

博士学位論文

ピストン系の潤滑特性の解析と  
フリクション低減に関する研究

2008年 2月

群馬大学大学院工学研究科 生産工学専攻

鈴木 秀和

# 目次

	頁
第1章 序論	1
1.1 ピストン系フリクション低減の背景と重要性	2
1.2 ピストン系フリクションの概要と問題点	4
1.3 ピストン系フリクション測定の従来の研究	5
1.4 スカート部フリクション計算に関する従来の研究	10
1.5 リング部フリクションの従来の研究	14
1.6 ピストン系の潤滑特性とフリクションに関する従来の研究	15
1.7 本研究の目的と方針	18
1.7.1 従来フリクション研究のまとめ	18
1.7.2 従来油膜可視化(潤滑特性)研究のまとめ	18
1.7.3 目的	18
1.7.4 研究方針	18
1.8 本論文の構成	19
第2章 フリクションの測定方法と油膜の可視化方法	20
2.1 実験方針	21
2.1.1 フリクション測定	21
2.1.2 油膜の可視化	21
2.1.3 供試エンジン	21
2.2 ピストン系フリクション測定装置(浮動ライナ法)	22
2.2.1 浮動ライナ法の測定原理	22
2.2.2 測定装置および仕様	23
2.2.3 供試オイル	30
2.2.4 試験方法	30
2.2.5 摩擦力の検定	31
2.3 スカート部のフリクション測定装置(分離型浮動ライナ法)	32
2.3.1 装置の特徴および仕様	32
2.3.2 試験方法	36
2.4 油膜の可視化装置	36
2.4.1 可視化の原理概要	36
2.4.2 可視化実験装置および仕様	37
2.4.3 撮影条件	43
2.5 ピストン組込クリアランス	43
2.6 スカート剛性測定装置	45

2.7 実働時のスカート変形量測定法	46
2.8 2章のまとめ	48
第3章 フリクシヨンの計算方法	49
3.1 スカート部のフリクシヨン計算法	50
3.1.1 計算の目的と方針	50
3.1.2 基礎式(レイノルズ方程式)と仮定	50
3.1.3 記号の説明	53
3.1.4 流体潤滑の摩擦力	54
3.1.5 境界潤滑の摩擦力	56
3.1.6 スカート摺動面積および摺動面形状	57
3.1.7 筋状流れ部の摩擦力計算と油膜圧力終端条件(レイノルズの境界条件)	59
3.1.8 スカート荷重	60
3.1.9 その他の入力項目	60
3.2 スカート部フリクシヨン数値計算法	64
3.2.1 差分化のための分割と記号	64
3.2.2 方程式の差分化	64
3.2.3 スクィーズ項( $\partial h/\partial t$ )の計算	65
3.2.4 摺動面における境界条件	65
3.2.5 摩擦力の計算	66
3.2.6 逐次過緩和法(SOR法)による数値計算	66
3.2.7 計算手順の概要	67
3.3 リング部のフリクシヨン計算法	70
3.3.1 計算の目的と方針	70
3.3.2 記号およびモデル化	70
(a)記号の説明と無次元化	70
(b)ピストンリングのモデル化および仮定	73
3.3.3 筒内圧を考慮したフリクシヨン計算法(古浜の境界条件)	75
(a)油膜厚さの計算式	75
(b)摩擦力の計算式	78
3.3.4 筒内圧を考慮したフリクシヨン計算法(レイノルズの境界条件)	80
(a)油膜厚さの計算式	80
(b)摩擦力の計算式	81
3.3.5 筋状流れ領域内の摩擦力計算法	83
3.3.6 Patirらの修正係数の式	84
3.3.7 接触理論による摩擦力の計算法	86
3.3.8 数値計算法の概略	88
3.3.9 2ndランド部圧力の計算方法	90

3.4 3章のまとめ	92
第4章 ピストン系のフリクシオン解析結果	93
4.1 本章の概要	94
4.2 スカート剛性測定結果	94
4.3 スカート荷重計算結果	97
4.3.1 A D A M S 計算精度の確認	97
4.3.2 各スカート仕様での計算結果	101
(a) 分離型浮動ライナ用ピストン(エンジン )のスカート荷重の妥当性確認	101
(b) 浮動ライナ用ピストン(エンジン )の場合	105
4.4 スカート部フリクシオン測定結果(分離型浮動ライナ)	105
4.4.1 摩擦力波形測定結果の説明	105
4.4.2 分離型浮動ライナの測定結果の妥当性検討	107
4.4.3 スカート部とリング部のフリクシオン割合	109
4.5 スカート部フリクシオン計算精度の検討	112
4.5.1 計算結果の代表例	112
4.5.2 計算結果と実験結果の比較	116
(a) 摩擦力波形の比較	116
(b) 摩擦平均有効圧(FMEP)の比較	119
4.6 スカート部フリクシオン低減の検討	120
4.6.1 フリクシオン要因解析	120
4.6.2 スカート部諸寸法とフリクシオンの関係	123
4.7 ピストン系全体のフリクシオン実験結果と計算結果	125
4.7.1 ピストンリングの計算精度	125
(a) リング計算結果の代表例	125
(b) 計算結果と実験結果の比較による計算精度の確認(リング張力の影響)	127
4.7.2 ピストン系フリクシオンの計算結果と実験結果の比較	127
4.7.3 モード走行燃費の推定	135
4.8 4章のまとめ	136
第5章 油膜可視化による潤滑特性とフリクシオンの解析	137
5.1 本章の概要	138
5.2 油膜可視化予備試験	138
5.2.1 蛍光剤とフィルターの選定試験	138
5.2.2 ライナ温度測定	141
5.3 スカート部潤滑特性とフリクシオンの関係	143



