

## 技術論文

## 高速エンジンにおけるピストン摩擦損失の研究

## Study of Piston Friction Losses in High Speed Engines

土田 直樹\*

Naoki Tsuchida

都竹 広幸\*\*

Hiroyuki Tuzuki

## 要 旨

本研究は、ピストン形状の効果と摩擦損失に関する重量を定義することを意図して行ったものである。その結果は下記の通りである。

- a) ピストン摩擦損失が突然増加するのは、ピストンがピストンピンの回りを回転するときにピストンスカートの摩擦が増加するため起こるものである。
- b) 摩擦損失を減少させるため、オフセットシリンダーなどでサイドスラストの力を減少させなくてはならない。
- c) ピストンスカートのオイルグループも測定に影響を与える。

キーワード：ピストン, ガソリンエンジン, 摩擦, 測定

## Abstract

This study is intended to define the effect of the piston shapes and weight on the friction losses. The results are as follows:

- a) The sudden increase in the piston friction loss is caused by the increased piston skirt friction when the piston rotates around the piston pin.
- b) To reduce the friction loss, the side thrust force should be reduced with the offset cylinder and so on.
- c) The oil groove on the piston skirt is also effective measure.

key-words : Piston, Gasoline Engine, Friction, Measurement

## 1. ま え が き

近年、車両用ガソリンエンジン、とりわけモーターサイクル用エンジンにおいて、高出力化を目的とした高回転化が進んでいる。高回転化に必要な

な空気流量の確保については、多バルブ化、多気筒化によって対応されており、更に高回転高出力化を行う場合にまず障害となるのは、回転数に伴って増加する摩擦損失であると考えられる。図1に19000rpmまでのモータリング摩擦損失の測定結果の一例を示す。高回転出力化のためには、12000rpm以上で急増する、ピストン、クランクまわりの摩擦損失低減が急務であることがわかる。

\* 技術本部 動力研究部

\*\* 技術本部 動力研究部



ピストン摩擦損失の研究は近年ではクランク角毎の解析が進められており<sup>(1)(2)(3)</sup>、高回転時には、瀧口ら<sup>(1)</sup>によって最大5000rpmまでのクランク角毎のピストン摩擦力の測定が行なわれている。しかしながら比出力が150ps/ℓ以上のエンジンで必要となる、15000rpm前後でのピストン摩擦損失の問題については、殆んど報告されていない。

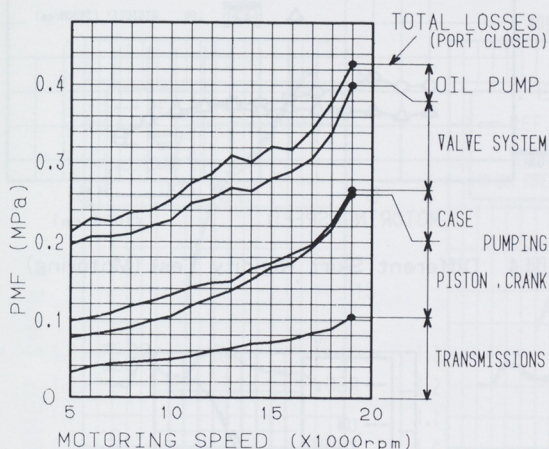


図1 Friction Losses in Each Component

そこで本報ではピストン形状や重量が高回転域で摩擦損失に与える影響を明らかにするために、様々な形状、剛性、重量バランスのピストンについて、モータリング摩擦損失、の測定結果およびファイアリングでの確認結果を報告する。

## 2. テスト方法

表1にテストに用いたエンジンの主要諸元を示す。ピストンまわりの摩擦損失は、シリンダ内圧力や温度分布に大きく影響されるため、実機状態

表1 Specification of Tested Engine

|                       | Motoring Test       | Firing Test   |
|-----------------------|---------------------|---------------|
| Bore×Stroke           | 63×40               | ←             |
| Connecting Rod Length | 98.8 (λ=4.94)       | ←             |
| Piston Ring           | 2Rings(Top and Oil) | ←             |
| Cylinder Head         | Removed             | 5 Valves      |
| Cylinder Sleeve       | Wet Liner           | ←             |
| Crank Bearings        | Ball Bearing        | Plane Bearing |

