吸込弁及び排気弁の大きさに対する一考察⁽¹⁾

(昭和 13 年 4 月 10 日 第 15 期定時総会講演會に於て講演)

正員 濱部源次郎⁽²⁾

正員 長尾不二夫⁽³⁾

摘 要

高速内燃機関に於て吸込弁と排気弁の大きさの割合を変へた場合の ポンプ損失、体積効率を計算し、最高体積効率及び最大出力を與へるやうな弁面積の割合を見出した。

1. 緒 言

内燃機関の速度が高くなるに従てその体積効率は次第に低下する。これを防ぐには弁における ガス速度 を出来るだけ低くし、吸入管の抵抗を少なくすることが必要である。ガスの速度を低くするには第 1 に弁の面積を大きくせねばならぬが制限ある シリンダ蓋に吸込弁、排気弁を両方共大きくすることは出来ない。故に吸込弁、排気弁の大きさを如何なる割合にとれば最も有効であるかを考へて見る。最近の高速ディーゼル機関 173 種⁽⁴⁾に就て排気弁と吸込弁の面積比を調べた結果第 1 図に示す如き分布状態をなしてゐる。吸込弁面積と排気弁面積の比が最小 0.9, 最大 2.13 であつて最も多いのは 1 の場合で約 50% に及んでゐる。どれ位の割合が一番よいかは色々な方面から考慮せねばならぬが、茲では單に ポンプ損失、及び体積効率の点のみから考へて見る。

第 1 図

2. 排気圧力の計算

排気行程中の圧力経過に関しては、E.C. Kemble⁽⁵⁾、栖原博士⁽⁶⁾、西脇氏⁽⁷⁾の計算がある。

$p, v, T, G, V, \dots$ 排気行程の任意の点における圧力、比体積、温度、シリンダ内のガス量及びシリンダ体積、 $p_e, v_e, T_e, \dots$ 排気弁の開く時の圧力、比体積及び温度、 $p_0, v_0, T_0, \dots$ 大気状態における圧力、比体積及び温度、 $f, \mu, \dots$ 排気弁の開口面積及び流量係数、 $c_p, c_v, R, k=c_p/c_v, \dots$ 排気ガスの恒圧比熱、恒容比熱、ガス恒数、

dt 時間に流出する ガス量 を dG_1 とすれば、排気行程に対して次の関係が成立する。

$$-c_p T dG_1 + G dQ = d(c_v G T) + A p dV \quad (1)$$

$$dG_1 = -dG = -d(V/v) \quad (2)$$

$$dG_1 = \mu f \psi \sqrt{p/v} dt \quad (3)$$

流出を断熱的と仮定すれば ψ は次のやうになる。若し熱の受授がある場合には適當に ポリトロップ変化 で近似せしめればよい。

$$\psi = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \left\{ \left(\frac{p}{p_0} \right)^{2/k} - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{(k+1)/k} \right\}}$$

但し $p < \left(\frac{k+1}{2} \right)^{k/(k-1)} p_0$ なる場合。

$$\psi_{\max} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{1/(k-1)} \sqrt{\frac{2gk}{k+1}}$$

但し $p \geq \left(\frac{k+1}{2} \right)^{k/(k-1)} p_0$ なる場合。

dQ が與へられると、(1), (2), (3) 式より

p, v, G の三つの未知数を決定すること

が出来から、排気行程中の圧力経過を定めることが出来る。 dQ は排気行程中の任意の点における 単位ガス量 に対する dt 時間の熱供給があつて、熱損失の場合には負値を採るものとする。

(1) 及び (2) 式より、

$$c_p T dG + G dQ = c_v (G dT + T dG) + A p (G dv + v dG)$$

$$dQ = c_v dT + A p dv \quad (1')$$

今簡単にするために指数 m なる ポリトロップ変化 に相當する熱供給があるとすれば dQ は次の式で表はされる。

$$dQ = 1/R (c_p - m c_v) p dv \quad (4)$$

これを (1)' 式に代入すると シリンダ内ガスの状態変化は次式で示される。

$$p v^m = p_e v_e^m = \text{一定} \quad (5)$$

即ち排気行程中 シリンダ内のガスはポリトロップ変化をなす、又 $dQ=0$ とすれば $p v^k = \text{一定}$ 即ち断熱変化になる。(5) 式を (2) 式に代入する、

$$v = v_e \left(\frac{p_e}{p} \right)^{1/m}$$

$$dG_1 = -d \left(\frac{V}{v} \right) = -\frac{1}{v_e} \left\{ \left(\frac{p}{p_e} \right)^{1/m} dV + V \frac{1}{m} \left(\frac{p}{p_e} \right)^{1/m-1} d \left(\frac{p}{p_e} \right) \right\}$$

これを (3) 式に等しく置く、

$$\frac{\mu f \psi \sqrt{p_e v_e}}{V} \left(\frac{p}{p_e} \right)^{1/2-1/2m} dt = - \left(\frac{dV}{V} + \frac{1}{m} \frac{dp}{p} \right)$$

[第 4 卷 第 17 号]

(1) A Consideration on the Size of the Exhaust and the Suction Valve of a High Speed Internal Combustion Engine.

