

4 サイクル火花点火機関の全機関損失と出力

Total Engine Loss and Engine Output Characteristics in Four Stroke S. I. Engines

八 木 静 夫*

Shizuo Yagi

藤 井 功**

Isao Fujii

園 比 呂 志**

Hiroshi Sono

石 橋 羊 一***

Youichi Ishibashi

藤 原 一 夫***

Kazuo Fujiwara

要 旨

最大出力を与える回転数が8,000~20,000rpmにも及ぶ約300機種の4サイクル火花点火機関の全機関損失(Pm_l)を解析することによって、Pm_lと機関の主要諸元との関係を明らかにし、Pm_lを求める実験式を確立、Pm_lの低減はショートストローク化、多弁化及び多気筒化によって達成することを述べている。

次に、総排気量が125cc、250cc及び500ccの中から選んだ16機種の背圧が低い排気系をもつ高速高性能型機関の全開出力特性を、我々が提案する修正指示平均有効圧力[Pmi* ≡ Pmi/(κ(ε)・η_v)]を用いて整理すると、MBT等の条件のもとでの最大値(Pmi*_{max})はほぼ一定(2.40~2.44MPa)となり、その値は指圧線図から求めた修正Pmi(Pmi*)とほぼ一致する事が分かった。従って、コンピュータシミュレーションによって体積効率(η_v)が予測出来れば、Pmi*_{max}よりMBTの条件のもとでの指示平均有効圧力(Pmi)が求まり、実験式から求まるPm_lを用いてPmeを予測することが出来ることを述べている。

ABSTRACT

The total engine loss (Pm_l) of about 300 4-cycle ignition-detonation engines, ranging from 8,000 to 20,000 rpm for maximum power output was analyzed, the results of which will be discussed.

This paper discusses the formulation of a relationship between an engine's total engine loss (Pm_l) and its major specifications, and the discovery of an empirical equation which predicts Pm_l, and provides information which enables one to conclude that Pm_l can be reduced by making the strokes shorter and by using multi-valve and - cylinder designs.

By applying our proposal for modified BMEP [Pmi* ≡ Pmi/(κ(ε)・v)] to the output characteristics at full throttle of high-speed, high-power engines, the following has been found: Given the conditions of MBT, (Pmi*_{max}) from this relationship is nearly identical to its value as calculated from the pressure curve (2.40 to 2.44 MPa). This is the result of the study of 16 engines with low back pressure exhaust systems, with displacements ranging from 125 cc to 500 cc.

It is concluded that given the volumetric efficiency (η_v) estimated by computer simulations, Pme can be estimated with the BMEP (Pmi) calculated from Pmi*_{max} under MBT in conjunction with Pm_l, as calculated by the empirical equation.

1. ま え が き

新規機関の開発にあたり、企画段階での機関出力予測は重要な課題である。出力予測には指示平均有効圧力(Pmi)と機械摩擦損失、ポンピング損失、及び補機駆動損失を含む全機関損失[Total engine loss, (Pm_l)]の双方の値を知る事が不可

欠である。前者については、近年コンピュータシミュレーション等を用いた予測研究が数多く見られる。しかしながら後者に関する研究の多くは、機関個々の構成要素を対象^{1) 2) 3)}としており、全機関損失を取り扱った例は非常に少ない。その中でS.F. Rezekaは瞬時全機関損失をピストン系や

* 本田技術研究所

** 和光研究所

*** 朝霞研究所

クランク系等の構成要素の和^{4) 5)}で推定する事を提唱しているが実験条件が実際の運転条件と大きく異なるため、このような手法で諸元の異なる全機関損失を求める事は極めて困難と考える。本論文はまず、モーターサイクル用4サイクル火花点火機関で最大出力を与える回転数(Nepsmax)が8,000~20,000rpmに及ぶ約300機種について吸気系の絞り弁全開(WOT)等々の条件のもとで、モータリング法で求めた全機関損失(Pmℓ)と機関の主要諸元との関係を明らかにし、Pmℓを求める実験式を紹介^{6) 7)}している。すなわちPmℓはボア(B)、ストローク(S)及びクランクシャフトの平均等価軸径(Dc_M)からなる諸元係数($\sqrt{S \cdot Dc_M}/B$)と比例係数[回転依存項(C₁Ne²)と定数項(C₂)の和]の積で表される。

$$Pm\ell = (C_1 Ne^2 + C_2) \cdot \sqrt{S \cdot Dc_M} / B$$

ここにC₁Ne²はポンピングロス(Pmℓ_p)を含む因子で、4サイクル機関では吸気系の絞り弁の絞り損失とボバット弁部の圧力損失及び排気系の排出損失の和と考えられる。しかしながらWOTで排気系を取り除いた条件のもとでは吸気弁部の圧力損失のみ考えればよい。

C₂は潤滑油動粘度(ν)に比例するトライボロジカルな項で、十分に慣らしのついた機関では潤滑油温度(Toil)で略決まる。なおPmℓの実験式は20,000rpmに及ぶ機関にも適用でき、かつその低減は機関のショートストローク化、多弁化及び多気筒化によって達成する事を述べている。

次に総排気量が125cc、250cc及び500ccの中から選んだ特徴ある16機種の高速高性能型機関の全開性能を解析することによって得られた修正指示平均有効圧力の最大値(Pmi* max)と上述の実験式から求めたPmℓを用いて新規開発機関の正味平均有効圧力(Pme)を予測できる事を述べている。すなわちダイナモメータで測定したPmeにPmℓを加算した指示平均有効圧力(Pmi)を圧縮比(ε)の函数であるκ(ε)とその時の体積効率(η_v)で割った修正Pmi(Pmi* ≡ Pmi/κ(ε)・η_v)に注目すると、出力が最大となる空燃比(A/F)と点火時期(MBT)が与えられていればPmi*は回転数のいかにかわらず略一定の値(Pmi* max)となる。

またPmi*maxは同一運転条件のもとでの300サイ

クルの指圧線図から求めた修正Pmi(Pmi*)と略等しく、2.40~2.44Mpaとなる。従って新規機関レイアウト時、コンピュータシミュレーションによってη_v特性を予測出来れば、Pmi*maxからMBTの条件のもとでのPmiが求まり、実験式からのPmℓを用いてPmeを予測できることを述べている。

2. 全機関損失

2.1. 機関の主要諸元とモデル区分

全機関損失のデータを解析するにあたってまず採用した総排気量(Vst)が50~1100ccで最大出力を与える回転数(Nepsmax)が8,000~20,000rpmに及ぶ約300機種の機関について、気筒数(n)、ボア(B)、ストローク(S)、吸排気弁径と個数(dvi/dve × nv)、コネクティングロッド長さ(ℓ)、クランクシャフト支持点数(m)、クランクジャーナル径(Dcj)とピン径(Dcp)等の主要諸元及びカムシャフト駆動方式、動力伝達方式とバランスの有無の調査を行った。その結果、開発時期が異なっても諸元、形式が同じ機種を1モデルと見做す事によって表1に示すように155モデルに区分できた。従って以下の解析には機種ではなくモデルをとり扱っている。

2.2. 全機関損失測定条件

全機関損失のデータはMotoring法によるものであるが下記条件を満たすものを抽出し、採用した。すなわちi. 吸気系絞り弁全開(WOT) ii. 排気系(排気管及びマフラ)除去、iii. 潤滑油は、SAE 10W-30 またはそれ相当を用い油温は60 ± 2℃ 又は80 ± 2℃、iv. トランスミッションはトップギア位置、v. バランサ装置なし、vi. チェンドライブ方式であること。

2.3. 機関の主要諸元と全機関損失

全機関損失(Pmℓ)に影響を与える因子として一般にボア(B)、ストローク(S)、コンロッド長さ(ℓ)又はλ = 2ℓ/Sと、クランクシャフトジャーナル径(Dcj)とピン径(Dcp)等があげられるが、クランクシャフトは排気量が同一であっても、直列2気筒の場合は2、3および4点支持、直列4気筒の場合は5、6点支持があり、支持点数(m)によって

D_{cj} と D_{cp} が異なる。従ってここでは次式で定義するクランクシャフトの平均等価軸径 (D_{cM}) を採用することにした。

$$D_{cM} = K_n \frac{\sum_i^m D_{cj} + \sum_i^n D_{cp}}{m + n} \quad (1)$$

ここに、 K_n は気筒数 (n) と気筒配列による係数である。

機関諸元と $P_{m\ell}$ の関係は主要諸元中の 1 諸元のみ異なる関連モデルを 155 モデルの中から抽出し、個々の諸元の影響をひとつずつ説明する方法をとっている。以下に代表例を示しその関係を述べる。

(1) ボア (B): 主要諸元の S , D_{cM} , λ が同じで B のみ変更して排気量を例えば 125cc から 150~175cc に、250cc から 300~350cc に増大した場合の $P_{m\ell}$ はほぼ B に反比例する事を我々はしばしば経験している。従ってここでは S , D_{cM} , 及び λ が同じで B のみ異なる関連モデル (表 2-1) について $P_{m\ell}$ と B の関係を N_e をパラメータとして図 1-1 (1 気筒)

