

ホンダの二輪レース用機関の出力特性 — 機関諸元の選定 —

Power Characteristics of HONDA Motorcycle Racing Engines
— Determination of Engine Specifications —

八 木 静 夫* 田 中 敦** 藤 井 厚 雄**
Shizuo Yagi Atsushi Tanaka Atsuo Fujii

要 旨

本論文は、先ずホンダが4サイクル機関の開発を通じて確立してきた体積効率(η_v)や機械効率(η_m)を向上するための吸・排気系や機関損失の実験式を紹介すると共に、高速高性能機関の諸元選定について述べている。次に、過去に開発した世界二輪グランプリレース用機関の出力特性を、これらの実験式を用いて解析し、考察を行った結果、 η_v 向上手法と η_m 改善の手法には共通な項目が多くあることを述べている。

ABSTRACT

The experimental formula is introduced for the design of inlet and exhaust system and estimation of engine losses which Honda has established through its development of four cycle engines. This has been used to improve the volumetric efficiency (η_v) and the mechanical efficiency (η_m) of the engines. The process of selecting specifications for high-speed and high-performance engines is also described.

Then, this formula is used to analyze the performance characteristics of the engines developed for the world championship motorcycle road races. The analysis shows that the procedures for increasing η_v and those for improving η_m have many things in common.

1. はじめに

ホンダがTT (Tourist Trophy) レース参加を目的として、本格的に世界二輪グランプリレース用機関の開発を始めたのは125ccが1958年、250ccが1959年である。

それぞれ一年後にTTレースに初出場し、1961年には125ccで1～5位、250ccで1～3位を独占するという快挙を成し遂げた。また最終的に2気筒の50ccと5気筒の125ccで、リッタ当り最大出力200kW/ℓを20,000rpmという高回転で達成し、1966年には幸運にも50、125、250、350および500ccの五種目制覇を成し遂げた。

高い機関出力特性を得るには、高い体積効率(η_v)を維持すると共にメカニカルロス(P_{mlm})を低減し、機関の高速化を図らなければならない。

ホンダは早い時期からC.F.Taylorが定義している吸・排気速度係数($Mi \cdot Me$)¹⁾を取入れ、吸・排気ポートモデルによる定常流試験でポート形状、弁径、バルブリフト等を決めると共に、 Mi と η_v の関係および Mi と最大出力(P_{seMAX})を与える回転数(N_{epsMAX})の関係を追求

することで、要求出力特性を達成する機関諸元を予測することが出来るようになった。また高い η_v を得るために、吸気系の慣性効果と脈動効果および排気系の吹き出し効果の研究を積極的に行い、ホンダなりの理論を確立し、機関開発の効率を高めてきた。しかしながら、年々高まる要求出力値を達成できず、レースに参加したもの期待した成果を得られなかった機関および参加しなかった機関が多々あった事を思い起こし、当時確立していた実験式および後年確立した全機関損失(P_{mlT})を求める実験式を用いて何故かの解析を改めて行い、幾つかの結論を得たのでここに報告する。

2. 機関諸元の選定

2.1. 吸気速度係数と最大出力を与える回転数

C.F.Taylorは吸・排気系の長さが十分に短く、系の動的效果を無視し得る場合は、「吸気速度係数(Mi) ≤ 0.5 では吸気弁部の圧力降下は余り重要でなく、弁径を増

* 本田技術研究所 OB

** 栃木研究所

し流量係数を改良しても体積効率 (η_v) は殆ど向上しない。しかし $Mi > 0.5$ では η_v が急激に低下するので、この場合はより大きい弁径と最適なバルブリフトを与え、且つポートの形状を工夫することによって弁部の平均流量係数 (C_{mi}) を改良し、吸気弁平均有効開口面積 (Z_{mi}) を大きく取ることが必要となる。なお吸・排気速度係数の比 (Mi/M_e)、即ち許容流量比 (γ) は ≈ 0.6 を与えれば良い。」と述べている¹⁾。

なお Mi 、 γ は次式で与えられている。

$$Mi = \frac{U_p}{a_i} \cdot \frac{A_p}{C_{mi} \cdot A_{vi}} = \frac{N_e}{30 \cdot a_i} \cdot \frac{V_s}{Z_{mi}} \quad \dots (1)$$

$$\gamma = \frac{Mi}{Me} \quad \dots (2)$$

U_p : ピストンスピード m/s

a_i : 吸気管内の音速 m/s

A_p : ピストン断面積 m^2

C_{mi} : 吸気系の平均流量係数

A_{vi} : 吸気弁断面積 m^2

N_e : 機関回転数 r/min

V_s : 気筒当りの容積 m^3

Z_{mi} : 吸気弁平均有効開口面積 m^2

($= C_{mi} \cdot A_{vi}$)

Me : 排気速度係数

しかしながら、最大体積効率 (η_{vMAX}) とそれを与える Mi の関係を、多くのデータを基に求めて行く中で、Fig. 1 に示すように η_{vMAX} は $Mi > 0.3$ で徐々に $Mi > 0.5$ では急速に低下することが判った。従って、我々は最高出力 (P_{seMAX}) を与える回転数 (N_{epsMAX}) で $Mi \approx 0.45$ となるよう、機関諸元の選定を行うこととしている。この

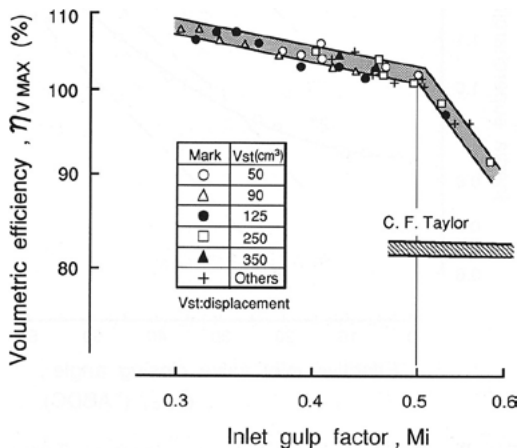


Fig. 1 Relationship between Maximum Volumetric Efficiency and Inlet Gulp Factor

条件を (1) 式に入れると

$$Z_{mi}/V_s \approx 2.2 \cdot N_{epsMAX} \times 10^{-4} \quad \dots (3)$$

となる。なお γ はファイヤリング時の吸・排気管内圧力波から求めた個々の音速 (a_i , a_e) を用いれば $\gamma \approx 1.0$ となることが判った。

2.2. 機関主要諸元の予測

機関開発時、総排気量 (V_{st}) と P_{seMAX} を与えて、その条件を満たす諸元を予測するには、機関の仕様 (燃焼室形式、弁数と配置等) と以下の関係を予め経験的に把握しておくことが必要である。即ち、

① リッタ当りの最大出力 (P_{seMAX}/ℓ) とそれを与える回転数 (N_{epsMAX}) の関係。

② 気筒当りの容積 (V_s) と許容し得る吸気弁の平均有効開口面積 (Z_{mi}) の関係。

③ 吸気弁の有効開口面積 (Z_i) とバルブリフト (h_i)、吸気弁径 (d_{vi}) の関係。

「 Z_i が最大となる h_i/d_{vi} が存在する、その値を求めると、2バルブ仕様は 0.22~0.24、4バルブ仕様は 0.28~0.32 となる。」

④ 平均流量係数 (C_{mi}) と h_i/d_{vi} の関係。

「③の条件より C_{mi} は 2バルブ仕様では 0.32~0.36、4バルブ仕様は 0.36~0.40 となる。」

⑤ d_{vi} とシリンダボア (B) の関係。

「 d_{vi} は、2バルブ仕様は $(0.53 \sim 0.56) \times B$ のバルブが 1 個、4バルブ仕様は $(0.40 \sim 0.43) \times B$ のバルブが 2 個、シリンダボアに対し設定することが可能となる。」

なお上記の関係は、最新のデータを基に常に補足充実を図って行くことが必要である。以上の関係を用いると、

(1) P_{seMAX}/ℓ を与えると、①から N_{epsMAX} が求まる。この時燃焼室形式とバルブ数がほぼ決まる。(例えば半球型形の 2バルブまたはペントルーフ型の 4バルブなど)

