

## 技術論文

## 2 サイクルエンジンの高圧縮比化

## Adoption of High Compression Ratio to 2-Stroke Engine

本 山 雄\*  
Yuu Motoyama後 藤 亨\*\*  
Tohru Gotoh

## 要 旨

二輪車用空冷 2 サイクルエンジンを用いて高圧縮比化による燃費、出力向上効果について調査した。その結果、供試機関においては圧縮比 6.6～13.6 の範囲では圧縮比を上げるにつれ実用燃費が向上し、その効果は圧縮比 1 増に対し 1～3 % 程度の向上となることがわかった。ただし、低負荷時には主に機械損失、冷却損失、吹き抜けの増大により、高負荷時には主に時間損失の増大（燃焼の悪化）により理論値ほどの向上は得られなかった。また、出力も向上するが、圧縮比上限はノック発生と熱負荷増大により制限を受けた。

さらに、実用燃費改善のための高圧縮比適用法として、全負荷時に点火遅角をする方法を試みた。その結果、同法によりノック回避と熱負荷低減は可能であったが、高圧縮比化に伴い極低負荷時に異常燃焼が発生し、圧縮比上限はむしろ後者に依存することが明らかになった。

## Abstract

A test was conducted on a 2-stroke air-cooled motorcycle engine to investigate the effect of increased compression ratios on the improvement of mileage and output. The test revealed that, on the test engine, an increased compression ratio gave a better mileage while varying from 6.6 to 13.6. Exactly speaking, the effect was such that the compression ratio increased by 1 provided a 1 to 3 percent mileage improvement. However, the improvement was not up to the theoretically expected level mainly due to mechanical loss, cooling loss, and blow-by loss increases under a light load and due to time loss increase (deterioration in combustion conditions) under a heavy load. Also improved was the output. There was a limit, however, in the upper compression ratio due to the occurrence of knocking and an increase in thermal loads. Besides the above, as a method to apply the high compression ratio for increased mileage, an attempt was made on the engine to test retarded ignition timing under a full load. The results indicated that the method could prevent knocking and reduce thermal loads and the upper compression ratio limit was dependent on the occurrence of abnormal combustion, under an extremely light load, which resulted from high compression ratios.

## 1. ま え が き

燃費及び出力の向上を目的とした高圧縮比化は、ガソリンエンジンの最重要課題のひとつであり、

今日まで数多くの研究がおこなわれている。しかしそれら研究の多くは 4 サイクルエンジンに関するものであり、2 サイクルエンジンについて詳しく検討された例は少ない。2 サイクルエンジンは、ガス交換過程、動作ガスの組成・圧力・温度特性が 4 サイクルエンジンと大巾に異なるため、圧縮比が熱効率に与える影響にも差異が生じるものと

\*, \*\* 技術本部動力研究部



考えられる。そこで著者らは、二輪車用2サイクルエンジンを、高圧縮比化による燃費、出力向上効果について調査した。

また、高圧縮比の適用を防げる要因として高速高負荷時のノックと熱負荷に着目し、それらに対する対応策についても検討した。

## 2. 高圧縮比化による燃費向上

テストエンジンは、クランク室圧縮シュニユーレ掃気式の2サイクル空冷単気筒エンジンで諸元を表1に示す。圧縮比は燃焼室ドーム深さを変更することにより、オリジナルの6.6から13.6まで7段階に変化させた。本報でいう圧縮比とは、排気ポート閉時容積を圧縮前容積として計算する有効圧縮比をさす。

掃気特性計測に際し、給気比及びA/Fは吸入空気量から算出し、給気効率 $\eta$ は排気 $O_2$ 濃度より求めた<sup>(1)</sup>。燃料は、無鉛レギュラーガソリン(RON 91)を用いた。

テストエンジンを搭載した二輪車でLA-4モードを走行する場合最も使用頻度の高い運転領域は、アイドリングならびにエンジン回転数4000~5000rpm、出力3kW(BMEP 350kPa)以下の領域である<sup>(2)</sup>。そこで4500rpmを代表速度に選び圧縮比を変化させたときの諸特性の変化について調査した。図1

