



室蘭工業大学

学術資源アーカイブ

Muroran Institute of Technology Academic Resources Archive



クランク室圧縮2サイクルシリンダ機関における給気管効果について

メタデータ	言語: jpn 出版者: 室蘭工業大学 公開日: 2014-05-30 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/10258/3204

クランク室圧縮2サイクルシリンダ機関に おける給気管効果について

沢 則 弘

On the Intake Pipe Effects in a Two-Cylinder Engine

Norihiro Sawa

Abstract

The paper treats of the theoretical or experimental analysis of the optimum condition of the dynamic effect; namely, inertia effect and pulsation effect, in the intake pipe system of the crankcase-compressed two-stroke cycle gasoline engine with the two cylinder.

1. 緒 言

クランク室圧縮型2サイクル機関の吸込み空気量が給気管系により、著しい影響を受けることは、すでに知られており^{1)~3)}、筆者も給気管寸度や機関諸元など個々の因子を総括した見透しのよい設計基準の確立を主目的とした一連の実験を試みた。その結果、給気管による動的効果には給気孔開口期間における管内気柱の慣性に基づくいわゆる慣性効果と、給気孔閉止後の管内に残存する気柱の圧縮性に基因する脈動波が次のサイクルの給気過程に及ぼす影響、すなわち脈動効果とが存在し、両効果は本質的に区別されるべきであり、しかも最大給気比の生成は主として前者に基因することを明らかにした^{4),5)}。さらに慣性効果に注目した減衰振動方程式から最大給気比を与える条件として次の関係式を誘導した⁶⁾。

$$1/Z_{iM}^2 = \mu^2 + (180/\theta_i^*)^2 \quad (1)$$

ここに、 Z_{iM} : 最大給気比を与えるときの慣性特性数 $Z_i \left(\equiv \frac{\omega}{a_i} \sqrt{V_{km} \cdot L_i / f_i} \right)$, μ : 気柱当りの流動抵抗係数, θ_i^* : 有効な給気孔開口角 ($\equiv \theta_i - \Delta\theta_i$, $\Delta\theta_i$: 無効角⁷⁾) である。また給気管長 (L_i), クランク室容積 (V_{km}), 機関角速度 (ω), 給気孔まわりの断面積 (f_i) を変えたときの給気比 (K) が慣性特性数 (Z_i) でよく纏められるばかりでなく, θ_i^* および μ を変えた場合にも上式の関係が成立することを実験的にも立証した⁸⁾。かくて、これら各因子の最適値の設定が可能なばかりでなく、各因子相互の関連に対し総括的な見透しを与えることができるようになった。

他方、脈動効果による給気比曲線の起伏を規定する特性数として

$$q_i = 15 a_i / (NL_i) \quad (2)$$

が有用であることを指摘すると共に、脈動次数 (q_i) に含まれていない機関因子等 (θ_i^* , V_{km}) の影響についても言及し、厳密には慣性効果との組合せについて論ずる必要があることを明らかにした。

このように単気筒機関の給気管効果に関する解明を進めてきたが、機関の大型化や高速化の観点から2気筒機関の採用も活発であり、この種機関に使用される集合型給気管の動的効果の解明も重要な課題である。かかる管系の動的現象を理論的に解析したものとしては逐次数値解法による数例が見受けられるに過ぎず、たとえば A. Pischinger⁹⁾ は、その精密な方法を、G. Reyl¹⁰⁾ はその近似解法を提案し、4シリンダ直列機関(4サイクル)のマニホールドについての計算例を示しているが、これらから設計に役立つような一般的結論を得ることはできないようである。とくにクランク室圧縮型2サイクル機関に対する報告は見当らず、不明の点が多い。

そこで2気筒機関における給気管効果の最適条件を求める目的で、給気管長および機関回転数を広範囲に変えた実験結果について若干の解析を試み、単気筒機関から得られた条件式、(1)、(2)の修正を行なった。

2. 実験装置および実験方法

供試機関は軽四輪車“三菱360”搭載のクランク室圧縮型2サイクル2気筒機関であり、その主要諸元は次の通りである。

シリンダ径×行程	62φ×59.6 mm	シリンダ数	2
総排気量	1.39 cc	圧縮比	8.2
クランク室圧縮比	1.39	給気	63°58' (T.D.C.)
最大出力1回転数	17/P.S./4800 rpm	ポート関係	掃気 50°24' (B.D.C.)
最大トルク1回転数	2.8 kg-m/3500 rpm	排気	65°24' (B.D.C.)

