

クランク室圧縮2サイクル機関の部分負荷運転における給排気管効果について(続報)

| | |
|----------------|---|
| その他(別言語等)のタイトル | On the Intake or Exhaust Pipe Effect in the Partial Load Operation of a Crankcase-Compressed Two-Stroke Cycle Engine (Continual Report) |
| 著者 | 澤 則弘, 中村 昭寿 |
| 雑誌名 | 室蘭工業大学研究報告 |
| 巻 | 5 |
| 号 | 2 |
| ページ | 873-885 |
| 発行年 | 1966-08-25 |
| URL | http://hdl.handle.net/10258/3283 |

クランク室圧縮2サイクル機関の部分負荷運転に おける給排気管効果について (続報)

沢 則弘・中村昭寿

On the Intake or Exhaust Pipe Effect in the Partial Load Operation of a Crankcase-Compressed Two-Stroke Cycle Engine (Continual Report)

Norihiro Sawa and Akihisa Nakamura

Abstract

To examine in detail the effect of intake pipe system in the partial load operation of a crankcase-compressed two-stroke cycle engine, we carried out some experiments, changing the position, area and shape of a pipe nozzle which we set in place of a throttle valve of the carburetor.

As a result, it is ascertained that the influence of the pipe nozzle on the matching condition of the inertia effect should be considered roughly as the influence of flow resistant coefficient and that the lowering rate of maximum delivery ratio is given by the inertia theory. It is not necessary, however, to consider the influence of flow-resistant upon the pulsation effect due to the intake pipe system.

1. 緒 言

クランク室圧縮2サイクル機関は小型車輛用機関として広汎に利用されており、給気比(または比出力)の向上を目的とした研究も活発に続けられている。筆者も本型式機関の給排気管系における動的効果に注目し、一連の理論的乃至実験研究を行ってきた¹⁾。しかし、従来の研究は主として全開性能に関するものであり、車輛用機関において屢々要求される部分負荷性能について余り注目していなかった。しかるに、近来、都市交通の混雑化に伴って益々部分負荷運転の頻度が増加し、その性能向上が重要視されると共にその解明が必要となってきた。そこで筆者も部分負荷性能の解明を志ざし、その第一段階として部分負荷運転時における給排気管効果に注目した実験を行ない、最大給気比の生成(慣性効果)や脈動効果の同調条件に関して解明した²⁾。これら給気管効果について、さらに詳細に調査および解明する目的で各種のノズルを準備し、それらを給気管系の任意位置に挿入して給気比を測定した。その結果について報告する。

2. 実験装置および実験方法

供試機関はクランク室圧縮2サイクル機関(鈴木自動車 K.K. 製)であり、その主要諸元は

次のとおりである。

| | |
|---------------|--------------------|
| シリンダ径×行程 (mm) | 52φ×58 |
| 行程体積 (cc) | 123.2 |
| 圧縮比 | 8.16 |
| クランク室体積 (cc) | 480 |
| 給気管径 (mm) | 21φ |
| 介時期 | 給気孔 60.5° (T.D.C.) |
| | 掃気孔 62.6° (B.D.C.) |
| | 排気孔 70.3° (B.D.C.) |

実験装置は図-1に示すように給気管系 ①、供試機関 ②、排気管 ③、タンク ④および給気量の測定装置 ⑤

(丸形ノズル) から構成されている。なお、給気管系による動的効果をかき乱さないように給気量測定装置を排気側に取り付けると共に気化器をも取り除いた。このため重力滴下による潤滑油供給装置 ⑥を給気孔の直前に取り付け、コック ⑦を調整して空気流量の約 1/300 の潤滑油を供給した。絞り抵抗を与えるためのノズルとしては図-2 および表-1 に示す各種のノズルを準備し、2枚のフランジによって給気管系の任意の場所に取り付けることができるようにした。

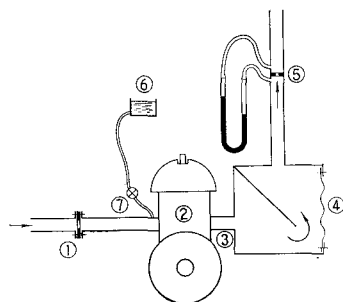


図-1 実験装置系統図

- ① 給気管系
- ② 供試機関
- ③ 排気管
- ④ サージタンク
- ⑤ 給気量測定装置
- ⑥ 潤滑油
- ⑦ コック

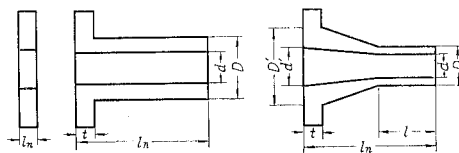
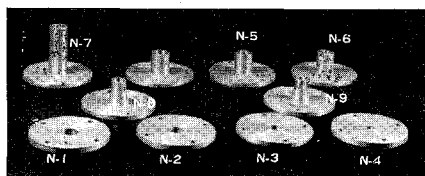


図-2 ノズルの形状

表-1 ノズル各部の寸法

| 記号 | D (mm) | D' (mm) | d (mm) | d' (mm) | t (mm) | l _n (mm) | l (mm) | 開口面積 f _n (cm ²) | f _n /f ₀ |
|-------------|--------|---------|--------|---------|--------|---------------------|--------|--|--------------------------------|
| (ノズルなし) N-0 | | | 21.0 | | | | | 3.47 | 1 |
| N-1 | | | 18.0 | | | 6 | | 2.55 | 0.733 |
| N-2 | | | 15.0 | | | 6 | | 1.77 | 0.510 |
| N-3 | | | 12.5 | | | 6 | | 1.23 | 0.354 |
| N-4 | | | 9.9 | | | 6 | | 0.768 | 0.221 |
| N-5 | 21.0 | | 12.5 | | 5.0 | 30 | | 1.23 | 0.354 |
| N-6 | 21.0 | | 9.9 | | 5.0 | 30 | | 0.768 | 0.221 |
| N-7 | 21.0 | | 12.5 | | 5.0 | 60 | | 1.23 | 0.354 |
| N-8 | 15.0 | 21.0 | 12.5 | 21.0 | 5.5 | 30 | 9.0 | 1.23 | 0.354 |
| N-9 | 12.8 | 21.0 | 9.9 | 21.0 | 5.5 | 30 | 9.0 | 0.768 | 0.221 |