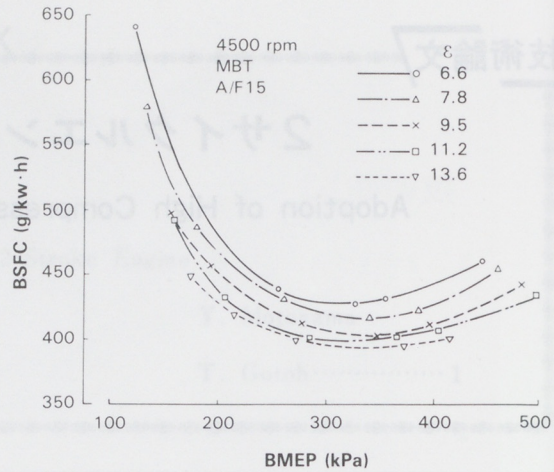


図1 実用回転域の燃費率特性

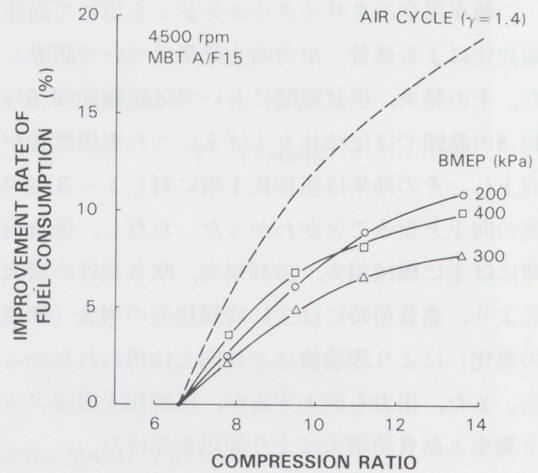


図2 各負荷における燃費向上率

に各圧縮比の燃費率特性を、図2に基準圧縮比6.6に対する燃費向上率を示す。

圧縮比を上げるに従い燃費向上がなされており、その効果は圧縮比1増に対し燃費向上1~3%といった程度である。しかし、いずれの圧縮比、負荷においても理論熱効率(空気サイクル $\eta = 1.4$ )から導かれる向上のおよそ半分程度の効果しか得られていないことがわかる。

その原因として主に以下の理由が考えられる。

- (I) 吹き抜け燃料の増大
- (II) 動作ガス比熱比の低下
- (III) 機械損失の増大

表1 テストエンジン諸元

エンジン形式	2サイクル空冷単気筒
掃気方式	クランク室圧縮シュニユーレ掃気
ボア×ストローク	54×50mm
行程容積	114.5cm <sup>3</sup>
圧縮比	6.6 (オリジナル) 7.8 8.4, 8.7, 9.5, 11.2, 13.6
排気タイミング	91° A・BTDC
掃気タイミング	122° A・BTDC
キャブレター口径	φ22
点火方式	CDI
燃焼室	2段半球型



