

クランク室圧縮2サイクル機関におけるサイクロン型排気管系の影響について

| | |
|----------------|--|
| その他（別言語等）のタイトル | On the Effects of the Exhaust Pipe System with Cyclone Cleaner in a Crankcase-Compressed Two-Stroke Cycle Engine |
| 著者 | 澤 則弘 |
| 雑誌名 | 室蘭工業大学研究報告 |
| 巻 | 5 |
| 号 | 1 |
| ページ | 303-316 |
| 発行年 | 1965-07-08 |
| URL | http://hdl.handle.net/10258/3245 |

クランク室圧縮2サイクル機関における サイクロン型排気管系の影響について

沢 則 弘

On the Effects of the Exhaust Pipe System with Cyclone Cleaner
in a Crankcase-Compressed Two-Stroke Cycle Engine

Norihiro Sawa

Abstract

It is generally known that the engine performance or the breathing capacity is largely governed by the blow-down wave in the exhaust pipe system and the present author has already reported the effects of blow-down in the exhaust system with plain, stepped, conical and branch pipe in a crankcase-compressed two-stroke cycle engine.

Successively, in order to examine systematically the influence of the exhaust pipe system with a cyclone cleaner on the delivery ratio and obtain the design data on such a pipe system, he has determined the optimum condition of exhaust blow-down effect on the impedance theory. On the other hand, he has experimentally measured the amount of breathing air changing the various factors in the exhaust pipe system with a cyclone cleaner. Consequently, it is ascertained that the theoretical results correspond fairly well with those of the experiment, that is, the maximum increase of delivery ratio is due to the blowdown effect in the same way as in the plain pipe and such blow-down effect is governed by the following expression

$$Z_e = \frac{\omega}{a_e} L_e^*$$

where L_e^* is equivalent length calculated on the impedance theory.

1. 緒 言

クランク室圧縮2サイクル機関の吸込み空気量が排気管系寸度によって著しく影響されることは、よく知られており¹⁾、筆者も単気筒機関を用いて各種排気管系に関する一連の実験を行なった。その結果、最大の給気比増加 $(K-K_0)_M$ が排気吹出し効果に基因することを明らかにするとともに、その同調条件式として

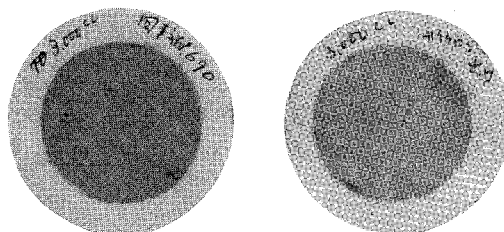
$$Z_{eM} \equiv (\omega \cdot L_e^* / a_e)_M = (4/3)(\theta_{es}^* / 360) \quad (1)$$

の関係を求めた²⁾。ここに、 Z_{eM} : 最大の給気比増加 $(K-K_0)_M$ を与えるときの排気吹出し特性数 (Z_e)、 ω : クランク角速度、 a_e : 排気管系における圧力伝播速度、 L_e^* : インピーダンス理論から求められる掃排気管系の等価管長、 θ_{es}^* : 有効掃排気孔開口角 (排気孔開 E.O. から有効掃

気閉 S.C.* までのクランク角) である。

また、実用機関においては消音器の取り付けが不可欠であるので、その基本形とも云える拡張室付排気系管について系統的实验を行ない、消音器の設計基準を示した³⁾。しかるに、クランク室圧縮2サイクル機関では掃気期間中に混合気の素通りがあり、そのうえ起動や部分負荷運転時のように機関温度が低い場合には、排気ガス中に水分や潤滑油の一部が含まれている。これらは排気管内に蓄積し⁴⁾、消音器の腐蝕をきたし、機関温度が上昇すると急速に燃焼して多量の煙を排出するとともに、炭素の堆積が消音効果の低下をも招くことになる。かかる排気ガスの浄化対策としては接触燃焼による純化⁵⁾や直接火焔アフタバーナによる研究⁶⁾などが見受けられる。しかし、ここでは排家ガス中に含まれる液状成分を除去することを目的としサイクロン型拡張室を用いた。すなわち、サイクロンの前後で排気ガスの煙濃度を光電式煙濃度計 (NISSALCO G-2625) およびボッシュ形ろ紙式煙濃度計 (デーゼ機器 K. K. 製) で測定してみたら、図-1 に示すようにサイクロン型拡張室が排気ガスの浄化に有用なことが確認された。

かかるサイクロンの分離器としての性能は数多くの研究者によって解明されており、分離限界粒径や集じん効率の計算式およびサイクロンの最適寸法比などの設計基準が与えられている⁷⁾。いま、内燃機関の排気系にサイクロンを取り付けると、その動的効果は決して無視できず、排気系の一部と見做すべきであろう。かかる観点からサイクロン型



サイクロン入口 サイクロン出口
図-1 煙濃度の比較 (吸引ガス量 3000 cc)

排気系寸寸の排気吹出し効果に及ぼす影響を系統的に調べることを目的とし、流入口面積、尾管断面積、サイクロン容積および大きさをそれぞれ変えたサイクロンを準備し、排気管長さおよび尾管長さを広範囲に変えながら実験を行なった。さらに、パイプ型サイクロンや二重サイクロンについても比較検討し、サイクロン型排気系管の設計基準の確立を目的とした若干の解析を試みたので次に報告する。

2. 実験装置および実験方法

(1) 供試機関および実験装置

供試機関は自動二輪車用クランク室圧縮2サイクル機関 (鈴木自動車工業 K.K. 製) であり、その主要諸元は次の通りである。

| | | | |
|----------|----------------------|----------|--------------------|
| シリンダ径×行程 | 52φ×58 mm | ポートタイミング | 給気孔 60.5° (T.D.C.) |
| 行程体積 | 123.2 cc | | 掃気孔 62.6° (B.D.C.) |
| クランク室体積 | 370.4 cc (at B.D.C.) | | 排気孔 73.0 (B.D.C.) |
| 圧縮比 | 8.16 | 排気管径 | 1 1/4" φ |

排気管系に関する実験は 発火運転を必要とするので⁸⁾、実験装置は図-2 に示すように、給気流量の測定装置を給気側に取り付け、気化器浮子室は本体と分離し、任意に上下動して燃料流量を微量調整できるようにした。なお給気流量の測定装置は行程体積の約 800 倍の空気タンクの壁面に丸型ノズル (開口径 16 mm ϕ) を取り付けたものであり、タンクには脈動鎮静のため

