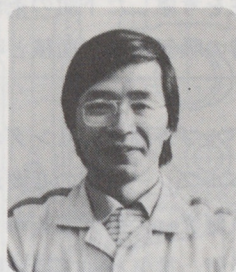


5バルブエンジン技術 の開発



特機事業部L&Gプロジェクト 青井 和 男
(元 研究部)

1. ま え が き

二輪車の特徴として、エンジン重量の車輛重量に占める割合が大きいために、エンジン性能が車輛の動力性能、操縦安定性などに大きく影響している。小型、軽量且つ高出力エンジンの開発は、いつの時代においても最大の特徴とされ発展してきたが、排気ガス規制を克服する技術が確立された現在、本来のガソリンエンジンの姿である高性能化、低燃費化が見直されてきた。また、ユーザーのニーズも多様化し、実用的な買物車から走りを楽しむスポーツ車まで、それぞれに適應したエンジン開発が行われている。

特にスポーツ車における高性能化の要求は、いちぢるしく増大し、ガソリンエンジンの多バルブ化は、ここ1～2年の大きな特徴となっている。

エンジンの多バルブ化は、エンジントルクの向上と許容回転数の増大によるエンジンの比出力を高める手段として有効であり、数多く研究されてきている。しかしながら多バルブ化にあたっては、燃焼室形状やストロークボア比等の基本要素を含めた上での最適設計が重要であり、たとえばバルブ面積増加を狙ってシリンダボア径を拡大すると、燃焼室形状の扁平化等による燃焼面での効率低下を招きやすくなると云われている⁽¹⁾。

我々は、多バルブエンジンの最適化をめざし、巾広い角度から検討した結果、広い回転域にわた

って高トルクを実現する5バルブエンジン技術を開発した。

本報告では、5バルブ方式による体積効率の向上、燃焼改善、高回転化の効果について、4バルブ方式と対比して述べる。

2. 多バルブ化の検討

エンジンの性能向上は、表1に示した3つの要素が重要であり平均有効圧の向上による高トルク化が性能向上の大きなポイントである。

ここでは、体積効率に大きな影響を及ぼす吸気弁開口面積についてバルブ数、シリンダボア径との関係を検討した。

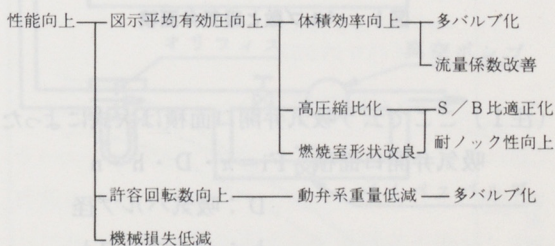


表1 性能向上要因表

2-1 バルブ数と吸気バルブ面積、吸気弁開口面積^(注)

性能にかかわる因子である吸気バルブ面積と吸気弁開口面積について、4バルブから7バルブま

での特性を検討した。同一シリンダボア径の中に
実用性を考慮した下記の条件でバルブ配置を行い、
その時の吸気バルブ面積と吸気弁開口面積を計算
した。

- 1) バルブ外周はシリンダボアに内接させる。
- 2) バルブシート間の必要最小クリアランスは吸
気側 2 mm, 排気側 4 mm とする。
- 3) 吸気, 排気バルブ径は開口面積比で約 1.3 と
なるようにする。

計算結果を図 1 に示す。尚, 計算に使用した吸
気バルブリフト比 (L/D) は図中に示した。

この図よりバルブ面積は 4 バルブと 5 バルブは
ほぼ同等であるが, 6 バルブ, 7 バルブとバルブ数
が増加するに従って面積は減少する。また, 吸気
弁開口面積も同様に 5 バルブが最大となり, それ
以上のバルブ数では減少していることが分った。
これは以下に示した理由によっている。

