させて測定した。排気口の直径は 2 cm であるから、可聴周波数のほとんど全域に対して指向性の影響はないと考えられる。なおマイクロホンの場所は流れの方向に対して 60° の角度でガス流の圧力の影響はなかった。

(5) 消音器設計の本質からみれば排気管は消音器の一部分として取扱い、できる限り排気管効果を生かして消音効果も増す設計をすることが理想であるが、

測定技術の立場からみれば排気管を除いて排気音を測定する場合にはシリンダ部からの放射音、その他の騒音の混入を分離することがきわめて困難である。本論文中でいう対象音とは、消音器の装着を必要とする状態における騒音をさし、実際の場合には機関の種類、形状その他の実態に応じて排気管を含む場合もそうでない場合もありうる。

621.436.013.9

排 気 慣 性 機 関*

(第1報. 自己シリンダ反射波利用排気慣性機関)

斎 藤 宗 三**

Exhaust Impulse Engine

(1st Report, Self Cylinder Impulse Method)

by Sozo SAITO

Many four-stroke diesel engines, whose output has been increased by about 15 % over the conventional naturally aspirated engines basing on the so called "Exhaust Impulse Principle", have been manufactured. At present 150 000 B.HP of these engines have been used without any particular trouble owing to application of this principle.

There are two different methods to utilize exhaust pulse; i.e. "Self cylinder impulse method" and "Other cylinder impulse method". The engine, to which the former is applied, has been equipped with exhaust pipes, and negative pressure occurs in the exhaust pipes during 120 deg. of crank revolution angle near top dead centre, the latter utilizes the exhaust impulse caused by the adjacent fired cylinder. Theoretical brief method is developed for calculating the pressure change in the exhaust pipe.

Design method and data, for the former type of engines and special expansion tanks to control exhaust pipe length, are given.

Concerning the latter method, 2nd report is expected to be prepared.

序 言

四サイクル機関において、排気管内の圧力脈動の利用により機関性能を向上せしめた商用機関の製作が完成し、数年来十分な使用実績を得たので、本機関に対する排気管内圧力脈動の近似計算法ならびに設計法および使用実績の一部に関し第1報として発表する。二サイクル機関の排気管内圧力脈動に関しては、古くより Schweitzer⁽³⁾, List⁽⁸⁾⁽¹⁸⁾らにより多くの研究があり、特に数年来特性曲線法による管内脈動流の理論的解明が Jenny⁽⁴⁾, 内田⁽⁵⁾ら⁽¹⁰⁾により行なわれているが、特性曲線法により実用機関の厳密解を得るには膨大な計算

が必要であって、実際上不可能な場合が多い。小泉⁽¹¹⁾は過給機付二サイクル機関で過給機をノズルに置き換えモデル実験と良く一致する近似計算法を発表しているが、排気管に分岐合流および断面積変化のある場合および排気管長の長い場合には、そのまま適用できない。

電子計算機による村尾⁽¹³⁾の方法では排気管を一つの容器に置き換えていて管長の長い場合には誤差が大きい。音響インピーダンスにより管内脈動自然週期を求める前川⁽¹²⁾らの方法では管内ガス流の影響を無視してあるため管長の短い場合の誤差が大きい。長尾⁽¹⁴⁾, 島田⁽¹⁴⁾は段付排気管による負圧の発生に関する発表を行なっているが、著者は段部の計算方法をさらに簡単化した。四サイクル機関では Büchi⁽⁹⁾らの過

* 昭和 37 年 4 月 3 日、第 39 期通常総会講演会において論文講演として講演、原稿受付 昭和 36 年 11 月 30 日。

** 正員、新潟鉄工所(東京都大田区本蒲田 5 の 3)。

給機付機関に関するもの以外では脈動の研究が少なく、Mucklow⁽⁷⁾による単シリンダモータリング試験および R. Feiss⁽⁶⁾による 6 シリンダ機関で排気管内圧力脈動により出力増加を得た実例が発表されているが、わが国においては著者らの会社の製作販売した機関が商用機関としては最初である。著者は特性曲線法を簡単化した近似脈動計算法により各シリンダ数の機関の出力増加方式の設計法を導き、本方式の新しい方式(第 2 報)ならびにすえ付法に関する特許⁽¹⁾を得ている。

1. 排気慣性機関の定義および分類

1.1 排気慣性方式の原理 排気管内には排気吐出しによる高圧の圧力波と、管の途中ないし管端よりの反射波の合成により圧力脈動が発生する。排気行程の終りにピストンが上死点近くにある期間に吸排気弁とともに開いておき、その間に排気弁近傍の排気管内に負圧を発生させれば、掃気効率の上昇と、吹抜空気による燃焼室周辺の冷却により出力増加が可能である。

1.2 排気慣性機関の分類 排気吐出しによる高圧に続いて発生する負圧により、そのシリンダの掃気を行なう方式を「自己シリンダ反射波利用排気慣性方式」と称する。本方式はいかなるシリンダ数の機関にも適用可能であり、排気管を必要に応じ、多群に分ける。排気吐出しの高圧に続く負圧により、そのシリンダの前に爆発したシリンダの掃気を行なう方式を「他シリンダ反射波利用排気慣性方式⁽¹⁾」と称し、5, 6 および 7 シリンダ機関に適用でき、共通の排気管を使用する。

2. 排気慣性機関の排気管内圧力脈動の近似計算法

2.1 排気管内圧力脈動の近似計算の際の仮定 (a) シリンダ内のガスの状態は同一時刻には各部とも均一であり、掃気過程においては残留ガスと流入空気とは完全混合する。(b) 全排気管系を排気管断面積の変化する位置および排気管の合流する位置を境として分割し、全排気管系を断面積一様な排気管の連続と考える。(c) 各分割された排気管の接続部の境界面においては定常流の条件が成立する。(d) 各分割された排気管内では境界面における圧力が上流下流いずれの方向にも管内ガスの平均音速により伝波し、ガスの速度の影響を無視する。

以上の仮定に基き各分割された排気管の各境界面の境界条件を短時間ごとに逐次求めて行けば、全排気管径の各位置における圧力脈動の大様を知ることができる(実用機関の排気管内平均マッハ数はだいたい 0.07

以下である)。

2.2 シリンダから排気管へのガス流出による圧力脈動

2.2.1 ガス流出量と圧力脈動 排気行程のシリンダ内のガス状態変化は等エントロピー変化、排気弁よりシリンダカバー出口部までの変化を pv^n は一定の変化と仮定する。

f_p : 排気管断面積 m^2 , Q_p : 流出ガス量 kg/s , p_0 , a_0 : 標準大気圧力 $kg/m^2 abs$, および音速 m/s , p : ガスの圧力 $kg/m^2 abs$, v : 比体積 m^3/kg , u : 流速 m/s を表わし、添字 c, p, z はそれぞれシリンダ内、排気管内および排気弁開時のシリンダ内の状態を示す。なお $\left(\frac{p_p}{p_0}\right)^{K-1/2K} \equiv P$, $\frac{u_p}{a_0} \equiv U$ とおく。

仮定により

$$p_c v_c^K = p_z v_z^K \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$p_c v_c^n = p_p v_p^n \quad \dots\dots\dots (2)$$

連続の式

$$\frac{Q_p}{f_p} = \frac{u_p}{v_p} \quad \dots\dots\dots (3)$$

(1), (2) 式より v_p を求め (3) 式に代入する。

$$\frac{Q_p}{f_p} \frac{v_z}{a_0} \left(\frac{p_c}{p_0}\right)^{1/n} \left(\frac{p_z}{p_c}\right)^{1/K} = U P^{2K/(n(K-1))} \quad \dots\dots\dots (4)$$

管内脈動流の特性曲線法による解法⁽⁴⁾⁽⁵⁾⁽¹⁰⁾ では管内ガスの状態変化は $U-P$ 座標面上に示される。(4) 式は $U-P$ 座標面上において $\frac{Q_p}{f_p} \frac{v_z}{a_0} \left(\frac{p_c}{p_0}\right)^{1/n} \left(\frac{p_z}{p_c}\right)^{1/K}$ をパラメータとして $U-P$ の関係を表わす。本式の K の値はシリンダ内ガス温度および空気過剰率により異なり、 n の値に関しては後述する。

2.2.2 排気管内圧力がシリンダ内圧力の臨界圧力以下である間の排気管内へのガス流出量 短時間ごとに区切ってガスの流出を考え、各期間中はシリンダ内容積は一定と仮定する。排気行程初期にはクランク軸回転に対するシリンダ内容積の変化はわずかである。

V_c : シリンダ内容積 m^3 , p_{z1} , T_{cz1} : 各期間の始まりにおけるシリンダ内ガス圧力 $kg/m^2 abs$, ガス温度 $^{\circ}K$, n_c : 機関回転数 rpm , θ : 上死点を原点としたクランク軸回転角度 deg , μ_c : 排気弁部の見掛け上の流出係数である。

第 1 図

$f_e \equiv \pi(d_e + h_e \sin \alpha \cos \alpha) h_e \cos \alpha$: 幾何学上の排気弁部の最小ガス通過断面積 m^2 , シリンダ内圧力変化と排気弁開度との関係を Schweitzer⁽¹⁾ の式に n_e , θ を代入して

$$\int \mu_e f_e d\theta \frac{\sqrt{T_{ez1}}}{n_e V_e} = \frac{12}{K-1} \left(\frac{K+1}{2} \right)^{1/(K-1)} \sqrt{\frac{K+1}{2gRK}} \left[\left(\frac{p_{z1}}{p_e} \right)^{(K-1)/2K} - 1 \right] \quad (5)$$

G_e : シリンダ内ガス重量 kg , 添字 θ_1 , θ_2 はそれぞれクランク軸位置が θ_1 , θ_2 の際の値を示す.