(2) Genzaro HAMABE, Member. The Kyoto Imperial University. 京都帝国大学.

(3) Huzio NAGAO, Member. The Kyoto Imperial University. 京都帝国大学. (4) High Speed Oil Engines, The Automobile Engineer, 27, 359, (1937-6), 222.

(5) E. C. Kemble, Calculation of Low Pressure Indicator Diagrams, N.A. C.A., T.R. 50.

(6) 栖原聖太郎, 機械学会誌, 35, 180, 316.

(7) 西脇仁一, 航空研究所彙報, 152, 198.

ϕ が p/p_0 の函数で表はされてゐるから、上式も p/p_0 を変数として表はす、

$$\frac{\mu f \phi \sqrt{p_e v_e} \left(\frac{p}{p_0} \right)^{1/2-1/2m} \left(\frac{p_0}{p_e} \right)^{1/2-1/2m} dt = - \left\{ \frac{dV}{V} + \frac{1}{m} \frac{d(p/p_0)}{(p/p_0)} \right\} \quad \dots\dots\dots(6)$$

ピストン面積を F 、行程を H 、圧縮率を ε 、とすれば、内部死点より測つたクランク角 θ に対するシリンダ体積は次式で與えられる。

$$V = V_h \varphi(\theta) = FH \varphi(\theta) \quad \text{但し } V_h = \text{行程体積}$$

$$\varphi(\theta) = \frac{1}{\varepsilon - 1} + \frac{1}{2}(1 - \cos \theta) + \frac{1}{2\lambda}(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta}) \quad \dots\dots\dots(7)$$

但し λ = クランク腕の長さ/連桿の長さ

但し n = 毎分回転数

第 3 図

弁の開口面積は第 2 図に示す如く、揚りを h 、直径を d 、弁座角を α とすれば次式で表はされる。

$$f = \pi h \cos \alpha (d + h \sin \alpha \cdot \cos \alpha)$$

最大開口面積 f_m は最大揚り h_m に於て得られるから次のやうになる。

$$f_m = \pi h_m \cos \alpha (d + h_m \sin \alpha \cdot \cos \alpha)$$

最大弁揚程は通常弁直径の倍数で表はされるから $d = b h_m$ とする。 b は通常 4~5 である。上の 2 式より、

$$f = f_m \frac{h(bh + h \sin \alpha \cdot \cos \alpha)}{h_m(bh_m + h_m \sin \alpha \cdot \cos \alpha)} = f_m \frac{b(h/h_m)^2 + \sin \alpha \cdot \cos \alpha (h/h_m)^2}{b + \sin \alpha \cdot \cos \alpha}$$

弁揚程 h は θ の函数であるから、

$$f = f_m F(\theta), \quad F(\theta) = \frac{b(h/h_m)^2 + \sin \alpha \cdot \cos \alpha (h/h_m)^2}{b + \sin \alpha \cdot \cos \alpha} \quad \dots\dots\dots(8)$$

(7), (8) 式を (6) 式に代入して整理すれば次のやうになる。

$$\frac{d \ln(p/p_0)}{d\theta} = - \frac{m \mu f_m \sqrt{p_e v_e} \left(\frac{p}{p_0} \right)^{1/2-1/2m} F(\theta)}{6nFH \varphi(\theta) \psi \left(\frac{p}{p_0} \right)^{1/2-1/2m}} - m \frac{1}{\varphi(\theta)} \frac{d\varphi(\theta)}{d\theta} \frac{\pi}{180} \quad \dots\dots\dots(9)$$

$$\frac{d \ln(p/p_0)}{d\theta} = - \xi \frac{F(\theta)}{\varphi(\theta) \psi \left(\frac{p}{p_0} \right)^{1/2-1/2m}} - m \frac{1}{\varphi(\theta)} \frac{d\varphi(\theta)}{d\theta} \frac{\pi}{180} \quad \dots\dots\dots(10)$$

$$\text{但し, } \xi = \frac{m \mu f_m \sqrt{p_e v_e} \left(\frac{p_0}{p_e} \right)^{1/2-1/2m}}{6nFH} \quad \dots\dots\dots(11)$$

f_m' を吸込弁の最大面積、 a をシリンダ蓋上に於て弁に許し得る面積のピストン面積に対する比とする。

昭和 13 年 11 月]

