

# 内燃機関の吸気騒音に関する一実験

堀 昭三\*, 澤 則弘\*

(平成 2 年 8 月 30 日受理)

An Experimental Study on Suction Noise of Internal Combustion Engine

Shozo Hori\*, Norihiro Sawa\*

**ABSTRACT**—In recent years, the noise regulations of automobile are becoming more severe in many countries. The reduction of suction noise of IC engine is as important as the control of exhaust noise.

In this paper, we describe an experimental study on suction noise of a small, 4-stroke-cycle, side-valve engine, which has an intake pipe with silencers. The effects on noise reduction of three type silencers used, resonator with throttle, expansion and straight drum through with many small holes, has been investigated to be clear.

## 1. ま え が き

自動車の公害といえば、排気、騒音・振動および電波障害の 3 公害が存在する。近年の自動車工学の研究成果により、それぞれがかなり低減された。このうち、幹線道路、高速道路沿線の交通騒音・振動は、大きな社会的問題であり、とくに道路構造と交通騒音との関連についての研究は活発である。<sup>(1)~(3)</sup>

これに対し、騒音発生源である自動車の場合、吸・排気騒音は大きな騒音源として注目されていて、その消音器に関する研究も多い。<sup>(4)</sup>しかし、相対的に大きな排気騒音の方が重要視され、<sup>(5)~(6)</sup>低周波成分を主体とする吸気騒音は軽視されがちである。しかも、車外騒音より車内騒音の低減に注意がそそがれる傾向がある。最近、内燃機関の大型化、高出力・高性能化のため吸気系の動的過給を利用した低速トルクや燃費改善を計ることになり、エアクリーナを含めた吸気消音器効果と機関性能への影響を明らかにする必要が生じた。<sup>(7) (8)</sup>

これらの観点に立ち、小型 4 サイクル機関を使用し、吸気消音器を単純化し、付加形、拡張形および多孔形を製作し、それらの形状、容積、取付位置、入口面積などの違いが、吸気騒音と吸入空気量（体積効率）に関係し、機関性能に影響を与える）にどんな効果をもたらすかを実験的に調べた。また、同時に吸入騒音の周波数分析を行ない、若干の考察を加えたので報告する。

## 2. 実験装置および実験方法

実験装置を Fig. 1 に、使用機関の諸元を Table 1 に、供試消音器の形状と諸元を Table 2 に示す。使用機関①は可変速度電動機②によってモータリングされ、そのときの回転数はタコメータ③、吸入空気量はサージ・タンク⑤をへて管内ノズル⑥により計測した。吸気管長は常に 84cm になるように供試消音器を取付け、吸気騒音は吸気管中心より垂直方向に 10cm、吸気管端より水平方向に 10cm の位置（吸気管に垂直）に取付けた

\*茨城大学工学部 機械工学科（日立市中成沢町）

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Ibaraki University, Hitachi 316, Japan

Table 1 Specifications of engine used

Engine type	Air-cooled, single-cylinder, 4-stroke-cycle, side-valve(Ricardo head type) engine
Stroke volume	252 cm <sup>3</sup>
Bore×Stroke	72 × 62 mm
Compression ratio	6.0
Max. brake power	4.7/4000 kW/rpm
Max. torque	12.75/3000 N m/rpm
Valve timing	
inlet	open 48° 18' BTDC, close 88° 18' ABDC
exhaust	open 88° 18' BBDC, close 48° 18' ATDC

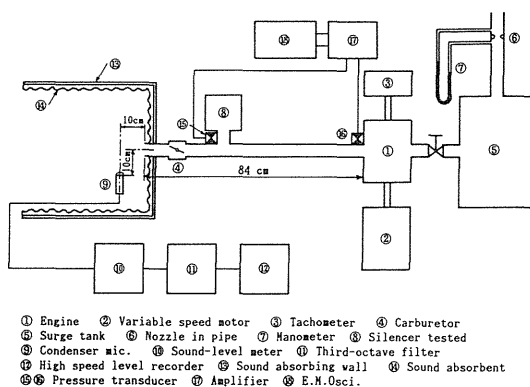


Fig. 1 Experimental apparatus

コンデンサマイクロフォン⑨, 精密騒音計(リオンNA-51)⑩, 1/3オクターブ分析器(リオンSA 2754)⑪および高速度レベルレコーダ(リオンLR-01)を通して測定・記録した。なお, 機械騒音を取り除くと共に吸気騒音の反射を防ぐため, 吸音材を内張りした木製の箱を覆にした。