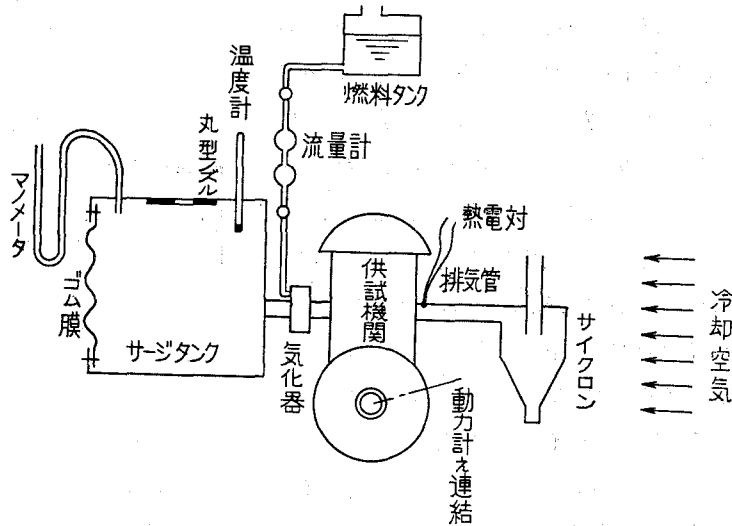


図-2 実験装置

めにゴム膜が張ってある。なお実験時におけるタンク内の圧力降下は $4P=10 \text{ cm Aq.}$ を越えないようにノズル寸度を設定した。次に給気比 (K) の算出は前報²⁾ の場合と同じである。

表-1 供試サイクロンの諸元

| 記号 | d_e inch | B cm | H cm | f_e' ($B \times H$) cm^2 | f_e $\pi d_e^2/4$ cm^2 | D cm | J cm | L cm | Z cm | d_t cm | f_t $\pi d_t^2/4$ cm^2 | V cm | l_e cm | l_t cm | S cm | v_e m/s | v_{em} m/s |
|------------|---------------|-----------|-----------|---|---|-----------|-----------|-----------|-----------|-------------|---|-----------|-------------|-------------|-----------|--------------|-----------------|
| C_1 | 1 1/4 | 1.6 | 3.3 | 5.28 | 10.06 | 6.5 | 1.7 | 13.6 | 13.7 | 1 1/4 | 10.06 | 592 | 7 | 8 | 4.3 | 8.52 | 21 |
| C_2 | " | 2.3 | 2.6 | 5.98 | " | " | " | 13.4 | " | " | " | 585 | " | " | " | 7.52 | 18.5 |
| C_3 | " | 2.3 | 4.5 | 10.35 | " | " | " | " | " | " | " | " | 7.4 | " | " | 4.34 | 10.7 |
| C_4 | 1 1/4 | 2.3 | 4.5 | " | 10.06 | 9 | 2.3 | 17.8 | 17.3 | 1 2/4 | 13.56 | 1490 | 8 | 10 | 7 | " | " |
| C_5 | " | " | " | " | " | " | " | " | " | 1 1/4 | 10.06 | " | " | " | " | " | " |
| C_6 | " | " | " | " | " | " | " | " | " | 1 | 5.97 | " | " | " | " | " | " |
| C_7 | 1 1/4 | 2.3 | 4.5 | " | 10.06 | 10.4 | 2.6 | 19.9 | 20.2 | 1 1/4 | 10.06 | 2238 | 8 | 11 | 8 | " | " |
| C_8 | 1 | 1.6 | 3.3 | 5.28 | 5.97 | 6.7 | 1.7 | 13.5 | 13.7 | 1 1/4 | 10.06 | 625 | 7.3 | 8.2 | 5.2 | 8.52 | 21 |
| C_9 | 1 2/4 | 2.5 | 5.1 | 12.75 | 13.59 | 10.4 | 2.6 | 19.9 | 20.1 | 2 | 22.64 | 2238 | 8 | 11 | 8 | 3.53 | 8.7 |
| (C_{10}) | 1 1/4 | 1.6 | 3.3 | 5.28 | 10.06 | 6.5 | — | 13.4 | — | — | — | — | 7 | — | — | 8.52 | 21 |

(C_1), (C_{10}) の記号はサイクロン上半部のみを表わす。

(2) 供試サイクロン

サイクロンの設定に当り、排気管を取り除いた場合の給気比曲線において最大給気比 $K=80\%$ 、その機関回転数 $N=2700$ r.p.m. および排気管径 $d_e=1\frac{1}{4}$ " を設計基準値に選んだ。これらからサイクロンエの流入速度 (v_e) が $v_e \doteq 8.5$ m/s⁹⁾ になるように流入口面積 ($f'_e = H \times B$) を決定した。それがサイクロン C_1 である。なお、サイクロンの主要寸法は $B=D/4$, $H=D/2$, $J=D/4$, $L=2D$, $d_e=D/2$, $Z=2D$, $S=(3/4) \cdot D$ の関係⁹⁾ から求めた。その製作寸法は表-1 および図-3 のとおりである。同表には、サイクロンエの流入が排気孔開口期間のみで行なわれるものとした場合の平均流入速度 (v_{em}) をも併記している。次に、サイクロン C_1 を基準とし、流入口面積のみを変えたのがサイクロン C_2 , C_3 で、流出口面積 (尾管断面面積) を変えたのがサイクロン C_4 , C_5 , C_6 、サイクロン容積のみが違うのが C_3 , C_5 , C_7 であり、サイクロンの大きさを変えるために準備したのが相似型サイクロン C_8 , C_4 , C_9 である。このほかにパイプ型サイクロン C_{10} をも用意した。

(3) 実験方法

実験方法は、まず任意の排気管系 (サイクロンおよび管長) を設定し、UK 型電気動力計を起動させて供試機関を駆動運転する。機関を約 2500 r.p.m. 付近まで増速し、点火栓系統のスイッチを入れて発火運転に入る。次に機関を約 1300 r.p.m. 付近まで減速させ、定常状態に達するのを待って測定を開始する。すなわち、気化器浮子室の高さを微動調整しながら混合比を最適状態 (約 12:1) に保ち、排気ガス温度が定常になってから機関回転数 (ハスラー回転計) 給気量 (読取顕微鏡)、排気ガス温度 (アルメル・クロメル熱電対) および機関トルク (UK 型電気動力計) を測定する。これらの測定をサイクロン型排気管系寸度を広範囲に変えて、機関回転数 $N=1000$ r.p.m. から 200~300 r.p.m. おきに最高 4300 r.p.m. まで行なった。