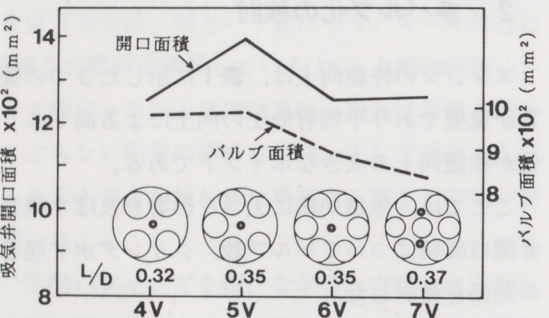


図 1 バルブ数と吸気弁面積

(注 1) ここで云う吸気弁開口面積は次式によった。

$$Fi = \pi \cdot D \cdot h \cdot n$$

D : 吸気バルブ径
 h : バルブリフト
 n : 吸気バルブ数

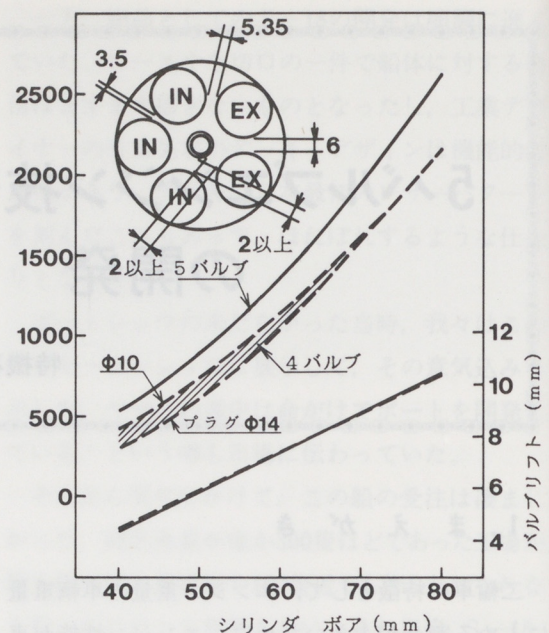


図 2 ボア径と吸気弁開口面積
(4 バルブと 5 バルブ)

すなわち, 6 バルブでは排気弁数が増加すること
によりバルブシート間クリアランスを確保する
必要上, 吸気弁径が小さくなり, 開口面積は減少
する。

また, 7 バルブの場合は, ボア中心部に吸気バ
ルブが配置するので, スパークプラグは両側 2 個
必要となり, そのためプラグとバルブシート間ク
リアランスを確保する必要がある, 同様に開口面
積は減少する。

以上より体積効率のひとつの指標である吸気弁
開口面積は 5 バルブが最大となり, それ以上のバ
ルブ数では必ずしも面積の増大にはつながってい
ないことが分った。

2-2 シリンダボア径と吸気弁開口面積

次にバルブリフトを同一に設定した時のシリン
ダボア径と吸気弁開口面積の特性を 4 バルブと 5
バルブについて検討し, 結果を図 2 に示した。

- 1) 5 バルブの方が全体的に 20~25% 開口面積が
大きい。
- 2) 5 バルブは図 2 のようにバルブが円周等分配
置されるので, ボア中心部の余裕が大きくな

り、スパークプラグ径選定の自由度が高い。
一方、4バルブはボア径が小さくなるほど開口面積に対するプラグ径の影響が大きい。

3) 同一開口面積を得るのに5バルブの方が約10%小さいボア径で十分であるので、燃焼室がコンパクトになり燃焼効率の点から有利と考えられる。

3. テストエンジン

テストエンジンは4サイクル水冷125cc単気筒5バルブおよび4バルブエンジンで、諸元を表2に示す。吸気弁開口面積とストロークボア比の影響を確認するため、4バルブエンジンは2種類のボア径を供試した。すなわち、4バルブ(φ57)は5バルブと同一のボア×ストロークであり、吸気バルブ面積はほぼ同等、開口面積は約13%小さい。また、4バルブ(φ63)はショートストローク化により、5バルブに対してバルブ面積で約24%、開口面積では6%大きくしたものである。

尚、圧縮比、バルブはさみ角、バルブタイミング、吸排気管系等は同一レベルに合わせた。

表2 テストエンジン諸元

		5バルブ		4バルブ	
ボア	mm	φ57	φ57	φ63	
ストローク	mm	48.8	←	40	
S/B比		0.86	0.86	0.63	
行程容積	cm³	124.5	←	124.7	
圧縮比		12	←	←	
吸気弁径×数		φ18×3	φ22×2	φ24.5×2	
リフト	mm	6.5	7	7.6	
開口面積	mm²	1103	968	1170	
排気弁径×数		φ19×3	←	φ21.5×2	