はじめに供試消音器を取付けないで, 機関を所定の回転数に保って運転し, 安定したのち回転数と吸気騒音の音圧レベル(SPL)A特性・C特性, 吸入空気量および音圧レベルの周波数特性を測定する。次いで, 供試消音器を取付けて同様の計測をする。消音器を取付けたときと, はずしたときの音圧レベルの差を求めて, これを供試消音器の消音効果とした。

### 3. 実験結果および考察

#### 3. 1 吸気管系の吸気騒音に及ぼす影響

実験装置の供試消音器を取付けない場合 ( $V = 0$ )

の各種吸気管の基本特性をFig. 2に, 周波数分析結果をFig.3に示す。図によると, 機関回転数 $N$ に比例して音圧レベルSPLは増加し, 聴感補正特性(A特性)より平坦な特性をもつC特性のSPLは全般に大きいが相似の曲線となっている。吸入空気量 $G_a$ は $N$ に比例し, 吸気管の違いによる差異は認められない。周波数特性曲線によると, SPLは大きな起伏を生じ, 周波数が高くなるほど低下して, 三つの山が存在する。この結果から, この4サイクル機関の吸気騒音を支配するのは80Hzに存在する第一の山であることがわかる。また,  $N$ の増加に対するSPLの増加割合は, 100Hz以下の第一の山に比べて300~1000Hzの第二の山の割合の方が50%ほど大きいことがわかる。

