



## 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

メタデータ	言語: jpn 出版者: 室蘭工業大学 公開日: 2014-06-03 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: 澤, 則弘, 福島, 和俊, 早川, 友吉 メールアドレス: 所属:
URL	<a href="http://hdl.handle.net/10258/3242">http://hdl.handle.net/10258/3242</a>

# 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

沢 則弘・福島和俊・早川友吉

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

Norihiro Sawa, Kazutosi Hukusima and Tomokiti Hayakawa

### Abstract

To examine the effect of the intake or exhaust pipe system in the partial load operation of a crankcase-compressed two-stroke cycle engine, we carried out some experiments, changing the throttle valve of carburetor.

As a result, it is ascertained that the influence of carburetor on the matching condition of the inertia effect should be considered roughly as the influence of flow resistance coefficient, but it is not necessary to consider the influence upon the pulsation effect or the blow-down effect.

### 1. 緒 言

クランク室圧縮2サイクルガソリン機関は、その構造および取り扱いの簡単さ、リッター馬力の優秀さなどの特長をもつので、小型車輛用機関として広汎に利用されている。したがって、比出力の向上を目的とする給排気管系の研究<sup>1)</sup>や充てん効率に関する実験<sup>2)</sup>などが活発に続けられている。しかし、従来の研究は主として全開性能を問題としており、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は余り注目されていなかった。しかるに、近来、都市交通の混雑につれて益々部分負荷運転の必要性が増大し、その性能向上が重要視されるようになった。そこで、筆者も部分負荷性能の改善を志ざし、一連の実験を行なった。ここでは、取り敢えず、給気管系および排気管系の給気比に及ぼす影響について報告する。

### 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サイクル機関であり、その主要諸元は表-1の通りである。

実験装置は図-1に示すように空気タンク①、給気管②、供試機関③および排気管④から構成されている。給気管系に関する実験はすべて駆動運転<sup>3)</sup>のもとに行ない、タンクの外壁と供試機関との間に任意長さのガス管を挿入して、給気管長を広範囲に変えた。この際、排気管系は、その影響が加味するのを防ぐため、終始排気管を取り除き排気ガスを直接大気に放出

表-1 供試機関の諸元

供 試 機 関 記 号		E - 50	E - 125	E - 180
シリンダ径×行程 (mm)		40φ×39.8	55×52.5	62×59.6
行 程 体 積 (cc)		50	125	180
クランク室体積 (cc at T.D.C.)		161	452	640
圧 縮 比		7:1	7:1	8:2
ポートタイミング	給 気	60°	70°	64°
	排 気	67°	69.3°	65.2°
	掃 気	55°	57°	50.2°
給 気 管 径 (mm)		13.8	20	30
排 気 管 径 (mm)		20	30	40

した。これに対して、排気管系に関する実験は発火運転の<sup>4)</sup>もとに行ない、とくに排気管系ガスの温度計測に留意し、排気孔直後のみならず排気管端および中間の温度をも測定し、その温度分布から排気管系の平均温度を求めた<sup>5)</sup>。

実験方法は、まず給気管または排気管を任意の長さで設定し、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⑤を調整して、機関回転数を約 1500 r.p.m. から 200~300 r.p.m. おきに最高 4500 r.p.m. まで変える。これら各回転数につきシリンダ温度が定常になるのを待って、給気管内の混合気温度（または排気ガス温度）、機関回転数および給気量を測定する。なお空気流量の測定には空気タンクの壁面に取り付けられた丸型ノズル流量計⑥を用いた。この際、給気比 ( $K$ ) は次式から算出した。

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

ここに  $V_h$ : 行程体積 (cc),  $N$ : 機関回転数 (r.p.m.),  $Q$ : 実測せる給気量 (cc/s) であって

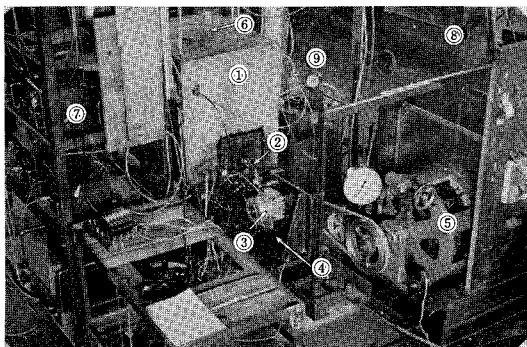


図-1 実験装置

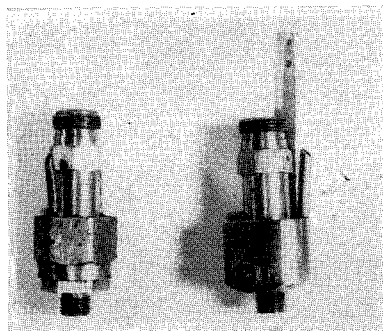


図-2 示圧計

次式から求める。

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

ここに  $c$ : ノズルの流量係数,  $f$ : ノズル開口面積 ( $\text{cm}^2$ ),  $g$ : 重力定数 ( $\text{cm/s}^2$ ),  $\Delta h$ : ノズル前後の圧力差 ( $\text{cm Aq}$ ),  $\gamma$ : ノズル直前の給気の比重 ( $\text{gr/cm}^3$ ),  $\phi$ : 流量修正係数である。

次に, 各部の変動圧力はシリンダ, クランク室および給気孔直前または排気孔直後に取り付けた容量型示圧計と容量変換器⑦により, それぞれ電磁オシロに導びいた。なお, 使用せる示圧計の代表例を図-2に示しているが, 図aは主として給気孔直前, クランク室などに用い, 圧力検定には空気圧縮機⑧および圧力測定装置⑨を用いて, 示圧計のコックを迅速に切換え, 変動圧力の記録直後に圧力検定線を同時記録した。また, シリンダおよび排気管系には図bのような水冷式示圧計を準備した。

### 3. 実験結果および考察

#### 3.1 給気管系の給気比に及ぼす影響

##### 3.1.1 慣性効果について

##### a) 給気比に対する気化器開度の影響

全負荷運転における給気管長の影響に関してはすでに報告した<sup>6)</sup>。ここでは部分負荷運転における影響を調べるため, 気化器開度をそれぞれ  $C-4/4$ ,  $C-3/4$ ,  $C-2/4$ ,  $C-1/4$  に固定し, 給気管長を広範囲に変えて給気量を測定した。その実験結果を図-3および図-4に示す。図によると, 給気比は気化器開度および給気管長によって著しく影響されることがわかる。しかも気化器開度が極端に小さい場合を除いては, 最大の給気比 ( $K_{\max}$ ) を与える機関回転数 ( $N_M$ ) が給気管長の増加に伴って順次低速回転側に移行している。これは全開性能に関する実験結果<sup>7)</sup>と全く同じ傾向である。したがって, 部分負荷運転における最大給気比の生成条件も, 全開性能の場合と同様に慣性効果に基因するものと考えられる。

