

# 気流を伴う消音器の放射騒音特性に関する研究 (第1報)

和泉 晴夫\*・小嶋 直哉\*・福田 基一\*\*

## A Study on Characteristics of Noise Radiated from Mufflers with Air Flow (1st Report)

Haruo IZUMI, Naoya KOJIMA and Motokazu FUKUDA

### Abstract

This paper presents an experimental study on generation mechanism and reduction methods of air flow noise in cavity type mufflers.

The effects of various flow speed, cavity lengths, cavity diameters were examined, clarifying the frequency characteristics of that noise. The visualization of internal flow and the measurement of local velocity in the muffler were performed using the smoke-wire method, and hot-wire velocimeter. From these experiments, the distribution of mean velocity and the turbulence characteristics of the internal flow were able to be clearly shown for each type of muffler. It was also clarified that a great deal air flow noise is generated when a jet stream from the inlet pipe directly impacts the tail pipe. entrance. Then, the effects of various methods for the reduction of impact energy and air flow noise are systematically studied.

### まえがき

消音器は、エンジンの吸気取入部・排気放出口に装着したり、送風機・コンプレッサーなどの流体機械装置にも幅広く使用されているが、使用条件が大きく変わるために内部の構造も雑多である。

とくに、エンジンの排気消音器は、省エネルギー対策の上からも、エンジンの性能を損なわずに、目標とする減音量に対して十分な消音効果を発揮することが要求されている。

福田らは、消音器の理論的計算手法を構築して、実験的にその有用性を確認し、実用面での設計指針を与えている<sup>(1)</sup>。しかしながらこの手法は、消音器の内部に高速の気流が存在しない場合のものであり、実際の消音器においては理論的に求めた消音効果を十分には発揮できない。その理由の一つとして、高速気流が消音

器内を通過するとき新たな騒音（本論文では気流音として整理）を発生することが考えられる。

したがって気流音の発生メカニズムを探ることで、流れの影響を考慮した理論的計算を可能にし、より実用的な消音器の設計に役立つものと推察できる。

そこで、複雑な気流音の発生特性を調べるための初期の段階として、定常気流が存在する場合の単純化した消音器モデル内における気流の速度変動と気流音の発生の関係を調査し、消音効果が大きくしかも圧力損失の小さい消音器構造について考察を行なった。以下に概要を報告する。

### 1. 実験装置と実験方法

本実験に使用した気流による消音器の実験装置の概略を Fig. 1 に示す。

図の (a) は、低騒音気流の発生装置と供試消音器及び消音器からの放射音の測定的位置関係を示したものである。気流の供給のために送風機2台を直列に設置し、1台は送風機の空気取入口に絞り弁を装着し、他

\* 機械工学科

\*\* 東京理科大学山口短期大学

の1台は回転速度を制御して流量をコントロールした。送風機から発生する騒音が供試消音器に伝達しないように、約0.2m<sup>3</sup>の鋼鉄製のタンクの内部に吸音材を張り付け無騒音に近い気流を発生させたのち流れを段付管で加速して供試消音器に供給した。なお、この図で使用した供試消音器は鋼鉄製で、入口管および尾管の内径はともに21mmである。

気流の速度は供試消音器の入口側上流165mmの位置でピトー管により測定を行ない、圧力損失の測定は水柱マンオメータにより消音器の入口前および出口後の50mmの位置における圧力差によって求めた。

供試消音器は無響室に設置し、放射騒音レベルの測定は消音器の尾管端より45度方向300mmの位置でコンデンサマイクロホンと精密指示騒音計により観測し、高速レベルレコーダ及び各種周波数分析器により、騒音の特性を調べた。なお、騒音は全て音圧レベルで測定した。また、管端からの騒音の放射の指向特性を調べマイクロホンの設置位置が妥当であることを十分に確認したのちデータを採取した。

一方、各消音器形状に対する減音量の予測を行なうための純音による消音特性試験は、B&K社製の純音発生装置により定音圧実験を行ない消音器の有無による挿入損失(IL)を求めた。

図の(b)はアクリル樹脂で加工した消音器で、内部の気流を、スモークワイヤ法によって可視化観測できるようにした装置の概略で、光源にはクセノンランプと細いスリットを介して、スモークワイヤからのパラフィンミストの変化を観測できるようにカメラを設置

した。また、写真観測のためにランプ供給時刻を、スモークワイヤへの電源の供給時刻から遅延させて同期させた。なお、スモークワイヤの直径は0.1mmのニクロム線で、流動パラフィン塗布して煙霧の発生を行なった。

図の(c)は、アクリル製の供試消音器の内部流れの速度変動成分を詳細に観測するための熱線流速計と測定用のプローブに関する装置概略である。図中の熱線プローブはI型で、観測時は1mm間隔で空洞内部を約200点移動して速度乱れを詳細に調べた。なお、この熱線流速計に用いたプローブによる騒音測定結果への影響は小さいことを確認をしたのち、以下の実験を進めた。

### 2. 消音器のない場合の管端からの放射音

消音器に導かれる気流は騒音を含まない状態であることが望ましいことは言うまでもないが、実際には幾分の騒音を発生している。そこで、消音器への導入管である直管だけの放射騒音の特性を、流速を変化して調べた。