(Ⅳ) 冷却損失の増大

(Ⅴ) 時間損失の増大

以下これらについて検討を加えてゆく。

### (Ⅰ) 吹き抜けの増大

圧縮比変更にともない掃気特性が変化すれば、それはサイクル熱効率の変化と重畳して燃費率に影響を与える。

図3に、給気比と給気効率の関係を示す。圧縮比上昇に伴い給気効率が全域で低下する、すなわち同一燃料を供給したとき吹き抜け燃料が増大する傾向があることがわかる。

同一出力で比較した結果が図4である。概ね

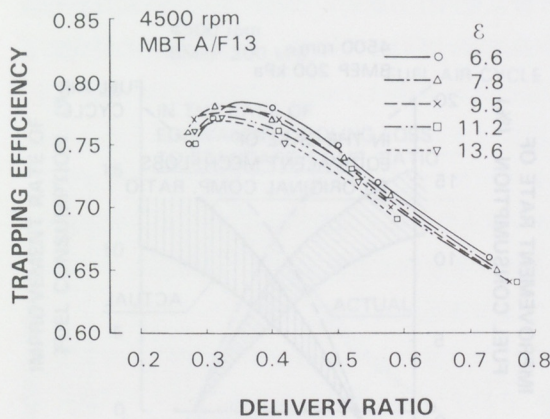


図3 給気比と給気効率の関係

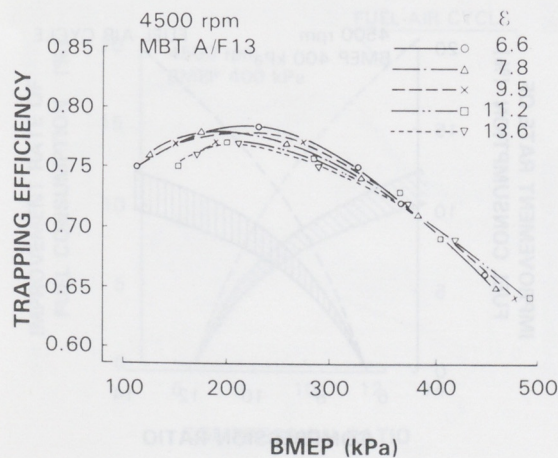


図4 正味平均有効圧と給気効率の関係

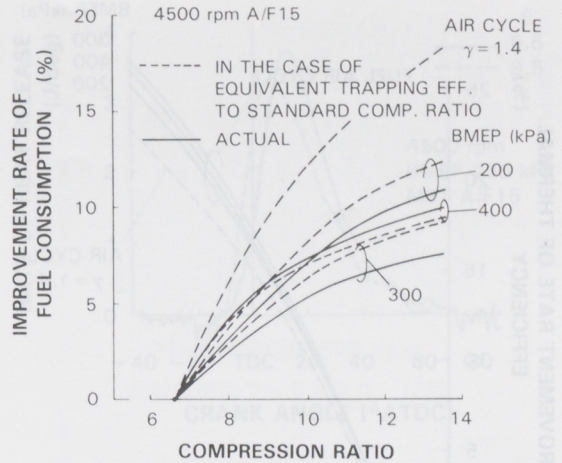


図5 吹き抜けを除外した場合の燃費向上率

BMEP360kPa以上の領域では、圧縮比を上げると給気効率が改善される傾向に変化している。

給気効率が圧縮比によって変化しない(基準圧縮比と同等)としたときの燃費向上率を図5に示す。BMEP400kPaでは高圧縮比化により吹き抜け低減もなされるため、この場合の方が向上率は低くなるが、200,300kPaという実用域においては、吹き抜けの増大により燃費向上効果が低下していることがわかる。たとえば圧縮比12, BMEP200kPaの点に注目した場合、吹き抜け増大がなければさらに1.4ポイント(9.8%→11.2%)の燃費向上がなされることになる。

### (Ⅱ) 動作ガス比熱比の低下

圧縮比を上げることにより、動作ガスの温度履歴が変化し、比熱比が変化して熱効率に様々な影響を与えることは、既に多くの報告がなされている。<sup>(3)(4)</sup> 2サイクルエンジンにおいては、圧縮始めの圧力は負荷にかかわらず、ほぼ大気圧近くと一定になることや、残留ガス割合は負荷により大巾に変化するなど、4サイクルエンジンとは著しく異なった圧力、温度挙動を示す。

そこでガスの比熱比を考慮できる燃料空気サイクルの熱効率から、その影響がどの程度のものであるかを調査した。なお、熱効率の算出に当たっ



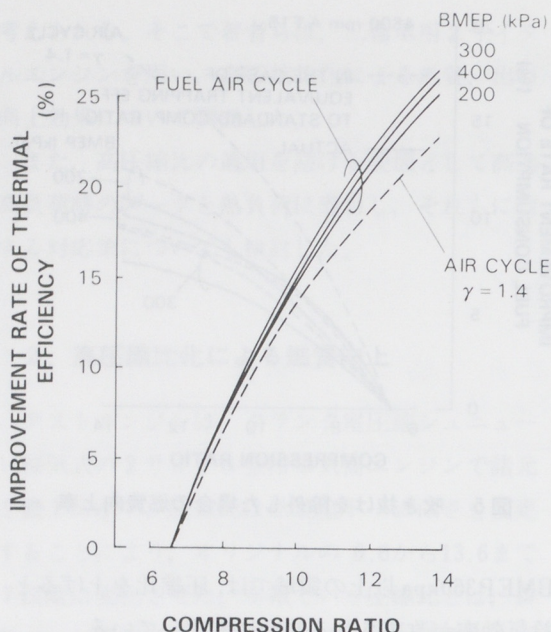


図6 燃料空気サイクルの熱効率改善比率

て、圧縮始めの圧力温度、組成は実機近くにあわせたが、熱解離は考慮していない。

図6に燃料空気サイクル熱効率の、基準圧縮比に対する向上率を示す。理論空気サイクルの場合よりも燃料空気サイクルの方が向上率は多少高く、動作ガス比熱比の変化は高圧縮比効価を低下させず、むしろ燃費改善を促す観がある。

