

リアクティブ形消音器の気流騒音特性

藤 本 茂 夫

Air Flow Noises of Reactive Mufflers

Shigeo FUJIMOTO

Abstract

This paper deals with the experiments on the noises generated by air flows in mufflers of the reactive type. The experiment have been carried out for 60 mufflers in which impinging distance between the inlet pipe end and tail pipe is in the range of 30~300 mm. The flow noises radiated from tail pipe ends of test mufflers are measured under the flow velocity of 20~50 m/s.

The results show that the energy of the flow noise increases with about 6th power of the flow velocity on the average. Generally, the flow noise decreases with the increase of the impinging distance of mufflers. On the contrary, the pressure loss of mufflers increases with the increase of the impinging distance. And then the correlation between the flow noise and the flow velocity fluctuation is analyzed by FFT method for several mufflers. In this analysis, the high coherency value between the flow noise and the flow velocity fluctuation is obtained in the case of mufflers which generate the resonant flow noise of the high level at the specified flow velocity.

1. ま え が き

消音器の音響減衰量については、すでに古くから理論および実験が行なわれており、その評価手法もほぼ確立されている¹⁻³⁾。理論計算については気流の流れ方向の1次元波動を対象とした伝達マトリクス法による計算が広く行なわれており、さらにとくに高周波数域に対しては消音器内部の2~3次元波動を考慮した有限要素法などの手法も発表されている^{4,5)}。しかし実際の消音器においては内部を通過する高速気流による気流騒音の発生のため、消音効果が低下する。この問題についても近年定常気流や脈動気流に対しての実験研究が行なわれており、定性的にはかなりその性質が明らかになって来た⁶⁻¹²⁾。なお最近の流れの可視化の技術を利用して、消音器内部の気流の乱れを観察する研究が行なわれている^{11,13)}。これにより気流の乱れの発生位置を特定することが可能となり、気流騒音低減のための対策に有力な根拠を与えることが可能となった。しかしこの方法では気流の乱れと騒音との関係が必ずしも明確でなく、また周波数に関する情報がえら

れない欠点がある。

本研究は各種寸法のリアクティブ形消音器¹⁾要素約60種類を対象として、これにブローによる流速20~50 m/sの気流を流し、尾管端より放射される気流騒音を測定解析したものである。消音器のとくに中高周波数域における気流騒音のエネルギーは一般に双極子音源（圧力騒音）と分類され、流速の6乗に比例するとされている^{6-9,11,14)}。本実験ではとくにこの流速範囲において供試消音器の種類寸法による発生騒音レベルの差の詳細を明確にすることを第一の目的とし、さらに各種の気流騒音抑制対策の効果を定量的に求めることとした。さらに気流騒音の消音器内での発生位置を特定するため、とくに気流騒音の発生量の大きい消音器を対象として、熱線風速計を使用して消音器内各位置の気流乱れを測定し、これと放射騒音との関係をFFT技術により計測処理する実験を実施し、この方法の有効性について検討を加えた。

2. 実験装置および方法

2.1 実験装置と方法

実験装置の概要は図1に示すように、ブローの空気

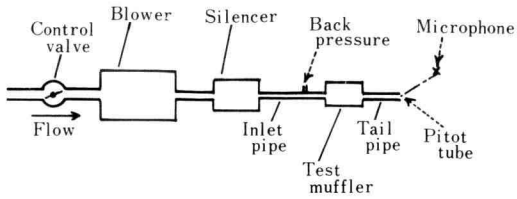


Fig. 1. Arrangement of test apparatus

流を消音装置を通して低騒音気流として供試消音器に導く。流速は吸気口に絞り弁を設けて調節し、ピトー管を用いて流速を設定する。供試消音器から尾管を通して放射される気流騒音は、尾管端から45度、距離25 cmの位置にマイクロホン置いて、1/3オクターブ分析、A特性騒音レベル等の測定を実施する。なお供試消音器の入口管部に水柱マンメータを置いて背圧の測定も行った。

つぎに気流音の消音器内での発生位置を特定するため、熱線風速計を使用して消音器内部での気流の乱れを計測した。即ち尾管からの放射音と供試消音器内部に挿入した熱線プローブからの信号を、ローパスフィルタを経て2チャンネルのデジタルメモリ（最大128kワード）に導き、GP-IBを通して16ビットパソコンでFFT処理することとした。本実験ではサンプリングタイム100 μ s、一回のサンプル数1,024とし、これにハニングウィンドウを掛けた上で、9~16回のアベレーシング処理を行なって、オートスペクトル、クロスベクトル、コヒレンス関数を算出した。