3. 実験結果および考察

3.1 排気吹出し効果に影響する因子

排気吹出し効果に影響する因子としては (1) 式から機関回転数 ($\omega = 2\pi N/60$)、圧力伝播速度 (a_e) および等価管長 (L_e^*) が挙げられ、サイクロン型排気管系寸度の影響は等価管長 (L_e^*) について考慮すればよいことがわかる。そこで、サイクロン型排気管系として図-4 のようにク

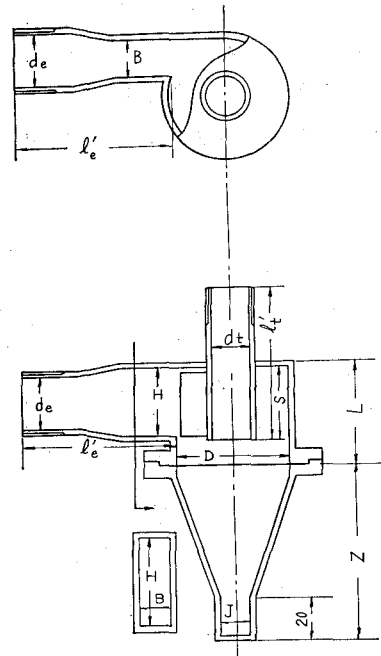


図-3 サイクロン断面図

クランク室およびシリンダを含む有効掃排気期間の平均容積 (V_m), 排気管 (l_e, f_e), サイクロン (C) および尾管 (l_t, f_t) から構成される管系を想定し, かかる管系の等価管長 (L_e^*) をインピーダンス理論¹⁰⁾ から求めよう。

記号:

I : 音響インピーダンス ($\equiv P/X$), P : 音圧,
 X : 体積変位, l : 管長, f : 断面積, $\beta = a^2 \omega k, k = \omega/a$, ω : 角振動数, a : 圧力伝播速度, ρ : 密度, L_e^* : 等価管長 ($=1/k$) とする。

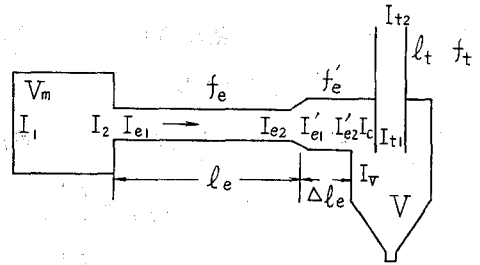


図-4 サイクロン型排気管系の模型

排気管の入口と出口部のインピーダンス I_{e1}, I_{e2} との間には抵抗を考慮しない管内の平面波動方程式の解から

$$I_{e2} = \frac{\beta}{f_e} \cdot \frac{I_{e1} + (\beta/f_e) \cdot \tan(l_e/L_e^*)}{-I_{e1} \cdot \tan(l_e/L_e^*) + \beta/f_e} \quad (2)$$

の関係が与えられる。またシリンダ出口のインピーダンス $I_2 (\equiv I_{e1})$ は容積部の長さが短かく, しかも閉端のインピーダンス I_1 が ∞ と近似できることから

$$I_2 (\equiv I_{e1}) = -\rho \cdot a^2 / V_m = -\beta \cdot L_e^* / V_m \quad (3)$$

で与えられる。なお有効掃排気孔開口期間における, クランク室とシリンダからなる平均容積 (V_m) は次式から求められる。

$$\begin{aligned} V_m &= \frac{1}{\theta_{SC}^* - \theta_{EO}^*} \int_{\theta_{EO}^*}^{\theta_{SC}^*} V(\theta) \cdot d\theta = \frac{1}{\theta_{SC}^* - \theta_{EO}^*} \left[\int_{\theta_{EO}^*}^{\theta_{SC}^*} V_c(\theta) \cdot d\theta + \int_{\theta_{SO}^*}^{\theta_{SC}^*} V_k(\theta) \cdot d\theta \right] \\ &= \bar{V}_c + \left(\frac{\theta_{SC}^* - \theta_{SO}^*}{\theta_{SC}^* - \theta_{EO}^*} \right) \cdot \bar{V}_k \end{aligned} \quad (4)$$

ここに, V_c : シリンダ容積, V_k : クランク室容積, $\theta_{EO}, \theta_{SO}^*, \theta_{SC}^*$: 排気孔開, 有効な掃気孔開および閉前のクランク角である。次に, サイクロン入口のインピーダンス I_{e2} は (2) 式と同様に (但し $I_{e1} = I_{e2}$)

$$I_{e2} = \frac{\beta}{f_e'} \cdot \frac{I_{e2} + (\beta/f_e') \cdot \tan(\Delta l_e/L_e^*)}{-I_{e2} \cdot \tan(\Delta l_e/L_e^*) + \beta/f_e'} \div \frac{\beta}{f_e'} \cdot \frac{I_{e2} + (\beta/f_e') \cdot (\Delta l_e/L_e^*)}{-I_{e2} \cdot (\Delta l_e/L_e^*) + (\beta/f_e')} \quad (5)$$

サイクロンを拡張室と同じように容積部 (V) と仮定すると, その入力インピーダンス I_V は (3) 式と同様に次式で与えられる。

$$I_V = \rho \cdot a^2 / V = \beta \cdot L_e^* / V \quad (6)$$

また, サイクロンの出口インピーダンス (I_{t1}) は開口端のインピーダンス (I_{t2}) が $I_{t2} \div 0$ ($\because P \div 0$) と近似できるので, インピーダンス I_{t1}, I_{t2} 間の関係式から

$$I_{t1} = -(\beta/f_t) \cdot \tan(l_t/L_e^*) \quad (7)$$

となる。しかるに、体積流の連続条件から次の関係が成り立つ

$$1/I_{e2} = 1/I_V + 1/I_{t1} \quad (8)$$

よって、(2)~(7) 式から等価管長 (L_e^*) の算出式として次の関係が得られる。

$$\frac{f_t}{f_e'} \cot(l_t/L_e^*) - \frac{V}{f_e' L_e^*} = \left\{ \frac{1 - (V_m/f_e' L_e^*) \cdot \tan(l_e/L_e^*)}{\tan(l_e/L_e^*) + V_m/f_e' L_e^*} \cdot \frac{\Delta l_e}{L_e^*} + \frac{f_e}{f_e'} \right\} / \left\{ \frac{1 - (V_m/f_e' L_e^*) \cdot \tan(l_e/L_e^*)}{\tan(l_e/L_e^*) + V_m/f_e' L_e^*} \cdot \frac{f_e}{f_e'} \cdot \frac{\Delta l_e}{L_e^*} \right\} \quad (9)$$

