

# 内燃機関の排気消音器に関する二三の理論的考察

福 田 基 一\*

## A b s t r a c t

The theoretical analysis on the exhaust muffler of an engine contains various difficult factors. Consequently, almost all the recent reports are based on the presupposition that the tail pipe of a muffler has infinite length.

In this paper, therefore, the theoretical formulas of attenuation are studied from the point of view that the tail pipe has finite length.

The greater parts of the formulas shown in this paper are established by the application of the theories of electrical and mechanical engineering. As a supplement, a theoretical formula is induced in this paper to express what effect is obtainable when the inner walls of the muffler are made absorptive.

## ま え が き

最近一般的な消音理論については、D. D. Davis<sup>1)</sup>や五十嵐<sup>2)</sup>らの研究があるが、これらは尾管や排気管の長さを無限大とおき両端無反射と仮定した場合の純理論である。

ところで実際の内燃機関の排気消音器においては、管部は有限長であり、排気音は有限長である尾管端からの放射音としてわれわれの耳に到達する。平面波は管端から反射して戻り管部と空洞部との組み合わせとして消音効果が決定される。これに着目して城戸、二村ら<sup>3)</sup>は分布定数理論を提案し、著者は、排気系統の各部における温度、圧力、ガス密度、音速等の変化を考慮した場合の多段空洞消音器に関する一般理論式を導いた。<sup>4)</sup>

本報では、上述の現実的立場を考慮した場合の理論、とくに機関の内部インピーダンスがきわめて大きいことに着目した場合に関する消音器基礎理論の二三について解説し、また吸音壁面をもつ場合の高音散乱波音場に対する著者の消音理論式について述べる。

## 1. 単純な集中定数的理論

### 1. 1. 低域濾波器型空洞消音器

内燃機関の排気消音器はきわめて大きな排気音を消音することを必要とするために、その構造は一般に複雑となり、その理論的設計法や解析法は容易ではない。

しかし、複雑な消音器でも単純な構造の各素子の組み合わせであるから、その一つの単純な空洞部と管部の素子について考えると、基本的にはこれを電氣的濾波器と等価とおいて考察することができる。

まず次のような仮定を設定する。

仮定(1) 内燃機関のシリンダ内のインピーダンスは消音器のそれに較べて十分に大きく、尾管出口からの放射インピーダンスは無視できるとする。

仮定(2) 排気管と尾管の断面積は等しく出口の形状も同一であり、したがって消音器をつけないうちとつけたときの、排気出口から一定の関係位置の点における音圧は、出口における媒質の粒子速度に比例するとする。

仮定(3) 対象とする波長は消音器の各部のディメンションに較べて十分に大きく、したがって集中的に等価回路で置換することが可能であるとする。

以上の仮定を設定すると、図1に示すような基本型の第1の単純な空洞消音器においては、まず仮定(2)より消音効果は次式で示される。

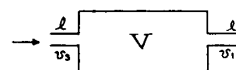


Fig. 1

\* 機械工学教室

$$Att(db) = 20 \log_{10} \left| \frac{v_3}{v_1} \right| \quad (1)$$

ここで  $v_3$  は消音器をつけないときの排気出口の粒子速度,  $v_1$  はつけたときの尾管出口の粒子速度である.

また仮定(1)より, 図2に示す等価回路において四端子定数を  $A, B, C, D$ , 尾管端のインピーダンスを  $Z_1$  とすれば

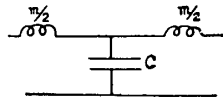


Fig. 2

$$\frac{v_3}{v_1} = CZ_1 + D \approx D \quad (2)$$

したがって消音効果は次式で示される.

$$Att(db) = 30 \log_{10} |D| \quad (3)$$

$$\therefore Att(db) = 20 \log_{10} \left| 1 - \omega^2 \frac{m}{2} \mathcal{G} \right| \quad (4)$$