と置けば、

$$f_m + f_m' = aF, \quad f_m'/f_m = \gamma$$

$$\frac{f_m}{F} = \frac{a}{1+\gamma}, \quad \frac{f_m'}{F} = \frac{a\gamma}{1+\gamma}$$

$$2nH/60 = c \quad \text{但し } c = \text{ピストン速度}$$

以上の関係を (11) 式に入れると、

$$\xi = m \mu \left(\frac{a}{1+\gamma} \right) \frac{\sqrt{p_e v_e} \left(\frac{p_0}{p_e} \right)^{1/2-1/2m}}{180c} = m \mu \left(\frac{a}{1+\gamma} \right) \frac{\sqrt{RT_e} \left(\frac{p_0}{p_e} \right)^{1/2-1/2m}}{180c} \quad \dots\dots\dots(11)'$$

ξ により圧力経過が左右される。即ち上式に示す如く弁の開く時のガスの状態、ピストン速度、流量係数、弁の大きさの割合、弁面積とピストン面積の比等により影響される。

(10) 式は一般的に解くことは出来ないが、

数字代入法又は図式解法より解くことが出来る。次に例題により ξ の値による圧力経過の傾向を示して置く。

例題 高速ターゼン機関
 $\lambda = 3.5, c = 10 \text{ m/s}, \varepsilon = 15, \alpha = 0.3, k = 1.41$
 $RT_e = 30000, p_e/p_0 = 4, m = 1.3$
 μ の値⁽⁸⁾は弁の大きさ、弁揚程等で変化し θ の函数として表はすべきであるが簡単のため一定と考へ、小林明博士⁽⁹⁾の実験結果を参考し $\mu = 0.8$ に選んだ。若し変化する場合には弁面積の変化を示す函数 $F(\theta)$ の中に含まして置けばよい。以上の値から ξ を求めると、

$$\xi = 1.3 \times 0.8 \left(\frac{0.3}{1+\gamma} \right) \frac{1}{180 \times 10} \sqrt{30000} \left(\frac{1}{4} \right)^{1/2-1/(2 \times 1.3)} = \frac{2.5583}{1+\gamma} \cdot 10^{-2}$$

$F(\theta)$ は第 3 図の実線に示す如き弁揚り曲線に対し (8) 式から算出した点線で示されたものを採用した。計算は H. Bonin⁽¹⁰⁾ の方法により、

$$y = \ln(p/p_0), \quad \Psi(y) = -\psi(p/p_0)^{1/2-1/2m},$$

(8) K. Tanaka, Air Flow Through Exhaust Valve of Conical Seat. 航空研究所報告, 67, 西脇仁一、排気弁の流出係数に就て、機械学会誌, 206. (9) 小林明、Discharge Coefficient for the Suction and Exhaust Valve of Internal Combustion Engines. The Memoirs of the Ryojun College of Engineering, Inouye Commemoration Volume, (1934).

(10) H. Bonin, Die Ermittlung der Ein- und Ausströmlinien. Z.f.a.M.M. 4, 492.

$$f(\theta) = \xi \frac{F'(\theta)}{\varphi(\theta)}, \quad \Phi(\theta) = -\frac{1}{\varphi(\theta)} \frac{d\varphi(\theta)}{d\theta} \frac{\pi}{180}$$

と置き (10) 式を $dy/d\theta = f(\theta)\Psi(y) + \Phi(\theta)$ なる形に導き第 1 表に示す γ の各値に対して図式解法を行つた。

第 4

図は計算結果の一部を示すものである。

第 5 図

つて、圧縮行程の終りに甚だしい圧縮が起つてゐるが、後に示す実験結果にも見る如くピストン速度が 10 m/s 程度に達すると、これ位な圧縮は実際起つてゐる。

3. 吸入圧力の計算

排気行程におけるガスの状態及び各量を表はす符号に ' を附して吸込行程のそれ等を、接尾字を附して大気状態におけるものを表はすとする。吸気がシリンダ内に吸入されると直に混合し一様なガスとなり、且運動のエネルギーは熱に変わり吸入気の温度を上げるものと仮定すれば、吸込行程に対して

も (1), (2), (3) 式と同様な関係が成立する。簡単のために比熱及びガス恒数は排気ガスに対しても吸入気に対しても同一であるとする。この仮定はディーゼル機関に対しては差支へないがガソリン機関ではかなり違ふ。 dt 時間に吸入された吸気量を dG_0 とすれば、

$$c_p T_0 dG_0 + G' dQ' = d(c_p G' T') + A p' dV \quad \dots (12)$$

$$dG' = dG_0, \quad p' V = G' R T' \quad \dots (13)$$

$$dG_0 = \mu' f' \psi' \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} dt \quad \dots (14)$$

$$\psi' = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \left\{ \left(\frac{p'}{p_0} \right)^{2/k} - \left(\frac{p'}{p_0} \right)^{(k+1)/k} \right\}}$$