2.2 供試消音器

供試音器は図2および表1の形状寸法のもの総計60種について実験を実施した。なお供試消音器への入口管径は22 mm、消音器断面寸法は120 mm角である。ここで通常の空洞膨脹形をA種、さらに入口側または尾管側に挿入管があるB、C種、両側が挿入されているD種の4種とした。さらにこれら各種について入口管と尾管が軸線上で対向している正規形N、入口管と尾管軸にオフセットを付けたO形、尾管の入口にベルマウスを付けたものB、さらにオフセットにベルマウスを併用したOB形の4形式を設定した。

なお挿入管部は $l_1=l_3=30$ mm、オフセット $S=55$ mmとし、入口管端からの噴流が尾管入口に当るまでの間隔は $l_2=30\sim300$ mmの範囲とした。なおベルマウスの半径は $r=12$ mmである。

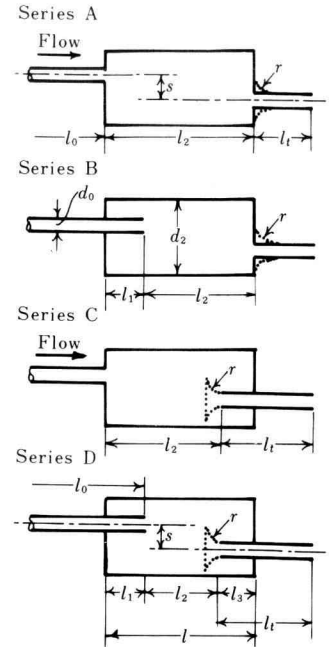


Fig. 2. Schema of test mufflers

Table 1. Dimension of test mufflers

Notation	Remarks	Size (mm)
d_0	dia. of inlet pipe	22
d_2	dia. of muffler size	120
l_0	length of inlet pipe	600
l_1	insertion length of inlet pipe	30
l_2	impinging distance between inlet & tail pipe	30~300
l_3	insertion length of tail pipe	30
l_t	length of tail pipe	30~400
s	offset between inlet & tail pipe axis	55
r	radius of bellmouth	12

Note type N: normal arrangement ($s=0, r=0$)
 type B: muffler with bellmouth ($r=12$)
 type O: muffler with offset ($s=55$)
 type OB: muffler with bellmouth & offset

3. 実験結果および考察

3.1 気流騒音のスペクトル

気流騒音の1/3オクターブ分析結果の一例を図3に示す。これは供試消音器C9-N(C正規形で $l_2=9$ cm)で尾管長は $l_t=18$ cmのものであるが、尾管の共鳴1~2次に相当する900 Hz, 1.8 kHz付近を中心とした中高周波数域のバンドレベルが流速と共に増大している。これに対して図中の点線は直管(消音器なし)の場合のスペクトルで右下りないしは平坦な形をしていることが分かる。なお200 Hz程度以下の低周波数は暗騒音レベルに近く誤差が多いと考えられる。したがって各流速別の代表レベルとしてはA特性騒音レベルで検討することが合理的である。

気流騒音は入口管からの噴流が尾管に衝突する現象が原因の一つであるが、このため各消音器の入口管と尾管の対向間隔 l_2 を変えた場合の流速40 m/sにおけるスペクトルを図4に示す。図のA正規形で $l_t=5$ cm(共鳴基本周波数約3 kHz), b)はC正規形で $l_t=6$ cmの場合である。両者とも l_2 が短くなる程中高周波数域でレベルが増大し、A特性騒音レベルも高くなっている。 l_2 が長くなると噴流のコアが直接尾管人口に衝突しなくなるのでレベルが低下するが、このほか l_2 の増大に伴い消音器の容積も大きくなり純音響的減衰量の点でも有利になる効果も加わる。