Fig. 2は、気流音実験装置に供試消音器をつけないときの直管からの放射音を観測したもので、流速30~60 m/sにおける比較である。図に示すように、流速の増加につれてレベルが上昇しているが放射騒音の周波数特性はほぼ同様で、変化していないことがわかる。なお、5kHzのピーク値はピトー管の影響である。図中の( )の値は音圧レベルのオーバーオール値(dB)を示す。

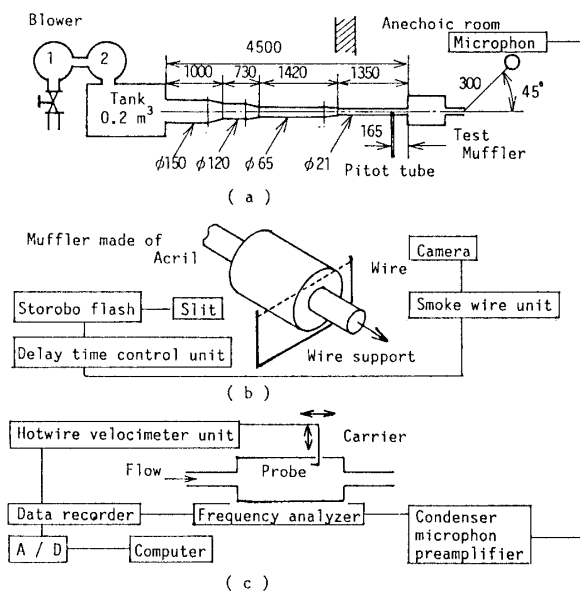


Fig. 1 Schematic diagram of measuring system

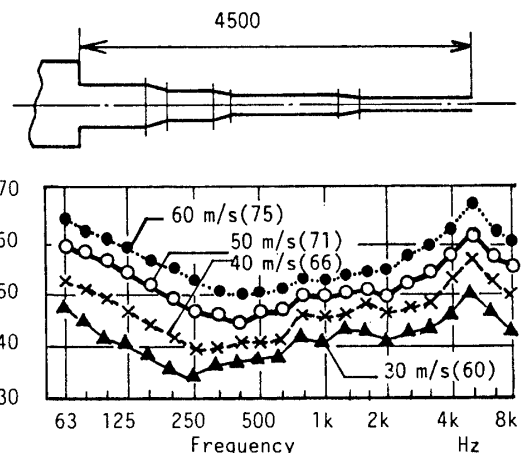


Fig. 2 Frequency characteristics of noise radiated from open end of straight pipe

3. 空洞部形状と放射音および圧力損失

単純構造の膨張型消音器においては、空洞部の長さ  
と直径によって内部空間の大きさが変化するが、この  
空間においては、消音器上流部からの気流の噴流が内  
部で拡散し、尾管入口までの間で複雑な流れ場を形成  
していることが予測される。

Fig. 3 は、空洞長さを一定にした場合の流速の変化  
に対する周波数特性の変化で、流速を変えても放射音  
の周波数特性は定性的には類似の傾向にあると推察で  
きる。音圧レベルの変化量は比較的低周波数域で、直  
管の流速変化に対するものより幾分小さいことが観測  
された。

Fig. 4-(a), (b) は、流速50m/s を一定にして空洞

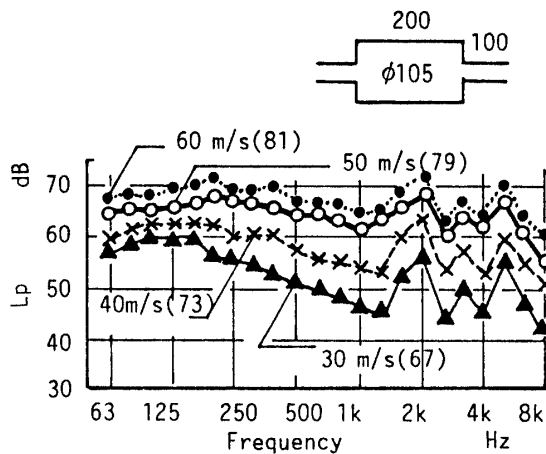
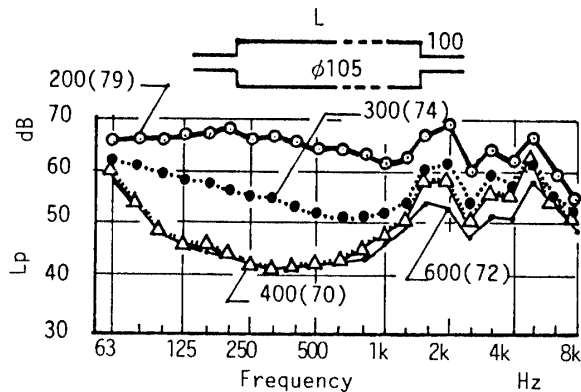
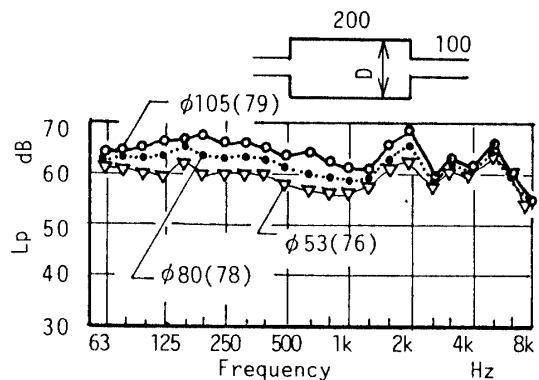


