

四サイクルガソリン機関の部分負荷における充てん効率について

梶 島 郁 雄

概 要

四サイクルガソリン機関の部分負荷における充てん効率を求めるのに、先づ吸入空気量を熱力学的解析により決定し、次でこの吸入空気が大気圧とシリンダー内圧力の差圧で流入する際に生ずる吸気系各部の抵抗により、圧力損失をとともうものと考えた。

そこでこれらの抵抗を考慮し、かつ部分負荷に直接影響を及ぼす、気化器絞り弁開度と損失係数の関係を導入した、大気圧と圧縮始めの圧力との関係式を導き、これより部分負荷における充てん効率と機関回転数との関係を求めようとするものである。

1. 緒 言

四サイクルガソリン機関の吸入空気量、すなわち、充てん効率に関する研究は、従来より定性的にも、定量的にも数多く発表されているが、その性格上殆んどが、全負荷、すなわち気化器絞り弁開度全開についてである。しかしながら機関の使用目的、例えば汎用、車輛用等では、部分負荷における使用頻度も高く、この場合の機関性能に及ぼす影響の大きい、吸入空気量について考えるのも無意味ではないと思う。そこで部分負荷における充てん効率について、簡単な熱力学的解析を試み、これに吸気系の流動抵抗、並びに気化器絞り弁の損失係数を考慮して考察を行い、これらの関係式を導くことを目的とした。

2. 吸入空気に関する熱力学的解析

2.1 シリンダー内残留気の影響

吸入新気に対する残留気の影響について考えてみると、新気のシリンダー内の圧力は、絞り弁の抵抗により負圧となり、当然残留気圧力よりも低い、このため残留気が膨脹し、吸入空気量の減少をもたらすと共に、新気が負圧のための比重量の低下により、吸入空気重量が減少する。一方この間の温度変化についてみると、残留気はこのシリンダー内での膨脹により、温度は降下するが低温の吸入新気の体積の減少により、混合後の温度は全負荷に比較して高い。しかし残留気温度の絶対値は、吸入行程中に高温の排気が温度降下することにより収縮し低温の新気が温度上昇することによって膨脹するので、この両者の作用が互いに相殺して吸入空気量には殆んど影響を及ぼさない⁽¹⁾。次で吸気管の慣性効果を利用した、吸入空気の比重量の増加及び温度上昇は、部分負荷では殆んど望むことは不可能である。又これら以外に、吸入空気量に影響を及ぼす温度の因子として燃料の気化による温度降下、及びシリンダー、ピストン表面からの熱伝達による温度上昇等があるがここでは先づ上記の残留気と新気の混合による温度上昇により生ずる、シリンダー内の圧力変化の関係式を導く。いま

G_c ; 新気と残留気の混合の重量 (圧縮始めの混合気の重量)	kg
G_{rh} ; 吸入新気の重量	kg
G_r ; 残留気重量	kg
P_c ; 圧縮始めのシリンダー内圧力	kg/m ²
P_{r_1} ; 膨脹前の残留気圧力	kg/m ²
P_{r_2} ; 膨脹後の残留気圧力	kg/m ²
T_{c_1} ; 混合前の新気温度	°K
T_{c_2} ; 混合後の温度	°K
T_{r_1} ; 膨脹前の残留気温度	°K
T_{r_2} ; 膨脹後の残留気温度	°K
V_B ; 総排気容積	m ³
V_A ; 燃焼室容積	m ³
V_h ; 行程容積	m ³
ϵ ; 圧縮比	
ΔV ; $P_c < P_{r_1}$ による膨脹容積	m ³
R_c ; 混合後のガス定数	kgm/°K
R_r ; 残留気のガス定数	kgm/°K
C_{pch} ; 新気の定圧比熱	Kcal/kg°C
C_{pr} ; 残留気の定圧比熱	Kcal/kg°C
κ ; 比熱比	