なお給気管系に関する実験では運転方式による差は極めて小さいことが知られているので⁴⁾、本実験でも駆動運転のもとに行ない、従って実験装置も図-1に示すように空気清浄器および気化器を取除き、給気量測定用のサージタンク、集合型給気管および供試機関から構成されている。

給気管は図-2における分岐管 (l_2), $l_3=13.7, 23.7, 33.7$ cm の3種類につき、附加給気管長 (l_1) を10 cm おきに $l_1=10\sim 100$ cm まで10種類に変えた。なお排気管は、その影響が加味するのを防ぐため全部取除き、排気ガスは直接大気に放出した¹¹⁾。次に給気量はサージタンク (800φ×400 mm) の入口に直径40 mm φの管を2個並列に取付け、その途中に開口径28 mm φ 28 mm φのオリフイス流量計を挿入し、その前後の圧力差から測定した。

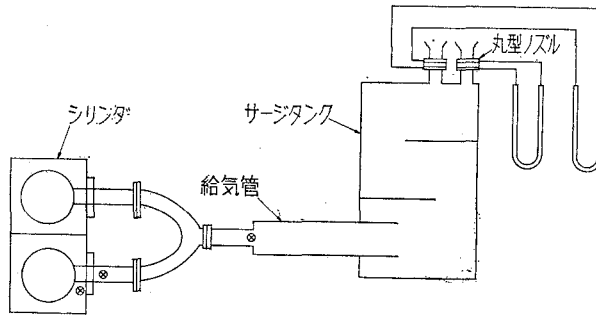


図-1 実験装置の系統図
(⊗印：示圧計取付位置)

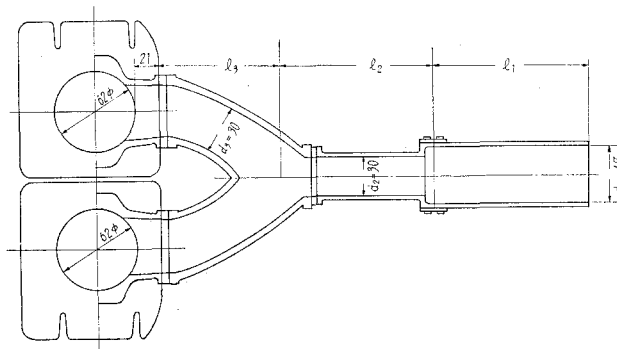


図-2 2シリンダ機関の給気系統

3. 実験結果および考察

3.1 給気比に及ぼす給気管長と機関回転数の影響

分岐管長 ($l_3=13.7$ cm) を一定とし、附加給気管長 ($l_1=10\sim 100$ cm) および機関回転数 ($N=1200\sim 5300$ rpm, 100 rpm おき) を広範囲に変えた実験結果を機関回転数 (N) と附加給気管長 (l_1) との線図に纏め、等給気比曲線を描くと図-3 となる。

図において、機関回転数 (N) と附加給気管長 (l_1) により給気比が著しく影響をうけていることがわかる。とくに慣性効果に基因するものと考えられる。(単気筒機関の実験結果による推論) 最大給気比 ($K_M=100\%$) の生成領域 ㉑ は附加給気管 (l_1) が長くなると順次低速側に移行し、両者の間には規則的關係のあることが予測される。しかも附加給気管長 (l_1) が短過ぎても、長過ぎても $K_M=100\%$ の領域 ㉑ は存在せず、従って慣性効果に対する最適の附加給気管長 (l_1)、すなわち最適の全給気管長が存在することがわかる。

一般に附加給気管長が長くなると高速回転部の給気比 (K) は低下するが、再び給気比の増加する領域 (たとえば図の ㉒, ㉓ 領域) が現われている。これは後述せる脈動効果によるものである。同様の結果は分岐管 $l_3=23.7$ cm (図-4)、 $l_3=33.7$ cm (図-5) の場合にも得られる。し

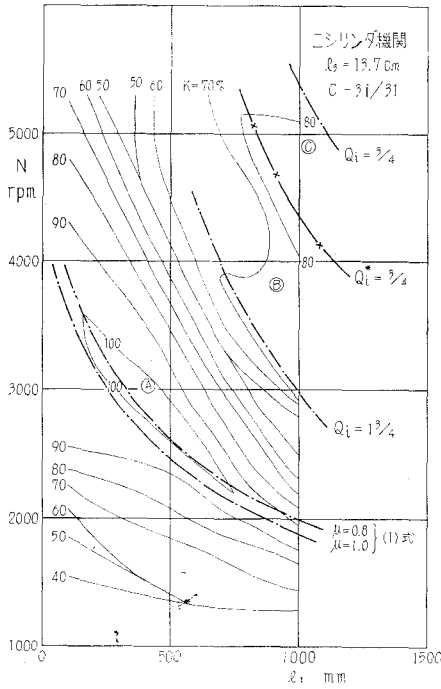


図-3 等給気比曲線 ($l_3 = 13.7 \text{ cm}$)

