

モータサイクル多弁エンジンの出力と燃費

Output and Fuel Consumption of Motorcycle Multi-Valve Engines

都竹広幸 Hiroyuki Tsuzuku 土田直樹 Naoki Tsuchida 富井英二 Eiji Tomii

●研究開発センター 基盤技術研究室

第1章 モータサイクル多弁エンジンの出力

要旨

多弁エンジンの出力特性が弁数によってどう異なるかを知るために、吸気弁の弁数を2, 3, 4弁とした、4, 5, 6弁エンジンを実際に作製しテストを行った。テストは各弁数のヘッドについてスロート面積、バルブリフト、排気量などを変更した15種類の仕様について行い、結果を吸気弁平均有効開口面積を用いて整理した。その結果、最大出力は弁数にかかわらず吸気弁マッハ数（Mim）が0.32～0.33程度の時に発生し、その大きさは同じ単筒容積ならば吸気弁有効開口面積にほぼ比例することがわかった。また、最大出力の得られるMimの値がエンジンの仕様にかかわらずほぼ同じ値を示すことを利用して、4弁エンジンと5弁エンジンの吸気能力を机上で評価した。その結果、同じボア径の4弁エンジンと比較して5弁エンジンでは吸気弁有効開口面積を4～13%大きくできること、同じ吸気弁有効開口面積を確保した場合、4弁エンジンに比べて5弁エンジンではボア径を5%以上小さく設定できることがわかった。

1 はじめに

近年の4サイクルエンジンにおいては、高出力化への要求から気筒あたり4弁以上のいわゆる多弁エンジンが主流となっている。多弁エンジンでは吸気弁の開口面積が大きくとれるため、吸入空気が高回転域まで低下せず最大出力が得られる一方、過度の開口面積の確保は低回転での流速低下による燃焼安定性の悪化を招き、燃費やエミッションに悪い影響を及ぼす。

したがって高出力、低燃費でかつドライバビリティの優れたエンジン特性を得るためには、最初に要求される最大出力に対して最適な開口面積を設定することが重要である。しかしながら、吸気弁開口面積設定においては弁数、弁径、弁リフト、カムプロファイルなど様々な要因が複雑に絡んでいるため、それらをいかに設定すればよいのかについては過去数々の報告^{(1), (2), (3)}があるにもかかわらず、いまだ一般解は明確になっていない。

そこで我々は弁数、弁リフト、スロート面積などの吸気諸元を変更した15種類の多弁エンジンの出力特性を調査し、要求出力に対して必要十分な吸気開口面積および弁数の関係について検討を行った。

なお、高比出力エンジンにおいて常に問題になる、

低速部分負荷域での燃焼安定性悪化についてとその改善手法の評価に関しては第2章に示す。

2 テストエンジンとその仕様

テストはボアφ68の水冷4サイクル単気筒エンジンを用いた。ストロークは、40mm（145cc仕様）と48mm（175cc仕様）の2仕様がある。全開出力性能テストはこれら2仕様のエンジンを用いて、弁数、スロート面積、バルブリフトなどの吸気諸元を変更して行った。各仕様の主な諸元を表1に、弁レイアウトを図1に示す。なお、6弁のレイアウトでは吸気弁を4弁、排気弁を2弁とし、吸気弁をボア中央付近に配置した菱形配置（Aタイプ）と、吸排気弁をボア外周に配置した環状配置（Gタイプ）の2種類のレイアウトを用いた。

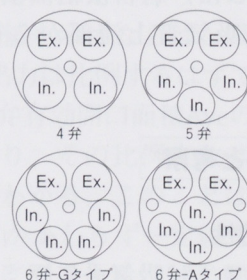


図1 弁レイアウト

表1 テストエンジンの諸元

仕様名称	4 弁			5 弁				6 弁-Aタイプ				6 弁-Bタイプ			
	4V145	4V175	4V175U	5V145	5V175	5V175U	5V175L	6V145	6V175	6V175U	6V175L	6G145	6G175	6G175U	6G175L
ボア (mm)	68	←	←	68	←	←	←	68	←	←	←	68	←	←	←
ストローク (mm)	40	48	←	40	48	←	←	40	48	←	←	40	48	←	←
排気量 (cc)	145.3	175.3	←	145.3	174.3	←	←	145.3	174.3	←	←	145.3	174.3	←	←
圧縮比	11.6	13.7	←	11.4	13.5	←	←	11.1	13.1	←	←	11.3	13.4	←	←
IN	バルブ径 (mm)	27.4	←	←	22.4	←	←	←	19.4	←	←	←	19.4	←	←
	バルブ数	2	←	←	3	←	←	←	4	←	←	←	4	←	←
	バルブ面積 (cm ²)	11.79	←	←	11.82	←	←	←	11.82	←	←	←	11.82	←	←
	スロート径 (mm)	21.7	←	←	23.7	←	←	←	15.4	←	←	←	15.4	←	←
	スラム径 (mm)	5.0	←	←	4.0	←	←	←	3.8	←	←	←	3.8	←	←
	スロート面積 (cm ²)	7.00	←	←	79.9	6.92	←	←	8.04	←	←	←	7.00	←	←
	カム作用角 (Deg)	292/276	←	←	292/276	←	←	←	292	292/276	←	←	292	292/276	←
	リフト (mm)	7.50	←	←	7.50	←	←	←	6.14	7.50	←	←	5.32	7.50	←
	カムL/D	0.2737	←	←	0.3348	←	←	←	0.2741	0.3866	←	←	0.2742	0.3866	←
	Cim	0.3529	←	←	0.3673	0.3906	←	←	0.4209	0.3802	←	←	0.4083	0.3531	←
	Ave (cm ²)	4.161	←	←	4.330	4.617	←	←	4.975	4.494	←	←	4.826	4.174	←
EX	バルブ径 (mm)	23.0	←	←	23.0	←	←	←	23.0	←	←	←	23.0	←	←
	バルブ数	2	←	←	2	←	←	←	2	←	←	←	2	←	←
	スロート径 (mm)	18.5	←	←	18.5	←	←	←	18.5	←	←	←	18.5	←	←
	スロート面積 (cm ²)	5.13	←	←	5.13	←	←	←	5.13	←	←	←	5.13	←	←
	カム作用角 (Deg)	292/276	←	←	292/276	←	←	←	292/276	←	←	←	292/276	←	←
	リフト (mm)	7.5	←	←	7.5	←	←	←	7.5	←	←	←	7.5	←	←