と図 1-2 (4 気筒) に示す。図から $P_{m\ell} \propto B^a$ が成り立つ事が分かり、 a を求めると略 -1.0 となり

$$P_{m\ell} \propto 1/B \quad (2)$$

となる。すなわち $P_{m\ell}$ は B に反比例する。

(2) ストローク (S): 一般に $P_{m\ell}$ は S/B が小、すなわちショートストロークの方が有利と言われておりその関係を示すのに $P_{m\ell}$ をピストン速度 (UP) で整理している場合があるが、主要諸元が異なると $P_{m\ell}$ に対する UP の影響は掴み難い。従ってここでは B は若干異なるが D_{cM} が等しく、 S が異なる関連モデル (表 2-2) を抽出し、 B の影響を除くため前項の結果 (式 -2) に基づき $P_{m\ell}$ と B の積すなわち $P_{m\ell} \cdot B$ と S の関係を図 2-1 ($B=47.0 \sim 48.0$) と図 2-2 ($B=62.0 \sim 70.0$) に示す。図から $P_{m\ell} \cdot B \propto S^\beta$ が成り立つ事が分かり、 β を求めると 0.4~0.6 となり $\beta = 0.5$ とおくと

$$P_{m\ell} \propto \sqrt{S/B} \quad (3)$$

となる。すなわち $P_{m\ell}$ は S の平方根に比例し B に

表 1 機種別のモデル区分

n	Cam Train	nv	Vst cc	Nepsmax rpm	Number of Engine	
					Types	Models
1	Chain	2	50 ~ 360	11,000 ~ 8,000	100	38
		4	50 ~ 650	11,000 ~ 8,000	48	20
2 (In-line)	Chain	2	125 ~ 500	13,000 ~ 9,000	27	13
		3	250 ~ 450	10,000 ~ 9,000	9	5
	Gear	4	125	15,000 ~ 13,000	3	3
2 (Vertical)	Chain	2	375	8,000	2	2
		3	400 ~ 1,100	10,000 ~ 7,000	9	5
		4	250 ~ 675	12,000 ~ 9,000	12	6
4 (In-line)	Chain	2	350 ~ 740	10,000 ~ 9,000	12	7
		4	400 ~ 1,060	12,000 ~ 9,000	24	14
	Gear	2	125	16,500	2	2
		4	125 ~ 750	20,000 ~ 13,000	21	19
4 (Vertical)	Chain	4	400 ~ 1,100	13,000 ~ 9,000	13	7
	Gear	4	400 ~ 1,200	13,000 ~ 9,000	12	8
5(In-line)	Gear	4	125	21,000 ~ 19,500	2	2
6(In-line)	Gear	4	250	19,500 ~ 17,000	4	4
Total					300	155

n : Number of cylinders

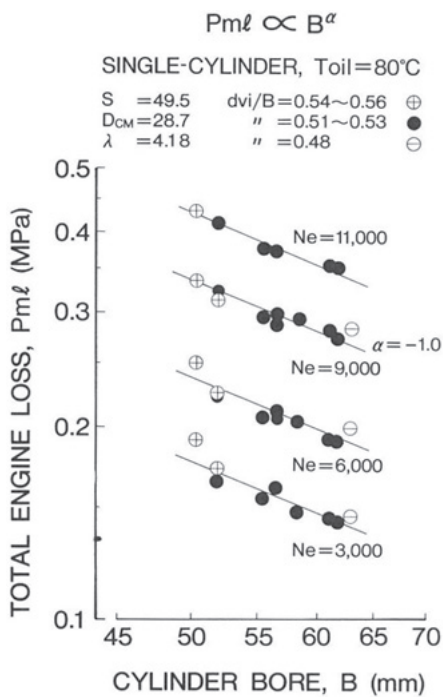
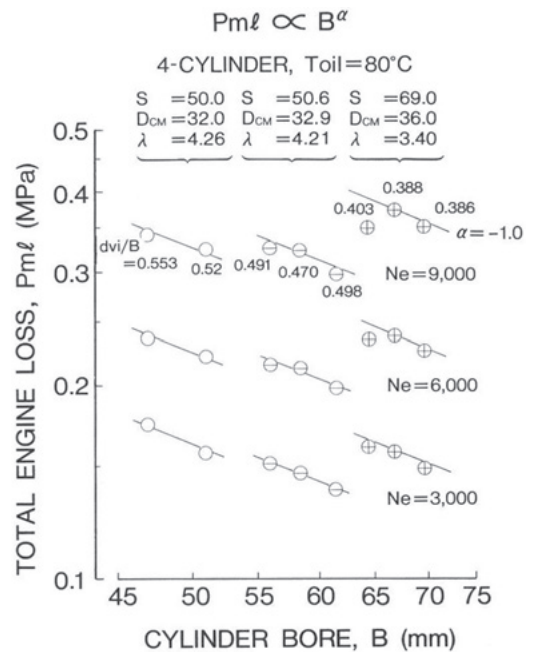
Vst : Engine displacement

nv : Number of inlet/exhaust valves

Nepsmax : Engine speed for maximum output

表 2-1 B の影響

B mm	n	S mm	D _{CM} mm	λ	n _{vi}	dvi/B	Number of Engine Models	Figures
39.0 ~ 48.0	1	41.4	21.00	4.40	1	0.489 ~ 0.500	4	—
50.5 ~ 63.0	1	49.5	28.67	4.18	1	0.476 ~ 0.558	10	Fig. 1-1
58.5 ~ 65.5	1	57.8	28.67	3.58	1	0.458 ~ 0.513	4	—
47.0 ~ 51.0	4	50.0	32.00	4.26	1	0.520 ~ 0.553	2	Fig. 1-2
56.0 ~ 61.3	4	50.6	32.89	4.21	1	0.470 ~ 0.498	3	Fig. 1-2
64.5 ~ 70.0	4	69.0	36.00	3.40	2	0.386 ~ 0.403	3	Fig. 1-2

図 1-1 単気筒エンジンの $P_{m\ell}$ と B の関係図 1-2 4 気筒エンジンの $P_{m\ell}$ と B の関係

反比例する。すなわちショートストロークが有利であることが分かる。

(3) クランクシャフト平均等価軸径 (D_{CM}): ここでも B は異なるが S が一定で D_{CM} が異なる関連モデル (表 2-3) を抽出し、B と S の影響を除くため、前項の結果に基づき $P_{m\ell} \cdot B / \sqrt{S}$ と D_{CM} の関係を図 3 に示す。図から $P_{m\ell} \cdot B / \sqrt{S} \propto D_{CM}^\gamma$ が成り立つ事が分かり、 γ を求めると略 0.5 となり

$$P_{m\ell} \propto \sqrt{S \cdot D_{CM}} / B \quad (4)$$

となる。すなわち $P_{m\ell}$ は S と D_{CM} の平方根に比例し、B に反比例する。ここで $\sqrt{S \cdot D_{CM}} / B$ を諸元係数と

名付ける。

2.4. 修正全機関損失

2.4.1. 修正全機関損失 ($P_{m\ell}^*$)

全機関損失 ($P_{m\ell}$) は諸元係数 ($\sqrt{S \cdot D_{CM}} / B$) に比例する事を述べてきたが、この関係を把握するためストローク (S) とクランクシャフト平均軸径 (D_{CM}) が一定の場合について検討を行う。

図 4-1 (1 気筒) と図 4-2 (4 気筒) に $P_{m\ell}$ と $\sqrt{S \cdot D_{CM}} / B$ 関係を Ne をパラメータに示す。図より求まる直線の勾配 (K_ℓ) は Ne で変化するが、両

表 2-2 S の影響

S mm	n	B mm	D _{CM} mm	ℓ mm	nvi	dvi/B	Number of Engine Models	Figures
41.4 ~ 49.5	1	47.0 ~ 48.0	21.00	91.0	1	0.489 ~ 0.542	5	Fig. 2-1
53.0 ~ 69.0	4	62.0 ~ 70.0	36.00	117.2	2	0.373 ~ 0.403	5	Fig. 2-2

表 2-3 D_{CM} の影響

D _{CM} mm	n	B mm	S mm	λ	nvi	dvi/B	Number of Engine Models	Figures
21.0 ~ 23.33	1	47.5 ~ 53.0	45.0	4.31	1	0.453 ~ 0.500	3	—
21.0 ~ 28.67	1	47.0 ~ 52.0	49.5	4.18	1	0.529 ~ 0.573	7	Fig. 3
32.0 ~ 33.89	4	47.0 ~ 61.3	50.6	4.21	1	0.470 ~ 0.553	5	—
33.5 ~ 35.00	4	70.0 ~ 71.0	48.6	4.75	2	0.390 ~ 0.407	5	—

者の関係を示すと図 5 となり、 $K\ell = C_1 Ne^2 + C_2$ が成り立つ。従って $Pm\ell$ は次式で与えられる。

$$Pm\ell = (C_1 Ne^2 + C_2) \cdot \sqrt{S \cdot D_{CM}} / B \quad (5)$$

なお $Pm\ell$ を諸元係数で除した $[Pm\ell / (\sqrt{S \cdot D_{CM}} / B)]$ を修正全機関損失 ($Pm\ell^*$) とすると

$$Pm\ell^* = C_1 Ne^2 + C_2 \quad (6)$$

となる。ここに、 $C_1 Ne^2$ を回転依存項、 C_2 を定数項とし以下にそれらについて考察する。

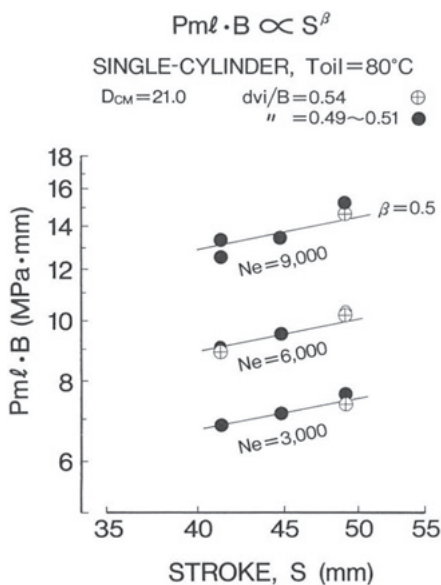
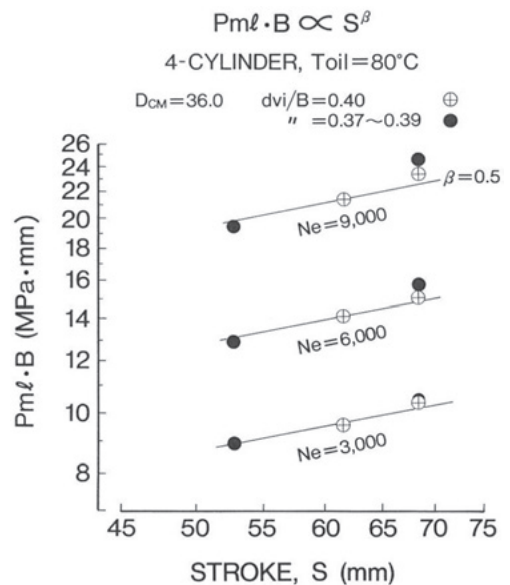
2.4.2. 回転依存項 ($C_1 Ne^2$)