なお、 $\Delta l_e \doteq 0$ と近似できる場合には ($f_e \doteq f_e'$)

$$\frac{f_t}{f_e} \cot(l_t/L_e^*) - \frac{V}{f_e L_e^*} = \frac{\tan(l_e/L_e^*) + V_m/(f_e L_e^*)}{1 - (V_m/f_e L_e^*) \cdot \tan(l_e/L_e^*)} \quad (10)$$

となる。上式はサイクロン型排気管系寸度、すなわち尾管面積 (f_t)、尾管長 (l_t)、排気管面積 (f_e)、排気管長 (l_e)、サイクロンの入口面積 (f_e')、入口部の長さ (Δl_e)、サイクロン容積 (V) などを含んでおり、等価管長 (L_e^*) に及ぼす各因子の影響を知ることができる。したがって(1) 式の関係から排気吹出し効果に及ぼす影響についても吟味できることがわかる。よって、これら各因子を変えた実験結果について(1) 式および(9) 式の妥当性を検討しよう。

3.2 排気吹出し効果に及ぼすサイクロン寸度の影響

(1) 流入口面積 (f_e')

サイクロン寸度のうち、流入口面積(流入速度)の影響を調べるため、サイクロン C_3 ($A = 4.5 \times 2.3 \text{ cm} \doteq 10.35 \text{ cm}^2$) のほかにサイクロン C_1 ($A = 3.3 \times 1.6 \text{ cm} \doteq 5.28 \text{ cm}^2$) および流入口高さを変えたサイクロン C_2 ($A = 2.6 \times 2.3 \text{ cm} \doteq 5.98 \text{ cm}^2$) を用いて実験を行なった。その実験結果の代表例を図-5に示す。図において、流入口の寸度が違うが、その面積がほぼ等しいサイクロン C_1 と C_2 の場合、最大の給気比増加 $(K - K_0)_M$ を与える機関回転数 (N_M) はほぼ等しい。しかるに、流入口面積が大きいサイクロン C_3 に対する回転数 (N_M) はかなり高速側にづれている。したがって、流入口面積が増加すると等価管長 (L_e^*) が短縮することがわかる。この傾向は(9) 式から導びかれる計算結果と定性的に一致するものである。(後述)次に、排気吹出し効果 $(K - K_0)_M$ の値は、サイクロンの流入口面積に直線的に比例して増加しており、さらに高速回転における $(K - K_0)$ の値も高い。したがって、機関性能の観点からは流入口面積をできるかぎり大きく選ぶことが望ましいようである。

(2) サイクロン容積 (V)

サイクロン流入口面積 (f_e') および尾管断面面積 (f_t) を一定とし、サイクロン容積 (V) を 585 cc (サイクロン C_3)、1490 cc (C_5) および 2238 cc (C_7) に変えた場合の実験結果を図-6に示す。図によるとサイクロン容積 (V) が大きいほど、最大給気比増加 $(K - K_0)_M$ を与える機関回転数

