



クランク室圧縮型2サイクル機関における給・排気管系の脈動効果について

メタデータ	言語: jpn 出版者: 室蘭工業大学 公開日: 2014-05-29 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: 澤, 則弘 メールアドレス: 所属:
URL	http://hdl.handle.net/10258/3188

クランク室圧縮型 2 サイクル機関における 給・排気管系の脈動効果について

沢 則 弘

On the Pulsation-Effect of Intake or Exhaust Pipe System in a Crankcase-Scavenged Two-Stroke Cycle Engine

Norihiro Sawa

Abstract

To examine the influences of an intake or exhaust pipe system on the delivery ratio (or the breathing capacity) in a small crankcase-scavenged type of two-stroke cycle gasoline engine, the present writer has measured the amount of the breathing air or the delivery ratio and analyzed some pressure indicator diagrams of the intake or exhaust pipe.

Especially, this paper treats of the results of consideration on the effects of various factors for the matching condition of pulsation-effect due to the intake or exhaust pipe system.

I 緒 言

内燃機関の吸込み空気量が機関の吸排気管系により、著しい影響を受けることは古くから知られており、数多くの理論的¹⁾乃至実験的研究²⁾が続けられてきた。すなわち波動方程式と簡単なシリンダーへの流入条件から、主として管内脈動波の給気比に及ぼす影響が論じられている。例えば P. Voissel³⁾はピストン型圧縮機の吸気管について、管内気柱の圧縮性に注目し、波動方程式をフーリエ級数に展開して、その解を求め、共振条件を導びいている。その結果、次式で与えられる脈動次数 (q) が 1, 2, 3 …… の整数のとき共振し、給気比が増大すると主張している。

$$q = (2k+1) \cdot a/L \div N/60 = 15a/N \cdot L \quad (k=0) \quad \dots\dots\dots(1)$$

ここに k: 管の倍振動の次数, a: 給気管または排気管内の音速, L: 管長, N: 機関回転数である。また直接内燃機関を用いた従来の実験的研究も、その結果を脈動次数 (q)⁴⁾ または $1/q^5)$ で整理したものが多くある。しかし、かかる研究も給・排気管長の決定に重点がおかれ、他の因子の影響についてはいまだに解明されていないようである。そこで給・排気管系における脈動効果の実体を系統的に調べる目的で、先づ給気管系については、その管長のみならず管径、クランク室容積、給気孔開閉時期および機関回転数をも広範囲に変えて実験するとともに、給気孔

直前の圧力変動を記録した。本報では取敢えず脈動効果に及ぼす諸因子の影響について考察を試みた。

次に排気管系についても同様の実験を行い、掃・排気過程の後半に重畳する残留脈動波の影響について検討を加え、排気脈動効果の最適条件を求めた。

II 実験装置および実験方法

1) 供試機関その他 供試機関はバイクモータ用クランク室圧縮型2サイクル機関であり、その断面図を図-1に、諸元を表-1に示す。実験装置は図-2に示すように空気タンク、給気管系、供試機関および排気管系から構成されるが、給気管系に関する実験のときは排気管を取除き、⁹⁾排気管系についての実験では給気管長を $L_1=18\text{cm}$ とした。なおクランク室容積は他端を閉じた直径 $50\text{mm}\phi$ の管を別個に附加して4種類に変え、給気孔開閉時期は給気孔まわりのピストンスカートを順次削り落すことによって5種類に変えた。

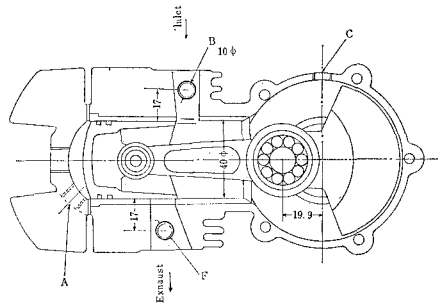


図-1 供試機関断面図

表-1 供試機関諸元

機 関		E-50	E-125
シリンダ径×行程 mm		40φ×39.8	55φ×52.5
行 程 体 積 cc		50	125
クランク室体積(上死点) cc		161	452
圧 縮 比		7:1	7:1
ポートタイミング	給気孔	60°	70°
	排気孔	67°	69.3°
	掃気孔	55°	57°
給 気 管 内 径 mm		13.8φ	21φ
排 気 管 内 径 mm		21φ	30φ

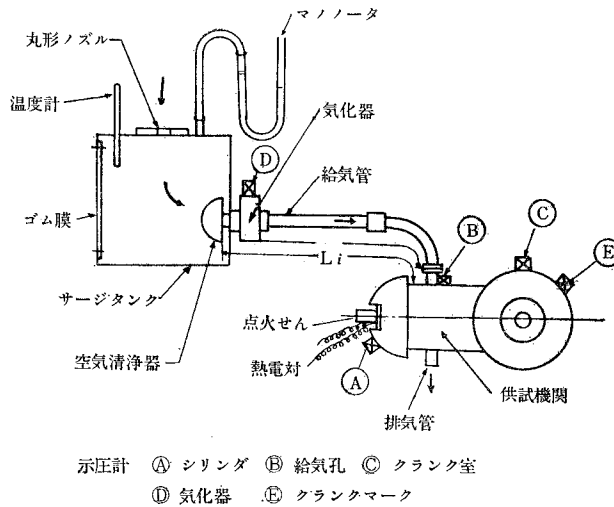


図-2 実験装置

2) 空気流量の測定 行程体積の約500倍に相当する空気タンクの壁面に丸型ノズル流量計を取付け、それで給気量を測定した。このタンクには脈動鎮静のため厚さ2mmの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 $\Delta P = 10 \text{ cmAg}$. を越えないように丸型ノズルの寸度を設計した。給気比 (K) は次式から算出した。

$$K = \{Q \div (V_n \cdot N / 60)\} \times 100\% \dots\dots\dots (2)$$

ここに V_n : 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。

$$Q = C_a \cdot A \cdot \sqrt{2g \cdot \Delta h / r \cdot \phi} \text{ cc/s}$$

$$\phi = 1 - 0.5246 \times 10^{-3} \cdot \Delta h^7$$

ここに C_a : ノズル流量係数, A : 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 cmAg ., r : ノズル直前の給気比重 ϕ : 流量修正係数である。