(2) N_{epsMAX} が決まると (3) 式から Z_{mi}/V_s が求まる。予め気筒数 (nc) と V_{st} が決まっている場合は V_s が決まり、 Z_{mi} が求まる。

(3) 次に、③④から吸気弁数 (n_{vi}) と d_{vi} の関係を、⑤からその d_{vi} が余裕を持って挿入できる B を求める。その場合、ストローク (S) との比 (B/S) を考慮し不適当な場合は nc を再考する必要がある。(例えば 4 気筒を 6 気筒に)

(4) V_s の変更があれば、再度 (3) の検討に戻る。

上記の手順を取ると、 P_{seMAX} と N_{epsMAX} の条件を満たす気筒数、シリンダボア、ストローク、吸・排気弁径と弁数等の主要諸元を求めることが出来る。

2.3. 吸・排気系の動的効果

ホンダでは、かつて燃焼室形式が異なる機関を用いて、指圧線図から求めた指示平均有効圧力 (P_{mi}) と η_v の関係を求めた。その結果、出力が最大となる最適運転条件下では、 P_{mi} と η_v の間には次式が成り立つことが判った²⁾。即ち、

$$\frac{P_{mi}}{K(\varepsilon) \cdot \eta_v} \approx C.(\text{combustion}) \quad \dots (4)$$

$$K(\varepsilon) = \frac{\eta_{th}}{1 - \frac{1}{\varepsilon}}$$

$$\eta_{th} = 1 - \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\kappa-1} : \text{理論熱効率}$$

ε : 圧縮比
 κ : 比熱比

Fig. 2 に各燃焼室の $P_{mi}/K(\varepsilon) \sim \eta_v$ 特性を示す。因みに $C.(\text{combustion})$ は半球形およびペントルーフ型燃焼室では約 2.4MPa である。なお (4) 式から、出力の向上は η_v を如何にして増大するかにかかっている

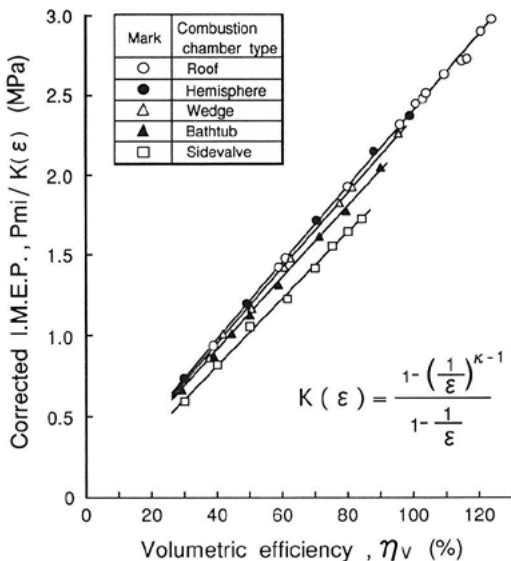


Fig. 2 Relationship between I. M. E. P/K (ε) and Volumetric Efficiency

とが判る。 η_v の向上は、基本的には先に述べたように、 N_{epsMAX} で M_i が 0.5 以下となるように機関諸元を選定すれば良い。そのためには、ショートストローク化、多弁化および多気筒化が有効である。更に、高回転を目指してバルブオーバーラップを大きく取っている機関は、吸・排気系の動的効果、即ち吸気系の慣性効果と脈動効果および排気系の吹き出し効果が可成り期待できるので、吸・排気系諸元の選定も重要である。

2.3.1. 慣性効果 (Inertia Effect)

慣性効果を支配する因子として浅沼は、①慣給特性数 (Z)、②流入抵抗 (μ)、③吸気弁閉じ角 (θ_{eci}) の三つを挙げている³⁾。なお Z は次式で与えられる。

$$Z = \frac{\pi}{30} \cdot \frac{Ne}{a_i} \cdot \sqrt{\frac{V_s \cdot Li}{A_i}} \quad \dots (5)$$

a_i : 吸気管内の音速 m/s
 V_s : 気筒当りの容積 m^3
 Li : 吸気管の実長 m
 A_i : 吸気管の断面積 m^2

ホンダではこの理論を基に、慣給特性数 (Z^*) を吸気弁の有効閉じ角 (θ_{eci}) の関数とし、次の実験式を確立した²⁾。

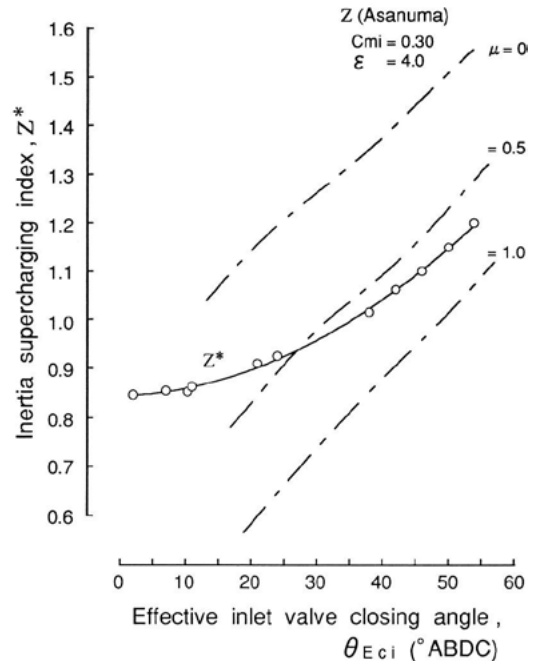


Fig. 3 Relationships between Inertia Supercharging Index and Effective Inlet Valve Closing Angle

$$Z^*(\theta_{eci}) = \frac{\pi}{30} \cdot \frac{Ne_i}{ai} \cdot \sqrt{\frac{Vs \cdot L_{ei}}{Z_{mi}}} \quad \dots (6)$$

Ne_i : 最大の慣性効果を与える回転数 r/min

L_{ei} : 吸気管の有効長さ m

Z_{mi} : 吸気弁平均有効開口面積 m^2

$\sqrt{Vs \cdot L_{ei} / Z_{mi}}$: 等価吸気管長 (L_{eqi})

Vs , L_{ei} および θ_{eci} がことなる機関の η_v 特性の Ne_i を用いて (6) 式から求めた Z^* を θ_{eci} に対して示すと Fig. 3 となる。従って (7) 式と Fig. 3 を用いれば開発時の要求出力特性に対して、 θ_{eci} , L_{ei} と Ne_i の関係を容易に求めることが出来る。なお実機運転で一度 L_{ei} と Ne_i の関係を把握しておけば、 θ_{eci} が一定であれば $Ne_i \cdot \sqrt{L_{ei}} = C$ (inertia) の関係から、吸気管長さの操作で出力特性を高速側または低速側へと容易に変更することが可能である。

2.3.2. 脈動効果 (Pulsation Effect)

吸気弁閉止 (In.C) 後、吸気管内に発生する脈動波は次の吸気行程に影響し、 η_v に変化を与える。脈動波の η_v に及ぼす影響に付いては、多くの研究成果が発表されている。しかしながら、筆者ら²⁾は Fig. 4 に示すように、脈動波の何次の圧力波が次の吸気弁開き始め (In.O) の上死点 (TDC) に同調するかにより η_v が変化することを知り、脈動次数 (q_p) の同調条件を次式で与えている。

$$q_p = \frac{\frac{\theta_{i^*}}{360} \cdot \frac{60}{Ne_q}}{\frac{4 \cdot L_{ei}}{ai}} \quad \dots (7)$$

θ_{i^*} : 吸気弁閉止からバルブオーバーラップ時の TDC 迄のクランク角 $deg.$

Ne_q : 脈動次数の同調回転数 r/min

従って、 θ_{ci} が一定の場合、 q_p に対して $Ne_q \cdot L_{ei} = C$.