上式において,  $\frac{m}{2}$  は尾管部の媒質質量,  $\mathcal{G}$  は空洞部のコンプライアンス,  $\omega$  は  $2\pi f$  である. いま, 排気ガスの密度を  $\rho$ , ガス中の音速を  $c$ , 尾管部の断面積を  $s$ , 半径を  $r$ , 長さを  $l$ , 空洞部の体積を  $V$  とすれば, 仮定(3)より

$$m/2 = \rho s(l + 1.7r) \quad (5)$$

$$\mathcal{G} = V/\rho s^2 c^2 \quad (6)$$

であるから消音効果は次式で求められる.

$$Att(db) = 20 \log_{10} \left| 1 - (2\pi f/c)^2 V(l + 1.7r)/s \right| \quad (7)$$

遮断周波数を  $f_c$  とすれば

$$f_c = \frac{c}{\pi} \sqrt{s/2V(l + 1.7r)} \quad (8)$$

各周波数に対する消音効果の値は

$$\Omega = f/f_c \quad (9)$$

とおけば

$$Att(db) = 20 \log_{10} |2\Omega^2 - 1| \quad (10)$$

となり, その値は図3に示すごとくである.

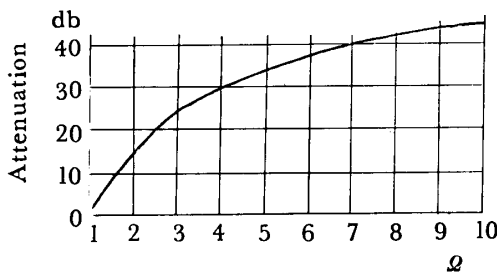


Fig. 3

また, 空洞部の容積も連結管の長さもそれぞれ同一で, 両端部の管長が連結管の1/2なる  $n$  段の消音器につい

ては消音効果は

$$Att(db) = (n-1)20 \log_{10} \epsilon^{2\cos^{-1}\Omega} + 20 \log_{10} |2\Omega^2 - 1| \quad (11)$$

で示される.

### 1. 2 共鳴吸音型消音器

実際の消音器に用いられる基本型の第2は, 図4に示すごとく共鳴吸音型である.

この場合排気ガスは流路抵抗を受けることなく流れ, 頸部での媒質の弾性と空洞部の媒質の弾性ととの直列共振回路となるから,

頸部の内径を  $r$ , 断面積を  $s$ , 厚さを  $t$ , 空洞部の容積を  $V$  とすれば, 共振周波数  $f_0$  は

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{s/(l + 1.7r)V} \quad (12)$$

任意の周波数  $f$  における消音効果は

$$\Omega = f/f_0 \quad (13)$$

とおけば, 図5に示す誘導  $M$  型濾波器との等価計算から求めることができる.

なおその他の基本型については本稿では省略する.

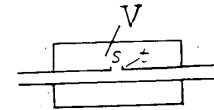


Fig. 4

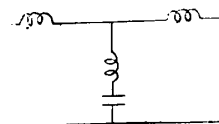


Fig. 5

## 2. 平面波分布定数的理論

### 2. 1 四端子方程式による考察

排気系を質量速度の四端子方程式で整理することを試みた場合については, 福田<sup>5)</sup>, 奥田<sup>6)</sup>らの研究がある. 機関の排気行程においてシリンダの排気孔が開くと同時に排気音の音波は平面波として排気管を音速で伝達されるが, 管内音波が平面波で温度変化が極端に急でないとするれば, 一つの管の入口, 出口の音圧と質量速度の間には次式が成立する.

$$\begin{pmatrix} p_A \\ M_A \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cosh \theta & Z_0 \sinh \theta \\ \sinh \theta & \cosh \theta \end{pmatrix} \begin{pmatrix} p_B \\ M_B \end{pmatrix} \quad (14)$$

ここで  $p_A, p_B$  : 管の入口および出口の音圧

$M_A, M_B$  : 管の入口および出口の質量速度

$$\left. \begin{aligned} \theta &= jkl \\ Z_0 &= \frac{1}{s} \sqrt{k/\rho} \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

ここで  $k = 2\pi f/c$

$l, s$  : 管長と管径

$\rho$  : ガス密度

次に、尾管端から放射される音波については距離を  $r$  とすれば音圧は

$$\frac{\partial^2(rp)}{\partial r^2} = \frac{\rho}{k} \frac{\partial^2(rp)}{\partial t^2} \quad (16)$$