(1) 係数 C_1 と吸気弁径 (dvi)

2.3. で $Pm\ell$ と機関の主要諸元の関係を述べてき

たが、 $Pm\ell$ に影響を及ぼすその他の因子として、 $Toil$ 、 ℓ または $\lambda (= 2\ell / S)$ 及び dvi/B について一考する必要性を感じたので、ここでは、これら諸因子と $Pm\ell^* \sim Ne^2$ 特性について考察する。

図 6-1 (1 気筒) と図 6-2 (4 気筒) の夫々に、 λ と dvi/B が異なる 2 モデルの $Toil$ が 60℃ と 80℃ の場合の $Pm\ell^* \sim Ne^2$ 特性を示す。 $Pm\ell^*$ は Ne^2 に対して略直線的な関係にある。その場合直線の勾配は回転依存項の係数 C_1 を、 $Ne=0$ の $Pm\ell^*$ は定数項の C_2 の値を示し、それらの値は機関モデルでそれぞれ異なる。なお係数 C_1 は $Toil$ の影響を受けない

図 2-1 単気筒エンジンの $Pm\ell \cdot B$ と S の関係図 2-2 4 気筒エンジンの $Pm\ell \cdot B$ と S の関係

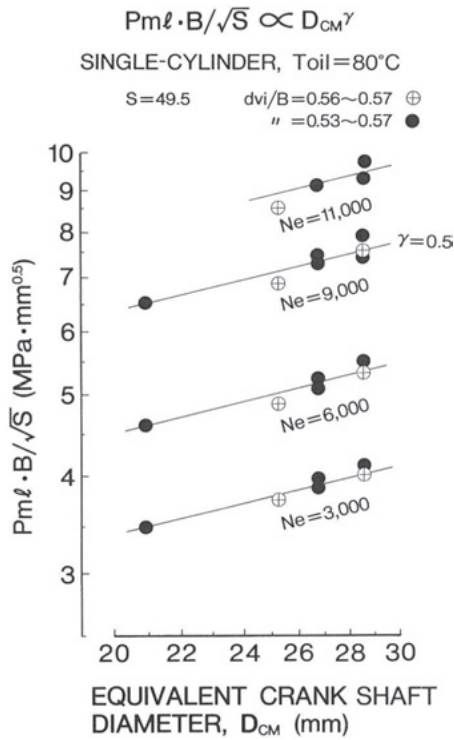


図 3 単気筒エンジンの $P_{m\ell} \cdot B / \sqrt{S}$ と D_{CM} との関係

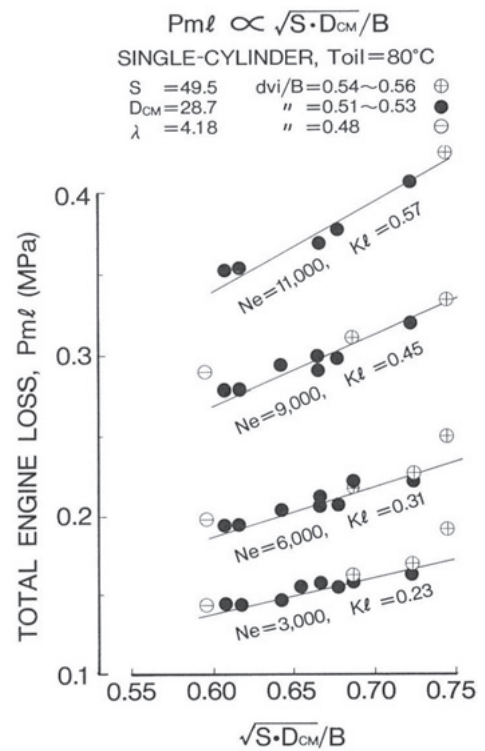


図 4-1 単気筒エンジンの $P_{m\ell}$ と $\sqrt{S \cdot D_{CM}} / B$ との関係

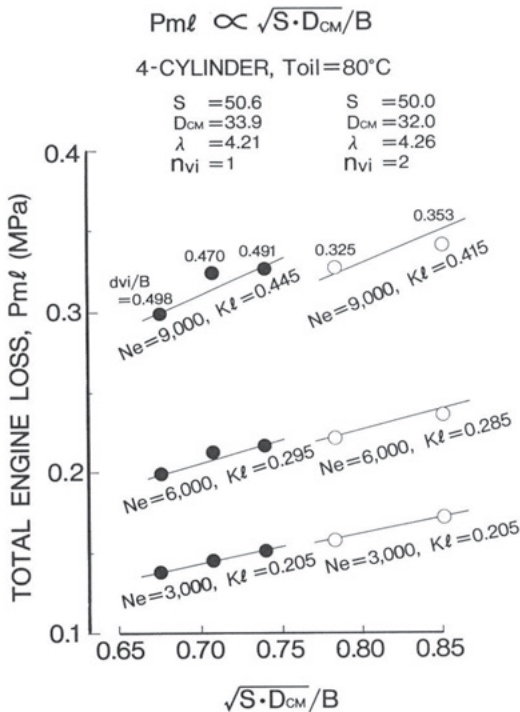


図 4-2 4気筒エンジンの $P_{m\ell}$ と $\sqrt{S \cdot D_{CM}} / B$ との関係

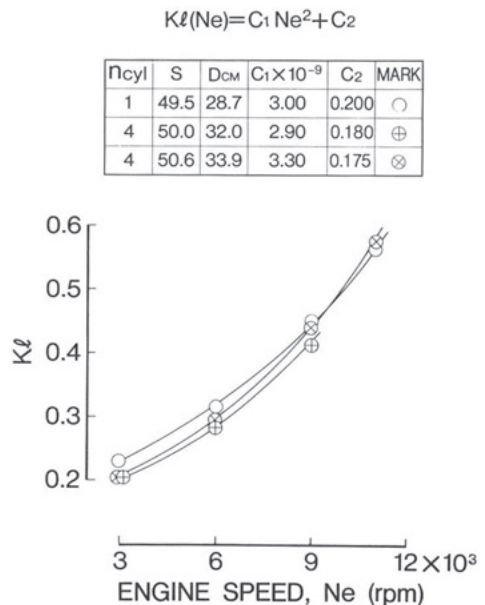


図 5 比例係数 (K_{ℓ}) と Ne との関係

が λ と dvi/B が大きいと C_1 は小さくなる。

しかしその影響は dvi/B の方が大きい。従って dvi に注目し、以下の検討を行う。

図7-1(1気筒)と図7-2(4気筒)は同一モデル(B , S と D_{cm} が一定)で dvi が異なる場合について示す。合計4モデルの図から dvi が大、すなわち dvi/B が大きいと C_1 が小さな値となることがわかる。図7-3は S , D_{cm} と dvi が一定で B が異なる場合を示す。このような場合も dvi/B が大きくなると C_1 が小さな値となる。これらの事から C_1 はポンピングロスに関係していると考え、以下の検討を行う。

(2)回転依存項($C_1 Ne^2$)とポンピングロス($Pm\ell$)

4サイクル機関のポンピングロス($Pm\ell p$)は吸気系の絞り弁損失とポペット弁部の圧力損失及び排気系の排出損失の和と考えられるが、本実験はWOTで排気系を除去の条件のもとで行われているため、吸気弁部の圧力損失が支配的と考える。

ポペット弁周りを非圧縮性等エントロピ流れと仮定すると圧力損失は弁部流速の二乗に比例する。Heywood等⁵⁾は $Pm\ell p$ を次式で与えている。

$$Pm\ell p = \propto \frac{\gamma}{2g} (\eta v \cdot Vs \cdot Ne/Z_G)^2 \quad (7')$$

Z_G はポペット弁の開口面積

しかしながらWOTで、異なるバルブタイミングを与えて ηv を変化させた場合の指圧線図から求めた $Pm\ell p$ は図8に示すように Ne が一定であれば ηv に関係なく略一定の値となる事が分かった。従ってWOTで高い ηv の場合の $Pm\ell p$ は次式で表すことができる。

$$Pm\ell p \propto (Vs \cdot Ne/Z_G)^2 \quad (7)$$

従って Vs/Z_G を次式で与え、 $(Vs \cdot Ne/z_G)^2$ と $C_1 Ne^2$ の関係を調べる。

$$Vs/Z_G = \frac{B^2 \cdot S}{nvi \cdot Cvi \cdot dvi^2} = \frac{B \times S}{nvi \times Kvi \times dvi} \quad (8)$$

ここに Cvi は実弁系(dvi)から Z_G を求める場合の補正係数で、燃焼室形式とボア(B)で許容される許容弁系($dvi^* = Kvi \cdot B$)と dvi の比(dvi^*/dvi)で与える。なお Kvi は吸気弁数(nvi)で決まる係数である。