上述のスペクトルから気流騒音の主成分が尾管の共鳴¹¹⁾にかなり依存する傾向が見られるので、同じ消音

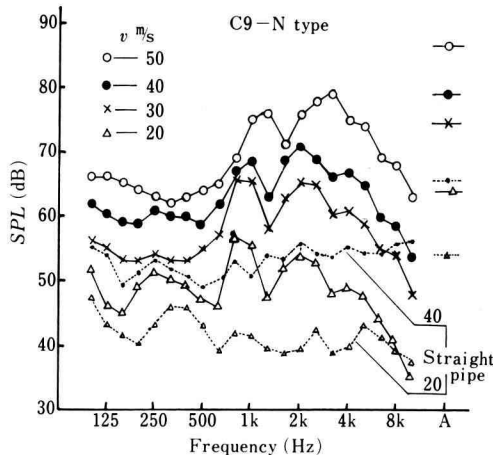


Fig. 3. Variation of noise spectrum with flow velocity in muffler C9-N

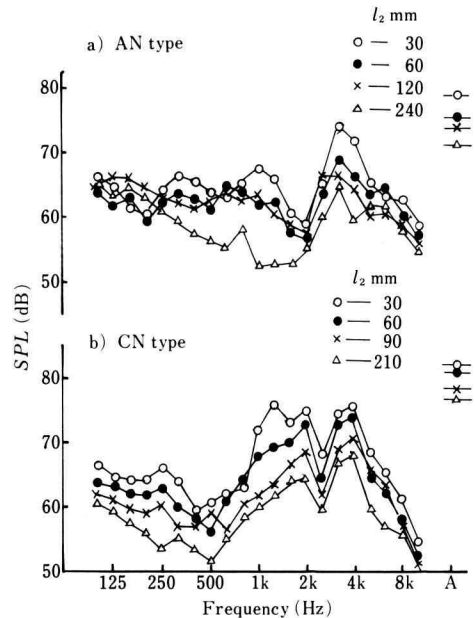


Fig. 4. Variation of noise spectrum with impinging distance in muffler A-N and C-N (40 m/s)

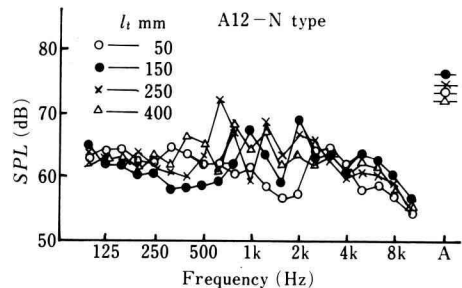


Fig. 5. Variation of noise spectrum with tail pipe length in muffler A12-N (40 m/s)

器に尾管長 l_t を変えて実験した結果を図5に示す。これはA12-N形(A正規形で $l_2=12$ cm)の消音器に $l_t=5$ cm(共鳴基本周波数 f_t は約3 kHz), $l_t=15$ cm(f_t は約1 kHz), $l_t=25$ cm($f_t=680$ Hz), $l_t=40$ cm($f_t=420$ Hz)の4種の尾管を付けた場合で、尾管の f_t , $2f_t$ などの共鳴周波数付近にバンドレベルのピークが見られる(ただし必ずしもこれらの周波数だけで説明できた場合もあるが)。これらのことから気流騒音が主として中高周波数域で発生し、これが尾管の共鳴により増幅される現象として説明できる。

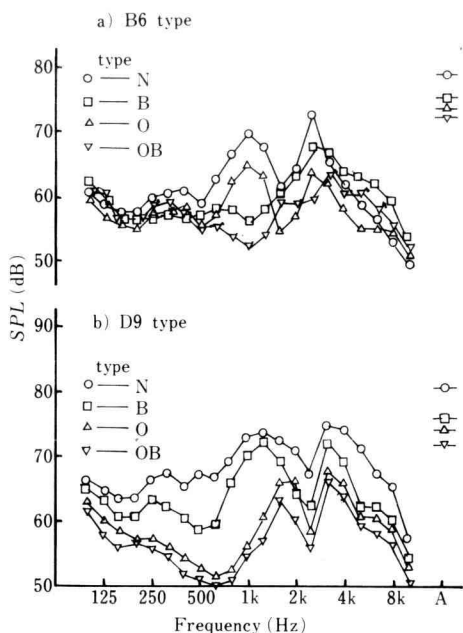


Fig. 6. Variation of noise spectrum by changing muffler type

つぎに気流騒音の発生を抑制する対策を施した消音器のスペクトルの一例を図6に示す。図のa)はB種 $l_2=6$ cmで、正規形N、ベルマウス付B、オフセット付O、オフセットとベルマウス付のOB形の4種、b)はD種 $l_2=9$ cmで同様の4形式の測定結果である。両者ともOB形が最も効果があり、ついでオフセット付が有効であることを示している。ベルマウス付は単独ではそれほど効果が上がっていないようである。

