室蘭工業大学
学術資源アーカイブ
Muroran Institute of Technology Academic Resources Archive

クランク室圧縮型2サイクル機関における給気管系の慣性効果について

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/10258/3189

クランク室圧縮型2サイクル機関における給気管系の慣性効果について

沢　　則弘

on the Inertia-Effect of Intake pipe System in a Crankcase-Compressed Two-Stroke Cycle Engine

Norihiro Sawa

Abstract

It has been well known that the occurrence of maximum delivery ratio is govened by the inertia-effect due to the intake pipe system.

This paper treats of the theoretical or experimental analysis of the matching condition in such inertia-effect.

Ⅰ. 緒　　言

本形式機関における最大給気比の生成は主として慣性効果に基因することをすでに指摘した[1]。かかる給気管による慣性効果を理論的に解析するには管内の流れを一次元圧縮性非定常流れ（等エントロピー流れ）と近似し，その基礎式を厳密なる境界条件と初期条件のもとに解けばよく，最近 W.Wilhelm[2] が逐次数値解法を用いて給気管内の圧力変動を求め実測値とよく一致することを示している。しかしその計算は煩雑ぼう大となるので慣性効果の生成条件を明らかにし，一般的な見透しを得ることはかなり困難である。そこで実用性に重点をおき四サイクル機関に対する浅沼[3]の近似慣性理論を本型式機関の給気管系に適用し，簡単な最大給気比の生成条件式を誘導した。さらにこの条件式に含まれる各因子を逐次変えた実験から各因子の影響を吟味するとともに条件式の妥当性を検証し，機関設計の基準を確立しようとするのが本報告の目的である。

Ⅱ. 同調条件式の誘導

理論式の誘導にあたり次の如き仮定を設けた。i）給気管内気柱の圧縮性（従つて脈動現象）を無視する。ii）管内の給気温度および密度は常に一定とする。iii）給気孔の開口運動すなわち開口面積の変化を絞り抵抗に置換し，常に全開の状態でその位置の絞り抵抗のみが開口面積の変化に応じて増減するものと仮定する。

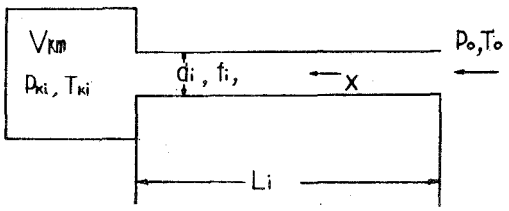


図-1 給気管系の模型

いま図—1の如き給気管系の模型を想定し，給気管内の気柱は絶えず流動変化するも全体として一定質量（$=f_i L_i \rho_i$）の一質点と見做すとき所要の運動方程式は

$$\rho_i \cdot L_i \cdot f_i \cdot \frac{d^2x}{dt^2} = f_i \{ \rho_o - \Delta p - p_k(\theta) \} \tag{1}$$

となる。ここに ρ_i：給気密度，L_i：給気管長，f_i：給気孔部の断面積，x：給気管内気柱の移動距離，$P_k(\theta)$：任意のクランク角（θ）におけるクランク室圧，P_o：大気圧，ΔP：流入時の全圧力降下あり，給気管断面積（f'_i）は給気孔部の断面積（f_i）に等しいものと仮定する。

いま給気管内気柱当りの抵抗係数（μ）を考え，このμには給気管入口の抵抗（λ_1），気化器の抵抗（λ_2），管壁の摩擦抵抗（$x \cdot L_i/d_i$）および給気孔まわりの抵抗（λ_3）をも含めるものとする。そのときの管入口からクランク室までの全圧力降下は，最大給気孔開口面積のとき

$$\Delta P = \frac{\rho_i}{2} \left(\frac{dx}{dt} \right)_m^2 \cdot (\lambda_1 + \lambda_2 + \chi \cdot L_i/d_i + \lambda_3) \tag{2}$$

任意の給気孔開口面積のときは

$$\Delta P = \frac{\rho_i}{2} \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 (\lambda_1 + \lambda_2 + \chi \cdot L_i/ + \lambda_3 + \lambda_o) \tag{3}$$

で与えられる。ここに λ_o：給気孔が任意開度になったために増加した抵抗係数，$(dx/dt)_m$：給気孔が全開のときの流入速度である。いま $(dx/dt)_m$ と任意開のときの流速比を次式の如く$\beta(\theta)$とおく

$$\beta(\theta) \cdot = (dx/dt)/(dx/dt)_m \tag{4}$$

さらに吸入給気量 $G_i = P_i \cdot f_i \cdot x/RT_i$ と $G_h = P_o V_h/RT_o$ との比を

$$K = G_i/G_h = (P_i/P_o) \cdot (T_o/T_i)(f_i x/V_h) \tag{5}$$

とおく，ここに P_i, T_i, T_o：給気管内の平均圧力，温度および大気温度，V_h：行程体積，R：ガス常数であり，K は理論給気比に相当する。

次に（2）式～（4）式から得られる関係と（5）式を（1）式に代入し，変数（t）をクランク角（θ）に変換し，$d\theta/dt=\omega$（一定）とすれば（1）式は次の如く変形される。

$$\frac{d^2K}{d\theta^2}+2\mu\frac{dK}{d\theta}=\frac{(p_i/\rho_i)\cdot(T_o/T_i)}{(V_h/f_i)\cdot L_i\cdot\omega^2}(1-p_k(\theta)/p_o) \tag{6}$$