今日 $nvi = 1$ (2弁方式)と2(4弁方式)の機関の C_1 と $(Vs/Z_G)^2$ の関係を図9-1と9-2に示す。

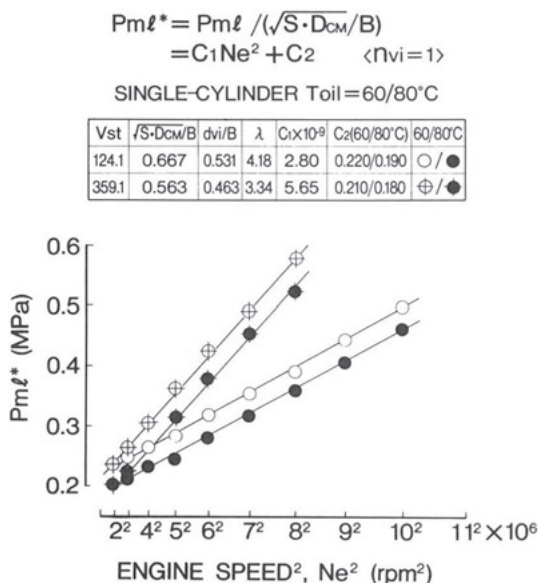


図6-1 dvi/B , λ が異なる単気筒エンジンの $Pm\ell^*$ と Ne^2 との関係

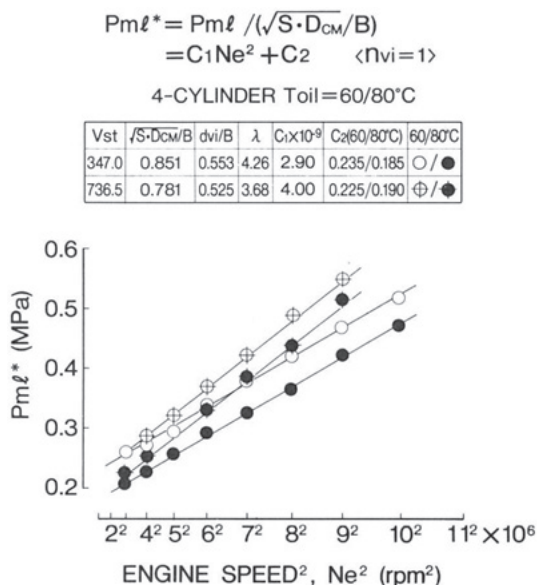


図6-2 dvi/B , λ が異なる4気筒エンジンの $Pm\ell^*$ と Ne^2 との関係

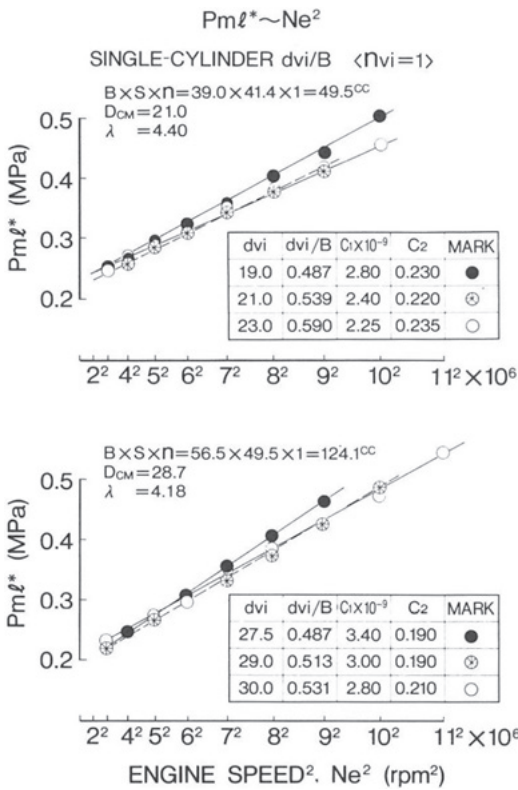


図 7-1 B.S 及び D_{CM} が等しく dvi が異なる単気筒エンジンの $Pm\ell^*$ と Ne^2 との関係

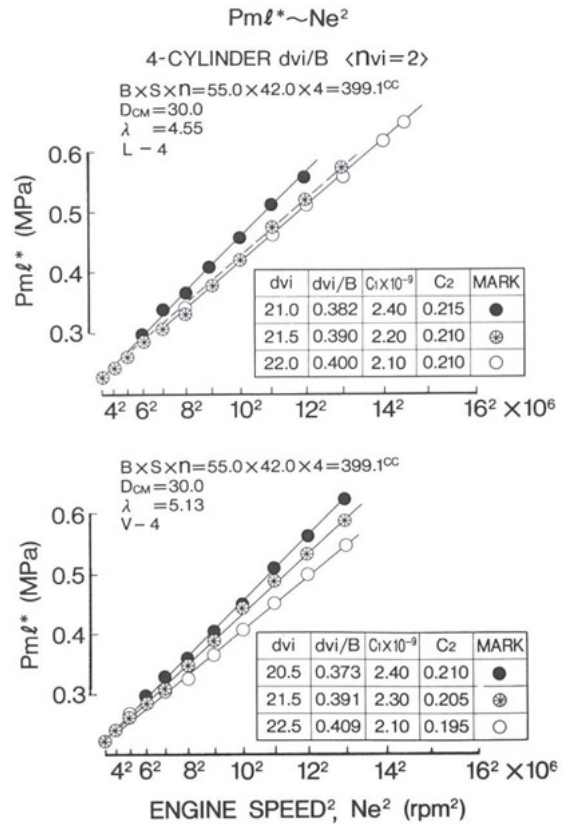


図 7-2 B.S 及び D_{CM} が等しく dk が異なる 4 気筒エンジンの $Pm\ell^*$ と Ne^2 との関係

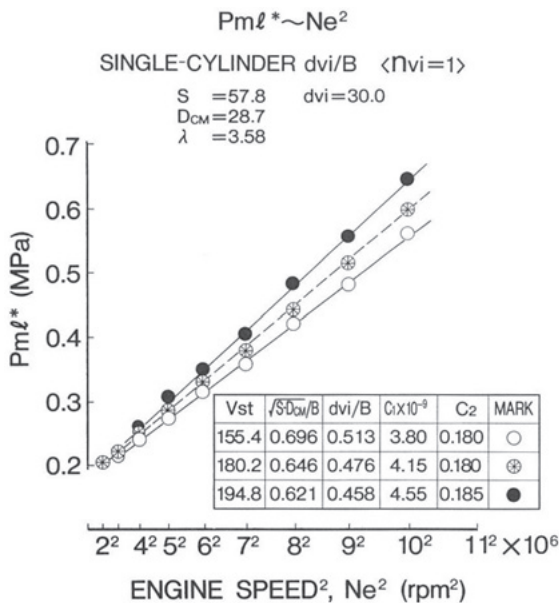


図 7-3 S, D_{CM} 及び dvi が等しく, B が異なる単気筒エンジンの $Pm\ell^*$ と Ne^2 との関係

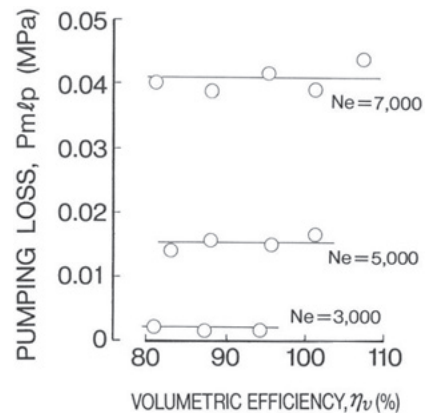


図 8 WOT で異なるバルブタイミングを与え η_v を変化した場合の $Pm\ell_p$ と η_v の関係

機関形式や最大出力を与える回転数(Nepsmax)に関係なく両者の間には略直線的な関係があり、 C_1 は次式で与えられる。

$$C_1 = \phi_1 (V_s/Z_G)^2 + \phi_2 \quad \text{MPa/rpm}^2 \quad (9)$$

$$\phi_1 = 60 \times 10^{-9} \quad \text{MPa/m}^2\text{rpm}^2$$

$$\phi_2 = 1.1 \times 10^{-9} \quad \text{MPa/rpm}^2$$

すなわち $C_1 Ne^2$ は $(V_s \cdot Ne/Z_G)^2$ に比例する損失(Pm ℓ p)と Ne^2 に比例する損失の和で表される。なお図 10-1 ($V_{st} = 125\text{cc}$)と 10-2 (500cc)に多気筒化と多弁化した場合の $(V_s/Z_G)^2$ への影響を示す。多気筒化と多弁化は Pm ℓ p の低減に対して有効で

ある事がわかる。

2.4.3. 定数項 (C_2)

定数項 (C_2) は 2.4.2. の図 6-1 と 6-2 に示すように潤滑油温度 ($Toil$) で変化する。今 Pm ℓ の全データから求めた C_2 の頻度分布を $Toil$ が 60°C と 80°C の場合について図 11 に示す。 60°C は 1 気筒と 4 気筒の平均値を、 80°C は気筒別とその平均値を示しているが機関形式による特異性は見られない。すなわち十分に慣らしのついた機関では C_2 は $Toil$ で決まる値である。なお潤滑油動粘度 (ν) と C_2 の関係を調べたところ両者の間には略直線的な関係