5.3.1	スカート部油膜可視化例	143
5.3.2	スカート部の潤滑状態(油膜生成)とフリクシヨンの関係	144
5.4	スカート部の油膜生成に影響をおよぼす要因	146
5.4.1	バレル寸法 $Bd$ の影響(ピストンB1とB2の比較)	146
5.4.2	スカート下端形状の影響(ピストン仕様 C1 と D1 の比較)	149
5.4.3	スカート上端プロファイル寸法 $Tp$ の影響(ピストン仕様 A1 と A2 の比較)	151
5.4.4	オイル戻り穴の影響(ピストン仕様 A2 と D1 の比較)	153
5.4.5	リング張力の影響(ピストン仕様 C1 と C2 の比較)	153
5.5	5章のまとめ	155
第6章 結論		156
6.1	ピストン系のフリクシヨン	157
6.2	潤滑特性とフリクシヨン	159
6.3	今後の課題	160
6.3.1	浮動ライナ法によるフリクシヨン測定	160
6.3.2	スカートフリクシヨンの計算	160
6.3.3	油膜の可視化	161
参考文献		162
謝辞		167
付録		
A.1	Patir らの修正係数に関する諸数値	168
A.2	供試ピストンのプロファイル図面	169
A.3	供試ピストンの図面	174

# 第 1 章

## 序論

## 1.1 ピストン系フリクション低減の背景と重要性

地球温暖化防止や石油資源の節約などのため，各分野での省エネルギーの活動は近年特に活発になっている．地球温暖化防止では温室効果ガスであるCO<sub>2</sub>の削減が必要であり，わが国の各分野のCO<sub>2</sub>排出割合を見ると図 1-1<sup>(1)</sup>に示すようになっている．運輸部門は22%であり，そのうち自家用乗用車の割合は半分弱(図 1-2<sup>(2)</sup>)を占めている．

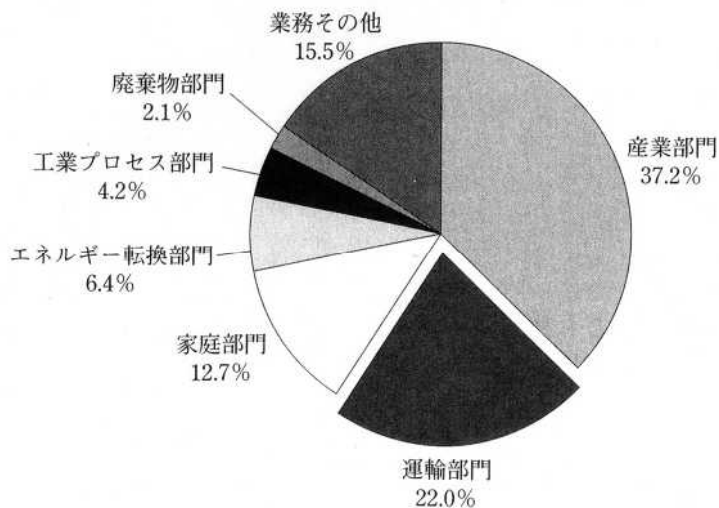


図 1-1 日本における部門別CO<sub>2</sub>排出割合<sup>(1)</sup>(2001年)

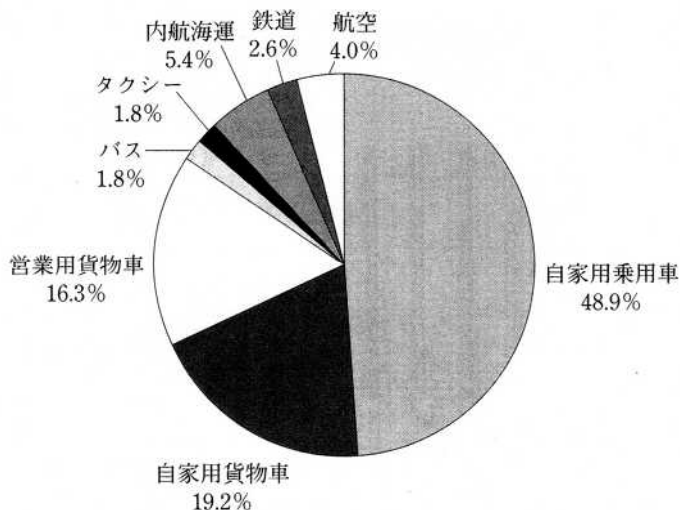


図 1-2 輸送手段別のCO<sub>2</sub>排出割合<sup>(2)</sup>(2001年)