ここに

$$\mu\fallingdotseq\frac{V_h}{4f_iL_i}\cdot\frac{dK/d\theta}{\beta^2(\theta)}\cdot(\lambda_1+\lambda_2+\chi\frac{L_i}{d_i}+\lambda_3) \tag{7}$$

但し　$(P_o/P_i)\cdot(T_i/T_o)\fallingdotseq 1$　と近似してある。次にエネルギーの平衡式は

$$G_k(\theta)\cdot G_v\cdot T_k(\theta)=G_{ki}\cdot C_v\cdot T_{ki}+G_i\cdot C_p\cdot T_i \tag{8}$$

上式に（5）式および $G_k(\theta)=P_k(\theta)\cdot V_k(\theta)/R\cdot T(\theta)$, $G_{ki}=P_{ki}V_{ki}/RT_{ki}$, $G_i=P_if_ix/RT_i$　の関係を代入すると

$$P_k(\theta)=P_{ki}\frac{V_{ki}}{V_k(\theta)}+k\cdot P_o\frac{V_{ki}}{T_o}\cdot K\frac{V_h}{V_k(\theta)} \tag{9}$$

となる。ここに　G：重量，P：圧力，T：温度，V：容積，K：比熱比，R：ガス常数であり，添字 k_i, k, i はそれぞれ給気孔開（I.O.），任意クランク角におけるクランク室内，給気管内混合気の状態を表わす。この（9）式を（6）式に代入すると

$$\frac{d^2K}{d\theta^2}+2\mu\frac{dK}{d\theta}+\frac{1}{Z_i^2}=\frac{1}{Z_i^2}(\tau_i\cdot\varepsilon\cdot/k)\left(1-\frac{p_{ki}}{\rho_o}\cdot\varepsilon'\right) \tag{10}$$

こゝに　$\tau_i=T_o/T_i$，$\varepsilon=V_k(\theta)/V_h$，$\varepsilon'=V_{ki}/V_k(\theta)$，$Z_i\sqrt{\frac{\omega}{a_i}\cdot V_k(\theta)\cdot L_i/f_i}$

である。なお $V_k(\theta)$ として

$$V_k(\theta)=V_{kt}-\Delta V_k(\theta)=V_{kt}-\frac{1}{\theta_{ic}-\theta_{ic}}\int_{\theta_{io}}^{\theta_{ic}}\Delta V_h(\theta)\cdot d\theta=V_{km} \tag{11}$$

と近似すると

$$Z_i=\frac{\omega}{a_i}\cdot\sqrt{V_{km}L_i/f_i} \tag{12}$$

となる。ここに a_i：給気管内の音速，V_{ki}，V_{km}：上死点および給気孔開口期間の平均のクランク室容積，$\Delta V_h(\theta)$：ピストンの移動容積，θ_{io}，θ_{ic}，：I.O.，I.C. 時のクランク角である。

なお実用機関では　$P_i\fallingdotseq 1.01\sim1.03$ 程度で $P_i=1$ と近似でき，ピストン運動の影響もこの

種機関の給気孔開口期間は 120～150° と比較的小さく，クランク室圧縮比も低いので $\Delta V_k(\theta)_{max}/V_{kn} \fallingdotseq 0.04$ に過ぎず，慣性効果の同調条件に関する限りでは無視できるものと思われる。

いま（10）式の初期条件としてI.O. 時のクランク角を基準とし

$\theta=0$ にて　　$K=0$,　　$dK/d\theta=0$

とおくと　$1-Z_i^2 \cdot \mu^2 > 0$ の場合（但し　$\varphi=\sqrt{1/Z_i^2+\mu^2}$ ）

$$K=(\tau_i \cdot \varepsilon/k)(1-\varepsilon' p_{ki}/p_o)\{1-e^{-\mu\theta}(coo\,\varphi\theta+\mu/\varphi \cdot sin\,\varphi\theta)\} \tag{13}$$

となる。次に給気比の極値を与える条件として $dK/d\theta=0$ の関係から

$$1/Z_{iM}^2=\mu^2+(m\cdot 180/\theta_i^*)^2=(\mu^2+(180/\theta_i^*)^2 \quad (m=1) \tag{14}$$

が得られる。上式が最大給気比を与える条件すなわち慣性効果の同調条件式であり，この場合の慣性特性数（Z_i）を Z_{iM}，有効な給気孔開口角を θ_i^* とした。

なお $1-Z_i^2\mu^2=0$ の場合は非減衰振動（$Z_i \neq 0$, $\mu=0$）となり，$1-Z^2{}_i\mu^2<0$ の場合には $dK/d\theta$ の条件は $Z_i=\infty$　0_r　$\theta_i=0$ となり現実には存在しない。