とすれば,

$$G_c = G_{ch} + G_r$$

$$G_c = \frac{P_c V_B}{R_c T_{c_2}}$$

$$G_r = \frac{P_{r_2}(V_A + \Delta V)}{R_r T_{r_2}}$$

新気と残留気が混合して、新気を得る熱量が残留気の失う熱量に等しいとすれば,

$$G_r C_{pr} (T_{r_2} - T_{c_2}) = G_{ch} C_{pch} (T_{c_2} - T_{c_1})$$

又残留気圧力が新気の圧力まで断熱膨脹すれば,

$$P_r (V_A + \Delta V)^\kappa = P_{r_1} V_A^\kappa$$

$$\frac{T_{r_2}}{T_{r_1}} = \left(\frac{V_A}{V_A + \Delta V} \right)^{\kappa-1} = \left(\frac{P_{r_2}}{P_{r_1}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

混合後、残留気は圧縮始めの圧力まで膨脹するので,

$$P_c = P_{r_2}$$

となる。

そこで先づ混合後の温度 T_{c_2} を上記の関係式より導く,

$$\begin{aligned}
 T_{c_2} = & \left[\left\{ \left(\frac{R_c}{R_r} \right) \left(\frac{P_{r_1}}{P_c} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \left(\frac{1}{\epsilon} \right) \right\} \left\{ \left(\frac{C_{pch}}{C_{pr}} \right) - \left(\frac{T_{c_1}}{T_{r_1}} \right) \left(\frac{P_{r_1}}{P_c} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right\} \right] \\
 & + \left[\left[1 - \left\{ \left(\frac{R_c}{R_r} \right) \left(\frac{P_{r_1}}{P_c} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \left(\frac{1}{\epsilon} \right) \right\} \left\{ \left(\frac{C_{pch}}{C_{pr}} \right) - \left(\frac{T_{c_1}}{T_{r_1}} \right) \left(\frac{P_{r_1}}{P_c} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right\} \right] \right] \\
 & + 4 \left(\frac{R_c}{R_r} \right) \left(\frac{P_{r_1}}{P_c} \right) \left(\frac{T_{c_1}}{T_{r_1}} \right) \left\{ \left(\frac{C_{pch}}{C_{pr}} \right) - 1 \right\} \right]^{\frac{1}{2}} \left[2 \left(\frac{R_c}{R_r} \right) \left(\frac{P_{r_1}}{P_c} \right) \left(\frac{1}{T_{r_1}} \right) \left(\frac{1}{\epsilon} \right) \right]
 \end{aligned}$$

$$\left\{ \left(\frac{C_{p_{ch}}}{C_{p_r}} \right) - 1 \right\}^{-1} \dots\dots\dots(1)$$

ここで $\left(\frac{C_{p_{ch}}}{C_{p_r}} \right) \doteq 1$ と仮定すれば

$$T_{c_2} = T_{c_1} / \left[1 - \left(\frac{R_c}{R_r} \right) \left(\frac{1}{\epsilon} \right) \left\{ \left(\frac{P_{r_1}}{P_c} \right)^{\frac{1}{\kappa}} - \left(\frac{T_{c_1}}{T_{r_1}} \right) \left(\frac{P_{r_1}}{P_c} \right) \right\} \right] \dots\dots\dots(2)$$

となり簡単になるので、(1)式の厳密解と(2)式を比較し、 $\left(\frac{C_{p_{ch}}}{C_{p_r}} \right)$ を考慮した、近似式として、

$$T_{c_2} = T_{c_1} / \left[0.95 - \left(\frac{R_c}{R_r} \right) \left(\frac{1}{\epsilon} \right) \left\{ \left(\frac{P_{r_1}}{P_c} \right)^{\frac{1}{\kappa}} - \left(\frac{T_{c_1}}{T_{r_1}} \right) \left(\frac{P_{r_1}}{P_c} \right) \right\} \right] \dots\dots\dots(3)$$