$Q_{p(\theta_1 \sim \theta_2)}$: $\theta_1 \sim \theta_2$ にクランクが回転する間のガスの平均流出量 kg/s

$$G_e = \frac{V_e}{v_e} = \frac{V_e}{v_z} \left(\frac{p_e}{p_z} \right)^{1/K} \quad (6)$$

$$Q_{p(\theta_1 \sim \theta_2)} = \frac{6n_e}{(\theta_2 - \theta_1)} \frac{V_e}{v_z} p_z^{-1/K} (p_{e\theta_1}^{1/K} - p_{e\theta_2}^{1/K}) \quad (7)$$

$p_{e\theta_1}$ が既知の場合には排気弁のリフトカーブと第 21 図の $\mu_e f_e \cdot h_e / d_e$ の関係より $\int \mu_e f_e d\theta$ を求め (5) 式によって $p_{e\theta_2}$ が求め得る. (7) 式に $p_{e\theta_1}$ および $p_{e\theta_2}$ を代入すれば $\theta_1 \sim \theta_2$ の間の平均ガス流出量を知ることができる ($\mu_e f_e \cdot h_e / d_e$ の関係に関しては本文末の付記を参照のこと).

2.2.3 排気管内圧力がシリンダ内圧力の臨界圧力以上である間の排気管内へのガス流出量 短時間ごとのガスの流出について考え, その間はシリンダ内容積および排気管内圧力は一定と仮定する.

E. Jenny⁽⁴⁾ の仮定と同様, シリンダ内より排気弁最小断面積部までは等エントロピ変化, 弁部とシリンダカバー出口部は等圧力と仮定する.

w_e : 排気弁部のガス速度 m/s とすると, 排気弁よりの流出ガス量はシリンダ内ガス量の減少量に等しい. すなわち

$$\mu_e f_e \frac{w_e}{v_p} dt = V_e \frac{dv_e}{v_e^2} \quad (8)$$

$$w_e = \sqrt{\frac{2gK}{K-1}} c^{1/2K} p_p^{(K-1)/2K} \sqrt{\left(\frac{p_e}{p_p} \right)^{(K-1)/K} - 1} \quad (9)$$

ただし $c = p_e v_e^K = p_z v_z^K$ とおく. (8) 式より

$$\mu_e f_e dt = V_e \frac{v_p}{v_e} \frac{dv_e}{v_e w_e} \quad (10)$$

なお

$$\frac{dv_e}{v_e} = - \left(\frac{dp_e}{Kp_e} \right) = - \frac{1}{K} \frac{d \left(\frac{p_e}{p_p} \right)}{\left(\frac{p_e}{p_p} \right)} \quad (11)$$

(10) 式に (9), (11) 式を代入して $t_1 \sim t_2$ の時間積分する.

$$\int_{t_1}^{t_2} \mu_e f_e dt = -V_e \frac{1}{K} \sqrt{\frac{K-1}{2gK}} c^{-1/2K} p_p^{-(K-1)/2K} \int_{(p_e/p_p)t_1}^{(p_e/p_p)t_2} \left(\frac{p_e}{p_p} \right)^{1/K} \left[\left(\frac{p_e}{p_p} \right)^{(K-1)/K} - 1 \right]^{-1/2} \frac{d \left(\frac{p_e}{p_p} \right)}{\left(\frac{p_e}{p_p} \right)} \quad (12)$$

いま $\frac{p_e}{p_p} = x$, (12) 式右辺の積分項を I とおくと,

$$I = \int_{x_{t_1}}^{x_{t_2}} \frac{x^{1/K}}{\sqrt{x^{(K-1)/K} - 1}} \frac{dx}{x}, \quad \text{いま } x^{(K-1)/K} = y \text{ とおくと, } \frac{K-1}{K} x^{-1/K} dx = dy, \quad \text{すなわち}$$

$$I = \int_{y_{t_1}}^{y_{t_2}} \frac{1}{y \sqrt{y-1}} \left(\frac{K}{K-1} y^{1/(K-1)} dy \right) = \frac{K}{K-1} \int_{y_{t_1}}^{y_{t_2}} \frac{y^{(2-K)/(K-1)}}{\sqrt{y-1}} dy$$

となる. I は K の値が $3/2$, $4/3$, $5/4$ の時積分できる.

$$360 \frac{n_e}{60} dt = d\theta \quad \therefore dt = \frac{1}{6n_e} d\theta, \quad \text{および } I \text{ を (12) 式に代入すると,}$$

a) $K=4/3$ のとき

$$\begin{aligned} \frac{1}{6n_e V_e} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \mu_e f_e d\theta &= \frac{3}{2} \sqrt{\frac{1}{2g}} c^{-3/8} p_p^{-1/8} \left[\frac{2}{5} \left\{ \left(\frac{p_e}{p_p} \right)^{1/4} - 1 \right\}^{5/2} \right. \\ &\quad \left. + \frac{4}{3} \left\{ \left(\frac{p_e}{p_p} \right)^{1/4} - 1 \right\}^{3/2} + \left\{ \left(\frac{p_e}{p_p} \right)^{1/4} - 1 \right\}^{1/2} \right] \frac{(p_e)_{\theta_2}}{(p_e)_{\theta_1}} \quad (13) \end{aligned}$$

b) $K=5/4$ のとき

$$\frac{1}{6n_c V_c} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \mu_e f_e d\theta = 4 \frac{1}{\sqrt{10g}} c^{-2/5} p_p^{-1/10} \left[\left\{ \left(\frac{p_c}{p_p} \right)^{1/5} - 1 \right\}^{1/2} \left[\frac{2}{7} \left\{ \left(\frac{p_c}{p_p} \right)^{1/5} - 1 \right\}^3 + \frac{6}{5} \left\{ \left(\frac{p_c}{p_p} \right)^{1/5} - 1 \right\}^2 + 2 \left\{ \left(\frac{p_c}{p_p} \right)^{1/5} - 1 \right\} + 2 \right] \right]_{(p_c/p_p)_{\theta_1}}^{(p_c/p_p)_{\theta_2}} \dots (14)$$

第 2 図に (13), (14) 式の右辺の値と p_c/p_p との関係を示す。 $Q_{p(\theta_1-\theta_2)}$ を求めるためには、排気弁のリフトカーブと (付-1) の $\mu_e f_e$ の値より $\frac{1}{6n_c V_c} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \mu_e f_e d\theta$ を求め第 2 図において、横軸上の θ_1 における $(p_c/p_p)_{\theta_1}$ の点よりの垂線と p_p 一定のカーブとの交点より $\frac{1}{6n_c V_c} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \mu_e f_e d\theta$ の値だけ小さい縦軸上の値を持つ p_p 一定のカーブ上の点を求めれば、この点の横軸上の値が θ_2 における $(p_c/p_p)_{\theta_2}$ であり、 $p_{c\theta_1}$ と $p_{c\theta_2}$ より θ_1 と θ_2 との間のガス流出量が (7) 式によって計算され前項および本項より Q_p が求まる。

2・2・4 シリンダとシリンダカバー出口フランジ間の排気ガス状態変化 排気弁最小断面積部の状態に v の添字を付し、シリンダカバー出口部は排気管内の状態と同一と考え p の添字を付して表わす。本章では (4) 式の n 値を求める。

(a) シリンダカバー出口圧力がシリンダ内圧力に対して臨界圧力以下である場合 E. Jenny⁽⁴⁾ と同様にシリンダ内より排気弁最小断面積部までは等エントロピ変化、弁部よりシリンダカバー出口部までは断熱変化と仮定する。 $\frac{f_v}{f_p} = \varphi_v$ とおき、 a_c : シリンダ内音速 m/s とすると E. Jenny より

$$\frac{p_p}{p_c} = \varphi_v \left(\frac{2}{K+1} \right)^{(K+1)/(2(K-1))} \frac{a_c}{u_p} \left[1 - \frac{K-1}{2} \left(\frac{u_p}{a_c} \right)^2 \right] \dots (15)$$

$$\text{流出量 } G = f_v \sqrt{gK \left(\frac{2}{K+1} \right)^{(K+1)/(K-1)} \frac{p_c}{\sqrt{RT_c}}} = f_p \frac{u_p}{v_p}$$

$$\therefore u_p = \varphi_v \sqrt{gK \left(\frac{2}{K+1} \right)^{(K+1)/(K-1)} \frac{p_c}{\sqrt{RT_c}}} v_p, \quad a_c = \sqrt{gK p_c v_c}, \quad RT_c = p_c v_c,$$