なる波動方程式を解いて求められる。この場合排気出口温度は外気温度よりもかなり高いが、たとえば測定距離  $r$  が管径に比して十分に大であるような離れた位置では温度は一定値に近ずき、このような測定位置における音圧  $p$  は、排気出口部の音の強さと密度の積すなわち質量速度に比例することが導かれる。この点については、たとえば温度傾斜を

$$T = T_\infty (1 - ae^{-br})^{-1} \quad (17)$$

と仮定した場合について奥田氏はこれを計算し確認している。<sup>6)</sup>

以上により消音器の消音効果は、十分に離れた同一関係位置の測定点で、消音器の有無の状態におけるそれぞれの音圧を比較すればよく、その値は必然的にそれぞれの場合の出口部の質量速度の比較として表わされる。すなわち図6において、消音器をつけない状態に  $2(n+1)$ 、つけた状態に1のサフィックスをつけてあらわせば、消音効果は

$$Att(db) = 20 \log_{10} \left| \frac{M_{2(n+1)}}{M_1} \right| \quad (18)$$

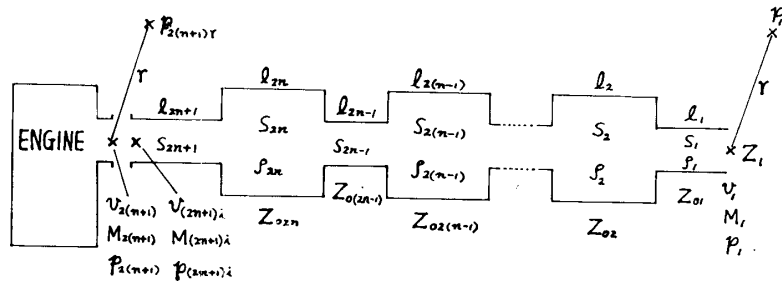


Fig. 6

として示されることになる。

上述の基礎的検討から次のような仮定を設ける。

仮定(1) 消音効果を調べる音圧測定位置は、排気出口から十分に離れかつ同一関係位置を示す点であり、したがって消音効果は消音器をつけないときとつけたときの排気出口における質量速度の比較で表わすことができるものとする。

仮定(2) 排気系を通過するときの音波は常に平面波であるとする。

仮定(3) シリンダの排気孔が開くときのシリンダ内部インピーダンスはきわめて大きく定質量速度音源とみなすことができ、排気出口部の放射インピーダンスは出口から機関をみたインピーダンスに較べて無視できるものとする。

以上の仮定を設けると、まず仮定(1)から(18)式が成り立つ。次に仮定(2)から排気系の合成四端子方程式は

$$\begin{aligned} \begin{pmatrix} P_{2(n+1)e} \\ M_{2(n+1)e} \end{pmatrix} &= \begin{pmatrix} \cosh \theta_{2n+1} & Z_{0(2n+1)} \sinh \theta_{2n+1} \\ \frac{\sinh \theta_{2n+1}}{Z_{0(2n+1)}} & \cosh \theta_{2n+1} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \cosh \theta_{2n} & Z_{02n} \sinh \theta_{2n} \\ \frac{\sinh \theta_{2n}}{Z_{02n}} & \cosh \theta_{2n} \end{pmatrix} \cdots \begin{pmatrix} \cosh \theta_1 & Z_{01} \sinh \theta_1 \\ \frac{\sinh \theta_1}{Z_{01}} & \cosh \theta_1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} P_1 \\ M_1 \end{pmatrix} \\ &= \begin{pmatrix} A & B \\ C & D \end{pmatrix} \begin{pmatrix} P_1 \\ M_1 \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (19)$$

ここで

$$\left. \begin{aligned} \theta_n &= j\omega l_n/c_n = jk_n l_n \\ Z_{0n} &= \frac{1}{s_n} \sqrt{\frac{k_n}{\rho_n}} = \frac{c_n}{s_n} \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

