



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(続報)

メタデータ	言語: jpn 出版者: 室蘭工業大学 公開日: 2014-06-04 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: 澤, 則弘, 福島, 和俊, 沢, 昌良 メールアドレス: 所属:
URL	http://hdl.handle.net/10258/3284

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 (続報)

沢 則弘・福島和俊・沢 昌良*

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

Norihiro Sawa, Kazutosi Fukusima and Masayosi Sawa

Abstract

The authors have already reported the fact that in the extreme cases of a long intake or exhaust pipe or of high speed, the residual pulsation waves in the intake or exhaust pipe have great influence on the delivery ratio and such a pulsation effect is generally governed by the expression

$$q = \frac{15a}{NL}$$

Strictly speaking, however, these matching conditions must be discussed considering the pulsation effect and inertia or blow-down effect.

Successively, in order to investigate systematically the influence of various factors in a pipe system on the delivery ratio, they have made a few considerations on the matching condition of pulsation effect and then measured the delivery ratio changing the various dimensions of the pipe system over a wide range.

Consequently, it is ascertained that the pulsation effect is governed by the following expression

$$q_i = \frac{15a_i}{NL_i^*} \quad \text{for intake pulsation effect in low engine speed}$$

$$Q_i = \left(1 + \frac{\theta_i^*}{360}\right) q_i \quad \text{for high speed}$$

$$Q_i^* = \left(\frac{1}{2} + \frac{\theta_i^*}{360}\right) q_i \quad \text{for high speed in the two cylinder engine}$$

$$Q_e = \left(1 + \frac{\theta_e^*}{360}\right) q_e \quad \text{for exhaust pulsation effect.}$$

I. 緒 言

給・排気管系における脈動波が給気比に著るしく影響することは古くから知られており、かかる脈動効果を規定する特性数としては P. Voissel¹⁾ が提唱した脈動特性数 (q)

$$q = \text{給・排気管内気柱の固有振動数} \div \text{機関の吸込み数}$$

* 名城大学

$$\begin{aligned}
 &= (2k+1) \frac{a}{4L} \div \frac{N}{60} \\
 &= \frac{15a}{NL} \quad (k=0) \tag{1}
 \end{aligned}$$

がよく使用されている。ここに、 a : 圧力伝播速度 m/s, N : 機関回転数 rpm, L : 管長 m である。なお、P. Voissel¹⁾は q が 1, 2, 3 の整数のとき共振するので給気比が増大すると述べている。また、P. Morse²⁾, R. C. Binder³⁾ および前川教授⁴⁾らは脈動特性数 (q) が 3~5 のとき給気比が最大になると称している。しかし、浅沼教授は 4 サイクル機関の吸込効率に関する研究⁵⁾において、吸気管内指圧線図と体積効率曲線との比較対照から吸気弁が閉じたあと管内に残存する脈動圧力波のうち正の波が次の吸気期間に同調すると体積効率は向上し、負の波のときには低下することを明らかにしている。したがって、脈動効果が吸気管内気柱の固有振動数 (L, a) と機関回数 (N) によって規定され、体積効率曲線の起伏が脈動特性数 (q) によりよく揃うのも当然であるが、 $q=1, 2, 3$ のときには負の波が同調するので、P. Voissel の予想を裏切って体積効率が低下することを実験的にも検証している。また筆者⁶⁾もクランク室圧縮 2 サイクル機関を用いて同様の結果を得た。しかし、管長のみならず管径、クランク室容積、給気孔開口角などを広範囲に変えた実験結果から、とくに高速、長管の場合には次の給気孔閉止時 (I.C.) の圧力波の状態に左右されるようになり、従来の脈動特性数 (q) のみでは給気比曲線の起伏を説明できない点もあることを明らかにした⁷⁾。さらに有効給気孔閉止時 (I.C.*) における残留脈動波の重畳状態に注目した脈動特性数 (Q) を提案した。その後、実験的にも検討されたので、ここに報告する。

II. 実験装置および実験方法

供試機関は、いずれもクランク室圧縮 2 サイクル機関で、その主要諸元は表-1 のとおりで

表-1 供試機関の諸元

供試機関記号	E-50	E-125	E-180	E-360
シリンダ径×行程 (mm)	40φ×39.8	52φ×58	62φ×59.6	62φ×59.6
シリンダ数	1	1	1	2
総行程体積 (cc)	50	123	180	360
ポート タイミング	給気孔 (°)	60.5	64	64
	掃気孔 (°)	55	62.6	50.5
	排気孔 (°)	67	73.0	65.5
給気管径 (mm φ)	13.8	21	31	31
排気管径 (mm φ)	21	30	40	40

ある。

実験装置は前報⁶⁾の場合と同様に給気量測定装置、給気管系、供試機関および排気管系から構成されている。しかし、給気管系に関する実験では給気量測定装置を排気側に設置して駆動運転で行ない、排気管系に関する実験では給気側に配置して発火運転で行なった。なお、使用した給気量測定装置や変動圧力の記録装置および実験方法なども前報の場合と同じである。

III. 実験結果および考察

III-1 給気管系による脈動効果

給気管系による脈動効果を詳細に調べるため、各種形状の給気管系を用いて給気比を測定した。その代表的実験結果について次に述べる。

(a) 直管型給気管系

直管型給気管系を用い、給気管長 (L_1) と機関回転数 (N) を広範囲に変えた場合の実験結果を附加給気管長 (l_1) と機関回転数 (N) との線図に纏め、等給気比曲線を描くと図-1 (供試機関 E-180) となる。図において、機関回転数 $N = 2500 \sim 3000$ rpm, 附加給気管長 $l_1 = 20 \sim 70$ cm の領域 ㉠ および領域 ㉡ ($N = 3000 \sim 4000$ rpm, $l_1 = 70 \sim 100$ cm) に給気比曲線の山が認められる。このうち ㉠ 領域における給気比曲線の山は P. Voissel¹⁾ の説とは逆に浅沼教授や筆者が指摘している脈動効果の最適条件 ($q_1 = n + \frac{2}{4}$; したがって非同調) とかなりよく一致している。これに対し、比較的に高速、長管となる ㉡ 領域においては、給気比曲線の山は計算曲線