(pulsation) となる。

(7) 式で $q_p = 2.0, 3.0$ 、即ち脈動波の正の圧力波がバルブオーバーラップに同調すれば η_v は増加し、 $q_p = 1.5, 2.5$ 、即ち負の圧力波が同調すると低下する。Fig. 5 に一例として 50cc 機関のモータリング時の η_v 特性を示す。 L_{ei} に対して規則正しい変化が認められる。脈動効果は一般に① q_p が低次、② L_{ei} が長い、③バルブオーバーラップが広い、④ C_{mi} が大きい、⑤吸・排気バルブの挟み角が大きい、ほど大きい。なおファイヤリング時の η_v 特性は排気系の動的効果の影響を受けるため、一般にはこのように規則正しく変化するとは限らない。

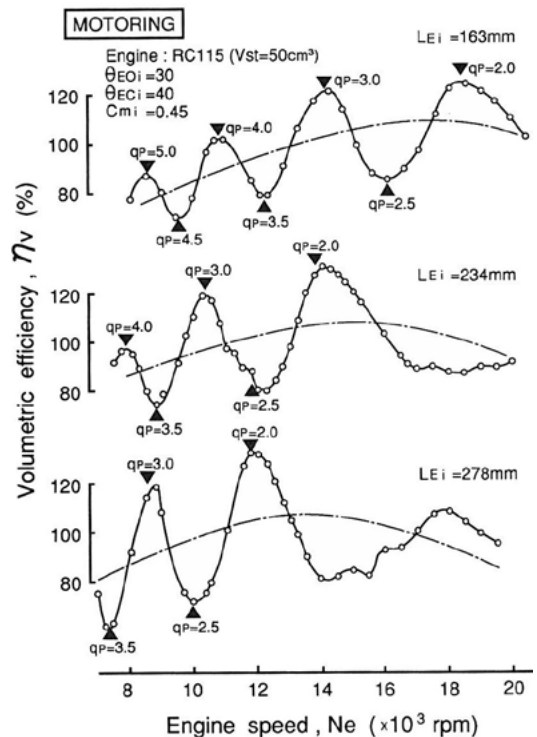


Fig. 5 Effect of Inlet Pipe Length on Volumetric Efficiency

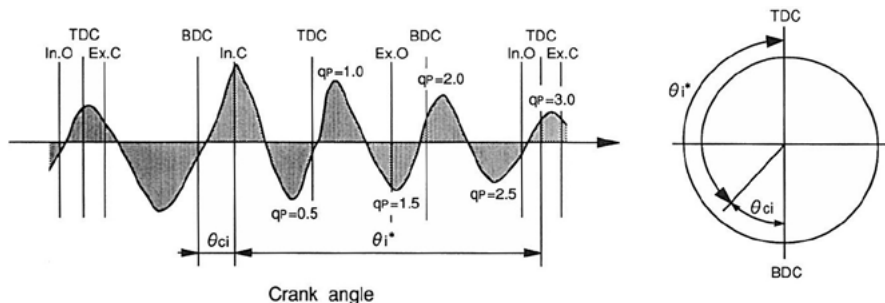


Fig. 4 Pulsation Order of Intake Port and Harmonized Conditions

2.3.3. 排気吹き出し効果 (Blowdown Effect)

排気吹き出し後の排気管内の負の圧力波を次のバルブオーバーラップに同調させると、 η_v が向上する。レース用機関は一般にディフューザタイプの排気系を用いているので、排気吹き出し後の負の圧力波のピッチと振幅が大きい。従って広い回転範囲にわたって η_v の向上を図ることが出来る²⁾。

2.4. 機関諸元と全機関損失の関係

全機関損失 (P_{ml_T}) にはメカニカルロス (P_{ml_M})、ポンピングロス (P_{ml_P}) および補機類の駆動ロス (P_{ml_A}) がある。 P_{ml_T} は一般にモータリング法で測定しているが、その値を用いて出力を評価することは困難である。ファイヤリング時のその値 ($P_{ml_T}^*$) は指圧線図から求めた、即ち P_{ml_P} を差し引かない指示平均有効圧力 (P_{mi}^*) と、動力計で求めた正味平均有効圧力 (P_{me}) との差であり次式で求まる。

$$P_{ml_T}^* = P_{mi}^* - P_{me} \quad \dots (8)$$

P_{ml_T} と $P_{ml_T}^*$ の関係を求めている中で、排気吹き出し後の負の圧力波がバルブオーバーラップに同調している場合は P_{ml_T} と $P_{ml_T}^*$ がほぼ等しいことが判った。

ホンダでは、それとは別に量産機関開発時の多くの

データを基に P_{ml_T} を求める実験式を確立し、且つその後レース用機関にも適応できることを確認し発表した^{4) 5)}。ここでは、 P_{ml_T} を次式で与えている。

$$P_{ml_T} = (C_1 \cdot Ne^2 + C_2) \cdot \frac{\sqrt{S \cdot D_{cm}}}{B} \quad \dots (9)$$

$$C_1 = \Phi_1 (V_s / Z_{Gi})^2 + \Phi_2$$

$$\Phi_1 = 60 \times 10^{-9} \quad \Phi_2 = 1.1 \times 10^{-9}$$

$$C_2 = \Phi_3 \cdot \nu + \Phi_4$$

$$\Phi_3 = 0.0011 \quad \Phi_4 = 0.14$$

S : ピストンストローク m

D_{cm} : クランクシャフトの平均軸径 m

B : シリンダボア m

Z_{Gi} : 吸気弁開口面積 m^2

ν : 潤滑油粘度 Cst

なおホンダでは $\sqrt{S \cdot D_{cm}} / B$ を諸元係数と呼んでいる。 P_{ml_T} の低減は (9) 式から判るように、 C_1 、 $C_2 \sqrt{S \cdot D_{cm}} / B$ を如何に小さくするかに掛かっている。 P_{ml_P} を支配する係数 C_1 は Z_{Gi} を大きく取ることによって $\sqrt{S} / B$ はショートストロークに、 D_{cm} は多気筒にすることで小さくすることが出来る。なお C_2 は機関の慣らし運転を充分に行うことで小さくすることが出来、その値は 0.18~0.20MPa である。

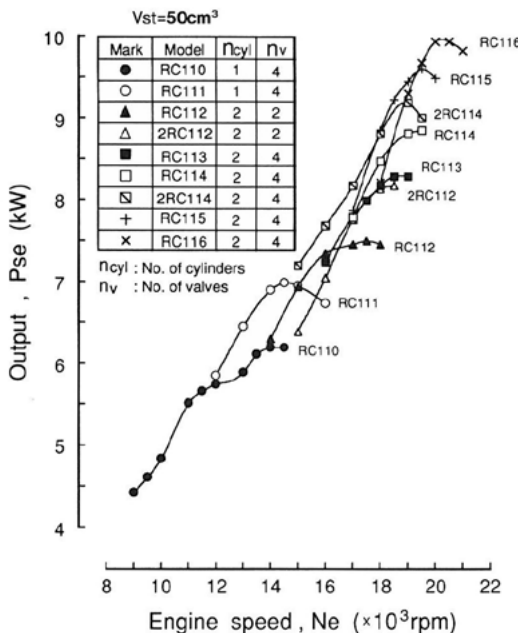


Fig. 6-1 Characteristics of Pse in 50cm³ Engines

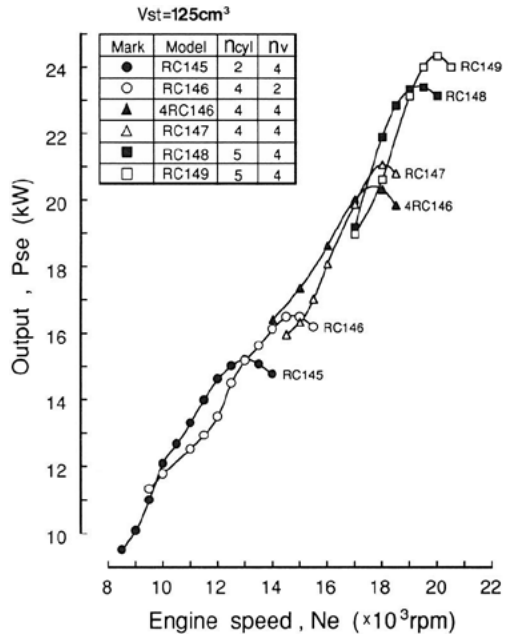


Fig. 6-2 Characteristics of Pse in 125cm³ Engines

3. 機関出力特性の解析および考察

3.1. 最大出力と全機関損失

3.1.1. リッタ当りの最大出力

最大出力 (P_{seMAX}) を与える回転数 (N_{epsMAX}) で、体積効率 (η_v) に影響を及ぼす吸気速度係数 (M_i) がほぼ 0.45 となるように諸元を選定してきた機関の出力特性を排気量 (クラス) 別に Fig. 6-1~4 に、その諸元を Table 1~4 に示す。各クラス共に年々高速化と高出力化が図られているが、要求出力特性を必ずしも全ての機種が達成していた訳ではない。Fig. 7 に、これら排気量の異なる機関のリッタ当たり最大出力 (P_{seMAX}/ℓ) と N_{epsMAX} の関係を示す。図中の線は現在のホンダのレベルを示す。50cc 2気筒 (●) と 250cc 6気筒 (■) が現在のレベルよりかなり低いことが判る。