有限と考えられている石油資源は新しい油田の発見や採掘技術の進歩があるとしてもいずれ石油生産量は減少してくると予想される．今後の石油生産量の予測を図 1-3<sup>(2)</sup>に示す．図に示すように生産量のピークは2010年頃でそれ以降は減少すると予想されている．このような状況の中で自動車では燃費改善が一層必要となっており，エンジン側の燃費対応としてフリクション低減，燃焼改善，小型かつ軽量化に関する多くの研究が継続して行われている．

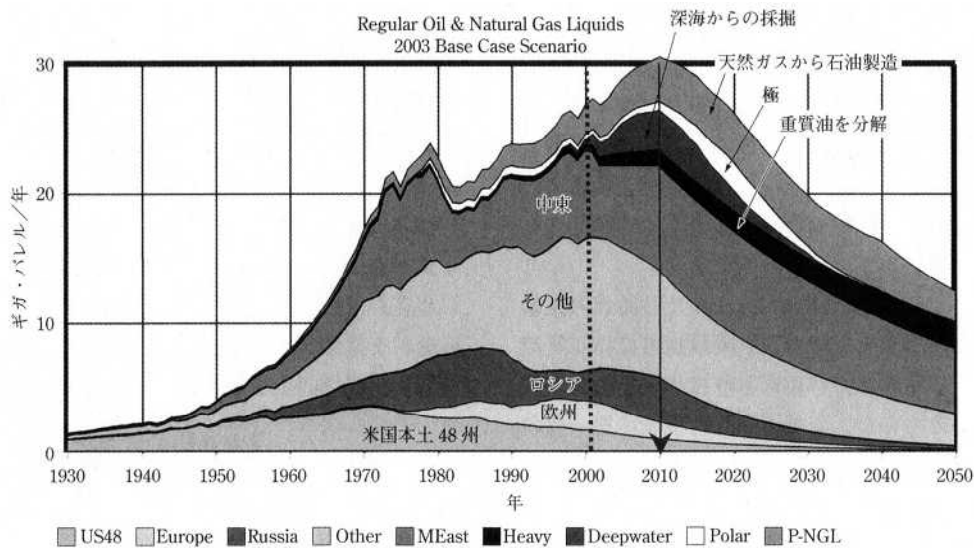


図 1-3 石油生産量の予測<sup>(2)</sup>

エンジンフリクションに関し 10 モード走行時においてエンジンの摩擦による消費馬力を嶋<sup>(3)</sup>が調べた結果を図 1-4 に示す．10 モード走行時の全消費馬力を図示馬力で求め、その内エンジンによる摩擦損失は 41%と大きいことを報告している．このエンジンの摩擦損失の中で各摺動部のフリクションによる損失割合を調べるために、星<sup>(4)</sup>らはエンジンを駆動しその時の消費馬力を求めるいわゆるモータリング・部品撤去法による試験を実施した．その結果を図 1-5 に示す．ピストン系フリクションの割合が ~ の間で 35~38%と最も大きい事が分る．また長尾<sup>(5)</sup>らも同様の試験法でピストン系フリクションは 35%程と報告している．このようなモータリングによる試験法ではピストンスカート部やリング部に作用する荷重や温度が発火運転時とは大きく異なるため、正確なピストン系フリクション割合を示すとは言いがたい面もあるが、ピストン系フリクションの低減が重要であることを示している．