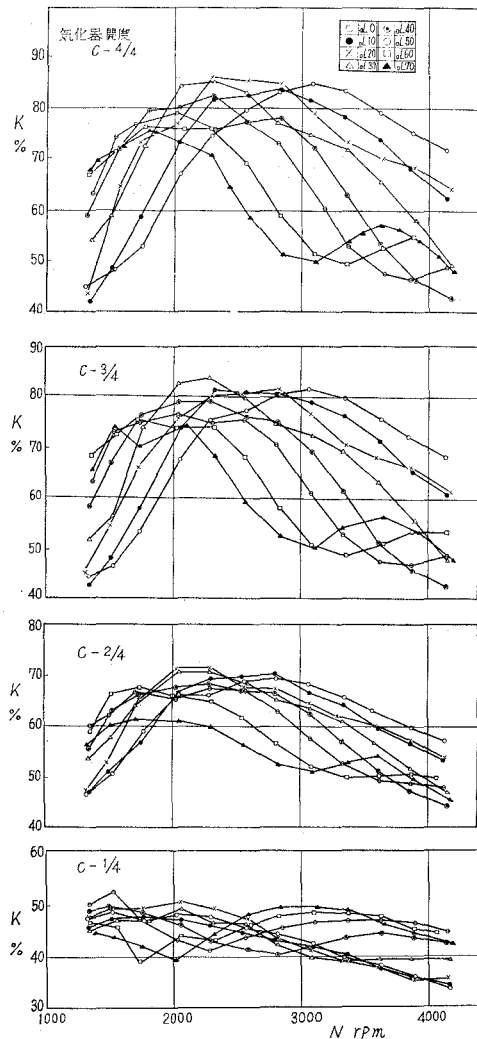


図-3 気化器開度と給気比 (供試機関 E-50)

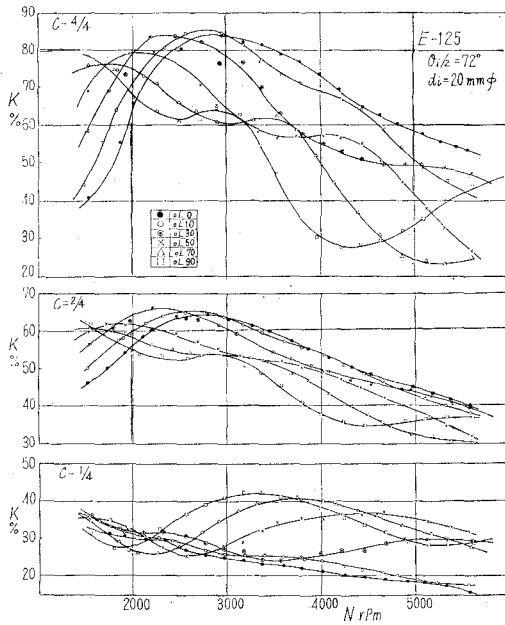


図-4 気化器開度と給気比 (供試機関 E-125)

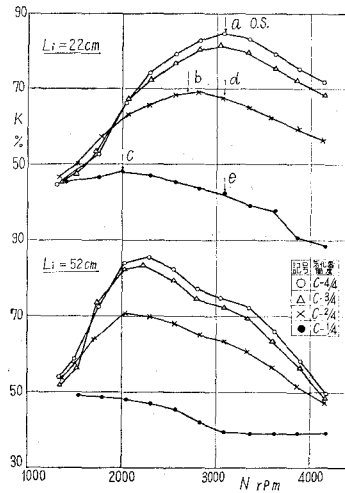


図-5 気化器開度と給気比 (供試機関 E-50)

いま、同一給気管長 ( $L_g=22$  cm) のもとに気化器開度のみを変えた実験結果を纏めると、図-5のように気化器開度が小さくなるにつれて、給気比は順次低下し、その最大値を与える機関回転数も低速側に移行することがわかる。これらの回転数 (図中の a, b, c) における給気孔直前の管圧をみると、図-6のように給気過程における第1正圧波がちょうど入りきったとき (第1正圧波が最大のとき)、給気孔が閉じている。この給気過程における第1正圧波と最大給気比の生成との関係は、気化器を全開とし、機関回転数や<sup>9)</sup> 給気孔開口角<sup>9)</sup> を変えた場合と全く同じである。次に、同一機関回転数 ( $N=3000$  r.p.m.) のもとで、気化器開度 (c) を変えた場合のオシログラム (図 a, d, e) を比較すると、気化器開度 (c) が小さくなるにつれて流動抵抗が増加するので給気過程における負圧が順次増加し、第1正圧波の到来がおくれている。よって給気比は急激に低下し、最大給気比 ( $K_{max}$ ) を与える回転数が低速側に移行する結果を招いている。いま、代表例として、図-4の実験結果を前報<sup>9)</sup> の整理方法にしたがい、慣性特性数 ( $Z_i$ ) でプロットすると図-7となる。図によると、いずれの場合も最大給気比は慣性特性数 ( $Z_i$ ) の一定値でよく揃っており、部分負荷運転時の最大給気比も慣性効果に基因することがよくわかる。

b) 最大給気比の生成条件に対する気化器開度の影響

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-8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

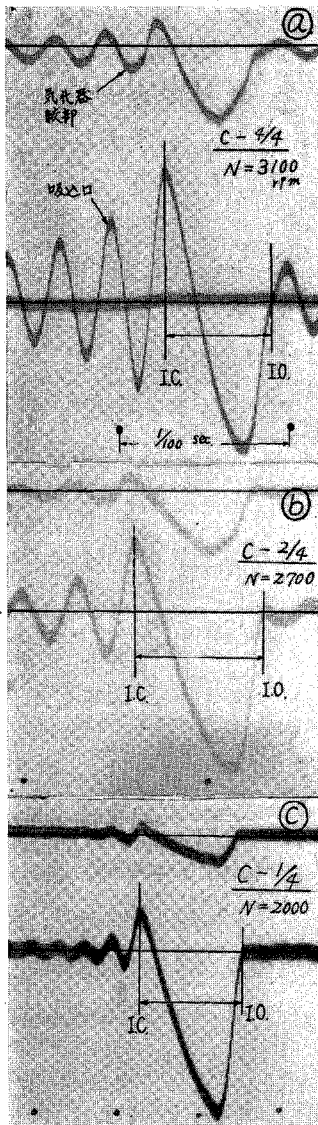


図-6 (A) オシログラム (E-50)