3.1.2. 全機関損失

年々高速高出力化が求められ、結果的にショートストローク化、多弁化、多気筒化が図られて来た。今これらの機関諸元から全機関損失 (P_{ml_T}) に影響を及ぼす諸元係数 ($\sqrt{S \cdot D_{cm}}/B$) とポンピングロス (P_{ml_P}) に影響を及ぼす係数 C_1 を求め (Table 1~4 参照)、且つ二つの係数を用いて (9) 式から求めた N_{epsMAX} 時の P_{ml_T} を

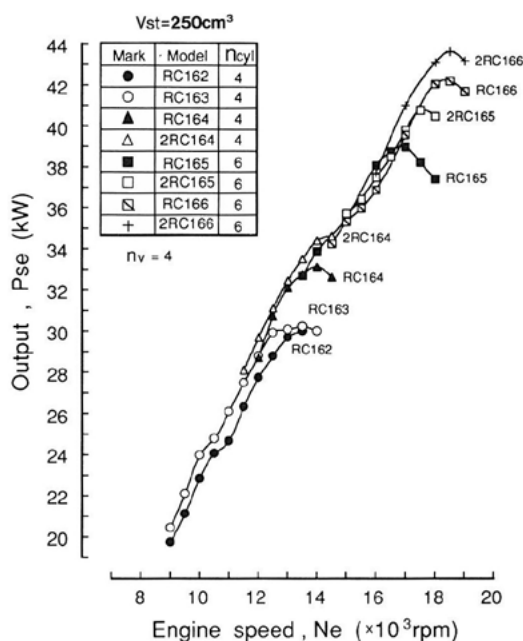


Fig. 6-3 Characteristics of Pse in 250cm³ Engines

開発年次モデルに従って Fig. 8 に示す。(図は機関記号 RC を省略している)

$\sqrt{S \cdot D_{cm}}/B$ に注目すると、50cc で最初の 2 気筒の RC は機関諸元 ($B \cdot S, D_{cm}$) が小さくなったにも関わらず 0.649 とあまり改善されていない。しかしながらその後の 2RC113 はクランクシャフトを見直し、 D_{cm} を大幅に縮小したことで 0.586、また RC115 はさらにショー

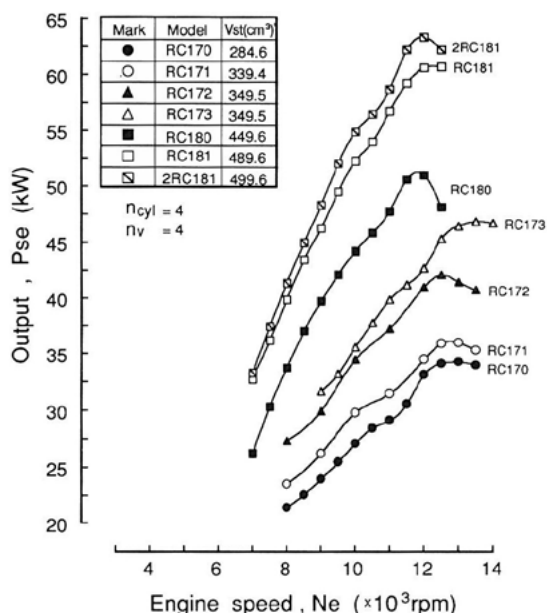


Fig. 6-4 Characteristics of Pse in 350cm³ Class and 500cm³ Class Engines

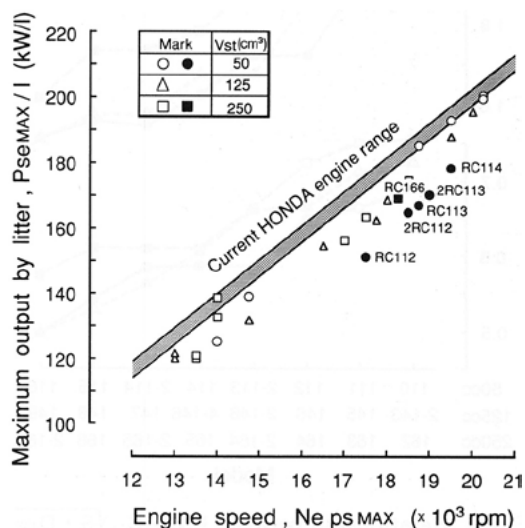


Fig. 7 Relationship between Maximum Pse/ℓ and Engine Speed at Maximum Pse

トストロークにしたことで0.542と改善が図られている。125ccは2気筒を4気筒(RC146)に、そして5気筒(RC148)にしたことで順調な改善が図られている。

250ccは、4気筒のRC163~2RC164迄はクランクシャフトを見直したことで、次のRC165は6気筒にしたことで順調な改善が図られている。その後高出力を求めて開発された2RC166は、更にショートストロークにし0.573と改善が図られていることが判る。なお、 P_{mlT} に影響を及ぼす係数 C_1 はシリンダボア(B)と吸気弁径(dvi)を単独に、または双方を大きくした場合に改善されている。しかしながら $Neps_{MAX}$ 時の P_{mlT} に注目すると、50ccのRC112からRC114と250ccの6気筒のRC166が異常に高いことが判る。

今これらの P_{mlT} を、 $Neps_{MAX}$ に対し示すとFig. 9となる。Fig. 7と対応して見ると、 Pse_{MAX}/ℓ が現在のホンダのレベルにある機関の P_{mlT} は0.38~0.42MPaの範囲にあるが、 Pse_{MAX}/ℓ が現在のレベルより可成り低い50cc 2気筒(●)および250cc 6気筒(■)の P_{mlT} は

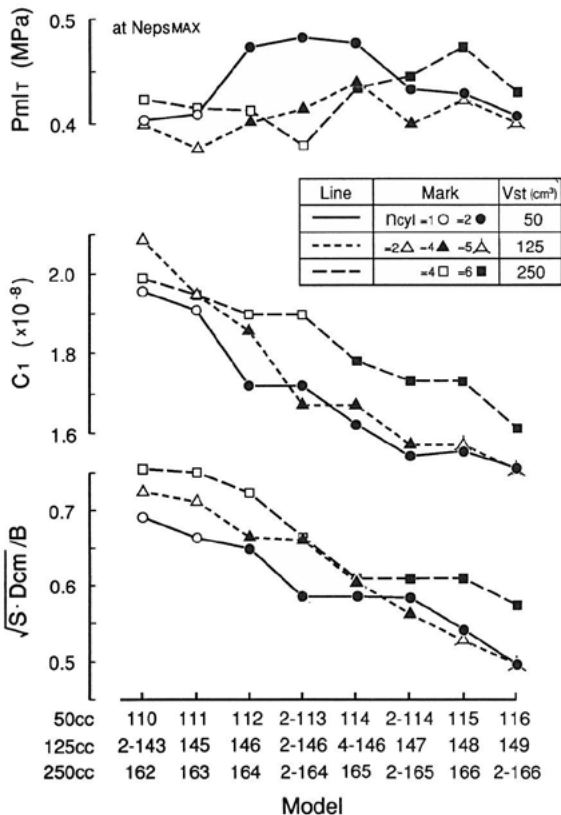


Fig. 8 Relationship between P_{mlT} , C_1 , $\sqrt{S \cdot D \text{ cm}} / B$ and Models in each Displacement (50, 125 and 250cm³)