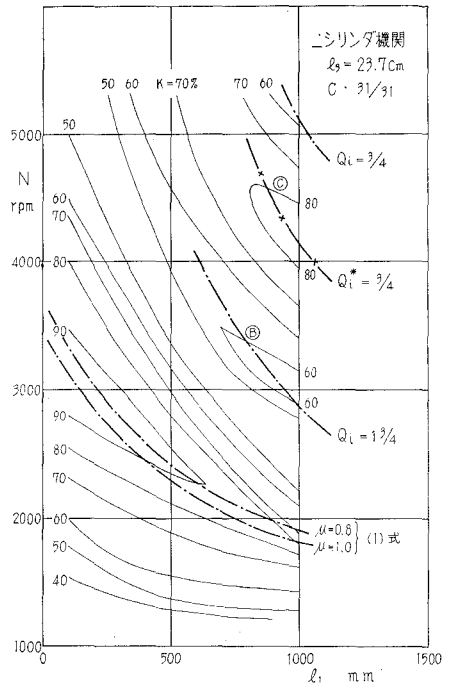


図-4 等給気比曲線 ($l_3 = 23.7 \text{ cm}$)

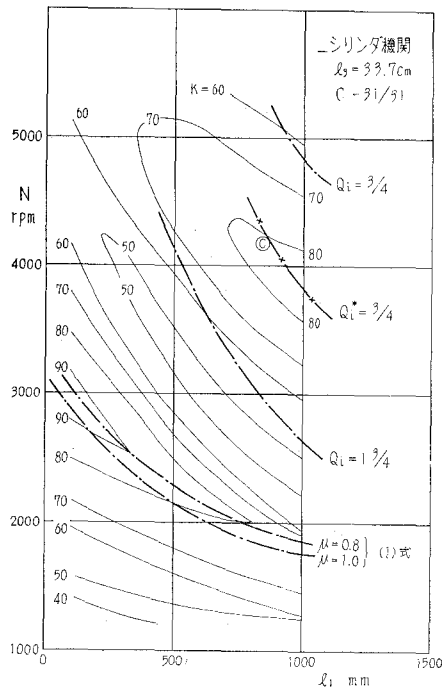


図-5 等給気比曲線 ($l_3 = 33.7 \text{ cm}$)

かし、分岐管長 (l_3) の増加に伴って㉔領域の山は順次低下し、 $l_3=33.7$ cm の場合には完全に消滅している。

かかる等給気比曲線の変動について慣性効果および脈動効果の立場から考察を進めよう。

3.2 慣性効果の最適条件について

供試機関 (E-360) におけるシリンダ (C-1) とシリンダ (C-2) のポートタイミングの間にはクランク角 180° の位相差がある。従って、いまシリンダ (C-1) の給気孔開口期間における給気管系を考えると、ちょうど単気筒機関の給気管系 (クランク室と給気直管とから構成される管系) の途中に一端閉の直管が余分に附加されていると見做される。かかる管系に直管型給気管から得られた最大給気比の生成条件、(1) 式を適用しようとするとき、慣性特性数 (Z_i) に含まれる給気管長 (L_i) および給気孔まわりの断面積 (f_i) の修正が必要と考えられる。(1) 式の誘導に当り、 $f_i=$ 給気管断面積と仮定) しかし、ここでは一応給気管長 (L_i) として全給気管長 $L_i=l_1+l_2+l_3$ を、 f_i としては附加給気管断面積 (f_1) の如何にかかわらずシリンダ部の断面積 $f_i=8.9$ cm² を採用し、(図-2 参照) 供試機関の有効給気孔開口角 $\theta_i^*=127^\circ56'-10^\circ=117^\circ56'$ (但し無効角 $\Delta\theta_i=10^\circ$ ¹²⁾) および流動抵抗係数 $\mu=0.8, 1.0$ (一般に気化器なしの場合、 $\mu=0.8\sim 1.0$ ¹³⁾) を用いて (1) 式から最大給気比 (K_M) を与える機関回転数 (N) と全給気管長 ($L_i=l_1+l_2+l_3$) との関係を求め、その結果を 図-3~図-5 の $N\sim l_1$ 線図上に一点鎖線で併記しているが、計算曲線は実験結果 (最大給気比の生成領域 ㉔) とかなりよく一致している。従って、給気管長 (L_i) として全管長 ($l_1+l_2+l_3$) を、 f_i としてシリンダ部断面積 (f_3) を用いるならば、本実験の附加分岐管長 $l_3=13.7\sim 33.7$ cm の範囲では (1) 式から二気筒機関に対する最大給気比の生成条件が推定できることがわかる。かくして給気管系各因子 ($l_1, l_2, l_3, f_i, \theta_i, V_{km}$) の最適値の設定のみならず各因子の相互関係をも求め得ることが確認されたものと云えよう。