3) 変動圧力の測定 各部の圧力変動は試作せる容量型示圧計 (図-3 参照) と変換器 (図-4a, b 参照) により、それぞれ電磁オシロに導びき、クランクマークも同形式の容量型ピックアップを用いて記録した。なお圧力検定用としてはコック付示圧計を用いコックの切換えによって圧力変動の記録直後に圧力検定線を同時記録した。

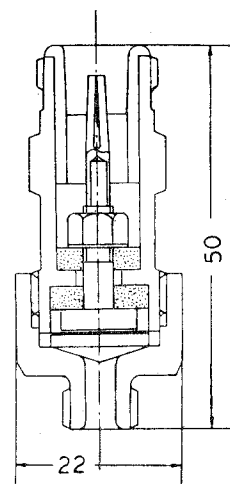


図-3 示圧計

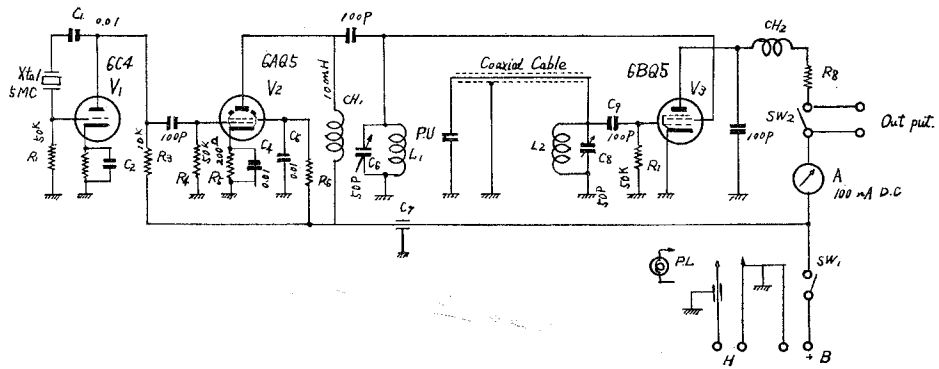


図-4 a 直流増巾型容量変換器

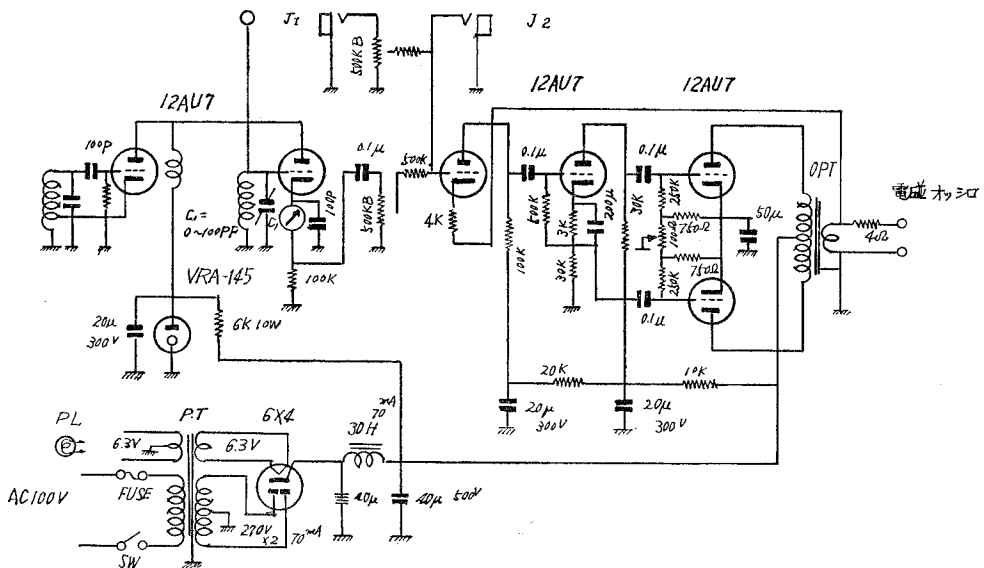


図 4 -b 交流増巾型容量変換器

4) 実験方法 給気管または排気管を任意の長さを設定し、供試機関にベルトで連結された三相交流分巻整流子電動機型動力計（東洋電機K.K.製）の調整により、機関回転数を約 1500 rpmから200~300rpmごとに最高4500rpmまで変え、これら各回転数につきシリンダ温度（熱電対付点火栓を使用）の飽和するのを待って給気管または排気管内のガス温度、回転数および給気量を測定した。この際、給気管系に関してはすべて駆動運転実験⁸⁾によったが排気管系の実験は発火運転を行い、とくに混合比の微量調整に留意し、可変型主ノズル付気化器を用いた。

III 実験結果ならびに考察

1 給気管による脈動効果

a) 機関回転数および給気管長の影響

一般に給気管が長くなると図-5に示すように高速部の給気比は低下するが、再び給気比の増加を呈することがある。(N=附近における曲線の山) かかる給気比曲線における起伏の生成につき、図-6に示した給気孔直前の管圧の変化から考察してみよう。

まず図-6のa (N=1510rpm), b (N=1790rpm) では給気管内に残存する脈動波のうち、次の給気期間に影響するのは4次および5次というかなり高次の脈動波のため、それ自体かなり減衰しているのみならず、給気期間中に正および負の波が同時に入り込むので、給気比曲線のa, b点にはさほど顕著な影響は表われていない。しかしC (N=2400rpm) では3次の正の脈動波が給気期間に重なり、この場合給気比はやや上昇し、d (N=3610rpm) では3次の負の脈動波が重畳しているため給気比は著しく低下し、e (N=4200rpm) では2次の正の脈動波が同調しているが、後半に3次の負圧波の一部が入るため、給気比はやや増加しているに過ぎない。このように給気管内に残存する脈動波のうち、正の波が次の給気期間全域に重なると給気比は増大し、負の波のときは低下することがわかる。

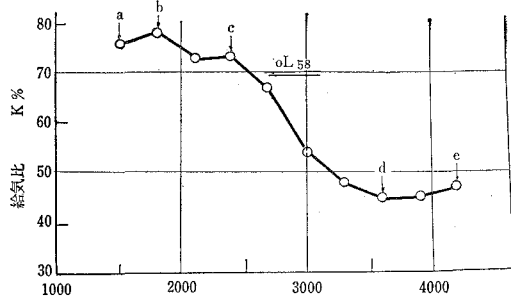


図-5 給気比曲線 (E-50)