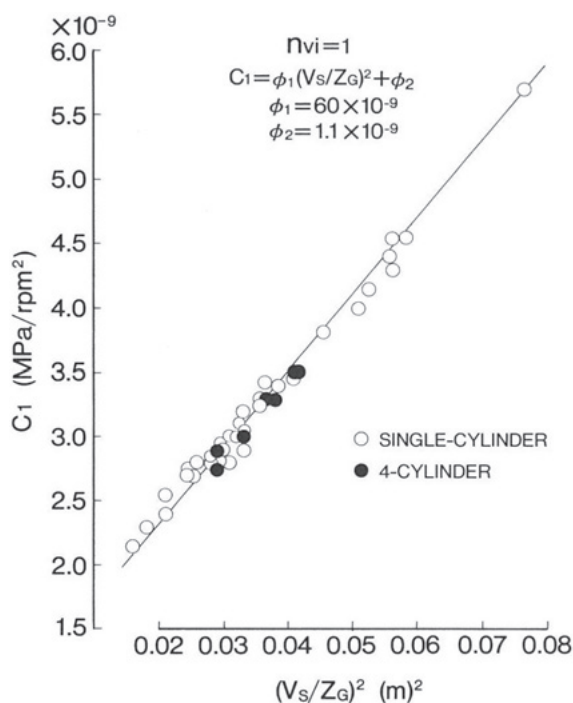


図 9-1 吸気弁が 1 の場合の回転依存項の係数 (C_1) と $(V_s/Z_G)^2$ との関係

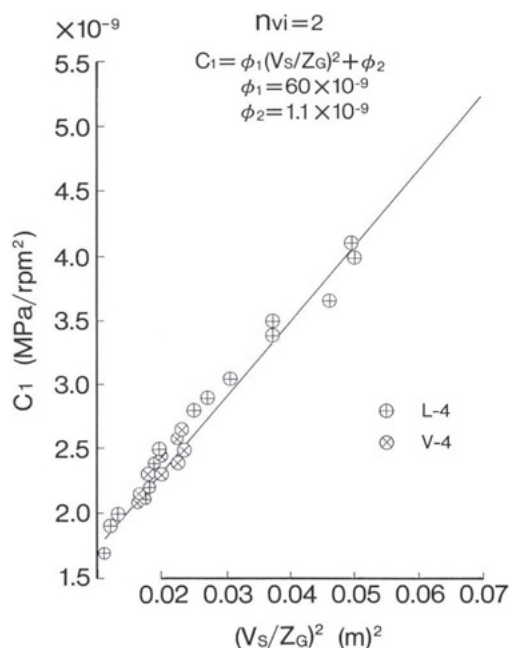


図 9-2 吸気弁が 2 の場合の回転依存項の係数 (C_1) と $(V_s/Z_G)^2$ との関係

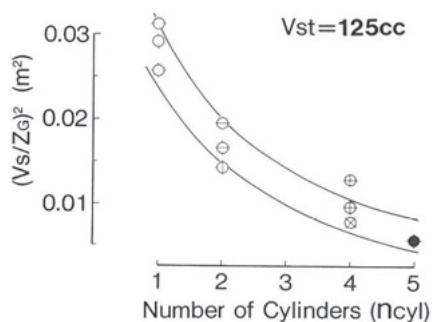


図 10-1 多気筒化の $(V_s/Z_G)^2$ への影響

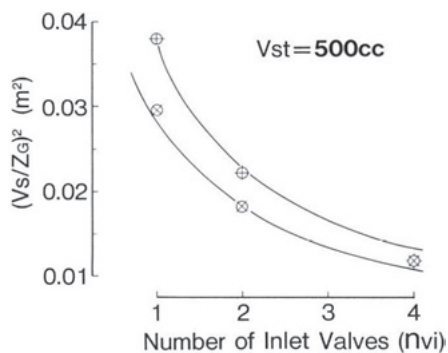


図 10-2 多弁化の $(V_s/Z_G)^2$ への影響

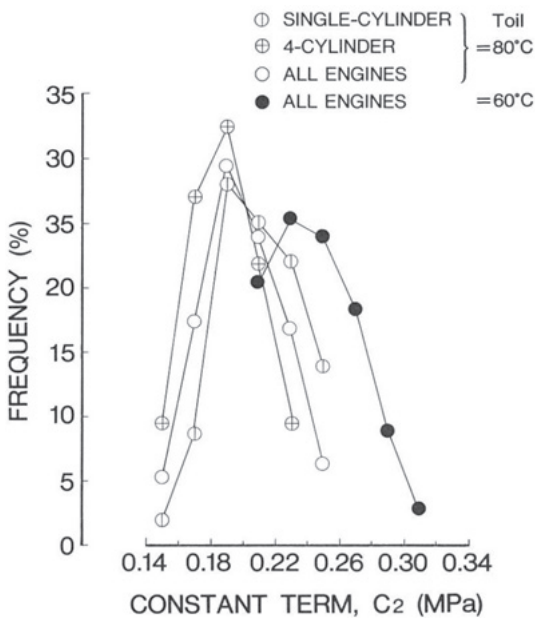


図 11 オイル温度 60°C, 80°C の場合の C_2 の頻度分布

があることが分かった。

すなわち

$$C_2 = 0.0011 \nu + 0.14 (\text{MPa})$$

で与えられ、上式を用いて Toil が 60°C と 80°C の C_2 を求めると夫々 0.225 と 0.185 (MPa) となり頻度分布の最大頻度に対応する C_2 とよく一致することが分かる。

3. 機関出力特性

3.1. 最大出力とそれを与える回転数

機関出力は総排気量 (V_{st})、正味平均有効圧力 (P_{me}) と回転数 (N_e) に比例する。しかしながら単純に V_{st} を大きくしても、全機関損失 ($P_{m\ell}$) が増大するため、 N_e が伸び悩み最大出力 (P_{Semax}) に限界を生ずる。

P_{me} と N_e を高めるには積極的な $P_{m\ell}$ の低減と高い体積効率の維持を計られなければならない。

$\eta \nu$ は気筒容積 (V_s) 当たり、いかに大きい弁有効開口面積 (Z_E) をとり得るかにある。 Z_E/V_s はショー

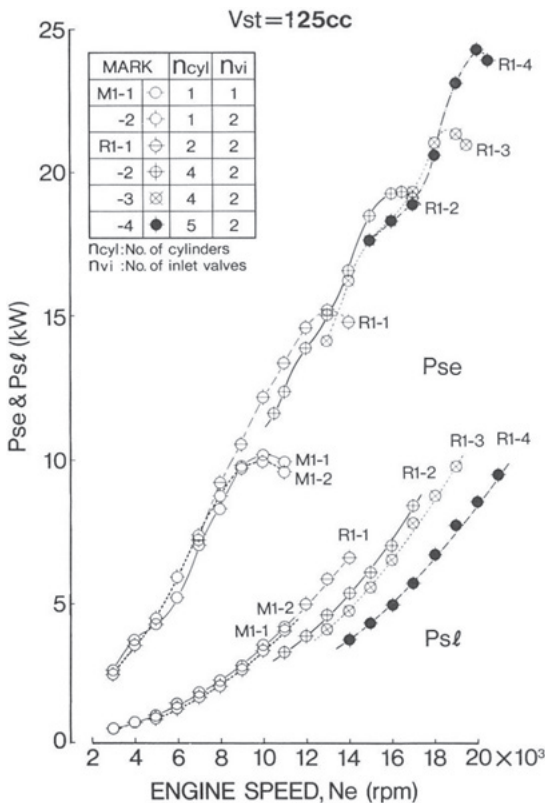


図 12-1 気筒数が異なる総排気量 125cc 機関の出力特性

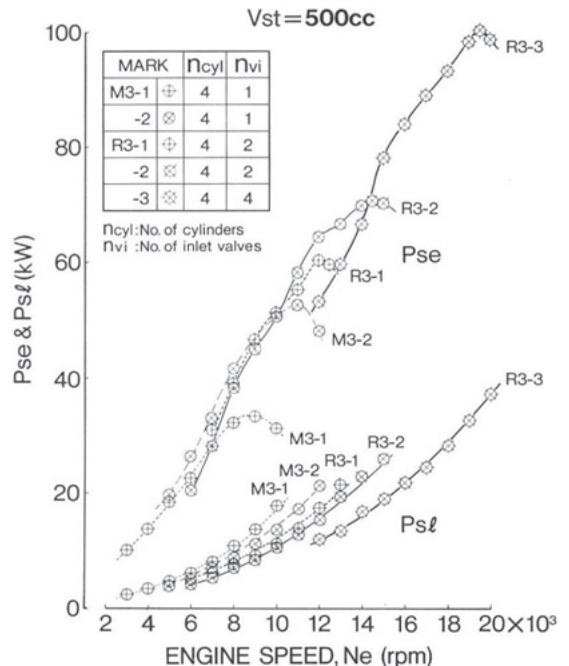


図 12-2 吸気弁数が異なる総排気量 500cc 機関の出力特性

トストロークによる大弁化と多弁化及び多気筒化により大きくとることができる。なお、その η_v の維持は経験的に式(11)で与えられる、吸気速度係数 (M_i)⁸⁾ が 0.5 となる回転数 (N_{eL} : 限界回転数)迄可能となる。その他に η_v を維持するには、吸排気弁の確実な作動が求められる。多弁化、多気筒化は弁系の等価重量が軽減し、バルブジャンプ及びバウンス開始回転数 (N_{ej} , N_{eB}) を高め得るので効果的である。

$$M_i = \frac{\mu p}{a_i} \cdot \frac{A_p}{A_{vi}} \cdot \frac{1}{C_{mi}} = \frac{N_e}{30 \cdot a_i} \left(\frac{V_s}{Z_E} \right) \quad (11)$$