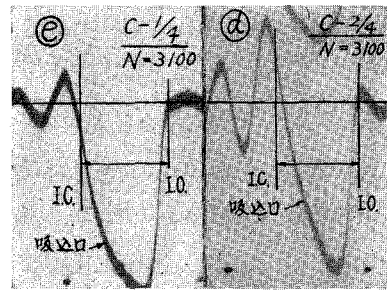


図-6 (B) オシログラム (E-50)

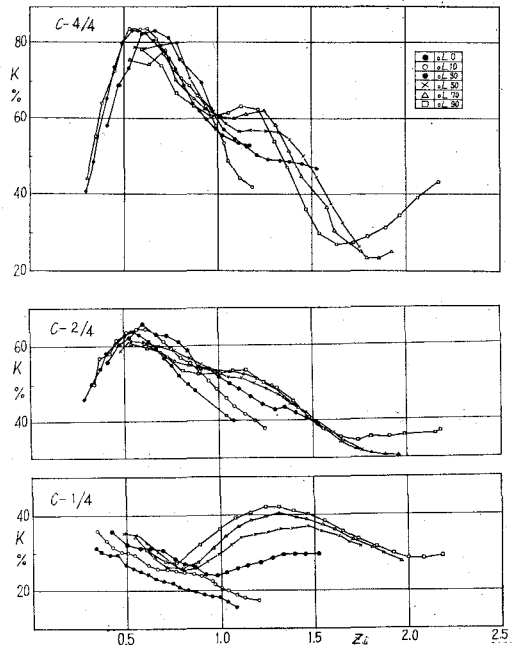


図-7 給気比 ( $K$ ) と慣性特性数 ( $Z_i$ ) (E-125)

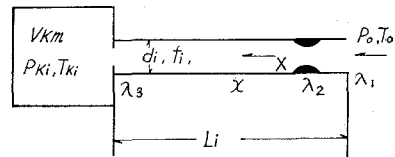


図-8 給気管系の模型

ては一定質量 ( $=\rho_i f_i L_i$ ) の一質点と見做すとき、所要の運動方程式<sup>5)</sup>は

$$\frac{d^2K}{d\theta^2} + 2\mu \frac{dK}{d\theta} + \frac{K}{Z_i^2} = \frac{1}{Z_i^2} (\tau_i \varepsilon / k) \left( 1 - \frac{P_{ki}}{P_0} \varepsilon' \right) \quad (2)$$

ここに、 $\tau_i = T_0/T_i$  (大気温度と給気管内温度との比)、 $\varepsilon = V_{km}/V_h$  (クランク室平均容積と行程体積との比)、 $k$ : 比熱比、 $P_{ki}$ : 給気孔開時のクランク室圧、 $P_0$ : 大気圧、 $\varepsilon' = V_{ki}/V_h$  (I.O. 時のクランク室容積と行程体積との比)、 $\mu$ : 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。

$$Z_i = \frac{\omega}{a_i} \sqrt{V_{km} \cdot L_i / f_i} \quad (3)$$

$$\mu = \frac{V_h}{4f_i L_i} \cdot \frac{(dK/d\theta)}{\beta^2(\theta) \cdot \alpha^2(\theta)} (\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda L_i/d_i + \lambda_3) \quad (4)$$

ここに、 $\omega$ : クランク角速度、 $a_i$ : 給気管系の圧力伝播速度、 $L_i$ : 給気管長、 $f_i$ : 給気管断面積、 $d_i$ : 給気管径、 $\lambda_1$ ,  $\lambda_2$ ,  $\lambda_3$ ,  $\lambda$ : 給気管の入口、気化器、給気孔および管壁摩擦の抵抗係数、 $\beta(\theta)$ : 給気孔が任意開のときと全開のときとの流速比、 $\alpha(\theta)$ : 気化器なしと任意開度の気化器を取り付けた場合との流速比である。いま、流動抵抗係数 ( $\mu$ ) が一定と考えると、(2) 式の一般解は、 $1 - Z_i^2 \mu^2 > 0$  の場合

$$K = (\tau_i \varepsilon / k) (1 - P_{ki}/P_0 \cdot \varepsilon') \left\{ 1 - e^{-\mu\theta} (\cos \lambda\theta + \frac{\mu}{\lambda} \cdot \sin \lambda\theta) \right\} \quad (5)$$

で与えられる。ここに  $\lambda = \sqrt{1/Z_i^2 - \mu^2}$  である。

次に、最大給気比を与える条件、 $dK/d\theta = 0$  から、 $\sin \lambda\theta = 0$ 、したがって

$$1/Z_{iM}^2 = \mu^2 + (180/\theta_i^*)^2 \quad (m = 1 \text{ の場合}) \quad (6)$$

の関係が求まる。ただし、 $Z_{iM}$ : 最大給気比を与えるときの  $Z_i$ 、 $\theta_i^*$ : 有効な給気孔開口角である。なお、上式から慣性効果 (最大給気比の生成) を規定する因子として、慣性特性数 ( $Z_i$ )、有効給気開口角 ( $\theta_i^*$ )、および流動抵抗係数 ( $\mu$ ) の三つが挙げられる。すなわち、図-9 に示すように、 $\theta_i^*$  および  $\mu$  が一定であれば、最大給気比は慣性特性数 ( $Z_i$ ) の一定値でよく揃い、もし流動抵抗係数 ( $\mu$ ) が大きくなると最大給気比を与える  $Z_{iM}$  (他の因子が同じ場合には機関回転数) は小さくなるはずである。

### c) 流動抵抗について

最大給気比の生成条件式 (6) に含まれる流動抵抗係数 ( $\mu$ ) は給気管内気柱の質量当りの抵抗係数であり、(4) 式で与えられるように各部の抵抗係数からなりたっている。かかる流動抵抗係数 ( $\mu$ ) に関しては、浅沼が「四サイクル機関の吸込効率改善に関する研究」<sup>7)</sup> において若干の解析を行なっている。ここでは、2 サイクル機関の給気管系における流動抵抗係数 ( $\mu$ ) を求める目的で、とりあえず供試機関および附属の給気管や気化器を用いて定常流実験を行なっ