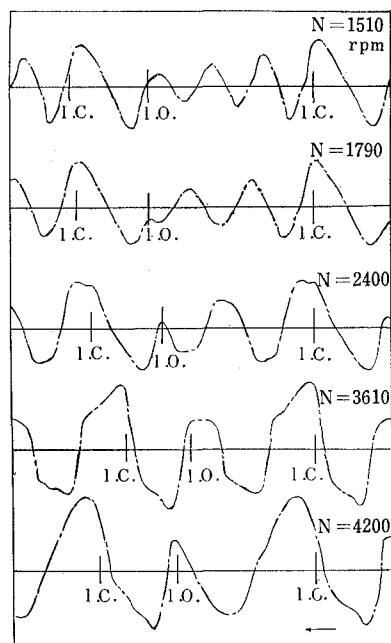


図-6 オシログラム (E-50)

かかる残留脈動波と給気比曲線の起伏との関係は同形式の機関 E-125 においても全く同じである。すなわち図-7の給気比曲線と図-8のオシログラムにおいても負圧波が給気期間に重なる N=2515rpm (図のa) で給気比は低下し、正圧波が同調する N=3550rpm (図のb) 付近で給気比は増大し さらに負圧波が給気期間全域を覆ふ N=4810rpm (図のc) では給気比

は急激に低下している。この現象は四サイクル機関の吸気管の場合⁹⁾ とほぼ同じようである。

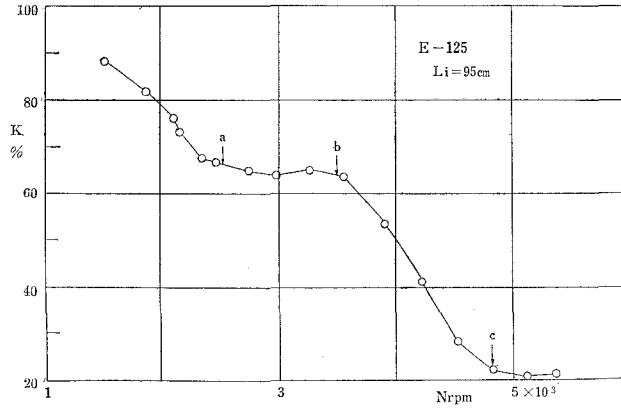


図-7 給気比曲線 (E-125)

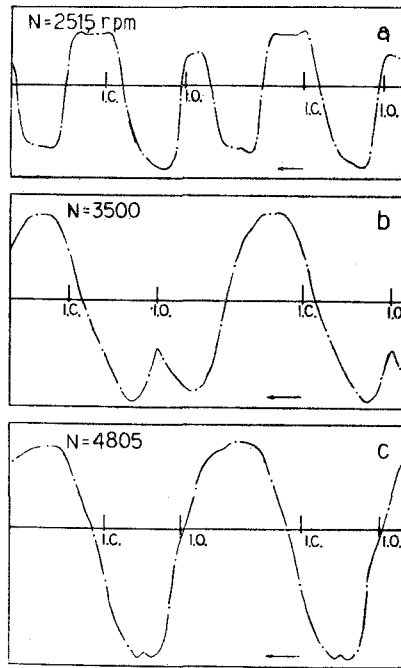


図-8 オシログラム (E-125)

次に給気管長および機関回転数を変えた実験結果を脈動次数 (q) を用いて整理すると 図-9 の通りである。

図によると P. Voissel の予想を裏切って $q=1, 2$ および 3 附近で曲線の谷がよく揃い、逆に $q=1 \sim 2$ および $q=2 \sim 3$ の中間では脈動効果による曲線の山がだいたい揃っている。ここに脈動次数 (q) と脈動波の重畳状態との関係は $q=1, 2, 3$ という整数のときは給気孔開

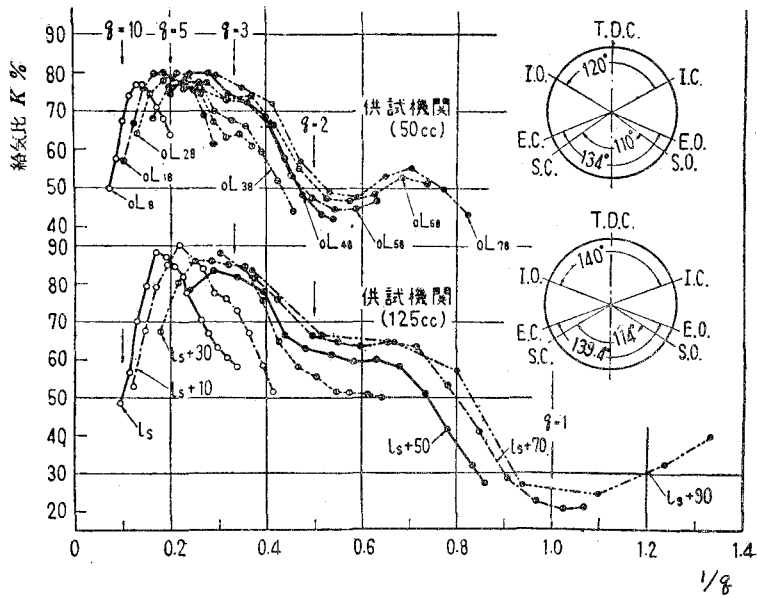


図-9 K~1/q 線図

(I.O.) から次の I.O. までに脈動波の 1, 2 もしくは 3 サイクルがちょうど入るので次の給気期間の前半に負の脈動波が重畳し、 $q=1.5, 2.5$ では正の脈動波が重なることになる。従って前者では給気作用を阻害するため給気比は低く、後者では給気作用が助長されるので給気比曲線の山を生じるものと考えられる。このように給気比曲線の起伏が脈動次数でよく揃ふことから q は脈動効果に対する有用なパラメータであることがわかる。