### (Ⅲ) 機械損失の増大

機械損失をモータリング法により求めた結果を図7に示す。圧縮比と機械損失との関係はほぼ直線的であり、6.6から13.6まで圧縮比を上げると約27%の損失増大となる。なおこの中にクランクケースポンプ仕事は含まれていない。

圧縮比を変えても機械損失が変化しないと仮定したときの燃費向上率を図8に示す。機械損失増大による効率低下は大きく、低負荷ほどそれが顕著である。先に注目した圧縮比12, BMEP 200kpa点でみると、向上率低下は4.5ポイントとなっており、吹き抜けのそれを大幅に上回っている。

また、2サイクルエンジンでは、掃気量にほぼ

比例する形でクランク室ポンプ仕事が増減する。従って厳密には異なるが、ポンプ仕事と図示仕事との比率は負荷にかかわらずほぼ一定で、本エン

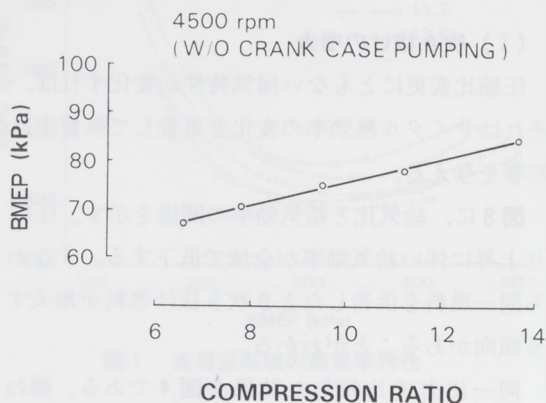


図7 圧縮比と機械損失の関係

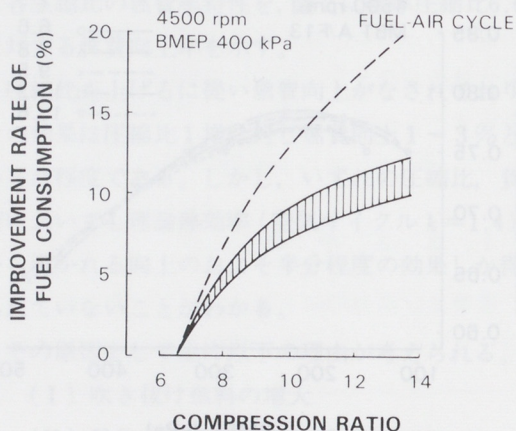
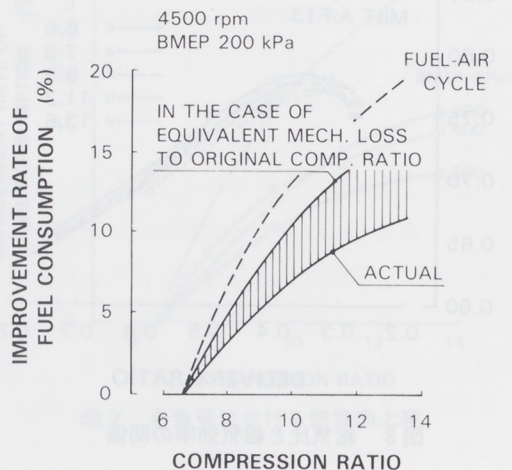


図8 機械損失増大が生じないとしたときの燃費向上率



ジンの場合でもポンプ仕事による正味熱効率低下は0.009~0.012程度と僅少である。圧縮比を上げると同一負荷では、給気比がさがるためポンプ仕事は減少するが、その影響は極めて小さい。

