

2サイクルエンジンの現状と将来



技術本部動力研究部 本山 雄

1. はじめに

2サイクルエンジンがイギリスのクラークにより考案されてから100余年が経つ。クランク軸一回転当たり一爆発というサイクル特性より得られる高比出力ゆえに、現在では模型用の1馬力程度から大型船用ディーゼル機関の数万馬力まで、幅広い範囲で実用に供されている。

自動車用エンジンに関しては、53年排出ガス規制により4輪車用のものは市場から姿を消しているものの⁽¹⁾、2輪車用エンジンにおけるここ数年の技術開発競争は凄まじく、特に出力性能の面で大きな進歩を遂げてきている。

図1は各種エンジン(2・4輪自動車用)の最大トルクを比較したものである。2サイクルは、500cc以下にしか見受けられないが、4サイクルと較

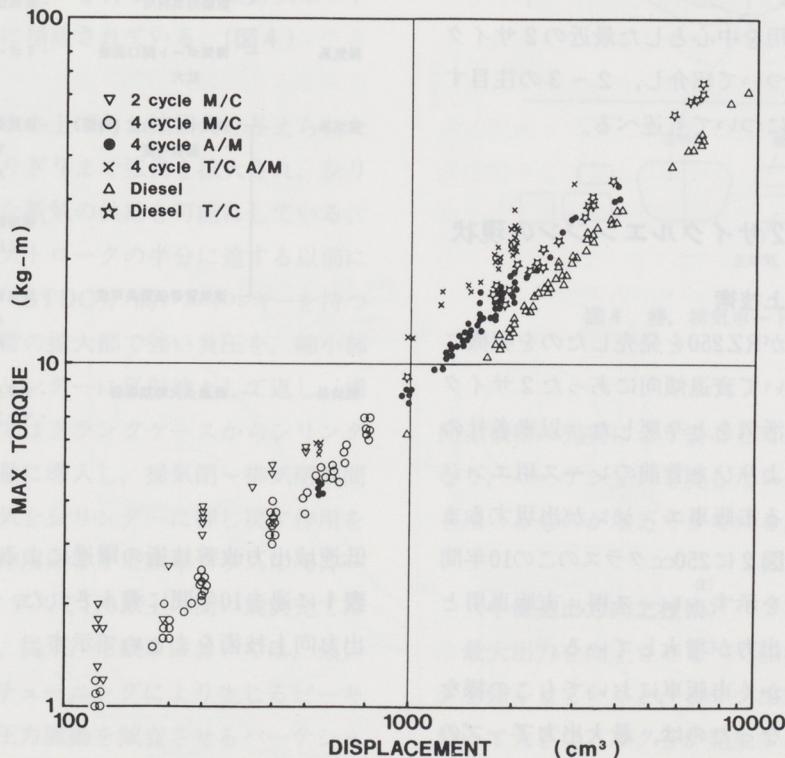


図1 各種エンジンの最大トルク比較

べ20~30%最大トルクが高く、ほぼ過給機付4サイクルと同等の値を示している事がわかる。

さらに同一排気量の場合エンジンを小型軽量に押えることができ、整備性、コストの面においても4サイクルに対し優位に立っている。

2サイクルエンジンが原付~軽2輪において強味を発揮しているのは、それらの長所が要求される品質にぴたりと当てはまっているからである。しかし一方で、白煙が多い、排気ガスが汚い、燃費が悪い等の解決が難しい欠点も合わせ持ち、締め出されてしまった商品分野も多い。

4輪車用2サイクルエンジンが姿を消した最大の理由は、排気ガス中の未燃炭化水素(HC)が多い為であった。これは新気がシリンダーを素通りするいわゆる吹き抜けが多い事と、シリンダー内で新気が残留ガスにより希釈される為に生じる失火を伴う燃焼(不整燃焼)を起こすことに原因がある。しかし近年これらを根本的に解決し再び4輪車用エンジンとして蘇らせようという動きが活発化してきている。

本稿では2輪車用を中心とした最近の2サイクルエンジン技術について紹介し、2~3の注目すべき研究開発動向についても述べる。

2. 2輪車用2サイクルエンジンの現状

2-1 出力向上技術

昭和55年に当社がRZ250を発売したのを契機にそれまで原付を除いて衰退傾向にあった2サイクルエンジンは急に活気をとり戻した。以来各社の激しい開発競争によりひと昔前のレース用エンジン以上の出力を誇る市販車エンジンが出現するまでに至っている。⁽³⁾図2に250ccクラスのこの10年間の最大出力の変遷を示す。レース用、市販車用ともに50%程度最大出力が増大している。