いま（14）式の計算線図を図―2 および図―3 に示す。

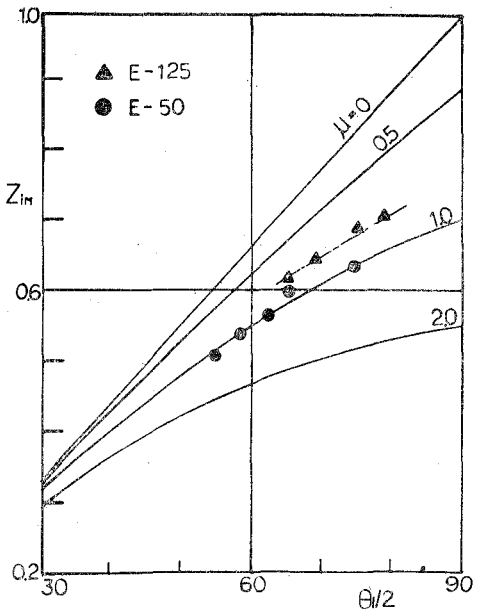


図-2　$Z_{iM} \sim \theta^*{}_i/2$ 線図

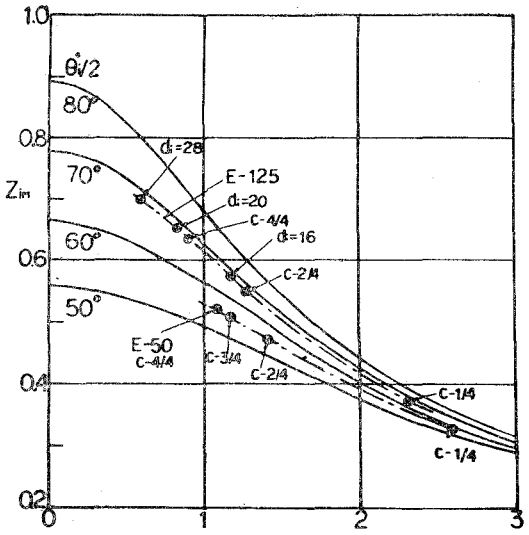


図-3　$Z_{Mi} \sim \mu$ 線図

両図によると有効給気孔開口角（θ_i^*）すなわち給気孔開口角（θ_i）が大きいほど最大給気比（K_M）を与える Z_{iM}，たとえば他の因子が同じ場合には機関回転数（N_M）は高速に移行し，流動抵抗（μ）が大きいと逆に Z_{iM} は小さくなり，その回転数（N_M）は低速に移行する。しかも流動抵抗が大きい場合には θ_i^* または θ_i を広げても Z_{iM}（すなわち N_M）は余り増大しない。従つて高速性能の改善には θ_i の拡大に先行して μ の軽減を計るべきことがわかる。

Ⅲ．実験結果および考察

Ⅰ　慣性効果に影響する諸因子

慣性効果の同調条件式からそれに影響する諸因子として Z_i, θ_i^*, μ が挙げられ，さらに Z_i は ω, L_i，V_{km}，a_i および f_i の五つの因子を含んでいる。また μ に影響するものとしては気化器開度や給気管径等が考えられる。そこでこれら各因子を遂次変えた実験から同調条件式の妥当性を検証しよう。なお個々の因子についての詳細な検討は省略し，その概略を述べる。また実験装置および実験方法等については既に報告[1]したのでこれも省略する。

a）慣性特性数（Z_i）の影響

i）機関回転数（N）および給気管長（L_i）

機関回転数および給気管長を広範に変えた実験結果はすでに報告[1]した。それを慣性特性数 Z_i を用いて整理したのが図—4である。

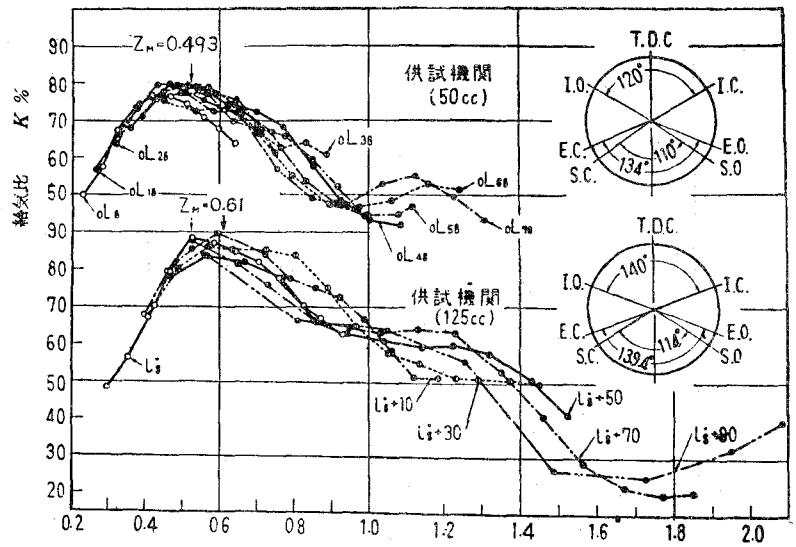


図-4　K～Z_i 線図

図において最大給気比（K_M）は一定の Z_i でよく揃っている。これは供試機関 E—50 の有効給気孔開口角 $\theta_i^*=110°$（$\theta_i-\Delta\theta_i$[4]$=120°-10°$）および流動抵抗の計算値 $\mu \fallingdotseq 1.03$（後述）を用いて（14）式から計算せる値 $Z_{iM}=0.493$ ともかなりよく一致している。