点火プラグは4，5，6弁環状配置ではボア中央付近に1個を，6弁菱形配置では吸排気弁の間に2個を配置した．弁径は各レイアウトで吸排気弁傘面積比，弁シート間隙間などをそろえて，ボア内に収まる最大弁傘面積を検討した．その結果，ボア径がφ68の場合，弁数やレイアウトの違いによる面積差はおおよそ2%であった．そのため，本テストにおいては，比較のためすべて同一の弁傘面積となるように調整した．スロート面積は各弁配置に対して2種類，最大弁リフトも全レイアウト共通の7.5mmのものと弁径との比(L/D)を同一としたものの2種類についてテストを行った．これらの仕様の組み合わせによって，テスト仕様は合計15仕様となる．なお全開出力性能テストは排気系をディフューザーパイプのみの仕様にして行った．各ヘッドで圧縮比が異なるが，テスト結果はそれらの結果を13.0に修正して比較した．燃焼室形状はあらかじめプリテストを行い，最も出力がでるものを採用した．燃料供給は噴射タイミングの影響が少ない吸気管上流部から行い，点火はMBT点火である．

3 テスト結果と考察

3.1 全開出力特性

全開出力性能テストは吸気系にラミナフローメータを取り付けた状態で体積効率を測定しながら，

吸排気管長やバルブタイミングなどを，その仕様で最大の出力が得られるように調整して行った．図2にテスト結果の一部を示す．体積効率と平均有効圧力とも排気脈動の影響で山谷が周期的に発生しており，全体で一つの山をなしている．また，175cc仕様では高回転側で体積効率の落ち込みがみられる．

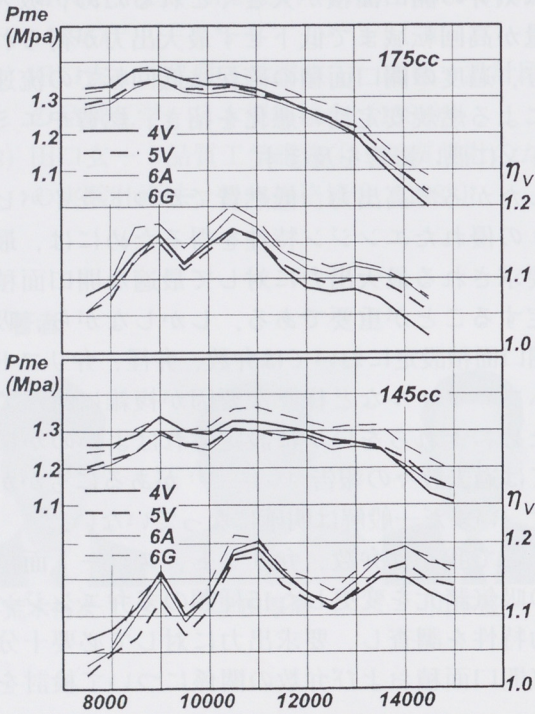


図2 テスト結果例

渡辺ら⁽²⁾によるとエンジン吸気諸元と体積効率
は平均吸気マッハ数Mim,

$$Mim = \frac{6 \cdot Ne \cdot \eta_v \cdot Vs}{34000 \cdot WA \cdot Ave} \quad \dots\dots\dots(1)$$

- Ne :エンジン回転数 (rpm)
 η_v :体積効率
 Vs :単気筒排気量 (cc)
 WA :吸気弁作用角 (°)
 Ave :吸気弁有効開口面積 (cm²)

但し,

- Ave=Av・Cim(2)
 Av:バルブ面積 (cm²)
 Cim:吸気弁平均流量係数

によって関係づけられ、Mimが0.5を越えるところ
から体積効率の急激な低下が始まるとしている。
 図3は今回のテストにおけるMimに対する体積効
率の様子を整理したものである。図中▼印は最大
出力が得られた点を、数値はその点でのMimの値
を示している。

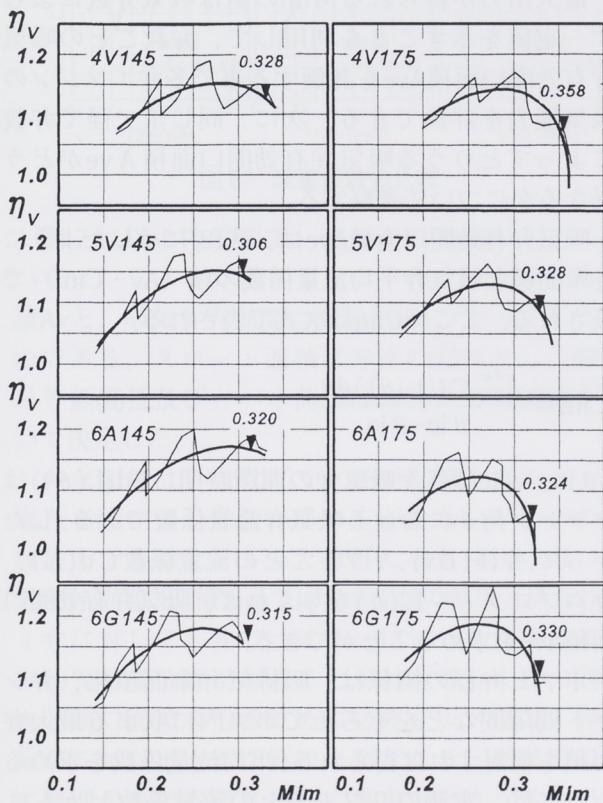


図3 平均吸気マッハ数Mimと体積効率 η_v の関係

図から最大出力を発生するMimの値は、弁数、
スロート面積、弁リフトによらずほぼ0.32から0.33
に集中していることがわかる。この値は体積効率
が急激に落ち込むとされる0.5よりかなり少ない
値であるが、八木ら⁽²⁾によると最大出力点での吸
気速度係数Miはおよそ0.45であるとしており、吸
気速度係数Miは平均吸気マッハ数Mimにおいて吸
気作用角WAを180°としたものであるから、今回
のテストで用いたカム作用角を考慮すれば八木ら
による結果と我々の結果とはほぼ符合していると
いえる。

Mimが体積効率の急激な低下を示す点である0.5
より少ない値で最大出力を示すのは、摩擦損失や
ポンプ損失が高回転高流速域で大きいことによる
影響であると考えられる。また、145cc仕様比べ、
175cc仕様での最大出力点のMimの値はやや高い値
を示す。これは、同じマッハ数では175ccの方がエ
ンジン回転数が低く、したがって摩擦損失による
平均有効圧の落ち込みも少なくなるためである。