$$N_{eL} = 30 \cdot a_i \cdot M_i \left(\frac{Z_E}{V_s} \right)$$

μp : ピストン速度

a_i : 吸気管内音速

A_p : ピストン断面積

A_{vi} : 吸気弁断面積

C_{mi} : 吸気弁部の平均流量係数

V_s : 気筒容積

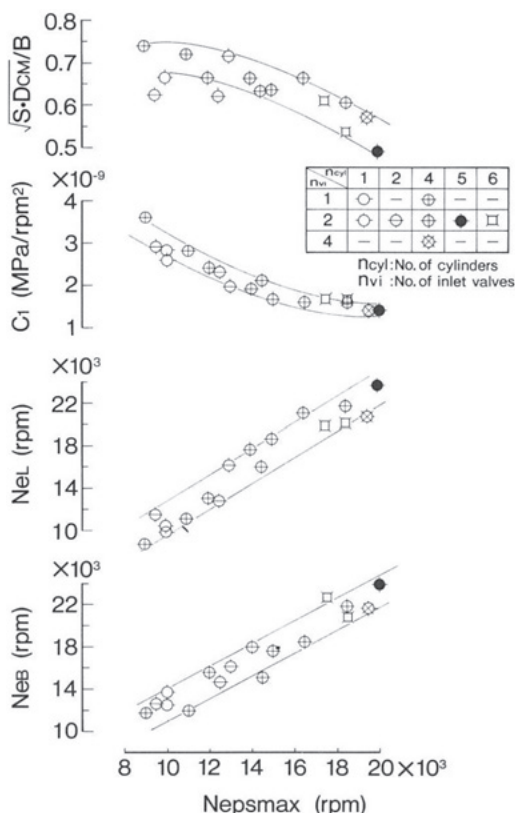


図 13 機関特性と最大出力を与える回転数との関係

$Z_E = C_{mi} \cdot A_{vi}$: 吸気弁有効開孔面積

従って最大出力を与える回転数 (N_{ePsmax}) は、 $N_{eL} \& N_{eB} > N_{ePsmax}$ となるように吸排気系を選定する。

図 12-1 は $V_{st} = 125cc$ で多気筒化した場合、図 12-2 は 500cc で多弁化した場合の機関特性、すなわち正味出力 (P_{se}) と損失馬力 ($P_{s\ell}$) を示す。なお、これらの機関の諸元を表 3 に示す。

多気筒化と多弁化で $P_{s\ell}$ の低減と N_{ePsmax} の高速化が計られ、かつ P_{smax} が N_{ePsmax} に比例して増大している事が分かる。

今表 3 に示す機関特性値すなわち上述の限界回転数 (N_{eL}) とバウンス開始回転数 (N_{eB}) 及び前章の諸元係数 ($\sqrt{S \cdot D_{CM}}/B$) と回転依存項の係数 C_1 と N_{ePsmax} の関係を示すと図 13 となる。

$\sqrt{S \cdot D_{CM}}/B$ と C_1 が小さく、 N_{eL} と N_{eB} が高いと N_{ePsmax} を高く設定できる事が分かる。

諸元係数が小、すなわちショートストロークとすると図 14 に示すように基本的に全機関損失 ($P_{m\ell}$) が低下する。またその場合は大弁化と多弁化で Z_E/V_s を大きくとれるので、 N_e の高速化と共に C_1 が小すなわち、 $P_{m\ell}$ の低減が計られる。

以上要約すると N_{ePsmax} の高速化はショートストローク化、多弁化、多気筒化で Z_E/V_s を大きくとることによって達成される。

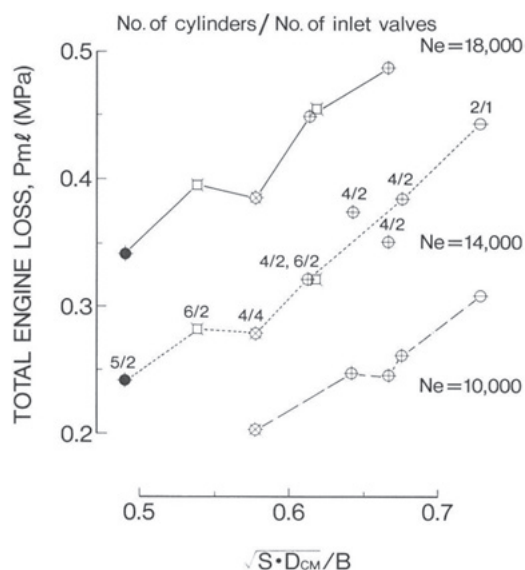


図 14 ショートストローク化と多気筒化した場合の $P_{m\ell}$ と $\sqrt{S \cdot D_{CM}}/B$ との関係

表3 機関諸元と特性値

B × S × n = Vst cc	$\sqrt{S \cdot D_{CM}}/B$	ϵ	dvi mm × rvi	ZE/Vs cm ⁻¹	Nel rpm	Neb rpm	C ₁ × 10 ⁻⁹	Measured Values			MARK
								Nepsmax rpm	C ₁ × 10 ⁻⁹	C ₂	
56.5 × 49.5 × 1 = 124.1	0.667	9.2	30.0 × 1	0.0196	10,000	12,700	2.95	10,000	2.85	0.210	M1-1
56.5 × 49.5 × 1 = 124.1	0.667	9.5	22.0 × 2	0.0210	10,700	13,900	2.62	10,000	2.60	0.200	M1-2
44.0 × 41.0 × 2 = 124.7	0.713	10.2	19.0 × 2	0.0292	14,900	16,400	1.95	13,000	2.00	0.240	R1-1
35.26 × 32 × 4 = 125.0	0.665	10.5	15.0 × 2	0.0435	22,200	18,600	1.63	16,500	1.65	0.210	R1-2
35.26 × 32 × 4 = 125.0	0.605	9.6	14.5 × 2	0.0427	21,800	21,000	1.67	18,500	1.65	0.215	R1-3
35.5 × 25.14 × 5 = 124.4	0.489	10.7	13.5 × 2	0.0165	23,700	24,000	1.51	20,000	1.55	0.200	R1-4
60.0 × 44.0 × 2 = 248.8	0.620	11.0	23.0 × 2	0.0255	13,000	14,700	2.34	12,500	2.35	0.255	M2-1
48.5 × 33.8 × 4 = 249.8	0.634	10.9	19.5 × 2	0.0369	18,800	17,800	1.76	15,000	1.70	0.245	M2-2
44.0 × 41.0 × 4 = 249.4	0.664	10.1	19.5 × 2	0.0357	18,200	18,200	1.90	14,000	1.95	0.205	R2-1
39.0 × 34.8 × 6 = 249.4	0.609	9.6	16.0 × 2	0.0392	20,000	22,800	1.77	17,500	1.70	0.200	R2-2
41.0 × 31.5 × 6 = 249.6	0.534	11.1	16.5 × 2	0.0396	20,200	22,000	1.67	18,500	1.70	0.200	R2-3
56.0 × 50.6 × 4 = 498.5	0.740	9.0	27.5 × 1	0.0175	8,900	12,000	3.37	9,000	3.60	0.200	M3-1
56.4 × 50.0 × 4 = 499.6	0.720	12.0	31.0 × 1	0.0212	10,800	12,200	2.87	11,000	2.85	0.180	M3-2
57.0 × 48.0 × 4 = 489.6	0.665	11.0	23.0 × 2	0.0255	13,000	15,800	2.45	12,000	2.45	0.180	R3-1
61.5 × 42.0 × 4 = 499.2	0.632	11.5	24.0 × 2	0.0294	15,000	16,300	2.18	14,500	2.15	0.180	R3-2
66.46 × 36.0 × 4 = 499.6	0.571	12.1	19.5 × 4	0.0408	20,800	21,800	1.81	19,500	1.85	0.240	R3-3

3.2. 修正指示平均有効圧力

3.2.1. 修正指示平均有効圧力 (P_{mi}^* & $\overline{P_{mi}^*}$)

機関の出力特性は正味出力 (P_{se}) と正味平均有効圧力 (P_{me}) を一般に表示するが、機関の評価は P_{me} にその時の全機関損失 (P_{ml}) を加算した指示平均有効圧力 (P_{mi}) か、指圧線図から求めたアンサンプル平均の P_{mi} ($\overline{P_{mi}}$) を用いるべきである。しかしながら P_{mi} は体積効率 (η_v) が同じであっても、圧縮比 (ϵ)、空燃比 (A/F) 及び点火時期 (θ_{ig}) 等により異なる。従って、出力が最大となる A/F と θ_{ig} のもとで求めた P_{mi} を、 ϵ の関数である $\kappa(\epsilon)$ と、その時の η_v で除した修正指示平均有効圧力 (P_{mi}^*)⁹⁾ を用いて評価することを提案する。すなわち P_{mi}^* は次式で与えられる。

$$P_{mi}^* = P_{mi} / \kappa(\epsilon) \cdot \eta_v \quad (12)$$

$$\kappa(\epsilon) = \frac{\eta_{th}}{1 - \frac{1}{\epsilon}}$$

$$\eta_{th} = 1 - \left(\frac{1}{\epsilon} \right)^{k-1} : \text{オットーサイクルの理論熱効率}$$

$$k = C_p / C_v : \text{比熱比}$$

3.2.2. 全機関損失から求めた修正指示平均有効圧力 (P_{mi}^*)

各機関 (表3) の実測 P_{me} に実験式より求めた P_{ml} を加算した P_{mi} と η_v 及び P_{mi} を η_v と $\kappa(\epsilon)$