(15) 式の a_c/u_p に上記 a_c および u_p の値を代入する。

$$p_p v_p = p_c v_c \left[1 - \frac{K-1}{2} \left(\frac{u_p}{a_c} \right)^2 \right]$$

$$\therefore \frac{p_c}{p_p} \left[1 - \frac{K-1}{2} \left(\frac{u_p}{a_c} \right)^2 \right] = \frac{v_p}{v_c}$$

$$\therefore \log \left(\frac{p_c}{p_p} \right) = \log \left(\frac{v_p}{v_c} \right) - \log \left[1 - \frac{K-1}{2} \left(\frac{u_p}{a_c} \right)^2 \right] \dots (16)$$

$$E = \left[\frac{2}{7} \left\{ \left(\frac{p_c}{p_p} \right)^{1/5} - 1 \right\}^3 + \frac{6}{5} \left\{ \left(\frac{p_c}{p_p} \right)^{1/5} - 1 \right\}^2 + 2 \left\{ \left(\frac{p_c}{p_p} \right)^{1/5} - 1 \right\} + 2 \right]$$

第 2 図 流出ガス量算出用カーブ

第 3 図

シリンダ内よりシリンダカバー出口部までの全体の状態変化を Pv^n は一定の変化と考えると, $p_c v_c^n = p_p v_p^n$ となり, 指数 n は,

$$n = \log\left(\frac{p_c}{p_p}\right) / \log(v_p/v_c) \quad \dots\dots\dots (17)$$

p_c/p_p および φ_v が与えられると (15) 式により u_p/a_c が求められる. u_p/a_c を (16) 式に代入して, $\log(v_p/v_c)$ を求め (17) 式に (p_c/p_p) および (v_p/v_c) の値を代入すれば, 見掛け上のポリトロップ指数 n を求め得る.

第4図(A)に φ_v と n との関係を p_c/p_p をパラメータとして示す. 本図より明らかなごとく p_c/p_p の n に及ぼす影響はわずかであり, かつ実用機関では φ_v は0.5以下で, 近似的には $n=1$ すなわち等温度化と考えられる.

(b) 臨界圧力以上である場合 E. Jenny⁽⁴⁾ の仮定と同様シリンダ内より排気弁最少断面積部までは等エントロピー変化, 弁部よりシリンダカバー出口までは等圧変化と仮定する. ノズルの式より

$$u_v = \sqrt{\frac{2}{K-1} \left[1 - \left(\frac{p_p}{p_c} \right)^{(K-1)/K} \right] a_c} \quad \dots\dots\dots (18)$$

$$\varphi_v \frac{u_v}{v_v} = \frac{u_p}{v_p} \quad \dots\dots\dots (19)$$

$$p_c v_c^K = p_p v_p^K \quad \dots\dots\dots (20)$$

$$\frac{K}{K-1} p_p v_p + \frac{u_p^2}{2g} = \frac{K}{K-1} p_p v_p + \frac{u_p^2}{2g} \quad \dots\dots\dots (21)$$

仮定より

$$p_v = p_p \quad \dots\dots\dots (22)$$

(18)~(22) 式より

$$\begin{aligned} \frac{\frac{u_p}{a_c}}{1 - \frac{(K-1)}{2} \left(\frac{u_p}{a_c} \right)^2} &= \varphi_v \left(\frac{p_p}{p_c} \right)^{-(K-1)/K} \\ &\times \sqrt{\frac{2}{K-1} \left[1 - \left(\frac{p_p}{p_c} \right)^{K-1/K} \right]} \quad \dots\dots\dots (23) \end{aligned}$$

(18)~(20) および (23) 式より (16) 式が成立する. p_p/p_c および φ_v が与えられると (23) 式により u_p/a_c が求められ, (16) 式より v_p/v_c , (17) 式より n が求められる. 第4図(B)に p_p/p_c および K をパラメータとして n と φ_v との関係を示す. p_p/p_c の n に及ぼす影響はわずかであり, 近似的に n は φ_v のみの関数と考えられる.

2.2.5 弁の開度およびシリンダ内圧力の脈動に及ぼす影響 (4) 式において n の値により左辺の $\left(\frac{p_c}{p_0} \right)^{1/n} \left(\frac{p_z}{p_c} \right)^{1/K}$ および右辺 $UP^{2K/[n(K-1)]}$ の値が変化する. 第5図に n と $\left(\frac{p_c}{p_0} \right)^{1/n} \left(\frac{p_z}{p_c} \right)^{1/K}$ の関係,

第6図に $P-U$ 座標面上における $UP^{2K/[n(K-1)]}$ 一定の線の変化を示す. 第5図および第6図においては $K=1.3$ の場合を示すが, K が変化した場合にも同様にし求め得る.

2.3 吸排気弁がともに開いている間のシリンダよりのガスの流出

クランク軸が θ_1 および θ_2 にある

第4図 排気弁開口比 φ_v と見掛け上のポリトロップ指数 n

第5図 n と $\left(\frac{p_c}{p_0} \right)^{1/n} \left(\frac{p_z}{p_c} \right)^{1/K}$ の関係

第6図 n と $UP^{2K/[n(K-1)]}$ の関係

際のシリンダ内の容積およびガス重量を $V_{c\theta_1}$, $V_{c\theta_2}$, $G_{c\theta_1}$, $G_{c\theta_2}$ とする. G_S, G_E : θ_1 - θ_2 間のシリンダへの吸入空気量および排気管への流出ガス量 kg とする. θ_1 - θ_2 を短時間ごとに区切って考え, その期間中には, (a) 吸気管よりシリンダへの空気の吸入は等エントロピー変化とし, シリンダ内圧力は $\frac{p_{c\theta_1}+p_{c\theta_2}}{2}$, (b) シリンダ内ではガスと吸入空気が完全混合する. (c) シリンダより排気管へは $\frac{(p_{c\theta_1}+p_{c\theta_2})}{2}$ と $\frac{(p_{p\theta_1}+p_{p\theta_2})}{2}$

の圧力差により流出する. (d) 吸気管内圧力は常に大気圧とし吸気管内圧力脈動はない. と仮定する. (a) 項の仮定により計算すれば, うずの発生および加熱のある実際の場合より v_c は小さく出るが, (b) 項の仮定により v_c は実際より大きく出る. なお p_c/p_0 が 1 ~ 0.8 の程度なので pv^n は一定の変化と仮定した時も n の差の v_c に及ぼす影響は少ない. N_S, N_E : 吸排気弁の数とする.

$$G_S = \frac{N_S}{6n_c} \frac{p_0}{\sqrt{RT_0}} \sqrt{\frac{2gK}{K-1} \left[1 - \left(\frac{p_{c\theta_1}+p_{c\theta_2}}{2p_0} \right)^{(K-1)/K} \right] \left(\frac{p_{c\theta_1}+p_{c\theta_2}}{2p_0} \right)^{1/K}} \times \pi d_s^2 \int_{\theta_1}^{\theta_2} \mu_s \left(1 + \frac{h_s}{d_s} \sin \alpha \cos \alpha \right) \frac{h_s}{d_s} \cos \alpha d\theta \quad (24)$$

シリンダ内に G_S が流入し $G_{c\theta_1}$ と完全混合して $(V_{c\theta_1}+G_S v_0)$ の体積となった際の圧力, 比体積および温度を p_m , v_m , T_m とする.

$$T_m = \frac{T_{c\theta_1} G_{c\theta_1} + G_S T_0}{G_{c\theta_1} + G_S} \quad (25)$$

$$p_m = \frac{p_{c\theta_1} V_{c\theta_1} + p_0 v_0 G_S}{V_{c\theta_1} + G_S v_0} \quad (26)$$

$$v_m = \frac{RT_m}{p_m} \quad (27)$$

$$G_E = \frac{N_E}{6n_c} \frac{(p_{c\theta_1}+p_{c\theta_2})}{\sqrt{R \left(\frac{T_{c\theta_1}+T_{c\theta_2}}{2} \right)}} \sqrt{\frac{2gK}{K-1} \left[1 - \left(\frac{p_{p\theta_1}+p_{p\theta_2}}{p_{c\theta_1}+p_{c\theta_2}} \right)^{(K-1)/K} \right] \left(\frac{p_{p\theta_1}+p_{p\theta_2}}{p_{c\theta_1}+p_{c\theta_2}} \right)^{1/K}} \times \pi d_e^2 \int_{\theta_1}^{\theta_2} \mu_e \left(1 + \frac{h_e}{d_e} \sin \alpha \cos \alpha \right) \frac{h_e}{d_e} \cos \alpha d\theta \quad (28)$$

ただし

$$T_{c\theta_2} = T_m \left(\frac{p_{c\theta_2}}{p_m} \right)^{(K-1)/K}$$

掃気過程の排気弁, シリンダカバー出口間のガス状態変化を (1) 式と同様に仮定すれば

$$\frac{Qp}{fp} \frac{v_c}{a_0} \left(\frac{p_c}{p_0} \right)^{1/n} = UP^{2K/\{n(K-1)\}} \quad (29)$$

掃気過程の排気管内の圧力の計算を行なうには, 最初に $p_{c\theta_2}$ を仮定する. (24) 式より G_S を (25)~(27) 式より T_m , p_m , v_m を求める. $G_{c\theta_2} = V_{c\theta_2} \frac{1}{v_m} \left(\frac{p_{c\theta_2}}{p_m} \right)^{1/K}$ より θ_2 におけるシリンダ内混合ガス重量を求める. $Q_p = (G_S + G_{c\theta_1} - G_{c\theta_2}) \frac{6n_c}{(\theta_2 - \theta_1)}$ の値を (29) 式に代入し, この際の $UP^{2K/\{n(K-1)\}}$ の値よりガスの状態を表わす P - U 座標面上において $p_{p\theta_2}$ を決定する. (28) 式より求めた G_E が $G_E = G_S + G_{c\theta_1} - G_{c\theta_2}$ を満足すれば, $p_{c\theta_2}$, $p_{p\theta_2}$, $T_{c\theta_2}$ が θ_2 における状態, G_S , G_E が流入空気量, 流出ガス量である. なお残留ガスの全重量に比し, 排気慣性機関の掃気期間中の吸入空気量は 5~10 倍であるため, シリンダ内での混合を (b) 項のごとく仮定しても, 逆に全然混合しないと仮定しても圧力脈動に及ぼす影響は少ない.