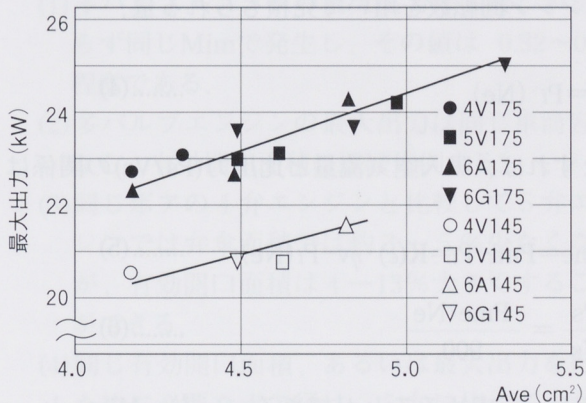


図4 最大出力とAveとの関係

図4にテストした全15仕様のAveと最大出力の様
子を示す。式(1)の分子の $Ne \cdot \eta_v \cdot Vs$ は吸入空気
流量すなわち、最大出力に比例する量を表し、分
母の $WA \cdot Ave$ は吸気弁開口面積を表す。今回のテ
ストはカム作用角一定で行ったので、最大出力点
のMimが一定値を示すならば、吸気弁有効開口面
積Aveと最大出力は比例するはずである。図から最
大出力と吸気弁有効開口面積Aveの間には直線的な
比例関係があり、その比例定数は弁数には無関係
であることがわかる。このことは最大出力点のM
imが、弁数にかかわらず一定値を示すことを表し
ている。さらに図4から、同じ開口面積で排気量
の異なるケースでは、排気量が小さい方が得ら

れる出力が小さいことがわかる。これは前に述べたように、排気量の小さい方が最大出力回転数が高くなり、したがって摩擦損失が増加することが原因である。

これらの実験結果をもとに、要求される出力に対してどの程度の吸気弁開口面積が必要かを知るためのフローについて示す。まず、吸入空気流量と比出力の関係が必要になる。ここでは簡単に図示平均有効圧力 P_{mi} を、圧縮比 ϵ と体積効率 η_v を用いて、次のように表す。

$$P_{mi}=K(\epsilon) \eta_v \quad \text{.....(3-a)}$$

ここで、 $K(\epsilon)$ は適当な比例定数 K を用いて、次のように表される。

$$K(\epsilon)=K \frac{\epsilon}{\epsilon-1} \left\{ 1 - \frac{1}{\epsilon^{K-1}} \right\} \quad \text{.....(3-b)}$$

摩擦平均有効圧力 P_f を、たとえば文献⁽⁴⁾などからエンジン回転数を用いて見積もられる量、

$$P_f=P_f(Ne) \quad \text{.....(4)}$$

とすれば、吸入空気流量と比出力(P_s/V_s)の関係は

$$P_{me}=P_{mi}-P_f=K(\epsilon) \cdot \eta_v - P_f(Ne) \quad \text{.....(5)}$$

$$\frac{P_s}{V_s} = \frac{P_{me} \cdot Ne}{900} \quad \text{.....(6)}$$

によって求めることができる。一方、 M_{im} と η_v の関係を図3などから適当な関数、

$$\eta_v = \eta_v(M_{im}) \quad \text{.....(7)}$$

で回帰し、経験値を用いて求めた必要な定数を与えることによって、吸気弁開口面積 $WA \cdot Ave$ とその時のエンジン回転数 Ne から比出力(P_s/V_s)を求めることができる。

このようにして、ある $WA \cdot Ave$ に対して、 Ne を横軸にした比出力(P_s/V_s)を求めていくと、 Ne が高回転になるにしたがって比出力が上がっていき、その後、摩擦平均有効圧力(P_f)が増加することによって比出力が下がっていく様子が見られる。このときの比出力の山が、その吸気弁有効開口面積

の時に得られる最大出力になる。この様子を図5に示す。また、このときに式(1)から求めた M_{im} の値も図中に併記した。 M_{im} はほぼ一定値0.32~0.33を示し、実験で得られた値とよく一致することが確認できる。したがって、ここで用いた方法により式(6)などから要求される最大出力に対して必要な吸気弁有効開口面積の大きさを見積もることができる。

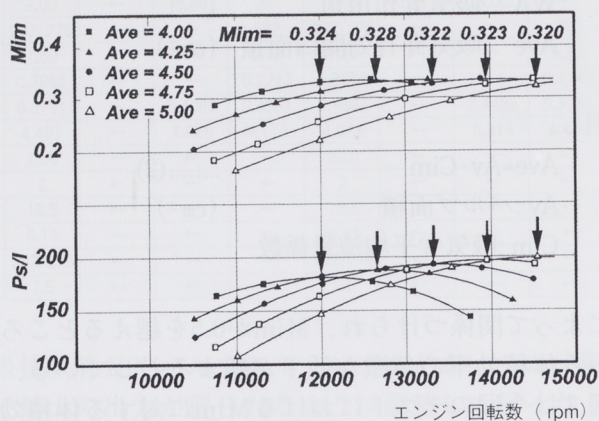


図5 エンジン回転数と得られる最大出力の関係

3.2 多弁エンジンの吸気特性の評価

最大出力が得られる M_{im} の値は吸気弁数によらず一定値を示すことを利用して、弁数ごとの吸気弁有効開口面積 Ave を評価する事で多弁エンジンの吸気能力を評価できる。次に、同じボア径で弁数によってとりうる吸気弁有効開口面積 Ave がどう異なるかについて考察する。

吸気弁有効開口面積 Ave は、式(2)に示したように弁傘面積と吸気弁平均流量係数の積($Av \cdot C_{im}$)で表される。ここで C_{im} は次式で表される。

$$C_{im} = \frac{\int_{\theta_{io}}^{\theta_{ic}} Cd(L(\theta)) d\theta}{\theta_{ic} - \theta_{io}} \quad \text{.....(8)}$$

θ_{io} 、 θ_{ic} は各々吸気弁の開閉時期、 $Cd(L(\theta))$ はクランク角 θ における吸気弁流量係数である。したがって、弁径(D_v)、リフトごとの流量係数 $Cd(L)$ 、カムプロファイル $L(\theta)$ を与えれば、吸気弁有効開口面積 Ave を求めることができる。

ボアと弁径の関係は、吸排気弁傘面積比、弁シート間隙間などをそろえてボア内に収まる最大弁面積を検討すれば得られる。平均流量係数を求めるためには、実測のリフトごとの流量係数とカムロ

フィルが必要であるが、リフトごとの流量係数については、流路を弁リフトに比例するカーテン部面積 (A_{cu})とスロート部面積 (A_{th})に分け、各々独立の流量係数 Cd_{cu} と A_{th} を仮定し、各領域で生じる差圧がトータルの差圧になると考えれば、次式によって見積もることができる。

$$Cd(L) = \frac{1}{Av} \left\{ \frac{1}{(Cd_{cu} \cdot A_{cu})^2} + \frac{1}{(Cd_{th} \cdot A_{th})^2} \right\}^{-\frac{1}{2}} \dots (9)$$