ここで, 吸気弁閉止後の吸気管系を一端閉・一端開のオルガンパイプとみなしたときの固有振動数を求めてみると, 供試管寸法では

$$f_i = \frac{a_0}{4l} (2m + 1) \quad [\text{Hz}]$$

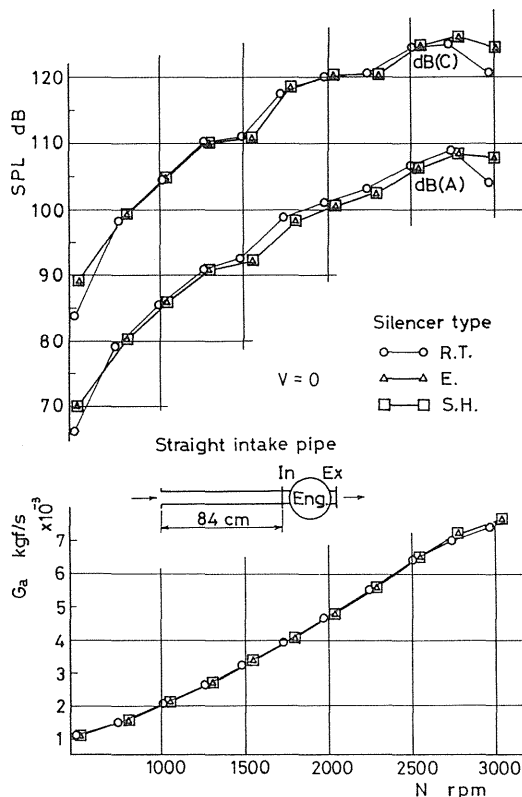


Fig. 2 Characteristics of suction noise in straight intake pipe system

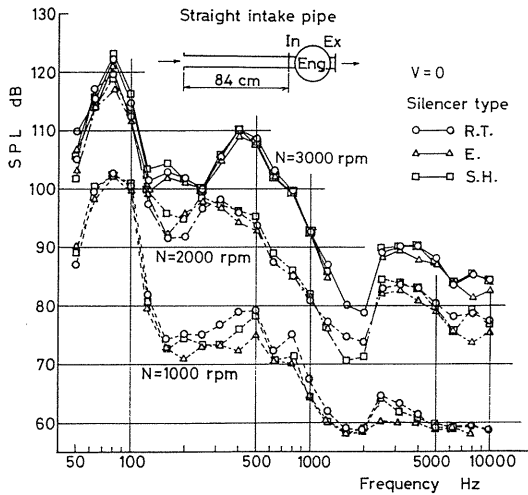


Fig. 3 Frequency characteristics of straight intake pipe system

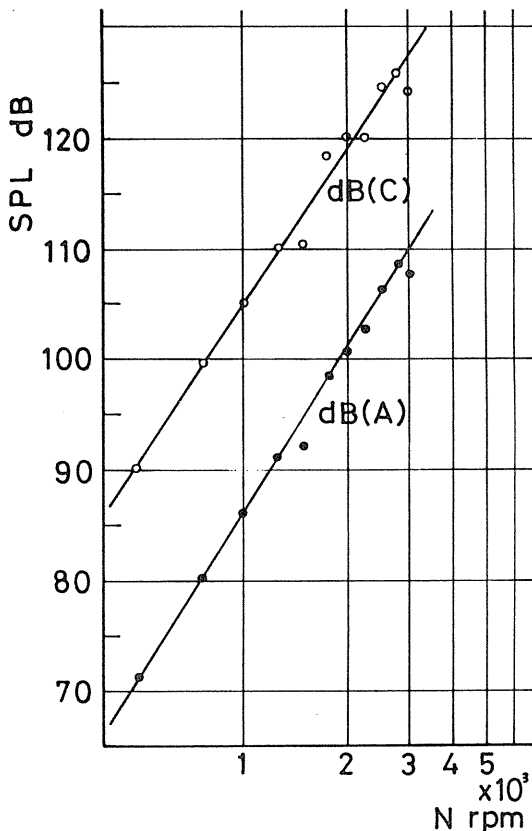


Fig. 4 Sound pressure level and engine speed

ただし,  $a_0$ : 音速 = 336 m/s (7℃)

$l$ : 管長 m,  $m$ : 1, 2, 3-の整数

計算結果は  $f_1=92\text{Hz}$ ,  $f_2=276\text{Hz}$  となり,  $f_1$ ,  $f_2$  の値は周波数分析曲線の第一の山と第二の山の周波数にかなりよい近似をし, 管内気柱振動が吸気騒音の周波数特性と密接な関係があることがわかる。

消音器をつけない直管形吸気管系における SPL と  $N$  の関係を調べたのが Fig. 4 であり, SPL と  $\log N$  との間には直線関係が成立する。これから,

$$\text{SPL dB (A)} = 50 \log N - 64$$

$$\text{SPL dB (C)} = 47.5 \log N - 38$$

の関係が求められる。これらの関係は, 4 サイクル・ガソリン機関の排気騒音に関する研究結果<sup>(8)</sup>

$$L \text{ dB (A)} = 35 \log N + 221 \log P_{me} + 15 \log V + K_1$$

$$L \text{ dB (C)} = 29 \log N + 16 \log P_{me} + 15 \log V + K_2$$

と比較すると,  $N$  の吸気騒音に及ぼす影響は排気騒音に対する影響よりも, かなり大きいことがわかる。

次に, 吸気管が直管の場合につき, 気化器開度の影響を調べたのが Fig. 5 である。図によると, 定常運転の SPL は,  $N < 1500 \text{ rpm}$  では開度による変化はなく,  $N > 1500 \text{ rpm}$  では開度を小さくすると SPL は 5~10 dB 小さくなり, 絞りの効果が大きいことを示している。絞りを確認するため, 開度を 4/4 のままで開度 2/4 あるいは 1/4 に対応する吸気量に減らした場合のデータを同図に併記している。{(○-△) - (○-▲)} [dB] の差, {(○-□) - (○-■)} [dB] の差がそれぞれ 2/4 と 1/4 の絞りの効果を表わすことになる。また, 空気量を絞った場合に SPL の値がなぜ定常値より大きくなるのかは, いまのところ説明がつかない。

Fig. 6 は直管における気化器開度を変えた場合の周波数分析曲線を示す。気化器なしの場合 (Fig. 3) と曲線の形はほとんど同じであるが, SPL は  $N=2000, 3000 \text{ rpm}$  の場合, 300 Hz 以下では著しく減少し, その値は第一の山においてそれぞれ 5, 10 dB である。このことは吸気管に絞りを入れると吸入空気量も減少するが, 吸気騒音に大きく影響する低周波領域の SPL に高い消音効果を期待できることを示している。