2.4 排気管断面面積変化部における状態の変化 断面積 f_1 の細い排気管より, f_2 の太い排気管に定常的にガスが流出している場合, 上下流の状態量にそれぞれ 1 および 2 の添字を付して表わす. 連続の式

$$f_1 \frac{u_1}{gv_1} = f_2 \frac{u_2}{v_2} \quad (26)'$$

断面積変化直後の X-X 断面の運動量の式

$$f_1 \frac{u_1^2}{gv_1} + f_2 p_1 = f_2 \frac{u_2^2}{gv_2} + f_2 p_2 \quad (27)'$$

エネルギーの式

第 7 図

$$\frac{1}{2g}(u_1^2 - u_2^2) = \frac{K}{K-1}(p_2 v_2 - p_1 v_1) \dots (28)'$$

$f_2/f_1 = \varphi$ とおく (26) 式より

$$u_2 = \frac{1}{\varphi} \frac{v_2}{v_1} u_1 \dots (29)'$$

(29) 式を (27) 式に代入

$$p_2 = p_1 + \frac{1}{\varphi} \frac{1}{g} \frac{u_1^2}{v_1} \left(1 - \frac{1}{\varphi} \frac{v_2}{v_1} \right) \dots (30)$$

u_2, p_2 を (28) 式に代入する.

$$\left(\frac{v_2}{v_1} \right)^2 \frac{(K+1)}{2(K-1)} \frac{u_1^2}{g\varphi^2} + \left(\frac{v_2}{v_1} \right) \left\{ \frac{-K}{(K-1)} \left(p_1 v_1 + \frac{u_1^2}{2g} \right) \right\} + \frac{K}{(K-1)} p_1 v_1 + \frac{u_1^2}{2g} = 0 \dots (31)$$

$p_1 v_1 = RT_1$ を (31) 式に代入すれば v_2/v_1 の二次式となる.

ただし, T_1 : 流入ガス温度 °K, R : ガス定数

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{(K-1)}{(K+1)} \frac{g\varphi^2}{u_1^2} \left[\frac{K}{(K-1)} \left(RT_1 + \frac{u_1^2}{2g} \right) - \sqrt{\left\{ \frac{-K}{(K-1)} \left(RT_1 + \frac{u_1^2}{2g} \right) \right\}^2 - \frac{2(K+1)}{(K-1)} \frac{u_1^2}{g\varphi^2} \left\{ \frac{K}{(K-1)} RT_1 + \frac{u_1^2}{2g} \right\}} \right] \dots (32)$$

実用排気慣性機関の排気管内における圧力および流速は, $p_1 = 0.5 \sim 1.6 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs.}$, $u_1 = 0 \sim 300 \text{ m/s}$ の範囲内にある. いま (32) 式に, u_1 は $0 \sim 300 \text{ m/s}$, $\varphi = 1, 2, 5, 10$, $T_1 = (400 + 273)^\circ \text{K}$ の値を代入して, v_2/v_1 を求め, さらに (29), (30) 式より u_2, p_2 の値を求めて, 第8図に示す. 第8図 (a) より φ が大である際には

(a) 比体積変化割合, 流入ガス温度 = 400°C の際を示す

(b) 圧力の変化, 流入ガス温度 = 400°C の際を示す

(c) 速度の変化, 流入ガス温度 = 400°C の際を示す

第8図 断面積変化部における状態量の変化

$v_2/v_1=1$ と近似しても誤差はわずかである。

したがって

$$u_2 = \frac{1}{\varphi} u_1 \dots\dots\dots (33)$$

$$p_2 - p_1 = \frac{1}{\varphi} \frac{1}{g} \frac{u_1^2}{v_1} \left(1 - \frac{1}{\varphi}\right) \dots\dots\dots (34)$$

(33) 式は非圧縮性流体の連続の式と同一である。

排気ガス状態を表わす U - P 座標面上において、 f_1 内を排気弁部より断面積変化部に向かって進行する圧力波を表わす $\frac{dP}{dU} = \frac{-(K+1)}{2}$ の傾斜を持つ線上に I 点を探り、この圧力波が断面積変化部に到達すると同時に排気管の開口端より断面積変化部に向かって逆行して断面積変化部に達する f_2 管内の圧力波を表わす、 $\frac{K-1}{2}$ の傾斜を持つ線上に II 点を探り、I, II 点において

$$U_{II} = \frac{1}{\varphi} U_I \dots\dots\dots (35)$$

$$p_0(P_{II}^{2K/(K-1)} - P_I^{2K/(K-1)}) = \frac{1}{\varphi} \frac{1}{g} \frac{a_0}{v_1} \left(1 - \frac{1}{\varphi}\right) U_I^2 \dots\dots\dots (36)$$

(35), (36) 式が同時に満足するごとくすれば、 P_I , P_{II} および U_I , U_{II} がこの時刻の断面積変化部の上下流のガスの状態を表わす。特に φ が大である場合には (36) 式の代りに近似的に

$$P_I = P_{II} \dots\dots\dots (37)$$

とおくことができる。

2.5 排気管内圧力波伝波速度 管内音速を a_e m/s とする。

$$a_e = \sqrt{Kgpv}$$

2.5.1 実用機関の排気管断面積変化部の圧力波伝波速度の変化 上下流の音速を a_{e1} , a_{e2} m/s とする。

$$\frac{a_{e1}}{a_{e2}} = \sqrt{\frac{p_1 v_1}{p_2 v_2}} = 1 + \frac{1}{2} \frac{(p_1 v_1 - p_2 v_2)}{p_2 v_2} - \frac{1}{8} \left\{ \frac{(p_1 v_1 - p_2 v_2)}{p_2 v_2} \right\}^2 + \dots\dots\dots (38)$$

実用機関においては第 2 項以下の値がわずかであるので $\frac{a_{e1}}{a_{e2}} \doteq 1$ であり、音速の変化は少ない。

2.5.2 排気管の長さによる圧力波伝波速度の変化

排気管長が長い場合には、シリンダ出口より遠くなるほど排気ガス温度が低下する。計算時には全排気管長の平均音速を使用する。シリンダ出口温度が 400°C の時には排気管長 L_{em} の際の平均音速は $a_p \doteq (520 - 3.5 L_e)$ m/s となる (付-3 参照)。

2.6 多シリンダ機関の排気枝管が圧力脈動に及ぼす影響

一つのシリンダから排気ガスが流出している際、同一排気管の途中よりほかのシリンダの枝管が分岐しており、分岐管のシリンダの排気弁が閉じている場合を考える。

L : 分岐点 D 点と排気弁との距離 m, とすると任意時刻の D 点の圧力 p_D は、閉じている排気弁部で反射され $2L/a_e$ s 後に、そのままの圧力で D 点にもどってくる。 $2L/a_e$ が短時間であって、この期間中における p_D の変化が小である場合には、排気枝管があっても排気集合管の圧力脈動にはほとんど影響しない。実用機関で普通の設計のなされている場合には、 $2L/a_e$ の間に $2 \sim 5$ deg クランク軸が回転し、一般的に排気弁の閉じた状態の排気枝管の排気管内圧力脈動に及ぼす影響は無視できる。

2.7 ピストン運動の排気管内圧力に及ぼす影響

ピストン運動によりシリンダ内圧力は連続的に変化するが、排気管内圧力脈動計算と同様に短時間ごとに区切って考え、この期間中のシリンダ内容積 V_e は一定であり、段階的に不連続にシリンダ容積が変化すると仮定する。

D_e : シリンダ径 m, S : ストローク m, c_R : シリンダ圧縮比, λ : 連接棒の傾斜度, V_{e1} を $\theta_1 \sim \theta_2$ の平均シリンダ容積とする。

$$V_{e1} = \frac{\pi}{4} D_e^2 S \left\{ \frac{1}{(c_R - 1)} + \frac{1}{2} + \frac{1}{16\lambda} - \frac{1}{2} \cos \frac{(\theta_1 + \theta_2)}{2} - \frac{1}{16\lambda} \cos (\theta_1 + \theta_2) \right\} \dots\dots\dots (39)$$