レース用はともかく市販車においてもこの様な出力向上が可能になったのは、最大出力アップのチューニング技術の向上はもちろんであるが、中

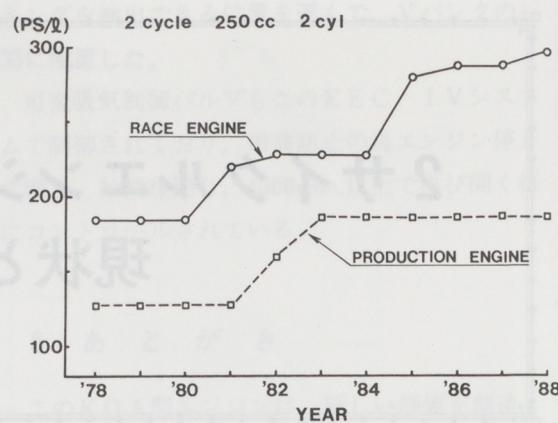


図2 近年の2輪車用2サイクルエンジンの出力向上

表1 最近10年間に導入された出力向上技術

燃料供給系	— 最適A/F制御	・電子コントロールキャブレター
	吹き返し低減	・リードバルブ
	慣性効果向上	・ロータリーディスクバルブ ・ロータリーリードバルブ (RRIS)
掃気系	脈動効果利用	・吸気管ブランチ(YEIS)
	— 掃気ポート開口面積拡大	・7ポートトルクインダクション
	排気系	・排気ポート角度(時間) 面積可変 ・排気タイミング制御 YPVS, RCバルブ AETC, KIPS
燃焼系	排気管等価管長可変	・補助排気ポート制御 (KIPS, YPVS)
	— 最適点火時期制御	・排気管ブランチ制御 ATAC, SAEC KIVS
	デジタル点火 マップ点火	

低速域出力改善技術の躍進によるところが大きい。表1に過去10年間に導入された、または定着した出力向上技術をまとめて示す。

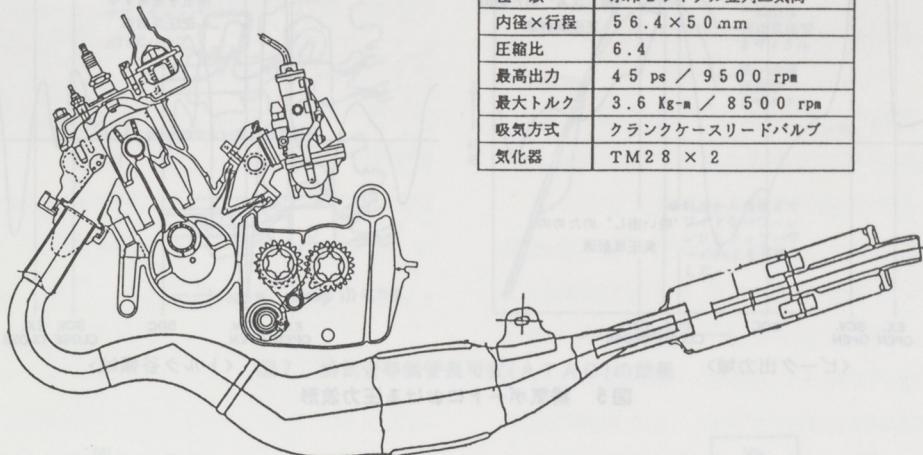


図3 250ccクラス2輪車用2サイクルエンジン

〈最大出力向上技術〉

図3は最近の250ccクラスの2サイクルエンジンである。水冷化されたシリンダーの排気ポートには排気タイミング可変デバイスが標準装備され、強い排気ブローダウンを得るために補助排気ポートが主排気の両脇に増設されている。(図4)

また、適度な吹き上げ角と施回角を与えられた掃気ポートもぎりぎりまで弦長を拡大され、シリンダーへの十分な新気の供給を可能にしている。排気ポートは全ストロークの半分に達する以前に開き(82~87°A·BTDC)，高いエネルギーを持つ排気ガスは排気管の拡大部で強い負圧を、縮小部で強い正圧をシリンダーに反射波として返し、掃気ポート開期間ではクランクケースからシリンダー内へ新気を大量に導入し、掃気閉~排気閉期間で吹き抜けた新気をシリンダーに押し戻す作用をしている。この作用により市販車クラスで0.7~0.8、レーサークラスで1.0以上の高い最大充てん率を得ている。従来、市販車においては、強い圧力波を用いたチューニングにより生じるピーク的な特性を嫌い圧力脈動を減衰させるパーテーションを排気管に用いてきたが、後述する中低速出力

機関形式	2 X T (TZR 250)
総排気量	249 cc
種類	水冷2サイクル並列二気筒
内径×行程	56.4 × 50.0 mm
圧縮比	6.4
最高出力	45 ps / 9500 rpm
最大トルク	3.6 Kg-m / 8500 rpm
吸気方式	クランクケースリードバルブ
化油器	TM 28 × 2

