

4 サイクルガソリン機関の吸入行程中の熱の影響について

On Thermal Effect during an Inlet Process of four-stroke-cycle Petrol Engine's

嵯 峨 定 夫

Sadao SAGA

1. 吸入行程を表わす関係式

機関の概略を図 1 に示す。

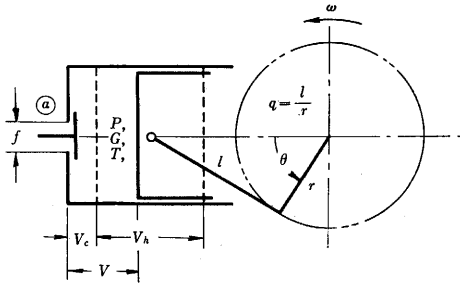


図 1

流量の関係式

$$P_a > P \quad \frac{P}{P_a} \geq \left\{ \frac{2}{n+1} \right\}^{\frac{n}{n-1}} \text{ ならば } \left(\frac{P}{P_a} < \text{ のときは, こ} \right.$$

の計算では使わないので省略)

$$\frac{dG}{d\theta} = \frac{30 \cdot C_{ac} \cdot f \cdot (2gn)^{1/2}}{\pi N} \cdot \frac{P_a}{\sqrt{R_a T_a}} \left\{ \left(\frac{P_a}{P} \right)^{2/n} - \left(\frac{P}{P_a} \right)^{\frac{n+1}{n}} \right\}^{1/2} \quad \text{kg/rad} \quad (1)$$

$$P_a < P \quad \frac{P}{P_a} \geq \left\{ \frac{2}{n+1} \right\}^{\frac{n}{n-1}} \text{ ならば}$$

$$\frac{dG}{d\theta} = \frac{30 \cdot C_{ca} \cdot f \cdot (2gn)^{1/2}}{\pi N} \cdot \frac{P}{\sqrt{RT}} \left\{ \left(\frac{P_a}{P} \right)^{2/n} - \left(\frac{P}{P_a} \right)^{\frac{n+1}{n}} \right\}^{1/2} \quad \text{kg/rad} \quad (2)$$

エネルギー関係式

$$P_a > P \quad C_{pa} T_a \frac{dG}{d\theta} + \frac{dQ}{d\theta} = \frac{C_v}{R} V \frac{dP}{d\theta} + \frac{C_p}{R} P \frac{dV}{d\theta} \quad (3)$$

$$P_a < P \quad C_p T \frac{dG}{d\theta} + \frac{dQ}{d\theta} = \frac{C_v}{R} V \frac{dP}{d\theta} + \frac{C_p}{R} P \frac{dV}{d\theta} \quad (4)$$

$$\text{また } V = V_c + \frac{V_v}{2} (1 + q - \cos \theta - \sqrt{q^2 - \sin^2 \theta}) \quad \text{m}^3$$

$$C_p = \sum \frac{C_{pi} G_i}{G} \quad C_v = \sum \frac{C_{vi} G_i}{G} \quad R = \sum \frac{R_i G_i}{G}$$