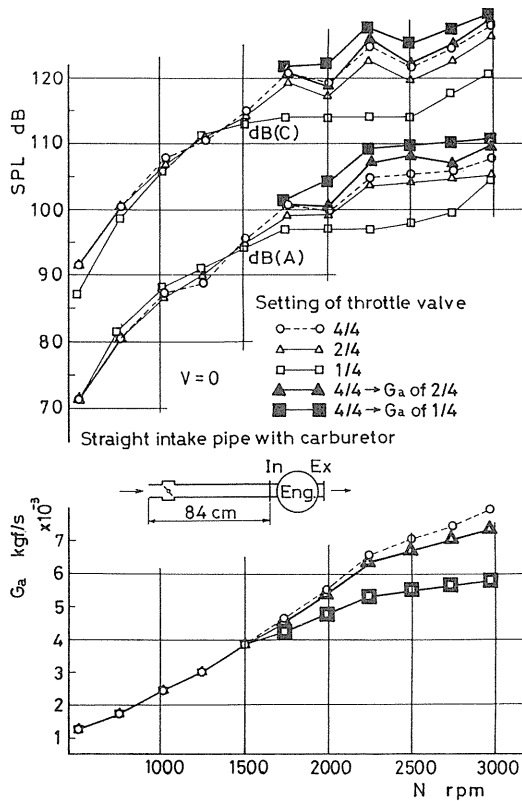


Fig. 5 Effects of carburetor throttle opening in intake system on noise

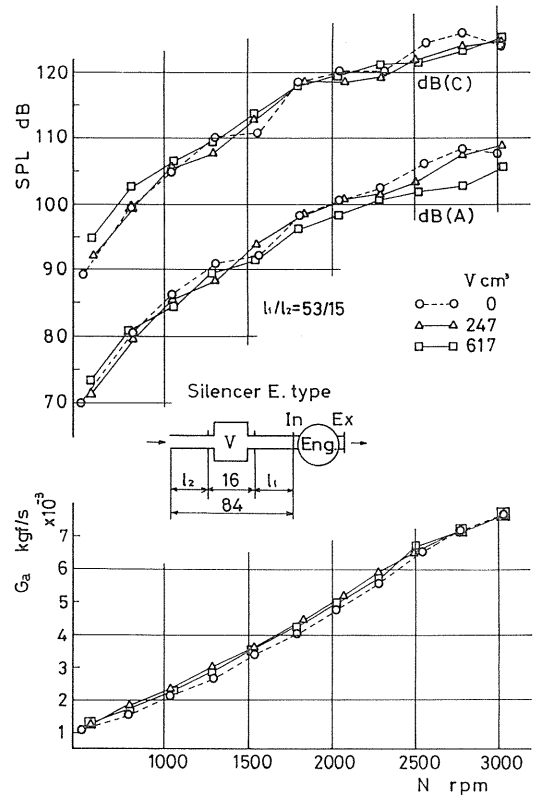


Fig. 7 Effects of volume in expansion silencer type on noise

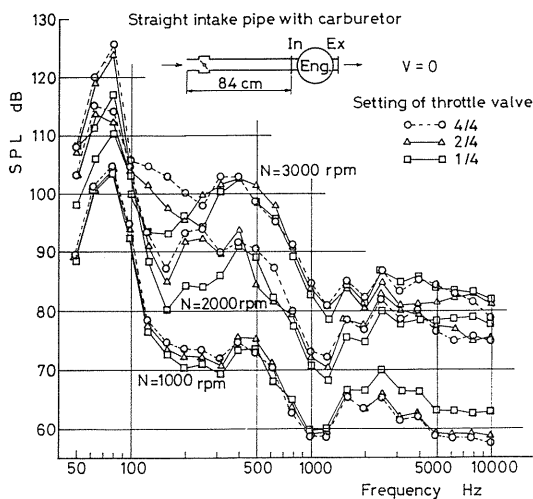


Fig. 6 Frequency characteristics of carburetor throttle opening in intake system

### 3. 2 吸気消音器の影響

#### (1) 拡張室型消音器

Fig. 7は吸気管の途中に拡張室型消音器を取付け、その容積を変えたときのNとSPLおよび $G_a$ の関係を示している。SPLはA、C特性とも $N < 2500$  rpmではVによる影響はほとんど表われないが、 $N > 2500$  rpmではその影響も大きく、とくにA特性では $V = 617 \text{ cm}^3$ のとき最大6dBの減少がみられる。この場合 $G_a$ の差異は小さい。このときの周波数分析曲線、Fig. 8によると、基本的には直管の場合と同じであるが、拡張室を取付けることにより第一の山の低周波域では逆に騒音が増加し、第二の山を越えてから消音効果が表われてきている。このように、拡張室型消音器は低周波域における吸気騒音の低減には有効と言えない。同図には $N = 1000$  rpmの場合につき $V = 617 \text{ cm}^3$ で、その取付け位置 $l_1/l_2$ を変えた場合のデータを併記しているが、Vの影響よりも $l_1/l_2$ の