上の密度  $\rho$  および体積弾性率  $k$  は長さ  $l$  の中央値をとるものとする。

一方また仮定(3)より

$$P_1 = Z_1 M_1 = 0 \quad (21)$$

であるから

$$\left. \begin{aligned} P_{2(n+1)e} &= B M_1 \\ M_{2(n+1)e} &= D M_1 \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

したがって

$$\frac{M_{2(n+1)e}}{M_1} = D \quad (23)$$

また

$$\left\{ \begin{aligned} s_{2(n+1)e} &= s_{2(n+1)} \\ M_{2(n+1)e} &= M_{2(n+1)} \end{aligned} \right. \quad (24)$$

$$\left\{ \begin{aligned} s_{2(n+1)e} &= s_{2(n+1)} \\ M_{2(n+1)e} &= M_{2(n+1)} \end{aligned} \right. \quad (25)$$

とすることができるから

$$M_{2(n+1)}/M_1 = D \quad (26)$$

(26)式を(18)式に代入すれば消音効果は

$$Att(db) = 20 \log_{10} \left| \frac{M_{2(n+1)}}{M_1} \right| = 20 \log_{10} |D| \quad (27)$$

で表わされ、(19)式と(27)式より消音効果を計算することができる。

空洞部が一段である消音器では  $n=1$  であるから、消音効果は次式で表わされる。

$$Att(db) = 20 \log_{10} \left| \frac{Z_{02}}{Z_{03}} \cosh \theta_1 \sinh \theta_2 \sinh \theta_3 + \frac{Z_{01}}{Z_{03}} \sinh \theta_1 \cosh \theta_2 \sinh \theta_3 + \frac{Z_{01}}{Z_{02}} \sinh \theta_1 \sinh \theta_2 \cosh \theta_3 + \cosh \theta_1 \cosh \theta_2 \cosh \theta_3 \right| \quad (28)$$

## 2. 2 送電線特性方程式による逐次計算

消音効果は、前節仮定(1)および(27)式よりまた次のごとく表わすことができる。

$$Att(db) = 20 \log_{10} \left| v_{2(n+1)} \rho_{2(n+1)} s_{2(n+1)} / v_{1n} c_1 s_{1n} \right| \quad (29)$$

故に前節仮定(3)より

$$Att(db) = 20 \log_{10} \left| v_{(2n+1)l} \rho_{2n+1} s_{2n+1} / v_{1n} c_1 s_{1n} \right| \quad (30)$$

したがって粒子速度の比  $v_{(2n+1)l} / v_1$  を求めることができれば、上式より消音効果を求めることができることになる。

さて交流理論においては送電線の受電端から  $x$  の距離における任意の位置の電圧  $E_x$  および電流  $I_x$  は、受電端におけるそれを  $E_1$  および  $I_1$  とすれば、次式で示されることが知られている。

$$\left. \begin{aligned} E_x &= E_1 \cosh \gamma x + I_1 Z_0 \sinh \gamma x \\ I_x &= E_1 \frac{1}{Z_0} \sinh \gamma x + I_1 \cosh \gamma x \end{aligned} \right\} \quad (31)$$

$$v_{(2n+1)l} / v_1 = \frac{\rho_1}{\rho_{2n+1}} \frac{s_1}{s_{2n+1}} \prod_{v=1}^{2n+1} \left\{ -\frac{jZ_v}{\rho_v c_v s_v} \sin k_v l_v + \cos k_v l_v \right\} \quad (37)$$

(37)式を(30)式に代入すれば消音効果は次式であらわされることになる。

$$Att(db) = 20 \log_{10} \left| \prod_{v=1}^{2n+1} \left\{ \frac{jZ_v}{\rho_v c_v s_v} \sin k_v l_v + \cos k_v l_v \right\} \right| \quad (38)$$

ここで

$$Z_v = \frac{c_v}{f_{v-1}} \left( \frac{s_v}{s_{v-1}} \right)^2 \frac{Z_{v-1} \cos(k_{v-1} l_{v-1}) + j \rho_{v-1} c_{v-1} s_{v-1} \sin(k_{v-1} l_{v-1})}{f_{v-1} c_{v-1} s_{v-1} + \cos(k_{v-1} l_{v-1})} \quad (39)$$