#### (Ⅳ) 冷却損失の増大

サイクルシミュレーションによって求めた冷却損失から、機械損失と同様に、圧縮比によって冷却損失が変化しないと仮定したときの燃費向上率を求めた結果を図9に示す。熱伝達効率はG.Woschniの式を用い<sup>(5)</sup> 圧縮、膨張期間についてのみ計算した。ガス交換過程については計算に含まれていないが、その寄与率は低く、圧縮比による変化を見る上では、問題は無いものと考えた。

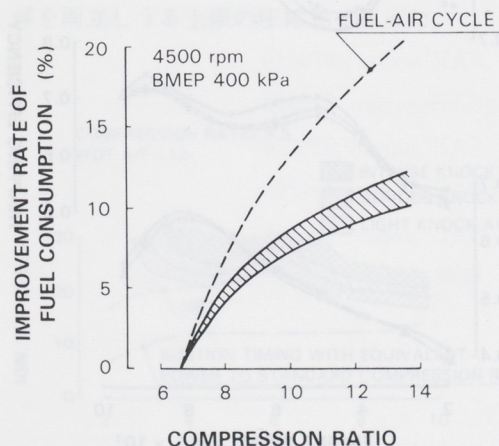
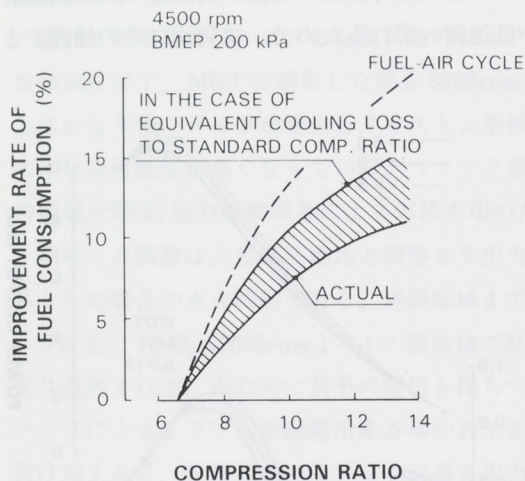


図9 冷却損失増大が生じないとしたときの燃費向上率

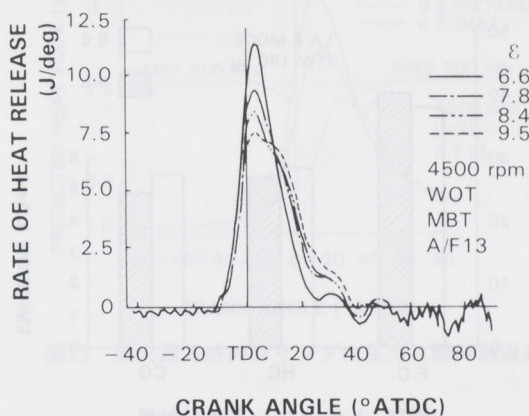
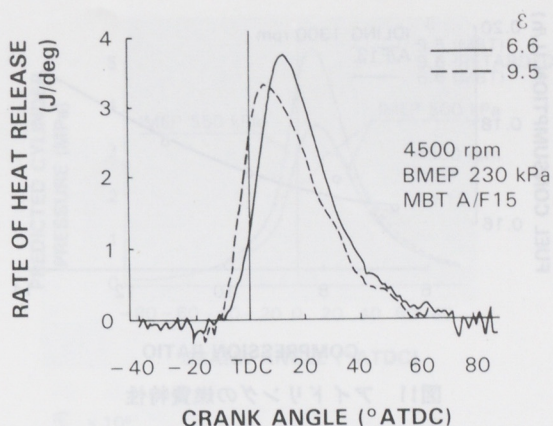


図10 熱発生率

機械損失ほどではないが、冷却損失増大も高圧縮比効果を大きく低下させており、負荷が低いほどその割合が大きくなっている。圧縮比12、BMEP 200kpaでの値をみると、冷却損失増大による向上率低下は3.8ポイントである。

#### (Ⅴ) 時間損失の増大

時間損失の変化を燃焼圧解析により調査した。熱発生率を図10に示す。低負荷では圧縮比が高い方が燃焼期間が短くなっており、時間損失が低減されていることがわかる。一方高負荷では燃焼期間が圧縮比の上昇につれ長くなっている。これは、高圧縮比化による燃焼室偏平化の影響が現われることが原因と考えられる。さらに、BMEP 300kpa以上では圧縮比10以上でノック回避のための点火