また同図下方に示した機関 E—125 の場合も，実験値 $Z_i \fallingdotseq 0.6$ に対し計算値は $Z_{iM} = 0.61$ ($\theta_i^* = 130°$, $\mu \fallingdotseq 0.9$) となり両者はよく一致する。このように機関回転数，給気管長を広範囲に変えた実験結果が Z_i を用いてよく整理されることから他の因子がすべて同じとすると最大給気比を与える条件として $N\sqrt{L_i} = \text{const.}$ の関係が与えられる。従って高速になるほど給気管長を短かくすべきことがわかる。

ii)　クランク室容積

他端を閉じた直径 50mmφ の管をクランク室に取付けて，その全容積を変えた実験結果を図—5 に示す。この際平均クランク室容積 V_{km} は次式から算出でき，その計算線図を図—6 に示してある。

$$V_{kt}-V_{km}\{=\varepsilon_k/\varepsilon_{k-1}-V_{km}/V_t\} \fallingdotseq (1/2+1/8\,\lambda)-1/\theta_i \cdot \{\sin(\theta_i/2)+1/8\lambda\cdot\sin(\theta_i)\}+ \cdots\cdots (15)$$

ここに $\varepsilon_k = V_{kt}/(V_{kt})$；クランク室圧縮比，$\theta_i$：給気孔開口角，$\lambda$：連接棒長さと行程との比，$V_{kt}$：上死点におけるクランク室容積，$V_h$：行程体積である。

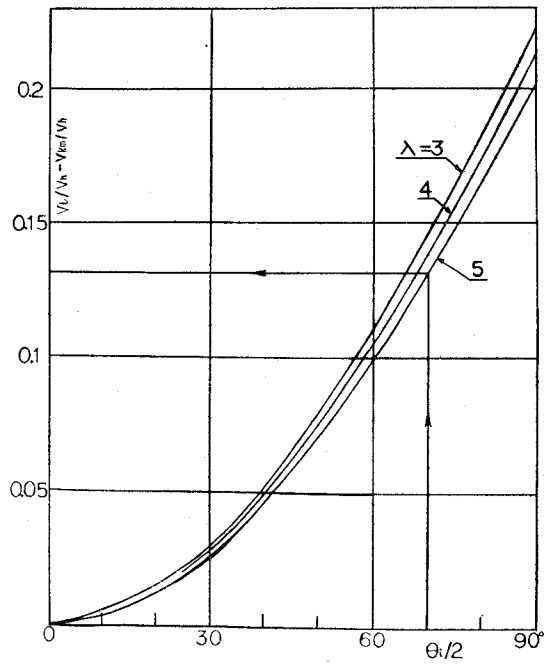


図-6　V_{Km}の計算線図

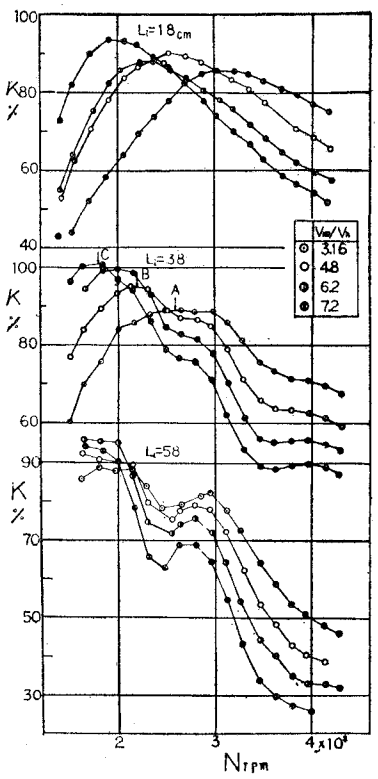


図-5　給気比曲線(V_{km})