上式において  $l$  はいずれも管端補正を行なった長さである。

一段空洞部をもつ消音器の場合には  $n=1$  であるから近似的には次式で計算すればよい。

$$Att(db) = 20 \log_{10} \left| \cos k_1 l_1 \cos k_2 l_2 \cos k_3 l_3 - \frac{c_1 s_2}{c_2 s_1} \sin k_1 l_1 \sin k_2 l_2 \cos k_3 l_3 - \frac{c_1 s_3}{c_3 s_1} \sin k_1 l_1 \cos k_2 s_2 \sin k_3 l_3 - \frac{c_2 s_3}{c_3 s_2} \cos k_1 l_1 \sin k_2 l_2 \sin k_3 l_3 \right| \quad (40)$$

排気管においては一般に波長に較べて十分に断面積が小さく、前節仮定(2)のごとく管内音波は平面波とみることができ、本質的には(31)式を適用してもそれほど大きな矛盾はない。

いま受音端から  $x$  の距離における力を  $P_x$ 、粒子速度を  $v_x$  とし、受音端におけるそれを  $P_1$ 、 $v_1$  とし、管内損失を無視すれば

$$\left. \begin{aligned} P_x &= P_1 \cos kx + v_1 j \rho c s \sin kx \\ v_x &= P_1 \frac{j}{\rho c s} \sin kx + v_1 \cos kx \end{aligned} \right\} \quad (32)$$

が得られる。

まずこの理論を内燃機関排気消音器の尾管部に適用し管端補正を行なった尾管部を  $l_1$  とすれば、尾管入口部粒子速度  $v_{1l}$  と出口部粒子速度  $v_1$  との比は

$$v_{1l} / v_1 = \frac{jZ_1}{f_1 c_1 s_1} \sin k_1 l_1 + \cos k_1 l_1 \quad (33)$$

また尾管入口部における入力インピーダンス  $Z_{1l}$  は

$$Z_{1l} = \frac{Z_1 \cos k_1 l_1 + j f_1 c_1 s_1 \sin k_1 l_1}{j Z_1 \sin k_1 l_1 + \cos k_1 l_1} \quad (34)$$

次に空洞部と尾管部との接続部においては当然音圧および質量は連続であるから

$$\left. \begin{aligned} P_{1l} / P_2 &= s_1 / s_2 \\ v_2 / v_{1l} &= f_1 c_1 s_1 / \rho_2 s_2 \end{aligned} \right\} \quad (35)$$

したがって空洞部末端における負荷インピーダンス  $Z_2$  は

$$Z_2 = (\rho_2 / \rho_1) (s_2 / s_1) \frac{Z_1 \cos k_1 l_1 + j f_1 c_1 s_1 \sin k_1 l_1}{j Z_1 \sin k_1 l_1 + \cos k_1 l_1} \quad (36)$$

順次このような考察を繰り返して行くと、排気系の最初の入口部粒子速度  $v_{(2n+1)l}$  と尾管出口部粒子速度  $v_1$  との比は

また図7に示すように排気管をつけたままで消音器をつけたりはずしたりして消音効果を比較する場合には、消音効果は

$$Att(db) = 20 \log_{10} \left| \cos k_1 l_1 \cos k_2 l_2 - \frac{c_1 s_2}{c_2 s_1} \sin k_1 l_1 \sin k_2 l_2 \right| \quad (41)$$

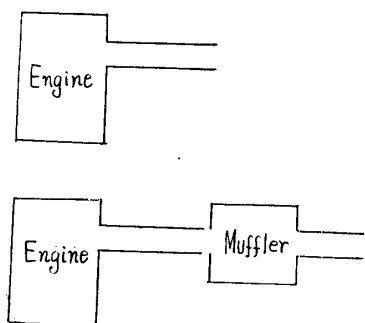


Fig. 7

で求めることができる。

### 3. 散乱波理論<sup>7)</sup>

消音器の空洞部が大きいときには内部で多くの共振が発生し、そのため周波数の高い領域では多数の通過帯域ができ、消音効果は複雑な現象を呈する。もし壁面が吸音性をもつ場合には、空洞部の吸音壁面積が大きいほど、または吸音率が大きいほど高音に対する消音効果は増すはずである。