0.48~0.50MPaと可成り高いことが判る。これは高速化を図るにあたって、 P_{mlT} を考慮した最適な機関諸元の選定が為されていなかったことに他ならない。

因に、 $Neps_{MAX}$ が10,000rpm以下の量産機種では、 P_{mlT} を0.36~0.38MPaとなるよう機関諸元を選定すれば高い Pse_{MAX} が得られている。

次に、各クラス別に正味平均有効圧(Pme)と指示平均有効圧力(Pmi^*)に注目し、吸気系の動的効果と(9)式から求まる P_{mlT} を用いてその解析を行う。

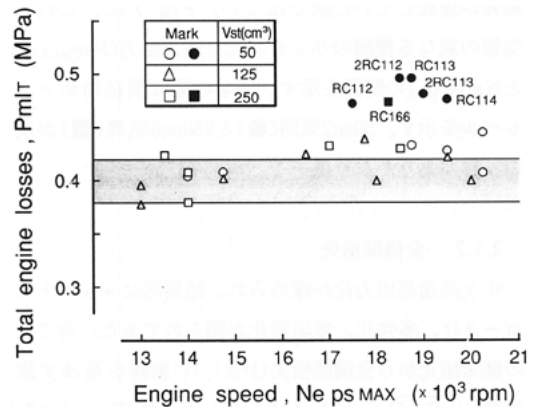


Fig. 9 Relationship between P_{mlT} and $Neps_{MAX}$

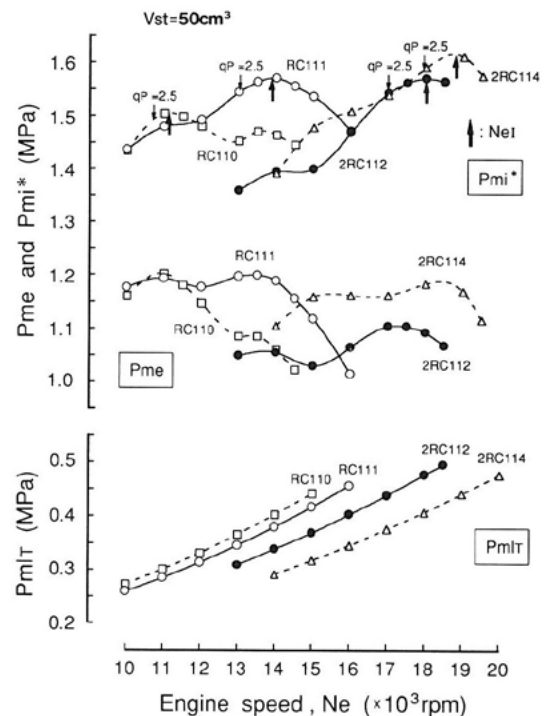


Fig. 10-1 Relationships between Pmi^* , Pme , P_{mlT} and Ne in 50cm³ Engines

3.2. 最大指示平均有効圧力に対する動的効果

ここでは、最大指示平均有効圧力 ($P_{mi}^*_{MAX}$) と吸気系の慣性効果と脈動効果の関係をみる。Fig. 10-1~4 は各クラスの出力特性 (Fig. 6) の中から選んだ代表的な機種の P_{me} と P_{mlT} および両者を加算した P_{mi}^* を N_e に対して示している。なお P_{mi}^* 特性上には、各機関の吸気管有効長さ (L_{ei}) を基に (6)、(7) 式から求めた、最大の慣性効果を与える回転数 (N_{e1}) と脈動次数 (q_p) の 2.5 次が同調している回転数 ($N_{e2.5}$) の位置をそれぞれの矢印 ($\uparrow$, $\downarrow$) で示している。

Fig. 10-1 (50cc) の P_{mi}^* 特性上の N_{e1} と $N_{e2.5}$ の位置と $P_{mi}^*_{MAX}$ の関係を見ると、 $P_{mi}^*_{MAX}$ は N_{e1} と $N_{e2.5}$ が近接している RC110 が 1.5MPa と最も低く、両者が離れている 2RC114 が 1.6MPa と最も高いことが判る。即ち、後者の $P_{mi}^*_{MAX}$ が高いのは脈動波の $q_p = 2.5$ の負の圧力波の影響を受けることなく、慣性効果を有効に利用していることによるものと判断する。しかしながら、 N_{e1} が高回転域にあって $N_{e2.5}$ が低速側にある場合の P_{mi}^* 特性は急峻となる。

Fig. 10-2 (125cc) の場合も 50cc と同様、 $q_p = 2.5$ の脈動波に災いされることなく、慣性効果を有効に利用している機関ほど $P_{mi}^*_{MAX}$ が高いことが判る。従って、

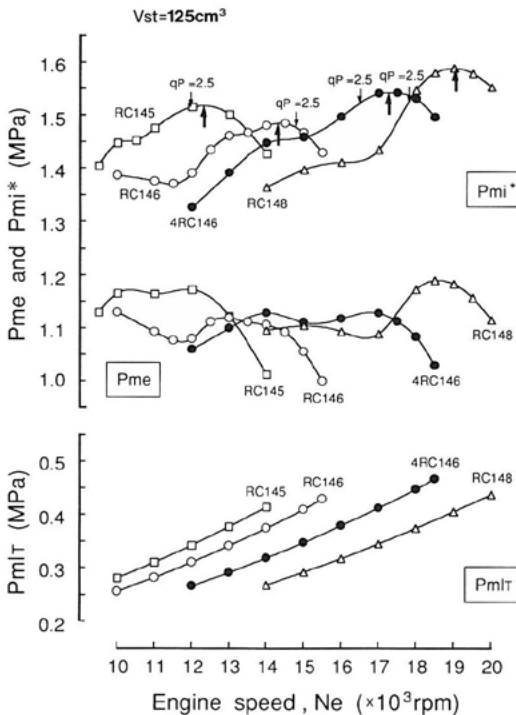


Fig. 10-2 Relationships between P_{mi}^* , P_{me} , P_{mlT} and N_e in 125cm³ Engines

RC145 と RC146 は慣性効果を余り有効に利用していない事となる。

Fig. 10-3 (350cc, 500cc) の場合も同様で、2RC181 は慣性効果を有効に利用し、RC172 は余り有効に利用していない事となる。なお気筒容積 (V_s) が大きいこのような場合は、 N_{e1} に対して $N_{e2.5}$ は高速側にあり、従って低速側に $N_{e3.0}$ ($q_p = 3.0$) が同調するので P_{mi}^* は 2RC181 のように、比較的フラットな特性となる。

3.3. $P_{mi}^*_{MAX}$ における機関出力特性

ここでの機関出力特性とは、最高の慣性効果を与える N_{e1} とその時の P_{me} と P_{mlT} および両者を加算した $P_{mi}^*_{MAX}$ 、 ηv_{MAX} 、 $N_{e2.5}$ を云い、以下に各クラス毎に出力特性の解析を行う。

3.3.1. 50cc (Fig. 11-1, Table 1)

1 気筒の RC110 (4 バルブ) は N_{e1} が 11,000rpm と低く設定されているため、諸元係数が 0.691 と大きいにも関わらず P_{mlT} は 0.3MPa と低い。従って $q_p = 2.5$ の脈動波の影響を受けて ηv_{MAX} は 112% と低いにも関わらず、1.2MPa と高い P_{me} を得ている。RC111 は d_{vi} を大きくし、且つ N_{e1} を 14,000rpm と高めたことで ηv_{MAX} を

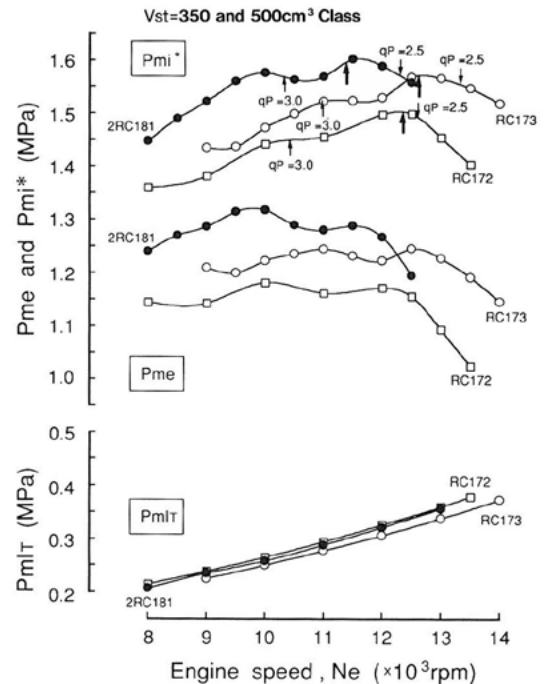


Fig. 10-3 Relationships between P_{mi}^* , P_{me} , P_{mlT} and N_e in 350cm³ and 500cm³ Class Engines