V_{e1} から V_{e2} にクランクが回転すれば

$$p_2 = p_1 \left(\frac{V_{e2}}{V_{e1}} \right)^K$$

となる。

第 9 図

第 10 図

3. 自己シリンダ反射波利用排気 慣性機関

3.1 単シリンダ機関の排気管内圧力脈動 3.1.1

排気管断面積が一樣である場合の単シリンダ機関の圧力脈動近似計算法 単シリンダ機関では爆発間隔がクランク軸回転角度 20 度であり, 次の排気が行なわれるまでには先の排気による圧力脈動は十分減衰する. このため排気弁が開く際の排気管内圧力は大気圧力と仮定する.

l : 排気弁より排気管開口端までの距離 m とする.
 a_p : 排気管内平均音速 m/s

(a) 排気弁開より $2l/a_p$ s までの間の圧力脈動 排気弁開より $\theta/6n_c$ s 後の状態に θ の添字を付す. この期間には, 排気管の開口端よりの反射波が排気弁部に到達しておらないので, ガス状態を表わす P - U 座標面において $P=1$, $U=0$ の点を通り $\frac{K-1}{2}$ の傾斜を持つ線と (40) 式の交点が P_θ , U_θ を決定する.

$$\frac{Q_\theta}{f_p} \frac{v_z}{a_0} \left(\frac{p_c}{p_0} \right)^{1/n} \left(\frac{p_z}{p_c} \right)^{1/K} = U_\theta P_\theta^{2K/(n(K-1))} \quad \dots\dots\dots (40)$$

$\frac{P_\theta-1}{U_\theta} = \frac{K-1}{2}$ の関係を (40) 式に代入する.

$$\begin{aligned} \frac{Q_\theta}{f_p} \frac{v_z}{a_0} \left(\frac{p_c}{p_0} \right)^{1/n} \left(\frac{p_z}{p_c} \right)^{1/K} \\ = \frac{2}{K-1} (P_\theta-1) P_\theta^{2K/(n(K-1))} \quad \dots\dots\dots (41) \end{aligned}$$

(41) 式より, シリンダよりの流出ガス量が一定の場合には排気管断面積が小であるほど排気管内圧力が上昇する.

(b) 排気弁開後 $2l/a_p$ s より後の圧力脈動 排気弁開後 $\left(\frac{\theta}{6n_c} - \frac{2l}{a_p} \right)$ s の状態に $(\theta-2l)$ の添字を付す. $U + \frac{2}{K-1}(P-1) \equiv W$ とおくと P - U 座標面

第 11 図

上の幾何学的関係より $\frac{U_\theta - W_{\theta-2l}}{(P_\theta-1)} = \frac{2}{K-1}$
 $\frac{v_z}{a_0} \left(\frac{p_c}{p_0} \right)^{1/n} \left(\frac{p_z}{p_c} \right)^{1/K} = R$ とおくと,

$$R \frac{Q_\theta}{f_p} = \left[\frac{2}{K-1} (P_\theta-1) + W_{\theta-2l} \right] P_\theta^{2K/(n(K-1))} \quad \dots\dots\dots (42)$$

P - U 座標面上で $P_\theta U_\theta$ は $P=1$, $U=W_{\theta-2l}$ の点を通り $(K-1)/2$ の傾斜を持つ直線と, (40) 式すなわち $R \frac{Q_\theta}{f_p} = U P^{2K/(n(K-1))}$ を満足する線との交点より求められる.

(c) 負圧の発生 (40) 式より明らかなごとく, 排気弁開より $\frac{2l}{a_p}$ s の間, すなわち排気吐出しにより発生した圧力波が排気管開口端より反射されてもどってくるまでの間は, 排気管入口部は負圧とならない. $\frac{2l}{a_p}$ s より後では $R \frac{Q_\theta}{f_p} = U P^{2K/(n(K-1))}$ と U 軸との交点, すなわち

$$P=1, U_X = \frac{Q_\theta}{f_p} \frac{v_z}{a_0} \left(\frac{p_c}{p_0} \right)^{1/n} \left(\frac{p_z}{p_c} \right)^{1/K}$$

を考えると (42) 式より

$$\begin{aligned} U_X > W_{\theta-2l} \text{ のときは } p_{p\theta} \text{ は正圧 (図で実線)} \\ U_X = W_{\theta-2l} \text{ のときは } p_{p\theta} \text{ は大気圧} \\ U_X < W_{\theta-2l} \text{ のときは } p_{p\theta} \text{ は負圧 (図で点線)} \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (43)$$

(d) 圧力脈動の減衰 上述の計算法より明らかなごとく θ における圧力は, それより $\frac{2l}{a_p}$ s 以前の状態によって定まる $W_{\theta-2l}$ の値と, その時刻における流出ガス量 Q_θ により決定される. $W_{\theta-2l}$ が大きくなって排気管内圧力が低圧となろうとする際には, (5) 式または (13), (14) 式より $p_{p\theta}$ が小となるため Q_θ が増加して低圧の度合を減少せしめる. 逆に $W_{\theta-2l}$ が小で $p_{p\theta}$ が高圧となろうとする際には Q_θ が減少し

第 12 図

て高圧となる割合が減ずる。このようにシリンダからの流出量の自動的な増減により排気管内の圧力脈動の圧力振幅は漸次減衰せしめられる傾向がある。

3.1.2 排気管断面積が変化する場合の単シリンダ機関の圧力脈動計算法 排気弁より f_{p1} の断面積が l_1 だけ、その先に開孔端まで l_2 の長さの断面積 f_{p2} の排気管の取付いている場合を考え、排気弁の開く際の排気管内圧力は大気圧と仮定する。

(a) 排気弁開より $\frac{2l_1}{a_p}$ s 間の圧力脈動 この期間中には排気管段付部および開口端のいずれの影響も排気弁部にはもどって来ない。したがって段付後の管のない場合と同様で (40) 式が成り立つ。

(b) 排気弁開より $\frac{2l_1}{a_p} \sim \frac{2}{a_p}(l_1+l_2)$ s 間の圧力脈動 この期間では排気弁部圧力に対して排気管段付部の影響は現われるが、開孔端の影響は及ばない。 $P-U$ 座標面において、 $P=1, U=0$ の点を通り $\frac{K-1}{2}$ の傾斜を持つ線上に $(\theta-l_1)_D$ の点を取り、 $(\theta-2l_1)$ の点を通り $-\frac{(K-1)}{2}$ の傾斜を持つ線上に $(\theta-l_1)_U$ 点を取る。 $(\theta-l_1)_D$ と $(\theta-l_1)_U$ 点において (35) および (36) 式の両式が成立する場合には $(\theta-l_1)_U$ および $(\theta-l_1)_D$ のおのおのが段上・下流のガスの状態を示す。 $(\theta-l_1)_U$ 点を通る $\frac{K-1}{2}$ の傾斜の線と (40)

第 13 図

第 14 図

第 15 図

式を満足する線との交点より P_θ, U_θ が求められる。

$\varphi = (f_{p2}/f_{p1})$ が大である場合には近似的に (37) 式より $P_{(\theta-l_1)D} = P_{(\theta-l_1)U}$ 。この場合には $P-U$ 座標面の幾何学的な関係より

$$\frac{U_\theta - W_{\theta-2l_1} \frac{\varphi-1}{\varphi+1}}{P_\theta-1} = \frac{2}{K-1}$$

$$\therefore \frac{Q_\theta}{f_{p1}} \approx \left[\frac{2}{K-1} (P_\theta-1) + \frac{(\varphi-1)}{(\varphi+1)} W_{\theta-2l_1} \right] P_\theta^{2K/(n(K-1))} \dots\dots\dots (44)$$

特に $\frac{2l_1}{a_p} \sim \frac{4l_1}{a_p}$ の間では

$$W_{\theta-2l_1} = \frac{4}{K-1} (P_\theta-1)$$

$$\therefore \frac{Q_\theta}{f_{p1}} \approx \left[\frac{2}{K-1} (P_\theta-1) + \frac{2(\varphi-1)}{(\varphi+1)} (P_\theta-1) \right] P_\theta^{2K/(n(K-1))} \dots\dots\dots (45)$$

$P-U$ 座標上で $P=1, U = \frac{(\varphi-1)}{(\varphi+1)} W_{\theta-2l_1}$ 点を通り、 $\frac{K-1}{2}$ の傾斜を持つ直線と (40) 式との交点が P_θ, U_θ を表す。

(c) 排気弁開より $\frac{2}{a_p}(l_1+l_2) \sim \frac{2}{a_p}(l_1+2l_2)$ s 間の圧力脈動 排気弁開後 $\frac{2}{a_p}(l_1+l_2)$ s より後では排気弁部圧力に対して、排気管段付部および開口端よりの反射波の影響が表われる。前 (b) 項の方法により $(\theta-l_1-2l_2)_D$ 点を $P-U$ 座標面上に求め、この点を通り $-\frac{(K-1)}{2}$ の傾斜を持つ直線と $P=1$ との交点を通り $\frac{K-1}{2}$ の傾斜を持つ直線上に $(\theta-l_1)_D$ 点を取る。 $(\theta-2l_1)$ 点を通り $-\frac{(K-1)}{2}$ の傾斜を持つ直線上に $(\theta-l_1)_U$ 点を取り $(\theta-l_1)_D$ と $(\theta-l_1)_U$ との間で (35) および (36) 式が成立する場合に、 $(\theta-l_1)_U$ および $(\theta-l_1)_D$ は θ より $\frac{l_1}{a_p}$ s 以前の排気管段部の上・下流のガスの状態を表す。