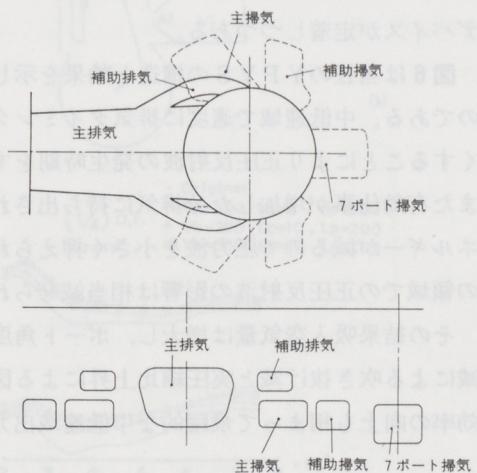


図4 掃、排気ポート配置

向上技術の充実により安心して出力が出せる様になり、パーテーションを廃したレーサー型マフラーを用いるものが増えてきている。

〈中低速出力向上技術〉

最大出力を向上させるべく圧力脈動チューニングを強くしていくと、ピーク出力以下の回転域において大きなトルク谷が発生する様になる。

これは、その回転域において前述の正圧反射波

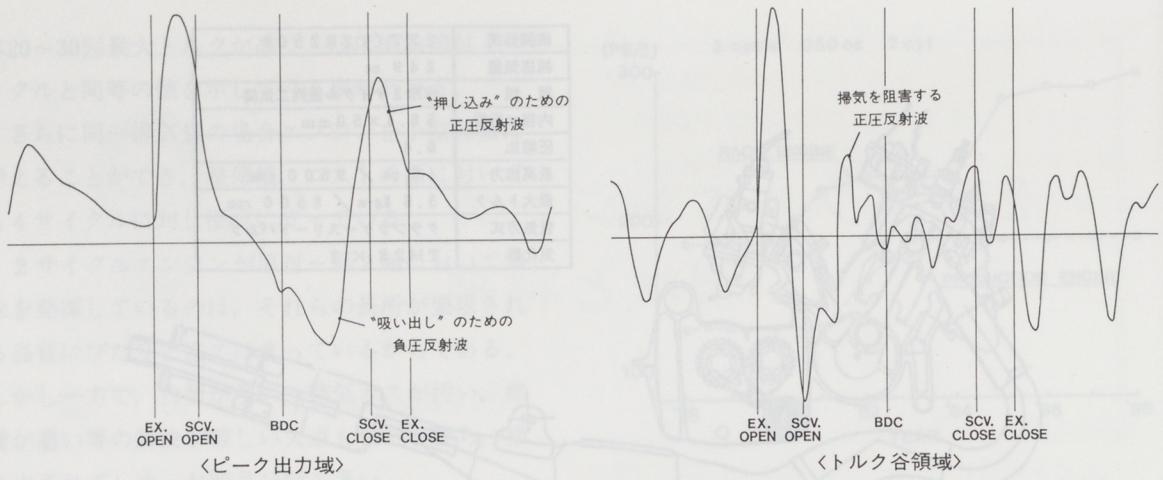


図 5 排気ポートにおける圧力波形

が掃気期間中に戻ってきてしまうため新気の流入が大きく阻害されるのが原因である。その対策として Y P V S をはじめとする可変排気タイミングデバイスが定着しつつある。

図 6 は当社の Y P V S の構造と効果を示したものである。⁽⁴⁾ 中低速域で適度に排気タイミングを遅くすることにより正圧反射波の発生時期をずらし、また有効仕事が増加した分排気に持ち出されるエネルギーが減るので圧力波を小さく抑えられ、その領域での正圧反射波の影響は相当減ぜられる。

その結果吸入空気量は増大し、ポート角度面積減による吹き抜け減と実圧縮比上昇による図示熱効率の向上も相まって飛躍的な中低速域出力の向

上が得られる。また燃費改善、騒音低減上の効果もある。

Y P V S の市販車導入後各社が相ついで同種のデバイスを世に出したことから、この手法の優秀性が立証されたといえよう。

中低速出力改善のもう一つの方法は排気管等価管長可変である。これは、中低速域で排気管途中に設けた枝管（ブランチ管）の入口バルブを開ける事により排気管の等価管長を長くし、圧力脈動の周期を低速側に同期させるのを狙ったものである。付帯的に排気管を小さめに作れるという効果も生じる。一例としてホンダの A T A C の構造と効果を図 7 に示す。⁽⁶⁾

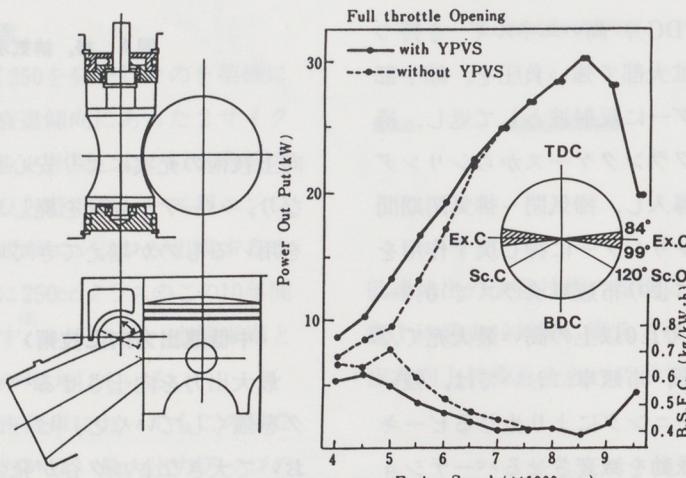


図 6 排気タイミング制御(Y P V S)の構造と効果

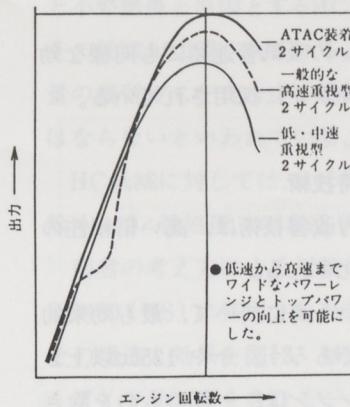
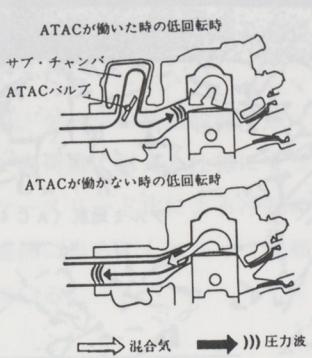