本章ではピストン系のフリクションに関する過去の研究を紹介し、本研究の目的・方針について述べる．

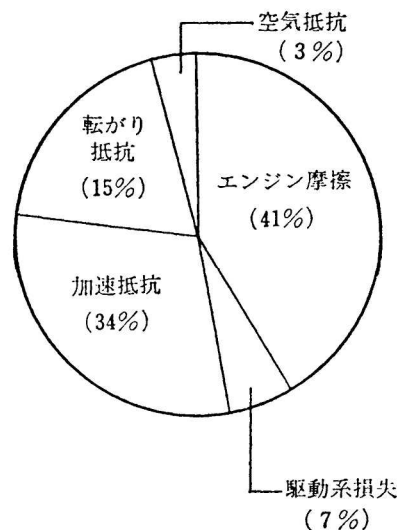


図 1-4 10 モード走行時の消費馬力内訳<sup>(3)</sup>

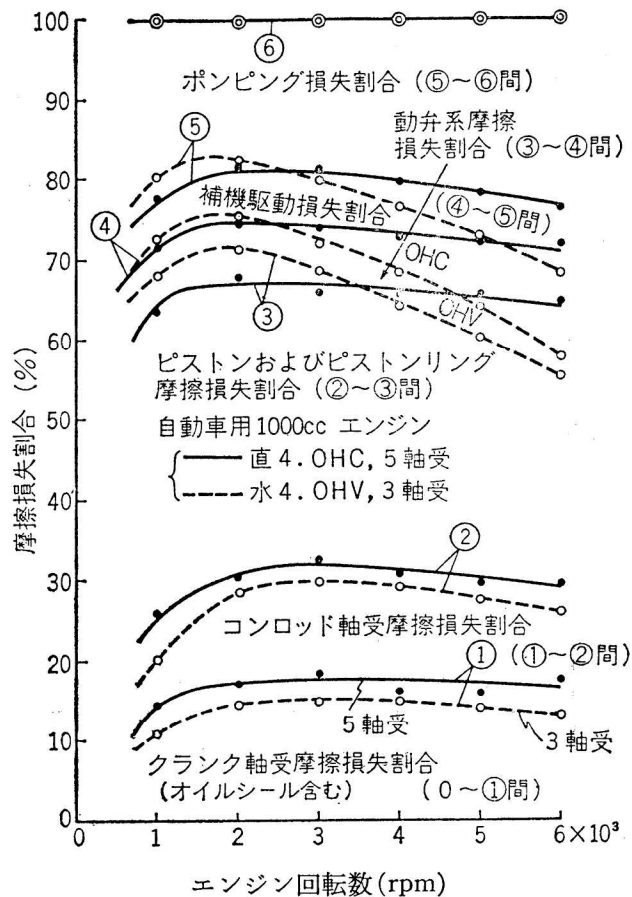


図 1-5 エンジン各部の摩擦損失割合<sup>(4)</sup>

## 1.2 ピストン系フリクシオンの概要と問題点

自動車用エンジンのピストン系はトライボロジーの観点から見ると幅広いあるいは厳しい条件下で作動している。即ち、ピストンやピストンリングの温度が高い、すべり速度はゼロから大きな値まで変化する、作用する圧力も高く変動も大きい、などである。このような状態のためフリクシオンの検討には流体潤滑から境界潤滑状態まで考慮する必要があり、さらに油膜厚さが薄い場合には摺動面の粗さは無視できない。ここで図 1-6(a)に流体潤滑、境界潤滑の概念図を示す。流体潤滑は油膜厚さが厚くフリクシオンはオイルの粘性と剪断から発生する。境界潤滑とは油膜が非常に薄くなった場合に、摺動面同士の固体接触の発生や、あるいは摺動面間がオイルの分子層レベルまで近づいている状態を言う。図 1-6(a)の右図に示したようにオイル分子は金属面に化学的に結合し整列して 10 分子程度の層をなしていると言われている。このオイル分子の層を境界層と呼び、この特殊な層による潤滑を境界潤滑と呼んでいる。このような場合のフリクシオンを理論的に求めることは一般的には困難である。

ここでピストン系のフリクシオンを見てみると、図 1-6(b)に示すようにピストンリングとシリンダライナ間の摺動、スカーとライナ間の摺動によって生じる。ピストンリング - ライナ間、スカー部 - ライナ間には油膜が存在し、油膜の剪断による流体潤滑

滑摩擦力や、油膜が薄い場合にはリングやスカートとライナとの間では、いわゆる境界潤滑摩擦力が発生する。ピストンは往復運動すると共にスカート部の変形やライナとの間のクリアランスのため横方向(図では左右方向)にも動いており、さらにピストンピンを中心にした回転運動(ピストンの首振り)もある。このような複雑なピストンの運動や潤滑状態があるため、特にスカート部のフリクションを計算で求めるにはピストンの動き、動きに伴う荷重の変動、燃焼圧(筒内圧)の影響、スカートやライナの表面粗さ、スカート部の弾性変形、油膜の存在範囲、境界潤滑時の摩擦力などを考慮して解かなければならない。

一方、実験によりリング-ライナ間、スカート部-ライナ間に発生する摩擦力を測定するためには燃焼圧による荷重やスラスト力が作用している中でその 1/10~1/100 程度の摩擦力だけを取り出し、精度良く測定するのは測定装置にかなりの工夫が必要となる。