実験方法は、まず所定の給気管長およびノズルに設定し、UK型電気動力計(特殊電気K.K.製)の遠く起動スイッチを入れて駆動運転を開始する。シリンダ温度が定常になるのを待って機関回転数を約1000 rpmから最高4500 rpmまで150~250 rpmおきに変える。これら各回転数につき給気流量を丸型ノズル流量計で、機関回転数をストロボ式回転計で測定する。なお、給気比(K)は前報と同様に次式から算出した。

$$K = \left\{ Q \div \left(\frac{V_h \cdot N}{60} \right) \right\} \times 100\% \quad (1)$$

ここに V_h : 行程体積 (cc), N : 機関回転数 (rpm), Q : 実測せる給気量 (cc/s) であって次式から求められる。

$$Q = c \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2g \cdot \Delta h}{\gamma}} \cdot \phi \quad \text{cc/s}$$

ここに c : ノズルの流量係数, f : ノズル開口面積 (cm^2), g : 重力定数 (cm/s^2), Δh : ノズル前後の圧力差 (cmAq), γ : ノズル直前の給気の比重 (gr/cm^3), ϕ : 流量修正係数である。

3. 実験結果および考察

さきに部分負荷運転時の給排気管効果について報告し、最大給気比の生成条件(慣性効果)や脈動効果の同調条件に及ぼす気化器開度の影響について明らかにした。さらに、かかる絞り

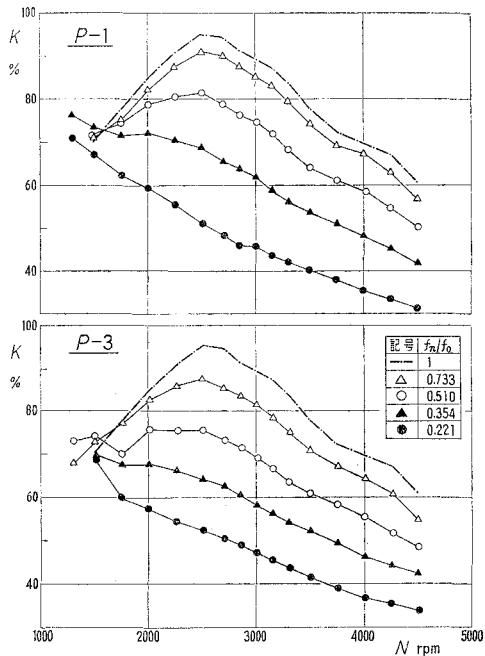


図-3 給気比とノズル開口面積 ($L_d=31 \text{ cm}$)

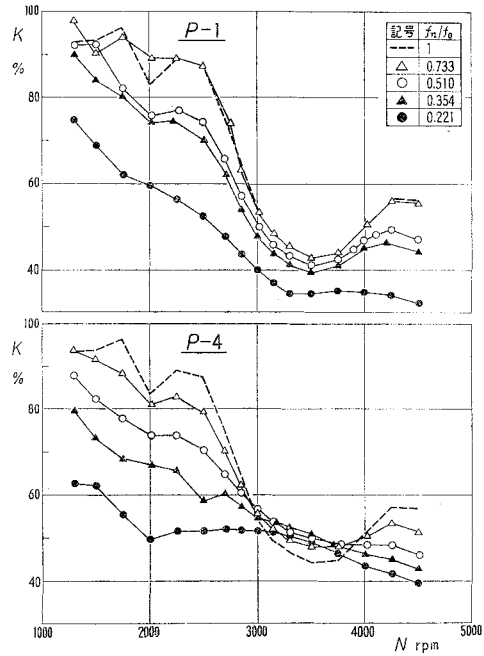


図-4 給気比とノズル開口面積 ($L_d=81 \text{ cm}$)

抵抗の影響を詳細に調べたので次に述べよう。

(1) ノズル開口面積の影響

4種類のノズルを給気管の機関側 (P-1) および開口端 (P-3) に取り付け、ノズルの開口面積の影響を調べた実験結果を図-3に示す。図によると、ノズル開口面積が小さくなるにつれて給気比は著しく低下している。しかし、最大給気比を与える機関回転数も順次低速側に移行するので、ごく低速回転領域の給気比は逆にノズル開口面積が小さいほど高くなっている。これは本型式機関の低速性能や始動性能の改善上興味ある現象と云えよう。このように最大給気比を与える回転数が低速側に移行するのは主としてノズル開口面積の縮小に伴う流動抵抗の増加に基因するものであり、後述するように慣性効果の同調条件式から得られる結果とよく符合している。

次に、図-4によると脈動効果に対してもノズル開口面積の影響は顕著であることがわかる。しかし、給気比曲線に起伏を与える機関回転数はノズルの開口面積に関係なくほぼ一定であり、脈動効果の同調条件に関してはその影響をほとんど考慮する必要がないことがわかる。これは排気管系の開口端に穴あき板を取り付け、その開口面積を変えた場合の実験結果と全く同じ傾向である (図-5 参照)。なお給気比の値はノズルを機関側 (P-1) に取り付けた場合と開口端側に取り付けた場合とでは幾分違うようである。すなわち、前者の場合には給気比曲線全体がノズルの開口面積に比例して順次低下しており、流動抵抗の影響が加味されているようである。これに対し、後者の場合には主として残留脈動波の減衰作用が主役をなしているとみえて給気孔開口期間に残留脈動波の正圧波が同調する $N = 4200$ rpm 附近では給気比が低下するが、残留負圧波が重畳する $N = 3500$ rpm 附近の給気比は逆に増加している。このように絞り抵抗は高速回転領域における脈動効果に対し有効な減衰作用をもっている。しかし、絞り面積比 (f_n/f_0) を余り小さくしても意味がなく $f_n/f_0 = 1/3$ 程度で十分であることがわかる。これは圧縮機に関する実験結果 (絞り比 $1/3 \sim 1/4$) に似ている。