で割った修正指示平均有効圧力 (P_{mi}^*) を図 15-1 (125cc) と 15-2 (500cc) に示す。両図から最大出力を与える回転数 (Nepsmax) が 12,000~19,000rpm と高いレーシング機関 (記号 R) は 12,000rpm 以下の量産機関 (記号 M) より最大 η_v (η_{vmax}) 及び最大 P_{mi} (P_{mimax}) が高く、かつ各機関のそれらの最大値が略等しいことが分かる。次に P_{mi}^* に注目すると前者の場合は η_v に関係なく広い回転域で最大値 ($P_{mi}^*_{max}$) が得られているが、後者の場合は η_{vmax} の回転域で最大値となっている。それは R 機関は広い回転域で M 機関は η_{vmax} で、出力が最大となる A/F と θ_{ig} が与えられているためである。なお両者の $P_{mi}^*_{max}$ は略等しく、2.40~2.44MPa となっている。すなわち運転諸条件の最適化が計られている場合は $P_{mi}^*_{max}$ は一定の値となる。

3.2.3. 指圧線図から求めた修正指示平均有効圧力 (P_{mi}^*)

前項では、高速型機関の WOT で出力が最大となる運転条件のもとでの P_{me} に P_{ml} を加算し、求めた修正 P_{mi} (P_{mi}^*) について述べてきたが、ここでは同じ運転条件での指圧線図 300 サイクルから求めた指示平均有効圧力のアンサンプル平均値 ($\overline{P_{mi}}$) と修正 $\overline{P_{mi}}$ ($\overline{P_{mi}^*}$) について述べる。なお、 $\overline{P_{mi}}$ は指圧線図上の圧縮・爆発・膨張行程の正の仕事

示す面積から求めた値である。

まず機関 M1-1(表3)を用い、運転条件を揃え、排気系サイレンサの開放端絞りを23.4φ(正規仕様)から13.0φ、7.0φ、4.5φと変化させた場合について指圧測定を行い、 $\overline{Pmi}$ とポンピングロス

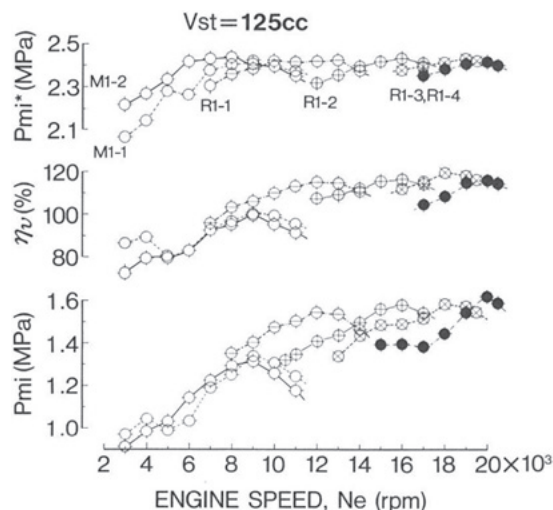


図 15-1 Vst=125cc 機関の $\overline{Pmi}^*$, η_v , $\overline{Pmi}$ 特性

ス($\overline{Pm\ell p}$)を求めた。その際同時に η_v と $\overline{Pme}$ の測定を行った。今代表的な特性として、絞り径23.4φ(記号○)と4.5φ(⊕)の場合を図16に示す。図から分かるようにサイレンサに絞りを与え、排圧を高めると、 η_v が低下するため、 $\overline{Pmi}$ が低下

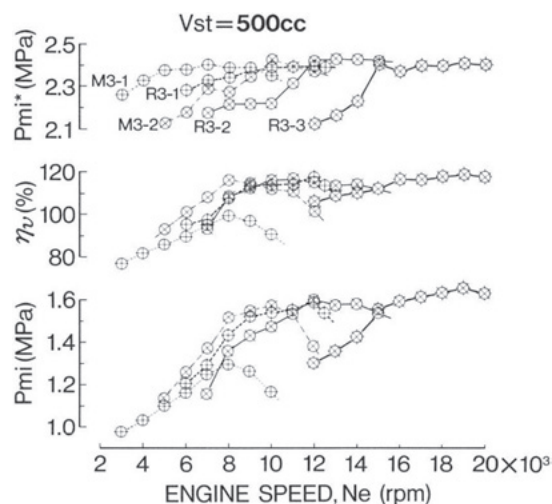


図 15-2 Vst=500cc 機関の $\overline{Pmi}^*$, η_v , $\overline{Pmi}$ 特性

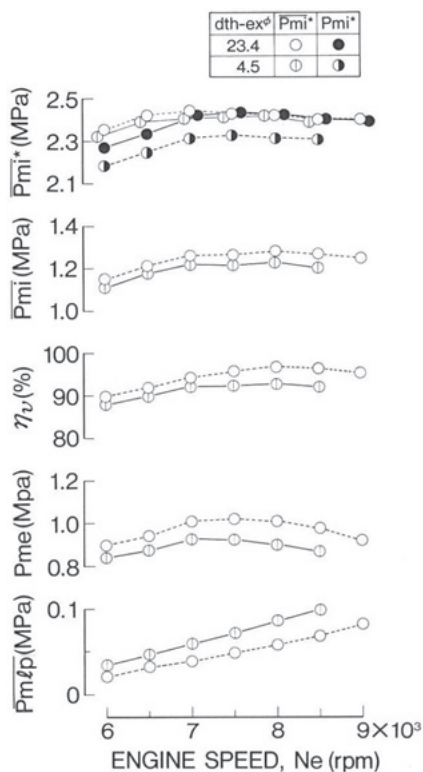


図 16 排気系サイレンサ開放端絞りが23.4と4.5mmの場合の指圧線図から求めた $\overline{Pmi}^*$, $\overline{Pmi}$, $\overline{Pm\ell p}$ と実測 $\overline{Pme}$ 特性

し、又排気仕事の増大により $\overline{Pm\ell p}$ が増加するため、 $\overline{Pme}$ が低下していることが分かる。その傾向は Ne が高くなる程顕著である。しかしながら $\overline{Pmi}^*$ 特性に注目すると η_v が比較的高い回転領域では両者は(○, ⊕)略等しく、その値は2.40~2.44MPaとなる。

なお、図には絞り径が23.4φと4.5φのそれぞれの $\overline{Pme}$ にモータリング法で求めた $\overline{Pm\ell p}$ を加算した $\overline{Pmi}^*$ を記号(●と⊙)で同時に示してある。前者の場合の $\overline{Pmi}^*$ (●)は指圧線図から求めた $\overline{Pmi}^*$ (○)と略等しい値となっているが後者の場合の $\overline{Pmi}^*$ (⊙)では指圧線図から求めた $\overline{Pmi}^*$ (⊕)と著しく異なっていることが分かる。すなわち排圧が低く、 $\overline{Pm\ell p}$ が低い排気系の場合は $\overline{Pmi}^*$ と $\overline{Pmi}$ が略等しいが、排圧が高い場合は異なる。

次に機関R3-3(表3)を用い、前述と同じ条件のもとに指圧測定を行い、燃焼圧力が最大となるクランク角(θ_{pmax} A.T.D.C)の頻度と、 θ_{pmax} が

表4 機関諸元と特性値

$B \times S \times n = V_{st} \text{ cc}$	$\sqrt{S \cdot D_{cm}}/B$	ϵ	dvi mm $\times$ nvi	$Ze/Vs \text{ cm}^{-1}$	NeL rpm	NeB rpm	$C_i \times 10^{-9}$	Nepsmax rpm	MARK
$55.0 \times 42.0 \times 4 = 399.1$	0.627	12.0	21.0×2	0.0312	15,900	16,000	2.23	14,800	○
$70.0 \times 48.6 \times 4 = 748.1$	0.589	11.0	28.0×2	0.0271	12,800	13,900	2.49	11,000	●

等しい指圧線図から求めた修正 $\overline{P_{mi}}(\overline{P_{mi}^*} \theta)$ の代表的特性として $Ne=14,000$ (○)、 $15,000$ (◐)、 $16,000$ (◑) 及び $18,000$ rpm (●) の場合を図 17 に示す。図から θ_{Pmax} が $12 \pm 1 \text{ deg}$ に集中分布している $Ne=15,000$ と $18,000$ rpm の場合の $\overline{P_{mi}^*} \theta$ は変化が少なく全体のアンサンブル平均値 ($\overline{P_{mi}^*}$) が最も高く θ_{Pmax} が 12 deg 前又は後に集中分布している場合は、 $\overline{P_{mi}^*} \theta$ の変化が大きく、 $\overline{P_{mi}^*}$ が低い値となっていることが分かる。¹⁰⁾ すなわち超高速型排気系で排圧が低い機関で MBT の条件のもとで θ_{Pmax} が略 12 deg に集中分布している場合の $\overline{P_{mi}^*} \max$ は $2.40 \sim 2.44 \text{ MPa}$ の範囲にある事が分かる。

3.3. 機関出力の評価と予測

2 章の全機関損失 ($P_{m\ell}$) を求める実験式と 3 章の最大修正指示平均有効圧力 ($\overline{P_{mi}^*} \max$) を用いて開発段階の機関の評価が可能となる。すなわち味平均有効圧力 (P_{me}) に $P_{m\ell}$ を加算した P_{mi} を $\kappa(\epsilon)$ と η_v で除した $\overline{P_{mi}^*}$ は出力が最大となる条件のもとで最大値 ($\overline{P_{mi}^*} \max$) を示し、その値は略 $2.40 \sim 2.44 \text{ MPa}$ となる実験的事実より、開発途上、機関の実測 P_{me} と $P_{m\ell}$ 及び η_v から $\overline{P_{mi}^*}$ を求め上記 $\overline{P_{mi}^*} \max$ と比較する事によって機関の改善余地量を把握できる。又 $P_{m\ell}$ の実測値と計算値を比較する事によって機関の異常の有無及び $P_{m\ell}$ の低減の余地を予測できる。一方、近年コンピュータシミュレーションの発達に伴い、吸排気系と機関の諸元から $\eta_v \sim Ne$ 特性を精度よく予測することが可能となってきた。従って新規機関の開発計画段階で $\overline{P_{mi}^*}$ の式(12)に最大値 ($2.40 \sim 2.44$) と η_v を与えると、出力が最大となる条件のもとでの P_{mi} を求めることができ、 $P_{m\ell}$ の実験式から $P_{m\ell} \sim Ne$ を求めれば正味平均有効圧力 ($P_{me} = P_{mi} - P_{m\ell}$) を予測することができる。