但し $p_0 < \left(\frac{k+1}{2} \right)^{k/(k-1)} p'$ なる場合。

$$\psi'_{\max} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{1/(k-1)} \sqrt{\frac{2gk}{k+1}}$$

但し $p_0 \geq \left(\frac{k+1}{2} \right)^{k/(k-1)} p'$ なる場合。

dQ' が與へられると前と同様に (12), (13), (14) 式より p' , v' , G' の 3 未知数を見出すことが出来る。(12) 式より、

$$c_p (T_0 - T') \frac{dG'}{G'} + dQ' = c_p dT' + A p' dv' \quad \dots (15)$$

この場合 $dQ=0$ でも断熱変化にはならない。 $T_0=T'$ 即ち大気の温度とシリンダ内温度が常に等しい場合に限り断熱変化となる。(12) 式及び (14) 式より、

$$c_p T_0 \mu' f' \psi' \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} dt + G' dQ' = d(c_p G' T') + A p' dV$$

これに (13) 式を用ひて、

$$c_p T_0 \mu' f' \psi' \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} dt + G' dQ' = \frac{1}{R} (c_p p' dV + c_v V dp')$$

$$k R T_0 \mu' f' \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \frac{\psi'}{p'} \frac{1}{V} dt + \frac{G' R dQ'}{c_v p' V} = k \frac{dV}{V} + \frac{dp'}{p'} \quad \dots (16)$$

第 6 図

(6) 及び (7) 式を入れて整理すれば、

$$\frac{d \ln(p'/p_0)}{d\theta} = \frac{k \mu' f' \sqrt{R T_0}}{6 n F H} \frac{F'(\theta)}{\varphi(\theta)} \psi' \left(\frac{p'}{p_0} \right)^{-1} + \frac{1}{c_v T'} \frac{dQ'}{d\theta} - k \frac{1}{\varphi(\theta)} \frac{d\varphi(\theta)}{d\theta} \frac{\pi}{180}$$

右辺の第 1 頂の常数部分を排気の場合に準じて ξ' と置く、

$$\xi' = \frac{R \mu' f' \sqrt{R T_0}}{6 n F H} = k \mu' \left(\frac{\alpha \gamma}{1 + \gamma} \right) \frac{1}{180 c} \sqrt{R T_0} \quad \dots (17)$$

$$\frac{\xi}{\xi'} = \frac{m}{k} \frac{\mu}{\mu'} \frac{1}{\gamma} \sqrt{\frac{T_0}{T'}} \left(\frac{p_0}{p'} \right)^{1/2 - 1/2m} \quad \dots (17')$$

第 7 図

但し、 $f' = f'_m F'(\theta)$, $F'(\theta)$ は吸込弁の開き曲線を示す。従て上式は、

$$\frac{d \ln(p'/p_0)}{d\theta} = \xi' \frac{F'(\theta)}{\varphi(\theta)} \psi' \left(\frac{p'}{p_0} \right)^{-1} + \frac{1}{c_v T'} \frac{dQ'}{d\theta} - k \frac{1}{\varphi(\theta)} \frac{d\varphi(\theta)}{d\theta} \frac{\pi}{180} \quad \dots (18)$$

(13) 式より、

$$\frac{dG_0}{G'} = \frac{dV}{V} + \frac{dp'}{p'} - \frac{dT'}{T'}$$

これに (14) を用ひて、

$$\mu' f' \psi' \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \frac{d\theta}{6 n} = \frac{p' V}{R T'} \left(\frac{dV}{V} + \frac{dp'}{p'} - \frac{dT'}{T'} \right)$$

$$\frac{d \ln(p'/p_0)}{d\theta} = \frac{1}{k} \xi' \frac{F'(\theta)}{\varphi(\theta)} \psi' \left(\frac{p'}{p_0} \right)^{-1} \frac{T'}{T_0} + \frac{d \ln T'}{d\theta} - \frac{1}{\varphi(\theta)} \frac{d\varphi(\theta)}{d\theta} \frac{\pi}{180} \quad \dots (19)$$

dQ' が與へられると (18), (19) の聯立方程式を解き p' , T' を求めることが出来るが、この解法は甚だ面倒であるから dQ' を次のやうに仮定する。

$$G' dQ' = 1/R (c_p - m' c_v) p' dV \quad \dots (20)$$

上式を (16) 式に入れる。

$$k \mu' f' \sqrt{R T_0} \frac{\psi'}{V} \left(\frac{p_0}{p'} \right) dt + (k - m') \frac{dV}{V} = k \frac{dV}{V} + \frac{dp'}{p'}$$

$$\frac{d \ln(p'/p_0)}{d\theta} = \xi' \frac{F'(\theta)}{\varphi(\theta)} \psi' \left(\frac{p'}{p_0} \right)^{-1} - m' \frac{1}{\varphi(\theta)} \frac{d\varphi(\theta)}{d\theta} \frac{\pi}{180} \quad \dots (21)$$