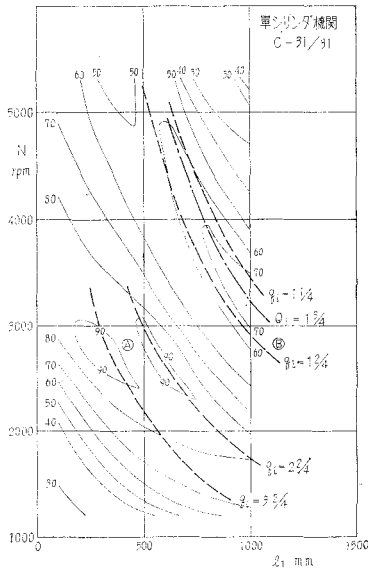


図-1 等給気比曲線 (E-180)

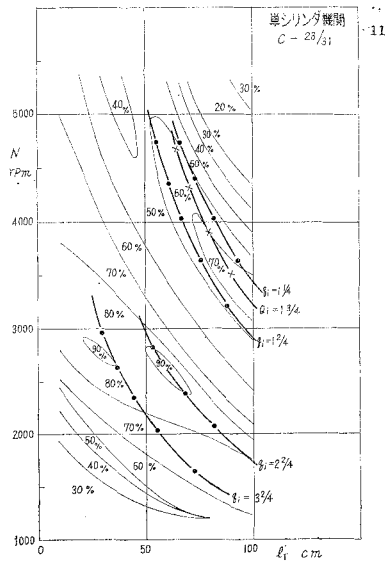


図-2 等給気比曲線 (E-180)

($q_i = 1 \frac{2}{4}$)と一致せず、 $q_i = 1 \frac{2}{4} \sim 1 \frac{1}{4}$ の中間に生じている。このような傾向は給気管系の途中に絞り抵抗(穴あき板)を挿入した図-2(穴径, 28 mm ϕ)および図-3(穴径, 19.5 mm ϕ)の実験結果においても全く同様に認められる。これは本型式機関における給気過程の後半(上死点後)がピストン運動による逆流出作用を伴う期間であること、および高速、長管になるほど残留脈動波の振幅や周期が増大するので慣性過給に対する給気期間の不足とあいまって、給気期間の後半に重畳する脈動波の影響を受ける割合が大きくなることを考え合せるとき、給気期間の後半に重なる残留脈動波が給気比曲線の起伏を主として支配するものと考えるのが合理的のように思われる。かかる推論を具体的に検証するため、有効給気孔閉止時(I.C.*)における残留脈動波の重畳状態に注目すると、給気孔開口時(I.O.)から次のサイクルにおける有効給気孔閉止時(I.C.*)までの期間に含まれる脈動サイクル数(Q_i)は

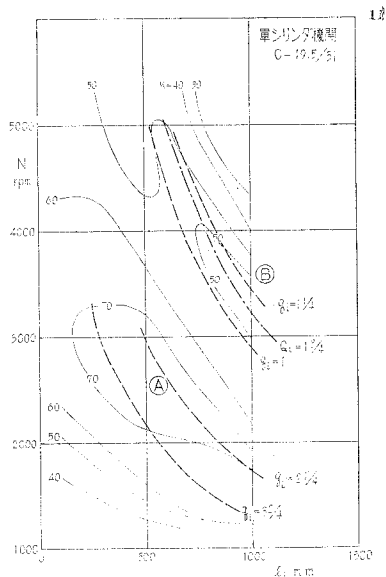


図-3 等給気比曲線 (E-180)

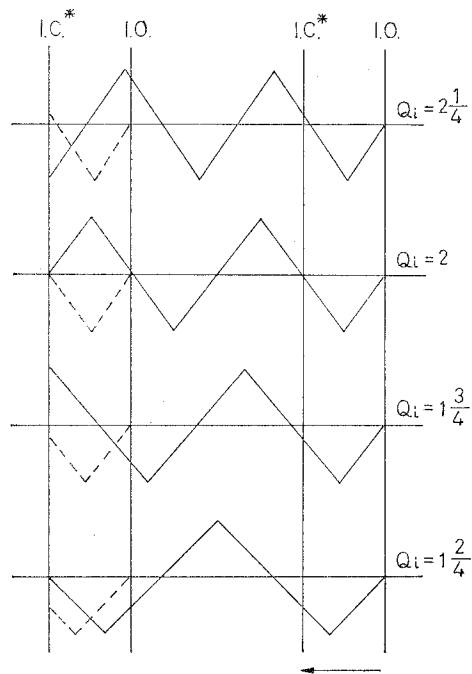


図-4 脈動特性数(Q_i)と脈動波の重畳状態

$$Q_i = \left(\frac{a_i}{4L_i^*} \right) \div \left(\frac{N}{60} \right) \cdot \left\{ \frac{(360 + \theta_i^*)}{360} \right\}$$

$$= \left(1 + \frac{\theta_i^*}{360} \right) \cdot q_i \quad (2)$$

で与えられる。ここに a_i : 給気管系における圧力伝播速度, N : 機関回転数, θ_i^* : 有効給気開口角, L_i^* : 各種形状の給気管系を一端開, 他端閉のオルガンパイプに置換えた場合の等価管長であり, 直管型給気管系の場合には実長 (L_i) である。なお, 脈動特性数 (q_i) は P. Voissel¹⁾ の特性数と同形式の

$$q_i = \frac{15a_i}{(NL_i^*)} \quad (3)$$

である。したがって, 脈動特性数 (Q_i) と残留脈動波との関係は図-4 に示すようになる。

すなわち, $Q_i = n + \frac{1}{4}$ ($n=1, 2, 3 \dots$ の整数) のときには最大の残留脈動負圧波が有効給気孔閉

止時 (I.C.*) に重なり、給気作用を阻害する。これに反して、 $Q_i = n + \frac{3}{4}$ の場合には I.C.* 時に最大の残留脈動正圧波が重畳するので給気作用が助長され、給気比曲線の山となる筈である。

いま、脈動効果の最適条件 $Q_i = 1 + \frac{3}{4}$ ($n=1$ の場合) から、そのときの機関回転数 (N) と附加給気管長 (l_1) との関係を求め、さきに示した図-1~図-3 の等給気比曲線上に併記してみるとこれらの計算曲線はいずれも ⑤ 領域における給気比曲線の山とよく一致している。このことから高速領域における脈動効果を規定するのは、有効給気孔閉止時 (I.C.*) に重畳する残留脈動波であり、脈動特性数 (Q_i) が有用なパラメータであることがわかる。