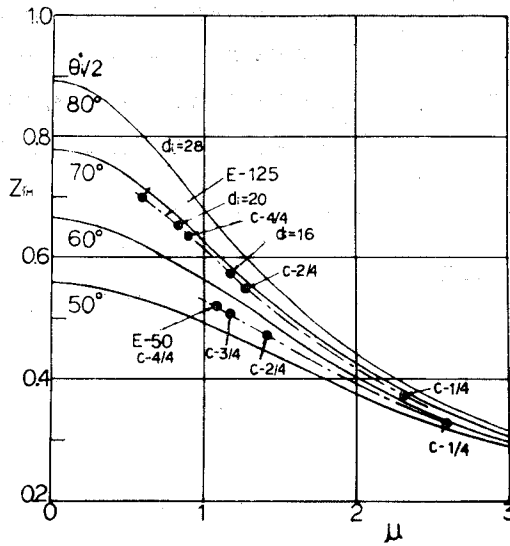


図-9 最大給気比の生成条件

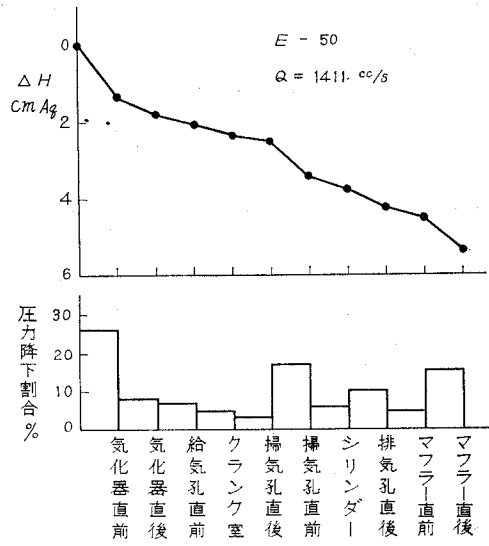


図-10 供試機関各部の圧力降下 ( $\Delta H$  cm Aq) 機関 E-50, 流量  $Q=1411$  cc/s

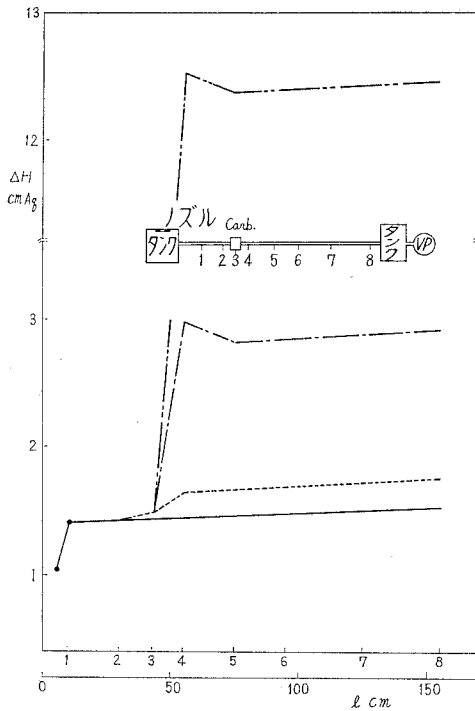


図-11 給気管系における圧力降下 (E-125,  $Q=6650$  cc/s  $d_i=27$  mm)

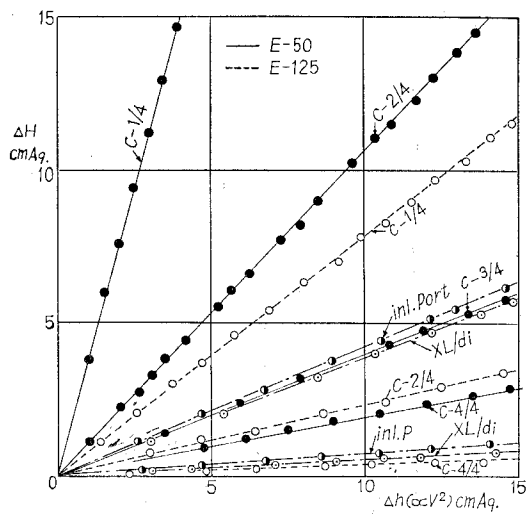


図-12 給気管系における圧力降下 ( $\Delta H$  cm Aq)



た。その実験結果の代表例として 供試機関各部の圧力降下 ( $\Delta h$  cm Aq) を図-10 に、気化器開度 (c) を変えた場合の 給気管系における圧力降下を図-11, に給気管系各部の圧力降下と 流量 (丸型ノズル流量計の読み  $\Delta h \propto v^2$ ) との関係を図-12 に示す。これらから各部の抵抗係数を算出すると、ほぼ  $\lambda_1=0.05$ ,  $\alpha=0.045$ ,  $\lambda_3=0.3$  (E-50), 0.27 (E-125) となり、気化器開口面積

表-2 流動抵抗係数 ( $\mu$ ) の比較

供試機関	気化器開度	$\mu$ (4)式による計 算値	$Z_{EM}$ 実験値	$\mu$ $Z_{EM}$ を用いて (6)式から算出	備 考
E- 50	パイプ	0.91	—	—	$\theta_i^* = 110^\circ$
	C-4/4	1.045	0.512	1.07	
	C-3/4	1.125	0.497	1.17	
	C-2/4	1.36	0.465	1.40	
	C-1/4	2.32	0.330	2.55	
E-125	$d_i=16$	0.98	0.556	1.15	$\theta_i^* = 134^\circ$ 気化器なし
	20	0.828	0.635	0.82	
	28	0.63	0.683	0.58	
	C-4/4	0.90	0.60	0.93	$\theta_i^* = 130^\circ$

$(dk/d\theta)/\beta^2(\theta) \cdot \alpha^2(\theta) \div 2.3$  と仮定

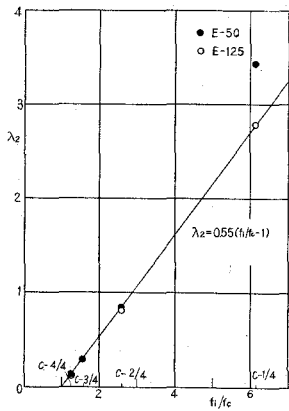


図-13 気化器の抵抗関数 ( $\lambda_2$ )