3.2 気流騒音レベルと流速

図3でも示したように気流騒音は流速に大きく影響される。一般にはその発生エネルギーは流速の6乗に比例する双極子音源(圧力騒音)と説明されている^{6,8,14)}。この点を明確にするため各消音器のA特性騒音レベル L dB(A)を流速 v に対してプロットしたものの例を図7, 図8に示す。図7はA9形, 図8はD6形の各4種である。流速 v (対数目盛)に対して20 m/s程度以上で直線関係がえられている。20 m/s以下で直線からずれるのは、対象気流騒音以外の暗騒音の影響である。いま気流騒音のエネルギーを E とするとき

$$E = kv^n \quad \dots\dots\dots(1)$$

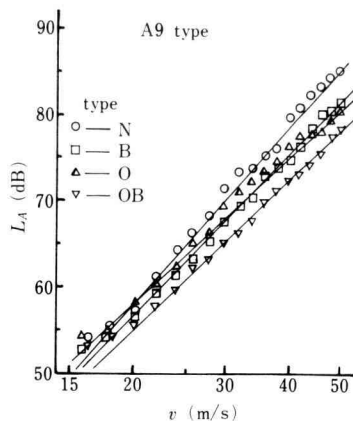


Fig. 7. Relation between flow noise level and flow velocity in muffier A9

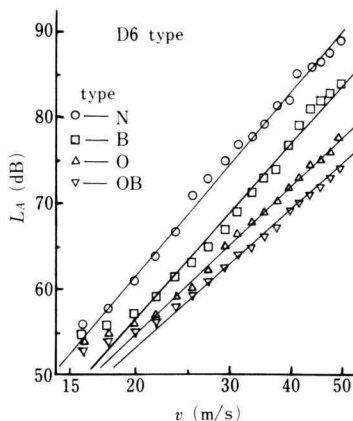


Fig. 8. Relation between flow noise level and flow velocity in muffier D6

ここで n は増加指数である。したがってこれを dB 表示にすれば

$$\begin{aligned} L &= 10 \log_{10} k + 10n \log_{10} V \\ &= K + 10n \log_{10} V \quad (\text{dB}) \quad \dots\dots\dots(2) \end{aligned}$$

が導かれる。ここでここで

K : 各消音器の定数 ($V=1$ m/s における仮想気流騒音レベル)

n : 各消音器の増加指数

v : 流速 (m/s)

であり、図7, 8の直線の傾きが n の大小となる。図を見ると正規形Nの場合が最もレベルが高く、直線の傾き n の値も大きく、オフセットなどの場合はレベル

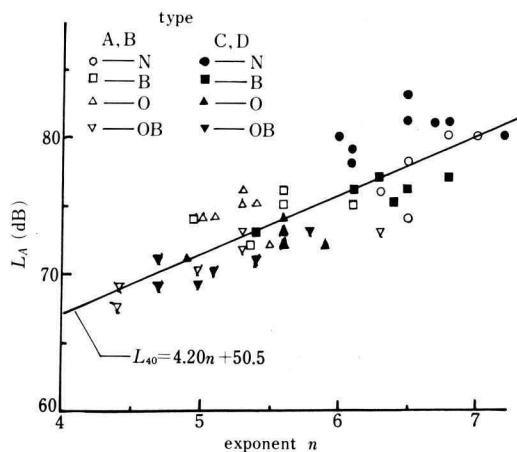


Fig. 9. Relation between flow noise level at velocity of 40 m/s and exponent n

が低目になっている。各消音器ごとに平均的直線を引くとその傾きと $V=1$ m/s との交点から n と K の値を求めることができる。

実験した消音器のうち主なる 74 種についてこの L_v 直線から n, K を求め、全数の平均を求めると、実験の流速範囲においては

$$L_m = -17.9 + 57.9 \log_{10} v \quad \dots\dots\dots (3)$$

すなわち増加指数の平均値 n_m および K_m は

$$n_m = 5.79, \quad K_m = -17.9 \text{ dB(A)}$$

となり、増加指数の平均はほぼ 6 に近い値となる。

次に各消音器について $V=40$ m/s のレベル L_{40} と n との関係を求めると図 9 のようになり両者の相関係数 ρ , 回帰直線は

$$\rho = 0.812$$

$$L_{40} = 4.20n + 50.5$$

となり、レベルの大きい消音器は n の値も大きくなっている。なおこの図からも気流騒音の発生が少ないのは OB 形、O 形であり、基本形の C, D 種よりは A, B 種の方がやや有利な傾向を示している。なおこの n の算出値は L_v 直線の直線部分の長さがなお十分とは云えないので、精度の点で検討が必要と思われる。