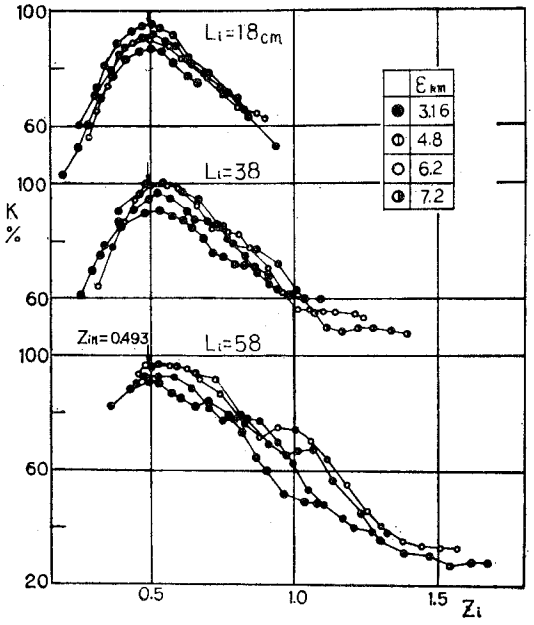


図-7　K～Zi線図（V_{km}変化）

図において給気比曲線はV_{km}/V_nの増加に伴い順次低速に移行しておりクランク室容積が等価管長の一部として関与していることがわかる。またV_{km}/V_nが増加するとクランク室圧縮比が低下するので高速性能は著しく劣化する。従って高速の給気比向上を計るためにはクランク室圧縮比をできるだけ高める必要がある。この場合も最大給気比の生成は慣性特性数Z_iで規定でき計算値（$Z_{iM}=0.493$）ともよく一致する。（図－7参照）

なお圧力伝播速度（音速）の影響については既に報告[5]してある。

b)　給気孔開口角（θ_i）の影響

給気孔側のピストンスカートのみを削落して給気孔開口角（θ_i）を変えた実験結果を図－8に示す。この際，θ_iを変えると厳密にはクランク室容積V_{km}も変るが，$\theta_i=120°$と$180°$のときの差は供試機関では約1.5ccでありV_{km}の約1%に過ぎない。また給気孔まわりをそのままにしたので流動抵抗も変らないと考えてよいだろう。

図の給気比曲線は予期通り$\theta_i/2$に比例して高速に移動しており計算結果と定性的に一致している。これをZ_iで整理したのが図－9であるが，いづれも(14)式の計算値Z_{iM}（図に記入）附近でK曲線の山がよく揃っている。この実験値を先に示した計算線図（図－2）にプロットするとほぼ$\mu=1.0$の計算曲線上に揃う。同図には機関E－125の実値をも併記したが，この場合$\mu \fallingdotseq 0.9$附近の曲線上に揃っている。なお機関E－50では$\mu \fallingdotseq 1.03$，機関E－125では$\mu=0.9$（計算値）である。従って図－2から最大給気比を与えるZ_{iM}とθ_i（またはθ_i^*）と

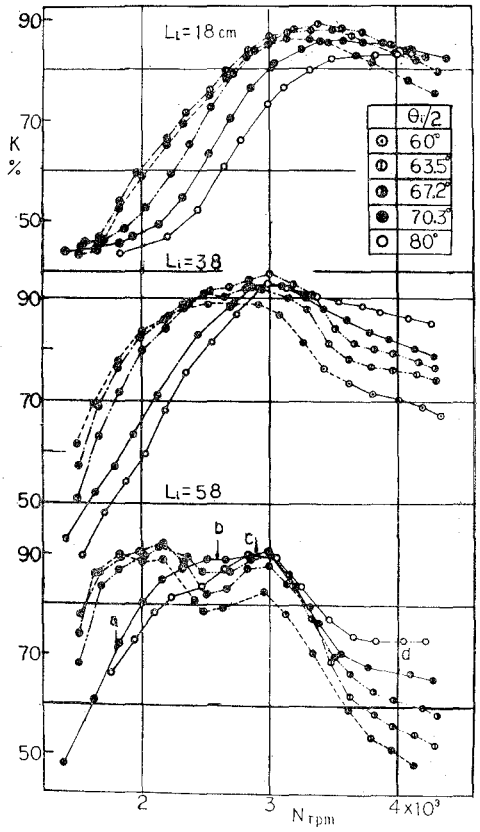


図-8 給気比曲線（θ_i）

の関係を容易に求めることができる。

c) 流動抵抗（μ）の影響[6]

同調条件式に含まれる流動抵抗μは給気管内気柱の質量当りの抵抗係数であり[1]，（7）式で与えられる。なお浅沼[4]は四サイクル機関の吸込効率改善に関する研究において（7）式と同じ内容のμを用い，それについて吟味している。すなわち$(dK/d\theta)$と弁揚程とはほぼ相似であり，$(dK/d\theta)/\beta^2(\theta)\fallingdotseq 2.3$ においても差支えないとし，定常流の実験値 $\lambda_1=0.05$，$x=0.04$，$\lambda_3=0.10\sim0.5$ を用いてμを算出し，その結果 $\mu=0.5\sim1.05$（$\lambda_2=0$，$L_i\geqq0.5$mの場合）を得ている。さらに最大給気比を与える Z_{iM}（実験値）から逆算した値 $\mu=0.6\sim0.9$ ともよく一致することを示している。

いま供試機関の給気管および気化器を用いた定常流実験によると，$\lambda_1\fallingdotseq0.05$，$x=0.045$，$\lambda_3=0.35$（機関E—50），0.27（機関E－125），$\lambda_2=0.55$（$f_i/f_c$-1）（但し f_c：気化器の開口面積）である。これらの値，$(dk/d\theta)/\beta(\theta)^2=2.3$ および機関諸元（V_h，f_i etc）を用いて（7）式からμを求めると表－1の通りである。かかる流動抵抗を変える目的で気化器開度を