図7 排気管等価管長可変(ATAC)の効果

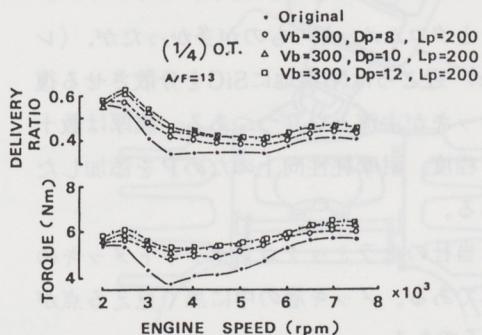
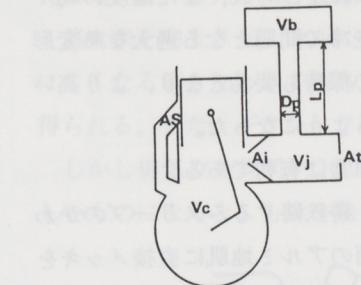
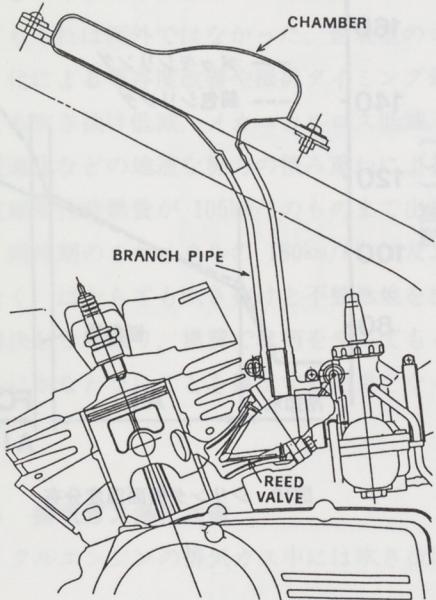


図8 吸気管ブランチ(Y E I S)の効果

〈中低負荷域出力改善技術〉

実走行にて必要なエンジン出力は、50km/hで1.4PS, 70km/hで3.0PS（但し250ccクラス、6thギヤ）と全負荷の数分の1であり、そのときスロットル開度は $\frac{1}{12}$, $\frac{1}{10}$ と相当絞り込んだ状態となる。そのような走行状態で必要なのはちょっとしたアクセル操作でスムーズに加速できるかどうかということ、即ち部分負荷特性が良いことであり、走り易さの点からはむしろ全負荷出力特性より重要

となる場合もある。Y E I Sは、その部分負荷特性を改善するべく開発されたデバイスである。⁽⁷⁾

構造と特性を上図に示す。キャブレターとリードバルブの間に小径のブランチ管と容積体を付加することにより、その間で発生する有害な圧力脈動を減衰させ給気比（1サイクル当たりの吸入空気量）を増大させる。さらに吹き返し圧力波の低減によりキャブレターからの燃料の吹い出しも安定化される。これらによりフラットで高い部分負荷

出力特性が得られる。

また2気筒エンジンの吸気管連結にも同様な効果があり、各社のエンジンに採用されている。

2-2 信頼性維持技術

前節で説明した出力改善技術は、高い信頼性のもとではじめて具現化される。

その信頼性維持という点に於いて、最も効果的であったのは水冷化であろう。今や125cc以上2輪車用2サイクルエンジンは、一部のものを除き全て水冷化されている。(国内) 水冷化によりシリンダ内壁温が大巾に下げられ、また温度の均一化が進むために、空冷で問題となる過大な熱変形が緩和され、油膜の保持も容易となり、より高い出力にまで耐えうるようになった。

騒音低減上でも非常に有利である。

さらに最近では、鋳鉄鋳ぐるみスリーブのかわりに、シリンダ内面のアルミ地肌に直接メッキをする手法が一般化してきた。従来メッキシリンダーというとクロムメッキのものが多かったが、(レーザー系) 近ごろはNi素地にSiCを分散させる複合分散メッキが主流となりつつある。膜厚は数十ミクロン程度、耐摩耗性向上のためPを添加したものもある。

図9は当社のセラミックコンポジットメッキの組織写真である。メッキ層の中に黒く見える点がSiCの粒子である。

メッキシリンダーの採用により、シリンダ壁温はさらに20°C近く下げられ、供給油量も1/3程度まで低減することが可能となった。(図10、11参照)⁽⁸⁾

なお、シリンダーの熱変形低減にはクランクケースリードバルブの採用も大きく貢献している。

ピストンはAC8A、AC9B等のアルミ鋳造合金製が主流で、耐熱性向上のため頂部にNiメッキを施したものや、リング溝面ダレ防止にアルマイト処理したものも現れている。