(2) ノズル形状の影響

給気管長およびノズルの開口面積を一定とし、ノズルの長さを $L_n = 6$ mm, 30 mm および

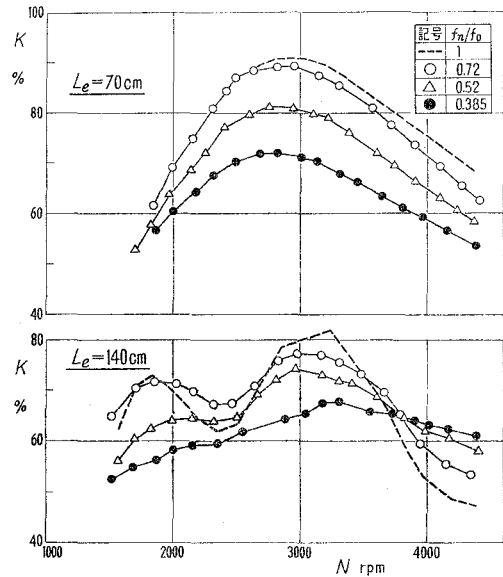


図-5 給気比とノズル開口面積 (排気管系, E-50, 開口端に取り付け)

60 mm の3種類に変えた場合の実験結果を図-6に示す。図によると、 $L_n=30$ mm の場合の給気比がもっとも高く、給気比の観点からは最適のノズル長さが存在するようである。これは流動抵抗に基因するものと思われるが気化器系統の設計に当って留意すべき現象であろう。

次に、ノズルの開口面積と長さを一定 ($L_n=30$ mm) とし、その形状を非対称形 (N-8) として流動抵抗の軽減を計ったのが図-7に示す結果である。図によると、期待どおりに4~6%の給気比増加が認められ、最大給気比を与える機関回転数も高速側に移行している。同図には対称形ノズル N-3 ($L_n=6$ mm) の給気比曲線をも鎖線で併記しているが、ノズル形状 (長さおよび形状) の改善は給気比向上の観点からきわめて有効であることがわかる。かかる傾向は給気

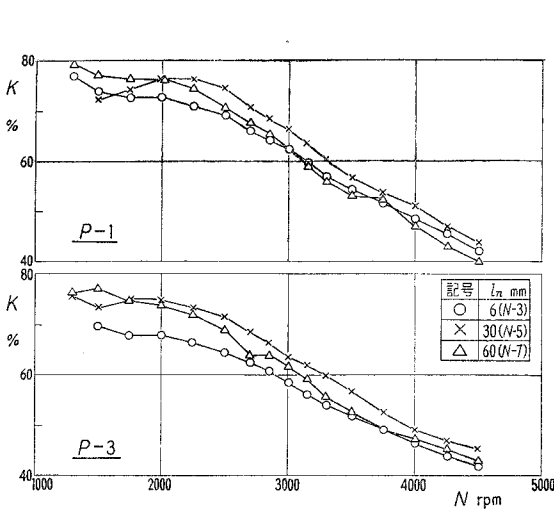


図-6 給気比とノズルの長さ ($L_n=31$ cm)

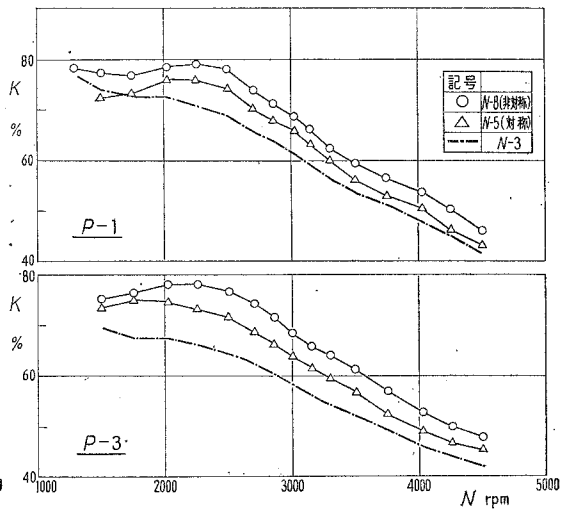


図-7 給気比とノズルの形状 ($L_n=31$ cm)

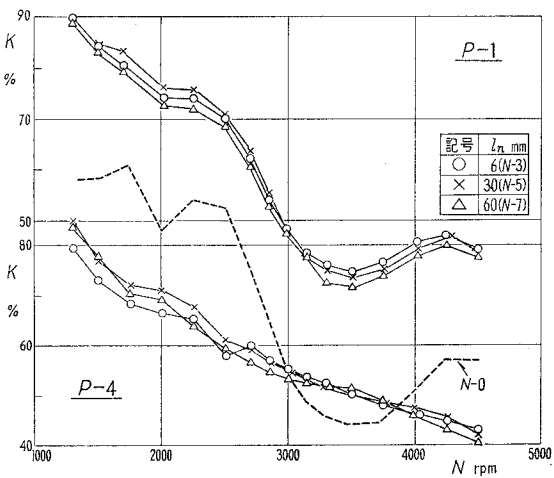


図-8 給気比とノズルの長さ ($L_n=81$ cm)