$(\theta-l_1)_U$ を通り $\frac{K-1}{2}$ の傾斜を持つ直線と (40) 式との交点 θ より P_θ, U_θ が求められる。

φ が大である場合には (37) 式および幾何学的関係より

$$\frac{Q_\theta}{f_{p1}} \approx \left\{ \frac{(\varphi-1)}{(\varphi+1)} W_{\theta-2l_1} + \frac{4\varphi}{(\varphi+1)^2} W_{\theta-2(l_1+l_2)} + \frac{1}{K-1} (P_\theta-1) \right\} P_\theta^{2K/(n(K-1))} \dots\dots\dots (46)$$

$P-U$ 座標面上で P_θ, U_θ を求めるには

$$U = \frac{(\varphi-1)}{(\varphi+1)} W_{\theta-2l_1} + \frac{4\varphi}{(\varphi+1)^2} W_{\theta-2(l_1+l_2)} \dots\dots\dots (47)$$

(47) 式の U と $P=1$ の点を通る $\frac{K-1}{2}$ の傾斜を持つ直線と (40) 式との交点を求めればよい。

(d) 排気弁開より $\frac{2}{a_e}(l_1+2l_2) \sim \frac{2}{a_e}(l_1+3l_2)$ s 間の圧力脈動 前(c)項と同様の方法で $(\theta-l-4l_2)_D$ の反射波上に $(\theta-l_1-2l_2)_D$ を求め、さらにこの反射波と $(\theta-2l_1)$ を通る $\frac{K-1}{2}$ の傾斜を持つ線より、 $(\theta-l_1)_U$ を求め、この点を通る $\frac{K-1}{2}$ の傾斜の線と (40) 式の線との交点として θ を求める。

φ が大である場合には幾何学的な関係より、

$$\begin{aligned} \frac{Q_\theta}{f_{p1}} \approx & \left\{ \frac{(\varphi-1)}{(\varphi+1)} W_{\theta-2l_1} + \frac{4\varphi}{(\varphi+1)^2} W_{\theta-2(l_1+l_2)} - \frac{4\varphi(\varphi-1)}{(\varphi+1)^3} W_{\theta-2(l_1+2l_2)} \right. \\ & \left. + \frac{2}{K-1} (P_\theta-1) \right\} P^{2K/(n(K-1))} \dots\dots\dots (48) \end{aligned}$$

$P-U$ 座標面上で $P_\theta U_\theta$ は $P=1$ および (49) 式の U を通る $\frac{K-1}{2}$ の傾斜を持つ直線と (40) 式の交点より求められる。

$$U = \frac{(\varphi-1)}{(\varphi+1)} W_{\theta-2l_1} + \frac{4\varphi}{(\varphi+1)^2} W_{\theta-2(l_1+l_2)} - \frac{4\varphi(\varphi-1)}{(\varphi+1)^3} W_{\theta-2(l_1+2l_2)} \dots\dots\dots (49)$$

(e) 排気弁開より $\frac{2}{a_e}(l_1+3l_2) \sim \frac{2}{a_e}(l_1+4l_2)$ の間の圧力脈動 前(d)項と同様の方法を繰返して求める。 φ が大である場合には

$$\begin{aligned} \frac{Q_\theta}{f_{p1}} \approx & \left\{ \frac{(\varphi-1)}{(\varphi+1)} W_{\theta-2l_1} + \frac{4\varphi}{(\varphi+1)^2} W_{\theta-2(l_1+l_2)} - \frac{4\varphi(\varphi-1)}{(\varphi+1)^3} W_{\theta-2(l_1+2l_2)} \right. \\ & \left. + \frac{4\varphi(\varphi-1)^2}{(\varphi+1)^4} W_{\theta-2(l_1+3l_2)} + \frac{2}{K-1} (P_\theta-1) \right\} P^{2K/(n(K-1))} \dots\dots\dots (50) \end{aligned}$$

$P-U$ 座標面では P_θ, U_θ は $P=1$ および (51) 式の U を通る $\frac{K-1}{2}$ の傾斜を持つ直線と (40) 式との交点より求め得る。

$$U = \frac{(\varphi-1)}{(\varphi+1)} W_{\theta-2l_1} + \frac{4\varphi}{(\varphi+1)^2} W_{\theta-2(l_1+l_2)} - \frac{4\varphi(\varphi-1)}{(\varphi+1)^3} W_{\theta-2(l_1+2l_2)} + \frac{4\varphi(\varphi-1)^2}{(\varphi+1)^4} W_{\theta-2(l_1+3l_2)} \dots\dots\dots (51)$$

(f) 排気弁開より $\frac{2}{a_e}(l_1+nl_2) \sim \frac{2}{a_e}\left\{l_1+(n+1)l_2\right\}$ の間の圧力脈動 φ が大である場合、

$$\begin{aligned} \frac{Q_\theta}{f_{p1}} \approx & \left\{ \frac{(\varphi-1)}{(\varphi+1)} W_{\theta-2l_1} + \frac{4\varphi}{(\varphi+1)^2} W_{\theta-2(l_1+l_2)} - \frac{4\varphi(\varphi-1)}{(\varphi+1)^3} W_{\theta-2(l_1+2l_2)} \right. \\ & \left. + \frac{4\varphi(\varphi-1)^2}{(\varphi+1)^4} W_{\theta-2(l_1+3l_2)} \dots\dots + (-1)^n \frac{4\varphi(\varphi-1)^n}{(\varphi+1)^{n+2}} W_{\theta-2(l_1+nl_2)} + \frac{2}{K-1} (P_\theta-1) \right\} P^{2K/(n(K-1))} \dots\dots\dots (52) \end{aligned}$$

P_θ, U_θ は $P=1$ と (53) 式の U を通り $\frac{K-1}{2}$ の傾斜を持つ直線と (40) 式の交点として求められる。

$$\begin{aligned} U = & \frac{(\varphi-1)}{(\varphi+1)} W_{\theta-2l_1} + \frac{4\varphi}{(\varphi+1)^2} W_{\theta-2(l_1+l_2)} - \frac{4\varphi(\varphi-1)}{(\varphi+1)^3} W_{\theta-2(l_1+2l_2)} + \dots\dots \\ & + (-1)^n \frac{4\varphi(\varphi-1)^n}{(\varphi+1)^{n+2}} W_{\theta-2(l_1+nl_2)} \dots\dots\dots (53) \end{aligned}$$

(g) 排気管段部の面積比 φ の圧力脈動に及ぼす影響 (g.i) $\varphi=\infty$ の場合 (43), (45), (47), (49) および (51) 式とも l_1 の長さの同一断面積を持つ排気管の場合の (41) 式となる。

(g.ii) $\varphi \gg 1$ の場合 (44), (46), (48), (50) および (52) 式において φ が大であれば右辺の第2項以下は小となり (42) 式に近似する。すなわち $\varphi \gg 1$ であれば排気管内圧力脈動は段付部で排気ガスを直接大気中に放出した場合と類似する。

(g.iii) $\varphi=1$ の場合 f_{p1} の断面積の長さ (l_1+l_2) の排気管を付した場合であって (40) 式の l が (l_1+l_2) の場合となる。(44), (46), (48), (50) および (52) 式に $\varphi=1$ を代入しても求められる。

3.1.3 単シリンダ機関の圧力脈動近似計算と実測結果との比較 シリンダ径 260 mm, 行程 400 mm, 回転数 385 rpm の単シリンダディーゼル機関に図示の排気管を取付けた際の、計算による圧力脈動と、低圧用

ファンボロにより実測した圧力脈動の比較を第 16～18 図に示す。計算に際しては、(a) 数機種の排気慣性機関の実測インジケータ線図⁽¹⁶⁾より $p_s=4.73\text{kg/cm}^2$ abs, (b) A. J. Büchi⁽⁹⁾, 木村⁽¹⁹⁾ および藤平⁽¹⁷⁾ の文献より $T_s=1373^\circ\text{K}$, (c) K の値は掃気過程の空気に対しては $K=1.4$, 排気弁よりの臨界圧力以上での流出量を求める際には $K=1.3$, 臨界圧力以上の場合には $4/3$, 排気管内の状態を求める $U-P$ 面上の傾斜 $\pm \frac{(K-1)}{2}$ を求める際には $K=1.35$ を使用する。(d) a_p は(付-3)の実験結果より第 16 図の場合には排気管内平均ガスを 300°C , $a_p=480\text{ m/s}$, 第 17 図および第 18 図の場合にはガス温度 350°C , $a_p=500\text{ m/s}$ と仮定して計算した。

第 16 図および第 17 図においては排気吐出の高压に続いて発生する負圧が計算値より小さく表われているが、排気管内での圧力波の減衰によるものと考えられる。なお排気弁より圧力波が一往復するに要する時間を $2l/a_p$ と仮定しているが、ガスの平均流速を u_e とすれば $\frac{2l}{a_p} \{1 - (u_e/a_p)^2\}$ となるため計算上では負圧の発生が実際より多少早く表われる。負圧発生位置に関しては計算と実測が実用上十分な一致を示している。