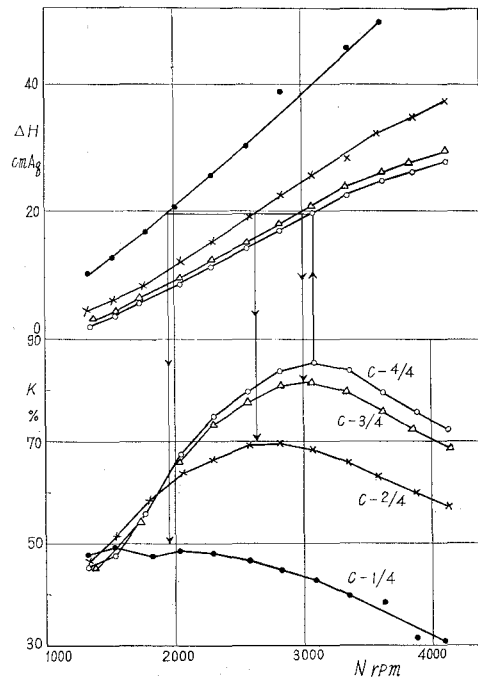


図-14 給気比と圧力降下 (E-50)

( $f_c$ )と抵抗係数( $\lambda_2$ )の間には図-13に示すように $\lambda_2 \approx 0.55 (f_i/f_c - 1)$ の関係がある。これらの値を流動抵抗の算出式(4)に代入して $\mu$ の値を求めると表-2の通りである。また、さきに示した実験結果から最大給気比を与えるときの慣性特性数 $Z_{iM}$ を求め、それを(6)式の計算線図上( $\theta_i^*/2 = 55^\circ$ の曲線上)にプロットし、図から各気化器開度に対する流動抵抗係数( $\mu$ )を逆算する。その結果を表-2に併記しているが、計算値とかなりよく一致している。したがって(4)式が妥当であり、最大給気比の生成に対する気化器開度の影響は(4)式で与えられる流動抵抗係数( $\mu$ )について考慮すればよいことがわかる。

d) 圧力降下と給気比

給気管系の流動抵抗(圧力降下)が最大給気比の生成に対して支配的影響をもつことはすでに述べた。さらに、給気管長( $L_i$ )が比較的短い場合には図-14に示すように給気孔直前の負圧(マンオメータによる)と最大給気比を与える機等回転数( $N_M$ )の間には図-14のように密接な関係がある。すなわち、気化器開度が全開(C-4/4)の場合、最大給気比を与える機関回転数( $N = 3080 \text{ r.p.m.}$ )における給気孔直前の負圧は約200 mm Aqである。いま、気化器開度がC-3/4、C-2/4およびC-1/4の場合において、給気孔直前

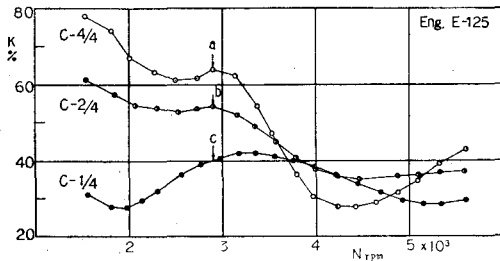


図-15 脈動効果と気化器開度 (E-125)

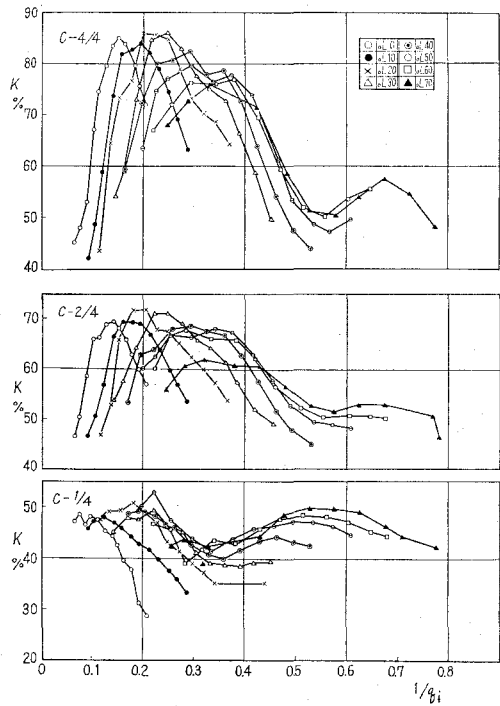


図-16 脈動次数と給気比 (E-50)

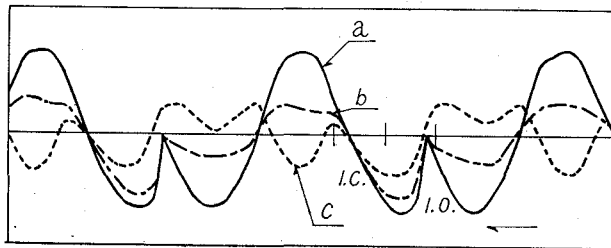


図-17 オシログラム (E-125 気化器あり)

の負圧が 200 mm Aq となる機関回転数を逆に求めると、それぞれ  $N=2980$  r.p.m., 2640 r.p.m. および 1980 r.p.m. となる。これらの回転数はそれぞれの気化器開度において最大給気比を与える機関回転数とよく一致している。したがって、全開性能と給気孔直前の負圧とから部分負荷性能が推定できることを示すものであり、実用上注目すべき事実であろう。なお、給気管が長くなると慣性効果が顕著となるので、かかる関係は認められなくなる。

### 3.1.2 脈動効果について

気化器開度を変えた実験結果(図-15)によると、脈動効果による給気比曲線の山( $N=3000$  r.p.m. 附近)を生ずる機関回転数は気化器開度 C-4/4 と C-2/4 の場合ではほぼ等しく、脈動効果の同調条件に対しては気化器開度の影響を考慮する必要がないことがわかる。

このことは、さきに示した実験結果(図-3)を脈動次数( $q_i$ )で整理した図-16からも確認される。ただし、アイドル運転時のように気化器開度が極端に小さい場合(たとえば C-1/4)の給気比曲線は全く様相を異にしている。これは、図-17に示すように給気管端に向った負圧波が気化器スロート部で符号を変えずにそのまま反射し(図のc)、スロート部があたかも閉端のように作用するためである。したがって、かかる場合には気化器の取り付け位置を変えても給気比曲線は大幅に変わる。(図-18の C-1/4 参照)この実験結果と気化器開度を C-1/4 に固定して給気管長のみを変えた実験結果(図-4の C-1/4)とを比較してみると、たとえば、給気比曲線  ${}_{20}L_{50}$  と  ${}_{0}L_{50}$  または給気比曲線  ${}_{70}L_0$  と  ${}_{0}L_0$  とは全く同じ曲線となっており、気化器前の管長が全く関与していないことがよくわかる。したがって、かかる場合の圧力波形も図-19(c)に見られるように全く同じである。