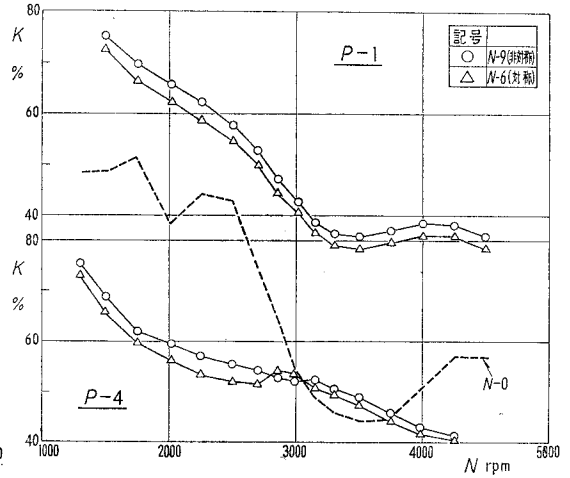


図-9 給気比とノズルの形状 ($L_n=81$ cm)

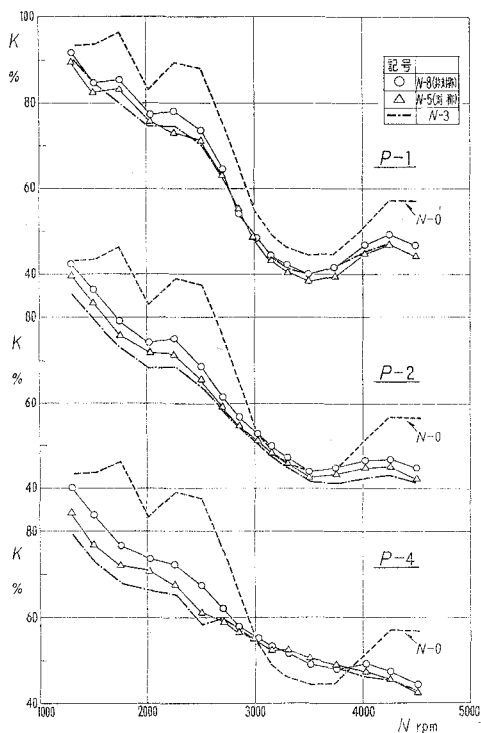


図-10 給気比とノズルの形状 ($L_d=81$ cm)

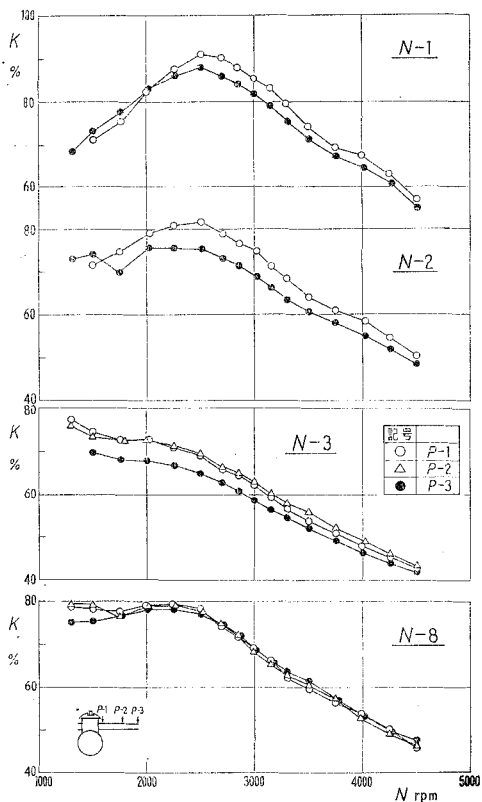


図-11 給気比とノズルの位置 ($L_d=31$ cm)

管が長い場合 ($L_d=81$ cm) にも低速領域において認められる (図-8, 図-9 および図-10 参照)。しかし、脈動効果の大きい高速領域においてはノズルの長さ (L_n) や形状を変えても、その効果はほとんど認められないようである。

(3) ノズル位置の影響

給気管長を $L_d=31$ cm とし、ノズルの取り付け位置を変えた実験結果を図-11 に示す。図によると、ノズルが給気管の開口端に近いほど給気比は低く、最大給気比を与える回転数も幾分低速側に移行しているようである。これは流動抵抗が開口端に近づくほど大きくなるためであろう。したがって、流動抵抗の小さい非対称ノズルの場合には取り付け場所を変えても給気比はほとんど変化していない。

次に、脈動効果に注目した実験結果、図-12 および図-13 によると、ノズルが開口端に近いほど残留脈動波の減衰が大きく、負圧波の影響を受ける $N=3500$ rpm 付近では給気比は増加し、残留脈動正圧波の同調する $N=4250$ rpm 付近では逆に低下している。この傾向は流動抵抗の小さい非対称ノズル ($N-8, N-9$) においても顕著であり、しかも対称ノズルの場合でもノズルの開口面積が小さい $N-3$ の方が $N-1$ よりも著じるしいことがわかる。これは排気管系