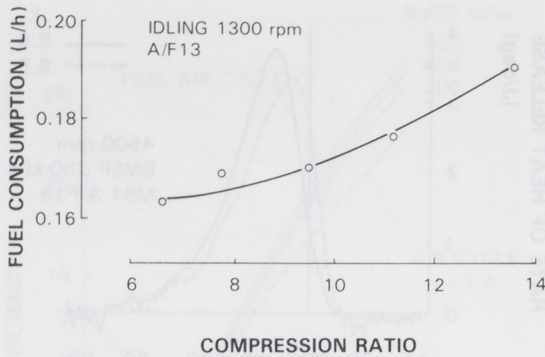


図11 アイドリングの燃費特性

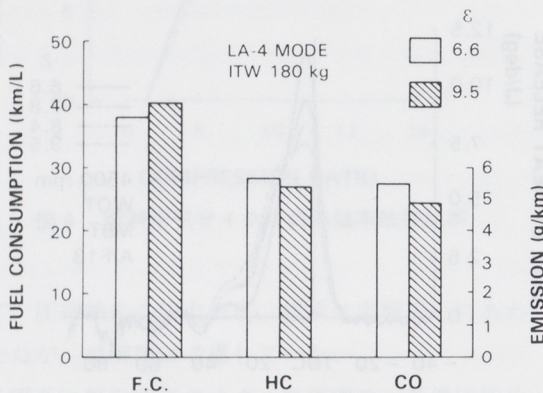


図12 LA-4 モード走行結果

リタードが必要となるため、両者の影響で時間損失が急増し、高圧縮比時の高負荷域における燃費向上率が小さくなるものと推定される。

以上、高圧縮比化による燃費向上効果について考察したが、負荷の極めて低い領域では、機械損失と冷却損失の増大により、圧縮比を上げるほど燃費が悪化することも想定される。

図11にアイドリングにおける燃費特性を示す。圧縮比が高くなるに従い燃費が悪化しており、この領域では明らかに諸損失増大がサイクル熱効率改善を上回っていることがわかる。

ここで、実機でどの程度の改善が得られるかをLA-4 モード走行により評価してみた。ただし圧縮比10以上は中負荷以上でノックの発生が激しく、13.6ではピストン溶損等も発生したことから、圧

縮比を9.5に定めた。図12がテスト結果である。燃費は基準圧縮比6.6に対し5.7%, HCは、4.1%の低減がなされている。この値は図2に示す4500 rpm BMEP 200kpaにおける燃費向上率とほぼ等価であった。

### 3. 高圧縮比化による出力向上

通常ガソリンエンジンでは、圧縮比上昇に伴ない、過度のノックが生じない限り出力性能は向上する。図13に圧縮比6.6, 7.8, 9.5の時の全負荷出力、掃気特性を示す。圧縮比を上げるに従い全運転域で出力性能は向上するが、最大出力回転数はやや低速側へ移動する。これは排気温の低下により排気管内圧力脈動の周期が長くなり同調回転数が低速側へずれるため、給気比にその傾向がよ