例題 前例に於て $T_0=300$, $\mu'=0.65$, $m'=1.3$ として

[第 4 巻 第 17 号]

排出圧力と同一方法で計算した。(17)'より、

$$\xi' = \xi \frac{1.41}{1.30} \frac{0.65}{0.8} \gamma \sqrt{\frac{300}{1200}} \frac{1}{0.85218} = 0.447 \xi$$

弁の開閉時期及び $F'(\theta)$ は第 3 図に示す曲線を用ひ、第 1 表に示す γ の値に対して計算した結果を第 5 図に示す。

第 8 図

第 9 図

第 10 図

第 11 図

第 12 図

第 13 図

吸入作用は排気ガスが膨張し大気圧線と交る所から始まり、吸入弁が閉じた時に終るとしたのであるが、曲線 3, 4, 5 の如く吸入弁の閉じる前に吸入圧力が既に大気圧に達してゐるものでは、吸入行程の終りで吸入気の一部が排出される結果になつてゐる。然し実際にはガス流動の慣性のためにこのやうなことは起らないであらう。

4. 実 験

以上計算で求めた排気行程及び吸入行程に対する圧力変化を確かめるために、高速予燃室式ディーゼル機関に就て圧力変化を測定した。実験に用ひた機関の要目は次の通りである。

シリンダ内径 105 mm, ピストン行程 140 mm,
排気弁の直径 41 mm, 吸入弁の直径 43 mm,
これから計算すると $\gamma = 1.1$, $a = 0.32$, $\lambda = 3.8$ となる。弁の開閉時期、揚程曲線及び $F(\theta)$; $F'(\theta)$ は第 6 図に示す通りである。

昭和 13 年 11 月]

圧力測定には光電管指圧計を用ひ、自然振動数を毎秒約 5 000 位に下げ、圧力の尺度を 1 atm $\cong$ 25 mm 位に擴大してオシログラフに描かした。

実験には機関の回転数を変化せしめることにより、即ち (11)' 式及び (17) 式で c を変化せしめることにより ξ , ξ' ,

第 14 図

の値を変へ圧力変化を測定した。前例の計算に於ては γ を変化せしめることにより ξ , ξ' を変化せしめたのであるからこれ等の間には (17)' 式の関係があり、これを図示すると γ に対して ξ , ξ' は第 7 図の如く γ が大きくなれば

ξ は小さく ξ' は大きくなる。然るに実験に於ては γ を一定として c のみを変化せしめたのであるから、 ξ , ξ' は一定の比を持つて変り、従て排気行程、吸入行程連続しての圧力変化を考へると計算例とは異つて来る。故に排気行程、吸入行程を切離して別個に取扱ひ ξ , ξ' の相當する値を比較せねばならぬ。弁面積を大きくすることは ξ , ξ' を大きくするに對しピストン速度を低くすると同一効果であるから、 ξ , ξ' の大きな値に對しては実験することが出来たが、 ξ , ξ' の小さい値はピストン速度を大きく出来ないために実験出来なかつた。第 2 表に示す運轉状態及び ξ , ξ' の値に對して記録した結果を第 8 図から第 14 図に示してある。實際に於ては排気管及び吸気管内の圧力波の振動が伴ひ複雑な変化を

するから、これを取り除いて実験した。それでも尚 シリンダ蓋の部分の管の影響で排気圧の下りに比較的高週期の細かい振動が現れてゐる。第9図及び第13図は排気管及び消音器を付けた場合で他の場合に比し排気圧の下りに低

第 15 図

週期の振幅の大きな振動が現れてゐる。この振動を無視すれば第15図に示す如く実験機関に対して前例と同方法で計算した圧力変化と、 ξ , ξ' の値の近いものを比較すればよく一致してゐる。

5. 体積効率

体積効率は吸込管の長さ、弁の開閉時期、ガスの加熱等色々な原因により影響されるが、これ等の条件は全く同一とし単に弁の大きさのみによる影響を考へることとする。

体積効率を求めるには従来色々な算式⁽¹¹⁾があるが、茲では吸入ガスの運動のエネルギーを考へに入れエネルギー式から一つの新しい計算式を導いた。即ち吸入ガスの有する運動のエネルギーはシリンダ内に流入した瞬間に熱エネルギーとなり吸入ガス全体の温度を高めるものとする。