しかし、かかる圧力波が符号を変えずに反射するか否かは機関回転数によっても左右され低速回転(図 a, b)では符号を変えていることがわかる。

次に、縦軸を機関回転数( $N$ r.p.m.)、横軸を給気管長( $L_i$ )にとった図-20、および図-21の等給気比曲線によると、給気系管路に挿入せる絞り弁(穴あき板)による脈動効果の減衰は顕著であり、孔径比が 24/31 ともなると脈動効果はほとんど認められない。このことから、気化器をもつ小型機関では圧力波の減衰も大きく、とくに部分負荷運転の場合には脈動効果による性能向上を期待することは望めないものと思われる。

### 3.2 排気管系の給気比に及ぼす影響

気化器開度を C-1/4, C-2/4 および C-4/4 に固定し、排気管長( $L_e$ )を広範囲に変えた実験結果を図-22に示す。図において、いずれの場合も排気管長が増加すると最大給気比を与える機関回転数は順次低速側に移行している。しかし、クランク室圧縮2サイクル機関の給気比曲線は給気管長や給気孔開口角など、いわゆる給気管系の条件によっても変わるので、かかる曲線から排気管系のみ影響を明確にすることはかなり困難と考えられる。

そこで、気化器開度を変えた実験結果(図-23)から排気管を取り付けた場合の給気比( $K$ )

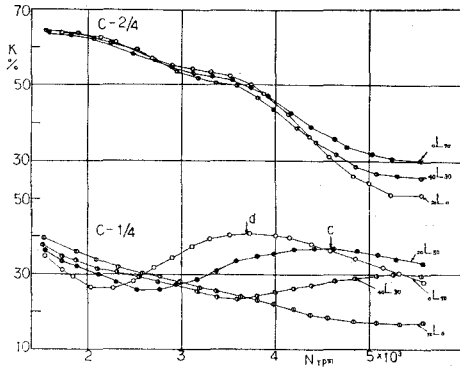


図-18 気化器位置と給気比 (E-125)  
 $\alpha L_{\beta}$  にて,  $\alpha$  は気化器前,  $\beta$  は気化器後の管長 (cm) を表わす

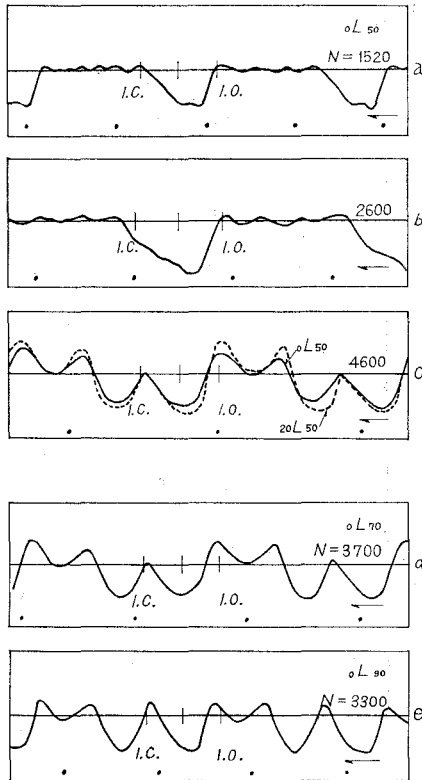


図-19 オシログラム (E-125, C-1/4)

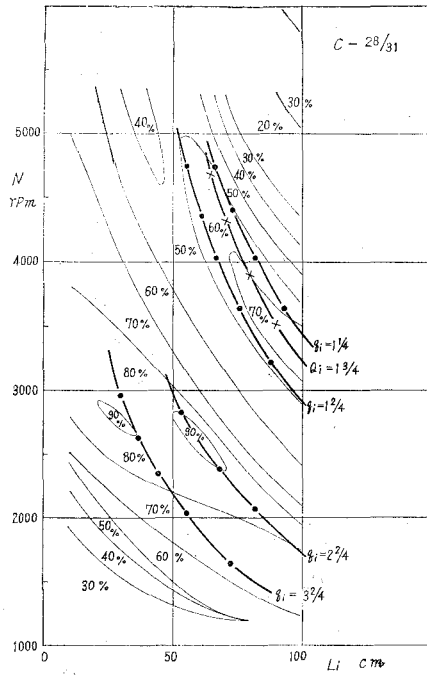


図-20 脈動効果の減衰 (E-180)

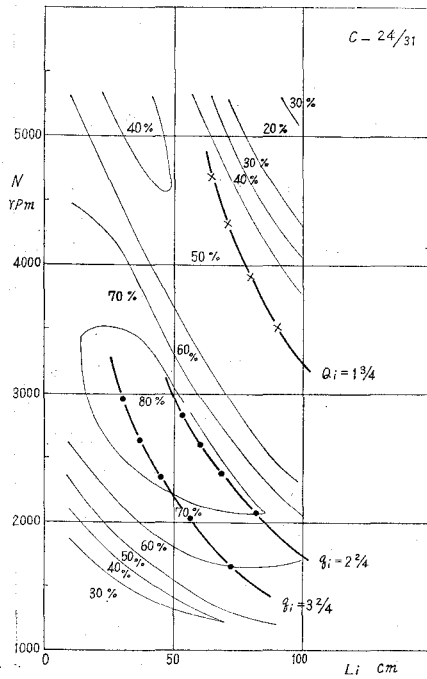


図-21 脈動効果の減衰 (E-180)

と排気管なしの場合の給気比 ( $K_0$ ) との差 ( $K-K_0$ ) または比 ( $K/K_0$ ) を求めてみると 図-24 および 図-25 のようにいずれの曲線も相似となり、その最大値 ( $K-K_0)_M$  または ( $K/K_0)_M$  を与える機関回転数もよく揃っている。したがって、図-22 の実験結果を全開運転の場合と同様に給気比 ( $K/K_0$ ) と排気吹出し特性数 ( $Z_e$ ) とで整理すると 図-26 のように、いずれも排気吹出し効果の同調条件式

$$Z_{eM} \equiv \left( \frac{\omega}{\alpha_e} L_e^* \right)_M = \theta_{es}^*/360 \quad (7)$$

から求められる計算値  $Z_e = 0.415$  附近で最大の給気比 ( $K/K_0)_M$  がよく揃っている。よって、部分負荷運転においても (7) 式から排気吹出し効果の最適条件、すなわち、掃排気管系の最適寸