Fig. 3 Frequency characteristics of noise radiated from open end of cavity type mufflers (Influence of flowrate)



(a) Influence of cavity length



(b) Influence of cavity diameter

Fig. 4 Frequency characteristics of noise radiated from open end of cavity type muffler

長さを変化したときと、空洞径を変化した場合の放射  
音の周波数特性で、空洞長さが一定値以下に短くなる  
と発生音が急激に増大し、空洞径が大きいほど放射音  
はやや増大する傾向が認められる。

空洞長さが一定長以下で放射音が増大する原因には、  
上流部からの噴流が十分に拡散されずに尾管入口部に  
衝撃的に衝突するためであると推察され、噴流拡散の  
様子を空洞部壁面の圧力分布から調べることを試みた。

Fig. 5 は、前図における噴流衝撃の影響の少ないと  
見なされる空洞長さ400mm で流速50m/sにおける空洞  
部壁面内での圧力測定結果である。縦軸は無次元数  
 $|P - P_{\infty} / \frac{1}{2} \rho w^2| \times 100 \%$  (P: 壁面静圧,  $P_{\infty}$ は大気  
圧,  $\rho$ : 密度, w: 流速) で表わし、横軸は圧力測定位  
置で示したもので、空洞入口からの距離Xと空洞長さ  
Lの比X/Lが約0.7付近 (X=300mm) で壁面圧力が  
急激に変化しており、空洞入口から突入した噴流が壁  
面に付着する位置であることが推察された。そのため  
に、空洞長さが300mm 以上になると尾管入口部での噴  
流の直接の衝突エネルギーが小さくなるために、Fig. 4  
のように、1kHz以下の周波数で発生音は小さくなって  
おり、逆に空洞長さが300mm以下では大きくなってい  
ることが解明できた。

消音器の空洞部形状変化に伴う、気流音の発生形態  
がある程度解明されたので、次に消音器の性能として  
重要な圧力損失の傾向について調べた。

消音器の圧力損失 (損失水頭) の予測について小幡  
らも提案しているが<sup>(2)</sup>、我々の試みた単純空洞型消音器  
(A型) で  $(n/m)^{1/8} Re^2$  の整理式で近似できることが  
わかった。

Fig. 6 は、空洞の長さや空洞径を変化したときの圧  
力損失の増減を整理したもので、膨張比 (空洞部断面

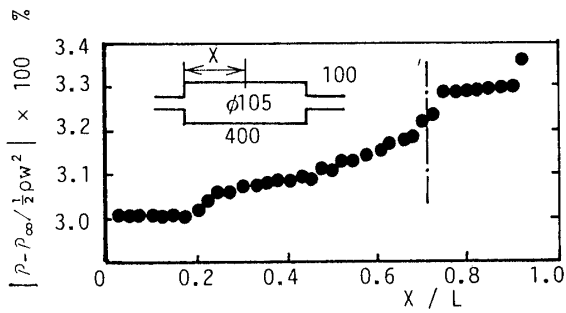


Fig. 5 Pressure distribution on inner wall of cavity

積/管部断面積)をm, 空胴部の縦横比(長さ/直径)をn, レイノルス数(代表長さ:管径)をReで表わし, 各数値を変化して圧力損失の測定値を整理すると, 図のごとくほぼ一直線によく揃っている. 一般的に空胴長さが長く, 流速が増すほど管内での摩擦損失エネルギーが大きくなるために圧力損失は大きくなり, 空胴径が大きいかほど圧力損失は低下することが推察できるが, 本実験においても定性的にこれを裏付ける結果を示したが, 噴流衝撃の大小に比例した圧力損失の予測値とかけ離れた結果も認められた.

なお, 空胴内部が複雑な構造の消音器においては, 噴流衝撃と内部の気流の干渉の条件によって圧力損失が大きく変化するのでその予測は困難であり, 今回の実験では単純な空胴型消音器での圧力損失の特性の把握にとどめた.

4. 噴流衝撃の緩和による放射音低減の試み

4.1 空胴入口部への対策

空胴部の長さを変えることによって, 上流からの噴流が尾管入口部に直接衝突する度合いが変わり, 気流音の大きさに影響を与えていることが明らかとなった. そこで次に, 空胴入口直後における噴流の拡散を早める対策として, ヘルマウスによる緩衝拡散(B型)と, 噴流が尾管部に直接衝突しない構造として入口多孔管端を密閉してその周辺から空胴内に流入する多孔入口挿入管方式(C型)の2種類について比較試験を行い, この結果を Fig. 7 に示す.