(b) 段付型および円錐型給気管系

段付型給気管系や円錐型給気管系の場合でも長管になると図-5、図-6 および図-7 に示すように脈動効果による給気比曲線の起伏が顕著にあらわれてくる。しかも、その機関回転数は給気管系の寸度によって移行している。たとえば、段付型給気管系の場合には段付管径 (d_2) に比例して高速回転側に移行し、たとえ全長が一定の場合でも段付管長比 (l_1/l_2) が小さくなるほど図-6 に示すように高速回転側に移行するが、途中から逆に低速回転側に逆行している。このように給気比曲線の山を与える機関回転数が段付管系の寸度によって移行するのは (2) および

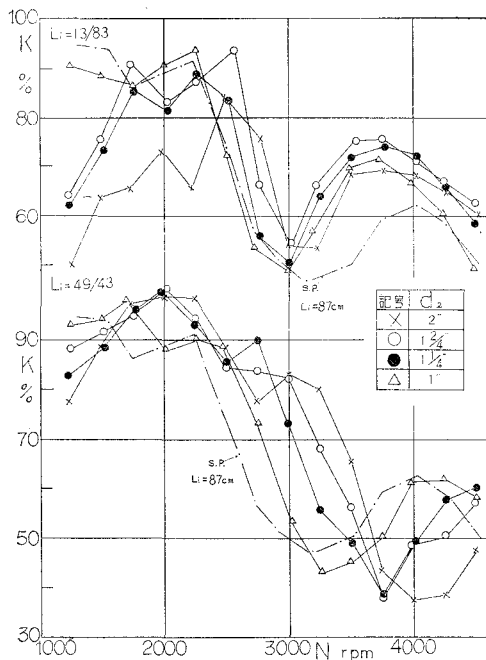


図-5 給気比曲線 (段付管内径の影響)
E-125

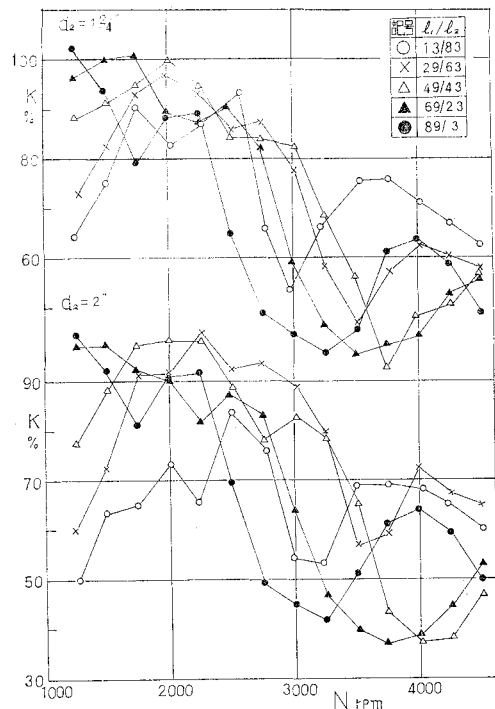


図-6 給気比曲線 (段付管長比の影響)
E-125

(3)式に含まれている等価管長 (L_i^*) が、それに応じて変化するためである。なお、段付型給気管系の等価管長 (L_i^*) は次式から求められる。

$$\cot\left(\frac{\pi}{2} \cdot \frac{L_i^*}{l_1}\right) = \frac{f_1}{f_2} \cdot \tan\left(\frac{\pi}{2} \cdot \frac{l_2}{L_i^*}\right) \quad (4)$$

ここに l : 管長, f : 断面積であり, 添字 1 は機関側管系, 2 は開口端側管系 (段付管) をあらわす。したがって, 上式から段付管系寸度の等価管長 (L_i^*) に及ぼす影響, すなわち脈動効果に及ぼす影響を容易に知ることができる。

次に, 図-5 および図-6 の実験結果から高速領域 ($N = 3500 \sim 4500$ rpm) および中速領域 ($N = 2000 \sim 2500$ rpm) において給気比曲線の山を与える機関回転数 N_{p1} , N_{p2} を求め, それらを (4) 式から算出した等価管長 (L_i^*) についてプロットすると図-8 に示すように一曲線上によく揃っている。なお同図には (2) 式および (3) 式から計算した脈動効果の最適条件 ($Q_i = 1 \frac{3}{4}$ および $q_i = 2 \frac{2}{4}$) をも併記しているが, 実験曲線とかなりよく近似している。また, (4) 式の計算結果によると段付型給気管系の等価管長 (L_i^*) は段付管径比 (d_1/d_2) に比例し, 全長が一定であ

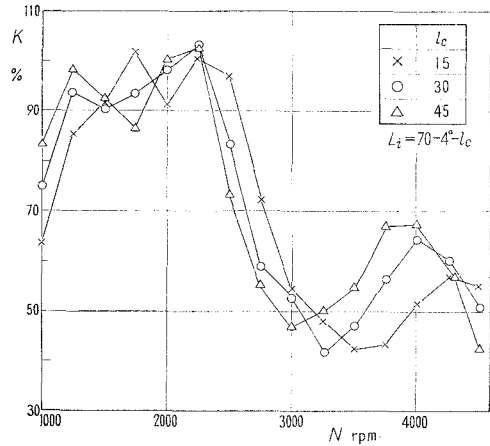


図-7 給気比曲線 (円錐管長の影響), E-125

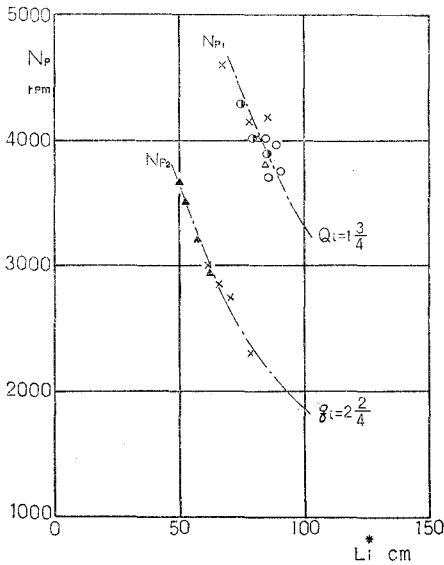


図-8 脈動効果の同調条件 (段付型給気管系)