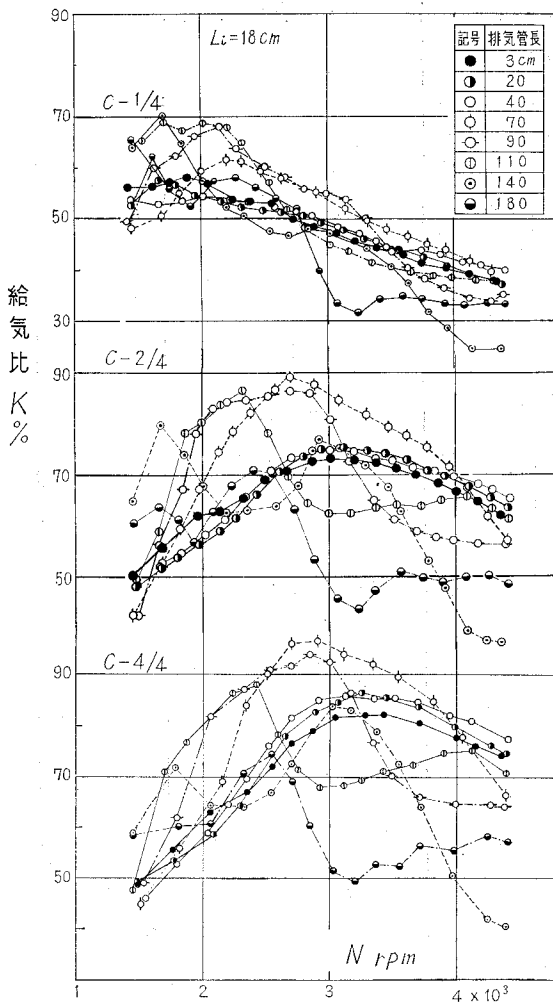


図-22 排気管長と給気比 (E-50)

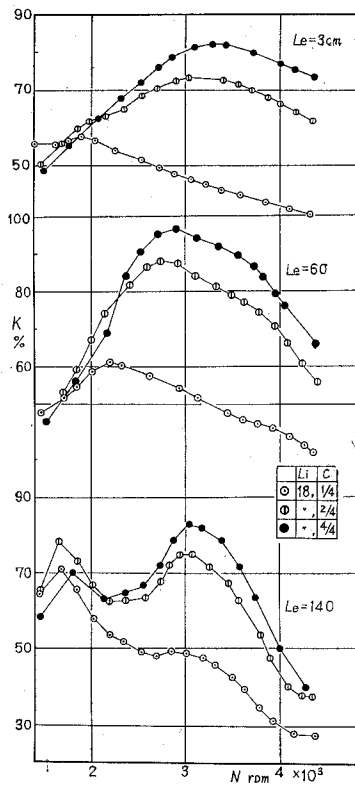


図-23 気化器開度と給気比 (E-50)

度の設定が可能であるばかりでなく、各因子相互の関連をも知ることができる。

次に、排気脈動効果に注目し、有効掃気孔閉 (S.C.\*) 時期における残留脈動波の重畳状態を表わす脈動次数 ( $Q_e$ )

$$Q_e = (1 + \theta_{es}^*/360) \cdot q_e \quad (8)$$

を用いて実験結果を整理すると図-27の通りである。図において、給気比曲線の起伏はいずれ

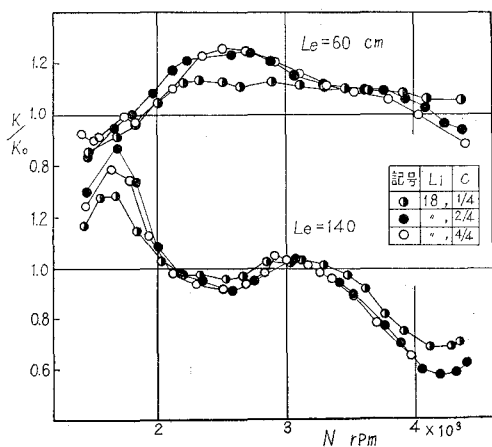


図-24 気化器開度と給気比 ( $K/K_0$ )

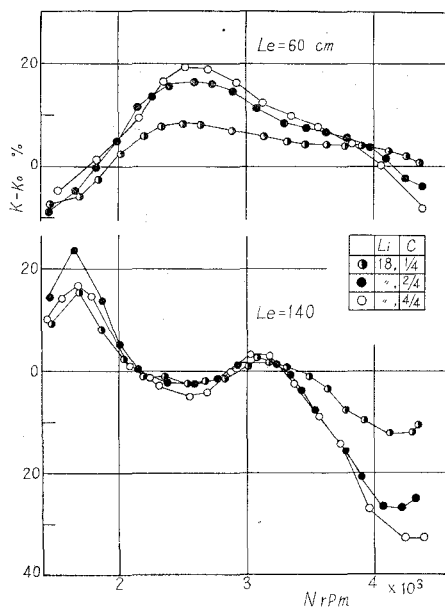


図-25 気化器開度と給気比 ( $K-K_0$ )

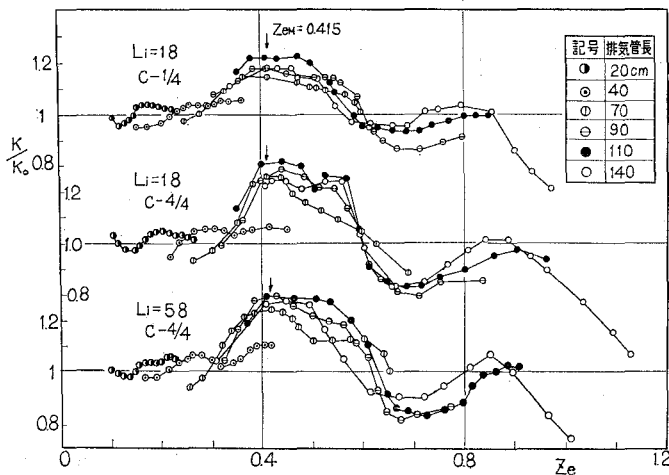


図-26 排気吹出し特性数 ( $Z_e$ ) と給気比 ( $K/K_0$ ) (供試機関 E-50)