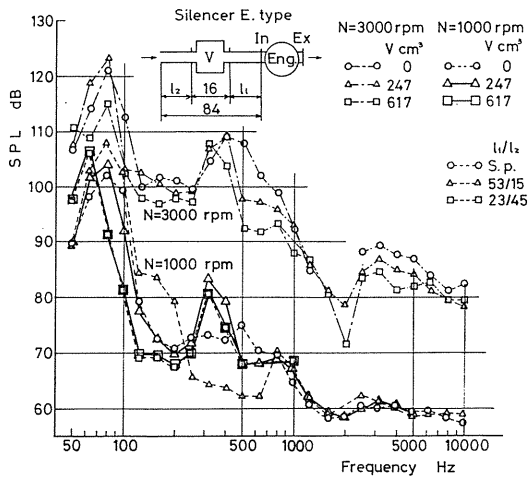


Fig. 8 Frequency characteristics of expansion silencer type

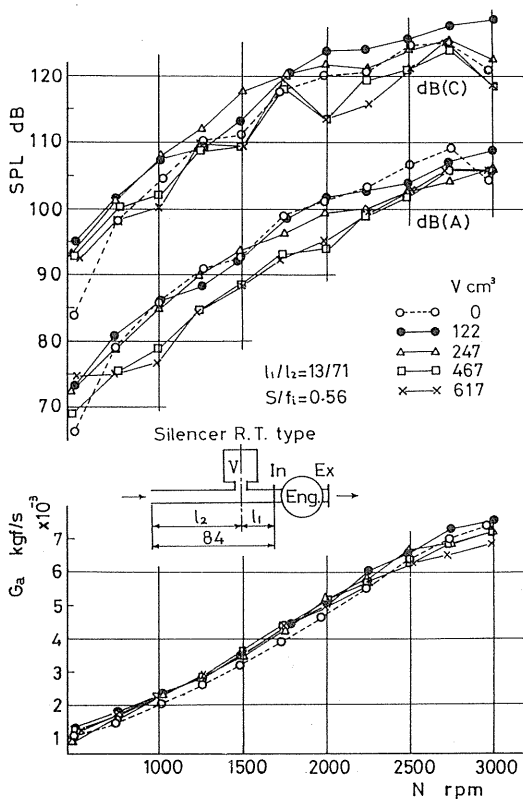


Fig. 9 Effects of volume in resonator silencer type on noise

影響の方が大きいことがわかる。これは拡張室付き吸気管系における気柱の固有振動数算出式<sup>(9)</sup>

$$\cot(kl_2) = \tan(kl_1) + \frac{kV}{f_i}$$

から推定できるように $l_1/l_2$ によって気柱の固有振動数が変わるためと思われる。ここに、 $k = 2\pi\nu/a$ 、 $\nu$ : 固有振動数、 $a$ : 音速である。

## (2) 付加型消音器

Fig. 9は、付加型消音器容積のSPLと $G_a$ に対する影響を示している。 $V = 0 \text{ cm}^3$ と $V$ を変えたときのデータを較べると、容積の小さい $V = 122, 247 \text{ cm}^3$ はA特性で $N > 2000 \text{ rpm}$ のとき僅かに消音効果が認められるが、C特性では逆に $N$ の全域にわたって高いSPL値をとる。容積の大きい $V = 467, 617 \text{ cm}^3$ の場合、A特性では $N$ の全域にわたって約5dB低い値を示しているが、両者の差は小さい。したがって、付加型消音器の容積増加に比例して消音効果が増大するものの、その容積がある値を越えると消音効果の増加割合は低下して、あまり期待できない。Fig. 10は付加型消音器を取付けた場合の周波数分析曲線で、これも直管の場合と同じ形をしている。