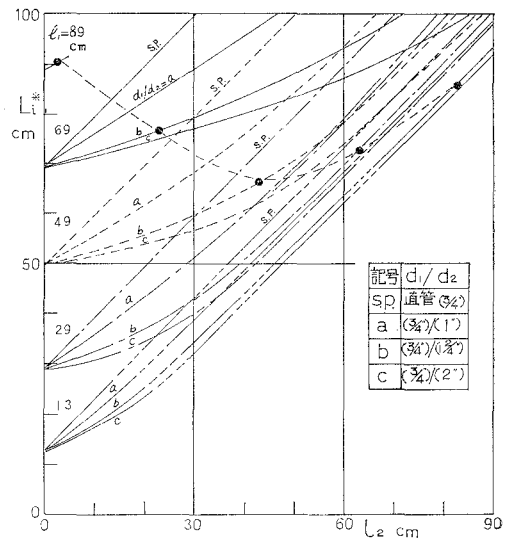


図-9 段付型管系の等価管長 (L_i^*)

っても段付管長比 (l_i/l_2) の値によって図-9における●印のように変化する。これは、さきに示した実験結果ともよく符合している。したがって、段付型給気管系においても直管型給気管系の場合と同様に従来の脈動特性数 (q_i) のみでは脈動効果を十分に説明できず、高速、長管の場合の脈動効果を規定する特性数としては Q_i が有用である。また段付型給気管系の等価管長 (L_i^*) は(4)式から求めればよいことが確認されたと云えよう。

図-8には円錐型給気管系の実験値 (●印) をもプロットしているが、段付型給気管系の場合と同様に期待どおりの結果を示している。なお、円錐型給気管系の等価管長 (L_i^*) は

$$\cot\left(\frac{\pi}{2} \cdot \frac{l_c}{L_i^*}\right) + \left(L_i^* \sqrt{\frac{\pi}{4} f_i}\right) \cdot \sin\left(\frac{\theta_c}{2}\right) = \tan\left(\frac{\pi}{2} \cdot \frac{l_i}{L_i^*}\right) \quad (5)$$

から算出した。ここに l_i : 給気直管の長さ, f_i : 給気直管の断面積, l_c : 円錐管の長さ, θ_c : 円錐管の円錐角であり、円錐型給気管系の等価管長 (L_i^*) は図-10に示すように給気直管の長さ (l_i), 円錐管長 (l_c) が大きく、円錐角 (θ_c) が小さいほど長くなる。

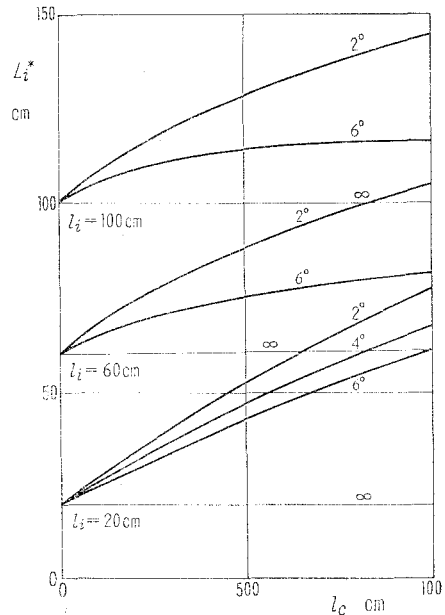


図-10 円錐型給気管系の等価管長 (L_i^*)

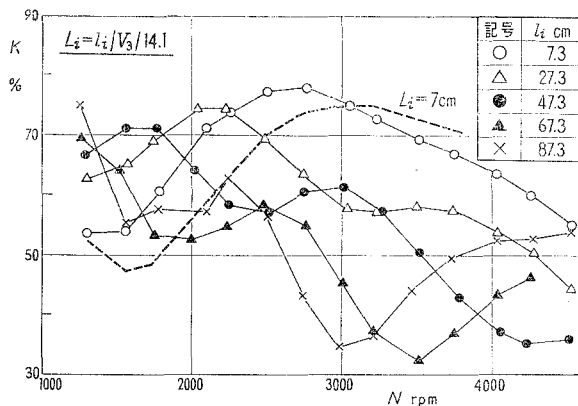


図-11 給気比曲線 (拡張室付給気管系, E-125 給気開口端側管長 (l_i))

(c) 拡張室付給気管系

空気清浄器付給気管系の基本形とも云える拡張室付給気管系を用いた場合にも図-11, 図-12および図-13に示すように脈動効果による給気比曲線の山を与える機関回転数は給気開口端側管長 (l_i), 機関側管長 (l_s) が長いほど、また、全長が一定であっても拡張室が機関側に近いほど低速回転側に順次移行している。これは、拡張室付給気管系の寸度によって等価管長 (L_i^*) が増大するためである。

なお、拡張室付給気管系の模型にインピーダンス理論を適用すると、等価管長 (L_i^*) の算出式として

$$\left(\frac{f_i}{f_s}\right) \cdot \cot\left(\frac{\pi}{2} \cdot \frac{l_i}{L_i^*}\right) = \tan\left(\frac{\pi}{2} \cdot \frac{l_s}{L_i^*}\right) + \frac{\pi}{2} \cdot \frac{V}{f_s L_i^*} \tag{6}$$

が与えられる。ここに、 f : 断面積、 l : 管長、 V : 拡張室体積で、添字 i は給気開口端側管系、 s は機関側管系をあらわす。なお、上式によると等価管長 (L_i^*) は l_i , l_s , l_i+l_s , V に比例するが、 l_i が短いときには V の影響は小さく、同一管長 (l_i+l_s) であっても l_i が長いほど等価管長 (L_i^*) が大きくなり、実験結果とよく符合する。

次に、図-11~図-13の実験結果から給気比曲線の山を与える機関回転数 (N_p) を求め、(5)式から算出した等価管長 (L_i^*) につきプロットすると図-14となる。同図には脈動効果の最適条件 ($Q_i = 1\frac{3}{4}$) の計算曲線をも併記しているが、かなりよく一致している。したがって、かかる給気管系に対しても脈動特性数 (Q_i) が有用であることがわかる。