3.3 脈動効果の最適条件について

先に単気筒機関における脈動効果について詳述し⁹⁾、とくに高速、長管の場合には、次の給気孔開口期間に入り込む脈動波のサイクル数 (q_i) が一般に $q_i \leq 1$ となるので、かかる場合の脈動効果の最適条件は第 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、例えば 図-6 の如く給気孔開口角 (θ_i) に応じて変化することを指摘した。すなわち給気孔開口角 (θ_i) が大きく、($\theta_i/2=80^\circ$) 有効給気孔閉止時 (I.C.*) の第 1 正圧波が比較的高い場合には、給気孔開時 (I.O.) に正圧波が重畳する $q_i=1-\frac{2}{4}(n+2/4)$: 非同調) のとき給気比が増加し、負圧波が重なる $q_i=2$ (n : 同調) で給気比が低下する。これに反して、給気孔開口角 (θ_i) が小さく、 $\theta_i/2=60^\circ$ の場合のように I.C.* 時に第 1 正圧波が到来せず、負圧となるようなときには、給気孔開口期間の後半に正圧波が重畳する $q_i=1-\frac{2}{4}\sim 1-\frac{1}{4}$ で給気比曲線の山、負圧波が重なる $q_i=1-\frac{3}{4}$ 附近で給気比が低下する。

かかる考察を、より具体的に確認するために、I.C.* における脈動波の重畳状態を示すとこ

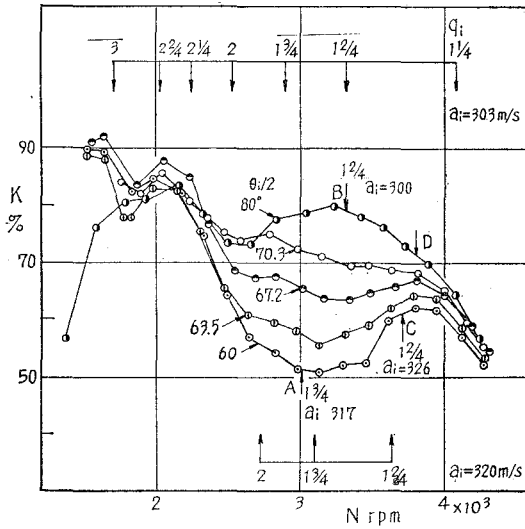


図-6(a) 給気比曲線 (単シリンダ機関 E-50)

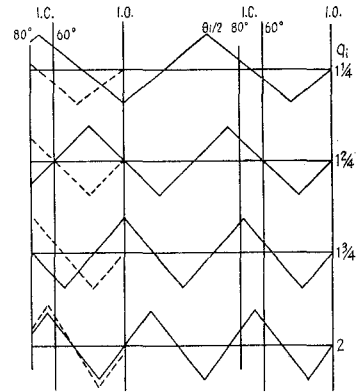


図-6(b) 脈動次数と脈動波の関係

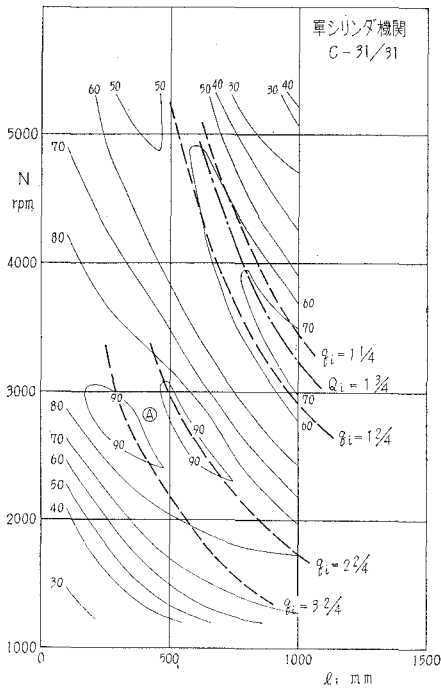


図-7(a) 等給気比曲線
(単シリンダ, E-360)