Fig. 8 は, 流速50m/sにおけるA型の放射音の周波数特性と入口管に対策をしたB, C型との減音量の比較を示す. 両図からわかるように, ヘルマウスを装着することによって気流音の発生が緩和されており, 両者の比較では多孔入口挿入管方式よりもヘルマウスが有効であることが観測された. また, 圧力損失について

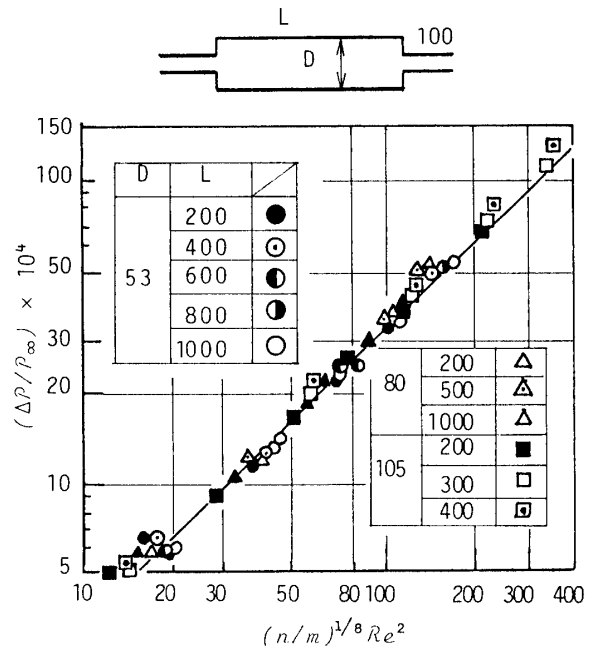


Fig. 6 Rearrangement of head losses

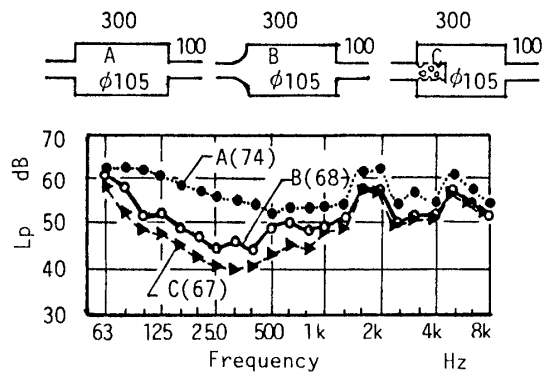


Fig. 7 Shape effects of cavity entrance

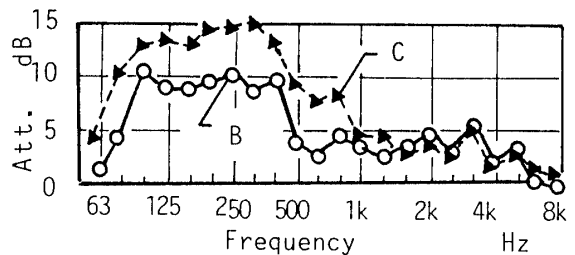


Fig. 8 Noise reduction in comparison with type A muffler (Devices to cavity entrance)

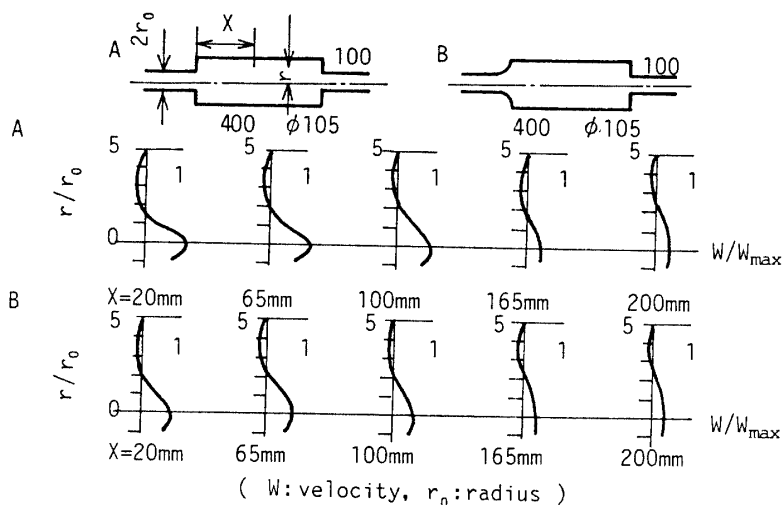


Fig. 9 Flow velocity distribution in muffler cavity (28 m/s)

もベルマウスの方が小さい値を示すことが認められた。

空胴内部の気流の拡散の程度を把握するために、空胴各部における軸方向平均速度の測定を行なった。その結果を Fig. 9 に示す。なお、図の速度分布はピトー管によって流速28m/sにおいて空胴入口から下流側に向かって観測したものである。図から空胴入口部にベルマウスを装着することによって空胴中心部での噴流が、空胴入口から比較的短い距離で減衰しており、尾管入口への噴流衝撃の緩和による気流音の低減に寄与していることわかる。