(d) 集合型給気管系

集合型給気管系をもつ二気筒機関 (E-360) を用いた場合の実験結果を機関回転数 (N) と附加給気管長 (l_i) についてプロットし、等給気比曲線で表示したのが図-15、図-16および図-17である。図によると、直管型給気管系の場合よりも脈動効果の減衰が著じるしく、㉔領域には脈動効果による給気比曲線は認められない。さらに集合管 (l_s) が長くなると図-17に示すように㉔領域における給気比曲線の山も消

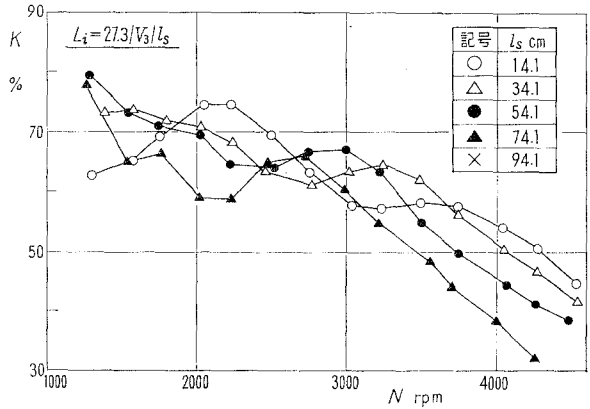


図-12 給気比曲線 (拡張室付給気管系), E-125 機関側管長 (l_s)

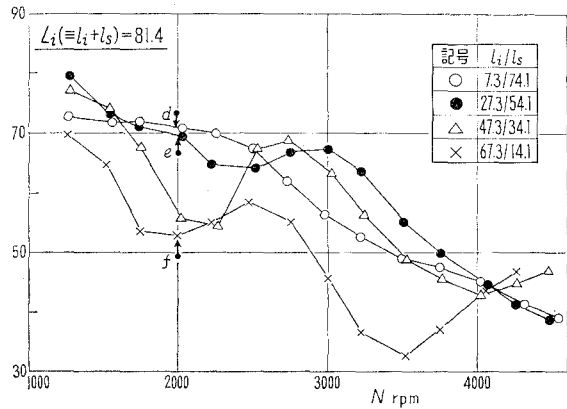


図-13 給気比曲線 (拡張室付給気管系), E-125 拡張室位置

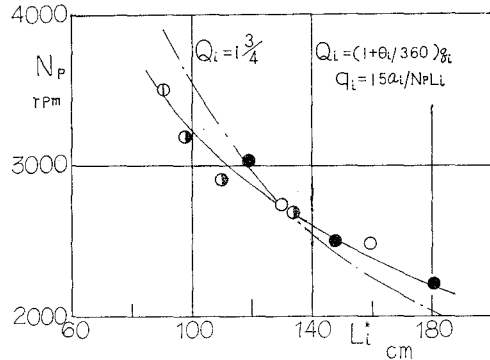


図-14 脈動効果の同調条件 (拡張室付給気管系), E-125

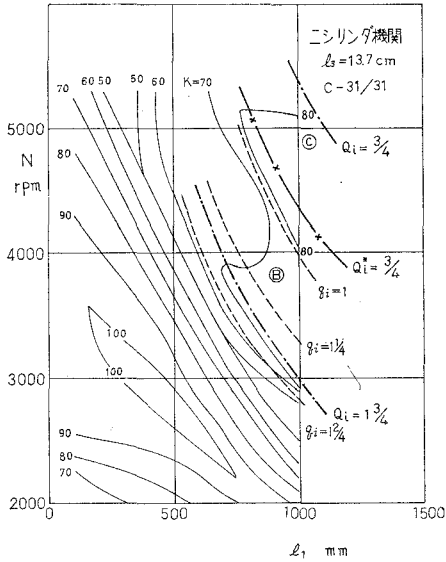


図-15 等給気比曲線 (E-360, $l_3=13.7$ cm, C-31/31)

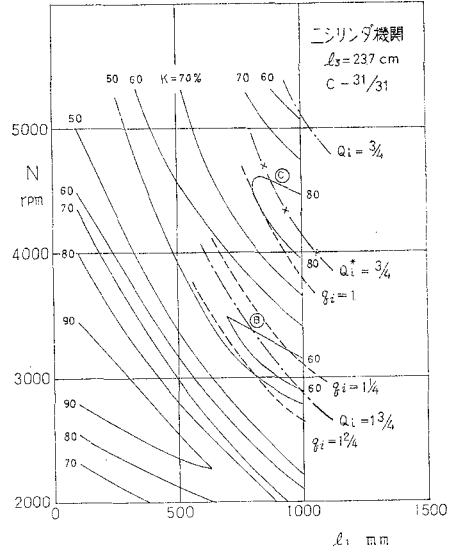


図-16 等給気比曲線 (E-360, $l_3=23.7$ cm, C-31/31)

滅してしまうようである。しかし、いずれの場合もさらに高速長管である © 領域に給気比曲線の山が認められる。これは単気筒機関の場合には認められなかったものであり、脈動効果の最適条件値 ($Q_i = \frac{3}{4}$) とも近似していない。これは、この領域 © の残留脈動波は高速長管のため振幅および周期が極めて大きく、残留脈動波はもはや定常脈動波とはならず図-18の模型が示すように他シリンダ (C-2) における残留脈動波がシリンダ (C-1) の給気過程に直ちに

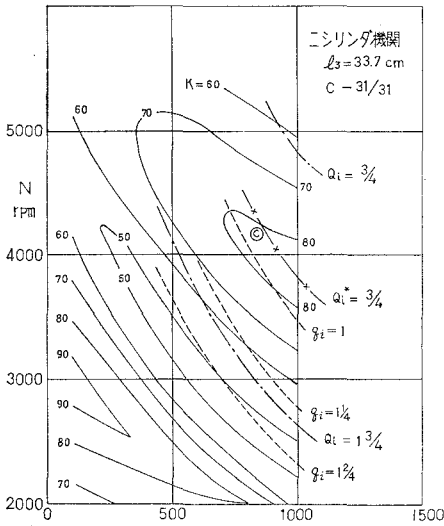


図-17 等給気比曲線 (E-360, $l_3=33.7$ cm, C-31/31)