図6は、上記の仮定により求めた流量係数と実測値の比較例である。比較的よい一致をしていることがわかる。

カムプロファイルは、各弁配置に対してリフトカーブを相似形とし、最大リフト値を動弁系許容回転数が等しくなるように定める。

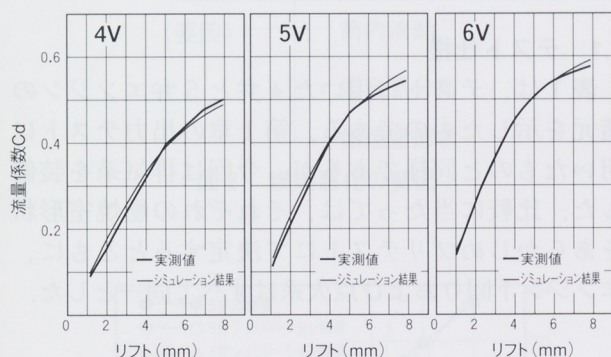


図6 流量係数の比較

図7は以上の手順で、45mmから90mmのボアについて4、5、6弁各レイアウトのとりうる弁傘面積 Av と、吸気弁有効開口面積 Ave をプロットしたものである。スロート面積は弁径の85%とし、動弁系等価質量及び弁バネ荷重は弁径から実績値を用いて決定した。

弁傘面積は、点火プラグ径が影響する小ボアの場合を除いて、弁数が多い方が少ないが、その差は最大でもおよそ5%と意外に小さい。一方、吸気弁有効開口面積 Ave では弁傘面積の結果と異なり、4弁に対して5弁では4%~13%、6弁では4%~19%の優位性があることがわかる。また、同じ有効開口面積を得るために必要なボア径は4弁の方が5%以上大きな値が必要となり、燃焼室設計に無理が生じることから、事実上とりうる比出力が制限されることなどが推測できる。

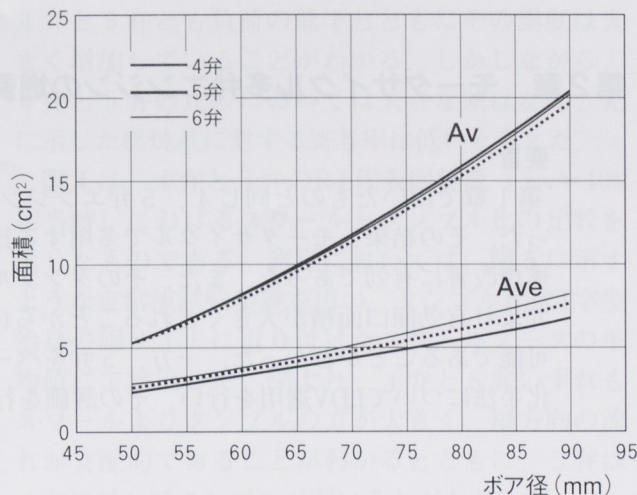


図7 ボア径と Av 、 Ave の関係

4 おわりに

本報告におけるテストの結果、以下のことがわかった。

- (1) 多バルブエンジンの最大出力は弁数にかかわらず同じ M_{im} で発生し、その値は0.32~0.33程度である。
- (2) 多バルブエンジンの最大出力は同じ単筒容積なら、有効開口面積にほぼ比例する。
- (3) 同じボアの4弁エンジンと比較して5弁エンジンでは弁傘面積では約3~5%少なくなるが、有効開口面積は4~13%大きくすることができる。
- (4) 同じ有効開口面積、あるいは最大出力を得るために必要なボア径は、5弁に比べて4弁の方が5%以上大きな値を必要とする。

参考文献

- (1) 福谷、渡部: 4サイクルエンジンの吸気弁を通しての流れに関する研究、自動車技術会論文集, No.22 (1981) 20.
- (2) 八木ほか: ホンダの二輪レース用機関の出力特性—機関諸元の選定—, HONDA R & D Technical Review, Vol.6 (1991)
- (3) C.F.Taylor: The Internal-Combustion Engine in Theory and Practice., Vol.1 (1966) MIT Press
- (4) S.Yagi, K.Fujiwara et.al., Estimate of Total Engine Loss and Engine Output in Four Stroke S.I. Engine, SAE-910347 (1991)

第2章 モータサイクル多弁エンジンの燃費

要旨

第1章で用いたものと同じ4, 5弁エンジンを用い、部分負荷での燃焼安定性について検討を行った。その結果、モータサイクルで多用する比較的高速の部分負荷においても、タンブルの強化は燃焼改善に有効であった。また、そのタンブル強化を狙ったポート形状改良テストより、5弁は4弁より有効開口面積が大きくとれることから(第1章)、平均流量係数とタンブルの両立が4弁より可能であることがわかった。一方、5弁をベースとした流動制御弁、バルブ休止による筒内流動強化手法についてLDV適用を行い、その評価を行った。

1 テスト結果と考察

モータサイクル用エンジンにおいては、その特性上高出力と高レスポンスが要求され、4弁以上のいわゆる多弁エンジンが主流となっている。しかしながら、地球環境問題といった観点から、それらの特性を損なうことなく燃費、エミッションの両立が大きな課題となっている。

そのためには、まず要求される最大出力に対して最適な吸気開口面積に設定するとともに、高比出力エンジンの大きな問題でもある低速部分負荷域での燃焼安定性改善を図る必要がある。第1章においては、弁数、弁リフト、スロート面積など吸気諸元を様々に変更した15種類の多弁エンジンを実際に運転し、要求出力に対して必要十分な吸気開口面積および弁数の関係について検討を行った。

ここでは、第1章に述べたものと同じ単気筒4弁と5弁エンジンを使い、その部分負荷域の燃焼安定性について筒内流動面から比較を行うとともに、その改善手法について検討した。また、自動車用4弁エンジンにおいては既に実用化されている流動制御弁(SCV)^①と可変動弁系^②による筒内流動強化手法に関して、モータサイクル5弁エンジンを用いて評価を行った例についても合わせて示す。

2 4弁, 5弁部分負荷域テスト

2.1 テスト仕様

表1は、テストに用いた4弁と5弁エンジンの諸元を示したものである。第1章の出力テストに用いたものと同様であるが、今回は排気系を装備した。比較に当たっては、それぞれの燃焼室形状をあらかじめプリテストにて決定するとともに、エンジン下回りおよび点火系はすべて同一とした。

表1 4弁と5弁エンジン諸元

	4弁	5弁
ボア×ストローク(mm)	68×48	
排気量(cc)	175	
圧縮比	12.1	
バルブ径(mm)	I N 27.4×2 EX 23.0×2	I N 22.4×3 EX 23.0×2
吸気バルブタイミング	33°BTDC/63°ABDC	
最大出力(kw)	22.8	24.3