またメッキシリンダーの登場によりピストンリン



図9 セラミックコンポジットメッキ

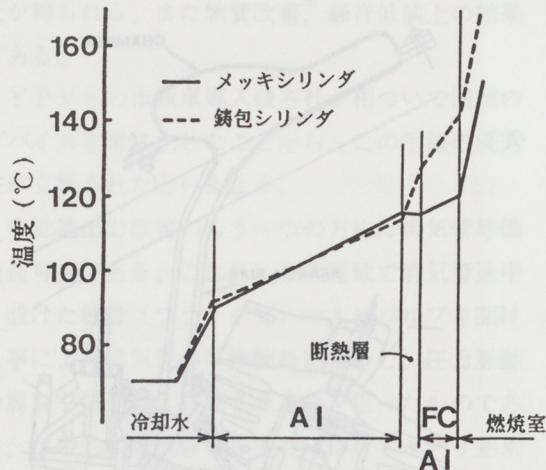


図10 シリンダ壁面温度分布

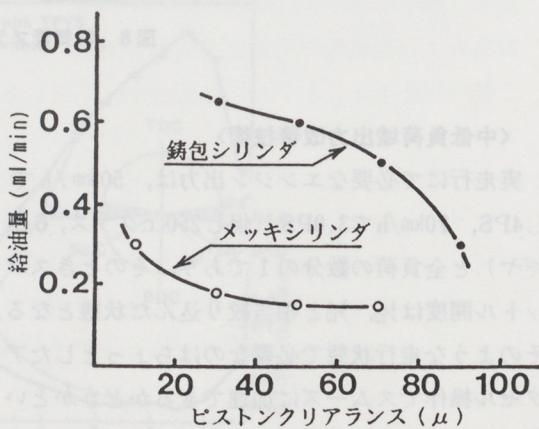


図11 限界油量比較

グにはより高い耐摩耗性が求められるようになり、チタンナイトライド処理されたリング等も見受けられるようになってきた。

大端ペアリングは、ケージの最適設計や銀メッキ化などにより年々高荷重に耐える仕様になりつつあり、クランクケースリード化による冷却の促進（新気が直接大端部に当る）も加わって信頼性向上に効果をあげている。

2-3 燃費低減技術

昭和58年から59年にかけて、50ccクラスを中心に2輪車の燃費競争が盛んになったことは記憶に新しい。2サイクルファミリーバイク用エンジンにおいてもそれは例外ではなかった。燃焼室のコンパクト化による等容度改善や掃排タイミング最適化による吹き抜け低減、メカニカルロス低減、減速比最適化などの地道な努力の積み重ねにより30km/h定地走行時燃費が⁽⁶⁾ 105km/lのものまで出現したが、同時期の4サイクルの180km/lには及ぶべくもなく、はからずも吹き抜けと不整燃焼を根本から解決しない限り、燃費では何をやっても4サイクルにかなわないことを露呈する結果となつた。

2-4 排気ガス浄化技術

2サイクルエンジンの排気ガス中には吹き抜け

と不整燃焼と原因とするHCが多量に含まれており、その低減が切望されている。（一般にNOxは、多量の残留ガスを含む中で燃焼が行われる為問題にはならないといわれている。）

HC低減に対しては、1：原因となるものを取り除く、2：後処理、の2通りの考え方がある。

前者の考え方による対策の一例として、'80 RD400 (US) に採用された排気バルブ制御がある。⁽⁹⁾ その構造と効果を図13、14に示す。

アイドリングを含むモード走行時に多用される低負荷領域においてバルブを閉じる事により（小孔は開いている）新気と残留ガスのバランスを変え着火率を向上させ、さらに構造的に新気が吹けにくくなる事も加わって相当量のHC低減効果が得られる。また、ギクシャク改善の効果もある。

しかし排気ガス規制がCO低減まで含むさらに厳しいものになると、もはや後処理に頼らざるを得

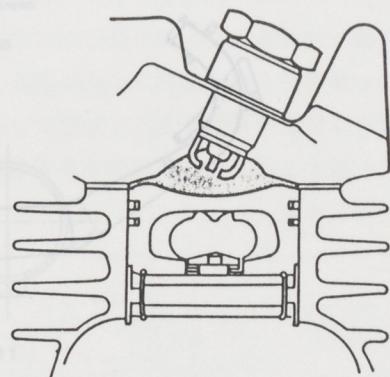


図12 球型燃焼室

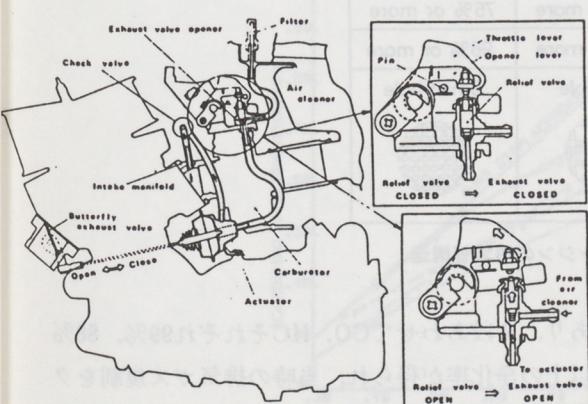
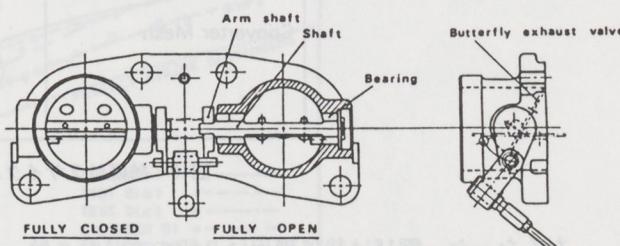