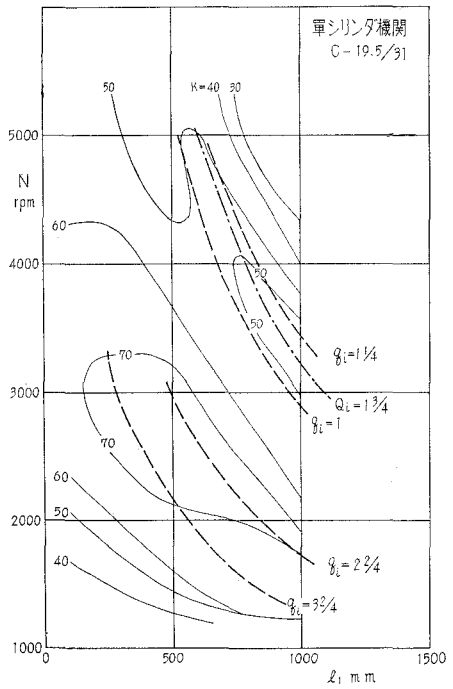


図-7(b) 等給気比曲線
(単シリンダ, E-360)

るの脈動次数 Q_i (I.O. 時から次サイクルの I.C.* までの期間に含まれる脈動サイクル数を考えると、

基本振動 ($k=0$) の場合には

$$Q_i = (a_i/4L_i)/(360/360 + \theta_i^*) (N/60) = (1 + \theta_i^*/360) \cdot q_i \quad (3)$$

となる。ここに、 $Q_i = n + 1/4$ ($n=1, 2, 3 \dots$ の整数) のときには I.C.* 時に最大の残留脈動正圧波が重畳し、 $Q_i = n + 3/4$ のときには最大の残留脈動負圧波が重なることになる。

いま供試機関 E-360 を単気筒のみで運転した 図-7 の実験結果 ($N \sim l_1$ 線図) につき、従来の脈動次数 (q_i) と、ここに提示せる脈動次数 (Q_i) とから夫々、脈動効果の最適条件を求めると、同図に併記した鎖線が示すように、最大給気比の生成領域 ㉔ (I.C.* 時の第 1 正圧波が高い) 付近では $q_i = 2 \frac{2}{4}$, $3 \frac{2}{4}$ の計算曲線上で給気比の増加 ($K=90\%$ 領域) が認められる。また高速長管 (I.C.* 時の第 1 正圧波は低い) の範囲では、I.C.* 時に最大の残留脈動正圧波が重なる $Q_i = 1 \frac{3}{4}$ 付近で給気比曲線の山を生じている。このように慣性効果の良否に応じて、 q_i または Q_i を用いて脈動効果の最適条件を求める必要があることがわかる。

次に、二気筒機関における脈動効果を解析するに当たり、4 サイクル三シリンダ機関の実験結果によると、給気管内変動圧力は定常化された脈動波となっているので¹⁴⁾、(3) 式に含まれる給気管長 (L_i) の代りに 図-8 の如き管系を一端閉の直管に置換えたときの等価管長 (L_i^*) を用いればよいものと考えられる。

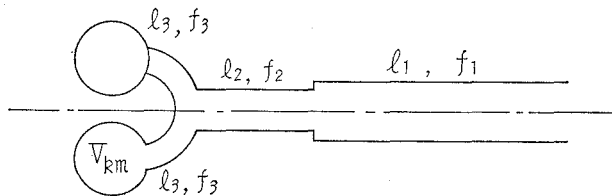


図-8 給気管系の模型

かかる等価管長 (L_i^*) をインピーダンス理論から求め、(附録 1 参照) その L_i^* を用いた脈動次数 (Q_i) から脈動効果の最適条件 ($Q_i = 1 \frac{3}{4}$ または $3/4$ のときの機関回転数と附加給気管長との関係) を求め、それを先に示した 図-3~図-5 の実験結果と比較したのが同図に併記せる一点鎖線である。図において、 $Q_i = 1 \frac{3}{4}$ の計算曲線は ㉔ 領域 ($N=3600 \sim 3000$ rpm, $l_1=70 \sim$ cm 附近) における給気比曲線の山とかなりよく一致している。すなわち単気筒機関の場合と同様に、有効給気孔閉止時 (I.C.*) に残留脈動正圧波の山が同調するとき最適脈動効果が与えられることがわかる。従って、この場合には給気管長 (L_i) の代りに等価管長 (L_i^*) を用いることにより、単気筒機関の場合と同様に (3) 式から脈動効果の最適条件ならびに各因子相互の関連を求めることができる。