V_c , V_r , V_s ...間隙体積、排気弁の閉じる時のシリンダ体積及び吸込弁の閉じる時のシリンダ体積、

p_r , T_r , v_r ...排気弁の閉じた時のシリンダ内圧力、温度、比体積、

p_s , T_s , v_s ...吸込弁の閉じた時のシリンダ内圧力、温度、比体積、

G_r , G_s , G_0 ...残留ガス量、吸込弁の閉じた時のシリンダ内全ガス量及び吸入新気量、

簡単のために前にも仮定したやうに 残留ガス に対しても、吸入新気に対しても比熱及びガス恒数が等しいとすれば、(12)式が成立する。同式中の吸入量 G_0 を大気状態における容積で表はすと次のやうになる。

$$dG_0 = \frac{p_0 dV_0}{RT_0}$$

であるから、

$$\frac{c_p}{R} p_0 dV_0 + G' dQ' = c_v d\left(\frac{p'V}{R}\right) + Ap' dV$$

この両辺をシリンダ体積 V_h で割ると、

(11) E. Drucker, Der Liefergrad Schnelllaufender Viertakt-Vergasermotoren. Auto. techn., Z., 14, (1934), 359. 濱部源次郎、内燃機関における吸入効率及び空気過剰率の一算式、機械学会誌、40, 241, 387.

第 2 表

実験 番号	機 関 回転数 rev/mn	荷重 HP	ピストン 速度 c m/s	ξ $\times 10^2$	ξ' $\times 10^2$	排気管	図 面 番 号
1	938	4.7	4.41	2.946	1.426	なし	第 8 図
2	996	4.9	4.68	2.776	1.344	あり	第 9 図
3	1217	6.1	5.72	2.271	1.099	なし	第 10 図
4	1474	7.4	6.93	1.874	0.907	なし	第 11 図
5	1838	9.2	8.64	1.503	0.727	なし	第 14 図
6	1783	8.3	8.38	1.550	0.750	あり	第 12 図
7	1961	10.3	9.22	1.409	0.682	なし	第 13 図

$$\begin{aligned} \frac{c_p}{R} p_0 d\left(\frac{V_0}{V_h}\right) + G' \frac{dQ'}{V_h} \\ = c_v \frac{d(p'V)}{V_h R} + Ap' \frac{dV}{V_h} \end{aligned}$$

体積効率とは吸入新気を大気状態に換算したものを、行程体積で割つたものであるから $\eta_v = V_0/V_h$

で表はされる。

$$d\eta_v = \frac{R}{c_p} \frac{1}{p_0} \frac{1}{V_h} \left\{ \frac{c_v}{R} d(p'V) + Ap' dV - G' dQ' \right\} \dots\dots\dots(22)$$

上式を吸込弁が開いてから閉じるまでの範囲で積分すると全体の体積効率を得られる。

$$\eta_v = \frac{1}{k p_0} \left(p_s \frac{V_s}{V_h} - p_r \frac{V_r}{V_h} + \frac{AR}{c_v} \int p' \frac{dV}{V_h} - \frac{R}{c_v} \int \frac{G' dQ'}{V_h} \right) \dots\dots\dots(23)$$

$\varepsilon_s = V_s/V_h$, $\varepsilon_r = V_r/V_h$ と置けば、

$$\begin{aligned} \eta_v &= \frac{1}{k p_0} \left(\varepsilon_s p_s - \varepsilon_r p_r + \frac{AR}{c_v} \int p' \frac{dV}{V_h} - \frac{R}{c_v} \int \frac{G' dQ'}{V_h} \right) \\ \eta_v &= \frac{1}{k p_0} \left\{ \varepsilon_s p_s - \varepsilon_r p_r + (k-1) \int p' d\varphi(\theta) - \frac{k-1}{AV_h} \int G' dQ' \right\} \dots\dots\dots(24) \end{aligned}$$

(20)式に示す如き熱供給があるとすれば(23)式の括弧内の終りの2項は次のやうになる。

$$\begin{aligned} \frac{AR}{c_v} \int p' \frac{dV}{V_h} - \frac{R}{c_v} \int \frac{G' dQ'}{V_h} &= \frac{1}{V_h} \left\{ \frac{AR}{c_v} - (k-m') \right\} \int p' dV \\ &= (m'-1) \int p' d\varphi(\theta). \end{aligned}$$