での値を知るにはファイアリング時の摩擦損失を測定することが必要であり、様々な測定方法が提案されている<sup>(1)(2)(3)</sup>。しかし、いずれの方法も10000rpm以上での測定には、振動等の理由によりかなり困難が予想されるため、今回はモータリング法による平均駆動トルクの測定とファイアリングでの効果の確認にとどめた。

モータリングテストには、シリンダヘッドのない、専用のエンジンを用いた。また、仕様間の差を明確にするため、ピストン以外の摩擦損失をできるだけ小さく、かつ、再現性の得やすい構造となるよう、注意を払った。ファイアリングテストはモータリングテスト用エンジンに対して、クランクをメタル支持とした点以外ほぼ同諸元のエンジンに、水冷5バルブのシリンダヘッドを取付けて行った。両テストとも、油温、油圧、水温等は外部から制御して一定に保つなど、再現性に充分注意して行った。しかし、ファイアリング時のエンジン出力は、運転条件の違いによるばらつき巾が、ピストン仕様間の摩擦損失の差を越えることもあると考えられるため、結果はあくまで確認のための参考としておきたい。

## 3. テスト仕様および結果

モータリングテストの結果は、テスト項目毎に基準仕様を設け、供試仕様の基準仕様に対するモータリング駆動トルクの増加率として示す。また、ファイアリングテストの結果は基準仕様と供試仕様の全開性能を示す。

### 3.1 ピストンリング変更テスト

ピストンリングを表2のように変更したピストンを用意した。表中の下端リング(Lowerend Ring)とは、ピストンの姿勢矯正効果を狙って、スカー卜部下端にトップリングと同仕様のリングを追加したものである。各仕様についてピストンヘッド中央を加工して総重量を揃えたが、ピンまわりの



バランスは揃えていない。基準仕様としては、2本リングピストンを用いた。

モータリングテスト結果を図2に示す。通常の3本リングの摩擦損失は、高回転時において、低回転時ほど大きくないことがわかる。また、3本目のリングをスカート下端につけた場合、摩擦損失低下に効果があることがわかる。

表2 Specification of Piston Rings

|                                | Top<br>B=0.6<br>p=194 MPa | 2nd.<br>B=0.6<br>p=194 MPa | Oil<br>B=2.0<br>p=980 MPa | Lowerend<br>B=0.6<br>p=194 MPa |
|--------------------------------|---------------------------|----------------------------|---------------------------|--------------------------------|
| Ordinary 2Rings<br>(REFERENCE) | ○                         |                            | ○                         |                                |
| Ordinary 3Rings                | ○                         | ○                          | ○                         |                                |
| Lowerend 3Rings                | ○                         |                            | ○                         | ○                              |

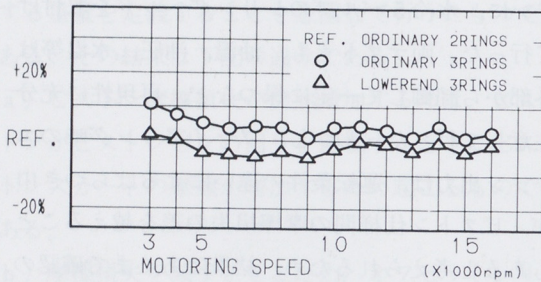


図2 Piston with Lowerend Ring

### 3.2 スカート剛性変更テスト

ピストンスカートとピンボスをつなぐリブを図3のように削って、スカート剛性を変更したピストンを3種類用意した。スカート剛性値は、スカート下端にかけた荷重によるたわみ量で評価した値を用い、図中に示した。3.1と同様の方法で重量は揃えたが、重量バランスは統一していない。

モータリングテスト結果を図4に、ファイアリングテスト結果を図5に示す。特に高回転時において、低スカート剛性のピストンは摩擦損失低減効果が大きいことがわかる。ファイアリングの結果にも効果が現われている。

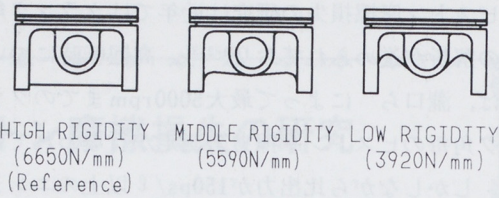


図3 Piston with Different Skirt Rigidity

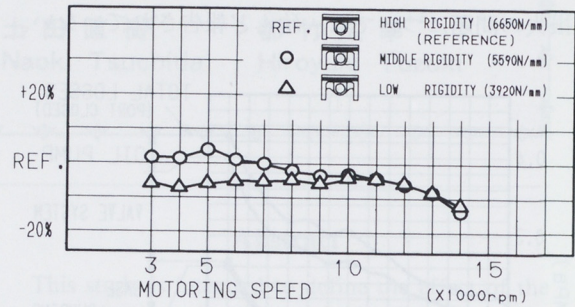


図4 Different Skirt Rigidity Test (Motoring)