いま図-9 を詳細にみると $q \doteq 1^{3/4}$ ($1/q=0.572$) 附近で曲線の谷、 $q=1^{1/4} \sim 1^{1/4}$ ($1/q=0.666 \sim 0.8$) で山を生じているが、これは既に指摘したように給気期間に入る脈動波の数 q' ($\doteq \theta_1/360 \cdot q$) が $q' \leq 1$ のため給気孔開 (I.O.) 時における脈動波の重畳状態よりも、むしろ開口期間全域にわたっての重畳状態が給気比曲線の起伏を左右するためと思われる。かかる関係については後述する。

b) 給気管径 (d_1) の影響

給気管径 (d_1) を 3 種類に変えた実験結果を図-10 に示す。この場合気化器を取付けていないため脈動効果による給気比曲線の起伏はかなり顕著であり、最大給気比の回転数附近 ($N \doteq 2000 \text{rpm}$) においてもその影響を無視できないようである。しかし管径が細くなると脈動効果は著しく減衰している。従来脈動効果の同調条件に対する給気管径の影響については全く注目されていなかったが、 $N = 3000 \text{rpm}$ 附近における曲線の山は管径に比例して順次高速側に移動しており、管径の影響が存在することがわかる。しかし、管径補正を施した音速 (a) の算

出式¹⁰⁾ から各給気管径の場合の音速を求め、これを用いた脈動次数 ($1/q$) で図-10を整理すると図-11のように図-9の結果と全く同じになる。よって脈動効果に対する給気管径 (d_i) の影響に音速 (a_i) について考慮すればよく結局脈動次数 (q) に集約される。

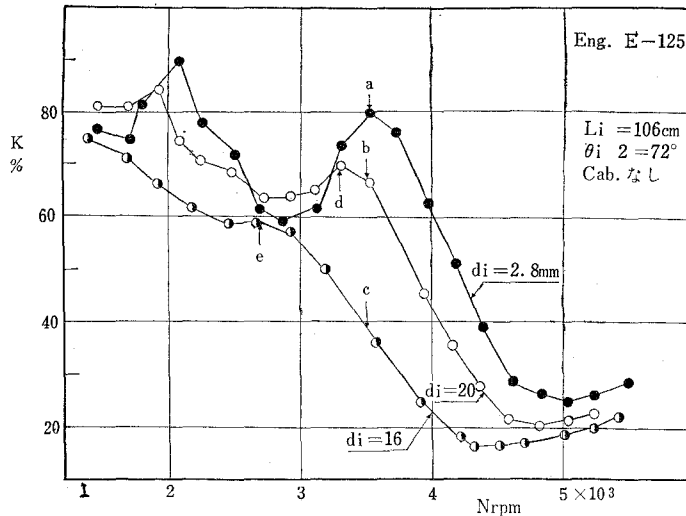


図-10 給気比曲線 (d_i 変化)

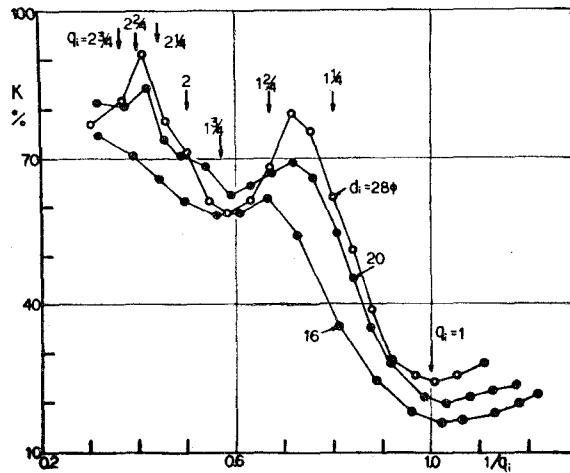


図-11 $K \sim 1/q$ 線図

c) 給気孔開口期間 (θ_i) の影響

給気孔開口期間 (θ_i) を変えた実験結果を図-12に示す。同図には音速 $a_i = 303\text{m/s}$ および 320m/s を用いたときの脈動次数 (q_i) を図の上下部に併記し、さらに図-13のオシログラムから求めた音速 (a_i) および 1 回転中の脈動波のサイクル数 (q_i) を図-12 の給気比曲線上に記入してある。図において $\theta_i/2 = 60^\circ$ の給気比曲線は前述の結果と同様に $q_i = 2.2/4 \sim 2.1/4$ および $q_i = 1.2/4 \sim 1.1/4$ で曲線の山を $q_i = 2.3/4, 1.3/4$, で谷を生じている。これに対して $\theta_i/2 =$

80°では、 $q_i=2.2/4$, $1.2/4$ で山となり、 $q_i=2$ で谷となっており、脈動効果の同調条件が給気孔開口期間によってかなり変ることがわかる。

かかる場合の脈動次数
(q_i)と脈動波および給気
孔開口期間(θ_i)との関係
は図-14の通りである。
すなわち

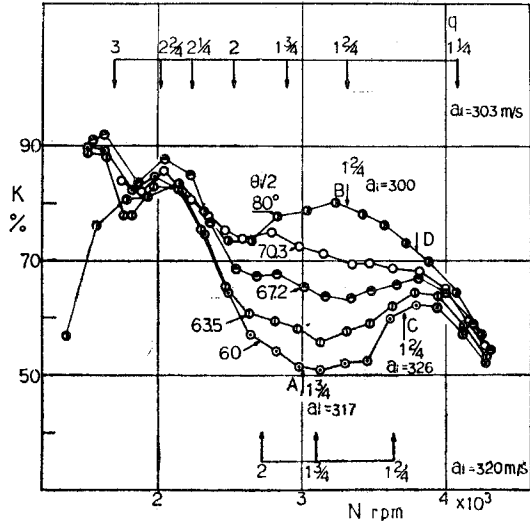


図-12 給気比曲線 (θ_i 変化)

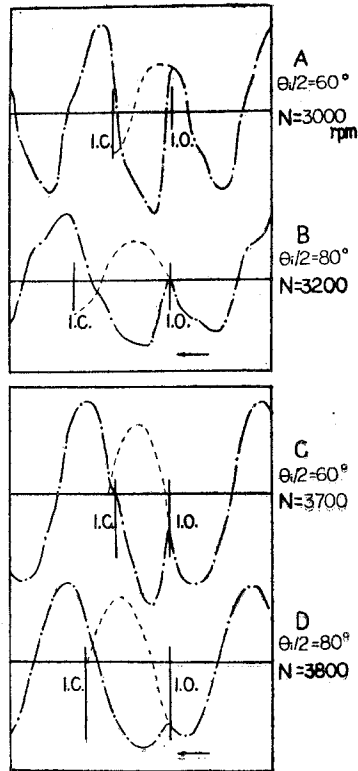


図-13 オシログラム (θ_i 変化)