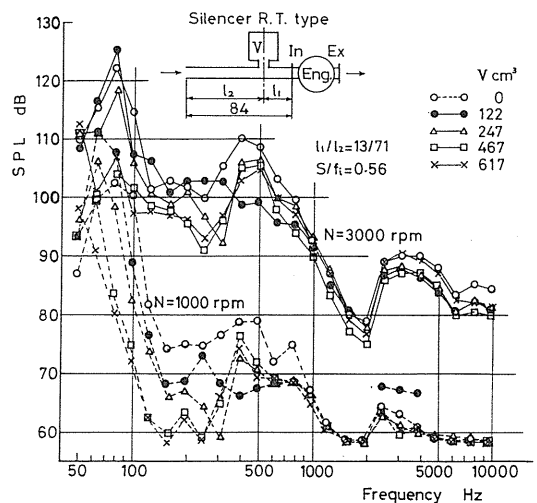


Fig. 10 Frequency characteristics of volume in resonator silencer type

$N=1000$  rpmのとき容積を増すにつれて第一の山は低周波域にずれて行き、1000 Hzまでは吸気騒音の低減がみられ、そのため人間の耳に吸気騒音を低下したと同じ効果をもたらした。しかし、回転数が増加すると低減効果は減少する。

付加型消音器の入口面積を変えたときの影響をFig. 11に示す。 $S/f_i=0.56$ のC特性を除いて、全般的に $S/f_i$ が大きくなるにしたがって、消音効果は大きくなっており、とくにC特性において顕著である。Fig. 12に、その周波数分析曲線を示す。1000Hz以下において絞り効果が顕著であり、 $N=1000$ rpmではFig.10と同様に第一の山は低周波域に移行している。このため、たとえば50Hzと比較すると $S/f_i=0.56$ の場合、SPLがもっとも高い。このように周波数に応じての $S/f_i$ 値が存在することになる。