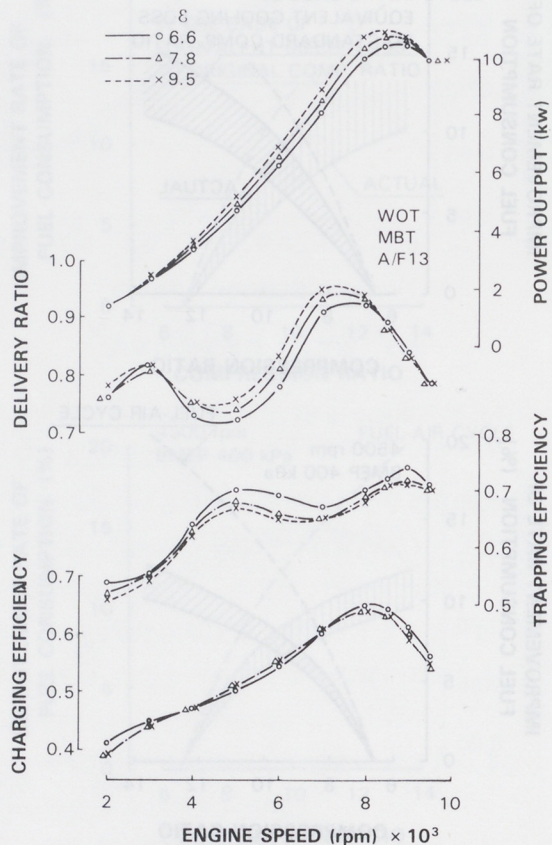


図13 全負荷時出力、掃気特性



く現われている。また、給気効率は全域で低下する傾向を示す。

なお最大出力回転数は排気系寸法の修正により再設定が可能である。

#### 4. 高圧縮比化の阻害要因

出力向上の一方で圧縮比の上昇は、ノックなどの異常燃焼の発生とピストン熱負荷増大という極めて深刻な問題の発生をもたらす。これらを解決するために燃焼室容積を可変化し、実用域では高圧縮比を保ち高速高負荷域では、適宜下げるという手法もいくつか報告されている。<sup>(6)(7)</sup> 本報では点火遅角という手法を用い、それらの問題解決が可能かどうかを検討した。

図14に圧縮比 9.5における全負荷時のノック発生領域を示す。MBTで運転した場合8000rpm以上はかなり強いノックが発生し、ピストン溶損等の生じる可能性が高くなっている。(ノック強度の領域分類は、圧力振動積算による方法を用いた。<sup>(8)</sup>)

図中一点鎖線は、基準圧縮比と同等まで出力を落とした場合の点火時期である。過回転域までノックは生じず、概ね7000rpmより上の回転域でMBTより遅角すれば、出力的に若干の優位を保ちつつノックによるトラブルを回避出来る事がわかる。付け加えると、圧縮比 9.5はノック回避と出力確保を両立しうる上限の圧縮比であった。

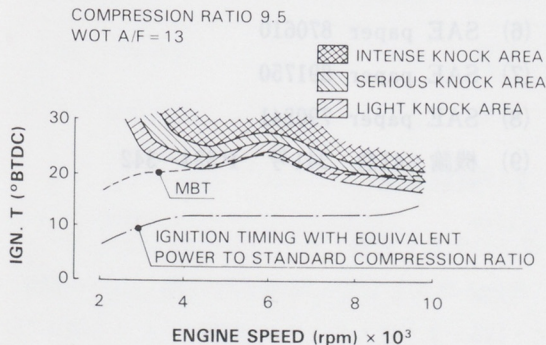


図14 ノック発生領域

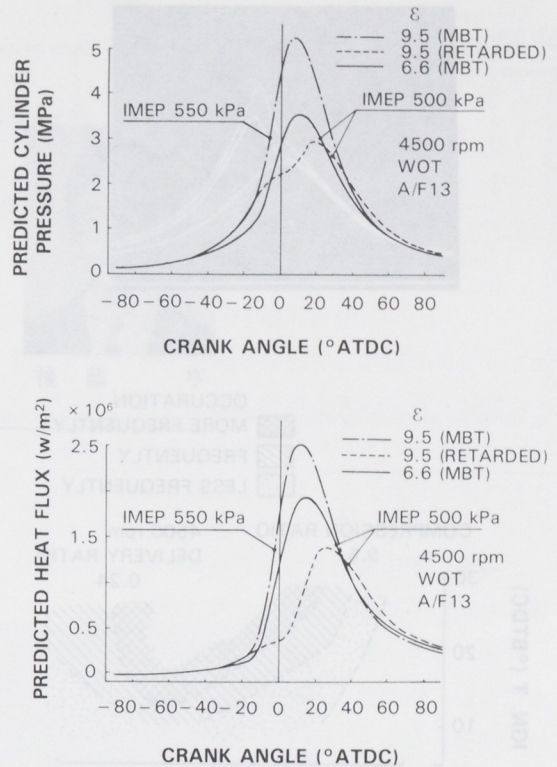


図15 点火遅角時のシリンダ内圧力と瞬時熱流束

次にこの場合の熱負荷について検討した。図15にシミュレーションにより算出した筒内圧力と瞬時熱流束を示す。同一出力を得る場合、圧縮比を上げて点火を遅角させた方がむしろ熱流束が低く、熱的に有利になっていることがわかる。エンジンテストにおいても、プラグ座温は高圧縮比等馬力遅角の方が低く、本手法は熱負荷の面でも有効であることが確認された。