を得る。

そこで(3)式に後述する P_c を代入し、 T_{c_1} 、 P_r 、 T_{r_1} 、を仮定すれば、混合後の温度 P_{c_2} が求まる。

2.2 燃料の気化による温度降下

気化器により燃料が気化して、 ΔT_d ° 温度が降下するとすれば、

$$\Delta T_d = x \left(\frac{r}{L \cdot C_{pa} + C_{pf}} \right) \doteq x \left(\frac{r}{L \cdot G_{pm}} \right) \dots\dots\dots(4)$$

L ; 混合比

r ; 気化潜熱 (ガソリン $r \doteq 85$ Kcal/kg) Kcal/kg

C_{pa} ; 空気の定圧比熱 Kcal/kg°C

C_{pf} ; 燃料の定圧比熱 Kcal/kg°C

C_{pm} ; 混合気の定圧比熱 ($C_{pm} \doteq 0.273$) Kcal/kg°C

x ; 気化率 %

となる。ここで(4)式の気化率について、五味は⁽²⁾、理論的解析を試みているが、燃料は気化器内では、その一部のみが蒸発し、その他の大部分はシリンダー内で蒸発し、圧縮始めの状態、完全に気化されているものと考えられるので機関の型状、吸気予熱装置の有無等により、気化率の値は、大きく変化し、その正確なパーセントを理論的に得ることは困難である。そこで従来より用いられている栗野⁽³⁾の $x \doteq \frac{1}{2}$ の値で大きな誤差はないものと思うし、又五味もこの値が妥当であるとしている。

2.3 シリンダー、ピストン表面等からの熱伝達による温度上昇

シリンダー、ヘッド、ピストン等の表面からの熱伝達及び輻射による、吸入空気の温度上昇はガス温度と、各部の表面温度の測定により、熱伝達係数、輻射率を決定し、理論的な計算も可能である。又五味の研究の様に各部の指圧線図から求めた、圧力変化を逆算して、温度を推定することも出来る。しかし、いずれにしてもかなりの仮定と複雑な計測が必要であるし、機関の型状、特に水冷、空冷の別、気筒数の相違により、測定結果に大きな開きがある。そこで資料としては、古くその仮定も簡単ではあるが、一般的には、現在でも次の Hausen の関係式が好んで使用されている。すなわち Hausen は簡単な実験結果より、新気の表面からの熱伝達による温度上昇は、表面の平均温度と新気との温度差の約 $\frac{1}{3}$ に比例すると仮定し、表面の平均温度は、約200°Cであるとしている。しかし表面の各部の温度については、現在数多くの研究がなされているので、その値を用いる方が妥当であるらう。

そこで水冷機関についての実験結果⁽²⁾をみると、熱伝達による温度上昇は殆んど吸気管内圧力に左右されないし、Hausenの結果を用いても、部分負荷が影響するのは、上記の残留気と新気の混合による温度上昇の項のみなので、一定値により計算を行っても誤差はわずかなものと思う。又空冷機関については、冷却方式により、温度上昇の値は大きく異なるが、風速一定で冷却した場合の車輛用機関では、回転数に温度上昇がほぼ比例すると云う結果⁽²⁾により計算を行った。

2.4 吸入空気量

混合による温度上昇だけを考えれば、吸入空気量 G_{ch} kg は(3)式より、

$$G_{ch} = \frac{P_c V_B}{R_c T_{c1}} \left[0.95 - \left(\frac{R_c}{R_f} \right) \left(\frac{1}{\epsilon} \right) \left(\frac{P_{r1}}{P_c} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \right]$$

になるが、実際には、圧縮始めの温度は、 T_{c1} でなく、上記の如く気化及び熱伝達の影響を考慮しなければならない。そこでこの温度変化を ΔT° とすれば、

$$\begin{aligned} G_{ch} &= \frac{P_c V_B}{R_c (T_{c1} + \Delta T)} \left[0.95 - \left(\frac{R_c}{R_f} \right) \left(\frac{1}{\epsilon} \right) \left(\frac{P_{r1}}{P_c} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \right] \\ &= \frac{P_c V_h}{R_c (T_{c1} + \Delta T)} \left(\frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \right) \left[0.95 - \left(\frac{R_c}{R_f} \right) \left(\frac{1}{\epsilon} \right) \left(\frac{P_{r1}}{P_c} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \right] \end{aligned} \quad \dots\dots\dots(5)$$

となり、これより毎秒当りの吸入空気重量 G_a kg/sec は、

$$G_a = G_{ch} \times \tau \times Z \quad \dots\dots\dots(6)$$

τ ; 吸込度数 = $\frac{n_a}{2 \times 60}$

n_a ; 機関回転数

r. p. m.