同様に付加型消音器の取付け位置による影響を示したのがFig. 13である。図によると、付加型消音器

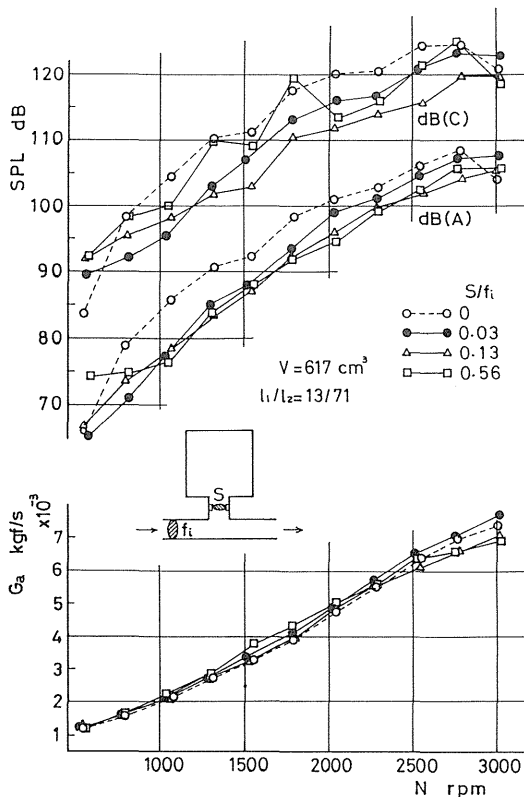


Fig. 11 Effects throttle ratio in resonator silencer type on noise

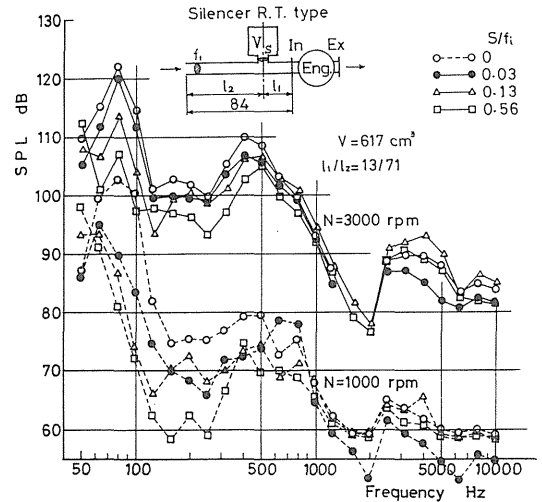


Fig. 12 Frequency characteristics of throttle ratio in resonator silencer type

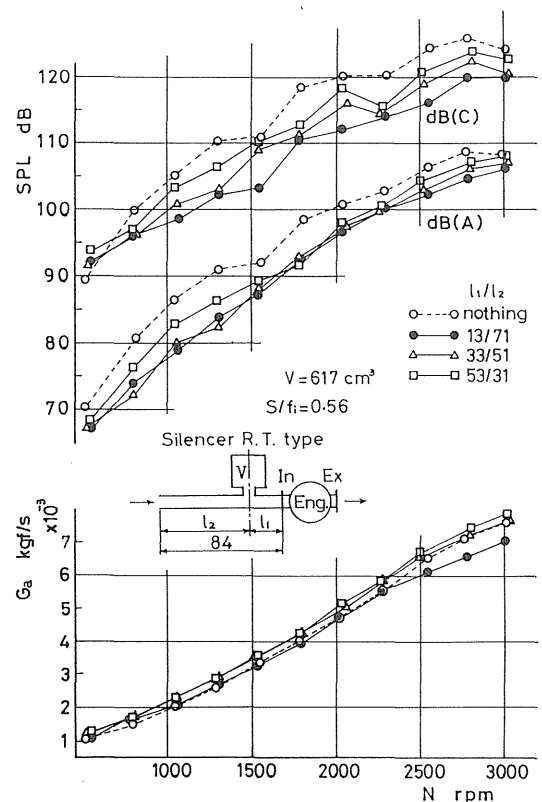


Fig. 13 Effects of position of resonator silencer type on noise

の取付位置が機関に近くなるほど ( $l_1$ が小さい) SPL値は順次低下し、消音効果が増加することがわかる。Fig. 14はその周波数分析曲線である。ここで付加型の他の曲線と同様に  $N=1000\text{rpm}$  の場合、 $l_1$ が短いほど第一の山は低周波域へ移動し、同時に山の高さは明かに低くなっている。

### (3) 多孔型消音器

Fig. 15は多孔型消音器の穴面積比を変えたときの影響を表わしている。SPLのA特性では  $N > 2000\text{rpm}$  で5dB低い値をとり、穴面積比  $S/f_1$  の大きさにかかわらず消音効果が認められる。しかし、C特性においては逆に騒音は大きくなっている。Fig. 16の周波数分析曲線を見ると、 $N=1000\text{rpm}$  の場合、 $S/f_1$  の値にかかわらず第一の山は63Hz付近に存在し、高速になるにしたがって80Hz付近に移動する。図から言えることは、多孔型消音器は他形式の消音器と比較して、低周波域における消音効果は低いことがわかる。しかしながら、ここで特筆すべき点は高い機関回転数のとき、80Hz以上の周波数の消音効果は、他の消音器を上回るものがある。また、 $S/f_1$  が大きいほど消音効果は大きいという低周波にはみられない現象がある。なお、取付け位置の影響は小さかったので割愛した。

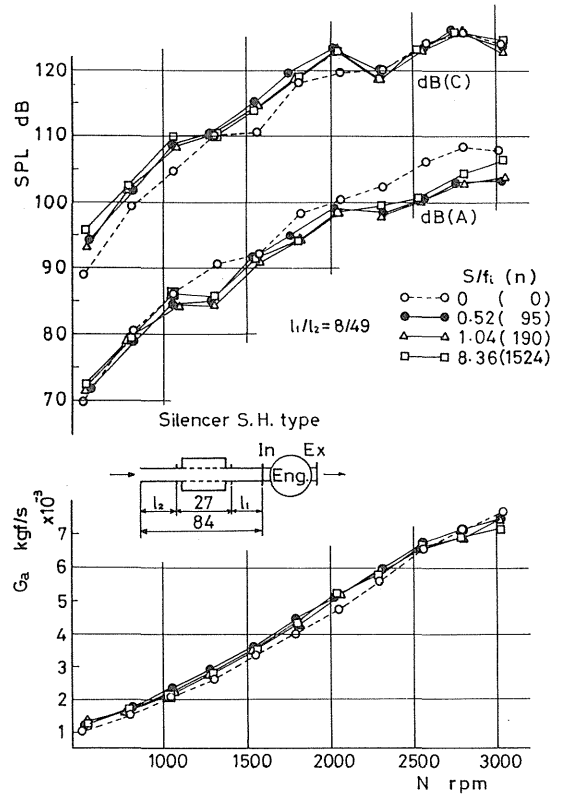


Fig. 15 Effects of volume in straight drum with many small holes silencer type on noise

