, 逆流して管内に衝撃波の戻り干渉をすることもある. このような絞りを加えることで消音効率が上がるものと推測される.

図 2(c) にモデル 2 の入り口管の中心と連結穴を通る断面図の流れを示す. メインの流れは入り口管を通り, 入り口管出口 (穴 1) から出て, 2 室内で反転して連結穴 (穴 2) に入り, もう一度反転し出口管入り口 (穴 3) に入って外部に出る. 入り口付近の流速は速いが, 入り口管の中で徐々に流速が減速している. また, 穴 3 の出口の流速は入り口に比べて急に低くなっている.

図 2(d) にモデル 2 の出口管の中心と連結穴を通る断面図の流れを示す. 2 室へ流れ込んだ空気が, 壁面にぶつかり反転し, 出口管から排出されている. これが, メインの流れである. 入り口管の側面に, 小穴を開けているが, そこを通る多少の流れが確認でき, メインの流れに干渉しているようすが分かる. また, 出口付近の流速は急に速くなることが確認できる.

図 2(e) にモデル 3 の入り口管の中心と連結穴 (図の穴 1) を通る断面図 X と, 出口管の中心と穴 1 を通る断面図

Y を並べて示す。なお、速度ベクトル図はX断面のものを示している。

ベクトル図より、入り口管を通過した流れはあまり向きを変えず隔壁に衝突し、1 室内で拡散し一部で渦を巻きながら膨張し、連結穴(穴1)から2室に流入している。

モデル3は、モデル2と違い、流れが反転しない構造であるが、管が一直線上にあるようなモデルを除いては、流れが反転しないように見えるだけで、ほとんどの流れは壁面に衝突すると、巻き上がり、直接次の部屋へと流れ込む流れは少なくなる。結果的に何回か反転、つまりは渦を巻いてしまうなど、ロスが多くスムーズに流れていないことが分かる。したがって、一直線上に配置するのが最適と考えられる。しかし、一直線上に配置すると、膨張室から管へと流れ込む際の抵抗が、メインの流れと干渉して、スムーズな流れを妨げる傾向にある。

図2(f)はモデル4の入り口管中心と連結穴中心を通る断面の流れを示している。モデル4は、モデル2と構造が類似しているために、両者のモデルに流れの大きな違いは見られない。しかし、モデル4はモデル2に比べて膨張室が大きくとられているために、変化が緩やかである。

図2(g)はモデル4の連結穴中心と出口管中心を通る断面を示している。膨張室内で流れが拡大したことにより、流速が小さくなっていることが分かる。出口管では1室からの流入する主流に、出口管側壁の小穴から流入する流れが合流し、出口に向かって流速が大きくなり、衝撃波の減衰効果が得られる。

3.2 流入部と流出部の密度減衰特性

図3に各モデルの密度履歴を示す。図中のP1からP4はそれぞれ図2の速度ベクトル図中のP1からP4の位置に対応している。P1, P2は流入部付近に、P3, P4は流出部の出口管中心部に測定点を配置している。

図3(a)の管に絞りのないモデルでは、流入部付近のP1, P2で、密度が急激に上昇するが、すぐに低下している。その後、変動しながら徐々に初期値付近に収束している。また、流出部付近のP3, P4の密度の変化は小さく、安定している。

図3(b)の絞りを設けたモデル1-bではモデル1-aと比べると、流入部付近のP1, P2の密度変化が緩やかになっている。また、P3, P4では、モデル1-aより密度の変動が大きく現れ、P4, P3の順に高い値で安定化している。

図3(c)の流れが反転するモデル2では、流入部付近のP1, P2の密度は、低下後、変動を繰り返しながら、高い密度値で安定化しようが見られる。出口付近のP3とP4の密度は、少し上昇するが、緩やかに減少し、低い値で安定する。

図3(d)のモデル3では、入り口管下流のP1とP2の

Fig.2 Cross section and velocity vector of models

密度は急上昇し、すぐに低下する。その後、密度は、変動を繰り返しながら、徐々に上昇する傾向がある。モデル3は、入り口管端から1室内に自由に流入させる構造のため、1室内で衝撃波の反射が繰り返されると考えられる。出口付近のP3、P4も密度は、図3(c)のモデル2の場合より、いずれも大きな値となっている。P3の密度は変動しながら増加する傾向にある。P4の密度は、小さく変動しながら、徐々に初期値付近の値に収束していく。

図3(e)にモデル4の密度履歴を示す。モデル2(図3(c))の変化とほぼ同様の結果となった。しかし、流入部付近のP1とP2の密度は、モデル2に比べて、変動が小さく穏やかな変化になっている。P3、P4の密度の変動も、モデル2の場合より若干小さい。よって、消音室の容積を拡大することで、衝撃波減衰効果が期待できると思われる。

4. 結 言

- (1) 流れを強制的に反転させることで、流れの膨張、収縮が行われ、消音効果を高めることができる。
- (2) 入り口管から消音室内に自由に流れを流入させると、衝撃波の反射を繰り返すため、減衰に有効でないことがわかった。
- (3) 管に絞りを加えることで、排気効率を向上させることができる。
- (4) 消音器の容積を大きくすると、密度変動を小さくすることができる。

参 考 文 献

- 1) 関根紀朗, 松村修二, 高山和喜, 小野寺収, 伊藤勝宏: 内燃機関排気管内の衝撃波の生成と伝播, 機論, Vol.54, No.498(1988), pp.527-531.
- 2) 嶽間沢秀孝, 児島忠倫, 劉 渝, 井上純一: 消音器内を伝播する衝撃波の構造と減衰特性, 可視化情報, Vol.20, No.2(2000), pp.205-208.
- 3) 嶽間沢秀孝, 児島忠倫, 矢納 陽, 有吉竜一: 衝撃波を伴った消音器内の流れの解明, 可視化情報, Vol.24, No.2(2004), pp.85-88.

(c) model 2

(d) model 3

(e) model 4

Fig.3 Density variation