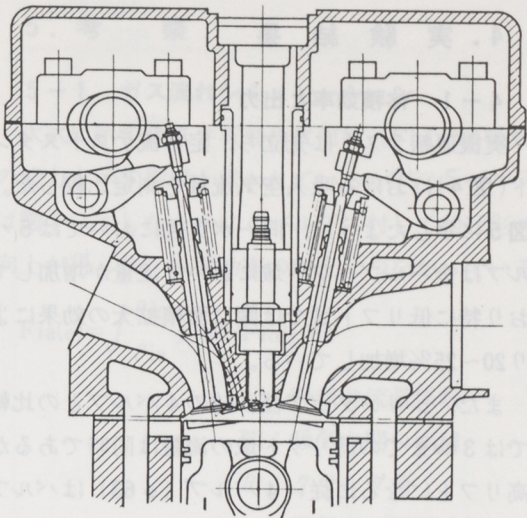


図3 5バルブエンジン構造図

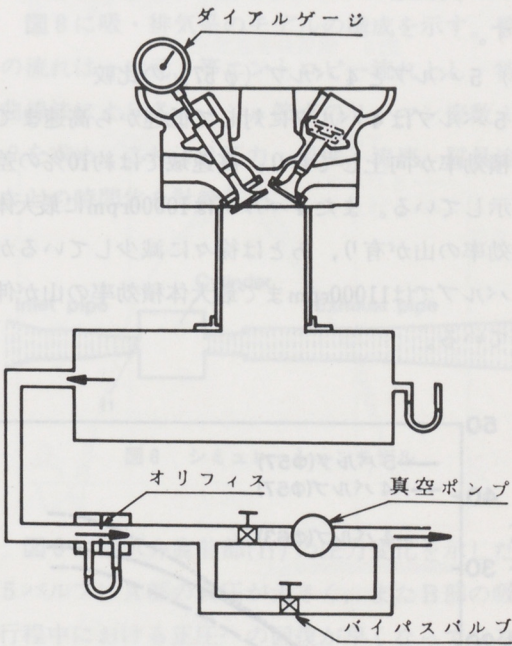


図4 定常流テスト装置

4. 実験結果

4-1 体積効率と出力

実機運転テストに先立ち、定常流テストスタンド(図4)における吸入空気流量を測定比較した。図5に示したように、同一ボア径においては5バルブは全バルブリフト域において流量が増加しており特に低リフト域では開口面積拡大の効果により20~25%増加している。

また、シリンダボア径φ63の4バルブとの比較では3mmまでの低リフト域の流量は同時であるが高リフトになるに従い4バルブ(φ63)はバルブ径拡大の効果により5バルブより流量が増加している。

次に実機運転における体積効率と出力を図6に示す。

1) 5バルブと4バルブ(φ57)の比較

5バルブは4バルブに対して低速から高速まで体積効率が向上しており、高速域では約10%の差を示している。また4バルブは10000rpmに最大体積効率の山が有り、あとは徐々に減少しているが5バルブでは11000rpmまで最大体積効率の山が伸びている。