#### 4.2 尾管入口部 (空胴出口部) の対策

空胴出口部のいわゆる尾管入口部の噴流衝突を緩和する対策としてベルマウス装着(D型)、ナイフエッジ装着 (E型:ベルマウスよりも加工が単純である利点から45度の面トリを行なったもの)、隅部多孔円錐挿入 (F型:ベルマウスに類似した円錐構造で、消音器内部で発生した騒音を円錐部の隅部に設けた多孔部に吸音材(グラスウール)を充填して吸音処理することをねらったもの)の3種類について比較試験を行なった。

Fig.10はA型、D型、E型を比較したもので、ナイフエッジはベルマウスほどの放射音の低減効果は認められないが、気流の速度が本実験よりも高速になった場合には、相当の効果が期待できるものと予想できた。Fig.11は、4種類の消音器(A型、D型、E型、F型)における気流音の周波数特性を比較して示したもので、Fig.12は、A型とのレベル差を減衰量  $Att$  で示した。この図からも明らかのように、尾管入口部の対策にお

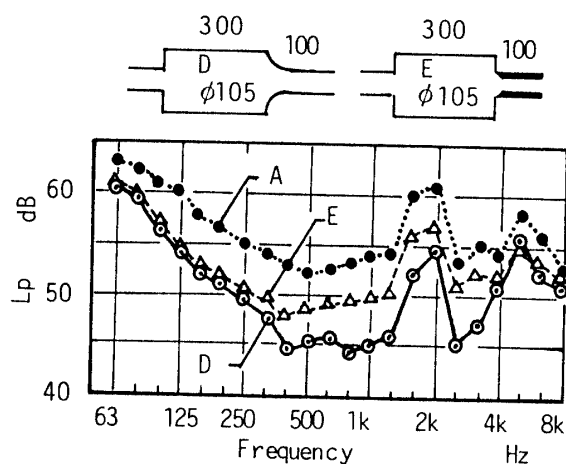


Fig.10 Noise reduction by means of knife-edged adapter

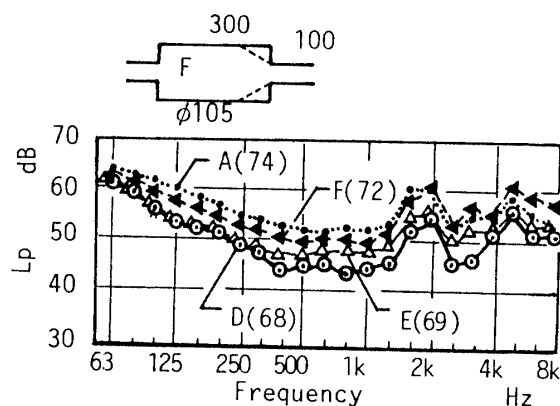


Fig.11 Shape effects of cavity exit

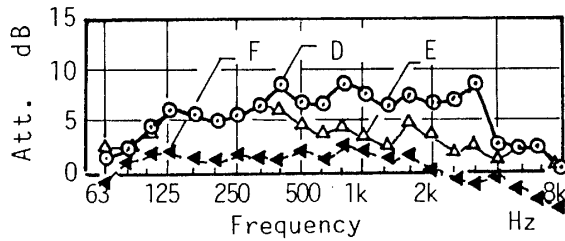


Fig. 12 Noise reduction in comparison with type A muffler (Devices to cavity exit)

いては、空胴入口対策と同じようにベルマウス、次に隅部多孔円錐挿入がオーバーオール値からも放射音低減に効果があることがわかった。

### 4.3 噴流の空胴部通過対策

#### 4.3.1 貫通多孔管の場合

上流からの噴流を空胴部に侵入させることなく、消音器の消音効果だけを發揮する構造として、上流からの流れの方向を変えずに大気中に尾管端から放出する貫通多孔管構造 (K型) を、対策の一つとして取り上げて実験を行なった。

##### 1) 多孔管の放射音の特性

Fig. 13に示すように、貫通多孔管を使った場合の放射音の周波数特性においては、流速を変化しても1kHz以下の中周波数域では放射音の変動はわずかである。しかし、特定の周波数帯域では音圧レベルにピーク値が現われることが観測された。この原因には、多孔管を通過する気流の影響により空胴部で新たな笛吹き音を発生していることが考えられ、流速によって周波数特性と音圧レベルが大幅に変化することが推察される。

この笛吹き音を低減させるために、貫通多孔管の孔の周辺を布で巻いて、孔からの気流の微小な吹き出しを押しえた場合 (M型) の効果を調べると、Fig. 14のような結果を示し、予想どおり笛吹き音は大幅に消滅していることが認められる。なお、本実験に使用した貫通多孔管の管厚さは3.2mmであり、噴流が孔部の凹部形状の側壁に沿って通過するために、気流音の発生についての十分な対策とはいえない。しかし、小孔部の気流の乱れの防止対策を完全に行なえばさらに効果が増すことが推察され、この方式は気流音の発生を防止するための対策の一つとして有効なものと考えられる。