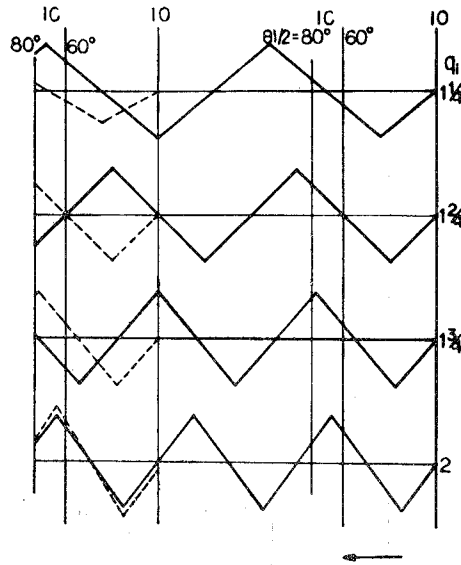


図-14 脈動波と脈動次数

i) $q_1=2$ の場合: 給気孔開 (I.O.) に脈動波の負圧が重畳するが同時に正圧波も入るので、その影響は比較的小さく給気比 (K) は主として給気孔閉 (I.C.) 時における給気過程の第 1 正圧波 (いわゆる慣性効果) に支配される。よって $\theta_{i/2}=60^\circ$ では給気期間の不足のため K は低く脈動効果による給気比曲線の谷は感知できない。

ii) $q_1=1.3/4$ の場合: I.O. 時に正圧波の一部が重なるが給気期間の後半に負圧波も入る。かくて $q_1/2=60^\circ$ では給気過程の第 1 正圧波がまだ十分に到来しないうちに I.C. するので脈動負圧波の影響が顕著となり、給気比は急激に低下している。(図-12, 図-13の A) しかし $\theta_{i/2}=80^\circ$ では I.C. が比較のおそいので、そのときの第 1 正圧波はかなり高い。従って給気比は主として第 1 正圧波に支配され、脈動負圧波の影響はほとんどあらわれない。

iii) $q_1=1.2/4$ の場合: $\theta_{i/2}=60^\circ$ では給気期間全域に残留正圧波が重なるので (図-13の C) 給気比は増大する。(図-12参照) $\theta_{i/2}=80^\circ$ では負圧波の一部が給気期間の後半に入るものの I.C. 時の第 1 正圧波が高いので、その影響は小さく給気期間の前半に重畳する正圧波の効果により給気比曲線の山を生じている。(図-13の B)

iv) $q_1=1.1/4$ の場合: $\theta_{i/2}=60^\circ$ では給気期間の不足のため I.C. 時には第 1 正圧波が到来していないが脈動正圧波の一部が重畳するので給気比の低下は比較的小さい。従って $q_1=1.2/4 \sim 1.1/4$ の間で給気比曲線の山を生じている。

以上の解析から給気孔開口期間 (θ_i) に入り込む脈動波のサイクル数 (q'_i) が $q'_i \leq 1$ の場合における脈動効果の同調条件は給気過程の第 1 正圧波と給気孔閉止 (I. C.) との関係、すなわち慣性効果の良否に左右されることがわかった。要するに、I) 慣性効果の利用が良好な場合

には、 $q_i = 1^2/4$ で給気比曲線の山、 $q_i = 2$ で谷を生ずる。Ⅱ) 慣性効果の利用が不良の場合には、給気期間後半に正圧波が重畳する $q_i = 1.2^2/4 \sim 1.1^2/4$ で給気比曲線の山、負圧波が重なる $q_i = 1^3/4$ のとき給気比は低下する。Ⅲ) $q_i \geq 2$ のときは一般にI.C.時の第1正圧波は高いので、この場合の同調条件は前者(I)と同じである。

d) 気化器開度の影響

気化器開度を変えた実験結果の代表例を図-15に示す。図において気化器開度 $C=1/4$ と $C=2/4$ を比較すると両者の圧力波周期にはほとんど差違が認められず、脈動効果による給気比曲線の山(図のa, b点)を与える回転数もほぼ等しい。かかる現象は送風機の管路に関する実験結果¹¹⁾ 管内気柱の自由振動の振巾は管路に押入された絞弁によって減衰するが、その周期は変わらないとも符合している。しかし慣性効果による最大給気比の生成条件が流動抵抗(気化器開度)に左右されたのと全く異なる現象であり、慣性効果と脈動効果が本質的に異なることを立証しているとも云える。

ただ開度が極めて小さい場合 ($C=1/4$) の給気比曲線は全く様相を異にしているが、これは気化器に向った負圧波が符号を変えずにそのまま反射しており(オンシロのC) 気化器スロート部があたかも閉端の如く作用するためであろう。

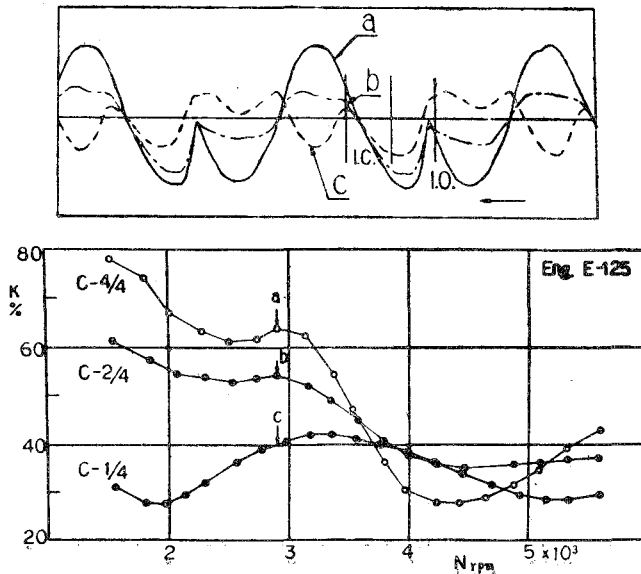


図-15 気化器開度の影響

次に各種のオンシログラムから脈動波の全振巾減衰比 (P_{n+1}/P_n) を求めるとほぼ一定となり、粘性減衰振動に近いようである。この P_{n+1}/P_n を断面積比で整理すると図-16となる。