したがって各消音器の対策効果をまとめるために、 n の値でなく $v=40$ m/s における騒音レベル L_{40} で検討することとした。図 10 は l_2 に対して各形式ごと

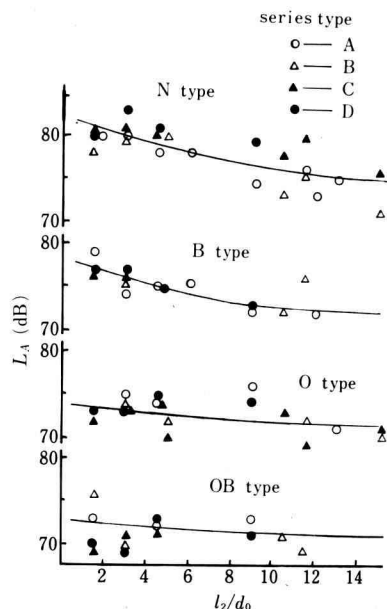


Fig. 10. Relation flow noise level and impinging distance at velocity of 40 m/s

に L_{40} の値を示したものである。正規形 N では l_2 が小さく、入口管から消音器空洞部に噴出する噴流のコア長さに相当する $l_2/d_0=4\sim5$ 以下ではレベルが大きく 82~80 dB(A) 程度であるが、 l_2 が大きくなるとレベルも低下し 75 dB(A) 程度になる (増加指数では $n=6.8$ から 5.8 程度の範囲)。なお A, B 種より C, D 種の方が高めであるが、その差は l_2 の大きさはの差よりは小さい。ベルマウス付の B 形も同様な傾向であるが、絶対値は N 形に比べてやや低く 78~72 dB(A) の範囲になっている。つぎにオフセット付の O 形では l_2 の値によらずほぼ一定値で、A~D 種別による差は少なく $L_{40}=74\sim72$ dB(A) 程度であり、また OB 形ではさらに低めの 72~70 dB(A) ($n\approx5$) 程度となり、正規の N 形に比べて l_2 の小さい場合 10 dB, 大きい場合 5 dB 程度の減音効果がえられることがわかる。

3.3 気流騒音と気流の乱れの関係

気流騒音の消音器内での発生位置については、入口管からの噴流の尾管への衝突が大きな原因と云われており、その他消音器鏡板部の振動¹³⁾ や、空洞部の自励振動¹⁵⁾ などで説明されている。これについて流れの可視化による気流の乱れを観察することが行なわれている^{11,13)}。ここでは消器内部に尾管端より熱線流速計の

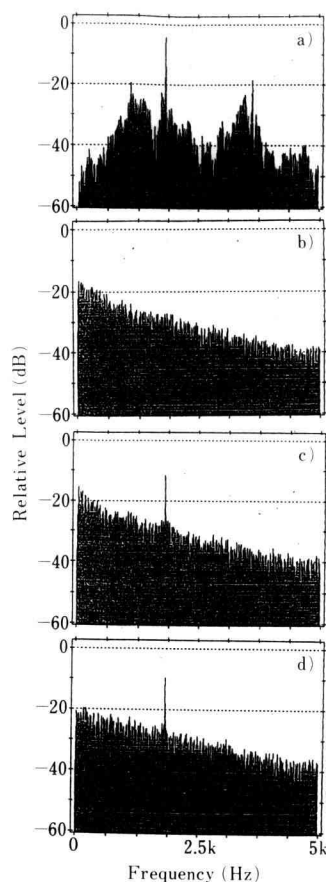


Fig. 11. Auto-spectrum of a) flow noise, b) inlet pipe, c) muffler chamber and d) tail pipe