以上のようにピストン系摩擦力を計算で求めるにも実験で求めるにもそれぞれ問題があるのが実情である。

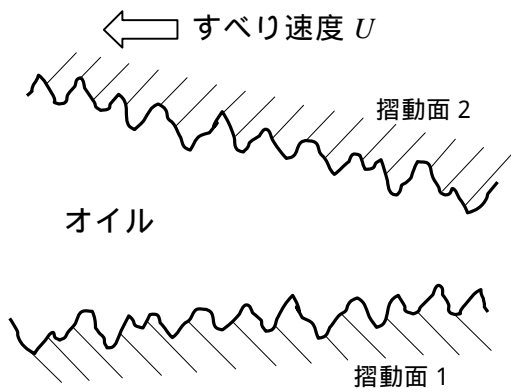
その他、以下に示す用語が一般的に使われているので、ここで簡単に説明する。膨張行程において図 1-6(b)に示したようにコンロッドが傾くことによりシリンダを推す分力(スラスト力)が発生する。力が作用するシリンダの方向を「スラスト側」、反対方向は「反スラスト側」と呼ばれている。また  $=0$  度の時のピストン位置を「上死点」、 $=180$  度の時は「下死点」と呼ぶ。なお、図 1-6(b)に示したようにスカート部はたる型形状に加工されており、ピストンリングはリング自身の張力により常にライナと接触する方向の力が作用している。

次節以降ではピストン系摩擦力に関する研究の現状を概観する。

### 1.3 ピストン系フリクション測定の従来研究

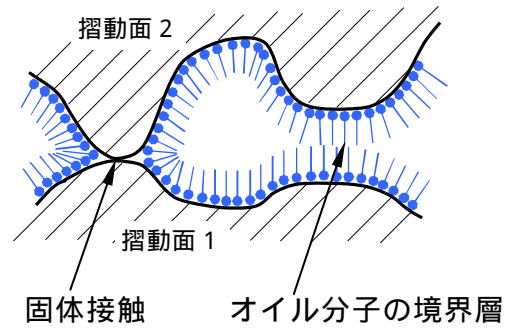
前述のようにエンジンの発火運転時にピストン系フリクションだけを測定するのは技術的に困難であったため、モータリング法が一般的であった。古浜ら<sup>(6)</sup>は 1979 年に発火運転時のピストン系のフリクションを測定するため開発した方法を浮動ライナ法と呼び、ディーゼルエンジンにおけるピストン系フリクションの測定結果を発表した。この装置を図 1-7 に示す。この装置はライナの支持方法を工夫し(図 1-7(a)中の、)摺動方向のみの摩擦力をのピエゾピックアップで測定している。また図 1-7(b)は燃焼圧シール部分の拡大図で、この構造により燃焼圧のシールと燃焼圧によりライナへ作用する荷重を打ち消している。古浜らはこの研究の中でスカート部とリング部のフリクションの分離も試みた。図 1-8 に示すような装置を用いリングのみの摩擦力を測定し、ピストン系全体の摩擦力との比較によりスカート部の摩擦力を推定した。その結果を図 1-9 に示す。図中の  $F_2$  と  $F_f(\text{no-load})$  の差がスカート部フリクションを示しているとし、膨張行程を除けばリング部のフリクションが大半でスカート部のフリクションは少ないと結論付けている。その後浮動ライナ法は改良が進み、ガソリンエンジンのピストン系フリクションについても測定例が幾つか発表<sup>(7)~(9)</sup>された。