ここに基準面積 f_0 としては機関E-50の給気管断面積を、面積 f は気化器の開口面積または

管断面積（気化器なしの場合）を採用した。図から圧力波の減衰は

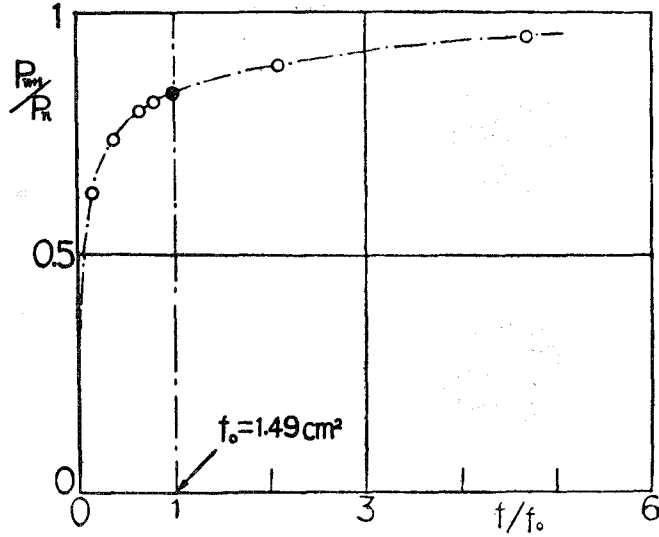


図-16 脈動波の減衰

$$P_{n+1}/P_n = e^{-0.185\sqrt{f_0/t}} \dots\dots\dots(3)$$

となる。上式から脈動効果の減衰度合を推定できるが、とくに気化器をもつ小型機関では、その減衰も大きく脈動効果は余り期待できないようである。

e) クランク室容積 (V_k/V_h)

クランク室容積を変えた実験結果を図-17に示してあるが、脈動効果の同調条件に対してはほとんど影響しないことがわかる。従って脈動次数 (q_i) の誘導の際、給気作用による脈動を単純な一端閉の管内気柱の規準振動と近似したことが十分妥当であると云えよう。

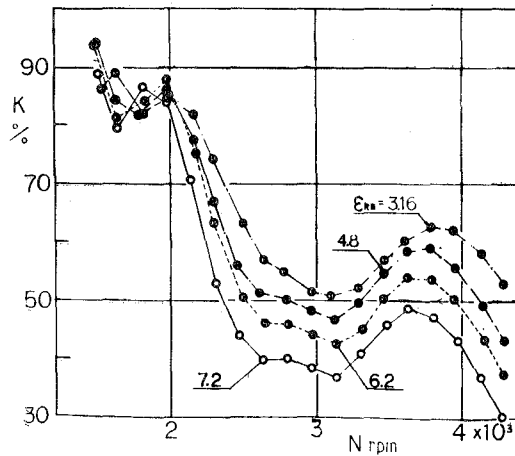


図-17 給気比曲線 (V_{Rm} 変化)

2 排気管による脈動効果

給気管系と同様に排気管がとくに長い場合には給気比 $(K-K_0)^*$ 曲線は図-18のように著しい起伏を生ずる。この生成につき図-19のオシログラムと対比しつつ考察する。

図-19の (a), $(N=1790\text{rpm})$: この場合排気孔開 (E.O.) から次のE.O.までの1サイクル中に生ずる脈動波の次数 q'_e (オシロから求めた値) は $q'_e=2.1/4$ であり, 有効掃・排気期間 (θ_{es}^*) に入る脈動波の次数 $\Delta q'_e (= \theta_{es}/360 \cdot q'_e)$ は $\Delta q'_e=3/4$, 従って $Q'_e (= q'_e + \Delta q'_e) \div 3$ となり, 排気孔開 (E.O.) 時には正圧が同調するが掃・排気過程の後半には負圧波が重畳する。このため排気吹出しに基づく正圧波を削り, 負圧波を助長するので θ_{es}^* 期間中の負圧期間が十分でないにもかかわらず $(K-K_0)$ は高い。

図 (b), $N=2310\text{rpm}$: θ_{es}^* 期間後半に脈動波の正圧が重畳するので $(Q'_e=2^2/4)$ 排気吹出し正圧波が増大し, θ_{es}^* 期間における負圧期間の減少と相俟って急激な $(K-K_0)$ の低下をきたしている。これに対し

図 (c), $N=3100\text{rpm}$: θ_{es}^* 期間の大半が正圧波で覆われているにもかかわらず, $Q'_e=2$ であり残留負圧波が θ_{es}^* 期間全域に重畳するので排気吹出し正圧波を削り, $(K-K_0)$ 曲線は上昇している。 $(K-K_0=5\%)$

図 (d), $N=4180\text{rpm}$: $Q'_e=1^2/4$ であり, θ_{es}^* 期間は完全に排気吹出し正圧波で覆われ, しかも残留正圧波が同調するのでその振幅も極めて大きい。かくて掃・排気作用は極めて劣化し $(K-K_0=-20\%)$ 次のサイクルは失火している。失火すると排気吹出し正圧波も小さく, 掃気作用も良好となるので次のサイクルは発火する。従ってかなり規則的に発火と失火を繰り返す。いわゆる断続燃焼¹²⁾ を続けている。