Z ; 気筒数

として求まる。

3. 吸気系の損失係数

(6)式より求めた吸入空気が大気圧とシリンダー内圧力との差圧により、流入するものとして、空気清浄器とシリンダー間の損失係数について考えてみる。

3.1 空気清浄器の抵抗

空気清浄器の抵抗は、形状、使用条件、使用時間等により異なるが、湿式で 50mm~70mmAq、沔紙式で 30mm~150mmAq⁽⁶⁾と比較的損失水頭は小さい。

3.2 気化器スロート部の抵抗

スロート部の抵抗を損失係数の形で与えた資料は殆んどないので、流量係数を用い、非圧縮流れと仮定し、損失係数に書き改める。

$$\zeta_s = \frac{1}{\alpha_s^2} - 1$$

ζ_s ; スロート部損失係数

α_s ; スロート部流量係数

これに一般に使用されている流量係数 $\alpha_s = 0.8 \sim 0.9$ を代入すれば、損失係数は $\zeta_s = 0.56 \sim 0.23$ の範囲になる。

3.3 吸気管の管度摩擦並びに形状変化にともなう抵抗

これも機関の型式により相違のあるのは勿論であるが、特に気筒数、シリンダー配列の違いにより、単気筒では殆んど無視出来ても、多気筒1気化器の場合には、マニホールドの

断面積及び流れの方向の変化による抵抗を考慮しなければならないので比較的大きな値になるものと思う。

3.4 気化器絞り弁の抵抗

部分負荷において、一番重要になるのは、この損失係数であるが、いま気化器の型式を固定ベンチュリー、ちょう形弁を用いたものとして、弁開度と損失係数⁽⁶⁾の關係に、上記の各部の損失係数を考慮して求めた損失係数 ζ_1 を、A を開き面積として第1表に示す。

A/A ₀	0.15	0.25	0.50	0.75	1.00
ζ_1	165	50	24	15	13

第 1 表

3.5 吸気弁の抵抗

弁部の抵抗も、平均流量係数の形で与えられている場合が多いので、これを損失係数に書き改める。

いま、

ζ_2 ; 弁部の損失係数

α_2 ; 弁部の平均流量係数

v_p ; ピストン平均速度

m/s

w_s ; 弁部流速

m/s

a_s ; 弁部流路面積

m²

a_p ; ピストン断面積

m²

P_s ; 吸気管内圧力

kg/m²

w ; 吸気管内流速

m/s

a ; 吸気管断面積

m²

として非圧縮流と仮定すれば、

$$P_s + \frac{\gamma}{2g} w^2 = P_c + (1 + \zeta_2) \frac{\gamma}{2g} v_p^2$$

$$aw = a_s w_s = a_p v_p$$

$$\therefore w_s = \left[\frac{2g}{\gamma} \cdot \frac{(P_s - P_c)}{(1 + \zeta_2) \left(\frac{a_s}{a_p} \right)^2 - \left(\frac{a_s}{a} \right)^2} \right]^{\frac{1}{2}}$$

となり、これより吸入空気量 G_a は、

$$G_a = a_s \gamma \left[\frac{2g}{\gamma} \cdot \frac{(P_s - P_c)}{(1 + \zeta_2) \left(\frac{a_s}{a_p} \right)^2 - \left(\frac{a_s}{a} \right)^2} \right]^{\frac{1}{2}} \dots\dots\dots(7)$$

一方流量係数を用いて G_a を求めると、

$$G_a = \alpha_2 a_s \gamma \left[\frac{2g}{\gamma} \cdot (P_s - P_c) \right]^{\frac{1}{2}} \dots\dots\dots(8)$$