摺動面間の油膜厚さは十分にある



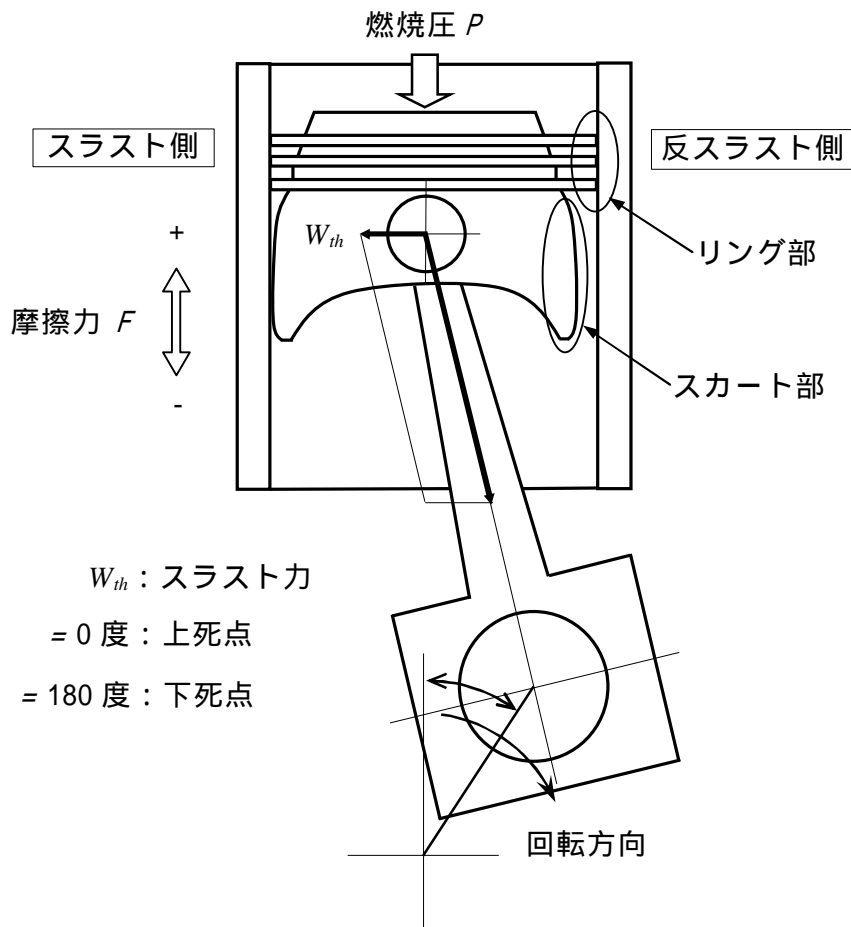
流体潤滑状態

摺動面間が接近した場合の拡大図



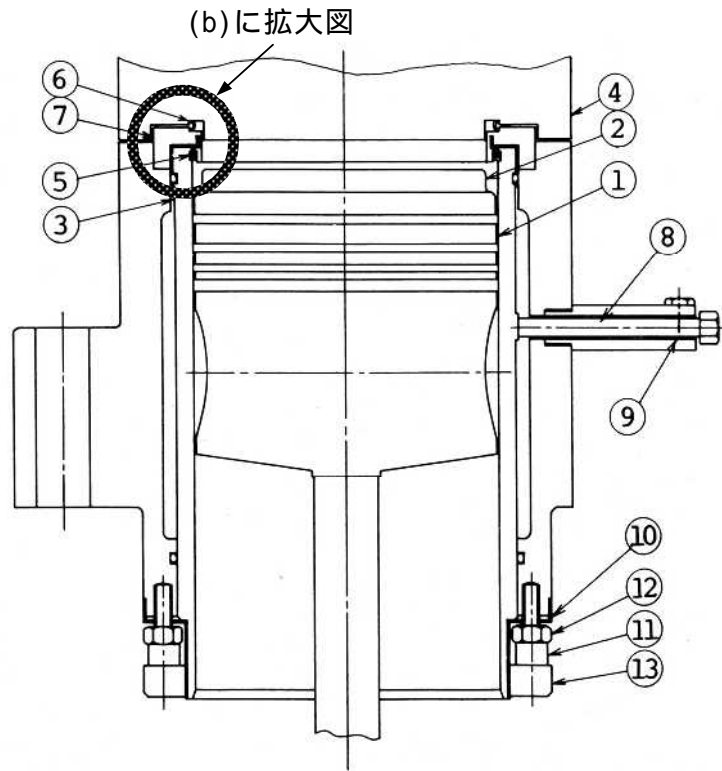
境界潤滑(混合潤滑)状態

(a) 潤滑状態の模式図



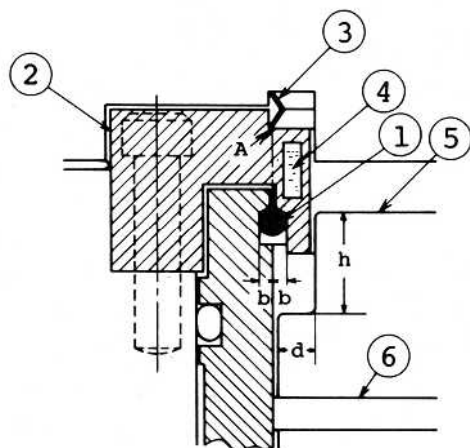
(b) ピストン系の摩擦力と作用する力

図 1-6 ピストン系フリクションの概要と用語



- |                      |                            |                   |
|----------------------|----------------------------|-------------------|
| 1. Piston            | 6. Seal ring               | 11. Piezo pickup  |
| 2. Relieved top land | 7. O-ring holder           | 12. Clamping bolt |
| 3. Cylinder liner    | 8. Lateral stopper (bar)   | 13. Clamp screw   |
| 4. Cylinder head     | 9. Elastomer               |                   |
| 5. Gas seal O-ring   | 10. Lateral stopper (ring) |                   |

(a) 浮動ライナエンジン構造

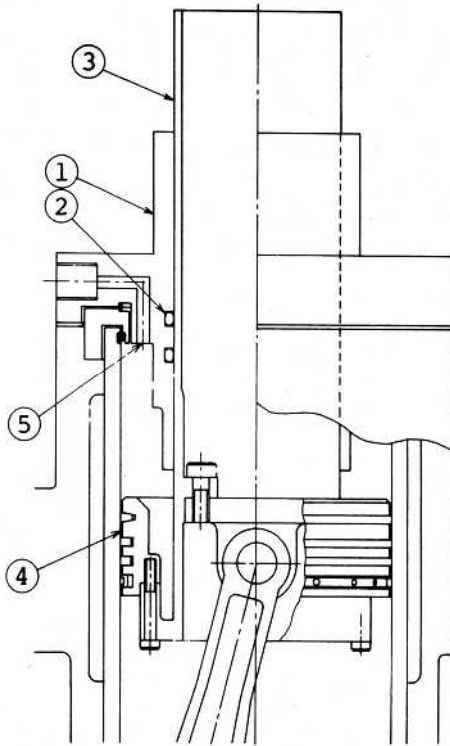


- |                    |
|--------------------|
| 1. Gas seal O-ring |
| 2. O-ring holder   |
| 3. Seal ring       |
| 4. Water jacket    |
| 5. Piston          |
| 6. Top ring        |