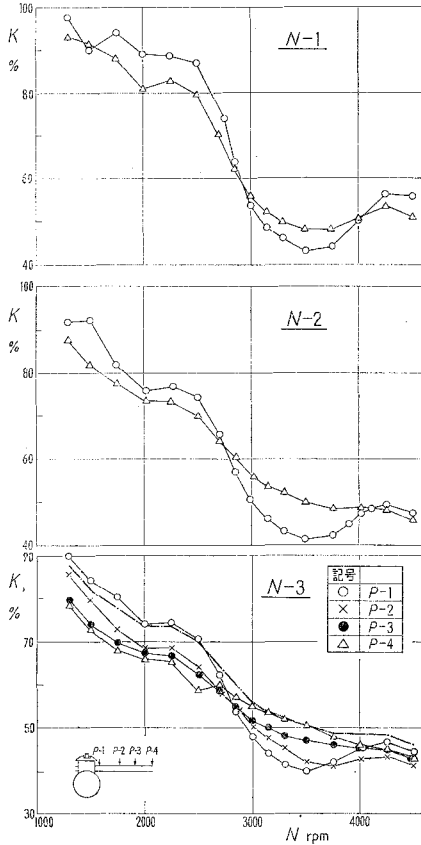


図-12 給気比とノズル位置

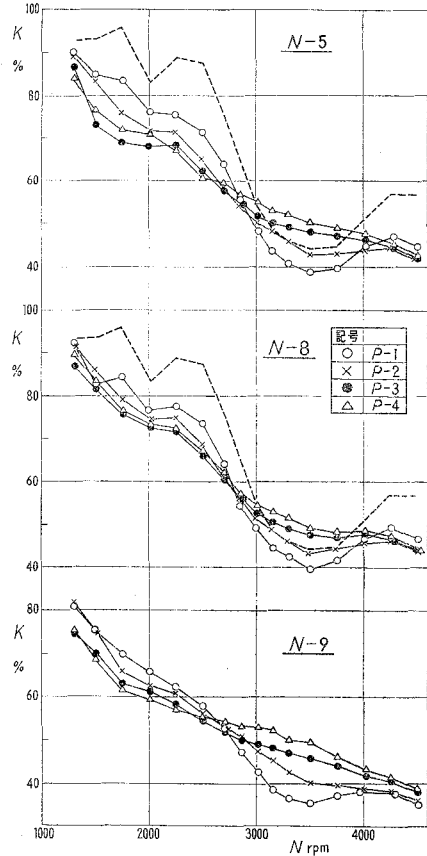


図-13 給気比とノズル位置

に穴あき板を挿入し、その位置を変えた実験結果 (図-14 参照) にも認められるものであり、振動系の腹に近いほど音響抵抗が増加すると云う事実から説明できる。いずれにせよ気化器や曲り接手などの設置に当っては十分留意せねばならないだろう。

(4) 給気管効果の同調条件

最大給気比を与える機関回転数は絞抵抗の増加に伴って順次低速側に移行することを示した。これは慣性効果の同調条件からよく説明できることも前報²⁾で述べた。ここでは絞抵抗による等価管長の変化に注目しよう。

給気過程における平均クランク室容積の位置にピストンを固定し、給気孔のみが開閉する図-15のような給気管系の模型を想定し、給気管内の気柱はたえず流動変化するも、全体としては一定質量の一質点と見做すとき、所要の運動方程式は前報²⁾と同様に

$$\frac{d^2K}{d\theta^2} + 2\mu \frac{dK}{d\theta} + \frac{K}{Z_0^2} = -\left(\frac{\tau_0 \epsilon}{k}\right) \cdot \left(1 - \frac{P_{k0}}{P_0} \epsilon'\right) \quad (2)$$

(373)

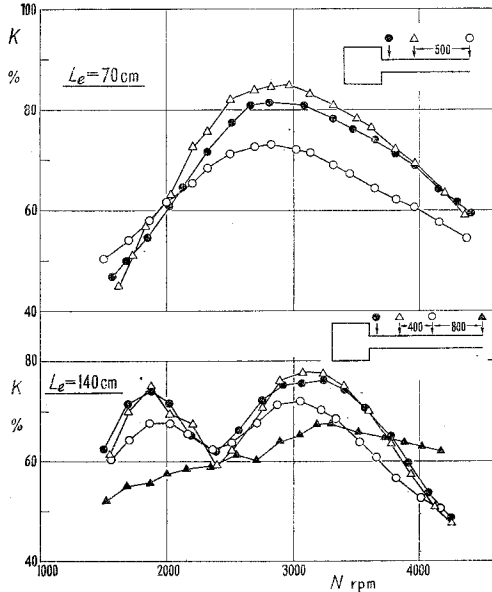


図-14 給気比とノズル位置 (E-50, 穴あき板)

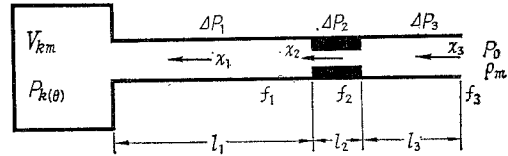


図-15 絞り弁型給気管系の模型

ここに、 $\tau_i = T_0/T_i$ (大気温度と給気温度との比)、 k : 比熱比、 P_{ki} : 給気孔開時のクランク室内圧力、 P_0 : 大気圧、 $\epsilon = V_{km}/V_h$ (クランク室平均容積と行程体積との比)、 $\epsilon' = V_{ki}/V_{km}$ (I.O. 時のクランク室容積と平均容積との比)、 μ : 気柱当りの抵抗係数、 Z_i : 慣性特性数であり、次式で与えられる。

$$\mu = \frac{V_h}{4f_1 \left\{ l_1 + \left(\frac{f_1}{f_2} \right) l_2 + l_3 \right\}} \cdot \frac{dK/d\theta}{\beta^2(\theta)} \left\{ \lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 + \frac{\chi}{d_1} \left(l_1 + \sqrt{\frac{f_1}{f_2}} \cdot l_2 + l_3 \right) \right\} \quad (3)$$

$$Z_i = \frac{a_i}{w} \cdot \sqrt{V_{km} \cdot \left\{ l_1 + \left(\frac{f_1}{f_2} \right) \cdot l_2 + l_3 \right\} / f_1} \quad (4)$$

ここに $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$: 給気開口端、ノズル前後の断面変化、給気孔まわりの抵抗係数、 χ : 管壁摩擦抵抗、 d_1 : 給気管直径である。したがって(3)、(4)式からノズルを挿入すると等価管長 $L_i^* = \sqrt{V_{km} \{ l_1 + (f_1/f_2) \cdot l_2 + l_3 \} / f_1}$ および流動抵抗が増加することがわかる。