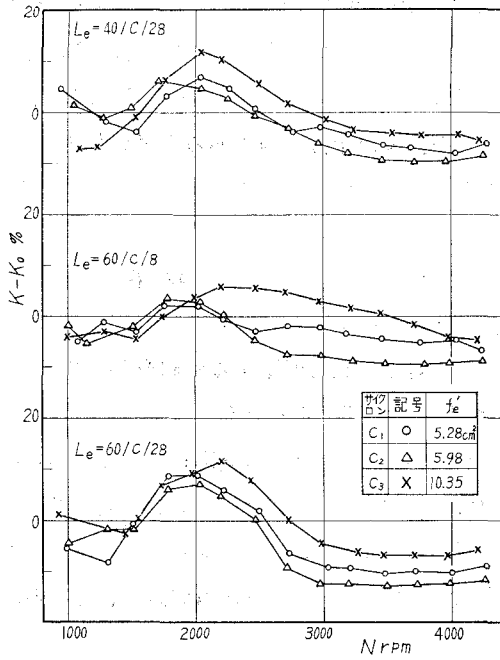


図-5 流入口面積と排気吹出し効果

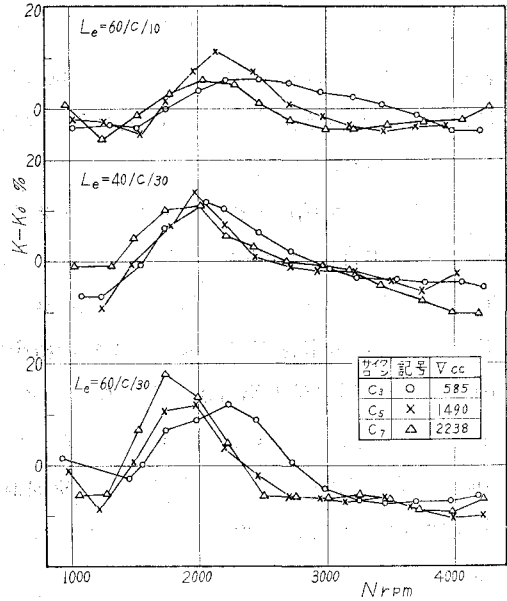


図-6 サイクロン容積と排気吹出し効果

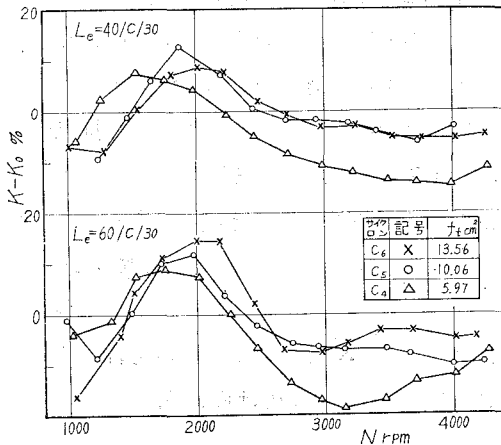


図-7 尾管断面積と排気吹出し効果

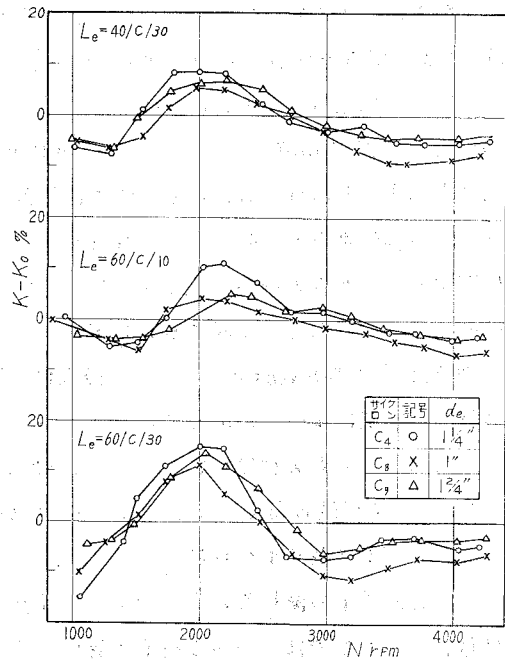


図-8 サイクロンの大きさ (m) と排気吹出し効果

は低速側に移行しており、等価管長 (L_e^*) が增大することがわかる。しかし尾管の長さ (l_t) がごく短い場合には、サイクロン容積 (V) による影響は小さい。この傾向は、いずれも前式の計算結果や拡張室付排気管系の場合と全く同じである。したがって、サイクロンの容積部が拡張室容積として等価管長 (L_e^*) に関与すると見做した前項の推論が十分妥当であると思われる。次に、 $(K-K_0)_M$ の値に対しては排気管系寸度に応じて最適容積が存在するように見受けられる。

(3) 尾管断面積 (f_t)

尾管の長さ (l_t) を 20 cm とし、その断面積を三種類に変えた場合の実験結果を図-7 に示す。この場合も予期される通りに最大給気比増加 $(K-K_0)_M$ を与える機関回転数 (N_M) は尾管断面積 (f_t) が小さくなると順次低速側に移行し、 $(K-K_0)_M$ の値も低下する傾向を示している。この傾向は拡張室付排気管系の尾管断面積を変えた場合にも認められたが、その影響 ($K-K_0$ の低下) は拡張室付の場合よりもかなり小さいことがわかる。しかし、給気比向上の観点からは尾管断面積 (f_t) を大きく設計すべきであろう。これに対して、サイクロンの集じん効率 (η_c) は $\log \eta_c \propto \sqrt{f_t}$ の関係⁷⁾ で与えられ、尾管断面積 (f_t) が大きいほど集じん効率 (η_c) が低下することが知られている。したがって、両者を考え合わせて尾管断面積 (f_t) を適当な値にとどめる必要がある。

(4) サイクロンの大きさ (m)

相似形のサイクロンを用いて、その大きさ (m) の影響を調べた実験結果を図-8 に示す。

なお、サイクロンの大きさ (m) を変えると前項で述べた流入口面積 (f_0)、サイクロン容積 (V) および尾管断面積 (f_t) の影響をすべて包含することになる。すなわち、サイクロンの大きさ (m) が増加すると、それに比例して流入口面積 (f_0) および尾管断面積 (f_t) が增大するので等価管長 (L_e^*) を短縮する作用を示す。逆にサイクロン容積の増加は等価管長 (L_e^*) を長くする働きを示すであろう。これらの合成された影響がサイクロンの大きさ (m) の影響であり、サイクロン型排気管系の寸度によってもその影響度合が変るものと思われる。(拡張室付排気管系に関する結果からの推論) したがって、サイクロン大きさ (m) の排気吹出し効果に及ぼす影響は個々の条件に応じて検討する必要がある、一般的結論を得ることはできないであろう。かかる推論は図-8の実験結果において、最大給気比増加 $(K-K_0)_M$ を与える機関回転数 (N_M) が排気管系の寸度によって、ある場合には $C_0 > C_4 \geq C_0$ の順であったり、三者ともほぼ等しかったりすることからも裏付けられる。次に、最大給気比増加 $(K-K_0)_M$ は、本実験の場合、サイクロン C_4 の値が最も高く、最適の大きさ (m) が存在するかのように見受けられる。

(5) パイプ型サイクロン

集じん効率の優れているミゼットサイクロン¹¹⁾としてパイプ型サイクロンの使用が見受けられる。ここでは、かかるパイプ型サイクロンと標準型サイクロンとの比較およびサイクロンを直列に連結(マルチサイクロン)した場合の影響を調べた。それを図-9および図-10に

示す。

図において、パイプ型サイクロン $[(C_{10})+(C_{10})]$ の給気比 $(K-K_0)$ 曲線は流入気流に案内 $[(C_1)+(C_{10})]$ を与えても、ほとんど変わらないが、同一の流入 および 流出口面積をもつサイクロン C_1 と比較すると、排気吹出し効果がかかなり顕著であり $(K-K_0)_M$ が5~7% も高い値を示している。このように集じん性能が優れているパイプ型サイクロンは機関性能上からも望ましく消音器えの適用も構造的に容易なので有用な排気管系と思われる。ただ最大給気比増加 $(K-K_0)_M$ を与える機関回転数 (N_M) が幾分低速側にずれているが、これはサイクロン容積が大きいためである。次に、サイクロン C_5 と C_4 とを直列に連結したマルチサイクロンと単独サイク