いま消音器の空洞部の内部に排気管から出力  $W_1$  の排気音の波が放射され定常態にある場合に、音源から  $r$  の点の音響エネルギー密度  $\xi$  は、もし音源が無指向性でこれが室内によく拡散されていると仮定すると

$$\xi = \frac{W_1}{4\pi c} \left( \frac{1}{r^2} + \frac{16\pi}{R} \right) \quad (42)$$

ここで  $R$  は室定数で

$$R = \frac{S_V \bar{\alpha}}{1 - \bar{\alpha}} \quad (43)$$

ただし  $S_V$  は空洞部の全内壁表面積 (孔部面積を含む)、 $\bar{\alpha}$  は空洞部内の平均吸音率である。

空洞部の内表面積  $S_V$  が小さいときすなわち容積が小さいか内部構造が単純なとき、および吸音率  $\bar{\alpha}$  が小なるときには  $R$  は小になり、すなわち散乱音の量は増加する。すなわち(42)式の第1項に比して第2項の比率は大きくなる。

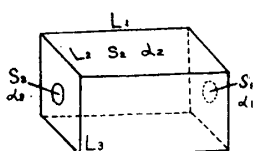


Fig. 8

いま消音器の形状を図8のような直方体 ( $L_1 \times L_2 \times L_3$ ) とすると

$$S_V = 2(L_1 L_2 + L_2 L_3 + L_3 L_1) \quad (44)$$

したがって(43)式より  $R$  は

$$R = \frac{2\bar{\alpha}(L_1 L_2 + L_2 L_3 + L_3 L_1)}{1 - \bar{\alpha}} \quad (45)$$

もし仮りに

$$\left. \begin{aligned} r &= L_1 \\ L_1 &> L_2 \\ L_2 &= L_3 \end{aligned} \right\} \quad (46)$$

とした場合の(42)式の第1項と第2項の比較を行なってみると

$$\frac{16\pi}{R} > \frac{1}{r^2} \quad (47)$$

となるためには(45)、(46)、(47)式より次式が成立つことが必要である。

$$\frac{8\pi(1-\bar{\alpha})}{3\bar{\alpha}L_1^2} > \frac{1}{L_1} \quad (48)$$

ゆえに上式より  $\bar{\alpha}$  を計算すると

$$\bar{\alpha} < 0.9$$

を満足すればよいことになる。もし  $L_2, L_3$  が  $L_1$  に比してきわめて小さい場合には、 $\bar{\alpha}$  をさらに大きな値としても(42)式の第2項は第1項より大なることになる。

以上の考察から一般に消音器の空洞部においては、排気管と空洞部との接続部から極端に近い位置を除いて、空洞部内の音響エネルギー密度は第1項を無視した次式で与えられるとして差支えないと考えられる。

$$\xi = \frac{W_1}{c} \frac{4(1-\bar{\alpha})}{S_V \bar{\alpha}} \quad (49)$$

いま空洞部の容積を  $V$  とすれば空洞部内の全音響エネルギー  $E$  は

$$E = 4(1-\bar{\alpha})VW_1/S_V c \bar{\alpha} \quad (50)$$

このエネルギーは音波が空洞部内の平均自由行程を過ぎるごとにその  $\bar{\alpha}$  倍ずつ壁面に吸収され、したがっていま図8に示すような空洞消音器において音波が断面積  $S_2$  なる排気管から入り断面積  $S_1$  なる尾管から出るものとしてそれぞれの部分の吸音率を  $\alpha_2$  および  $\alpha_1$  とし、また壁面の面積を  $S_2$ 、吸音率を  $\alpha_2$  とすれば、単位時間に尾管部に供給される音響エネルギー  $W_2$  は

$$W_2 = \frac{E \bar{\alpha} S_1 \alpha_1}{S_1 \alpha_1 + S_2 \alpha_2 + S_3 \alpha_3} \quad (51)$$