(b) 燃焼圧の影響を打ち消すための構造  
(燃焼圧のシール部拡大図, (a) 印部)

図 1-7 浮動ライナ法による摩擦力測定装置<sup>(6)</sup>





1. Piston guide
2. Oil control O-ring
3. Reciprocating cylinder with piston
4. Piston (ring belt only)
5. Pressure relief port

図 1-8 リング部のみの測定装置<sup>(6)</sup>

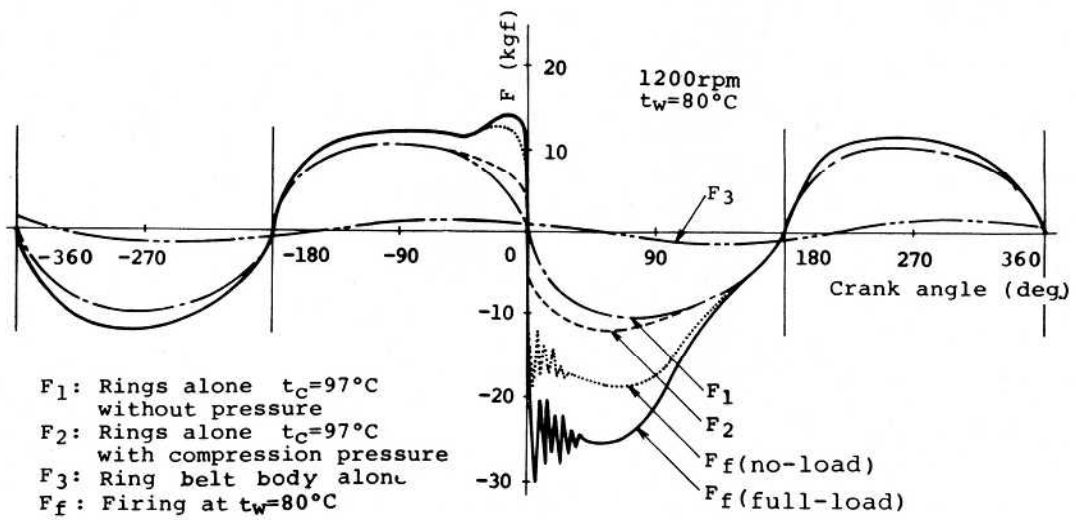


図 1-9 摩擦力測定結果<sup>(6)</sup>

伊藤ら<sup>(10)</sup>はガソリンエンジンにおいて古浜らとは異なりライナを剛に支持する方法を採用し、これを三分力法と名付けた。ライナを剛に支持したため4000 rpmまでの測定が可能であると報告している。装置の概要を図1-10(a)に、摩擦力波形の測定結果の例を(b)へ示す。