吸入行程中の熱の出入がどのように行なわれているのか明らかにされていないので、これらを明らかにすることから熱力学関係式を導き、計算と実験とを比較し明らかにした。

V: 機関の燃焼室容積 m³

V_k: 機関の行程容積 m³

V_c: 燃焼室間引き容積 m³

G: 燃焼室内のガス重量 kg

Q: 熱量 Kcal

P, P_a: 燃焼室および外気の絶対圧力 kg/m²

T, T_a: 燃焼室および外気の絶対温度 °K

R, R_a: 燃焼室および外気のガス定数 kgm³/°C kg

C_p, C_{pa}: 燃焼室および外気の定圧比熱 kcal/°C kg

C_v, C_{va}: 燃焼室および外気の定容比熱 kcal/°C kg

K, K_a: 燃焼室および外気の比熱比

n: ポリトロップ指数

C_{ac}: ガスが外から燃焼室内に流入する場合の吸気弁孔の流量係数

C_{ca}: ガスが燃焼室から外へ流れる場合の吸気弁孔の流量係数

g: 重力の加速度 m/sec²

f: 吸気弁孔の断面積 m²

以上の一般関係式の C_{ac}, C_{ca} および f (弁リフトも考慮) などは供試機関での実測値を入れ、未知数 dG/dθ, dQ/dθ, dP/dθ, のうち dP/dθ を実験により低圧指圧線図より求め、かつ n がわかれば、吸入行程中の任意の時期におけるシリンダ内の dG/dθ, dQ/dθ, およびその積分値が求められる。この場合計算の C_{ac}, C_{ca} は吸気管の短いものの部分も考えて求めた流量係数である。

2. 供試機関

空冷単筒 4 サイクルガソリン機関で O. H. C. 型式

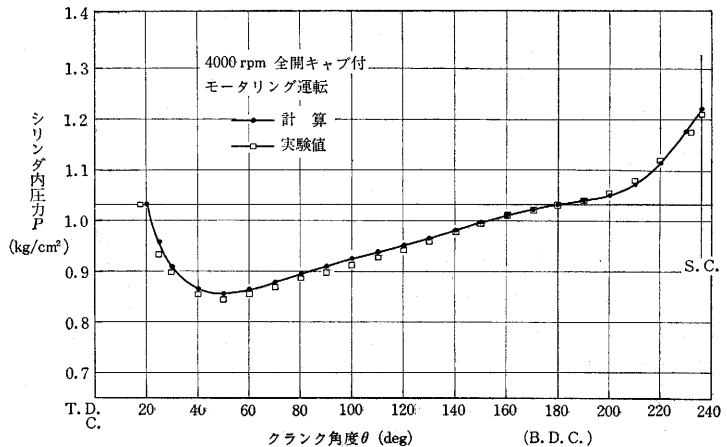


図 2

研 究 速 報

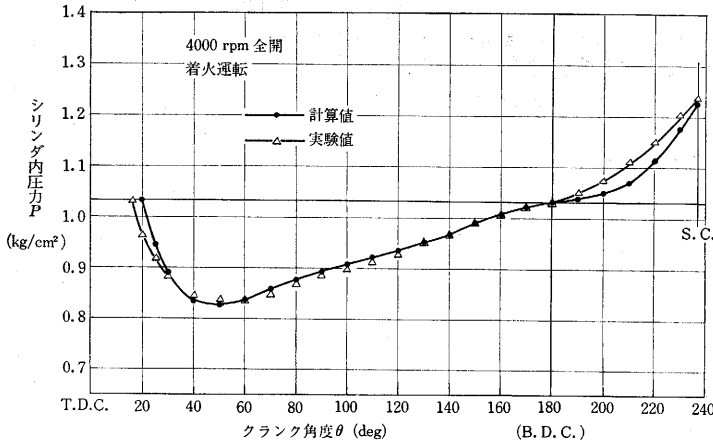


図 3

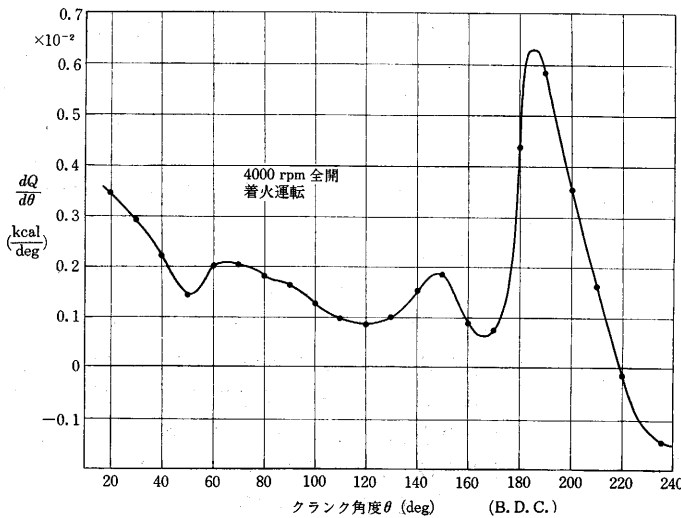


図 4 (a)