したがって消音器内部の散乱波音場における壁面の高周波音に対する消音効果  $Att(db)$  の値は、(50)式と(51)式より次式で表わすことができる。

$$Att(db) = 10 \log_{10} \frac{W_1}{W_2} = 10 \log_{10} \frac{\sum_{n=1}^3 S_n \alpha_n}{S_1 \alpha_1 (1-\bar{\alpha})} \quad (52)$$

## 結 語

本報では消音器に関する理論的考察の一端として、とくにシリンドラ内部インピーダンスがきわめて大きいことに着目した場合の平面波理論の考察について述べ、かつ吸音壁面の吸音効果に関する考察について述べた。実験結果との対応その他の理論や実験については別稿著者論文(1)~(59)を参照されたい。

最後に本稿において文献を引用させて戴いた各位に対して深く謝意を述べる次第である。

## 参 考 文 献

- 1) D. D. Davis, G. M. Stokes, D. Moore & G. L. Stevens : NACA Tech. Rep., No. 1191 (1954)
- 2) 五十嵐寿一：東京大学航空研究所報告, No. 839 (1958)
- 3) 二村忠元, 城戸健一：熱機関係第7巻, p. 307, 山海堂 (1956)
- 4) 福田基一：下掲, とくに(51), (56) など
- 5) 福田基一：下掲とくに(58) など
- 6) 奥田真介他：電気通信学会音響研究会資料 (1963-5)
- 7) 福田基一他：下掲, とくに(36), (55) など

## 本稿関係著者論文 (1957年以降)

- (1) 福田, 二村, 城戸, 岡田 日本機械学会60周年記念仙台地方講演前刷 (1957-9)
- (2) 福田, 二村, 城戸, 岡田 日本機械学会60周年東京講演前刷 (1957-10)
- (3) 福田, 二村, 城戸, 岡田 日本機械学会 第35期通常総会講演 前刷 (1958-4)
- (4) 福田, 岡田, 二村, 城戸 日本機械学会関西支部第33期総会講演前刷 (1958-3)
- (5) 岡田, 福田, 二村, 城戸 日本機械学会内燃機関総合講演会 前刷 (1958-5)
- (6) 福田 日本機械学会宇部臨時全団大会講演前刷 (1958-11)
- (7) 福田 日本機械学会九州支部第12期総会講演前刷 (1959-3)
- (8) 福田 日本機械学会第36期通常総会講演前刷 (1959-4)
- (9) 岡田, 福田, 城戸, 二村 日本機械学会新潟地方講演前刷(1959-5)
- (10) 福田, 二村, 日本機械学会第37期通常総会講演前刷論文講演(1960-4)
- (11) 福田, 城戸, 二村 日本機械学会内燃機関総合講演会前刷(1961-5)
- (12) 福田 日本機械学会九州支部北九州地方講演会前刷(1961-6)
- (13) 福田 日本機械学会第39期通常総会講演前刷(1962-4)
- (14) 福田 雑誌「機械の研究」, 第12巻第1号 (自動車特輯号分担執筆論文 消音器), 養賢堂 (1961-1)
- (15) 福田 雑誌「エンジンと産業機械」第4巻第7号巻頭論文, 工業資料社 (1958-7)
- (16) 福田 雑誌「エンジンと産業機械」第4巻第8号巻頭論文, 工業資料社 (1958-8)
- (17) 福田, 二村, 城戸 東北大学電通談話会記録第26巻第2号 (1957-12)