いま、代表的実験結果から最大給気比を与える機関回転数 (N_M) を求め、それを相当管長 $l_1 + (f_1/f_2) \cdot l_2 + l_3$ についてプロットすると図-16 となる。同図には慣

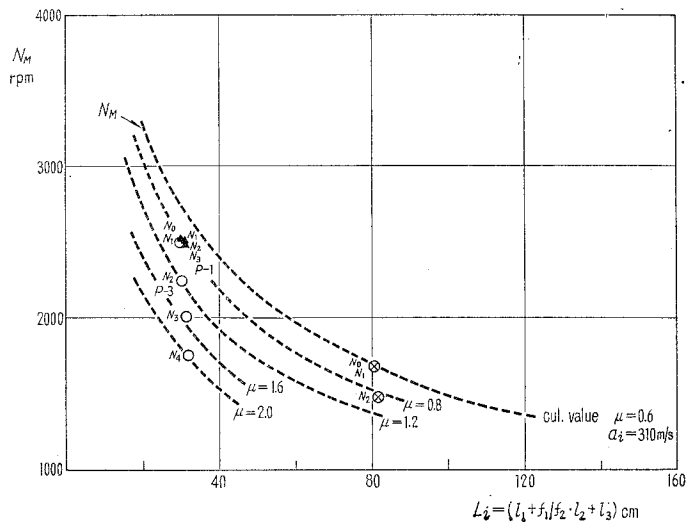


図-16 給気管効果の同調条件

性効果の同調条件式から算出した最大給気比の生成条件をも併記しているが、ノズルの長さ (l_2) が短いので、ノズルの開口面積を変えても相当管長の変化は比較的小さく、最大給気比を与える機関回転数の移行は主として流動抵抗 (μ) の変化に基因することがわかる。この流動抵抗 (μ) と機関回転数 (N_M または Z_{iM}) との関係については前報において述べたとおりである。

次に、脈動効果に注目し、図-17の給気管系に音響インピーダンス理論を適用し、その等価管長 (L_i^*) を求めてみよう。

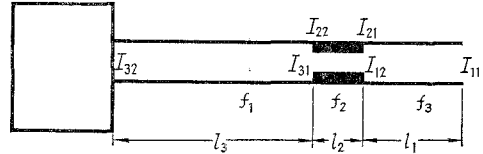


図-17 給気管系の模型

記号: P : 音圧, ξ : 粒子の変位, V : 容積, l : 管長, f : 面積, a : 圧力伝播速度, ρ : 密度, $I (\equiv P/f \cdot \xi)$: 音響インピーダンス, ω : 角振動数, $k = \omega/a$, $\beta = a^2 \xi k$ とおく。

まず、開口端側管系 (l_1, f_1) における両端のインピーダンス (I_{11}, I_{12}) の間には平面波動方程式の解から

$$I_{12} = \frac{\beta}{f_2} \cdot \frac{I_{11} + \left(\frac{\beta}{f_1}\right) \cdot \tan(kl_1)}{-I_{11} \cdot \tan(kl_1) + \frac{\beta}{f_1}} \quad (5)$$

の関係が与えられるが、開口端のインピーダンス (I_{11}) は零と近似できるので I_{12} は

$$I_{12} = \frac{\beta}{f_1} \cdot \tan(kl_1) \quad (6)$$

となる。次に、機関側管系 ($l_3, f_3=f_1$) の両端のインピーダンス I_{31}, I_{32} の間にも (6) 式と同様の関係がなりたつが、閉端におけるインピーダンス (I_{32}) は $I_{32} = \infty$ と近似できるのでインピーダンス I_{31} は

$$I_{31} = \frac{\beta}{f_1} \cdot \cot(kl_3) \quad (7)$$

となる。さらにノズル前後のインピーダンス I_{21}, I_{22} の間には $\beta/f_2 \gg I_{21}kl_2$ の場合には

$$I_{22} = I_{21} + \frac{k\beta l_2}{f_2} \quad (8)$$

の関係が与えられるので (6)~(8) 式から等価管長 (L_i^* ; 一端閉のオルガンパイプに置換) の算出式として次式が得られる。

$$\cot\left(\frac{\pi l_1}{2L_i^*}\right) = \tan\left(\frac{\pi l_3}{2L_i^*}\right) + \left(\frac{f_1}{f_2}\right) \left(\frac{\pi l_2}{2L_i^*}\right) \quad (9)$$

上式の右辺第二項がノズル寸度 (f_2, l_2) の影響を表わしており、ノズル面積比 (f_1/f_2) が大きくなるほど (ノズル開口面積が小さくなるほど) 等価管長 (L_i^*) が増加することがわかる。し

かし、ノズルの長さ (l_2) が十分に短い場合には等価管長 (L_i^*) の変化はきわめて小さく、本実験結果が示すように脈動効果の生ずる機関回転数 (N_p) はほとんど変わらない。なお、ノズルを挿入した場合にも脈動効果の同調条件は図-18に示すように実験値とよく一致する。すなわち(9)式で与えられる等価管長 (L_i^*) が十分妥当であり、脈動効果に及ぼすノズル寸度 (f_2, l_2) の影響を吟味することができる。

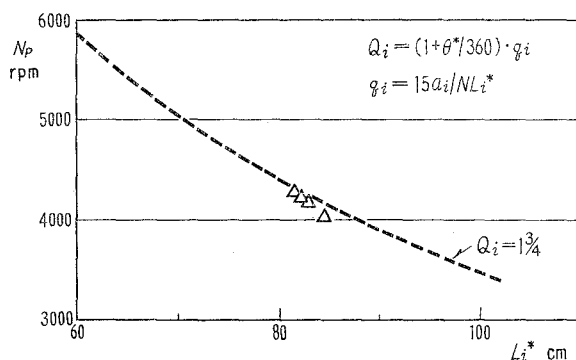


図-18 脈動効果の同調条件

(5) 給気管効果の減衰

部分負荷運転における慣性効果および脈動効果の同調条件は全負荷運転の場合と全く同じであり、さきに報告した同調条件式がそのまま適用できることを指摘した。ここでは慣性効果や脈動効果に対するノズルの減衰作用についての定性的考察を試みよう。