117%と向上したが、 P_{mlT} が 0.38MPa と増加したため P_{me} はやや低下した。

同一総排気量で多気筒化を図ると等価吸気管長 (L_{eq}) が短くなり、容易に Ne_1 を高められる。そこで 2 気筒化を図ったが RC112 (2 バルブ) ~ RC113 (4 バルブ) 迄は、先に述べたように諸元係数の改善が伴わない中で Ne_1 を 16,000~18,000rpm と急速に高めたため P_{mlT} が 0.42~0.46MPa と増加し、 P_{me} は 1.12MPa まで低下した。従って、2RC113 (2 バルブ) でクランクシャフトの大幅な見直しを行い諸元係数を 0.586 に低減したが、 Ne_1 を 18,500rpm に高めたため P_{mlT} の低減は図られなかった。次の RC114 (4 バルブ) も更に高出力を目指して Ne_1 を高めて η_{vMAX} の向上を図ったが P_{mlT} が高く、期待した P_{me} は得られなかった。2RC114 では Ne_1 を上げず、 d_{vi} を 1mm 拡大し、且つ慣性効果の有効利用で 121% の η_v を得ている。その後更にショートストロークとした RC115 と 116 は、同様に慣性効果の有効利用で η_{vMAX} を向上すると共に諸元係数の改善で P_{mlT} の低減を図り、1.2MPa と高い P_{me} を得ることが出来た。

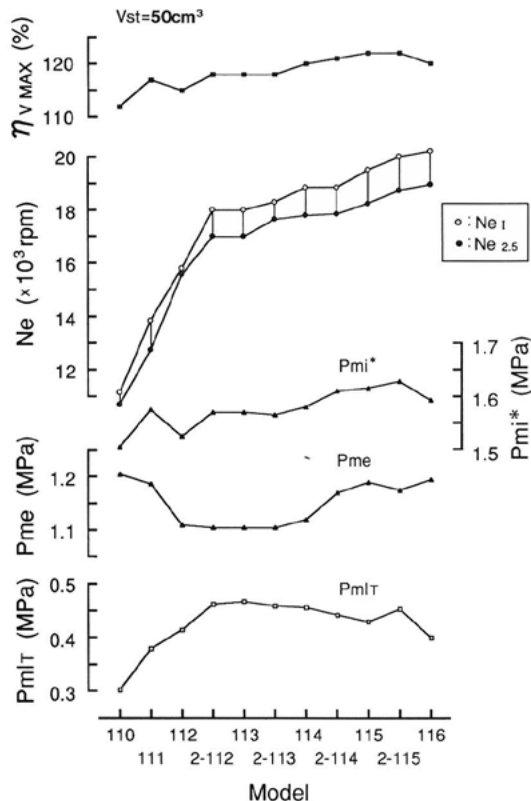


Fig. 11-1 Relationships between η_{vMAX} , Ne_1 , $Ne_{2.5}$, P_{mi}^* , P_{me} , P_{mlT} and Models in 50cm³ Engines

3.3.2. 125cc (Fig. 11-2, Table 2)

125cc 機関においても、 P_{mlT} と P_{me} の関係は 50cc と同様のことが云える。

2RC143 と RC145 は慣性効果を有効に利用していないため、 η_{vMAX} が 114% と余り高くないが Ne_1 が低い設定のため P_{mlT} が 0.36MPa と低く、 P_{me} は 1.17MPa と比較的高い値を得ている。

4 気筒の RC146 は諸元係数の改善が図られていたが、 Ne_1 を 14,500rpm と高めたことで P_{mlT} が 0.4MPa と増加し、且つ 2 バルブ方式であったため η_v が向上せず P_{me} は低下している。2RC146 は 4 バルブ方式とし、且つ慣性効果の有効利用で η_{vMAX} を 117% と高めることで P_{me} の回復を図ることができた。しかしながら 4RC146 は更に高出力化を目指して Ne_1 を高めたが $Ne_{2.5}$ の影響を受け η_{vMAX} が低下し、且つ P_{mlT} が 0.42MPa と増加したため P_{me} は再び低下した。RC147 は更にショートストロークにしてバルブ径を 1mm 増し、且つクランクシャフト径を縮小し諸元係数を 0.563 と改善し、 P_{mlT} を 0.38MPa 迄下げることで P_{me} の回復を図ることが出来た。

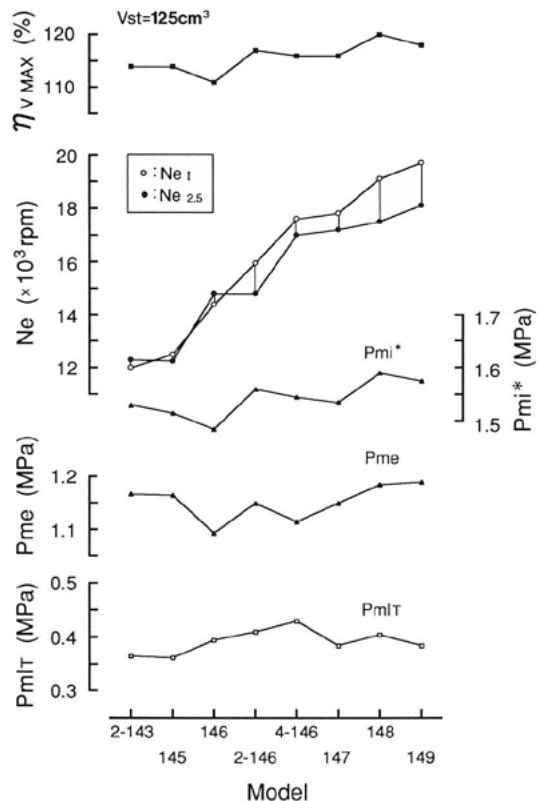


Fig. 11-2 Relationship between η_{vMAX} , Ne_1 , $Ne_{2.5}$, P_{mi}^* , P_{me} , P_{mlT} and Models in 125cm³ Engines

しかし、出力の持続性に欠けたためレースには出場しなかった。

RC148 と RC149 は 5 気筒にしたことで結果的に諸元係数が約 0.5 と大幅に改善されて高速化が図られ、且つ慣性効果の有効利用で 1.20MPa と高い Pme を得ることが出来た。

3.3.3. 250cc (Fig. 11-3, Table 3)

4 気筒の RC162~164 は主要諸元を大幅に変えることなく、dvi を大きくすることで徐々にではあるが $\eta_{V_{MAX}}$ を 117% と増大し、Pme を 1.20MPa まで向上を図っている。2RC164 はクランクシャフトの見直しで Dcm の縮小を図ったが、 Ne_1 を高めたため Pml_T が低減せず、Pme の向上は図られなかった。

6 気筒の RC165 は 0.609 と諸元係数の改善が図られているにも関わらず、 Ne_1 を 16,000rpm と高めすぎたため Pml_T が 0.42MPa と増加し、Pme は 1.14MPa と低下した。その後の 2RC165、166 は更に高出力を目指して