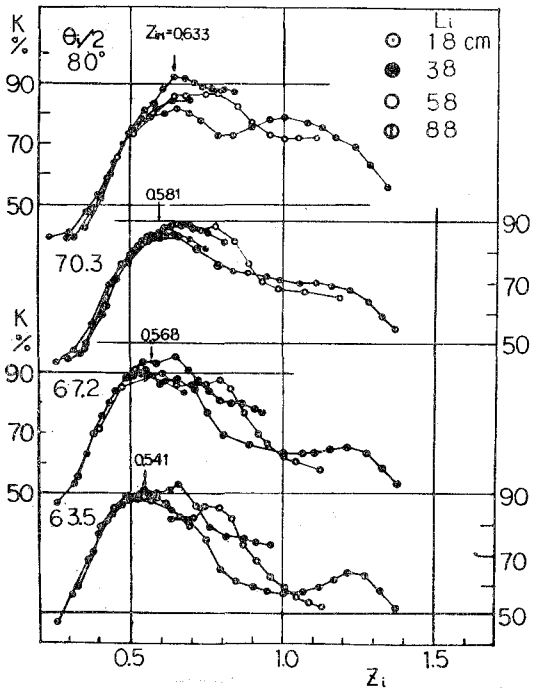


図-9　K～Z_i 線図

変えた実験を行った。その結果を慣性特性数 Z_i で整理したのが図—10であり，給気管径（x L_i/d_i）を変えた結果を図—11に示す。この図における最大給気比を与える機関回転数（実験値）

表-1　流動抵抗の比較

気化器開度	給気管径	Z_{iM}（平均値）実験値	実験値 Z_{iM} と図から求めた μ	(7)式から求めた μ
C—¼		0.512	1.07	1.045
¾		0.497	1.17	1.125
⅔		0.465	1.40	1.36
¼		0.330	2.55	2.32
	16mmφ	0.556	1.15	0.98
	21mmφ	0.635	0.82	0.828
	28mmφ	0.683	0.58	0.63

を用いて，そのときの Z_{iM} を求め，さらにその値を（14）式に代入し逆に流動抵抗 μ を計算する。この値と定常流実験から得られた抵抗係数を用いて（7）式から算出される μ を表—1に

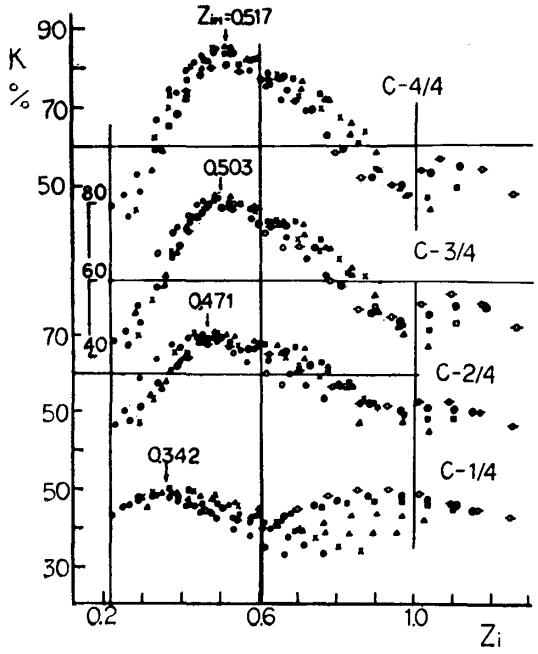


図-10 K～Z_i 線図（C）

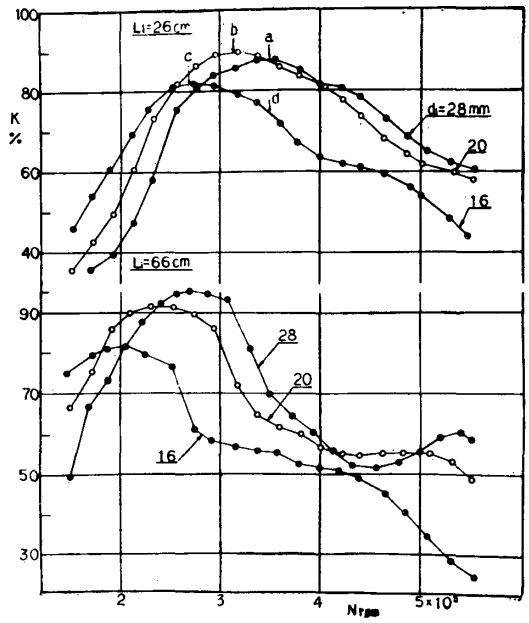


図-11 給気比曲線（d_1）

比較しているが，両者はかなりよく一致しており，慣性効果の同調条件に及ぼす気化器開度や給気管径の影響はすべて流動抵抗 μ について考慮すればよいことがわかる。一般に流動抵抗の軽減を計ることは望ましい。しかし管径を太くするとその抵抗は減るが，気柱の運動エネルギーも減少するため抵抗軽減の効果を相殺することになり，最大給気比の値は，必ずしも増加しない。（図—11参照）しかし慣性効果の利用上給気管を長くすると，それに応じて給気管径を太くすることが望ましいようである。