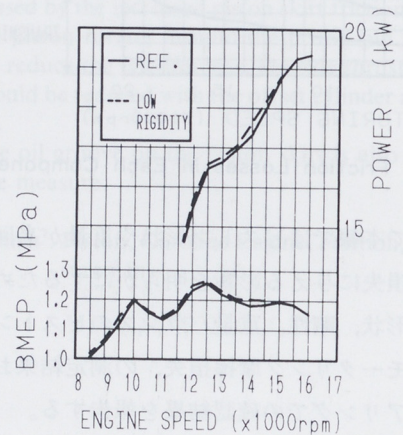


図5 Different Skirt Rigidity Test (Firing)

### 3.3 スカート表面状態変更テスト

摺動面積低減と潤滑状態改善の効果を狙って、図6のような、全周型油溝、U型油溝、V型油溝をスカート部に加工したピストンを用意した。

モータリングテスト結果を図7に、ファイアリングテスト結果を図8に示す。全周型油溝は低回転側で、U型、V型油溝は高回転側で効果が表われている。ファイアリングテスト結果も、ほぼモータリングテストの結果を再現している。



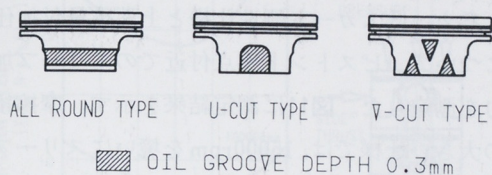


図6 Piston with Different Oil Groove

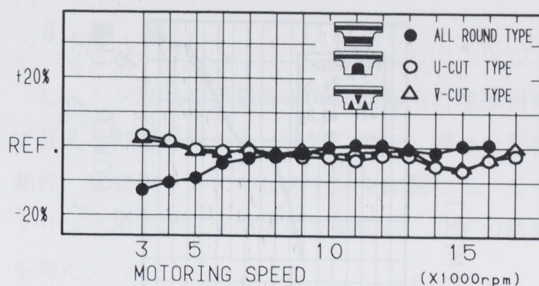


図7 Different Oil Groove Test (Motoring)

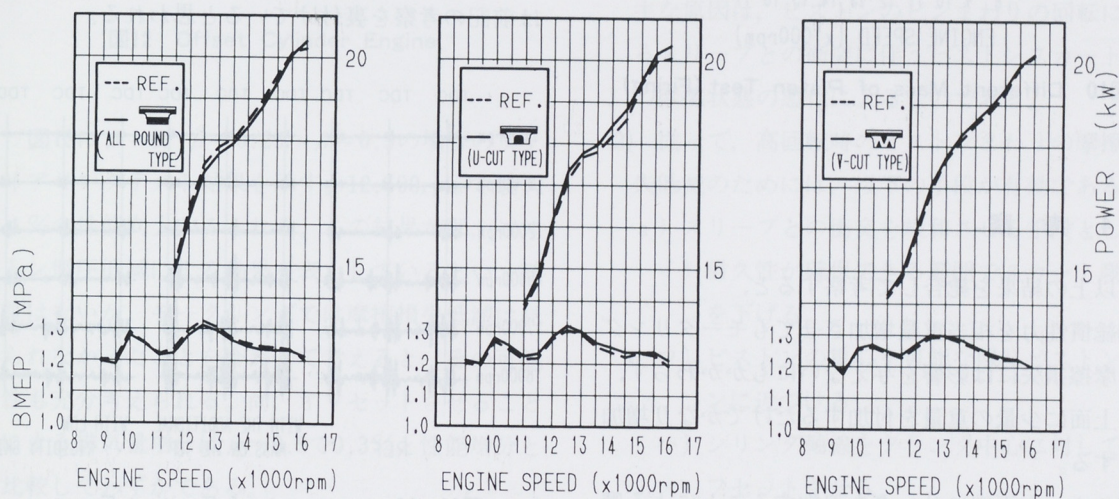


図8 Different Oil Groove Test (Firing)