ここで(7)式と(8)式は等式なので、

$$\zeta_2 = \frac{1}{\alpha_2^2} \left(\frac{a_p}{a_s} \right)^2 + \left(\frac{a_p}{a} \right)^2 - 1 \dots\dots\dots(9)$$

として、 ζ_2 が求まる。

いま $\alpha_2 = 0.5$ と仮定して、 $\left(\frac{a_p}{a_s} \right) = 4.5 \sim 5.5$ 、 $\left(\frac{a_p}{a} \right) = 3 \sim 4$ とすれば損失係数 $\zeta_2 = 80$

～130 の範囲の値となる。

4. 圧縮始めの圧力並びに充てん効率

上記の各部の抵抗が吸気系に作用し、圧縮始めの圧力 P_c に及ぼす影響について考えてみる。この場合吸気管からシリンダーまでは等温度変化で流れは非圧縮とする。

まず大気と吸気管との間の圧力損失は、

$$P_s = P_a - (1 + \zeta_1) \frac{\gamma}{2g} w^2$$

P_a ; 大気圧 kg/u²

P_s ; 吸気管内圧力 kg/m²

γ ; 吸気管内の空気比重量 kg/m³

となり、次に吸気管とシリンダー内の圧力損失は、

$$P_c = P_s + \frac{\gamma}{2g} w^2 - (1 + \zeta_2) \frac{\gamma}{2g} v_p^2 \quad \dots\dots\dots(10)$$

両式より、大気とシリンダー間では、

$$P_a = P_c + \zeta_1 \frac{\gamma}{2g} w^2 + (1 + \zeta_2) \frac{\gamma}{2g} v_p^2 \quad \dots\dots\dots(11)$$

となる。又(11)式の吸気管内速度 w は、

$$w = \frac{G_a}{\gamma \cdot a}$$

これに(5)(6)式を代入し、単気筒とすれば、

$$w = \frac{n_a}{120} \cdot \frac{V_h}{a} \left(\frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \right) \left[0.95 - \left(\frac{R_c}{R_r} \right) \left(\frac{1}{\epsilon} \right) \left(\frac{P_{r1}}{P_c} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \right]$$

この w を(11)式に代入し、両辺を P_c で除すと、

$$\frac{P_a}{P_c} = 1 + \frac{1}{2g R_c (T_{c1} + \Delta T)} \left[\zeta_1 \left[\left(\frac{a_r}{a} \right)^2 \left(\frac{v_p}{4} \right) \left(\frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \right) \left\{ 0.95 - \left(\frac{R_c}{R_r} \right) \left(\frac{1}{\epsilon} \right) \left(\frac{P_{r1}}{P_c} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \right\} \right]^2 + (1 + \zeta_2) v_p^2 \right] \quad \dots\dots\dots(12)$$

これに排気圧力 P_{r1} を仮定し代入すれば、 P_c が求まる。しかし(12)式を P_c の陽関数として、表わせないので逐次計算をすることになる。

次に充てん効率を、

$$\eta_c = \frac{G_{ch}}{G_0}$$

で表わし、

η_c ; 充てん効率

G_0 ; 標準状態 ($P_0 = 1.0332 \text{ kg/cm}^2$ $T_0 = 273.2^\circ \text{K}$) の空気が行程容積 V_h を占める重量 kg

これに(5)式の G_{ch} 、(12)式の P_c を代入し、

$$\eta_c = \frac{P_c}{P_0} \cdot \frac{T_0}{(T_{c1} + \Delta T)} \left(\frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \right) \left[0.95 - \left(\frac{R_c}{R_r} \right) \left(\frac{1}{\epsilon} \right) \left(\frac{P_{r1}}{P_c} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \right] \quad \dots\dots\dots(13)$$