2　燃料の吹戻し現象

給気比とは直接関係ないがとくに本型式機関では燃料の吹戻し，すなわち給気管開口端から燃料が放出される現象が著しく，燃料経済の点からもその解明が必要である。

そこで給気量測定用の空気タンク（図—12参照）に挿入されている給気管開口端に吹戻し燃料を受止める容器およびビュレット⑦を取付け吹戻し量（q_f）を直接計測するとともに供給燃料流量（Q_f），給気量（Q_a）を測定した。さらに容器の代りに吹戻し力測定用の容量型示圧計を取付け，気化器スロート部，給気孔直前の圧力変動と同時記録した。

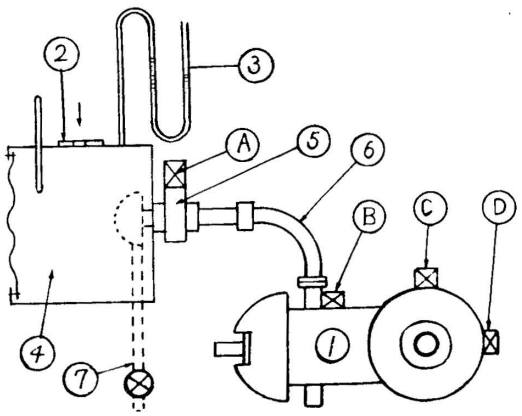


図-12 実 験 装 置

いま実験結果の代表例として駆動運転のもとに，給気管長（L_i＝22cm および 52cm）を一定とし給気孔開口角（θ_i），給気管径（d_i），気化器開度（C）等を変えて測定せる吹戻し量を供給燃料流量（Q_f）との比 q_f/Q_f で示したのが図—13であり，代表的オシログラムを示したのが図—14である。

図—13において q_f/Q_f は極く低速回転では低いが順次増加し，N＝1500～1700rpm 附近で q_f/Q_f 曲線の山を生じ，再び低下を続け，最大給気比を生ずる機関回転 N＝2200rpm（L_i＝58 cm）および N＝3000rpm（L_i＝22cm）附近において q_f/Q_f は最小となる。さらに高速では給気比の低下とは逆に q_f/Q_f は急激に増大している。このように燃料の吹戻し量は機関回転

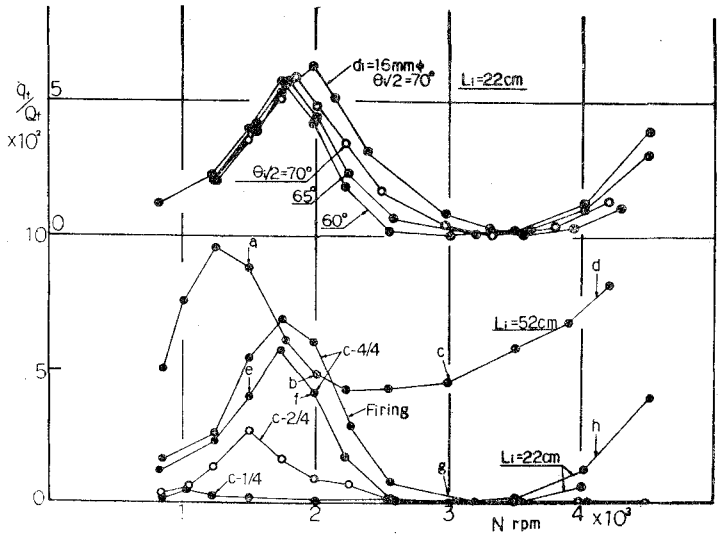


図-13 q_f/θ_f～N 線図

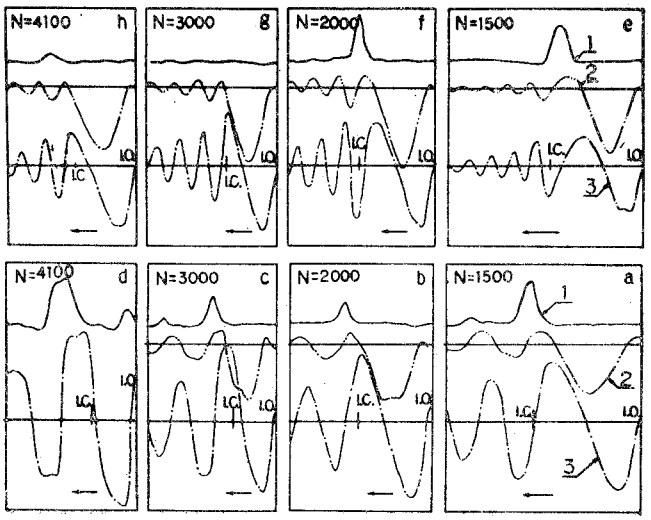


図-14 オシログラム

数によって大巾に変動するが，給気管長，気化器開度，給気孔開口角および給気管径等の影響をも受けている。かかる現象につきオシロから考察すると

i） 給気孔直前の圧力変動（図の3）をみると図aおよびe～fでは給気過程における第1正圧波がクランク室に入ってもまだ給気孔が開いているので再び給気管開口端に向う。そのため逆流速度は漸増し，その慣性で混合気が大気中に放出される。かくて十分に逆流しきったとき，すなわち第2負圧波が最大となったとき給気孔が閉じると吹戻し量は最大となる。これに