図13 排気バルブ付2輪車用エンジン



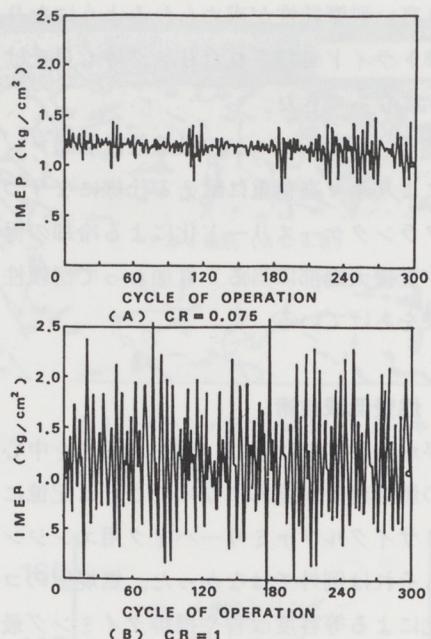
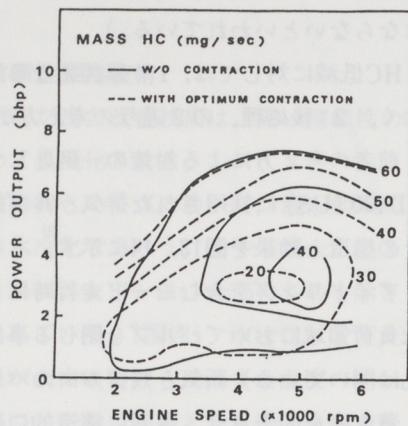
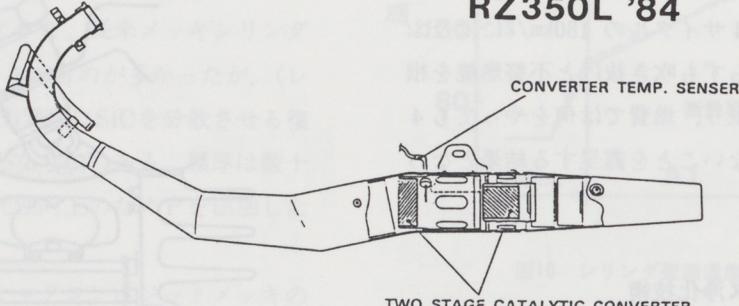


図14 排気バルブのHC低減効果と燃焼変動低減効果

RZ350L '84



	CONVERTER 1	CONVERTER 2
HC Cleaning Rate	50% or more	75% or more
CO Cleaning Rate	80% or more	96% or more
Converter Mesh	Big hole	Small hole

図15 触媒付2サイクルエンジンの排気管構造

なくなった。図15は後処理用に2段のモノリス触媒をもつ '84RD350(US49州向)のマフラー構造である。CO, HCの酸化に十分なO₂を補給するため2次エア導入口をエキゾーストパイプに設けて

あり、2段あわせてCO, HCそれぞれ99%, 88%以上の浄化率が得られ、当時の排気ガス規制をクリアしている。

3. 最近の研究開発動向

2サイクルエンジンは掃気過程を持つことで毎回爆発を可能にしているが、逆にさまざまな不都合を生じるもの、そこに原因がある。それゆえ2サイクルエンジンの研究は掃気解明を中心に行わってきた。

本章では最近発表された掃気研究の事例を紹介

し、掃気により生じる不都合を一挙に解決しようという試みについても述べる。

3-1 掃気過程の解明

掃気流れは、相の混合拡散を伴う複雑な非定常3次元流で、エンジンにおいて最も解明が難しいものの1つである。古くは富塚らによりかなりの実験的アプローチがとられたが、最近も数々の研