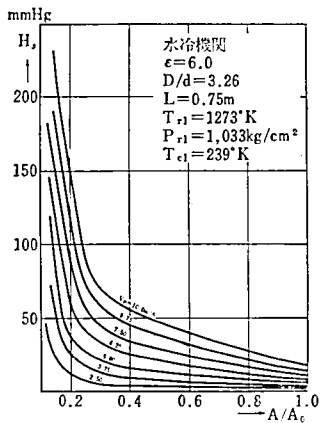
として求まる。

5. 結論

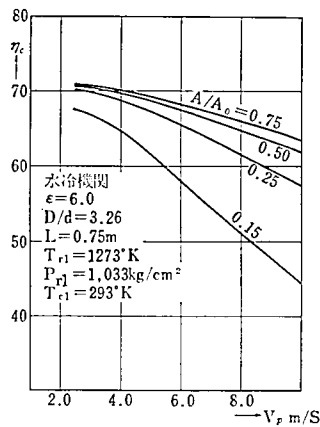
第1図に(10)(12)式より求めた、ブースト圧 H_2 mmHg と、絞り弁開き面積比 $\frac{A}{A_0}$ の関係を、ピストン平均速度 v_p m/s をパラメーターとして示す。これを実験値⁽⁷⁾と比較してみると、機関型式の相違はあるが、傾向はほぼ同一である。

しかし絶対値がやや低いのは、仮定した圧力、温度の違いにもよるが、計算の吸入速度に平均値を用いたことが原因で実際の機関は過度的に、相当な高速流となり、大きな圧力損失をとまうからであろう。

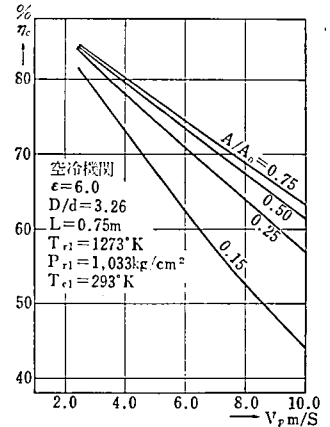
第2図はピストン平均速度 v_p m/s と、充てん効率 η_c を絞り弁開き面積比 $\frac{A}{A_0}$ を、パラメーターとして水冷機関について示し、第3図は同様に空冷機関の場合を示してある。当然のことながら空冷機関はピストン速度の増加にとまない熱伝達の影響、すなわち壁温の上昇が大きいため、ピストン速度の増加により、充てん効率は急激に低下する。又この充てん効率も実際の機関に比較し、ほぼ同一の傾向を示し、絞り弁面積比の減少が充てん効率の低下に比例しないことなどが良く表われており、一応部分負荷における充てん効率の推定には役立つものと思う。



第 1 図



第 2 図



第 3 図

一方上記の計算において仮定した、排気圧力の影響も考慮して(12)式の P_{r1} をもパラメーターとした解も求めることが出来るが複雑な計算になるので今回は見送ることにしたが、 P_{r1} の増加にとまない P_c は低下することがわかる。又(10)(11)式において作動流体を非圧縮等温度変化と仮定したが実際には圧縮をとまう断熱変化に近いものと考えられる。この場合は流動抵抗が作用すると断熱変化でも、 $p v^\gamma = \text{const}$ の簡単な関係は成立せず、計算内容が複雑になるし、又定常流として取扱った点も内燃機関の様に複雑な運動を行い、急激な温度変化をとまう現象の解析には不満なことは勿論であるが、これらは今後の課題としたい。

最後に計算の一部を手伝って呉れた緒方正幸、粟山好夫、両助手に深く感謝の意を表します。

参 考 文 献

- (1) C. F. Taylor ; The Internal-Combustion Engine in Theory and Practice Vol. 1
- (2) 五味 ; 日本機械学会論文集 (35-299) 昭44-1
- (3) 栗野 ; 内燃機関 日本機械学会 昭33
- (4) A Hausen ; Thermodynamische Rechnungsgrundlagen der Verbrennungskraftmaschinen, Forsh Heft (1931)
- (5) 自動車技術会 ; 自動車工学ハンドブック (1957)
- (6) 日本機械学会 ; 機械工学便覧 (1968)
- (7) 吉田 ; 自動車の気化器 ナツメ社 (1971)