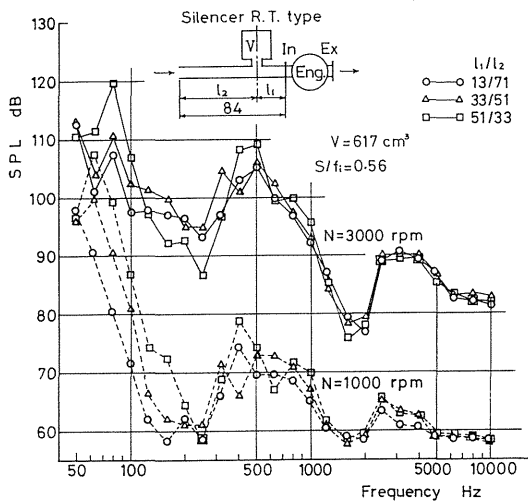


Fig. 14 Frequency characteristics of position of resonator silencer type

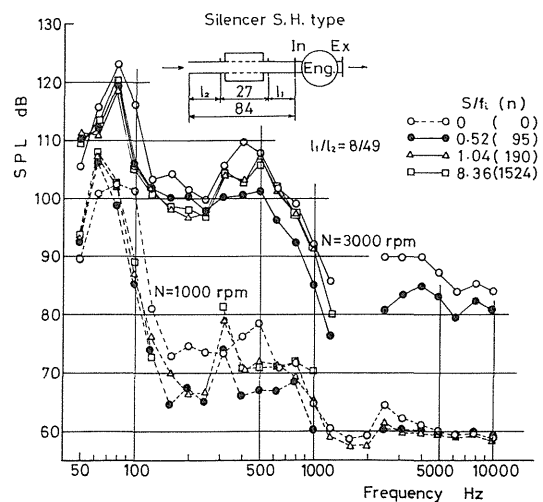


Fig. 16 Frequency characteristics of  $S/f_1$  ratio in straight drum with many small holes silencer type

#### 4. あとがき

内燃機関の吸気騒音を低減するために、小型4サイクル側弁式ガソリン機関を用いて、吸気管系の吸気騒音に及ぼす影響と拡張型、付加型および多孔型吸気消音器を取付けた場合の吸気騒音の挙動を実験的に調べ、要約すると次のことがわかった。

- (1) 機関回転数の吸気騒音に及ぼす影響は、排気騒音に対する影響よりもかなり大きい。
- (2) 4サイクル機関の吸気騒音は、主として100Hz以下の低周波域の騒音によって決まり、この周波数は吸気管系の気柱振動の固有振動数に一致する。
- (3) 消音器は機関側に近い位置に取付けるほど、消音効果が高くなる。
- (4) 付加型消音器の消音効果は高いが、高い周波数域で消音効果を期待する場合は、多孔型が有効である。
- (5) 付加型消音器入口面積には最適値が存在する。
- (6) 吸気管の途中に絞りを入れると、高い消音効果が

得られるが、機関性能との兼ね合いになる。

終わりにのぞみ、実験に協力してくれた当時学部卒研究生の大番由貴君と岡崎幸二君に謝意を表わす。

#### 参考文献

- (1) 庄司ほか2名：日本音響学会誌，19-3,(1963),97
- (2) 石井ほか3名：生産研究，20-1,(1968-1),26
- (3) 道路騒音調査委員会：日本音響学会誌，26-2,(1970),85
- (4) 戸田ほか2名：機械の研究，8-7,(1956)3
- (5) 金井：日本機械学会論文集，26-168,(1960)
- (6) 福田：日本音響学会誌，23-5,(1967)
- (7) 酒井・志水：内燃機関，4-40,(1965-10),19
- (8) 福田：内燃機関，14-162,(1975),124
- (9) 澤・林：室蘭工業大学研究集報，5-2,(1966),381