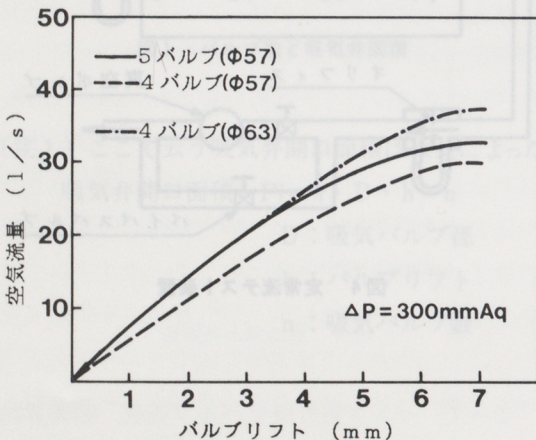


図5 静的吸入空気流量

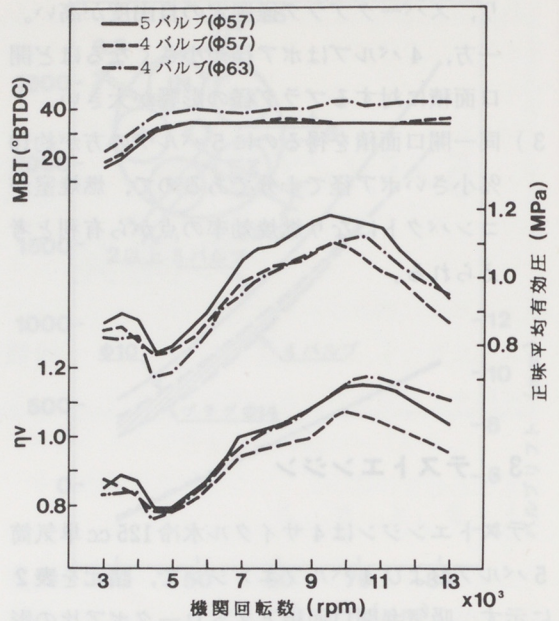


図6 体積効率と正味平均有効圧(全負荷)

これは5バルブ化によって有効開口面積が増加した効果と思われる。また、正味平均有効圧はほぼ体積率の傾向と一致しており、アップ率として約7%，最大出力点では10%の向上を得ている。要求点火時期(M.B.T)はほぼ同一の値を示している。

2) ショートストローク4バルブ(φ63)の特性

4バルブ(φ63)はバルブ径拡大とショートストローク化により体積効率の特性は低中速域ではやや低く、中速から高速で高くなるいわゆる高速型となっている。しかし、高い体積効率にもかかわらず正味平均有効圧はかなり低い値となっており、5バルブに対して特に実用領域がやせた特性を示している。

MBTはφ57ボアに比べて5°~10°進角側を要求しており、ボア径拡大(ショートストローク化)により燃焼期間が増加している為と考えられる。

4-2 動弁系許容回転速度

シリンダボア径φ57のバルブ1本当りの動弁系等価重量を表3に示す。5バルブは等価重量の軽

量化やバルブリフトを低くおさえられることによりスプリング荷重を小さくでき、カム面とロッカーのスリッパ面との間に発生する応力を低くおさえる事ができる。さらにバルブスプリングの設計においても剪断応力値や応力振巾値を4バルブと同レベルとしてもスプリングのサージング発生回転数が向上し、バウンス発生を高回転域に設定できる。表4に吸気バルブのジャンプ及びバウンス発生回転数の測定結果を示す。

表－3 動弁系等価重量[gr]

	4バルブ	5バルブ
バルブ	14.3	11.7
ロッカー	10.1	6.8
リテーナ	6.6	6.6
その他	12.8	10.2
等価重量 (1本当り)	40.2	35.3

表－4 吸気弁の異常挙動発生回転数(rpm)

	4バルブ	5バルブ
ジャンプ	13,600	14,300
バウンス	16,000	16,700

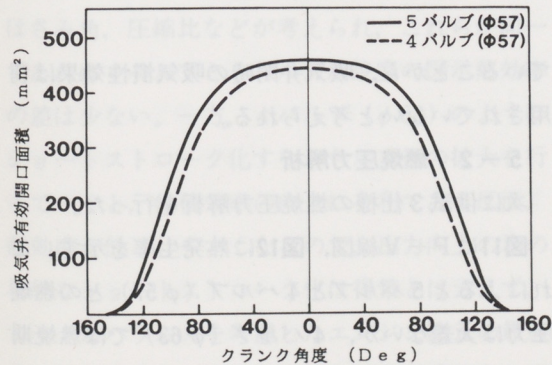


図7 吸気弁有効開口面積(μi・Fi)

5. 考 察

5-1 ガス流れシミュレーション

次式に示す吸気弁有効角度面積 (Fia(e))は吸気的能力を示す指標と言われているが⁽²⁾, 5バルブは図7に示したように4バルブに対して約12%の向上が得られ、体積効率の向上につながっている。

$$Fia(e) = \int_{\theta_{ia}}^{\theta_{ic}} \mu_i(\theta) \cdot Fi(\theta) \cdot d\theta$$