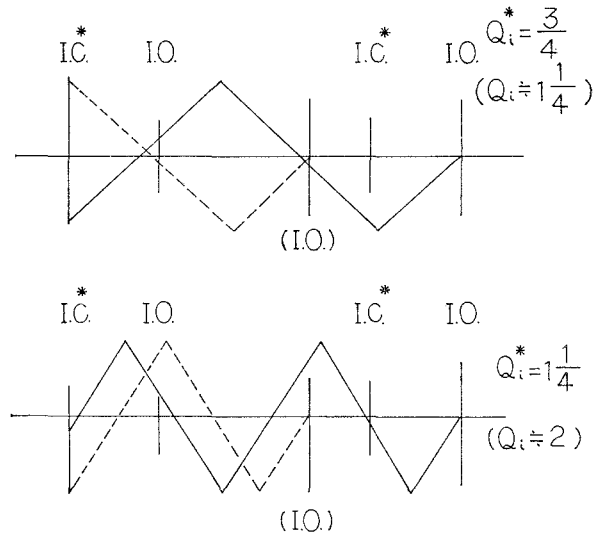


図-18 脈動波の重畳状態

影響するためとも考えられる。かかる予想のもとに、シリンダ(C-2)における給気孔開時(I.O.)からシリンダ(C-1)における有効給気孔閉止時(I.C.*)までの期間に含まれる脈動サイクル数(Q_i^*)を求めると

$$Q_i^* = \left(\frac{1}{2} + \frac{\theta_i^*}{360} \right) \cdot q_i \quad (7)$$

となる。ここに $Q_i^* = n + \frac{3}{4}$ のときには第二シリンダの最大脈動正圧波が第一シリンダの有効給気孔閉止時(I.C.*)に重なることになる。したがって、かかる場合には給気比が向上する筈である。いま、(6)式から脈動効果の最適条件として $Q_i^* = \frac{3}{4}$ のときの機関回転数(N)と附加給気管長(l_i)との関係を求め、図-15、図-16および図-17に併記しているが、◎領域における給気比曲線の山とよく一致している。したがって、上述の推論が十分に妥当であり、特性数(Q_i^*)が有用であることがわかる。なお、集合型給気管系の等価管長(L_i^*)は次式から求めた。

$$\cot\left(\frac{\pi}{2} \cdot \frac{l_i}{L_i^*}\right) = 2 \frac{f_b}{f_i} \cdot \tan\left(\frac{\pi}{2} \cdot \frac{l_b}{L_i^*}\right) \quad (8)$$

ここに l : 管長, f : 断面積であり、添字 i は図-19に示すように給気管, b は分岐管をあらわす。

以上、直管型給気管系、段付型、円錐型、拡張室付給気管系および集合型給気管系による残留脈効果について検討し、脈動効果を規定する特性数として従来の脈動特性数(q_i)のほかに高速領域に対する脈動特性数(Q_i)および二気筒機関に対する脈動特性数(Q_i^*)を提示した。さらに、これら特性数に含まれる各種給気管系の等価管長(L_i^*)の算出式を与え、実験的にも妥当なことを明らかにするとともに脈動効果の本質を解明できたと思われる。

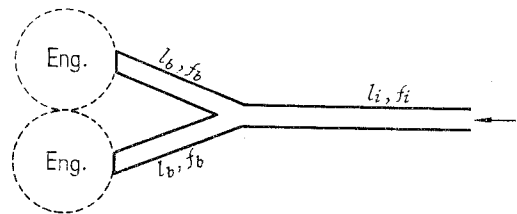


図-19 集合型給気管系の模型

III-2 排気管系による脈動効果

排気管系による脈動効果の本質を明らかにする目的で、各種形状の排気管系を用いて給気比を測定した。その代表例につき次に述べる。

(a) 直管型排気管系

排気管効果に基づく給気比(K)曲線の起伏について考察する場合には排気吹出し圧力波と掃気期間との同調、いわゆる排気吹出し効果と残留脈動波の影響(排気脈動効果)との両者について考慮しなければならないだろうが、とくに高速、長管における給気比(K)曲線の起伏は主として排気脈動効果によって規定されることをすでに報告した⁸⁾。したがって、排気吹出しによる脈動を初期におけるシリンダおよびクランク室の客積の影響を無視して近似的に単純なオルガンパイプにおける管内脈動と考えると、機関の一回転における脈動サイクル数(q_e)は(1)

式で与えられる。なお、排気管系の場合には脈動特性数 (q_e) が整数であると、次の排気過程

(E.O. 時) に正圧波が、 $q_e = n + \frac{2}{4}$ のときには負圧波が重畳することになる。そこで、排気管長を広範囲に変えた実験結果 (図-20) を従来の例にならない給気比 (K/K_0) と脈動特性数 ($1/q_e$) について纏めると図-21 となる。図によると K/K_0 曲線の山は $1/q_e = 0.3 \sim 0.45$ ($q_e = 3.3 \sim 2$), 0.7 ($q_e \doteq 1.4$) において生じ、 $1/q_e \doteq 6.55$ ($q_e \doteq 1.82$), 0.9 ($q_e = 1.11$) 附近において給気比曲線の谷となっている。これは従来の脈動特性数 (q_e) と脈動波の重畳状態との関係のみでは十分に説明できない現象と云えよう。かかる残留脈動波の効果について P. H. Schweizer⁹⁾ は $q_e = 3$ の場合、すなわち次の排気期

間に入り込みうる脈動波のサイクル数 ($\frac{Q_e}{360} \cdot q_e$) が 1 の場合に機関出力が向上し、 $q_e = 1$ の場合には低下すると述べている。また、山田・松岡¹⁰⁾ らも $q_e = n \frac{1}{4} \sim n \frac{2}{4}$ 、したがって $\frac{Q_e}{360} \cdot q_e = 1, \frac{1}{2}$ のとき正効果をもたらし、 $q_e = n \frac{3}{4} \sim n$ のとき逆効果を生ずると説明している。このように排気孔開時 (E.O.) に対する残留脈動波の重畳状態のみならず、排気期間全体への同調について考慮すべきことを指摘している。しかし、両者の関係は排気開口角によって規定されるものであり、とくにクランク室圧縮2サイクル機関のように自由に排気開口角 (θ_e) を選定できない場合には上述の関係を実現させることは仲々困難であろう。しかし、本型式機関において、もっとも重要な役割をはたすのは掃気過程であると考えられる。そこで給気過程の場合と同様に掃気過程に注目してみると、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