### 3.4 重量, 重量バランス変更テスト

ピストンによる総慣性力と、ピストンピンまわりの慣性モーメントの影響をみるために、ピストンピン重量を重くした場合と、ピストン上部に重量を付加した場合のテストを行った。

モータリングテストの結果を図9に、ファイアリングテストの結果を図10に示す。ピストンピン重量を重くした場合、即ちピンまわりのバランスを変えずに総慣性力を増加させた場合には、低回転時の摩擦損失はやや増加する傾向を示すが、高回転時には殆ど変化しないのに対し、ピストン上部に重量を付加した場合は、その重量がわずかであるにもかかわらず、かなりの摩擦損失の増加を示している。ファイアリングにおいては、上部重

量付加のテストは行なわなかったが、ピン重量増加による出力低下はわずかであり、モータリングテスト結果と同じ傾向を示している。

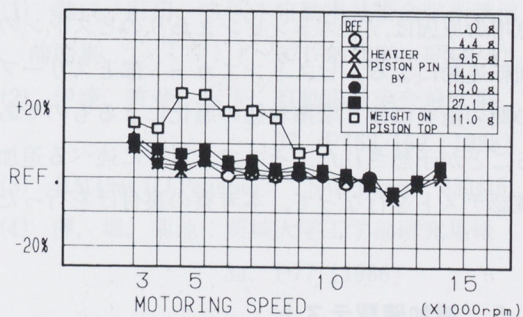


図9 Different Mass and Mass Balance Test (Motoring)



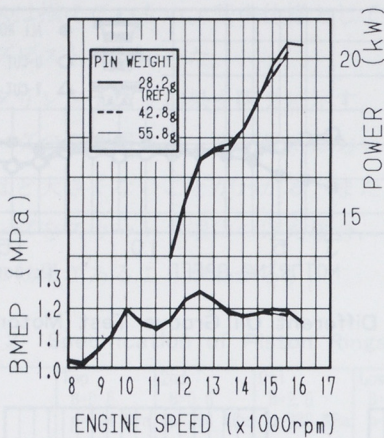


図10 Different Mass of Piston Test (Firing)

#### 4. 考 察

以上の結果を総合して考察すると、

- (1)総慣性力を相当重量増加させてもモータリング摩擦損失には影響を与えないにもかかわらず、上面に少量の重量を付加するだけでかなり増加する。
- (2)スカート下端にリングを追加することによる摩擦損失増加は、ランド部に同じリングを追加した場合より少ないこと。
- (3)スカート部の剛性や摩擦状態の影響はかなり大きいこと。

などから、高回転時のピストンまわりの摩擦損失急増の原因は、ピストンピンまわりのピストンの回転運動による、ピストンスカート部とスリーブの間の衝突に伴う摩擦状態の悪化によるものであることが予想された。そこで、以下に述べる追加確認テストを行なって、本考察の裏付けを行った。

#### 5. 追加確認テスト

##### 5.1 スリーブ加振力測定

高回転時の摩擦損失急増の主因が、ピストンスカート部の衝突とすると、スリーブのスラスト方

向の加振力に何らかの徴候が現われるのではないかと考え、低スカート剛性仕様と上面重量付加仕様について、ピストン上死点付近でのスリーブ加振力を測定した。図11に測定結果を示す。摩擦損失の大きい仕様では、15000rpmを境いにスリーブ加振力が急増しているのに対し、摩擦損失の小さい低スカート剛性仕様では、高回転時においても、加振力のレベルはあまり変化せず、その発生タイミングが移動していることがわかった。このことは前記の考察を裏付けていると思われる。

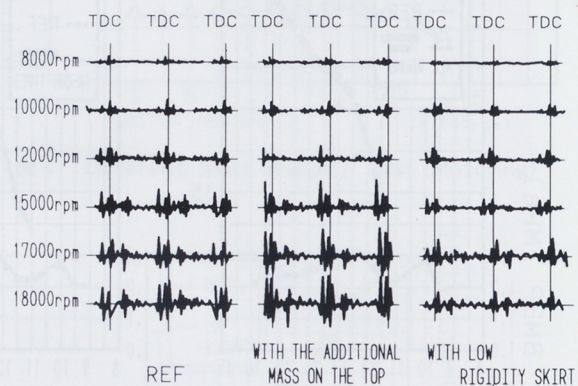


図11 Measurement of Exciting Force

##### 5.2 オフセットシリンダエンジンテスト

ピストン側圧が最大になるタイミングを変える方法として、シリンダ軸線をクランク軸中心に対してオフセットさせることが有効であることが知られている<sup>(4)</sup>。そこで、供試エンジンと同じ仕様のエンジンでシリンダ軸線をオフセットさせたエンジンを、摩擦損失低減を狙って作成し、テストを行った。