しかるに、さらに高速領域、すなわち図の © 領域 ($N=5000\sim 4000$ rpm) になると、計算曲線と実験結果 (給気比曲線の山) とは必ずしも一致しているとは云えないようである。これは高速になるほど残留脈動波の振巾が大きくなるので、もはや定常化した残留脈動波とはならず、図-9の脈動波模型が示すように、シリンダ (C-2) による残留脈動波がシリンダ (C-1) の給気過程に対し支配的影響を及ぼすためと考えられる。

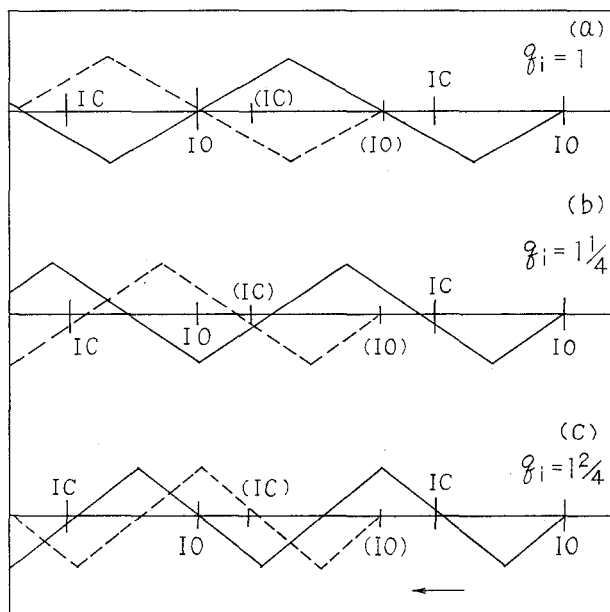


図-9 脈動波の状態

かかる脈動波 (C-2) の給気孔閉止時 I.C.* (C-1) に対する重畳状態は、シリンダ (C-2) の給気孔開 (I.O.) からシリンダ (C-1) の I.C.* までの脈動サイクル数 (Q_i^*) から与えられる。

$$Q_i^* = (a_i/4L_i^*)/(360/180 + \theta_i^*) \cdot (N/60) = (1/2 + \theta_i^*/360) \cdot q_i \quad (4)$$

ここに、 $Q_i^* = n + 3/4$ のとき第2シリンダの最大脈動正圧波が第1シリンダの有効給気孔閉止時 (I.C.*) に重なることになる。

いま、(4)式から $Q_i^* = 3/4$ のときの機関回転数と附加給気管長との関係を求めてみると、© 領域における給気比曲線の山とかなりよく一致しており、上述の推論が十分妥当であることがわかる

以上、二気筒機関における脈動効果について述べたが、単気筒機関に比べて定常化せる残留脈動波による動的効果は減衰し易く、分岐管長 $l_3 = 13.7$ cm の場合においても最大給気比附近 (A 領域) における給気比の起伏は認められない。(図-3 と 図-7 の比較) しかも分岐管長 (l_3) の増大につれて B 領域における給気比線図の山も順次消滅している。

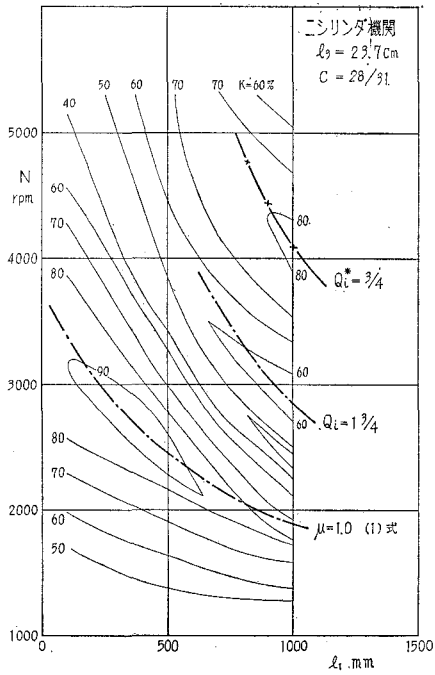


図-10 等給気比曲線 (C-28/31)