2.2 現状把握

図1は、R-L代表点(4200rpm, 0.4MPa)における4弁と5弁エンジンの燃焼期間と燃費の比較結果を示したものである。表1に示すように5弁は、4弁に対して最大出力においては約6%向上していたが、部分負荷では燃焼が遅くリーン限界も若干低い結果となっていることがわかった。

この燃焼悪化の要因としては、今回の場合、図2に示すような項目が考えられるが、その中で残留ガスと筒内流動について考察を加えた。

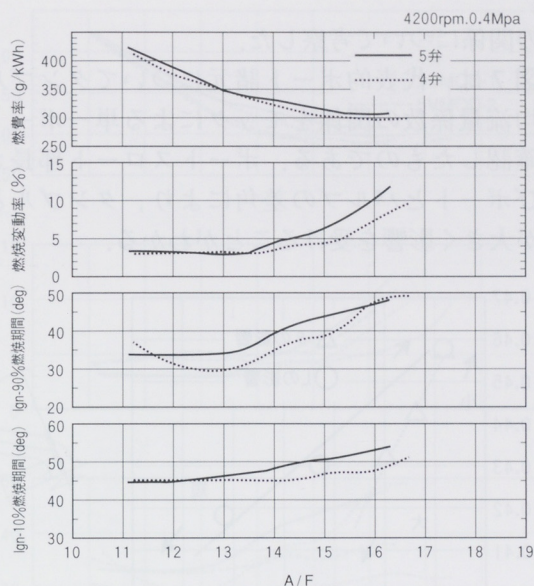


図1 燃焼期間と燃費の比較結果

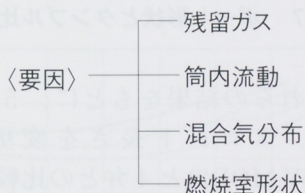


図2 燃焼悪化の要因

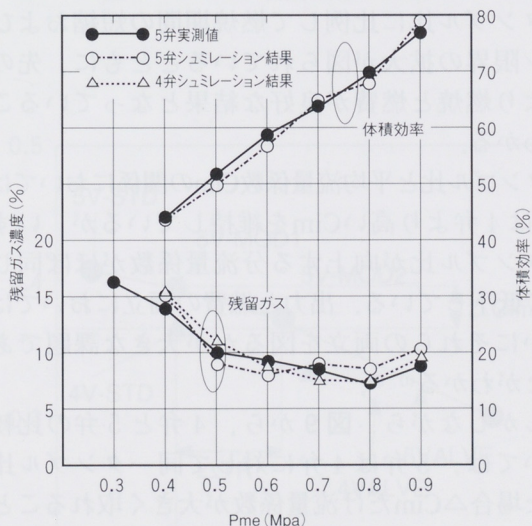


図3 残留ガス濃度

図3は、R-L代表回転数における残留ガス濃度を、5弁について筒内ガスサンプリングにより実測した結果と実測吸排圧力波形による4弁と5弁シミュレーション結果を示したものである。図より、実測値とシミュレーション結果はかなりよく一致し、

4弁と5弁とも負荷の低下とともにその濃度は大きく増加していることがわかる。しかしながら、4弁と5弁の比較においては大きな差はなく、先に示した燃焼差に対する寄与率は低いと考えた。

図4は、4弁と5弁のR-L代表回転数 ($\eta_v=40\%$ 相当時) におけるスワールとタンブル比の比較を示したものである。測定においては、図5に示すような定常流試験装置を用い、タンブル比はT字型治具の両サイドに取り付けたスワールメータの平均値にて算出した。図より、4弁と5弁いずれもスワールよりタンブルの方が大きく、縦方向の流れが支配的であることがわかったとともに、5弁は4弁に対してタンブルが弱いことがわかった。

この流動の違いが、4弁と5弁の燃焼差の主要因と考え、以下タンブルに注目して検討を加えた。

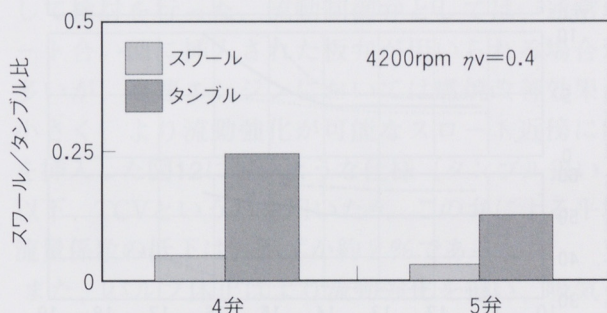


図4 スワールとタンブル比の比較

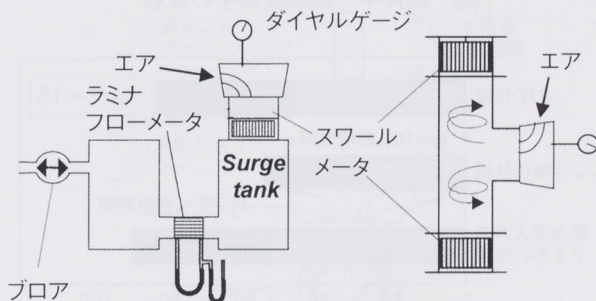


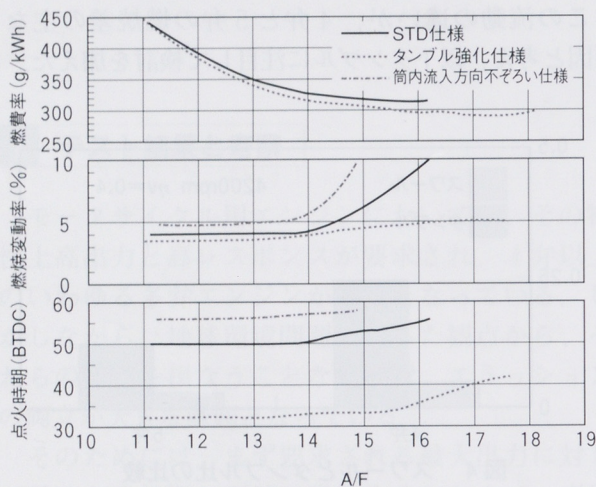
図5 定常流試験装置

2.3 タンブル効果

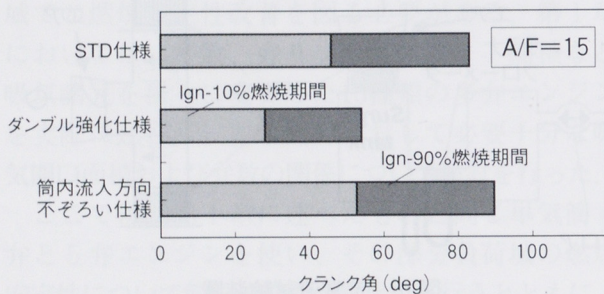
モータサイクルエンジンにおいては、その実用域回転数が自動車エンジンに対して高い。したがって、エンジン回転数と乱れの兼ね合いから、タンブル効果^③に差がある可能性がある。図6は、今回テストに用いたエンジンのR-L代表点 (4200rpm, 0.4MPa) でのタンブル効果をシュラウドバルブによる強化仕様とSTDとで比較したものである。