μi: 吸気弁流量係数

Fi: 吸気弁開口面積

θ: クランク角

io, ic: 吸気弁の開閉時期

5バルブ化による体積効率の向上がどのように行なわれているかをさぐるため、管内の現象をシミュレーションにより解析した⁽³⁾

図8に吸・排気系のモデルの構成を示す。管内の流れは一次元、等エントロピー流れとし、特性曲線法により各メッシュ節点のリーマン変数λ, βを求め、これより圧力, 温度, 流速, 質量流量などの時間化を計算した。

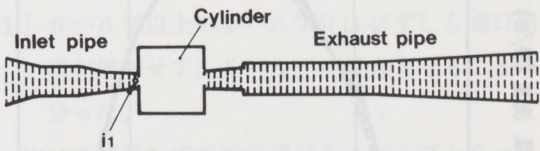


図8 シミュレーションモデル

図9に吸気弁直前部(i1)の圧力変化を示した。5バルブはA部の負圧が大きく、またB部の吸気行程中における正圧への回復が早くなっている。

これを吸気弁を通過する質量流量で表わしたものが図10であり、5バルブでは図9に示したA, B部にほぼ対応して流量が増加している。

ここで、5バルブ化による体積効率向上理由について考えてみると、

- 1) 吸気, 排気慣性効果の利用率が高くなる。
- 2) 吸気弁有効開口面積増加による効果

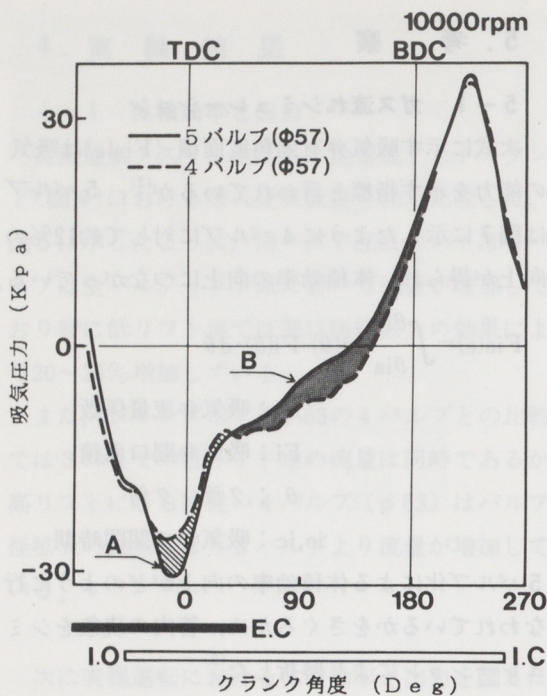


図9 吸気弁直前部圧力

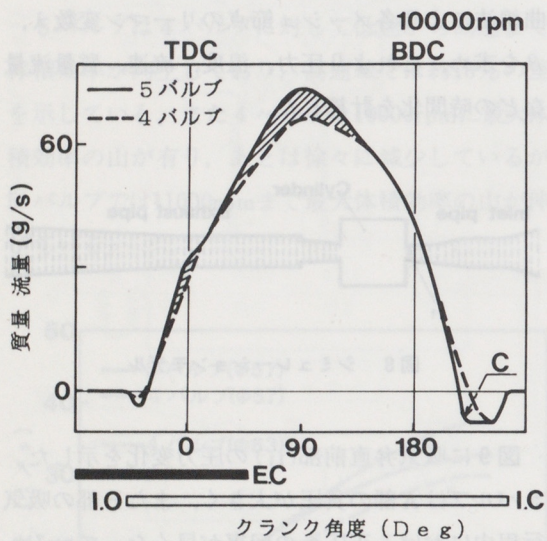


図10 吸気質量流量

があげられるが、シミュレーション結果では図9—Aに対応するバルブオーバーラップ期間での排気慣性による吸い出し効果とB部の吸気行程中の有効開口面積増加による効果が認められている。