以上高速高負荷時の問題対策手法を述べたが、圧縮比9.5では実走行において中・高速極低負荷域で強い衝撃を伴う燃焼が発生する事がわかった。不整燃焼領域内で発生するこの燃焼は、低負荷ノックあるいは高速低給気比ノックと呼ばれ、発生機構は、高負荷時ノックと同じという報告がある<sup>(9)</sup>。

図16に指圧線図、図17にA/Fと点火時期に対する発生領域を示す。点火時期に対する依存性が低いため高負荷ノックとの類似性には多少疑問があるが、堆積物除去の効果はほとんどなく表面着火



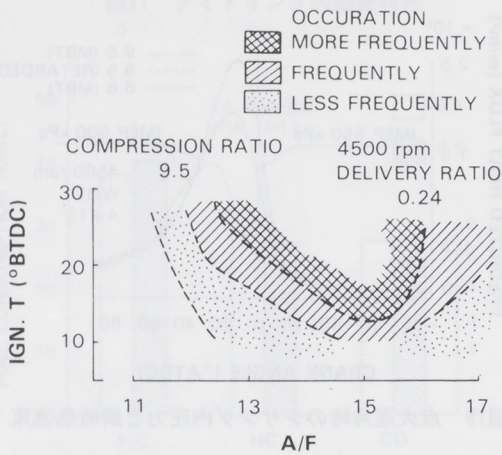
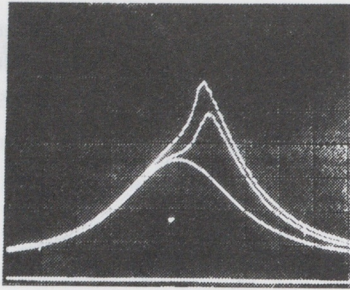


図17 低負荷ノック発生領域

でないことは明らかである。著者らは圧縮自着火燃焼の一種と考えている。

対策法として、高オクタンガソリンの使用と冷却の向上が効果的であった。また、使用ガソリンを変更せずエンジンを水冷化しない場合、乗車感覚上の許容上限圧縮比は8.4程度、水冷化をした場合は8.7程度であった。

## 5. ま と め

二輪車用空冷2サイクルエンジンにおける高圧縮比化の可能性を調査した。結果を要約すると次の通りである。

- (1) 高圧縮比化により実用燃費は向上する。ただし、諸損失の増大により理論通りの向上は得ら

れず、アイドリングなどの極低負荷域では、それらがサイクル熱効率の向上を上回り燃費が悪化する場合もある。

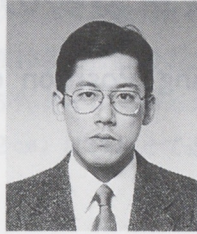
- (2) 諸損失増大の内訳として、低負荷時は機械損失、冷却損失及び吹き抜けの増大があげられる。高負荷時には前二者の影響は小さくなり吹き抜けの影響もなくなる一方で時間損失の増大が生じる。動作ガス比熱比の変化の影響は、むしろ改善の方向に作用する。
- (3) 高低圧縮比化により出力性能は向上する。ただし、ノック発生と熱負荷の増大により、圧縮比上限は制限される。
- (4) 高圧縮比適用のひとつの方法として、低圧縮比MBT出力まで点火遅角を行うことは、ノック及び高熱負荷回避の面で有効である。しかし、本手法によって定まる上限圧縮比では、極低負荷域にて対策が困難な異常燃焼が発生するため、適用可能な圧縮比はさらに低いものとなる。

## 〔参考文献〕

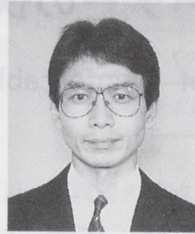
- (1) SAE paper 750908
- (2) SAE paper 850183
- (3) 内燃機関 21巻 265号 P 85~96
- (4) SAE paper 870548
- (5) SAE paper 670931
- (6) SAE paper 870610
- (7) SAE paper 891750
- (8) SAE paper 790841
- (9) 機論 41巻 341号 P 334~342



■ 著 者 ■



本 山 雄



後 藤 亨