なお、図中には同一のシュラウドバルブを用いて筒内流入方向を不ぞろいにした仕様の結果も合わせて示す。

図より、タンブル強化仕様は燃焼期間が大幅に短縮され、また燃費低減とリーン限界向上が図られており、高速部分負荷域においてもタンブルの燃焼に与える影響が大きいことがわかった。また、筒内流入方向が不ぞろいな仕様は、STDに対してバルブ出口での流速はアップしているにもかかわらず燃焼は悪化しており、いかに方向付けされたバルブフローを生じさせるかが重要であることを示している。



(a) 燃費率・燃焼変動率の比較



(b) 燃焼期間の比較

図6 タンブル効果の比較

2.4 ポート形状改良によるタンブル強化 (タンブルと平均流量係数との関係)

ここでは、5弁のタンブル強化を目的にポート形状改良を行い、再度4弁と比較した結果を示す。また、4弁および5弁のタンブルと平均流量係数

との関係について考察した。

図7は、代表的ポート諸元についてタンブルと平均流量係数の関係をモックによる単一ポートにて確認したものである。ポートスロート部長さおよびポートとバルブの差角により、タンブルと流量が大きく影響を受けることがわかる。

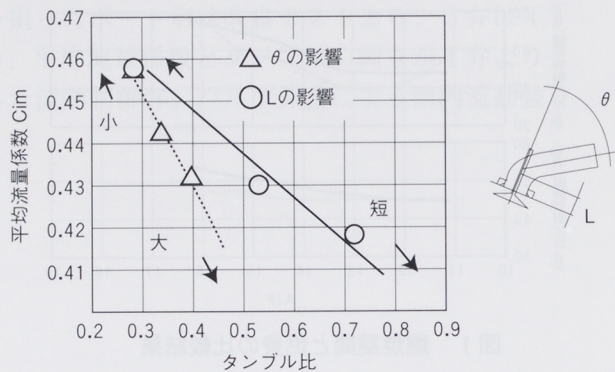


図7 ポート形状とタンブル比

図8は、これらの結果をもとに、5弁タンブル強化を狙い、スロート長さを変更した仕様(5V-MOD1, 5V-MOD2)と4弁との比較結果を示したものであり、図9はポート形状変更の際に得られた平均流量係数とタンブル比の関係を示したものである。実機比較において、5弁改良仕様はほぼタンブル比に比例して燃焼期間の短縮およびリーン限界の拡大が図られているとともに、先の4弁より燃焼と燃費が良好な結果となっていることがわかる。

タンブル比と平均流量係数 C_{im} の関係においては、5弁は4弁より高い C_{im} を維持しているが、いずれもタンブル比が向上する分流量係数がほぼ同じ勾配で低下している。出力と燃費の両立においては、いかにそれらの両立を図るかが大きな課題であることがわかる^{(1), (2)}。

しかしながら、図9から、4弁と5弁の比較においては、5弁は4弁に対して同一タンブル比で見た場合 ΔC_{im} だけ流量係数が大きく取れることがわかる。また、同一 C_{im} で見た場合 ΔTR だけタンブル比が大きく取れることがわかる。すなわち、5弁は平均流量係数が大きい分、4弁よりタンブルと流量係数との両立が可能であることがわかる。

当然ながら、5弁の有効開口面積増加率はボア径により大きく影響を受けるため、その選定には十分な注意が必要であると考えられる。

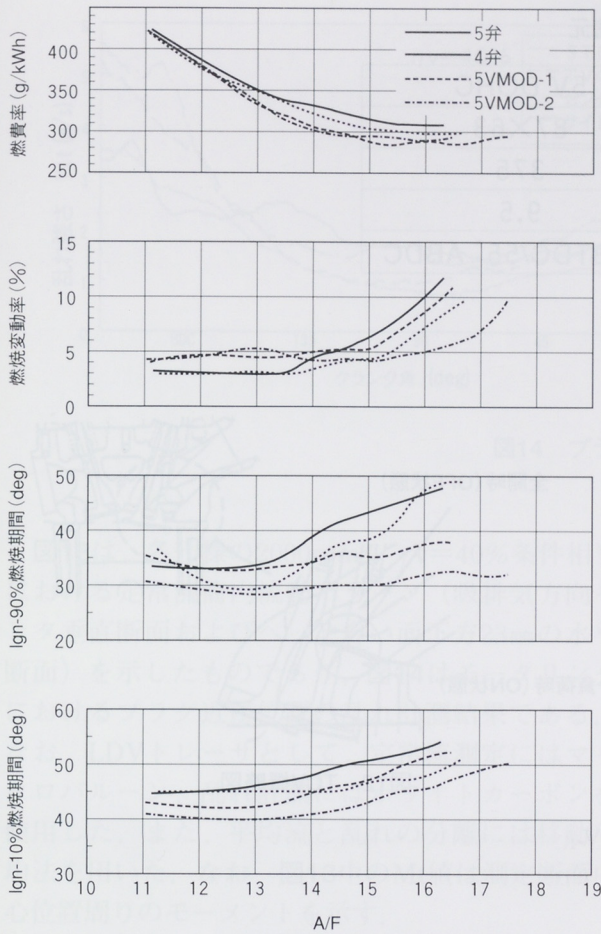


図8 5バルブ改良仕様の比較

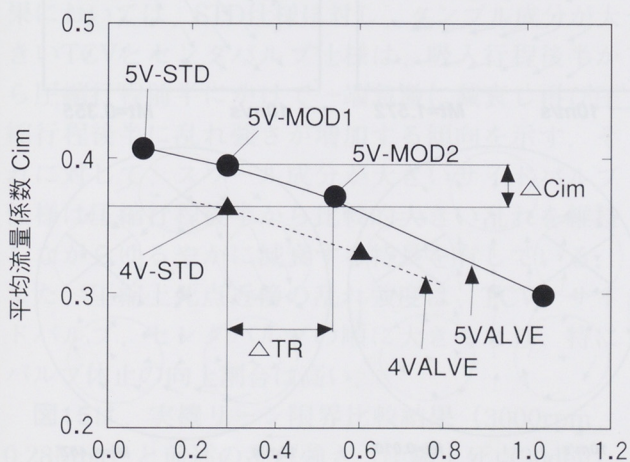


図9 平均流量係数とタンブル比との関係

3 平均流量係数との両立

ポート形状変更によるタンブル強化においては流量係数との両立が課題であったが、その解決策として、スワールコントロールバルブ (SCV) に代表される流動制御弁や可変動弁系が自動車用4弁エンジンにおいては実用化されている。ここでは、モータサイクル5弁エンジンを例にそれらの可変手法と筒内流動との関係について、LDVを用いて解析した結果について示す。