故に(23)式は、

$$\eta_v = \frac{1}{k p_0} \left\{ \varepsilon_s p_s - \varepsilon_r p_r + (m'-1) \int p' d\varphi(\theta) \right\} \dots\dots(25)$$

m' は吸入気の加熱状態に應じて適當に選ばばよい。排気弁、及び吸込弁が死点に於て閉じるものとすれば $V_s = V_h + V_c$, $V_r = V_r$ となるから次の形で表はされる。

$$\begin{aligned} \varepsilon_s &= \frac{V_s}{V_h} = \frac{V_h + V_c}{V_h} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \\ \varepsilon_r &= \frac{V_r}{V_h} = \frac{V_c}{V_h} = \frac{1}{\varepsilon - 1} \\ \eta_v &= \frac{1}{k p_0} \left\{ \frac{\varepsilon p_s - p_r}{\varepsilon - 1} + (m'-1) \int p' d\varphi(\theta) \right\} \dots\dots\dots(26) \end{aligned}$$

又吸入作用の始まる点を 残留ガス が膨脹して大気圧線と交る所即ち $p = p_0$ となる点とし、吸入作用の終りを圧縮行程

の初めで圧縮線が大气圧線と交る点即ち $p=p_0$ となる点とすれば、(25) 式は次のやうに簡単になる。

$$\eta_v = \frac{1}{k} \left\{ \varphi(\theta_s) - \varphi(\theta_r) + (m'-1) \int \left(\frac{p'}{p_0} \right) d\varphi(\theta) \right\} \dots (27)$$

上式に於て θ_s 及び θ_r は、夫々 $p'=p_0$ 及び $p=p_0$ なる点のクランク角度である。

例題 前例で求めた排気行程及び吸込行程の圧力変化から ξ, ξ' に対する、 $p_s/p_0, p_r/p_0$ 及び $\theta_s, \theta_r, \varphi(\theta_s), \varphi(\theta_r)$ を求めると第 16 図及び第 17 図に示すやうになる。この線図から ξ, ξ' の任意の値に対して (27) 式の計算に必要な

第 16 図

第 17 図

$\varphi(\theta_s), \varphi(\theta_r)$ を求めることも出来る。又 γ に対する ξ, ξ' の関係が第 7 図に示されてゐるから γ に対して体積効率を表はすことが出来る。

第 18 図の実線で示された η_v は例題に挙げた機関に就て γ に対する体積効率を求めた結果であつて $\gamma=2.0$ の時に最大体積効率を得られる。点線で示された η_v は実験に用いた機関に就て求めた結果であつて最大体積効率は $\gamma=1.65$ に於て起つてゐる。かくの如く最大体積効率を與へる γ の値はカム の形により又弁の開閉時期により違ふが、 $\gamma=1$ よりもかなり大きいことは明かである。

6. ポンプ損失

吸込及び排気作用による ポンプ損失は第 19 図の斜影線を施した部分の面積で示される。圧縮行程中の圧力変化を $p_2 V^{m_2} = \text{一定}$ なるポリローブ変化と仮定し、排気線と圧縮線の交点 a に対する シリンダ体積を V_a

とすれば、ポンプ損失 W_l は次の式で與へられる。

$$W_l = \int_{V_c}^{V_a} p dV + \int_{V_a}^{V_s} p_2 dV - \int_{V_c}^{V_s} p' dV$$

然るに、 $p_2 V^{m_2} = p_s V_s^{m_2}$, $p_2 = p_s \left(\frac{V_s}{V} \right)^{m_2}$

故に、

昭和 13 年 11 月]

$$W_l = \int_{V_c}^{V_a} p dV + \frac{p_s V_s}{m_2 - 1} \left\{ \left(\frac{V_s}{V_a} \right)^{m_2 - 1} - 1 \right\} - \int_{V_c}^{V_s} p' dV \dots (28)$$

ポンプ損失 を平均圧力で示すと次のやうになる。

$$p_l = \frac{W_l}{V_h} = \int_0^{\theta_a} p d\varphi(\theta) + \frac{p_s \varepsilon_s}{m_2 - 1} \times \left\{ \left(\frac{\varepsilon_s}{\varphi(\theta_a)} \right)^{m_2 - 1} - 1 \right\} - \int_0^{\theta_s'} p' d\varphi(\theta) \dots (29)$$

上式に於て θ_a, θ_s' は V_a, V_s に相當するクランク角度である。

前記計算例に於て γ の各値に対するポンプ損失を示すループ線図を描くと

第 18 図

第 19 図

第 20 図のやうになる。これより損失平均圧力を求めると第 18 図の実線に示す如く $\gamma=1.25$ に於て最小となる。点線で示す p_l は実験に用いた機関の損失平均圧力であつて $\gamma=1.3$ に於て最小となる。