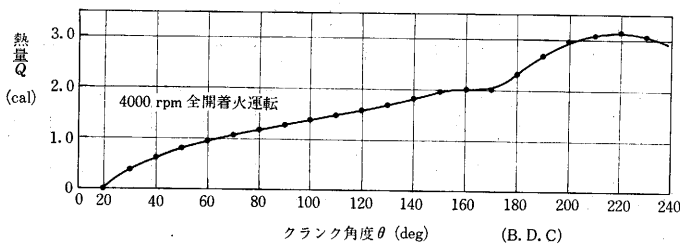


図 4 (b)

内径×行程 68×68.5 mm 圧縮比 7.86:1
 最大出力 15 HP/6000 rpm. 点火時期固定手動式に改良

3. 実験と計算との比較検討および考察

まず空気サイクルでの比較を考えモータリングの場合にはシリンダ温度も吸気温度もほぼ常温であるから $dQ/d\theta=0$ と考えることにし、前式から $n=K_a$ あるいは K とおき、(1) (3) 式または (2) (4) 式を連立して解き、吸気管がきわめて短い場合のシリンダ内圧力 P

を求め計算結果と実験結果を比較したものが図 2 である。これらはほぼ一致している。したがって一サイクル当たりの吸気量 G も測定値にほぼ等しい。このことから、この解析法の妥当性がうかがえるので、この式で仮に $dQ/d\theta=0$, $n=K_a$ および K とし、着火運転 (混合気ガス) における吸入行程中の指圧線図を比較するとモータリングの場合に反して実験結果とは一致しない。(図 3)。このことは熱の影響があると考えなければならないことを示している。そこでこの場合 n の値をどのように選ぶかという問題があるが、これは $dG/d\theta$ の積分値 G が供試機関の測定値の G に合うように計算して n を決めた。この n の値はおおよそ、この機関では $n=1.26$ となった。このようにして $dP/d\theta$ を与えて、 $dQ/d\theta$ を求めた結果が図 4 である。今この供試機関で五味氏²⁾ が吸入行程中にガスがシリンダ壁などの高温部よりの伝熱による吸入行程中の温度上昇 ΔT_2 を求めているが、その値は約 $\Delta T_2=30\sim 60^\circ\text{C}$ (点火進角によって変わる) であるが図 4 の (計算した) $dQ/d\theta$ を積分した値 Q から算出した吸気行程中の温度上昇は約 39°C で五味氏の実測値と良好な一致を示した。図 4 の $dQ/d\theta$ のカーブを見ると吸入行程中は壁や弁の高温部から吸入混合気が熱を受けていることが分る。一方吸入混合気の燃料の気化による温度降下が行なわれており、そのバランスで下死点付近までは $dQ/d\theta$ の値がプラスに出ている。そして下死点以後は P/P_a の圧力差も小さくなり、吸入新気も入って来ず、燃料の気化による温度降下も少なくなり $dQ/d\theta$ は下死点後 5° 位の所で大きな値を取っている。終わりに実験に際し東海大の依田修一君の御協力をうけた。また上智大助教授五味氏および生研の徐氏の適切な御助言をいただき深く感謝する。
 (1967年1月9日受理)

文献 1) 平尾収「自動車用機関性能論覚え書き」(未発表)
 2) 五味努「吸入空気量におよぼす点火進角および混合比の影響」(機械学会前刷集)
 3) 徐錫洪「予燃焼室ディーゼル機関の燃焼に関する研究」(機械学会論文集)
 4) 森口、清水「電子計算機のための数値計算法 I」(培風館)
 5) 浅沼強「4 サイクル機関の吸排気」(内燃機関ハンドブック)
 6) Tsung Chi Tsu 「Theory of the inlet and exhaust process of internal combustion engine's(NACA TN)
 7) 嵯峨定夫「4 サイクルガソリン機関の吸入過程の解析 (第 1 報)」(自動車技術会前刷集) 昭和 41 年春