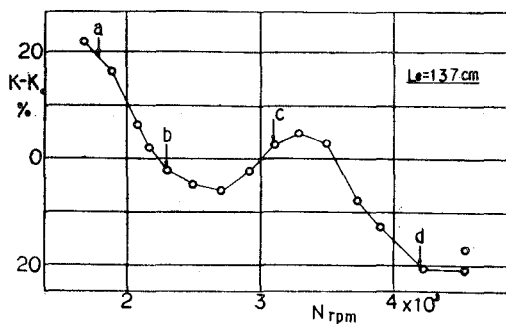


図-18 K-K₀ 線図

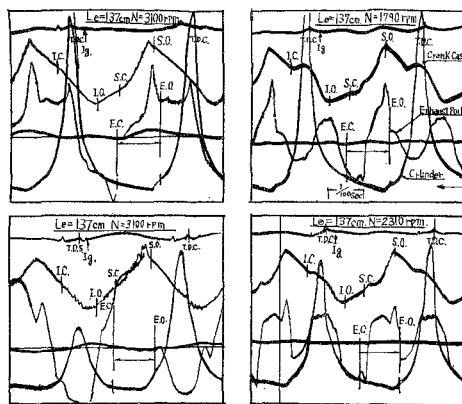


図-19 オシログラム

このように排気管に残存する脈動波のうち負の波が掃・排気期間の後半に重なりと給気比($K-K_0$)は増大し、正の波のときは低下する。この残留脈動波が次の掃・排気過程に及ぼす影響を排気脈動効果という。従来、排気脈動効果に関する研究はどれも排気孔間(E.O.)時における残留脈動波の重畳に注目されてきた。従って(1)式で与えられる脈動次数 q_e または $1/q_e$ や NL_e/a_e を用いて脈動効果の生成条件を判定しているものが多い。^{13), 14)} ただ山田等¹⁵⁾ は排気吹出し効果と脈動効果の組合せについて論じ、 $2/q_e$ が奇数のとき給気比が増大すると述べている。しかしピストン制御型2サイクル機関では掃・排気期間の前半はシリンダ圧および掃気圧が高く、しかもピストン運動による強制掃気期間であるのでこの期間に重畳する脈動波の影響は比較的小さく、これに対し下死点後の後半はピストン運動によるクランク室への逆流作用を伴う期間であり、この期間の脈動波の重畳状態が給気比($K-K_0$)曲線の起伏を決定的に支配するものと考えるのが合理的のようである。

いま有効掃気孔閉(S.C.*)時期の残留脈動波に注目し、E.O.から次のサイクルのS.C.*までの期間に含まれる脈動サイクル数(θ_e)は基本振動のとき

$$Q_e = (a_e/4L_e)/(360/360 + \theta_{es}^*)(N/60) = (1 + \theta_{es}^*) \cdot q_e \quad \dots\dots\dots(4)$$

与えられ、 θ_{es}^* 期間に入り込む脈動波のサイクル数(Δq_e)は

$$\Delta q_e = (\theta_{es}^*/360) \cdot q_e = \{\theta_{es}^*/(360 + \theta_{es}^*)\} \cdot Q_e \quad \dots\dots\dots(5)$$

となる。ここに a_e : 排気管系における音速、 L_e : 排気管長、 N : 機関回転数、 q_e : 従来の脈動次数($=15a_e/NL_e$)である。この脈動次数(Q_e)と脈動波との関係は図-20に示すように $Q_e = 1$, $1^{3/4} \sim 2$, $2^{3/4} \sim 3$ のときは有効掃気孔開口期間(θ_{es}^*)の後半に負圧波が同調するので掃気作用を助長し、 $Q_e = 1^{1/4} \sim 1^{2/4}$, $2^{1/4} \sim 2^{2/4}$ では正圧波が重畳することになり給気比は低下する。かかる推論を検証すべく、排気管長を変えた実験結果を $K/K_0 \sim 1/Q_e$ 線図に整理してみると図-21の通りである。図において $Q_e = 1^{3/4} \sim 2$ で K/K_0 曲線の山はよく揃い、 $Q_e = 2^{3/4} \sim 3$ および 4 附近にも小さい山が認められる。逆に $Q_e = 1^{1/4} \sim 1^{2/4}$ および $2^{1/4} \sim 2^{2/4}$ で脈動効果による曲線の谷がよく揃い、 $Q_e = 3^{3/4}$ 附近にも小さい谷が生じている。これらはいずれも上記推論とよく符合しており、ここに提示せる脈動次数(Q_e)が脈動効果の同調条件を適確に表示するものであることがわかる。この脈動次数(Q_e)は円錐型排気管系にも適用できる。(図-22, 図-23) なおこの場合の管長(L_e)はインピーダンス理論¹³⁾から求めればよい。

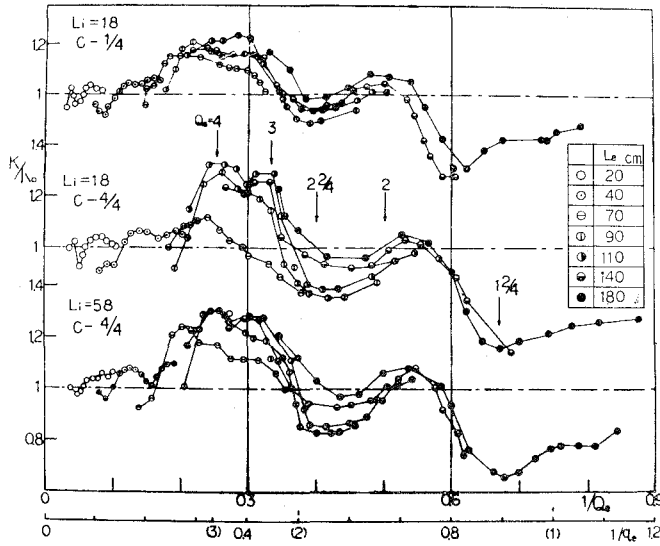


図-20 K/Ko~1/Qe線図

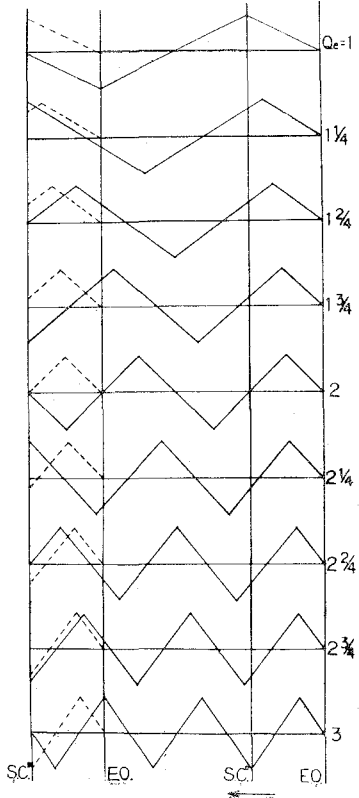


図-21 排気脈動波と脈動次数 (Qe)