7. 最大出力を與へる弁の大きさ

機械効率及び回転数を一定とすれば出力は p_i に比例するから p_i が最大となる様な弁の大きさを求めればよい。 p_i は指圧図の有効仕事の部分とポンプ損失の差であるから、有効仕事の平均圧力を p_m とすれば、

$$p_i = p_m - p_l \dots (30)$$

弁の大きさを変へた場合に有効仕事に最も大きな影響あるものは η_v である。第 19 図の縦影線で示す如く排気弁の早期開口による損失も影響するが、これは比較的少いから無視して考へると、空気過剰率を一定とすれば有効仕事は空気量に比例すると見ることが出来るから η_v に比例する。

$$p_m = C \eta_v \quad (C \text{ 比例恒数}),$$

$$p_i = C \eta_v - p_l$$

$C=8 \text{ atm}$ として色々な γ に対する p_i を求めると第 21 図の実線に示す如く $\gamma=1.8$ に於て最大となる。点線は実験に用いた機関に対して求めたもので $\gamma=1.5$ に於て最大とな

第 20 図

第 21 図

る。最大出力に対する γ の値は C により変動する。即ち C が大きければ η_v の最大点に接近し、小さければ ρ_1 の最小点に近づき、結局 η_v の最大点と ρ_1 の最小点の間に存在する。

8. 結 言

以上はかなり乱暴な仮定の下に一定の シリンダ蓋面積 に対し、最大体積効率及び最大出力を與へる排気弁、吸込弁の大きさの割合を見出したものであるが、実際の場合には吸込管、排気管の影響、温度の影響等があるから、その割合は変わって来るかも知れない。又弁の大きさは熱傳導の方面からも

考へねばならぬから上に示した割合が最良とは云へないが、高速機関に於ては従来低速機関に行はれてゐる如く弁の大きさを等しく選ぶことが出力の点から必ずしもよい方法でないことを証明するには充分である。第 1 図の C 曲線は現在使用されてゐる デーゼル機関 に於て ピストン速度 と γ との關係を示すもので、ピストン速度 が大きな程 γ が大きく選ばれてゐる傾向にあることは注目すべきことである。

本研究は財團法人野村奨學會の援助による「高速デーゼル機関の研究」の一部であり、又計算には細井禾苗君を煩はしたことを附記す。
(昭和 13 年 7 月 4 日受付)

空冷デーゼル發動機の試作に就て⁽¹⁾

(昭和 13 年 3 月 18 日 笹村記念講演會に於て講演)

正 員 上 西 甚 藏⁽²⁾ 荒 牧 寅 雄⁽³⁾

摘 要

空冷ガソリン發動機の研究から空冷デーゼル發動機の試作に及び當試作機関に対し予燃焼室式が適當なることを確め、予燃焼室の容量及び噴孔面積の決定に一つの目標を與ふ。空冷發動機として機械的部分の難点の発見とこれ等の解決法との探究、更に冷却風扇の翼の形と風量との關係を研究し一般空冷發動機に於て冷却能力の増大のために風扇により多く消費さるべき 発生馬力が發動機としての有効発生馬力に如何なる影響を持つかを明らかにした。最後に実用試験の成績及び發動機主要部に対して解説を加ふ。

1. 試験に到る経過

昭和 7 年頃陸軍技術本部に於ては、既に空冷ガソリン發動機の研究を完成し、その後東京自動車工業に於ても官の御指導の下に空冷 6 シリンダ・ガソリン發動機の完成を見たが、此

考に當時世界でその性能機構その他に優秀性があるとされてゐた Mercedes Benz 並に M.A.N. の水冷 4 シリンダ發動機、Oberhänsli 並に Dorman Ricardo の水冷 6 シリンダ發動機と Krupp の空冷 4 シリンダ發動機を購入し、台上性能試験は勿論分解後の材質、機構、磨耗狀態等を調査し充

第 1 図 DA 6 型發動機性能曲線

第 2 図 DA 6 型燃料費量曲線

所に初めて空冷發動機に関しての自信と經驗を得たから更に一步を進めて官の御要求に依り 空冷デーゼル發動機の研究に着手した。この研究に対する デーゼル發動機としての参

第 3 図 各種燃料使用に依る性能曲線

分の参考資料を得た。これ等各種發動機の研究結果から推し

[第 4 卷 第 17 号]

(1) Über den Versuchsbau des luftgekühlten Dieselmotors.
(2) Jinzo KAMINISHI, Mitglied. Rikugun Gijutsu Honbu (Waffenamt) 陸軍技術本部.
(3) Torao ARAMAKI, Mitglied. Tokyo Jidosha Kogyo K. K. 東京自動車工業株式会社.