ピストン摩擦損失を〔側圧〕×〔ピストンスピード〕の1サイクルを通した積分値で評価した場合<sup>(4)</sup>、その値は図12のように〔オフセット量/クランク半径(=β:オフセット率)反スラスト側を正とする〕と回転数によって変化する。

10,000rpm以上で効果のあるオフセット率は、ほぼβ=0.3~0.4であることがわかる。



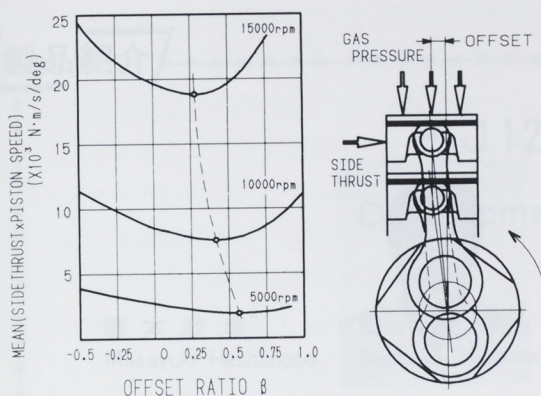


図12 Offset Cylinder Engine

図13に  $\beta=0$ ,  $\beta=0.25$ ,  $\beta=0.5$  の場合のファイアリングテスト結果を示す。12,500rpmで最大4%の性能向上がみられる。この結果が即、ピストン側圧低減による効果を表わしているという確証はないが、モータリングでは摩擦損失低減は見られなかったことを合わせて考えると、その可能性も充分考えられる。尚、オフセットさせることによる排気量増分は  $\beta=0.5$  で0.3%と性能増分と比較してわずかである。

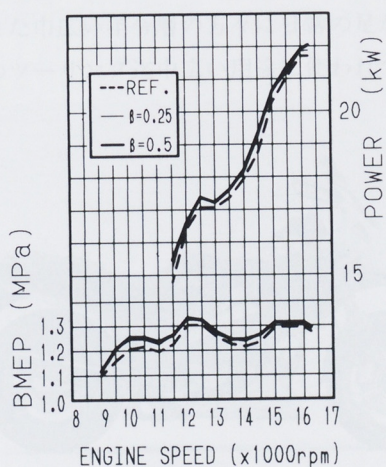


図13 Offset Cylinder Engine Test (Firing)

## 6. 結 論

ピストン形状や重量等が、高回転時の摩擦損失に与える影響を明らかにするために、様々な形状、剛性、重量バランスのピストンを作製して、モータリング法による摩擦損失を測定し、以下の結論を得た。

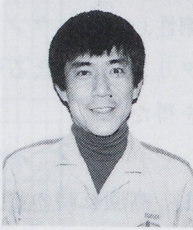
- (1) 高回転時のピストンまわりの摩擦損失急増の主な原因は、ピストンのピンまわりの回転によるスリーブとの衝突に伴うピストンスカート部の摩擦状態の悪化によるものである。
- (2) 従って、高回転時のピストンまわりの摩擦損失低減のためには、以下の手段が有効である。
  - a) スリーブとの衝突を緩和させる手段として、
    - イ) 耐久性が確保できる範囲でスカート剛性を下げる。
    - ロ) ピストンの重心を可能な限りピストンピンに近づける。
    - ハ) シリンダ軸線をクランク中心に対してオフセットさせる。
  - b) ピストンスカート部の摩擦状態を改善する手段として、
    - イ) スカート部に、全周にかからない範囲で油溝を設ける。

## 【参考文献】

- (1) 瀧口, 町田, 古浜: 自動車技術会学術講演会前刷集 871-871003 (昭62-5)
- (2) 伊藤, 許斐, 岩下: 自動車技術会論文集 37, P163-169 (1988)
- (3) H.M.Uras D.J.Patterson: SAE Papers 830416
- (4) 澤, 堀, 菊池: 茨城大学工学部研究集報 34, P77 (1986)



■ 著 者 ■



土田直樹



都 竹 広 幸