対し

ii)　図b～cおよびgでは第1正圧波がほぼ入りきったとき，いわゆる流入速度が0のとき給気孔が閉じている。従って混合気の逆流はほとんど認められず（吹戻し力1がほとんど消滅している）吹戻し量は最小値を示している。

iii)　図dおよびhでは高回転のためI.C.が早過ぎ，流入を続けていた混合気はせき止められ，給気孔直前の圧力波はI.C.後急激に上昇している。この脈動波は開口端に向うので混合気の逆流に基因する吹戻し力（図の1）も増大しており，この場合の q_f/Q_f は高い。

以上の解析により比較的低速における q_f/Q_f 曲線の起伏と高速における曲線の上昇を支配する現象は本質的に異なるものであり，前者は給気過程の第1正圧波とI.C.との同調に左右され，慣性効果の最適条件のとき q_f/Q_f は最小になる。後者はI.C.後の残留脈動波に基因する吹戻しである。かかる推論をより具体的に検討すべく給気管長L＝22，52cmの q_f/Q_f を慣性特性数 Z_i で整理すると図—15となる。

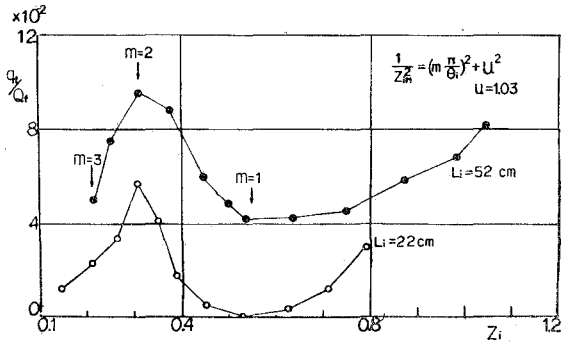


図-15　$q_f/\theta_f \sim Z_i$ 線図

同図には（14）式から$\mu=1.03$，$\theta_i^*=120°$（$\Delta\theta_i=10°$）を用いm＝1，2，3の場合の Z_{iM} を併記してある。先に示した（13）式は減衰振動方程式であり，mはその振動次数（$dK/d\theta=0$ を満足する次数）でmが奇数ときは給入，mが偶数のときは逆流の極値を示すものである。従って実験結果もm＝1，3のとき q_f/Q_f が最小となり，逆流が最大となるm＝2のとき q_f/Q_f 曲線の山を生じている。勿論 m＜1 の範囲における q_f/Q_f 曲線の上昇は前述せる如く脈動波に基因するものである。

以上の解析から吹戻し量の変動や，これに対する諸因子の影響が（14）式から説明できることが明らかとなった。

Ⅲ．結　　言

クランク室圧縮型二サイクル機関の給気管系による慣性効果に注目し，簡単な近似慣性理論

から最大給気比の生成条件式を誘導した。この条件式に含まれる諸因子すなわち給気管長(L_i)，機関回転数(N)，クランク室容積(V_{km})，給気孔開口(θ_i)，角気化器開度(C)，給気管径(d_i)等を逐次変えた実験から各因子の給気比に及ぼす影響を吟味するとともに最大給気比の生成条件(14)式が十分妥当なこと，給気管長(L_i)，機関回転数(N)，クランク室容積(V_{km})，音速(a_i)は慣性特性数にまとめられ，気化器開度(C)，給気管径(d_i)の影響は流動抵抗(μ)として考慮すればよいことが検証された。かくて近似理論による同調条件の計算線図を利用すると最適の Z_{iM}，μ および θ_i^* の間の相関関係を容易に求めることができる。

また本型式機関でとくに顕著な燃料の吹出し現象も慣性効果の同調条件式から規定できる。従って給気比（または機関トルク）のみならず燃料経済をも考慮した機関の設計基準が（14）式から与えられることがわかった。

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　浅沼強教授に深じんなる感謝の意を表す。また実験の際熱心に協力された群馬大学工学部の青柳富夫氏，足利工業高校小沼教官および関係各位に感謝する。

（昭和38年4月30日受理）

文　献

(1) 浅沼，沢　：機械学会論文集　25，156，（昭34—8），834
(2) W.Wilhelm：Forsch.des Landes Nordr.-w.，989（1961）
(3) 浅沼　：機械学会論文集　19，84，（昭—28），32
(4) 浅沼，沢　：機械学会論文集　24，144，（昭33—8），606
機械学会論文集　24，148，（昭33—12），1025
Bulletin of JSME　2，7，（1959），418
(5) 浅沼，沢　：機械学会36期総会講演会前刷　講演番号 524（昭—34—4）
(6) 沢　：機械学会東海支部浜松地方講演会前刷　講演番号 404（昭35—6）