3.1 テスト仕様と測定装置

テストエンジンは生産5弁エンジンを用いた。表2にそのエンジン諸元を、また図10に測定装置と測定箇所を示す。筒内流動強化法としては、図11に示すような流動制御弁およびバルブ休止に関して検討を行った。流動制御弁としては、通常ポート合い面に挿入された板弁が用いられる場合が多いが、高速エンジンにおいては燃焼改善効果が多く、より流動強化が可能なスロート近傍に弁を挿入した図12に示すような仕様 (タンブル狙い：以下、TCVという) を用いた⁶⁾。この弁による平均流量係数の低下は、わずかに約2%であった。

また、バルブ休止はより流動強化を狙い、吸気3弁のうち1弁のみの駆動を想定してテストを行った。

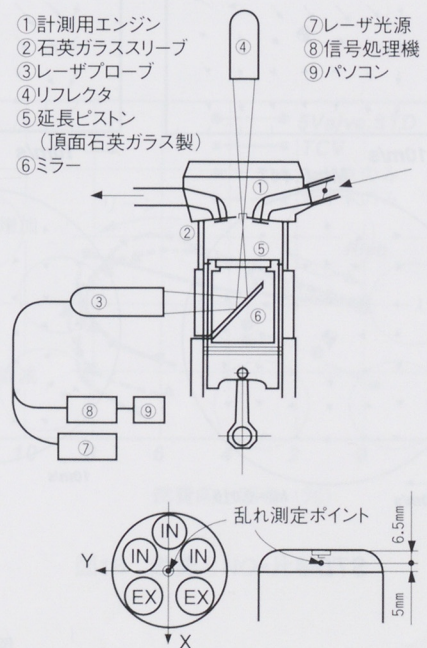


図10 測定装置と測定箇所 (乱れ)

表2 エンジン諸元

エンジン形式	5V DOHC
ボアストローク (mm)	87×63
排気量 (cc)	375
圧縮比	9.5
吸気バルブタイミング	25°BTDC/55° ABDC