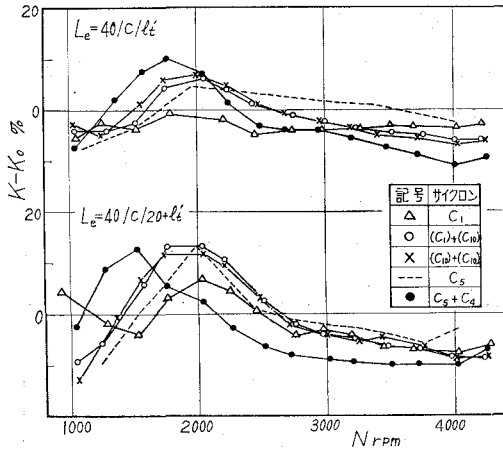


図-9 パイプ型サイクロンと排気吹出し効果

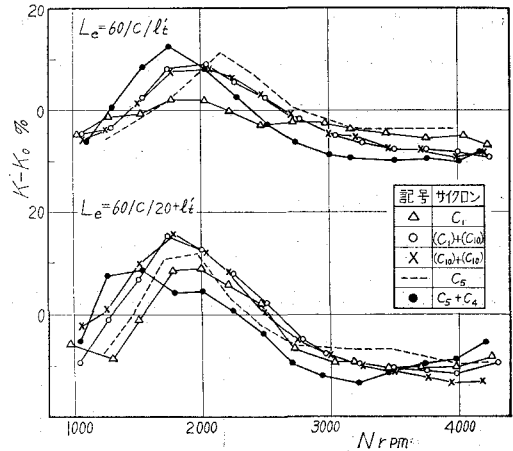


図-10 パイプ型サイクロンと排気吹出し効果

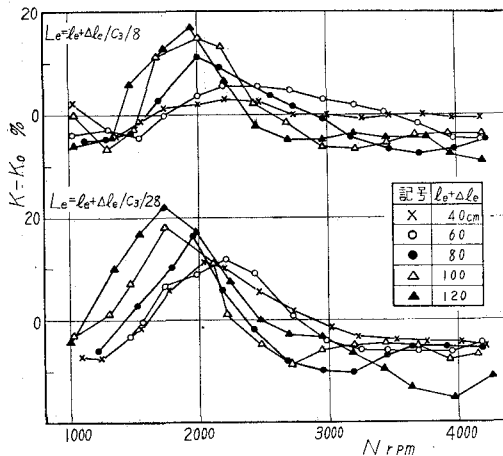


図-11 排気管長 (l_e) と排気吹出し効果 (サイクロン C_5)

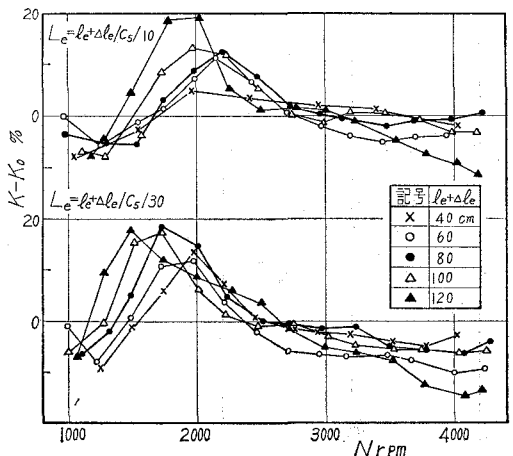


図-12 排気管長 (l_e) と排気吹出し効果 (サイクロン C_3)

ロン C_2 とを比較すると、前者の場合、その等価管長 (L_e^*) が後者よりも長くなるので最大給気比増加 $(K-K_0)_M$ を与える機関回転数は低速側にずれるが、 $(K-K_0)_M$ の値はかなり高い。したがって、集じん性能の優れているマルチサイクロンを積極的に採用すべきであり、消音器の構造設計に対する示唆を与えている。

3.3 排気吹出し効果に及ぼす排気管系長さの影響

サイクロン (C_2, C_3) および尾管 (l_t, f_t) を一定とし、排気管長 (l_e) を変えた場合の実験結果を図-11 および図-12 に示す。図において、いずれの場合も排気管長 (l_e) が長くなるにつれて、最大の給気比増加 $(K-K_0)_M$ を与える機関回転数 (N_M) は順次低速側に移行し、 $(K-K_0)_M$ の値は増加している。これは排気管長 (l_e) の増加に伴う等価管長 (L_e^*) の増大に基因するものであり、直管型排気管系や拡張室付排気管系の場合と全く同じである。

次に、サイクロン (C_2, C_3) および排気管 (l_e, f_e) を一定とし、尾管の長さ (l_t) のみを広範囲に変えた実験結果を図-13 および図-14 に示す。この場合も、尾管長さ (l_t) が大きいほど最大の給気比増加 $(K-K_0)_M$ を与える機関回転数 (N_M) は低速値に移行している。いま、これら最線群の包絡線と排気管長を変えた場合の曲線群の包絡線 (図-11 および 図-12) とを比較すると、前者の場合の方が排気吹出し効果が幾分大きく、 $(K-K_0)$ の値が高い。したがって、サイクロンの設置は機関側に近い方が望ましいように見受けられる。かかる関係をより明確にするため、

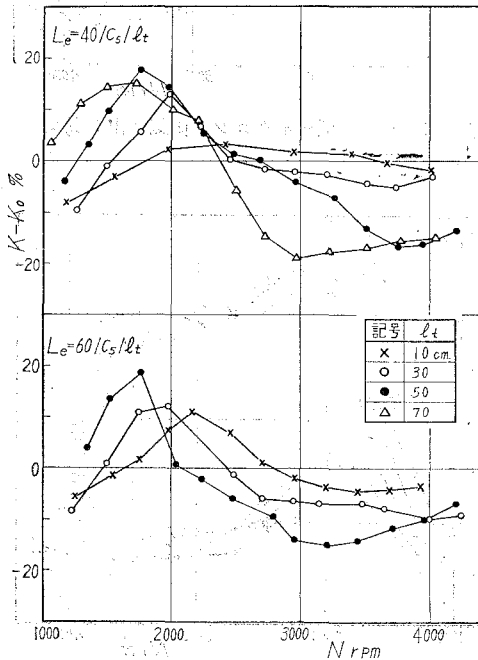


図-13 尾管長 (l_t) と排気吹出し効果 (サイクロン C_2)