一方、図10—C部に吸気の吹き返し現象が生じ

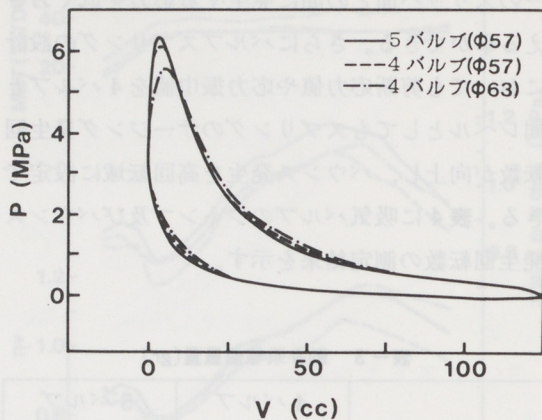


図11 P—V線図

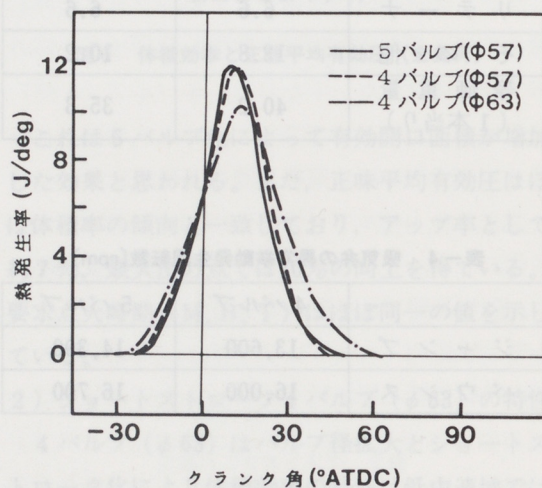


図12 熱発生率

ていることから、吸気弁閉時の吸気慣性効果は利用されていないと考えられる。

5-2 燃焼圧力解析

次に供試3仕様の燃焼圧力解析を行った。

図11にP—V線図、図12に熱発生率を示す。これによると5バルブと4バルブ(φ57)との燃焼圧力は大差ないが、4バルブ(φ63)では燃焼期間が増加し、等容度が低下している。

また、図13は体積効率に対する図示平均有効圧をプロットしたものであるが、4バルブ(φ63)

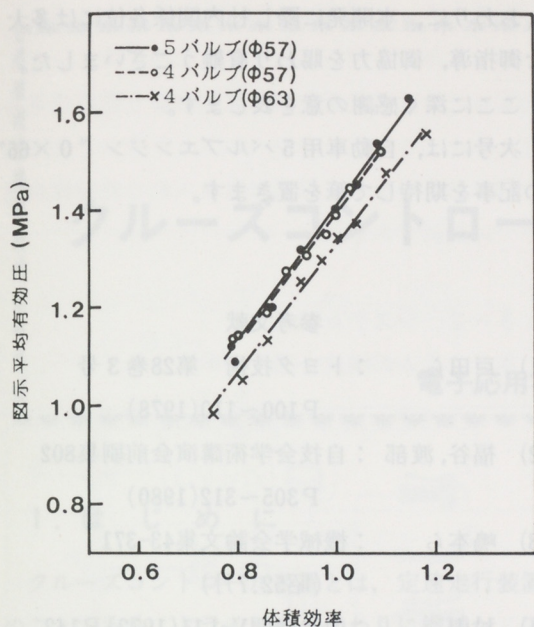


図13 体積効率と図示平均有効圧

は約6%の出力低下がみられる。

この理由として、燃焼室形状の扁平性を検討した。

図14はスパークプラグからの燃焼室容積比率^(注2)を表わしたもので、これによると5バルブと4バルブ(φ57)はかなり類似しているが4バルブの(φ63)ではボア径拡大に伴い火炎伝播距離が増加し、容積比率でみた燃焼室の扁平性が大きくなっていることがわかる。

以上のことから、燃焼室形状を決定する基本因子としては、シリンダボア径(S/B比)、バルブはさみ角、圧縮比などが考えられ、これらが同一であれば4バルブと5バルブ燃焼室の図示熱効率の差は少ない。一方、4バルブ(φ63)のようにショートストローク化すなわちボア径の拡大を行っていくと、体積効率の向上に有利である反面、熱効率が低下しやすくなるので、出力向上のための単純なショートストローク化は得策とは云えず、トータルバランスを考慮したエンジン諸元の最適化に対して5バルブ化は有効な技術と考えられる。