- (18) 福田, 二村, 城戸 東北大学電通談話会記録第26巻第4号 (1958-3)
- (19) 福田, 城戸, 二村 東北大学電通談話会記録第27巻第1号 (1958-7)
- (20) 福田, 城戸, 二村 東北大学電通談話会記録第27巻第2号 (1958-10)
- (21) 福田, 城戸, 二村 東北大学電通談話会記録第28巻第3号 (1959-12)
- (22) 福田, 二村, 城戸, 志村 濾波器型消音器に関する研究(別冊刊行) (1958-3)
- (23) 二村, 福田, 城戸, 岡田 東北電力 1900PS DIESEL ENGINE の消音器設計ならびに模型実験 (別冊刊行) (1958-3)
- (24) 福田, 二村, 城戸, 岡田 1500PS, DIESEL ENGINE の音響特性 (別冊刊行) (1958-5)
- (25) 福田, 中鉢, 城戸, 二村, モベットの騒音とその制御 (その1) (別冊刊行) (1960-8)
- (26) 福田, 中鉢, 城戸, 二村 モベットの騒音とその制御 (その2) (別冊刊行) (1960-8)
- (27) 福田, 中鉢, 城戸, 二村 モベットの騒音とその制御 (その3) (別冊刊行) (1960-11)
- (28) 福田 福岡学芸大学紀要, 理科系統 (工学) 第7号 (1957-12)
- (29) 福田 福岡学芸大学紀要, 理科系統 (工学) 第8号 (1958-12)
- (30) 福田 福岡学芸大学紀要, 理科系統 (工学) 第9号 (1959-12)
- (31) 福田 福岡学芸大学紀要, 理科系統 (工学) 第10号 (1960-12)
- (32) 福田, 二村, 城戸, 岡田 電気4学会連合全国大会講演論文集 (1958-5)
- (33) 中鉢, 城戸, 二村, 福田 電気関係学会東北支部連合講演論文集13 B-22 (1960-10)
- (34) 中鉢, 城戸, 二村, 福田 電気関係学会東北支部連合講演論文集13 B-23 (1960-10)
- (35) 福田, 奥田 電気4学会九州支部連合講演論文集 (1961-10)
- (36) 福田, 城戸, 二村 日本音響学会誌, 第15巻第4号 (1959-12)
- (37) 福田, 城戸, 二村 日本音響学会誌, 第16巻第1号 (1960-4)
- (38) 福田, 二村, 城戸 日本音響学会講演論文集 2-2-8 (1957-11)
- (39) 福田, 二村, 城戸, 岡田 日本音響学会講演論文集 2-2-20 (1958-5)
- (40) 福田, 城戸, 二村 日本音響学会講演論文集 2-2-15 (1958-10)
- (41) 福田, 城戸, 二村, 岡田 日本音響学会講演論文集 2-2-16 (1958-10)
- (42) 福田, 城戸, 二村 日本音響学会講演論文集 2-2-14 (1959-10)
- (43) 福田, 城戸, 二村 日本音響学会講演論文集 2-2-15 (1959-10)
- (44) 岡田, 福田, 城戸, 二村 日本音響学会講演論文集 2-2-18 (1959-10)
- (45) 岡田, 福田, 城戸, 二村 日本音響学会講演論文集 2-2-19 (1959-10)
- (46) 城戸, 二村, 岡田, 福田 日本音響学会講演論文集 2-2-5 (1960-10)
- (47) 福田, 中鉢, 城戸, 二村 日本音響学会講演論文集 2-2-6 (1960-10)
- (48) 福田, 中鉢, 城戸, 二村 日本音響学会講演論文集 2-2-7 (1960-10)
- (49) 福田, 中鉢, 城戸, 二村 日本音響学会講演論文集 2-2-8 (1960-10)

- (50) 中鉢, 城戸, 二村, 福田 日本音響学会講演論文集 2-2-3 (1961-5)
- (51) 奥田, 福田 日本音響学会講演論文集 2-2-8 (1961-5)
- (52) 福田, 和泉 日本音響学会講演論文集 1-2-16 (1963-10)
- (53) 福田 日本機械学会論文集, 第26巻第168号 p.1167 (1960-8)
- (54) 福田 日本機械学会論文集, 第26巻第168号 p.1174 (1960-8)
- (55) 福田, 城戸, 二村 日本機械学会論文集, 第26巻第171号(1960-11)
- (56) 福田 日本機械学会論文集, 第28巻第192号 (1962-8)
- (57) 福田 日本機械学会論文集, 第29巻第198号 (1963-2)
- (58) Fukuda, Bulletin of JSME (日本機械学会英文論文集) Vol. 6, No. 22 (1963-5)
- (59) Fukuda, Bulletin of JSME (日本機械学会英文論文集) Vol. 6, No. 24 (1963-11)