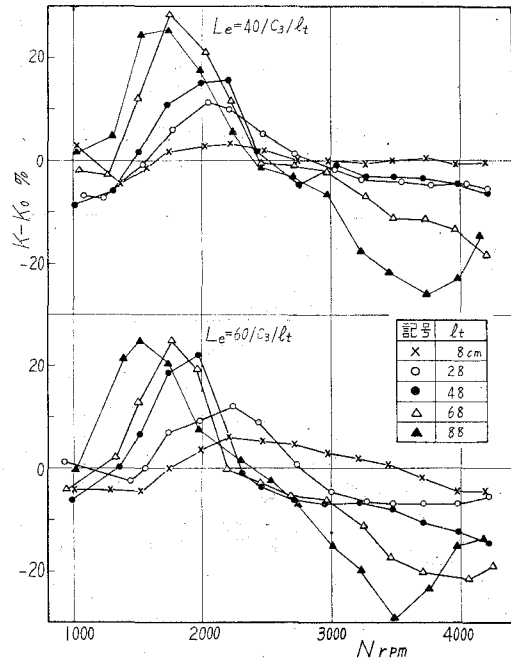


図-14 尾管長 (l_t) と排気吹出し効果 (サイクロン C_3)

全排気管長を一定とし、サイクロンの設置個所を変えた場合の給気比 $(K-K_0)$ 曲線を纏めてみると図-15 および 図-16 となる。図において、最大給気比増加 $(K-K_0)_M$ と与える 機関回転数 (N_M) は、サイクロンが機関側に近づくにつれて順次低速側に移行している。

この傾向は、拡張室付排気管系において拡張室の位置を変えた場合にも認められた現象であり、(9) 式の計算結果が示すようにその等価管長 (L_e^*) が順次増加することに基因するものである。しかし、 $(K-K_0)_M$ の値はサイクロンが機関側に近づくにつれてむしろ増加しており、サイクロンを機関側に設置すべきであることがわかる。これは拡張室付排気管系の場合と逆の結果であるが、一般にサイクロンの流動抵抗が拡張室付の場合よりも小さく、そのうえ振動系の節に近いほど音響抵抗が小さくなることに基因するものと思われる。

3.4 排気吹出し効果の同調条件

さきにサイクロン型排気管系の等価管長 (L_e^*) の算出式を示した。その計算結果は拡張室付排気管系の場合と全く同じであるべきであり、等価管長 (L_e^*) はサイクロン容積 (V) 、排気管長 $(l_e + \Delta l_e)$ 、尾管長 (l_t) に比例し、流入口面積 (f_e^2) 、尾管断面積 (f_t) に逆比例して増加する。しかし尾管長さ (l_t) が短い場合には V, f_t などの影響は小さい。これらは各因子を変えた場合の実験結果と定性的に一致することを前節で明らかにした。しかし、厳密には排気管系の圧力伝播速度 (a_e) も各因子の影響を受けて変化する。したがって、排気吹出し効果の同調条件式 (1) の妥当性が確認されているとは云えない。そこで、各排気管系に対する等価管長の計算値 (L_e^*) および実測せる圧力伝播速度 (a_e) 機関回転速度 (ω) を用いて、代表的実験結果のみを排気

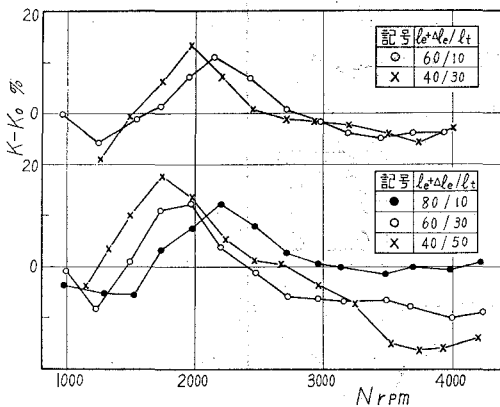


図-15 サイクロン位置と排気吹出し効果 (サイクロン C5)

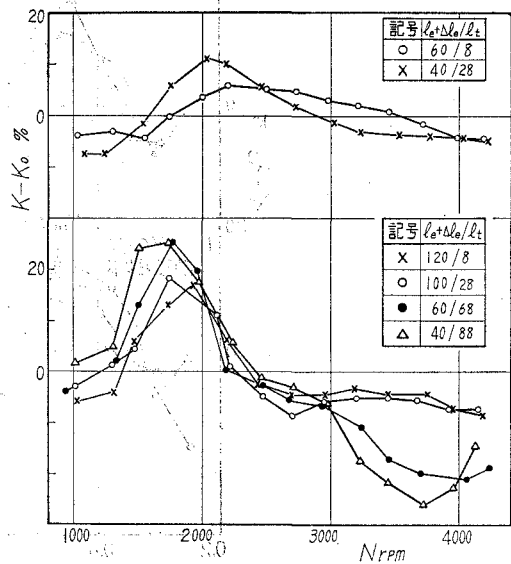
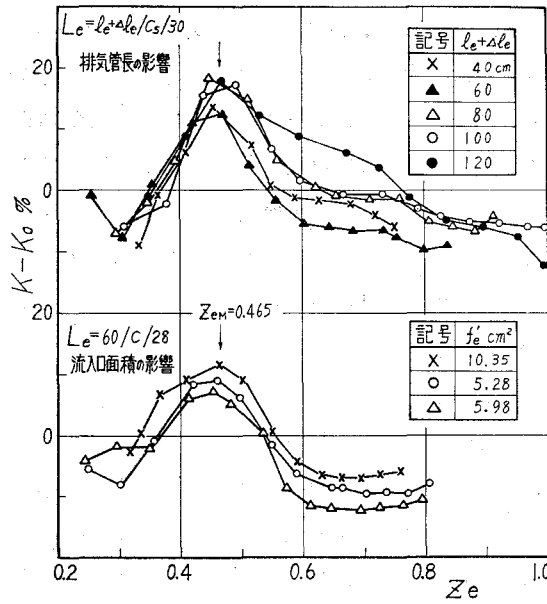
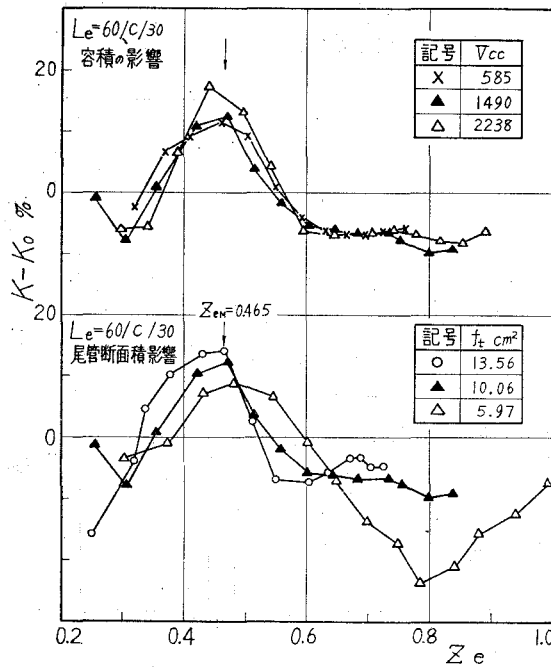