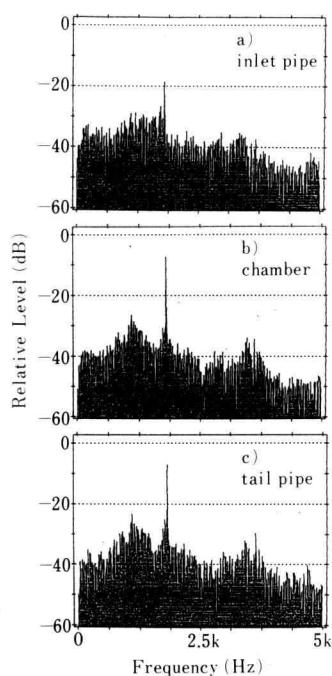


Fig. 12. Cross-spectrum between flow noise and flow velocity fluctuation

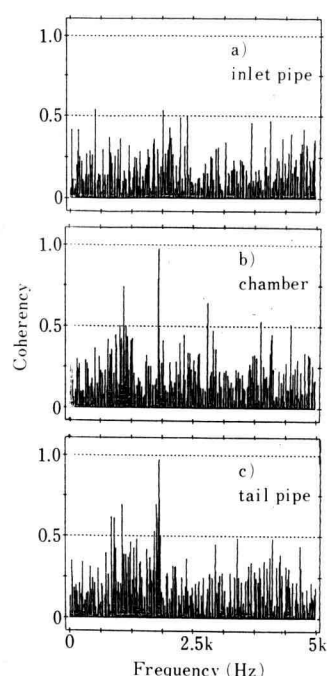


Fig. 13. Coherence function between flow noise and flow velocity fluctuation

プローブを挿入し、その出力と尾管端から放射される騒音とのクロススペクトルを算出する手法を試みた。1回のデータ数は1,024で、12回のアベレーシング処理によることとした。対象とした消音器のうち、とくに流速45 m/s付近で異音を発生したD3-N形 ($l_2=3$ cm, $l_t=6$ cm) についての測定結果を図11以下に示す。

図11のa)は放射気流音のオートスペクトル、b)~d)はそれぞれ測定位置が、消音器内の入口管内(上流側3 cm)、消音器空洞中央および尾管内(上流端より3 cm下流側)での気流の乱れのオートスペクトルである。騒音のスペクトルは1.9 kHzに最大ピークがあり、それより約15 dB程度低いピークが1 kHzおよび3.5

kHz付近に現われている。これに対しb)は右下りの一様な分布のスペクトルであり、c) d)も同様な傾向をもつが、1.9 kHzにピークが見られるのがb)と異なっている。

図12はこの気流騒音と各測定位置の気流乱れとのクロススペクトルの計算結果であり、図13は同じく各位置とのコヒーレンス関数である。とくに図13を見るとa)の入口管内との値は全般に低く音と気流の関連度はほとんど見られない。これに対してb)およびc)のコヒーレンスは1.9 kHzにかなり高いピークがあり、ついで1 kHz付近の成分にも関連も見られる。したがってこの結果を単純に割り切れればこの気流騒音の主成分である1.9 kHzの音は消音器中央部の気流の乱れ

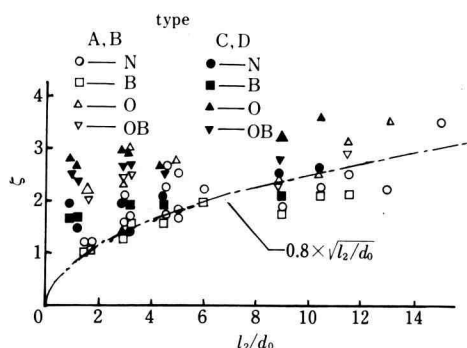


Fig. 14. Relation between pressure loss coefficient and impinging distance

とコヒーレントな関係にあると判定できる。これは対向する管系の噴流衝突による自励振動¹⁵⁾として説明されている現象に合致する。なおこのようにはげしい流速変動成分は明瞭に検知できるが、その他の騒音成分と気流の乱れとの関係はあまり明確でない。

したがってこのD3-N形など異常音の大きい消器以外の一般の消音器については、音と気流乱れの間に目立った関係がえられず、さらに検討の余地が残されている。

3.4 各消音器の流れ抵抗損失

前節までに高速気流による消音器の気流騒音について検討を加えた。しかし消音器においては騒音と並んで、高速気流による流れ抵抗についても考慮する必要がある。ここではマノメータによる各消音器の流れ抵抗について検討し、気流騒音との対応を比較することとした。