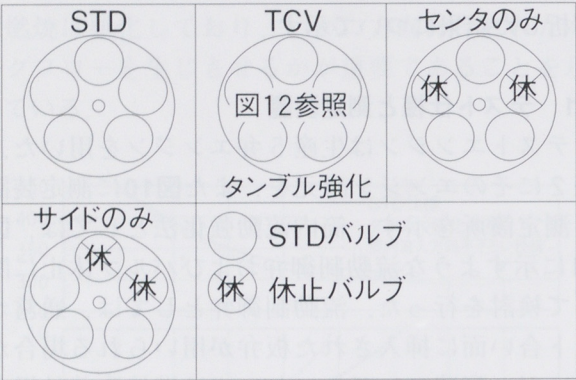


図11 テスト仕様

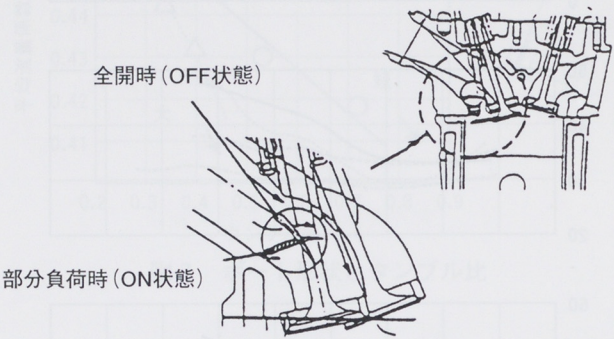


図12 TCV概略図

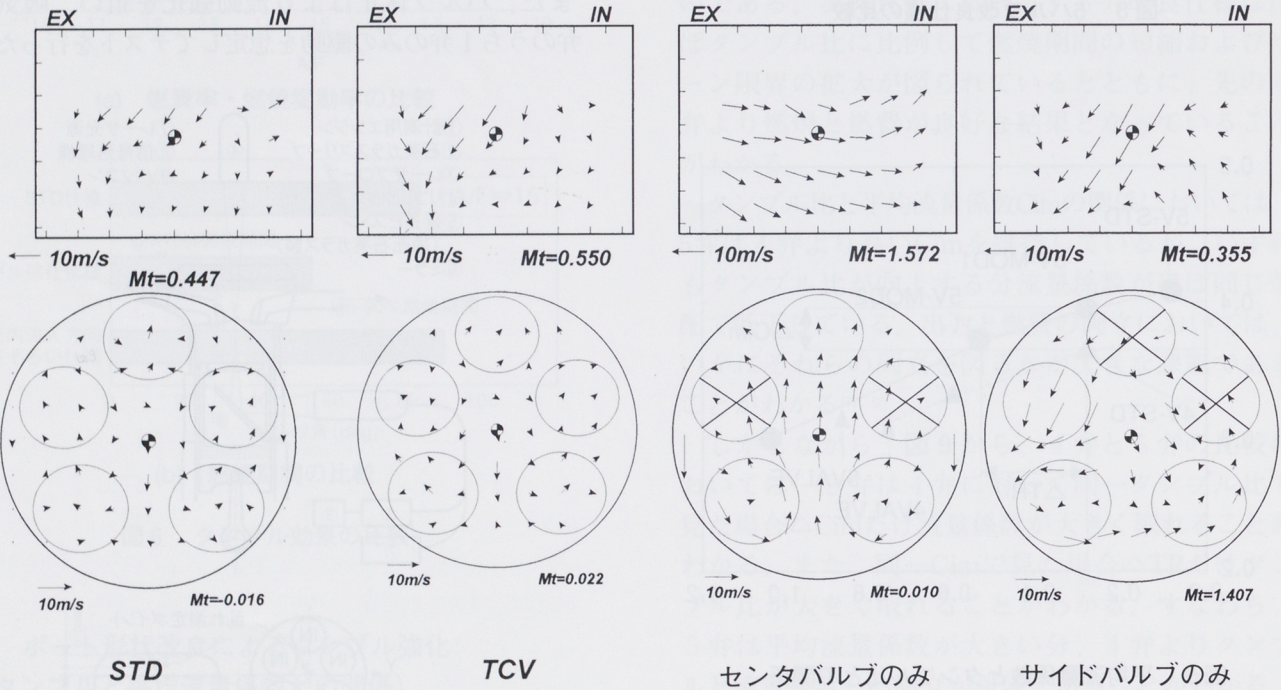


図13 定常流筒内流動パターン

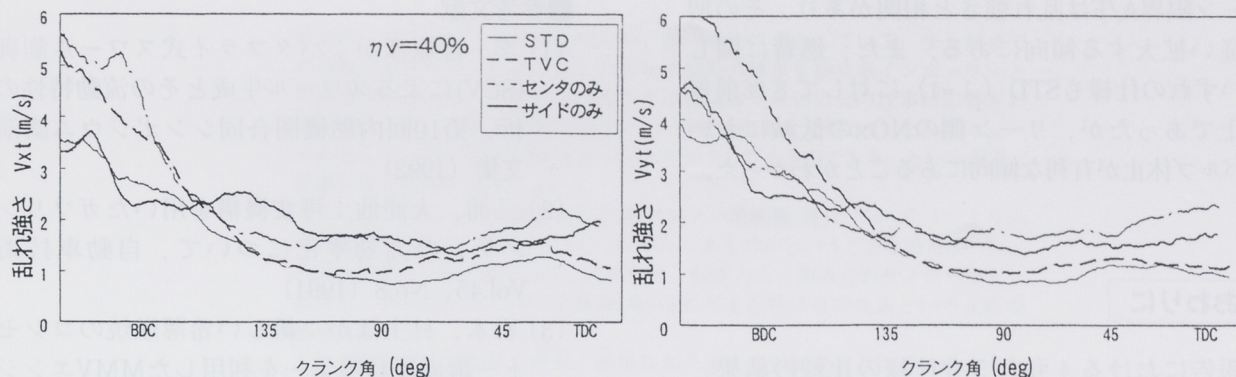


図14 プラグ近傍位置の乱れ推移

図13は、各仕様の2000rpm、 $\eta_v=40\%$ 条件相当における定常流筒内流動パターン（吸排気方向センタ垂直断面およびヘッド合い面下方23mmの水平断面）を示したものであり、図14はモータリングにおけるプラグ近傍位置の乱れ計測結果である。なお、LDVトレーサとして、定常流測定にはマイクロバルーン、乱れ計測にはホワイトカーボンを使用した。また、平均流と乱れの分離には移動平均法を用いた。なお、図13中のMt値は測定断面中心位置周りのモーメントを示す。

定常流の比較より、TCVおよびセンタバルブ仕様はタンブル成分が、サイドバルブ仕様はスワール成分が支配的であり、いずれもSTD仕様に対して強化されていることがわかる。また、乱れ計測結果においては、STD仕様に対し、タンブル成分が大きいTCVとセンタバルブ仕様は、吸入行程後半から圧縮行程前半にかけて一端急激に減衰し再び圧縮行程後半に乱れ強さが増加する傾向を示す。それに対して、スワール成分が大きいサイドバルブ仕様は圧縮行程後半から比較的大きな乱れを維持しながらゆるやかに減衰する特長を有している。また、圧縮上死点近傍の乱れ強度は、TCV、サイドバルブ、センタバルブの順に大きくなり、特にバルブ休止の向上割合は高い。

図15は、実機リーン限界比較結果（3000rpm、0.28Mpa）と前述の乱れ強さ（圧縮上死点30deg）の関係をみたものである。また、図16はSTD仕様（ $\lambda=1$ ）に対する各仕様の燃費とNOxの関係について示したものである。

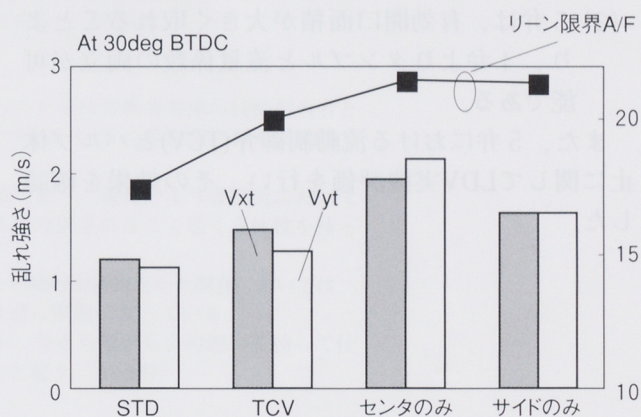


図15 実機リーン限界比較と乱れ強さ

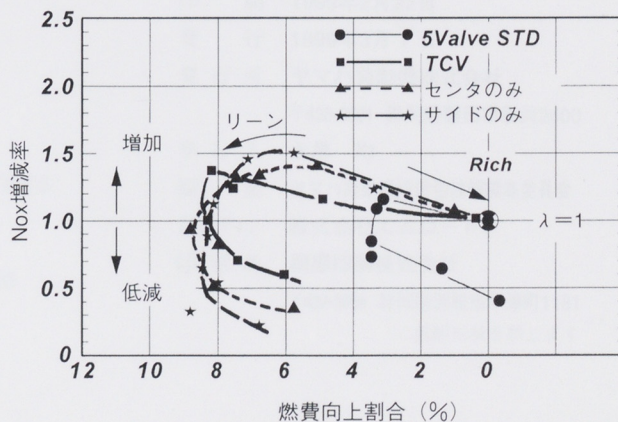


図16 燃費とNOx比較

リーン限界A/Fは乱れ強さと相関があり、その増加に従い拡大する傾向にある。また、燃費に関してはいずれの仕様もSTD ($\lambda=1$) に対して8%前後の向上であったが、リーン側のNO_xの低減においてはバルブ休止が有利な傾向にあることがわかった。

4 おわりに

本報告における4弁と5弁仕様の比較の結果、以下のことがわかった。

- (1) モーターサイクルで多用する高速部分負荷の燃焼改善において、タンプルの強化は有効である。
- (2) 5弁は、有効開口面積が大きく取れることより、4弁よりタンプルと流量係数の両立が可能である。

また、5弁における流動制御弁(TCV)とバルブ休止に関してLDV実機評価を行い、その効果を確認した。

参考文献

- (1) 李，漆原ほか：バタフライ式スワール制御弁(SCV)によるスワール生成とその流動特性の解析，第10回内燃機関合同シンポジウム講演論文集(1992)
- (2) 三浦，大浦他：可変機構を用いたガソリンエンジンの高効率化について，自動車技術，Vol.45，No.8(1991)
- (3) 岩本，村上ほか：新しい希薄燃焼のコンセプト—縦渦層状吸気—を利用したMMVエンジンの開発，三菱自動車テクニカルレビュー，No.4(1992)
- (4) Refinement with Performance and Economy for Four- Valve Automotive Engines, IMechE1990
- (5) 井坂ほか：吸気制御装置の開発，自動車技術会中部研究発表会前刷集(1994)

● 著者



都竹広幸



土田直樹



富井英二