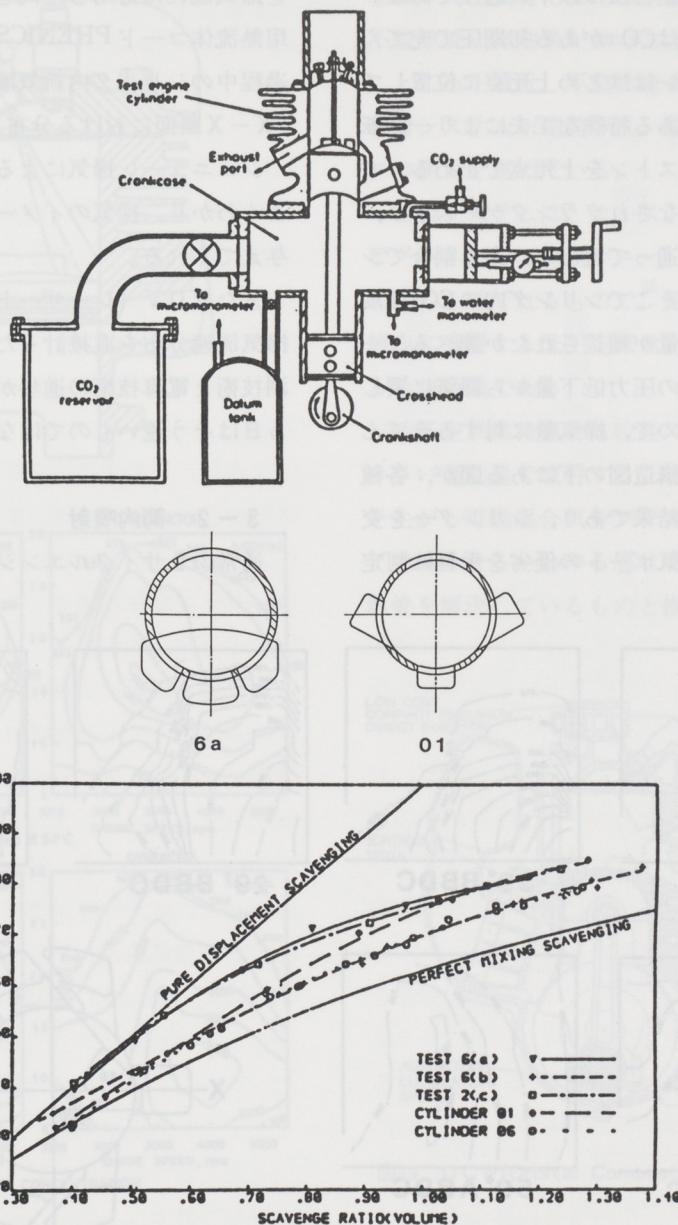


図16 掃気性能比較実験装置とテスト結果

究者により熱心に解説が試みられている。

そのうちの、最近の研究成果の一例として、イギリスのQUB(Queen's University of Belfast)のDr.Blairの掃気比較装置について紹介する。⁽¹⁰⁾

図16はその掃気比較装置の構造図である。シリンドヘッド、ピストン、クロスヘッドはそれぞれロッドで結ばれ、それゆえクラランクの回転に伴うクラランクケース、シリンドの容積変化は生じない構造をしている。作動方法は以下の通りである。

クラランクケースにはCO₂がある初期圧で充てんされており、ピストンははじめ上死点に位置している。クラランク軸のある特殊な工夫により一回転だけ回転させ再びピストンを上死点で止める。すると一回だけ掃気がなされクラランクケースより、CO₂が掃気ポートを通って流出し、ある割合でシリンド内に留まる。そこでシリンド内のCO₂濃度を計測しどの程度の量が補捉されたか調べる。一方、クラランクケースの圧力低下量から掃気に要した全CO₂量が知れるので、掃気量に対する充てん量の関係が求まる。構造図の下にある図が、各種シリンドを比較した結果であり、シリンドーを交換することにより掃気ポートの優劣を手軽に判定

することができる。

1章で述べた様に、掃気行程には排気系からくる圧力波による作用の影響が強く現われ、掃気ポートのみの特性を純粹にとり出すことは非常に困難である。本装置は掃気に対する他要素の影響をほぼ完全に排除することができる点で秀逸である。

次に最近の電算機によるシミュレーション技術を掃気流れに応用した例を紹介する。図17は、汎用熱流体コードPHENICSを用いて計算した掃気過程中のシリンド内新気濃度割合である。⁽¹¹⁾

(X-X断面における分布、容積は一定)

シュニューレ掃気による縦方向の流れの旋回がよくわかり、掃気のイメージをより一層具体的に与えてくれる。

またLDV(レーザードプラーレ流速計)により掃気流速分布を直接計った例も報告されており計測技術と電算技術の進歩が掃気過程を明らかにする日はそう遠いものではないと言えよう。

3-2 管内噴射

通常の2サイクルエンジンは、燃料の10~50%

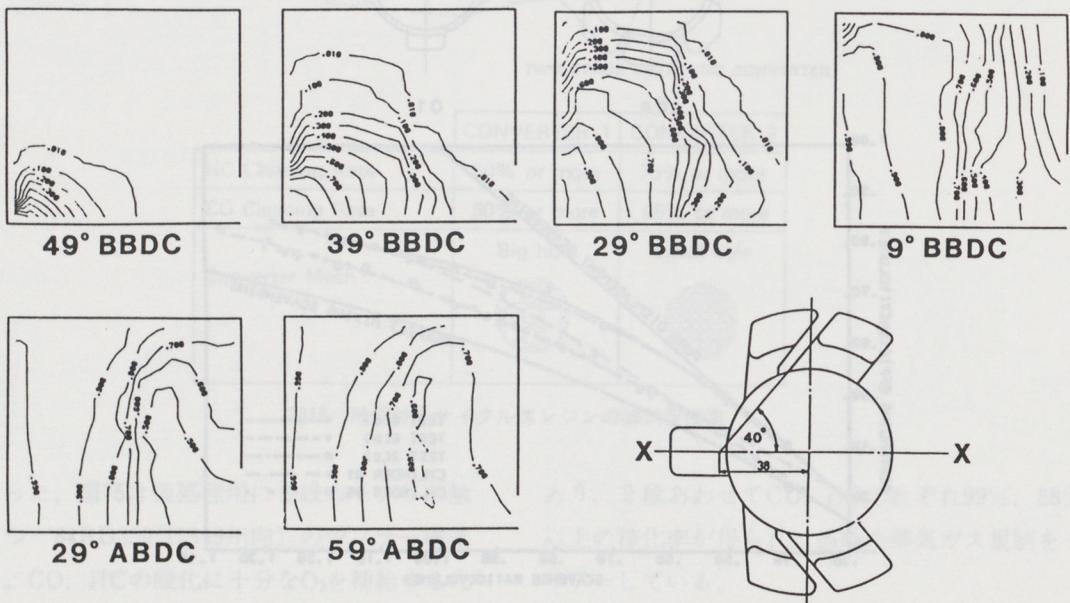
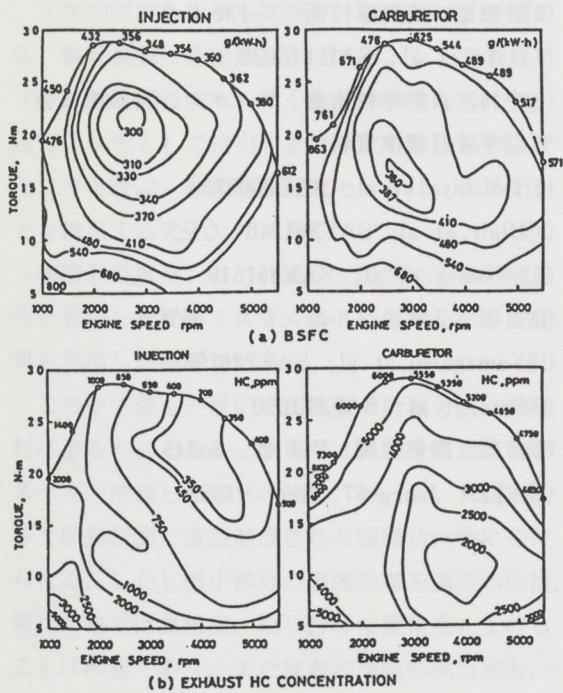
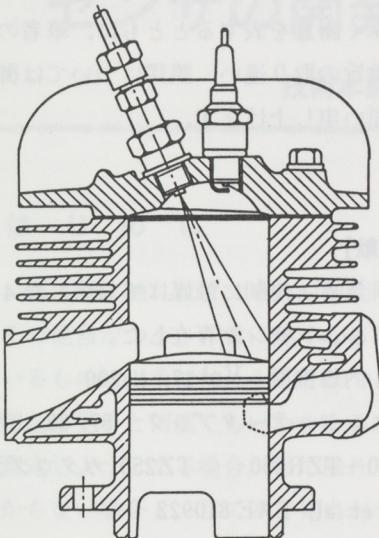