##### 2) 小孔部の気流の流れ (可視化観測)

Fig. 16は空胴入口直後から尾管入口部までの小孔群からの気流の乱れを実験装置 (b) を用い流速10m/sで

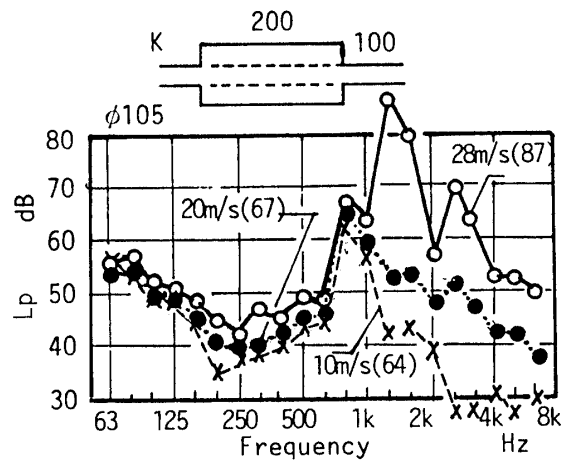


Fig. 13 Whistling noise generated from perforated straight-through pipe

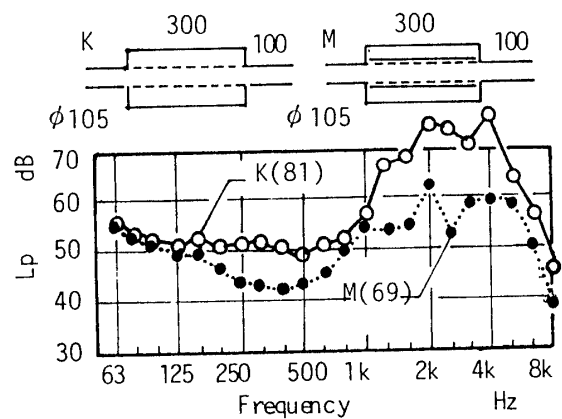


Fig. 14 Effects of perforated straight-through pipe with and without cloth bound



Fig. 15 Photograph of flow pattern (10 m/s)

測定した結果を示す。Fig.15は尾管入口部付近の気流の流れの写真である。図より各小孔から空胴内に噴出した流れは尾管入口直前の小孔部から集中的に尾管に突入していることがわかる。

Fig.15, Fig.16に示すように貫通多孔管を使用したときは流れの一部が空胴内に乱れを生じ、その結果笛吹き音が流速の増大とともにピークレベルを呈することが推察され、前述の貫通多孔管部に布を巻いて小孔群からの気流の乱れを防止するM型は有効な対策の一つであることが認められた。

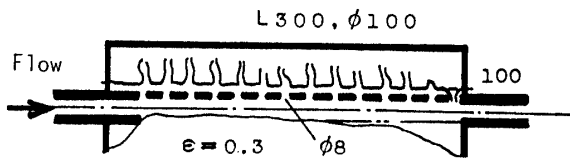


Fig.16 Flow pattern of perforated straight through pipe (10 m/s)

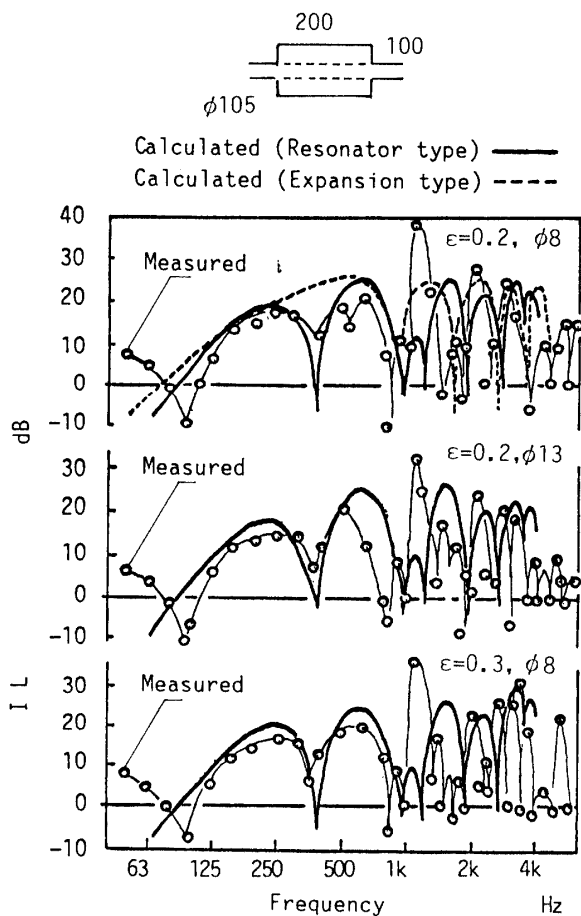


Fig.17 Insertion loss IL of perforated straight through pipe type muffler (Without air flow)

この貫通多孔管方式は、噴流を空胴内部で拡散させずに尾管に直接通過させながら、空胴型消音器として最大の消音効果を発揮させることをねらったものであり、純音実験において理論計算との対応を行ない特性の変化を調べた。