(注2) 燃焼室の樹脂型を点火プラグを中心とする回転軸で球状に2mm毎にカットし、その重量を逐次計量した。⁽⁴⁾

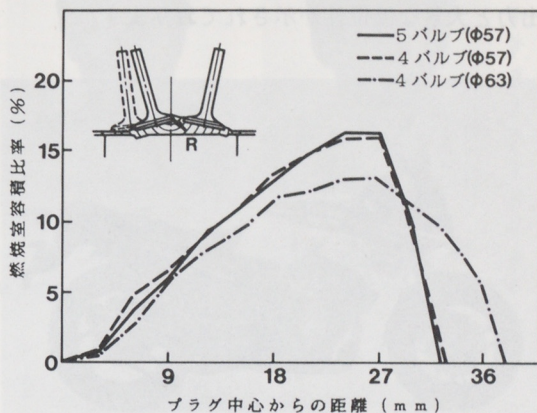


図14 燃焼室形状の比較

6. ま と め

4サイクル機関の性能向上、特に高トルク化に対する多バルブエンジンの最適化検討を行った。

検討を進めるにあたって、4バルブから7バルブまでレイアウト設計を行ない、特に吸気弁開口面積について比較した結果、

1) 6バルブ以上の多バルブ化は必ずしも開口面積が増加せず、5バルブが最大となることが分った。

次に実機運転での性能確認を4バルブと5バルブエンジンについて比較した結果、以下の事が明らかとなった。すなわち

2) 5バルブは吸気3バルブ化によりバルブ有効開口面積が増加する為、高速回転域まで高い体積効率を得られる。

3) したがって、バルブ径拡大のためのエンジンのショートストローク化による図示熱効率の低下を防ぐことができ、高トルク高出力化が可能となる。

これらの成果をもとに、市販車として初めて5バルブエンジンが85ヨーロッパ向けモデルFZ750に搭載され生産されました。(写真15)

図-16は、ヨーロッパの雑誌社（モトラッド）に掲載された性能ですが、他の4バルブエンジンと比べて低中速域のトルク、高速域の伸び、最高出力と大きな優位性が示されております。

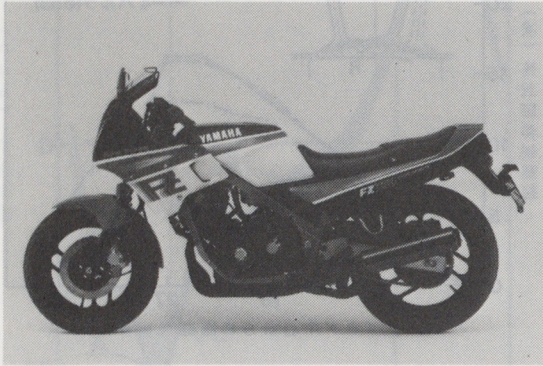


写真15

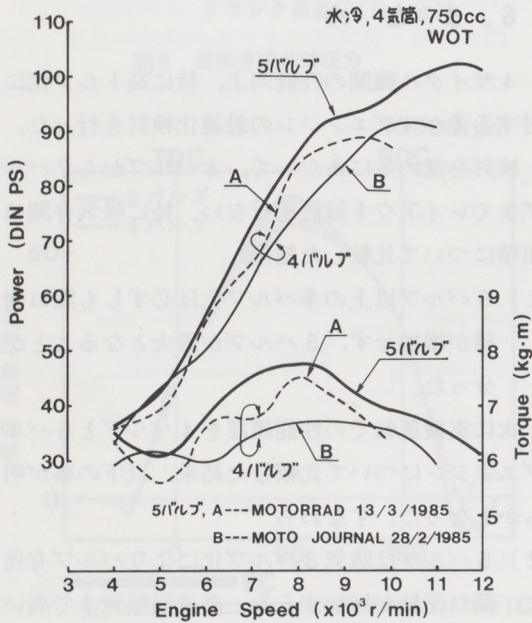


図16 4バルブと5バルブ性能比較

おわりに、本開発に際し社内関係各位には多大な御指導、御協力を賜わり有難うございました。

ここに深く感謝の意を表します。

次号には、自動車用5バルブエンジン“0×66”の記事を期待して筆を置きます。

参考文献

- (1) 戸田ら : トヨタ技術 第28巻3号
P100~110(1978)
- (2) 福谷, 渡部 : 自技会学術講演会前刷集802
P305~312(1980)
- (3) 嶋本ら : 機械学会論文集43-371
(昭52.7月)
- (4) 村山 : 内燃機関Vol.11(1972) P142