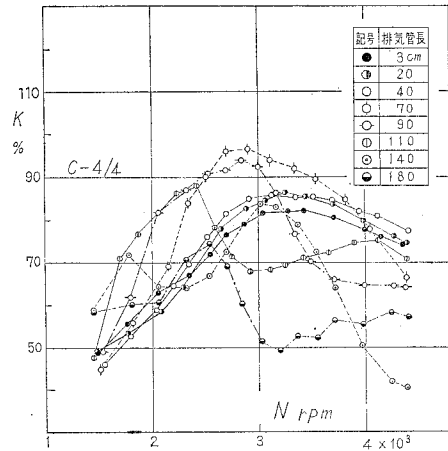


図-20 給気比曲線 (直管型排気管系), E-50

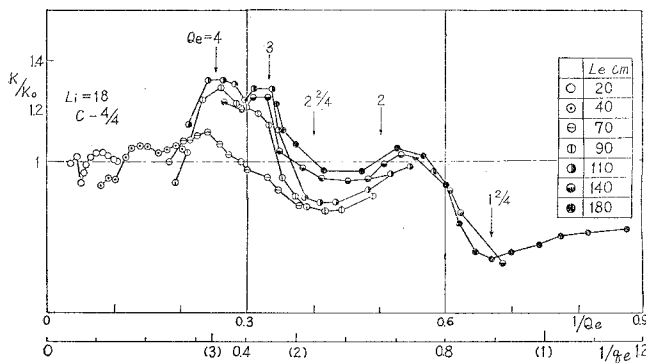


図-21 給気比 (K/K_0) と脈動特性数 (E-50)

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、この期間に重なる脈動波の影響は比較的小さく、むしろ下死点後の後半は排気も終り、主として掃気の行なわれている期間であり、しかもピストン運動によるクランク室への逆流作用をも伴うので

この期間え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られよう。そこで有効掃気孔閉止時 (S.C.*) に着目し、そのときの残留脈動波の重畳状態を求めると、排気孔開時 (E.O.) から次のサイクルにおける有効掃気孔閉止時 (S.C.*) までの期間に含まれる脈動サイクル数 (Q_e) は (2) 式と同様に

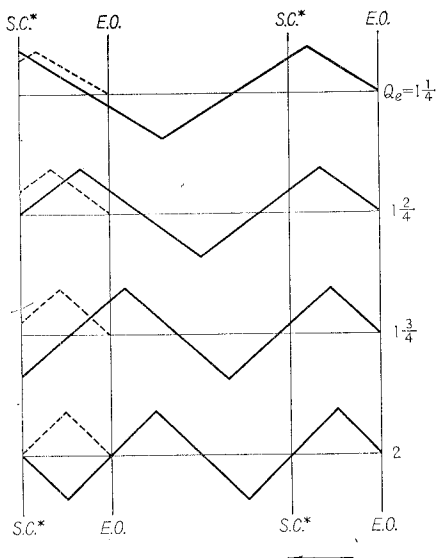


図-22 脈動特性数 (Q_e) と脈動波

$$Q_e = \left(1 + \frac{Q_{es}^*}{360}\right) \cdot q_e \quad (9)$$

で与えられるので、図-22 に示すように排気脈動特性数 (Q_e) が $Q_e = n \frac{3}{4} \sim n+1$ のときには掃気期間の後半に負圧波が重畳し、 $Q_e = n \frac{1}{4} \sim n \frac{2}{4}$ では正圧波が重なることになる。ここに、 Q_{es}^* : 有効掃・気孔角 (E.O. から S.C.* までの角), $q_e = 15a_e / (N_p L_e^*)$ である。

かかる推論をより具体的に検証すべく、図-21 に脈動特性数 (Q_e) を q_e と並べて併記してみると、 K/K_0 曲線は $1/Q_e = 0.5, 0.33$ および 0.25 , すなわち $Q_e = 2, 3$ および 4 のとき山を生じ、 $1/Q_e = 0.65, 0.4$ および 0.28 ($Q_e = 1.5, 2.5, 3.5$) のとき K/K_0 曲線は低下している。したがって、上述せる推論が十分妥当であり、ここに提示した排気脈動特性数 (Q_e) が従来の脈動特性数 (q_e) よりもより適確に脈動効果を表示することが確認されたと云えよう。

なお、 $1/Q_e = 0.15 \sim 0.35$ の範囲で、 $K/K_0 \div 1.2 \sim 1.3$ と最大値を示しているが、これは排気吹出し効果に基因するものであり、 $Q_e = 3, 3.5$ および 4 における K/K_0 曲線の起伏は残留脈動波の減衰のため比較的小さい。

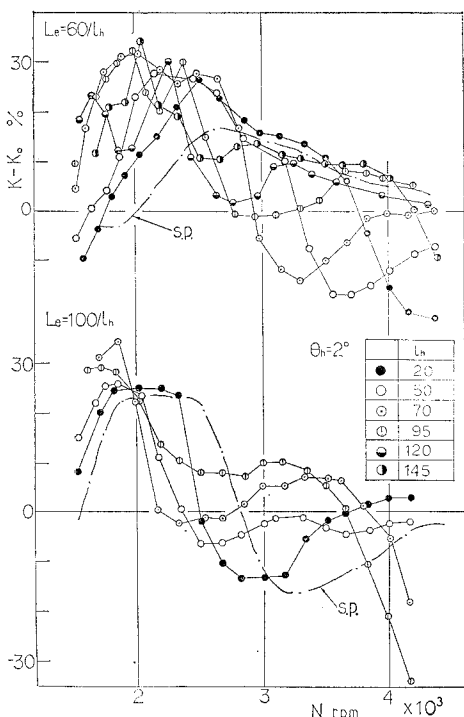


図-23 給気比曲線 (円錐形排気管系) E-50

表-2 排気脈動効果の同調条件

	最適条件		最悪条件	
(9)による計算値	0.69	1.37	0.05	0.91
渡部氏の実験値	0.7	1.16~1.35	0.5	0.85~0.9

次に、上述せる考えを排気リードが比較的大きい過給機付単流掃気2サイクル機関に適用してみよう。なお、渡部教授が排気管系に関する研究に用いた機関の掃・排気開口角を脈動効果の条件式に代入し、その最適および最悪条件を求めると表-2となる。同表には渡部教授の実験結果から求めた実験値をも併記しているが、両者はかなりよく一致しており、単流掃気2サイクル機関における排気脈動効果についても(9)から説明できることがわかる。