まず、最大給気比の値 (K_{max}) に注目すると、近似慣性理論式(2)の解から給気比 (K) は

$$K = \left(\frac{\tau_i \varepsilon}{k} \right) \left(1 - \frac{P_{ki}}{P_0} \cdot e' \right) \left\{ 1 - e^{-\mu \theta} \cdot \left(\cos \varphi \theta + \frac{\mu}{\varphi} \sin \varphi \theta \right) \right\} \tag{10}$$

で与えられる。ここに $\varphi = \sqrt{1/Z_i^2 - \mu^2}$ である。しかるに、給気比の極値を与える条件 $dK/d\theta = 0$, したがって、 $\varphi = \pi/\theta$ の関係から最大給気比 (K_{max}) は

$$K_{max} = \left(\frac{\tau_i \varepsilon}{k} \right) \left(1 - \frac{P_{ki}}{P_0} \cdot e' \right) \left\{ 1 + e^{-\mu \theta} \right\} \tag{11}$$

となる。いま、ノズルを挿入しない場合の最大給気比 (K_{0max}) および流動抵抗係数 (μ_0) を規準とし、両者の比をとると

$$\frac{K_{max}}{K_{0max}} = \frac{1 + e^{-\mu \theta}}{1 + e^{-\mu_0 \theta}} = \frac{1 + e^{-\mu_0 \theta} \cdot e^{-\Delta \mu \theta}}{1 + e^{-\mu_0 \theta}} \tag{12}$$

となる。ここに $\Delta \mu (\equiv \mu - \mu_0)$ はノズルを挿入することによる流動抵抗係数の増加であって、ノズルの長さが短い場合には近似的に

$$\Delta \mu = \frac{V_h}{4 f_1 L_i} \cdot \frac{dK}{d\theta} \cdot \lambda_2 \tag{13}$$

で与えられる。しかるに、気化器開度に関する定常流実験によると抵抗係数 λ_2 は面積比 (f_1/f_2) に応じて近似的に

$$\lambda_2 = 0.55 \left(\frac{f_1}{f_2} - 1 \right)$$

で与えられた²⁾。ここでも上式の関係が適用できるものと見做し、供試機関の諸元 $V_h=123.2 \text{ cc}$, $f_1=3.47 \text{ cm}^2$, $L_i=31 \text{ cm}$, $(dK/dt)/\beta^2(t)=2.3$ を用いると流動抵抗係数の増加 ($\Delta\mu$) は近似的に

$$\Delta\mu \doteq 0.345 \left(\frac{f_1}{f_2} - 1 \right) \tag{14}$$

の関係で与えられる。なお、(12)式の計算結果は図-19のように流動抵抗数の増加 ($\Delta\mu$) の増大に伴って最大給気比の低下率 ($K_{\max}/K_{0\max}$) が増加することを示している。

次に、ノズルの開口面積を変えた実験結果(図-3)から最大給気比 ($K_{0\max}$ および K_{\max}) を求め、その比を(14)式から算出した流動抵抗係数の増加 ($\Delta\mu$) についてプロットしたのが図-19である。図によると、実験値はいずれも計算曲線上に揃っている。したがって、流動抵抗係数 (μ_0) の定量的関係には問題があるものの ($\mu_0 \doteq 0.6$ と考えてきた。), 最大給気比に対するノズルの減衰効果に関する定性的関係を(12)式から知ることができる。

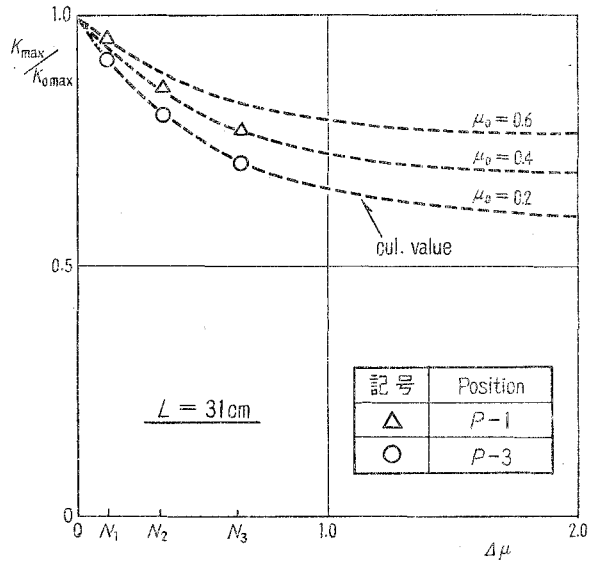


図-19 流動抵抗係数の増加 ($\Delta\mu$) と最大給気比低下率

次に、図-4の実験結果から脈動効果に基因する給気比曲線の山または谷における給気比 (K_p) を求め、ノズルを挿入しない場合の給気比 (K_{0p}) を規準として K_p/K_{0p} と面積比 (f_2/f_1) とで整理したのが図-20である。図によると、ノズルの開口面積の減少による給気比割合 K_p/K_{0p} の低下は最大給気比割合 ($K_{\max}/K_{0\max}$) の場合よりも少なく、両者の間には本質的に相違する点があることがわかる。それは脈動効果の主役が流入を伴わない残留脈動波であるのに対して最大給気比の生成は流入給気の運動エネルギーに基因するためであ