もよく揃い、脈動次数 ( $Q_e$ ) が 1, 2, 3 …… と整数のとき 脈動効果による 給気比の 増加が認められる。

以上の結果から排気吹出し結果および排気脈動効果の同調条件に関しては、気化器開度の影響を考慮する必要がなく全負荷運転の場合と同じに取り扱えばよいことがわかる。

次に排気管効果の減衰に注目し、図-22 の実験結果から それぞれの気化器開度の最大給気比  $(K-K_0)_M$  と、そのときの排気管なしの給気比 ( $K_0$ ) との関係を求めると図-28 のようにほぼ直線関係にあり、気化器開度の減少に伴って排気吹出し効果も順次低下することがわかる。この関係は排気脈動効果による給気比増加においても全く同じである。(同図にて  $L_e=140$  cm,

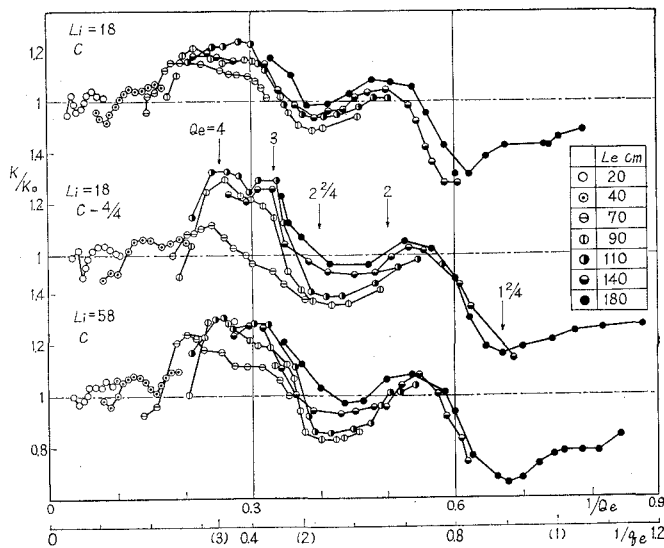


図-27 脈動次数 ( $Q_e$ ) と 給気比 ( $K/K_0$ )

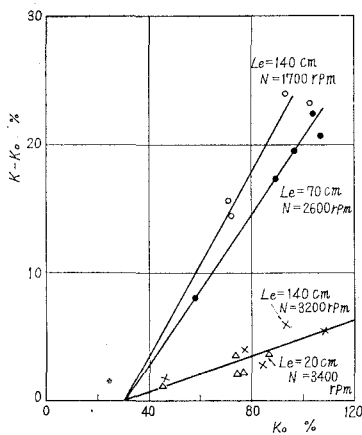


図-28 排気管効果の減衰 (E-50)

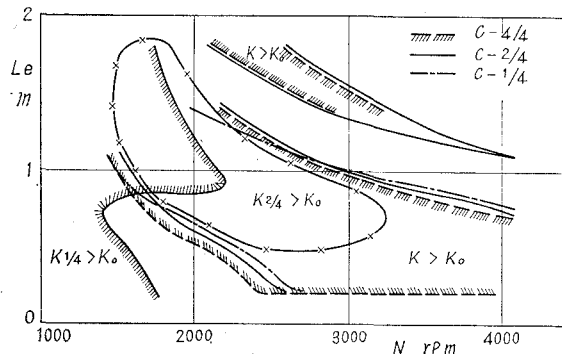


図-29 排気管効果の利用範囲 (E-50)

$N=3200$  r.p.m., ×印)

さらに、排気管効果の利用できる範囲を明確にするため、任意管長の排気管を取り付けた場合の給気比 ( $K$ ) が排気管なしの場合の給気比 ( $K_0$ ) よりも高い値となる機関回転数範囲を、各排気管長、各気化器開度について求めると図-29となる。図によると排気管効果の利用できる範囲は気化器開度を変えても、ほとんど同じである。なお、任意管長、気化器開度 C-2/4 および C-1/4 の給気比と排気管なし、気化器全開 C-4/4 の場合の給気比 ( $K_0$ ) との比較をも同図に併記しているが、気化器が開度 C-1/4 となってもなお低速回転領域においては排気管効果を利用できることがわかる。

#### 4. 結 言

部分負荷運転における給気管系および排気管系の給気比に及ぼす影響について実験的解析を行なったが、これを要約すると次の通りである。

1) 部分負荷運転においても、最大給気比の生成は全負荷運転の場合と同様に慣性効果に基因する。したがって、その同調条件は近似的に

$$1/Z_{eM}^2 = \mu^2 + (180/\theta_e^*)^2 \quad (6)$$

で与えられる。なお、最大給気比の生成に対する気化器開度の影響は、上式に含まれる流動抵抗係数 ( $\mu$ ) について考慮すればよい。

2) 給気管が比較的短い場合には、給気孔直前の負圧 (マノタータによる) と最大給気比を与える機関回転数との間には密接な関係がある。したがって全負荷運転の性能 (最大給気比を与える回転数) と給気孔直分の負圧とから部分負荷性能 (回転数) を推定することが可能である。

3) 部分負荷運転においても、給気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、この現象を規定する特性数としては脈動次数 ( $q_e$ ) が有用である。しかし、アイドルリング運転のように気化器開度が極めて小さい場合には気化器のスロート部があたかも閉端のように作用する。したがって、気化器の取り付け位置によって給気比曲線が大幅に変わる。

4) 全負荷運転の実験結果から導びいた排気吹出し効果の同調条件式 および排気脈動効果を規定する脈動次数 ( $Q_e$ ) が部分負荷運転に対しても、そのまま適用できる。

$$Z_{eM} = \theta_{es}^*/360 \quad (7)$$

$$Q_e = (1 + \theta_{es}^*/360) q_e \quad (8)$$

5) 排気管効果の利用しうる範囲は気化器開度に関係なくほぼ一定である。しかし、その効果割合は気化器開口面積に比例して順次低下する。

終りにのぞみ、御指導御鞭撻を賜わった東京大学 浅沼強教授、日頃御指導戴だいている



北海道大学 黒岩保教授，深沢正一教授，斎藤武教授，有江幹男教授，本学機械工学科教職員各位に深甚なる感謝の意を表す。

(昭和40年4月30日受理)

#### 文 献

- 1) 浅沼・沢: Bulletin of JSME, vol. 3, No. 9 (1960) 137.
- 2) C. F. Taylor: SAE Trans. vol. 62 (1954), 487.
- 3) 浅沼・沢: 機械学会論文集 25, 156 (昭-34), 834.
- 4) 浅沼・沢: 機械学会 60 周年記念 (東京) 講演会前刷.
- 5) 沢: 室工大研報, 4, 3, (昭39-6), 107.
- 6) 沢: 室工大研報, 4, 2 (昭38-6), 85.
- 7) 浅沼: 機械学会論文集, 19, 84 (昭-28), 32.