3.2 多シリンダ自己シリンダ反射波利用排気慣性機関の排気管内圧力脈動

本方式多シリンダ機関の同一排気管内への排気の吐出し間隔は、クランク軸回転角度で 240 度以上である。3.1.1 (d) 項記載の流出ガス量の自動的な増減による圧力脈動振幅の減衰および排気管内の減衰作用に基き、あるシリンダの排気弁開時には、先に吐出した排気ガスによる排気管内圧力脈動は減衰する。排気のプロードダウンによる排気管内圧力脈動は排気管内に残留する圧力脈動に比し強大であることは第 16～18 図でも明らかであり、排気管内の圧力脈動の近似解を求める際には、単シリンダの圧力脈動が排気吐出の間隔で発生すると仮定してもよい。第 19 図にシリンダ径 160 mm , 行程 220 mm , 750 rpm の 5 シリンダ機関における、第 1, 2, 3, シリンダの排気管入口部の圧力脈動を示す。第 19 図より先に排気したシリンダの圧力脈動の影響が残っていても、負圧の発生時期および大きさは単シリンダの場合とほとんど同一であることがわかる。

3.3 自己シリンダ反射波利用排気慣性機関の設計法

3.3.1 排気管設計 同一排気管内に排出される排気ガス吐出の間隔をクランク軸が 240 度回転するに要する時間以上になるよう、排気管を他群に分け

第 16 図 単シリンダ機関排気管内圧力脈動線図

第 17 図 単シリンダ機関排気管内圧力脈動線図

第 18 図 単シリンダ機関排気管内圧力脈動線図

る。すなわち 1, 2 および 3 シリンダ機関には 1 本, 4, 6 シリンダ機関は 2 本, 5, 9 シリンダ機関には 3 本, 7, 8 シリンダ機関は 4 本の排気管を使用する。

(a) 排気管断面積 (41) 式より明らかなごとく同一 Q_p に対しては f_p が小であるほうが圧力脈動の振幅が大となるため, 排気管断面積は流出抵抗が過大とならない範囲において小であるほうが掃気期間の負圧も強くなる。排気管断面積 f_{pA} は排気弁最大リフト時の弁部ガス通過面積 f_{vA} の 0.9~1.1 倍とする。

(b) 排気のプロードダウンによりじゃく起される高圧に基く大きな W の影響が, 掃気期間の排気弁部に発生するごとくすれば, 掃気が十分可能である。排気弁開後排気管内圧力が高まるまでにクランク軸が約 20 度回転する。 θ_E 排気弁開より下死点までのクランク角度 deg, θ_S 吸気弁開より上死点までの角度 deg とすると, $(160+\theta_E-\theta_S)$ deg だけクランク軸が回転する時間に圧力波が排気弁と開口端の間を一往復するごとく, 排気管長 L_{th} m をとればよい。

$$L_{th} = \frac{(160+\theta_E-\theta_S)}{12n_e} a_p \quad \dots\dots\dots (53)$$

排気弁出口排気ガス温度を 400°C とすると 2.5・2 項より

$$L_{th} = \frac{520 \times (160+\theta_E-\theta_S)}{12n_e + 3.5(160+\theta_E-\theta_S)} \quad \dots\dots\dots (54)$$

実用機関における f_{pA}/f_{pV} および L_{th} と実際に最

第 1 表

機種	シリンダ径 mm	行程 mm	回転数 回/分	シリンダ数	出力 PS	f_{pA}/f_{pV}	L_{th} m	L_A m	L_{th}/L_A
A	430	540	300	6	1 000	0.92	17.4	14.7	1.18
B	370	520	333	6	750	1.10	15.2	14.5	1.05
			375	6	750	1.10	13.6	12.9	1.05
C	310	360	600	6	600	1.02	8.85	7.85	1.13
D	250	290	600	6	360	1.10	8.85	8.84	1.00
E	260	400	385	6	360	1.11	12.6	11.22	1.12
F	200	240	900	6	300	1.40	5.5	6.0	0.92
G	180	240	720	6	190	1.17	7.4	6.7	1.10
H	160	220	750	3.4 5.6	20/シ リンダ	0.91 1.53	8.0	7.2	1.11

良の機関性能を示す排気管長 L_A との比等を第 1 表に示す。 L_{th}/L_A の比は 1 に近く, (54) 式により排気管長を設計すればよいことを示している。

排気管を上述のごとく構成した場合には, 排気吐出しによる, 排気管内圧力の上昇開始より, それに続いて発生する負圧の終了までにクランク軸がだいたい 240 度回転する。このため自己シリンダ反射波利用排気慣性方式を 240 度波排気慣性方式⁽¹⁾⁽¹⁵⁾とも称する。3, 6 および 9 シリンダ機関では同一排気管への排気の吐出し間隔も 240 度であり, 2, 4 および 8 シリンダ機関では 360 度ごと, 5 シリンダ機関では 720 度, および 288 度, 432 度ごとであるが, 最適排気管長はシリンダ数に関係なく (54) 式でよい。

3.3.2 吸排気弁重なり角度 弁重なり角度は 140 ~100 度とし, 過給機関と類似であるが, 排気弁開がおそすぎると, 次の排気吐出しによる管内高圧により, 排気ガスの逆流が発生する恐れがあり, かつ燃焼を考慮して, 弁重なりは上死点に近く設計したほうがよい。

3.3.3 排気膨張タンクおよび消音器 排気慣性機関を実際にすえ付ける場合には, 機関と排気管の管端までの距離は各場合異なる。かつ, また排気管の開口端を直接大気に放出すれば排気音が高いため消音器を必要とする。排気管の途中に段を付けて管断面積を急増せしめると, その部の断面積比 φ が大であれば, あたかもこの部から大気中に排気ガスを放出せしめた場合と同様の圧力脈動が得られることが 3.1.2 の (g) 項より明らかである。したがって排気配管の全長が排気慣性機関の最適長より長い場合には, 最適長の開口端に相当する位置に断面積の大きな排気膨張タンクをおく。膨張タンク部の $\varphi = f_{p2}/f_{p1}$ の値は 20 以上にすれば十分である。なお消音器入口部においては φ が大きいので, 排気管内圧力脈動は排気消音器入口部で大気中に放出した場合とだいたい同一となる。

3.4 自己シリンダ反射波利用排気慣性機関の実績 シリンダ径 160 mm より 430 mm, シリンダ数 3,

第 19 図 5 シリンダ機関排気管内圧力脈動

21 図に $\mu_e f_e / d_e^2 - h_e / d_e$ のカーブとして示す。 p_c に対して p_p が臨界圧力以下の場合には

$$G = \mu_e f_e \sqrt{\frac{p_c}{RT_c}} \sqrt{gK \left(\frac{2}{K-1} \right)^{(K+1)/(K-1)}}$$

より求めた。

第 22 図に p_c の μ_e に及ぼす影響の実測結果の一例を示す。

付-2 吸気弁部の流量係数

付-1 と同様第 23 図 (b) の装置による実験結果を第 24 図に示す。

付-3 排気管長に沿った排気温度の低下と音速の変化

シリンダ径 160 mm, 行程 220 mm, 720 rpm の 5 シリンダ機関の実際の配管時の水銀温度計による実測温度を第 25 図に示す。温度の変化割合は管径等により変化するが、温度変化の差が音速に及ぼす影響は比較的わずかである。排気弁出口ガス温度が 400°C の時は、 L_e : 排気管長 m とすれば $a_p = 520 - 3.5L_e$ m/s より平均音速が求められる。 a_p 変化は管径および流速が第 25 図と著しく異なる場合には考慮を要する。

文 献

- (1) 斎藤・松島, 第 33 期通常総会講演会前刷, 講演番号 529 (昭 31-4), 9; 特許第 243150, 26970 号。
- (2) 斎藤, 新潟地方講演会前刷, 講演番号 204 (昭 36-6), 35; エンジニアリング, 54-4, (昭 34-10), 23。
- (3) P. H. Schweitzer, *Scavenging of Two-Stroke Cycle Diesel Engines*, (1949), Macmillan.
- (4) E. Jenny, *Brown Boveri Rev.*, 37 (1950), 447.
- (5) 内田, 熱機関大系第 1 巻基礎理論, (昭 31), 山海堂; 第 54 回講義会教材, (昭 29-10), 45。
- (6) R. Feiss, *CIMAC*, (1955), 393.
- (7) G. F. Mucklow, *Proc. Inst. Mech. Engr.*, 143-2 (1940), 109.
- (8) H. List, *Ladungswechsel der Verbrennungskraftmaschine*, (1950), Wien.
- (9) A. J. Büchi, *Trans. ASME*, 59-1 (1937), 85.
- (10) Yian-Nian Chen, *MTZ*, 13-12 (1954), 161.
- (11) 小泉, 第 76 回講習会教材 (昭 30-11), 107; 機械学会論文集, 24-140 (昭 33-4), 247。
- (12) 前川, 第 54 回講義会教材 (昭 29-10), 25。
- (13) 村尾, 第 681 回講演会前刷 (昭 36-6), 59。
- (14) 長尾・島本・水山, 機械学会論文集, 24-148 (昭 33-12), 1 013。
- (15) 浅沼, 内燃機関ハンドブック, (昭 35), 朝倉書店; 第 54 回講義会教材 (昭 29-10), 1。
- (16) 平尾, 東京大学生産技術研究所報告 4-1, (昭 29), 22。
- (17) 藤平, 熱機関大系ディゼル機関, (昭 31), 山海堂。
- (18) 渡部・仲田・安藤, 機械学会論文集, 26-162 (昭 35-2), 362。
- (19) 木村, いすゞ技報, No. 34 (昭 36), 1。
- (20) G. Rudinger, *Wave Diagrams for Nonsteady Flow in Ducts*, (1955-8), D. Van Nostrand.