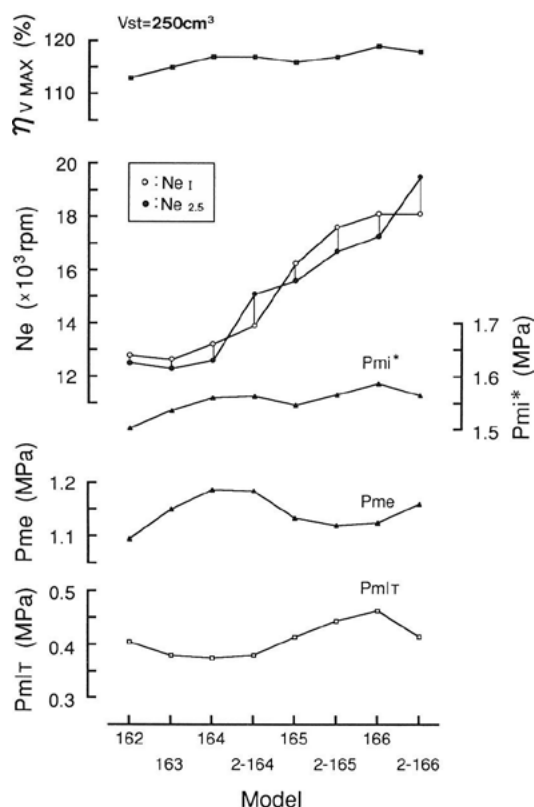


Fig. 11-3 Relationship between $\eta_{V_{MAX}}$, Ne_1 , $Ne_{2.5}$, Pmi^* , Pme , Pml_T and Models in 250cm³ Engines

高速化を図ったが、Pml_T が 0.47MPa と増加し Pme は向上しなかった。従って 2RC166 は更にショートストロークにする等諸元の見直しを行い、諸元係数を 0.573 とし Pml_T の低減を図り、且つ $\eta_{V_{MAX}}$ を 118% と向上することで期待通りの高い Pme を得ることが出来た。

3.3.4. 350cc と 500cc クラス (Fig. 11-4, Table 4)

350cc クラスの RC170 は 250cc RC162 のシリンダボアのみを変更した 285cc で、 $\eta_{V_{MAX}}$ が 113% と低いにも関わらず、RC162 のクランクシャフトを流用していたため Pml_T が 0.40MPa と低く、比較的高い Pme を得ている。しかしながら 350cc クラスとしては出力不足と云うことで、シリンダボア、ストロークを変更した 340cc (RC171) の開発に入った。しかしながら RC170 のシリンダヘッドを流用していたため、 $\eta_{V_{MAX}}$ が低下し Pme も低下した。次の RC172 は 250cc の RC163 をベースに、吸・排気系とクランクシャフトの見直しを行った 350cc で、諸元係数が 0.631 と改善され Pml_T を 0.36MPa に低

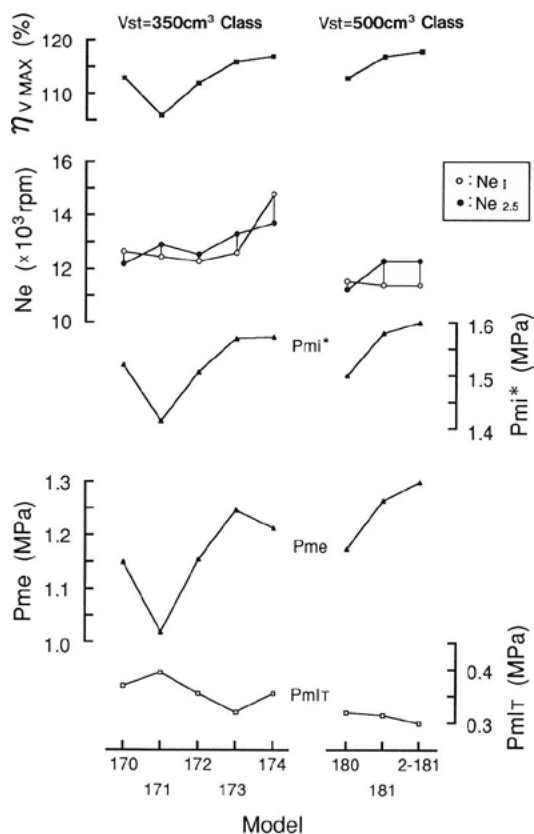


Fig. 11-4 Relationship between $\eta_{V_{MAX}}$, Ne_1 , $Ne_{2.5}$, Pmi^* , Pme , Pml_T and Models in 350 & 500cm³ Engines

減し高い P_{me} を得ている。次の RC173 は更に各部の見直しを行い諸元係数を 0.609 とし、 $\eta_{v_{MAX}}$ の向上と P_{ml_T} の低減を図ることで 1.24MPa と高い P_{me} を得ることが出来た。更に出力向上を目指した 6 気筒の RC174 は Ne_I を 15,000rpm に高めたため P_{ml_T} が 0.35MPa とやや高まり、 P_{me} は 1.21MPa と幾分低下した。

500cc クラスの RC180 の構造は RC173 をベースにシリンダボア、ストロークを変更した 450cc であった。

諸元係数が 0.635 と小く低速型のこの機種は Ne_I の P_{ml_T} が 0.32MPa と可成り低く、従って $\eta_{v_{MAX}}$ が低いにも関わらず 1.17MPa と高い P_{me} を得ている。その後更にシリンダボアを変更し 500cc となった 2RC181 は Ne_I を高めること無く吸・排気系のマッチングで $\eta_{v_{MAX}}$ を 118% まで向上したことで、1.30MPa と他クラスでは達成したことのない非常に高い P_{me} を得ることが出来た。

4. 結 論

1960 年から 1967 年の七年間に渡って開発した、二輪レース用高回転機関の出力特性を、これまでにホンダで確立してきた幾つかの実験式を用い解析し、考察を行った。これらを要約すると、

- (1) 総排気量 (V_{st})、リッタ当りの最大出力 ($P_{se_{MAX}}$) とその回転数 ($N_{eps_{MAX}}$) の条件を満たす機関の主要諸元は、 $N_{eps_{MAX}}$ で吸気速度係数 (M_i) がほぼ 0.45 に、且つ全機関損失 (P_{ml_T}) が 0.38~0.42MPa になるように選ばば良い。
- (2) P_{ml_T} はショートストローク化、多弁化および多気筒化で吸気弁開口面積 (Z_{Gi}) を大きく取り、ポンピングロス (P_{ml_p}) を支配する係数 C_i を小さくし、且つ諸元係数 ($\sqrt{S \cdot D_{cm}}/B$) を小さくすると低減する。この改善手法は η_v の向上と共通な項目である。
- (3) 実測した正味平均有効圧力 (P_{me}) に、全機関損失の実験式から求めた P_{ml_T} を加算した値 (P_{mi}^*) は体積効率 (η_v) に比例する。
- (4) 最大体積効率 ($\eta_{v_{MAX}}$) は吸気系の慣性効果 (Inertia Effect) を有効に利用すると向上する。その効果は最大の慣性効果を与える回転数 (Ne_I) が高いほど大きい。
- (5) η_v は吸気脈動効果 (Pulsation Effect) の脈動次数 (q_p) = 2.5、即ち負の圧力波がパルプオーバーラップに同調すると減少し、 $q_p = 3.0$ の正の圧力波が同調すると増加する。従って Ne_I に $q_p = 2.5$ が同調すると $\eta_{v_{MAX}}$ は低下する。

■ 著 者 ■



八 木 静 夫



田 中 敦



藤 井 厚 雄

用語一覧

Ai	吸気管の断面積
ai	吸気管内の音速
ae	排気管内の音速
Ap	ピストン断面積
Avi	吸気弁断面積
B	シリンダボア
Cmi	吸気系の平均流量係数
Dcm	クランクシャフトの平均軸径
dvi	吸気弁径
hi	吸気バルブリフト量
L _{Ei}	吸気管の有効長さ
L _{Eqi}	等価吸気管長
Li	吸気管の実長
Me	排気速度係数
Mi	吸気速度係数
nc	気筒数
Ne	機関回転数
Ne _{2.5}	脈動次数の 2.5 次が同調している回転数
Ne _{3.5}	脈動次数の 3.5 次が同調している回転数
Ne _i	最大慣性効果を与える回転数
Nep _{S_{MAX}}	最大出力を与える回転数
Neq	脈動次数の同調回転数
nvi	吸気弁数
Pme	正味平均有効圧
Pmi	指圧線図から求めた指示平均有効圧
Pmi*	Pme に Pml _T を加算した指示平均有効圧 (Pme + Pml _T)
Pmi**	指圧線図の正の仕事から求めた指示平均有効圧 (Pmi + Pmlp)
Pmi* _{MAX}	最大指示平均有効圧 (Pme + Pml _T) _{MAX}
Pml _A	補機類の駆動ロス
Pml _M	メカニカルロス
Pml _P	ポンピングロス
Pml _T	算出全機関損失
Pml _T *	ファイアリング時の全機関損失 (Pmi** - Pme)
Pse _{MAX}	最大出力
Pse _{MAX} /l	リッタ当たりの最大出力
qp	脈動次数