図-16 サイクロン位置と排気吹出し効果 (サイクロン C3)



図—17 ($K-K_0$)と排気吹出し特性数 (Z_e)



図—18 ($K-K_0$)と排気吹出し特性数 (Z_e)

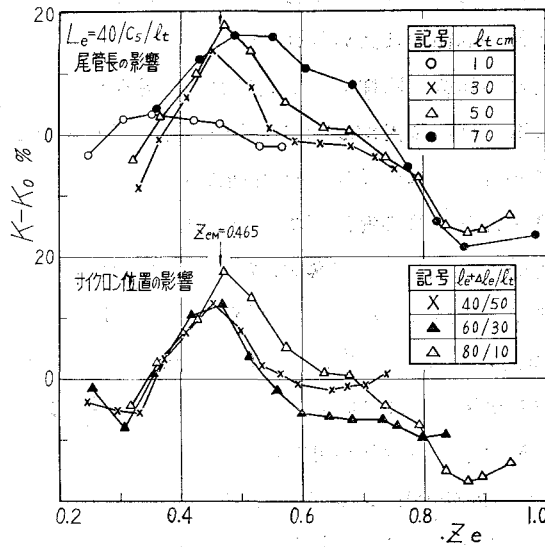


図-19 $(K-K_0)$ と排気吹出し特性数 (Z_e)

吹出し特性数 (Z_e) で整理してみると図-17, 図-18 および 図-19 の通りである。図によると, 排気管長 $(l_e + \Delta l_e)$, 流入口面積 (f_e) およびサイクロン容積 (V) を変えた場合には最大の給気比増加 $(K-K_0)_M$ が排気吹出し特性数 (Z_e) の一定値でよく揃っている。この値は排気吹出し効果の同調条件式 (1) に供試機関の有効掃排気孔開口角 $\theta_e^* = 125.6^\circ$ を代入して求めた計算値 $Z_{eM} = 0.465$ とほぼ近似している。したがって, 等価管長 (L_e^*) の算出式 (9) および同調条件式 (1) からサイクロン型排気管系寸度の排気吹出し効果に及ぼす影響を的確に知ることができる。なお, 尾管長さ (l_e) および尾管断面積 (f_e) を変えた場合には, 定性的には一致しているが, 定量的にはかなりばらばらしている。これはサイクロン内に挿入されている尾管の一部を挿入されていない場合と同じに取扱ったことにも基因するものと考えられる。しかしサイクロン型排気管系寸度の設計指針を得るためには十分に実用価値があると云えよう。

4. 結 言

サイクロン型排気管系の寸度を広範囲に変えた実験結果について考察を加えたが, これを要約すると次の通りである。

(1) サイクロン型排気管系を用いる場合, サイクロンの流入口面積および排出口面積 (尾管断面積) を大きくすると最大の給気比増加 $(K-K_0)_M$ を与える機関回転数 (N_M) は高速側に移行し, $(K-K_0)_M$ の値も幾分増加するので給気比向上の観点からは望ましい。

(2) サイクロンの容積を大きくすると最大の給気比増加 $(K-K_0)_M$ を与える回転数 (N_M) は低速側に移行するが, $(K-K_0)_M$ の値に関しては最適の容積が存在するようである。なお,

サイクロンの大きさ(相似型)を大きくした場合には流入口面積, 排出口面積および容積の影響が複雑に加味されるため一般的傾向は認められない。

(3) 拡張室付排気管系の場合と同様に, 排気管および尾管が長いほど, また全管長が一定の場合でもサイクロンの取り付け位置が機関側に近いほど最大の給気比増加 $(K-K_0)_M$ を与える機関回転数は低速側に移行し, $(K-K_0)_M$ の値も増加する。

(4) サイクロン型排気管系の等価管長 (L_e^*) はインピーダンス理論から算出することができる。かくして求めた等価管長 (L_e^*) (9) 式参照) を用いた排気吹出し特性数 (Z_e) で, 各寸度を変えた実験結果を整理すると, 最大の給気比増加 $(K-K_0)_M$ は排気吹出し特性数 (Z_e) の一定値でほぼ揃う。この値は同調条件式 (1) の計算値 (Z_{em}) と近似する。したがって, サイクロン型排気管系寸度の排気吹出し効果に及ぼす影響は, すべて等価管長 (L_e^*) の算出式 (9) から知ることができる。よってその最適寸度の設計が可能と云える。

(5) 排気煙の軽減(液状成分の除去)対策として, サイクロンの使用は有用であり, その改善に関する研究を積極的に推進すべきであると考えられる。

終りにのぞみ, 御指導御鞭撻を賜わっている東京大学 浅沼強教授, 北海道大学 黒岩保教授, 供試機関を貸与くださった鈴木自動車 K.K. 岡野部長, 福西課長, 川原係長, 実験を担当された室蘭工業大学内燃機関研究室 福島和俊教官, 早川友吉技官, 同研究室卒業研究学生 笠原宏, 大貝功氏ならびに御援助を戴いた本学機械工学科各位に深謝致します。

(昭和40年4月30日受理)

文 献

- 1) H. Farmer: I.M.E. Proc. (1938), 367.
- 2) 沢: 室工大研報 4, 3 (昭39-6), 569.
- 3) 沢: 室工大研報 4, 3 (昭39-6), 603.
- 4) 富塚, 他: 機械学会40期全国大会講演会前刷集 No. 83, 講演番号 427, p. 79.
- 5) D. De Rycke: I.M.E. Proc. 7 (1962-63), 220.
- 6) J. S. Clarke: I.M.E. Proc. 7 (1962-63) 228.
- 7) 井伊谷: 集塵装置 日刊工業新聞.
- 8) 浅沼・沢: 機械学会60記念前刷集 (昭32-10).
- 9) 山内: 機械学会論文集 28, 192 (昭37-8), 983.
- 10) J. C. Iron: Philo-Mag, J. of Sciv. 9 (1930), 346.
- 11) 上岡: 機械学会論文集 20, 93 (昭29), 353.