今その一例として表 4 に示す供試機関について上述手順に従い、 η_v 、 P_{mi} と $P_{m\ell}$ を予測し、 P_{me} を求めると図 18 の実線のようにになる。なお $P_{m\ell}$ と

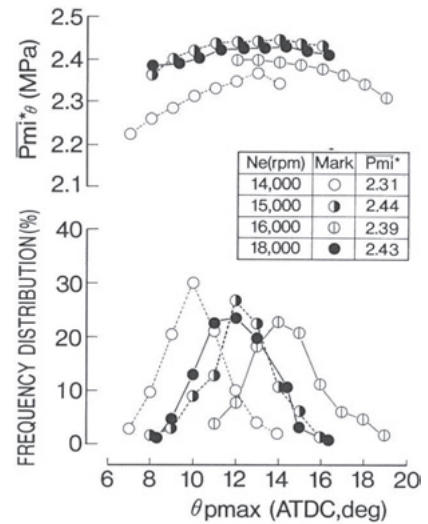


図 17 燃焼圧力が最大となるクランク角 (θ_{Pmax}) の頻度及び対応する $\overline{P_{mi}^*} \theta$ の特性

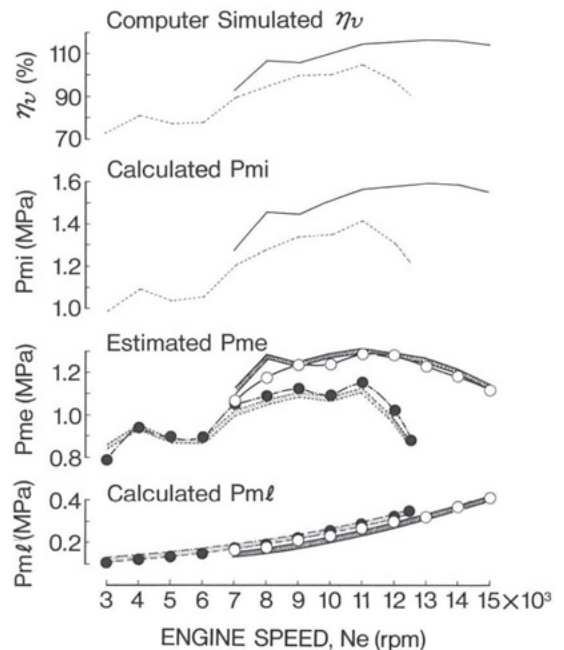


図 18 P_{me} $P_{m\ell}$ の予測値と実測値の比較

Pme の予測値の中は Pmℓ 算出にあたって、定数 (C_2) を 0.185~0.225MPa と仮定したためである。なお図中のプロット点 (○と●) は夫々の実測値を示す。広回転範囲に於いて実測値と予測値が一致していることが分かる。

4. 結 論

排気量、気筒数、気筒配列及び最大出力を与える回転数が異なるモーターサイクル用 4 サイクル火花点火機関の WOT の場合の全機関損失 (Pmℓ) と出力が最大となる空燃比 (A/F) と点火時期 (MBT) を与えて得られた正味平均有効圧力 (Pme) を解析することによって次の結論を得た。

- 1-1 全機関損失 (Pmℓ) は機関諸元係数 ($S \cdot D_{CM}/B$) と比例係数 [回転依存項 ($C_1 Ne^2$) と定数項 (C_2) の和] の積で表される。

$$Pm\ell = (C_1 Ne^2 + C_2) \cdot \sqrt{S \cdot D_{CM}/B}$$

- 1-2 回転依存項の係数 C_1 は気筒容積 (V_s)、吸気弁開口面積 (Z_g) 及び 2 つの定数 ϕ_1 、 ϕ_2 を用いると

$$C_1 = \phi_1 (V_s/Z_g)^2 + \phi_2 \text{ で表される。}$$

- 1-3 ϕ_1 、 ϕ_2 は Z_g を求める場合、吸気弁数 (nvi) による補正を行えば燃焼形式に関係なく一定の値となる。すなわち

$$\phi_1 = 60 \times 10^{-9} \quad \phi_2 = 1.1 \times 10^{-9}$$

- 1-4 定数項 C_2 は潤滑油動粘度 (ν) で変化するが十分に慣らされた機関では

$$C_2 = \phi_3 \nu + \phi_4 \text{ で表される。}$$

- 2 機関の最大出力を与える回転数 (Nepsmax) を高めるためには、吸気弁の有効開口面積 (Z_E) と V_s の比 (Z_E/V_s) を大きくとればよく、それはショートストローク化、多弁化、多気筒化によって達成する。

- 3-1 MBT の条件のもとで指圧線図から求めた指示平均有効圧力 ($\overline{Pmi}$) を圧縮比 (ϵ) の函数である $\kappa(\epsilon)$ と体積効率 (η_v) で除した修正 $\overline{Pmi}$ の最大値 (Pmi^*max) は略一定の値 (2.40~2.44MPa) となる。

$$\overline{Pmi}^* = \overline{Pmi} / [\kappa(\epsilon) \cdot \eta_v] = \text{Constant}$$

- 3-2 排気損失の少ない排気系をもつ機関の Pme に Pmℓ を加算し求めた修正 Pmi の最大値 (Pmi^*max) は上記の $\overline{Pmi}^*max$ と略等しい。

- 4-1 従って機関開発時、実測 Pme と Pmℓ 及び η_v から Pmi^* を求め、上記 Pmi^*max と比較することによって機関の改善予地量を把握できる。又 Pmℓ の実測値と計算値を比較することによって機関の異常の有無及び Pmℓ 低減の余地を予測できる。

- 4-2 新規機関の開発計画段階で、 η_v 特性が予測できれば、MBT 条件のもとでの Pmi を求めることができ、かつ Pmℓ を予測することによって、Pme を求めることができる。

終わりに

兼々 4 サイクル S.I 機関の全機関損失をまとめるべく幾度かその解析に入ったが、解析に必要な機関諸元が元データに記録されていない為未完成に終わっていた。しかしながら 1985 年より本腰を入れてとりかかり、まず 2 輪車のデータファイルから全機関損失の測定条件が明確なデータの収集を行い、次に 300 機種に及ぶこれらの機関の主要諸元を図面をもとに調査に入った。その後機種のモデル区分とデータ整理等々で約 2 年間、岸沢みどり、本多芳美、大沢春美の方々に協力を頂いた。その後、藤井功と園比呂志と共に 1988 年第一報として

Total Engine Friction in Four Stroke S. I

Motorcycle Engine (SAE No. 880268)

を発表、続いて第二報として園と石橋羊一と共に 1990 年

Experimental Analysis of Total Engine

Friction in Four Stroke S. I Engine

(SAE No. 900223)

また第三報として黒木伸彦と藤原一夫及び前田義男と共に 1991 年

Total Engine Loss and Engine Output

Characteristics in Four Stroke S. I Engines

(SAE No. 910347)

をまとめ、アメリカ自動車技術会 (SAE) で発表を行った。この論文は上記の 3 つの論文を集約したものである。

最後にこれらの論文をまとめるにあたって適切に御指導下さった元東大教授、浅沼強先生に対し、またデータ整理等で長期にわたって協力頂いた中

島和己さんに感謝する次第です。

参考文献

- (1) P. E. Vickery; "Friction Losses in Automotive Plain Bearings" SAE Paper 750052
- (2) J. T. Staron and P. A. Willermet; "An Analysis of Valve Train Friction in Terms of Lubrication Principles" SAE Paper 830165
- (3) H. Mehmet Uras and Donald J. Patterson; "Effect of Some Piston Variables on Piston and Ring Assembly Friction" SAE Paper 870088
- (4) S. F. Rezek and N. A. Henein; "A New Approach to Evaluate Instantaneous Friction and Its Components in Internal Combustion Engines" SAE Paper 840179
- (5) K. J. Patton, R. G. Nitschke and J. B. Heyweed; "Development and Evaluation of a Friction Model for Spark-Ignition Engines" SAE Paper 890836
- (6) I. Fujii, S. Yagi, H. Sono and H. kamiya; "Total Engine Friction in Four Stroke S. I. Motorcycle Engine" SAE Paper 880268
- (7) S. Yagi, Y. Ishibasi and H. Sono; "Experimental Analysis of Total Engine Friction in Four Stroke S. I. Engines" SAE Paper 900223
- (8) C. F. Taylor, "The Internal Combustion Engine in Theory and Practice" Vol. 1, The M. I. T. Press, 1966
- (9) S. Yagi, A. Ishizuya and I. Fujii; "Research and Development of High-Speed, High-Performance, Small Displacement Honda Engines" SAE Paper 700122
- (10) I. Fujii, S. Yagi, M. Kawai and H. Yoshikawa "MBT Control Utilizing Crank Angle of Maximum Combustion Pressure" SAE Paper 890759

■著 者■



八 木 静 夫



藤 井 功



園 比 呂 志



石 橋 羊 一



藤 原 一 夫