S	ストローク
Up	ピストンスピード
Vs	気筒当たりの容積
Vst	総排気量
Zi	吸気バルブリフト量に対する 吸気弁有効開口面積
Z _{Gi}	吸気弁開口面積
Z _{mi}	吸気弁平均有効開口面積 (Cmi・Avi)
γ	許容流量比 (Mi/Me)
ε	圧縮比
Z	慣給特性数 (浅沼の定義)
Z*	慣給特性数 (ホンダの定義)
η_{th}	理論熱効率
η_v	体積効率
$\eta_{V_{MAX}}$	最大体積効率
κ	比熱比
θ_{ci}	吸気弁閉じ角
θ_{Eci}	吸気弁有効閉じ角
θ_{i^*}	吸気弁閉止からバルブオーバーラップ時の TDC 迄のクランク角
μ	流入抵抗
ν	潤滑油粘度

参考文献

- 1) C. F. Taylor, J. C. Livengood & D. H. Tsai:
ASME Trans. 77-7 1955
- 2) S. Yagi, A. Ishizuya & I. Fujii: Research and
Development of High-Speed, High-Performance,
Small Displacement Honda Engines.
SAE 700122
- 3) 浅沼強:機械学会、54 回講義会 1954
- 4) S. Yagi, Y. Ishibashi & H. Sono: Experimental
Analysis of Total Engine Friction in Four
Stroke S. I. Engine. SAE 900223
- 5) S. Yagi, K. Fujiwara, N. Kuroki & Y. Maeda:
Estimate of Total Engine Loss and Engine
Output in Four Stroke S. I. Engines.
SAE 910347

Table 1 Specification at $V_{st} = 50\text{cm}^3$

Model	$B \times S \times nc$	$d_{vi} \times n_v$	D_{cm}	$C_1 \times 10^{-8}$	$\sqrt{S \cdot D_{cm}}/B$	ε	Note
RC110	$40.4 \times 39.0 \times 1$	16.5×2	19.3	1.96	0.691	10.4	1962 TT-2nd
RC111	ditto	17.0×2	18.4	1.91	0.664	10.8	1962 GP-3rd
RC112	$33.0 \times 29.0 \times 2$	17.5×1	15.8	1.72	0.649	9.9	Not the entry
2RC112	ditto	18.5×1	15.8	1.65	0.649	10.9	1962 Suzuka-1st
RC113	ditto	13.0×2	15.6	1.62	0.645	10.2	1963 Gp-3rd
2RC113	ditto	19.5×1	12.9	1.72	0.586	10.1	Not the entry
RC114	ditto	13.0×2	12.9	1.62	0.586	9.3	1964 GP-2nd
2RC114	ditto	14.0×2	12.8	1.54	0.584	10.2	1964 Suzuka-1st
RC115	$34.0 \times 27.4 \times 2$	13.5×2	12.4	1.55	0.542	9.7	1965 GP (First half entry)
2RC115	ditto	13.5×2	12.0	1.55	0.553	10.3	1965 GP-1st (Latter half entry)
RC116	$35.5 \times 25.1 \times 2$	13.5×2	12.4	1.51	0.497	10.0	1966 GP-1st

B : Cylinder bore d_{vi} : Diameter of inlet valve C_1 : Coefficient of pumping loss
 S : Cylinder stroke n_v : Number of inlet valve $\sqrt{S \cdot D_{cm}}/B$: Dimensional coefficient
 nc : Number of cylinder D_{cm} : Mean equivalent crank shaft diameter ε : Compression ratio

Table 2 Specification at $V_{st} = 125\text{cm}^3$

Model	$B \times S \times nc$	$d_{vi} \times n_v$	D_{cm}	$C_1 \times 10^{-8}$	$\sqrt{S \cdot D_{cm}}/B$	ε	Note
2RC143	$44.0 \times 41.0 \times 2$	17.6×2	24.8	2.09	0.725	10.5	1961 GP-1st
RC145	ditto	19.0×2	23.8	1.95	0.713	10.2	1962 GP-1st
RC146	$35.2 \times 32.0 \times 4$	19.0×1	17.2	1.86	0.665	10.2	1963 GP-2nd, Suzuka-2nd
2RC146	ditto	14.5×2	16.8	1.67	0.660	10.0	1964 GP-1st
4RC146	ditto	14.5×2	14.2	1.67	0.605	9.6	1965 TT-2nd
RC147	$36.4 \times 30.0 \times 4$	15.5×2	12.0	1.57	0.563	9.8	Not the entry
RC148	$34.0 \times 27.4 \times 5$	13.5×2	12.0	1.57	0.529	9.8	1965 GP-3rd, Suzuka-2nd, 3rd
RC149	$35.5 \times 25.1 \times 5$	13.5×2	12.4	1.51	0.498	10.4	1966 GP-1st

Table 3 Specification at $V_{st} = 250\text{cm}^3$

Model	$B \times S \times n_c$	$d_{vi} \times n_v$	D_{cm}	$C_1 \times 10^{-8}$	$\sqrt{S \cdot D_{cm}}/B$	ε	Note
RC160	$44.0 \times 41.0 \times 4$	16.0×2		2.29			1959.4~To develop
RC161	ditto	17.5×2		2.10			1960 GP-2nd
RC162	ditto	18.5×2	26.8	1.99	0.753	9.7	1961 and 1962 GP-1st
RC163	ditto	19.0×2	26.4	1.95	0.748	10.1	1962 Suzuka-1st, 2nd
RC164	ditto	19.5×2	24.6	1.90	0.722	10.3	1963 Gp-1st
2RC164	ditto	19.5×2	20.8	1.90	0.644	10.1	1964 GP (First half entry)
RC165	$39.0 \times 34.8 \times 6$	16.0×2	16.2	1.73	0.609	10.4	1964 GP-2nd (Latter half entry)
2RC165	ditto	16.5×2	16.2	1.73	0.609	10.0	1965 GP-2nd
3RC165	ditto	16.5×2	16.2	1.73	0.609	10.2	1966 GP (First half entry)
RC166	ditto	16.5×2	16.2	1.73	0.609	10.5	1966 GP-1st (Latter half entry)
2RC166	$41.0 \times 31.5 \times 6$	17.5×2	17.5	1.61	0.573	10.0	1967 GP-1st

Table 4 Specification at $V_{st} = 350\text{cm}^3$ Class and 500cm^3 Class

Model	$B \times S \times n_c$	$d_{vi} \times n_v$	D_{cm}	$C_1 \times 10^{-8}$	$\sqrt{S \cdot D_{cm}}/B$	ε	Note
RC170	$47.0 \times 41.0 \times 4$	19.0×2	26.8	2.07	0.705	10.8	1962 Entry for 1st race
RC171	$49.0 \times 45.0 \times 4$	19.0×2	26.4	2.36	0.703	10.0	1962 GP-1st
RC172	$50.0 \times 44.5 \times 4$	19.5×2	22.4	2.32	0.631	10.2	1963 and 1964 GP-1st
2RC172	ditto	20.0×2	22.4	2.26	0.631	10.3	1965 GP-1st
RC173	ditto	21.5×2	20.8	2.10	0.609	10.9	1966 GP-1st
RC174	$41.0 \times 37.5 \times 6$	17.0×2	16.3	1.87	0.603	11.5	1967 GP-1st
RC180	$54.6 \times 48.0 \times 4$	23.0×2	25.0	2.32	0.635	9.8	Not the entry
RC181	$57.6 \times 48.0 \times 4$	23.0×2	25.0	2.43	0.608	11.0	1966 GP-1st
2RC181	ditto	23.0×2	23.2	2.46	0.580	11.5	1967 GP-2nd

(参考)「2.2. 機関主要諸元の予測」のフローチャート