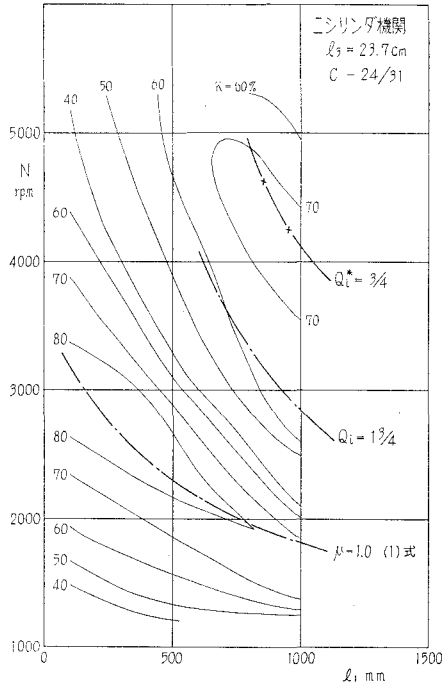


図-11 等給気比曲線 (C-24/31)

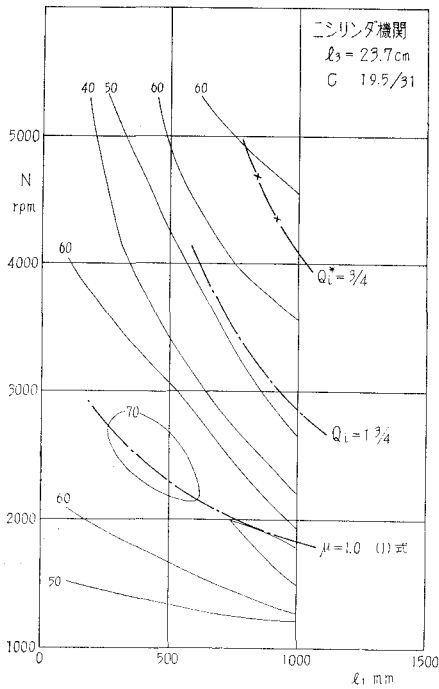


図-12 等給気比曲線 (C-19.5/31)

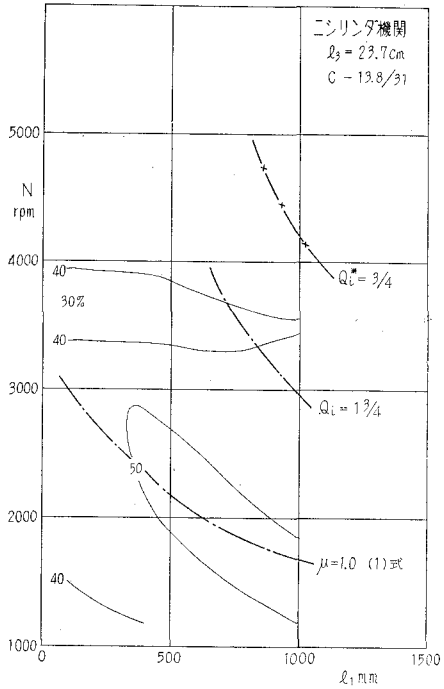


図-13 等給気比曲線 (C-13.8/31)

これらの関係は分岐管長 $l_3=23.7$ cm とし、途中に気化器に相当する“絞り”を挿入した場合も全く同じである。(図-10~図-13 参照) 従って分岐管長 (l_3) が或程度の長さになると、もはや脈動効果を利用して給気比の向上を計ることが不可能となると云えよう。

4. 結 言

クランク室圧縮 2 サイクル二気筒機関の給気管長を変えた場合の実験結果につき述べたがこれを要約すると次の通りである。

(1) 二気筒機関における最大の給気比は、単気筒機関の場合と同様に、慣性効果によるものであり、その同調条件として

$$1/Z_{iM}^2 = \mu + (180/\theta_i^*)^2 \quad (1)$$

の関係を得た。ここに最大給気比を与える場合の慣性特性数 (Z_{iM}) に含まれる管長 (L_i) としは全長 ($=l_1+l_2+l_3$)、断面積 (f_i) としはシリンダ部の管断面積を用いればよい。

(2) 二気筒機関における脈動効果は単気筒機関に比べて、その減衰が著しく最大給気比の生成領域における給気比線図の起伏は、ほとんど認められない。従って脈動次数 (q_i) によって規定できる脈動効果はほとんど存在しない。

(3) 比較的高速領域 ($N=3600\sim 3000$ rpm) 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、その条件は

$$Q_i = (1+\theta_i^*/360) \cdot q_i \quad (3)$$

である。ここに、 $Q_i=n+1/4$ ($n=1, 2, 3$) のとき 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は助長され、 $Q_i=n+3/4$ のときは、最大の負圧波が重なるので給気作用は阻害される。なお脈動次数 (q_i) に含まれる管長 (L_i) の代りにインピーダンス理論から求められる等価管長 (L_i^*) を用いる必要がある。