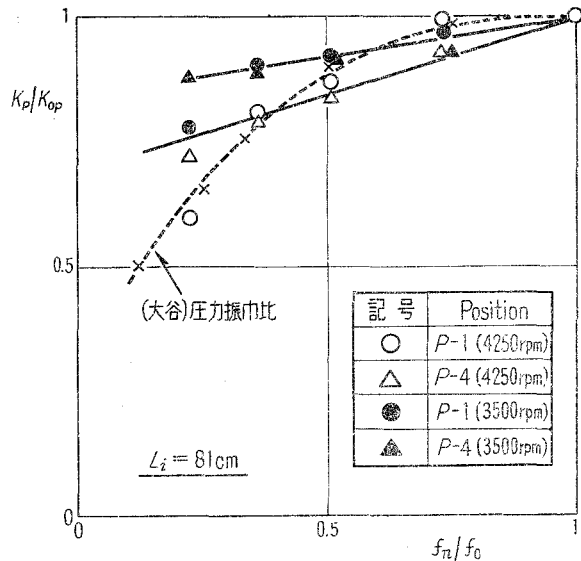


図-20 開口面積比と給気比割合

ろう。なお、音響学的立場から気柱振動の減衰を取り扱った Rayleigh や Lamb の解析³⁾ や特性曲線法による長尾の研究⁴⁾ などがあるが、内燃機関の給気管系に適用するには計算が余りにも煩雑である。また実験に基づく研究としては4サイクル機関による Mucklow の解析⁵⁾ や送風機の管路に関する伊藤の研究⁶⁾、圧縮

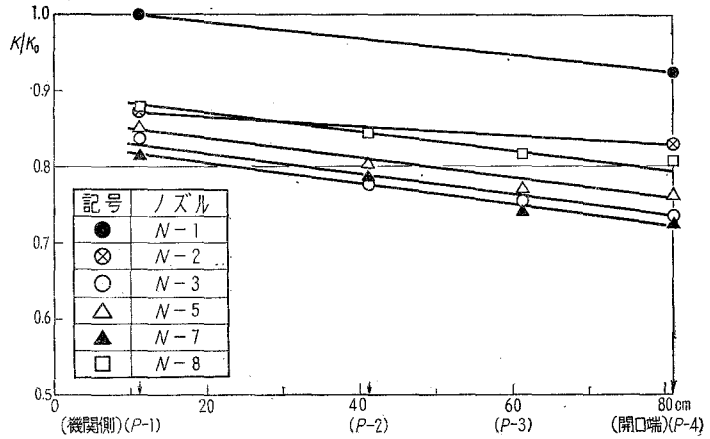


図-21 ノズル位置と給気比低下率 (L=81, N=2250 rpm)

機の吸込管に対する大谷の研究⁷⁾ などが見受けられる。さらに簡単化し、管内気柱を非圧縮性流体と見做すならば燃料噴射ポンプ系統で行なわれているように開口端ノズルの反射条件が与えられるであろう。いま、大谷の解析法から進行圧力波 (P_f) と反射圧力波 (P_r) と比 (P_r/P_f) を求め、図-20 に併記しているが、(P_r/P_f) と給気比割合 (K_p/K_{0p}) との間には定性的関係があるが P_r/P_f から直接 K_p/K_{0p} の定量的関係を知ることはできないようである。なお、管内気柱の圧力変動は機関側を節とする基準振動を呈しているので、ノズルが開口端に近いほど給気比は低下する (図-21 参照)。

4. 結 言

以上、空洞室付給気管系および絞り抵抗の諸因子を変えた実験結果から慣性効果や脈動効果に及ぼす影響について考察したが要約すると次の通りである。

(1) ノズル付給気管系における最大給気比の生成も主として慣性効果に基因し、直管型給気管系から得られた同調条件式がそのまま適用できる。なお、慣性特性数 (Z_i) は

$$Z_i = \frac{\omega}{a_i} \cdot \sqrt{\frac{V_{km} \cdot \left\{ l_1 + \left(\frac{f_1}{f_2} \right) l_2 + l_3 \right\}}{f_1}} \quad (4)$$

となる。しかし、ノズル寸度による Z_i の変化は比較的小さいので最大給気比を支配するのは主として流動抵抗係数 (μ) である。

(2) 最大給気比の値はノズルの開口面積に比例して低下するが、その低下率は近似慣性理論から次のように与えられる。

$$\frac{K_{\max}}{K_{0 \max}} = \frac{(1 + e^{-\mu\theta})}{(1 + e^{-\mu_0\theta})} \quad (12)$$

(3) 給気比の観点からは、ノズル開口面積を小さくするのは望ましくないが、最適ノズル長さの撰定、非対称型ノズルの採用によって、かなりの給気比向上が期待できる。

(4) ノズル付給気管系における脈動効果の生成条件も直管型給気管系の場合と全く同様であり、条件式に含まれる等価管長 (L_e^*) も音響インピーダンス理論から求められる ((9) 式)。

(5) 給気管系にノズルを挿入して脈動効果の減衰を計るような場合には、開口面積比 $f_n/f_0 = 0.35 \sim 0.5$ でもっとも顕著にその効果が表われる。

終りにのぞみ、日頃御指導を賜わっている東京大学宇宙航空研究所浅沼教授、北海道自動車短期大学黒岩保教授、供試機関を貸与くださった鈴木自動車 K.K.、実験を担当された室蘭工業大学福島和俊教官、早川友吉技官、卒業研究学生本間寛臣君および機械工学科教職員各位に深甚な謝意を表す。

(昭和 41 年 4 月 30 日受理)

文 献

- 1) 沢：室工大研報, 5, 1 (昭 40-7), 237.
- 2) 沢：室工大研報, 5, 1 (昭 40-7), 255.
- 3) Rayleigh: The Theory of Sound.
- 4) 長尾：機械学会論文集, 25, 152 (昭 34-4), 314.
- 5) Mucklow: I. M. E. Proc. (1940), 109.
- 6) 伊藤：機械学会論文集, 19, 81 (昭 28).
- 7) 大谷：機械学会前刷集, No. 42 (1961-4), 91.