討 論

〔質問〕 (1) 臨界圧以下のとき、排気弁部からシリンダカバー出口までを等圧変化と仮定しているが、この仮定につき検討されたい。

(2) 第 16, 17 図において、計算による負圧が大きいようである。これは管端における圧力波の反射係数を 1 としたためと考えてよいだろうか。

(3) 第 19 図において各シリンダ排気管内の負圧の大きさや、その発生位置が分岐管の有無にかかわらず、単シリンダの場合とよく一致しているが、これは一般的に成り立つものと考えてよいだろうか。

(4) 自己シリンダ反射波利用排気慣性機関の実績として、二、三具体例を図示されたい。

(浅沼 強)

〔回答〕 (1) 第 1 表 G 機関の各弁リフト時にシリンダより排気ポートを通して圧力空気を大気に放出し、この際の実測値より排気弁とシリンダカバー出口間の見掛け上の n を求め、付図 1 に第 4 図 (B) のカーブと比較する。

$$p_c v_c^n = p_p v_p^n, p_c v_c = RT_c, p_p v_p = RT_p$$

より

$$n = \frac{\log(p_c/p_p)}{\log(p_c/p_p) - \log(T_c/T_p)}$$

T_p : シリンダカバー排気出口孔の空気温度 °K

実測より求めた n は等圧変化と仮定した際の理論値と相当良く一致している。

(2) 実際の反射係数は 1 より小であり、負圧の発生が減少すると考える。ただし負圧発生位置に及ぼす影響は少ない。なお管端にデフューザを付せば 1 に近づく傾向があり、第 18 図で計算が実測に良く一致しているのもこの結果と考える。

(3) 実用機関のブローダウン時は $UP^{2K/\{n(K-1)\}}$ が 0.7~1.2 の範囲内にあり、 $U-P$ 面上で $UP^{2K/\{n(K-1)\}}$ 一定の曲線は $0.95 < P < 1.1$ の範囲では $-(K-1)/2$ の傾斜線と平行に近い。したがって排気管内の残留圧力により $-(K-1)/2$ の傾斜線の位置が移動しても W に及ぼす影響は少ない。掃気期間中ではピストン運動の影響は少なく、負圧はほとんど W によって規制される。ゆえに多シリンダでも単シリンダと類似の圧力脈動となる (付図 2)。

(4) 第 1 表 B 機関の圧力脈動と機関性能を付図 3 に示す。

〔質問〕 (1) $x-t$ 面と $U-P$ 状態面との対応はどのようにするのか。

(2) 2・2・3 項中 (9) 式で表わされる関係は等エントロピー変化で、 w_e は排気管中の流出速度と考えら

れるが、 $c=p_p v_p^K = p_z v_z^K$ とすることは 2・2・1 項中の (1) 式 $p_c v_c^K = p_z v_z^K$ 、(2) 式の $p_c v_c^n = p_p v_p^n$ の関係、また 2・2・4 の (b) の関係とも矛盾するようだがどうか。

(3) 排気管中では平均音速を使用しているようだが、圧力との関係では相当大きなエントロピ分布を与えているように思われる。文献 (20) によるとエントロピ分布のある場合、進行波、反射波とも $P-U$ 状態面ではこう配 $\pm(K-1)/2$ 一定とはならないが、この点はどうのような考え方か。

(4) (40) 式の Q_θ はあらかじめ与えられるものと思うが、この値は弁前後状態量で左右されるものでどのように決めるのか。

(5) 一つの計算例にはどのくらい時間がかかるものか。 (仲田 哲 朗)

〔回答〕 (1) 3・1・1 (c) 項の $U-P$ 面に対応する $x-t$ 面を付図 4 に示す。本脈動計算時には $W_\theta-t$ カーブより $W_{\theta-l}$ を求め、(53) 式を使用する。

(2) (9) 式を含む 2・2・3 項は (4) 式の Q_p を求めるためのみに行なう計算であり、等エントロピの仮定と実際変化との差は μ_s により修正される。

(3) (i) 文献 (4) より管内ガスの状態の間では

$$dU = \mp \frac{2}{K-1} A_s dP \mp A_s P U F_s dz - \xi_0 \frac{u}{|u|} U^2 \left[1 \mp (K-1) \frac{U}{PA_s} \right] dz \pm \frac{(K-1) Q_v dz}{PA_s}$$

断面積変化および摩擦がないと考え、冷却による熱損失のみを考えると

$$dU = \mp \frac{2}{K-1} A_s dP \pm \frac{(K-1) Q_v dz}{PA_s} = \mp \frac{2}{K-1} A_s dP \left[1 - \frac{(K-1)^2 Q_v dz}{2PA_s^2 dP} \right]$$

ただし、 A_s : エントロピ s 、大気圧の際の音速と標準大気音速の比、 $Q_v = (q_v L)/a_0^3$: 単位質量時間当りの

付図 1 実測による $n-\phi$ の関係

(a) 基本機関と排気慣性機関との性能比較

付図 2 $UP^{2K}/[n(K-1)]$ が 1.0 の際の残圧の影響

(b)

付 図 3

付図 4

損失熱量 (無次元), $dz = (a_0 dt)/L$, $dt: q_v$ の失われる時間 s , 第 17 図の排気下死点よりクランク角度 50 度間について計算する. $K=1.35$, 排気ガス温度は 400°C , $L=5.83\text{ m}$, 排気管内温度低下は 70°C , 管内ガス速度は 200 m/s とする.

$$dP = \left(\frac{1.95}{1.03} \right)^{(1.95-1)/(2 \times 1.35)} - 1 = 0.0865,$$

$$P = \frac{1}{2} \left\{ \left(\frac{1.95}{1.03} \right)^{(1.95-1)/(2 \times 1.35)} + 1 \right\} = 1.042$$

$$Q_v = \frac{0.25 \times 70 \times 427 \times 330 \times \sqrt{673/273}}{330^3} = 0.107$$

$$dz = 330/200 = 1.65,$$

$$dU = \mp 2/(K-1) A_s dP (1-0.049)$$

すなわち, 等エントロピの場合の $dU = \mp 2/(K-1) \times A_s dP$ と近似的に等しい. したがって $U-P$ 面上で $\pm(K-1)/2$ の傾斜線を利用して近似計算を行ないうる.

(ii) 本方式機関全力時の空気過剰率は約 2.5 で K は 400°C で 1.355, 200°C で 1.377 である. 一例として大気圧の排気管内へ $UP^{2K/[n(K-1)]} = 1$ でガスが流出する場合の K の差による影響を付図 5 に示す. この例より温度による K の変化の影響は近似計算では無視できる.

(4) Q_θ はクランク角度 θ の Q_p を示し, (7) 式および 2・2・3 項より求める.

(5) 圧力脈動計算は準備に約 20 時間, 個々の計算は数時間を要す.

[質問] 回答 (3) で取扱っているエントロピ変化のほかに, 特性曲線の考え方で排気管中の音速を一定として取扱うと, 完全ガスと考えれば次式より圧力変化はエントロピ変化のみに関係する値となる.

$$\frac{p}{p_1} = \left(\frac{a}{a_1} \right)^{2K/(K-1)} e^{-K(s-s_1)}$$

付図 5 温度差による $U-P$ 面上の変化
[$UP^{2K/[n(K-1)]} = 1$]

この際 a , u 状態面でのリーマン変数⁽²⁰⁾ は一定でなく

$$\Delta_+ P = a \Delta_+ s, \quad \Delta_- Q = a \Delta_- s$$

ただし, $\Delta \pm s$ は粒子の持っているエントロピ変化量となるわけでもいいかえるところ配一定とはならない. この点についてどのような考え方をするのか, 私が考えるのに $x-t$ 面では音速一定とし $U-P$ 状態面ではエントロピ一定 (分布をも含め) として考えられているようである. 近似計算なので論文中の計算結果から見る問題ないと思われるが. (仲田 哲朗)

[回答] 再質問中に指摘のごとく, 本論文では $x-t$ 面では音速一定とし, $U-P$ 状態面では分布をも含めてエントロピは一定と仮定して計算を行なっている. 管内ガスの各粒子のエントロピは同一管断面においても, 管壁付近と中心部では温度差に基づく分布があり, かつ機関の排気管へは排気ガスと掃気空気が交互に流出するため, 管の長さ方向にもエントロピの分布があるが, 近似計算を行なう際には, 他の文献 [たとえば文献 (5)] 同様一次元流れとして取扱っている. 質問のごとくこの仮定は厳密には正確でないが, 一次元流れの際に一つの粒子に着目すればエントロピ変化の最大の原因は放熱によるものであり, これ以外には具体的には管内摩擦熱が考えられるが, 前者に比し後者がわずかであることは, ガス流速が管内音速に比して小であることより明らかである.

回答 (3) において放熱に関しその影響の小であることを例示したが, この例より見て後者の影響はさらにわずかであり, 排気慣性機関設計のための近似計算の際には無視し得ると考える.