(4) 高速領域 ($N=5000\sim 4000$ rpm) になると残留脈動波が大きくなるので、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。かかる場合の脈動効果の最適条件は

$$Q_i^* = (1/2+\theta_i^*/360) \cdot q_i \quad (4)$$

で規定できる。すなわち $Q_i^*=3/4$ のとき第 1 シリンダの I.C.* 時に第 2 シリンダの最大残留正圧波が重畳するので給気作用は助長される。

なお本論文は、新三菱重工業株式会社、水島自動車製作所研究課において三谷昌鴉課員が担当された実験結果に筆者が考察したものであり、この貴重な資料を提供下された蓮田甚吉課長ならびに関係各位に謝意を表わします。また日頃御指導を賜わっている東京大学航空研究所浅沼強教授、北海道大学黒岩保教授ならびに室蘭工業大学千谷茂教授、林重信講師、熱心な協

力を受けた福島和俊助手，早川友吉氏，三田村ナミ子女史に感謝します。

附録 1 等価管長 (L_i^*) の算出

図-8 の給気管系にインピーダンス理論を適用すると等価管長 (L_i^*) は次の如く算出できる。
記号： I ：音響インピーダンス ($=P/X$)， 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 ：圧力伝播速度とおく。開口端の音圧は $P=0$ と見做すことができるので，そのインピーダンス (I_1) は $I_1=0$ と近似でき，従って，インピーダンス (I_2) は

$$I_2 = (\beta/f_1) \cdot \tan(kl_1) \quad (1)$$

体積流および音圧の連続条件から

$$I_3 = I_2 \quad (2)$$

$$1/I_4 = 1/I_5 + 1/I_6 \quad (3)$$

管前後のインピーダンス I_3 ， I_4 の間には平面波動方程式の解から

$$I_4 = \frac{\beta}{f_2} \cdot \frac{I_3 + (\beta/f_2) \cdot \tan(kl_2)}{-I_3 \cdot \tan(kl_2) + \beta/f_2} \quad (4)$$

次の閉端では体積変位が $X=0$ となるので，このインピーダンスは I_7 ， $I_8 = \infty$ となる。

この条件を(4)式に代入すると

$$I_5 = (\beta/f_3) \cdot \cot(kl_3), \quad I_6 = (\beta/f_3) \cdot \cot(kl_3) \quad (5)$$

(1)~(5)式から

$$\frac{1 - \frac{f_2}{f_1} \cdot \tan(kl_1) \cdot \tan(kl_2)}{\frac{f_2}{f_1} \tan(kl_1) + \tan(kl_2)} = 2 \frac{f_3}{f_1} \cdot \tan(kl_3) \quad (6)$$

然るに，図-8 の管系における気柱振動の固有振動数 (f) は $f = k \cdot a/2\pi$ ，他方一端閉の直管いわゆるオルガンパイプの固有振動数 (f) は $f = a/4L$ で与えられる。従って図-8 の管系をオルガンパイプに置換えた場合の等価管長 (L_i^*) は

$$L_i^* = (\pi/2)/k \quad (7)$$

となる。かくして，(6)式の図式解から各給気管寸度 (l_1 ， l_2 ， l_3 および f_1 ， f_2 ， f_3) に対する k が求まり，(7)式から等価管長 (L_i^*) が算出できる。

参 考 文 献

- 1) H. List: Ladungewechsel der Verbrennungskraft, Wein 4-2 (1950).
- 2) 長尾: 機械学会論文集, 26, 171 (昭34-11), 1675.
- 3) W. Wilhelm: Forsch Landes Nordrhein-Westfalen, 982 (1961).
- 4) 浅沼・沢: 機械学会論文集, 25, 156 (昭34-8), 834.

- 5) 浅沼・沢： Bulletin of JSME, Vol. 3, No. 9 (1960), 137.
- 6) 沢： 室蘭工業大学研究報告, 4, 2,
- 7) 浅沼・沢： Bulletin of JSME, Vol. 2, No. 7 (1959), 417.
- 8) 沢： 機械学会北海道支部講演会前刷集 (昭 38-10).
- 9) A. Pischinger： Auto-tech. Z, 39 (1936).
- 10) G. Reyl： Ladungewechsel der Verbrennungskraft, Wein, 4-1 (1949).
- 11) 浅沼・沢： 機械学会 60 周年記念講演会講演集 (昭 32-10).
- 12) 浅沼・沢： 機械学会論文集, 24, 148 (昭 33-12), 1025.
- 13) 沢： 機械学会東海支部講演会前刷集 (昭 35-6), 79.
- 14) 浅沼： 熱機関大系, 火花点火機関, 給排気過程, 148.