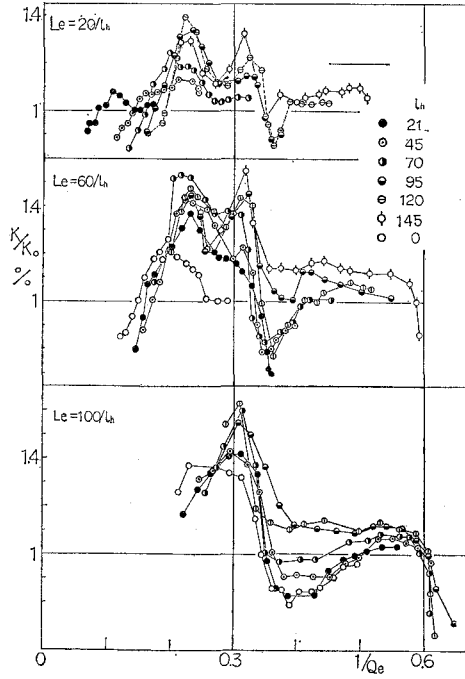


図-22 $K/K_0 \sim 1/Q_e$ 線図 ($\theta_h = 2^\circ$) $2/5$

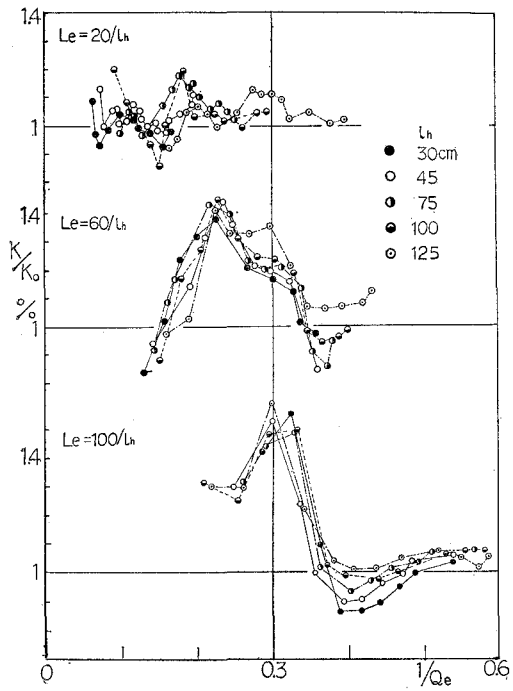


図-23 $K/K_0 \sim 1/Q_e$ 線図 ($\theta_h = 6^\circ$)

図—21には従来の脈動次数 (q_e) をも併記してあるが整数のとき、例えば $q_e = (1), (2)$ では K/K_0 曲線の谷となっているが $q_e = (3)$ では逆に山となっており一定の関係は認められない。次に $Q_e = 3 \sim 4$ の範囲にわたって $K/K_0 \geq 1$ となっているがこれは排気吹出し効果に基因するものであり脈動効果による $Q_e = 3 \sim 4$ 附近における K/K_0 曲線の起伏は一般に小さく、 $Q_e = 2$ 附近の脈動効果による曲線の山も $K/K_0 \doteq 1$ である。従って脈動によって給気比の向上を狙うのは殆ど無意味であり、むしろ高速における給気比の低下に留意しねばならないだろう。

IV 結 言

以上給気管系および排気管系における脈動効果に注目し、機関の諸因子、たとえば給気管長、機関回転数のみならずクランク室容積、給気管径、気化器開度および給気孔開口角を逐次変えた実験から給気管系における脈動効果の同調条件に及ぼす各因子の影響について検討を加えた。その結果、脈動次数は脈動効果を規定する有用なパラメータではあるが、その同調条件は給気孔開口角によって大巾に変わり、厳密には慣性効果と脈動効果との組合せについて論ずる必要がある。すなわち慣性効果の利用が良好な場合には $q_1 = 1^2/4$ で給気比曲線の山、 $q_1 = 2$ で谷；慣性効果の利用が不良の場合には給気孔開口期間後半に正圧波が重畳する $q_1 = 1^2/4 \sim 1^1/4$ で給気比曲線の山、負圧波が重なる $q_1 = 1^3/4$ のとき給気比は低下する。従来脈動効果の同調条件は脈動次数 q_1 、従って給気管長 (L_1)、機関回転数、および音速 a_1 のみによって規定されると考えられていたが、上述せる給気孔開口角のみならず給気管径によっても変わり、クランク室容積によっても僅かに影響される。

また排気脈動効果を規定する因子として掃・排気期間後半に対する残留脈動波の重畳を表わす脈動次数 $Q_e = (1 + \theta_{es}^*/360) \cdot q_e$ を提案した。ここに掃排気期間後半に負圧波が同調する $Q_e = 1, 1^3/4 \sim 2, 2^3/4 \sim 3$ のとき給気比が増加し、正圧波が重なる $Q_e = 1^1/4 \sim 1^2/4, 2^1/4 \sim 2^2/4$ のとき給気比は低下する。かかる事実は実験的にも妥当なことが確認された。

終りに本実験遂行にあたり終始御教示を賜わった東京大学航空研究所浅沼強教授、熱心に協力された群馬大学工学部 青柳富夫技術員、現いず自動車K.K. 大島精二氏、野尻貞夫氏、日産ジーゼルK.K. 川島一郎氏、鈴木自動車K.K. 田所秀敏氏、新倉良治氏、神馬宏明氏等に深甚なる感謝の意を表す。

(昭和38年4月30日受理)

文 献

- (1) R. Binder Appl. Mech. J. ; 14—3 (1937)
- (2) 前川道治郎 エンジニヤリング 28, 2, (昭一15), 87
- (3) P. Voissel VDI-Forsch. 106 (1912), 27

- (4) H. Farmer IME Proc. (1938), 367
- (5) H. List Ladungowechwel der Verbrennungskraft, wein 4—2 (1950) 256
- (6) 浅沼, 沢 機械学会60周年記念(東京)講演会前刷集, 講演番号 130 (昭—32—10)
- (7) 浅沼 機械学会論文集 18, 76, (昭—27), 37
- (8) 浅沼, 沢 機械学会論文集 25, 156, (昭—34—8), 834
- (9) 浅沼 機械学会論文集 18, 76, (昭—27), 43
- (10) 浅沼, 沢 機械学会36期総会講演会前刷集, 講演番号 524 (昭34—4) 103
- (11) 下山 他 機械学会論文集 23—125 (昭32—1), 25
- (12) 沢 機械学会論文集 26, 162, (昭35—2), 329
- (13) 渡部 他 機械学会論文集 26, 171 (昭35—11), 1683