各消音器の流れ抵抗は圧力損失係数

$$\zeta = \Delta p / (\rho v^2 / 2)$$

の形で求めた。ここで Δp は背圧、 $\rho v^2 / 2$ は動圧である。この結果を図14に示す。図を見ると、A, B種のベルマウス付および正規形が最も低く、それも l_2 の値が小さい程の値も小さいことが分かる。図中の曲線は $\zeta = 0.8 \times \sqrt{l_2/d_0}$ で、上述のA, B種のベルマウス付、正規形はほぼこの曲線上に沿っている。C, D種の正規形はこれよりやや大きい値（とくに l_2 の小さい範囲）であり、さらにA, B種でオフセットのあるものは l_2 が小さくても ζ の値が大きいことを示している。

これらの傾向は気流騒音の抑制効果とほぼ反対の性

質を示しており、気流騒音と流れ抵抗の両者を同時に満足させることはかなり困難であることになる。ただし実際の消音器は l_2 が極端に小さいものは少なく、 l_2 が大きくなると、各消音器間の差が少なくなっている。なお多くの場合実用消音器はこれら消音器要素を2~3個直列に接続して使用するが、このとき流れ抵抗は全体の総合値であるのに対して、気流騒音は最終の消音器要素が決定的な作用すると考えられる。

4. 結 言

基本的なリアクティブ形消音器要素を対象として20~50 m/sの定常空気流による気流騒音の実験を行った。これによりえられた主な結果をまとめると次の通りである。

1) 気流騒音は流速が大になるにつれて、中高周波数域のバンドレベルが増大する。とくに尾管の固有周波数の1~2次に共鳴した成分が大きくなる場合が多い。

2) A特性騒音レベルで見ると、気流騒音のエネルギーは消音器構造により流速の4.5~7乗の範囲に分布するが、平均的には6乗に比例して増加する。

3) 気流騒音は入口管、尾管が対向しその間隔が小さい消音器ほどその発生量が多い。

4) この気流騒音を抑制するためには、尾管入口端にベルマウスを設ける、入口との間にオフセットを設ける、この両方を同時に対策するという順序に、後者ほど効果ある。

5) 熱線風速計による消音器内部の気乱れと気流騒音の相互相関を計測することにより、とくに異音を発生する消音器の発生位置を特定できる。

6) 消音器の流れ抵抗は消音器長さが大きいほど大きくなる。なおオフセットのある場合は長さにかかわらず流れ抵抗が大きくなり、結果的には流れ抵抗と気流騒音とは逆の効果をもつ傾向にあることが分かった。

以上の検討結果より気流騒音測定における暗騒音の低減、気流乱れとの相関分析法などが今後改善すべき問題点であろう。

本研究は昭和58~60年度の本学の卒研生服部勇、橋之口文男、高野幸男、西博文、河辺達朗、花輪英憲の諸君の実験協力によるものであることを記して感謝の意を表する。

文 献

- 1) C.M. Harris, Hand Book of Noise Control (Mc Graw-Hill, 1957) 21-10
- 2) J. Igarashi, Aeron. Res. Inst. (Univ. Tokyo, 1958) No. 339
- 3) 福田・和泉, 機械学会論文集 34-263 (1968) 1294
- 4) 表・加川, 音響学会講演集 (1974-10) 105
- 5) 藤本茂夫, 幾徳工大研報 B-7 (昭 58) 23
- 6) 藤本茂夫, 音響学会誌 27-11 (1971) 568
- 7) 藤本茂夫, 機械技研報告 74 号 (1971)
- 8) 小幡・平田, 音響学会誌 34-9 (1978) 532
- 9) 稲川・中村, 自動技術 32-12 (1978) 1128
- 10) 福田・小島, 機械学会論文集 B 48-432 (昭 57) 1586
- 11) 小幡・平田, 騒音制御 8-5 (1984) 270
- 12) 村上・萩, 音響学会誌 41-1 (1985) 9
- 13) 倉橋・中島, 自動車技術 39-11 (1985) 1241
- 14) M.J. Lighthill, Pro. Roy. Soc. Lond., Sec. A, 211 (1952) 564
- 15) 倉沢・小幡・平田, 音響学会誌 41-11 (1985) 777