### 3) 小孔径・開口比のILへの影響

Fig.17は、膨張型消音器・共鳴型消音器としてのILの計算結果と実測の比較である。この図は多孔部の開口比  $\epsilon$  (小孔の総面積/多孔管の表面積) と小孔径  $d$  を変化して整理したものであるが、いずれの変化に対しても開口比が非常に小さいものを除けば膨張型消音器としてその消音特性の計算結果も大差がないことが認められた。

これらの実験結果より、多孔管部からの気流の乱れが、小孔径・開口比と流速が大きく左右して笛吹き音の増減に影響を与えていることが明確になった。そこで、小孔径・開口比を流速一定のもとで周波数特性ががどのように変化するかについてさらに詳しい調査をし次の結果を得た。

### 4) 小孔部と笛吹き音の関係

Fig.18は小孔径を、Fig.19は開口比を変化したときの気流音を音圧レベル  $L_p$  で整理して示している。図より小孔径が大きくなるにしたがって、また、開口比が小さくなるにしたがって笛吹き現象による気流音は増大している。

貫通多孔管を用いることは、気流の急拡大・急縮小

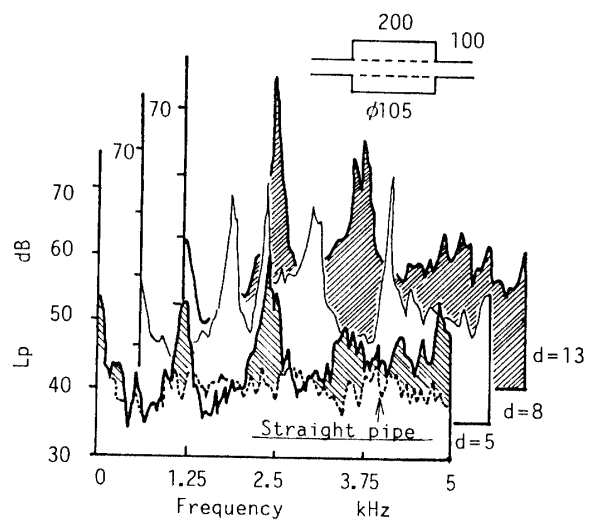


Fig.18 Frequency characteristics of sound pressure level from perforated straight through pipe (Influence of small hole diameter)

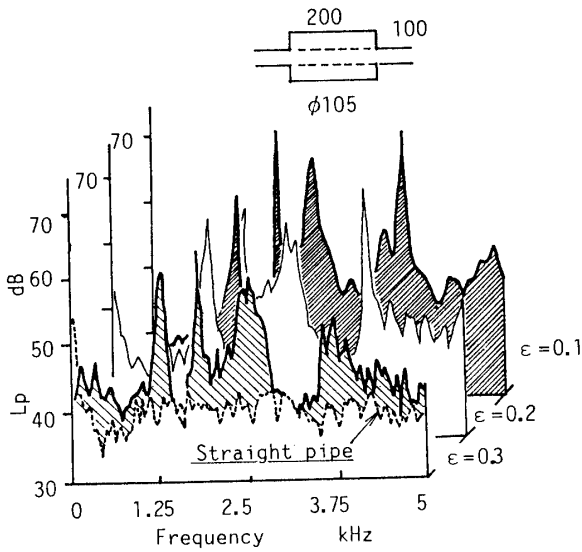


Fig.19 Frequency characteristics of sound pressure level from perforated straight through pipe (Influence of throat area ratio)

を抑えて圧力損失・気流音の低減をねらった方法であるが、消音器からの放射音は笛吹き音によってかえって増大するために多孔管部の気流の乱れを制御する方策をたてる必要があり、前述の布巻き多孔管等による対策が必要であるが、噴流衝撃の緩和に対する効果があることは確認できた。

4.3.2 オフセットした場合

空胴入口からの噴流が尾管入口部へ直接あたらない構造として、入口管中心線と尾管中心線をずらしたいわゆるオフセット構造 (N型) にすることで尾管入口部での噴流衝撃音が緩和されることが推察できるのでこの方法での騒音低減を図った実験結果を Fig.20に示す。Fig.20は、噴流衝撃による放射音を空胴長さを500mmと200mmとで比較したもの (上図) と、空胴長さ300mmで入口管と尾管をオフセットしたものを同等長さの直管における放射音を比較したものを (中図)、および空胴長さ500mmと先程の直管の放射音を比較したもの (下図) を示す。

図のハッチング部は噴流衝撃に伴う気流放射音の増減の傾向で1 kHz以下で変化が大きいことがわかり、オフセットすることで、噴流衝撃がやわらげられるために低周波域での音圧レベルは低下するが、挿入管の影響によって400Hz~2kHzまでの中周波数域で断続的に気流音が新たに発生している。結果として、新たにこの解明を図る必要があることを認めた。