図17 掃気過程の3次元流れシミュレーション

もの量を、そのまま大気に損失として吐き出している。その対策として燃料のみをシリンダ内に直接噴射して、吹き抜け損失を大巾に低減させようという試みは、かなり古くから試行されてきた。

それらの多くは、燃料ポンプにディーゼルエンジンで用いられるポッシュ型プランジャポンプを



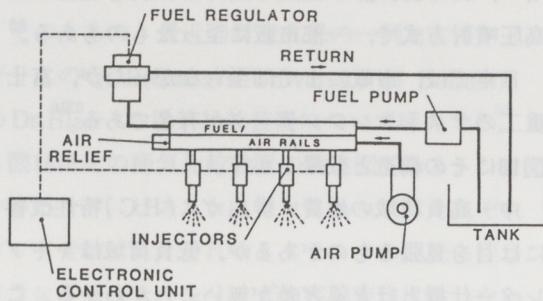


図20 低圧空気燃料噴射システム
(ODIS (Orbital Direct Injection System))

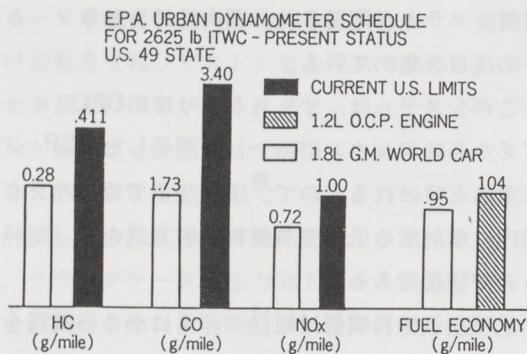


図21 O C P エンジン排ガス、燃費特性

低圧空気燃料噴射をガソリン2サイクルに適用した例は以前にもあったが⁽¹⁶⁾、O E Cは実に30年振りにそれを復活させ世に問うてきた。

不整燃焼が根治されると、吹き抜けが少ない筒内噴射の性質もあり燃費、排出ガス性能が大巾に改善される。4サイクルと較べ、ポンピングロス・機械損失が少ないため、場合によっては燃費的に有利になる可能性もでてくる。

また、軽量・小型・高出力という本来の特徴からすれば、むしろ2サイクルの方が4サイクルより自動車用エンジンに向いているという考え方も当然なりたち、白煙等の残る問題が解決されれば再び自動車用として2サイクルエンジンが世に出る事もありうるというのが関係者の見方である。

最近2サイクルエンジンが何かと話題を集めて

いるのは、以上のような事情によるものである。

4. おわりに

本稿は自動車技術会ガソリン機関部門委員会で話題提供した資料をもとにまとめたものである。本稿の作成に当たり多数引用させて戴いた文献等の著者に深く謝意を表するとともに、筆者の不勉強による論旨の取り違い、誤謬については御容赦のほどお願い申し上げます。

【参考文献】

- (1)53年排気ガス規制に触媒にて対応した4輪用2サイクルエンジンが存在した。
知久、内燃機関 Vol.17, No.209
- (2)国産エンジンデータブック '87, '88 山海堂
- (3)RD250～TZR250 TZ250 カタログデータ
- (4)Hata, et al; SAE 810922
- (5)後藤他、自動車技術会学術講演会前刷集842053
- (6)野田他、自動車技術 Vol 38, No.9
- (7)Hata, et al; SAE 810923
- (8)中村、自動車技術会トライボロジ特設委員会
63年4月講演資料
- (9)Tsuchiya, et al; SAE800973
- (10)Blair, et al; SAE861240 など
- (11)Sweeney, et al; SAE851519
- (12)富塚 2サイクルエンジン 養賢堂
- (13)Yamaguchi, et al; SAE720195
- (14)Sato, et al; SAE871690
- (15)渡部、内燃機関 Vol 27, No.345
- (16)ATZ Jahrg 57 Nrg 1955