(b) 円錐型および拡張室付排気管系

給気管系の場合と同様に円錐型排気管系や拡張室付排気管系においても長管になると図-23および図-24のように脈動効果に基づく給気比($K-K_0$)曲線の起伏が著るしくあらわれ、しかも、その機関回転数は排気管系の寸度に応じて移行している。これは給気

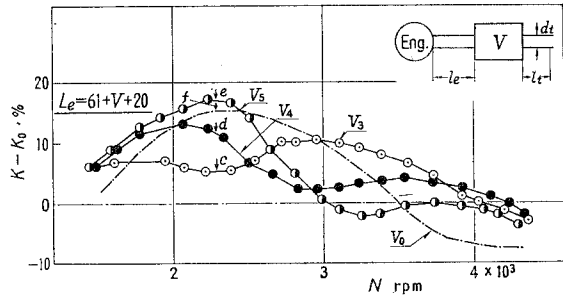


図-24 給気比曲線 (拡張室付排気管系) E-50

管系の場合に与えた等価管長の算出式から得られる結論と符合している。次に、排気脈動効果の同調条件を給気管系の場合にならない機関回転数 (N_p) と等価管長 (L_e^*) との線図を用いて検討しようとする、排気管系における圧力伝播速度 (a_e) が運転状態 (とくに機関回転数) によって大幅に変化するため、計算曲線との比較が困難である。そこで、(9)式を変形すると

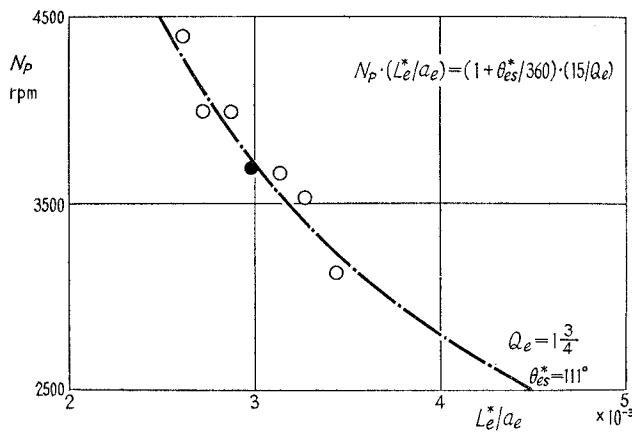


図-25 排気脈動効果の同調条件 (E-125)

$$N_p \cdot \left(\frac{L_e^*}{a_e} \right) = \left(1 + \frac{\theta_{e5}^*}{360} \right) \cdot \left(\frac{15}{Q_e} \right)$$

となるので、 $N \sim L_e^*/a_e$ 線図を用いるならば脈動効果の最適または最悪条件が成り立つ場合の N と L_e^*/a_e との関係を比較することができる。そこで、さきに示した実験結果から給気比曲線の山を与える機関回転数 (N_p) およびそのときの圧力伝播速度 (a_e) を求め、それらを各種排気管系の等価管長 (L_e^*) を用いて $N \sim L_e^*/a_e$ 線図に纏

めたのが図-25である。同図には上式から求めた脈動効果の最適条件 ($Q_e = 1 \frac{3}{4}$) をも併記しているが、実験値とかなりよく一致しており、各種排気管系による脈動効果も直管型排気管系の場合と同様に(9)式から説明できることが確認される。

IV. 結 言

以上、給気管系および排気管系による脈動効果について考察したが、要約すると次のとおりである。

- (1) 比較的低速領域における給気脈動効果を規定する特性数としては

$$q_i = \frac{15a_i}{NL_i^*} \quad (3)$$

が有用である。なお、上式に含まれる L_i^* にはインピーダンス理論から求められる等価管長 (L_i^*) を用いればよい。

- (2) 比較的高速領域における給気脈動効果を規定するのは、有効給気孔閉止時 (I.C.*) に重畳する残留脈動波であり、給気脈動特性数 (Q_i)

$$Q_i = \left(1 + \frac{\theta_i^*}{360}\right) \cdot q_i \quad (2)$$

が $Q_i = n + 3/4$ のとき給気比は増加し、 $Q_i = n + 1/4$ のとき低下する。

- (3) 二気筒機関の高速領域においては、第2シリンダの残留脈動波が第1シリンダの給気過程に対して支配的影響を及ぼす。かかる場合の給気脈効果の最適条件は

$$Q_i^* = \left(\frac{1}{2} + \frac{\theta_i^*}{360}\right) \cdot q_i \quad (7)$$

で規定される。 $(\theta_i^* = 3/4)$

- (4) 排気脈動効果を規定するのは、有効掃気孔閉止時 (S.C.*) に重畳する残留脈動波であり、排気脈動特性数 (Q_e) が $n + 1/4$ のとき給気比はもっとも増加する。

$$Q_e = \left(1 + \frac{\theta_{es}^*}{360}\right) \cdot q_e \quad (9)$$

- (5) 給気脈動効果および排気脈動効果に及ぼす給排気管系形状の影響は、いずれも等価管長 (L_i^* または L_e^*) について考慮すればよく、等価管長はインピーダンス理論を用いて求めればよい。

終りにのぞみ、日頃御指導御鞭撻を賜わっている東京大学宇宙航空研究所浅沼強教授、北海道自動車短期大学黒岩保教授、実験を担当された室蘭工業大学機械工学科熱工学研究室および関係各位に深甚な謝意を表す。

(昭和41年4月30日受理)

文 献

- 1) P. Voissel: V. D. I-Forsch, 106 (1912), 27.
- 2) P. M. Morse: Appl. phys., J., 9 (1938), 16.
- 3) R. C. Binder: Mech. J., 14-3 (1943).

- 4) 前川： 機械学会論文集, 15, 51 (昭25), 29.
- 5) 浅沼： 機械学会論文集, 18, 76 (昭27), 37.
- 6) 沢： 室工大研報, 4, 2 (昭38), 67.
- 7) 沢： 室工大研報, 4, 2 (昭38), 67.
- 8) 沢： 室工大研報, 4, 3 (昭39), 21.
- 9) P. H. Schweitzer: Scavenging of Two-stroke Cycle Diesel engine (1949).
- 10) 山田・松岡： 機械学会38期総会講演会前刷, No. 45, 526.