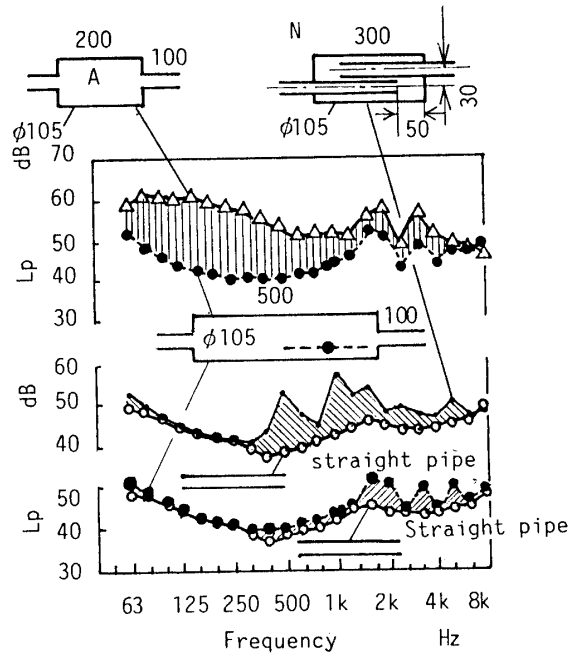


Fig.20 Comparison of air flow noise with jet collision (45 m/s)

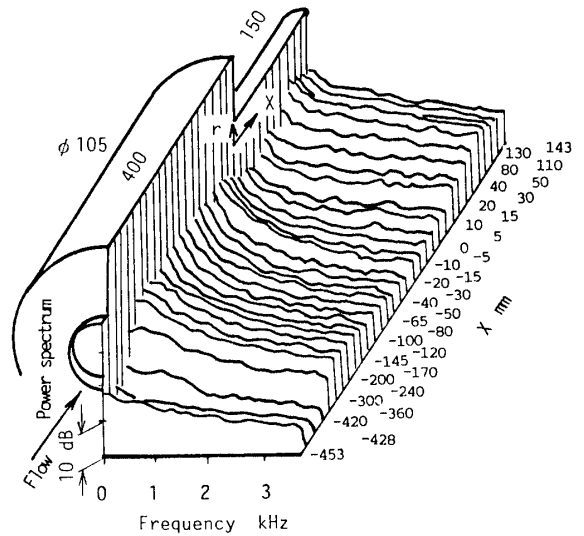


Fig.21 Distribution of fluctuating velocity along the axis of a muffler in a cavity (50 m/s)

5. 消音器内の気流速度乱れと放射音

膨張型消音器において、空胴部と尾管との結合部分付近で、空胴内部での気流が再度縮流を形成して尾管内部で通過して放射騒音に影響を及ぼしていることから、気流の速度変動を詳しく調べて、気流音の発生要



因をさぐるために以下の考察を行なった。

Fig.21は実験装置(c)を用いて、空洞長さ400mmで流速45m/sにおける消音器中心軸上での流れの速度変動の周波数特性を上流から下流に向かってパワースペクトルで整理したものである。

図において入口管における速度乱れは、導入管の助走区間において小さく抑えられており、速度乱れのスペクトルは全周波数域において小さい値を示している。

空洞入口の急拡大部においては全周波数域で乱れのレベルは急激に増大し、下流になるにつれて高周波数成分の速度乱れが次第に減じ、空洞出口の急縮小部(尾管入口部)では低周波数成分が急激に抑えられ、その後尾管内で再び乱れが増大する。

この傾向は中・高周波数域において著しく、消音器入口と尾管出口端における速度乱れの周波数特性を比較すると、全周波数において尾管出口端におけるレベルが5~8 dB 大きい値を示し、かつ、レベルの増加は低・中周波数域において大きいことから、気流音の発生傾向と対応していることが認められた。

#### ま と め

気流を伴う消音器から発生する気流音について各種の実験装置と消音器構造を組み合わせることにより多くの実験を行ない考察した結果、次の結論を得た。

1) 単純空洞型消音器から発生する気流音の原因の一つは、消音器入口からの噴流が尾管入口部に衝突することにあり、噴流衝撃を緩和する方法として空洞部

入口・出口部(尾管入口)にベルマウスを設置することにより騒音低減効果が大きいことが確認できた。

2) 空洞入口部対策で低周波数域、尾管入口部の対策で低音から高音域の広い周波数帯において、気流発生音の低減効果が期待ができることがわかった。

3) 単純空洞型消音器の圧力損失の傾向が整数数( $n/m$ )<sup>1/8</sup> $Re^2$ で整理できることがわかった。

4) 貫通多孔管構造は気流音の低減と圧力損失の両面で有効であることが確認できた。なお、多孔部からの笛吹き音の発生を抑える方法として布巻構造も効果があることがわかった。

5) 可視化観測及び熱線流速計による気流の速度乱れの観測から、気流音発生メカニズムの解明に手がかりを得ることができた。

本論文は、消音器各部の形状と気流発生音との関係を調べたものであり、消音器の実用設計のための継続的研究の一部である。今後はさらに気流音の発生メカニズムの解明を深めていく予定である。

最後に、実験研究に協力いただいた昭和58年度~昭和61年度の卒論生に謝意を表する。

#### 参 考 文 献

- 1) 福田ほか2名, 機論, 48-432, B, (1982), 1586
- 2) 小幡・平田, 音誌, 34-9, (1983), 532
- 3) 福田・奥田, 機誌, 74-626, (1969), 603
- 4) 和泉・福田・小嶋, 機論, 456, B, (1984), 1879

(平成元年4月14日受理)