しかしこれらはいずれもスカートとリングの摩擦力の合計を測定する方法かリング部のみの測定法であり、スカート部単独の摩擦力を求めるものではなかった。

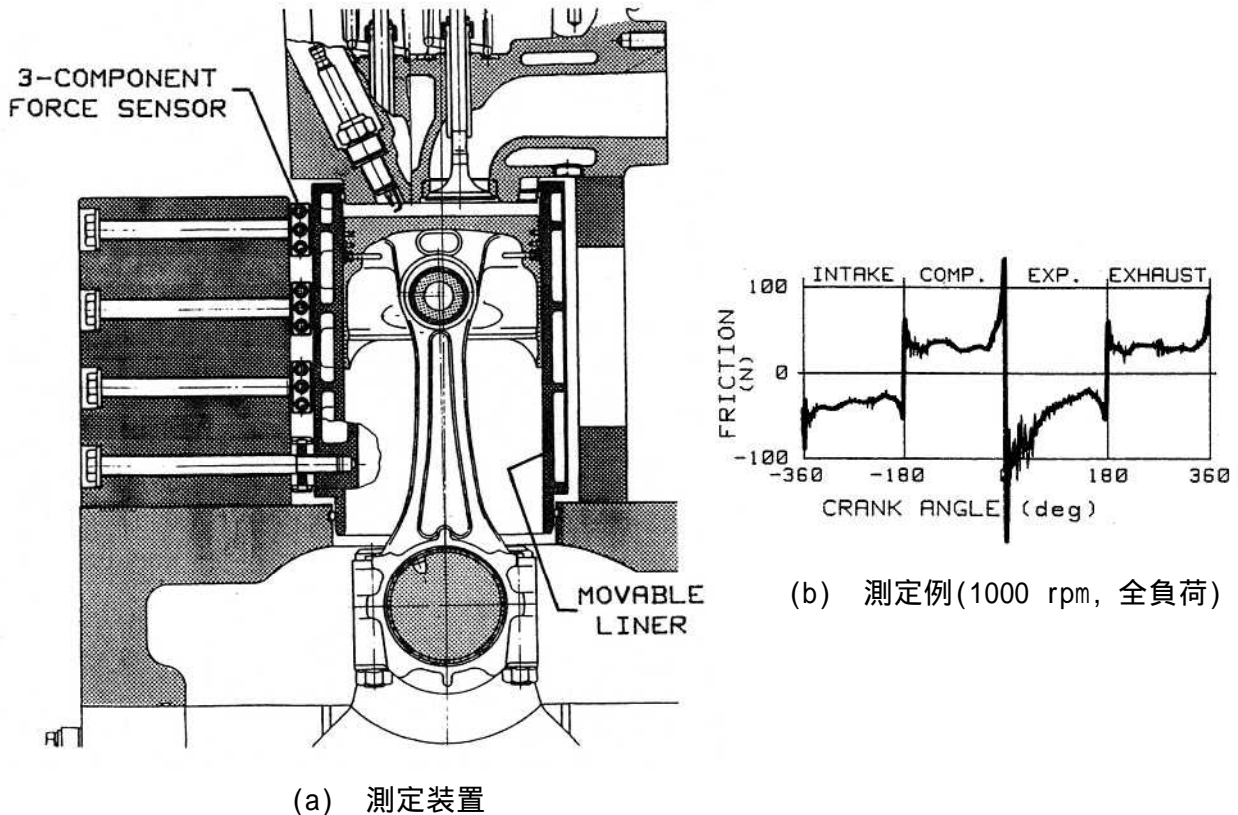


図 1-10 三分力法による摩擦力測定<sup>(10)</sup>

この様な中でガソリンエンジンにおいてはスカートとリングの摩擦力を分けて捉えようとする試みがなされている。例えば図 1-11 に示すように長尾ら<sup>(5)</sup>はピストンリングの張力を変化させ、張力ゼロの点を外挿により求め、その点をスカート部のフリクションと推定した。同様に村上ら<sup>(11)</sup>も外挿により求めた張力ゼロの点をスカート部のフリクションと推定(図 1-12)した。この方法で求められたスカート部のフリクション割合は約 40%であった。また渡辺ら<sup>(12)</sup>は単体試験機による摩擦係数測定結果と浮動ライナ法によるピストン系フリクションの測定結果とからスカート部のフリクション割合は 50%程であると推定した。

前述したように直接スカート部のフリクションを測定した例はなく、古浜らはリング部の摩擦力の方が大きくスカート部は小さいと推定し、長尾、村上、渡辺らはピストン摩擦全体の 40~50%程もあると推定した。ここで注意すべき点は古浜らはディーゼルエンジンでの試験結果であり、長尾、村上、渡辺らはガソリンエンジンの推定結果である。ガソリンエンジンでは実際どの程度スカート部のフリクションがあるかは不明であ

った．ディーゼルエンジンのピストンはガソリンエンジンと異なり，ピストン - シリンダ間のクリアランスが大きく，油膜が厚くなるためディーゼルエンジンではスカート部の摩擦力は少ないと考えられている．

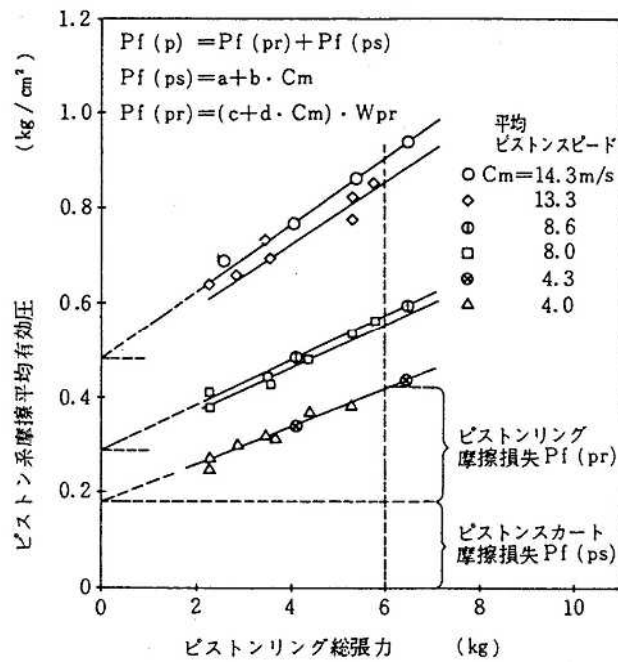


図 1-11 スカートの摩擦割合の推定<sup>(5)</sup>

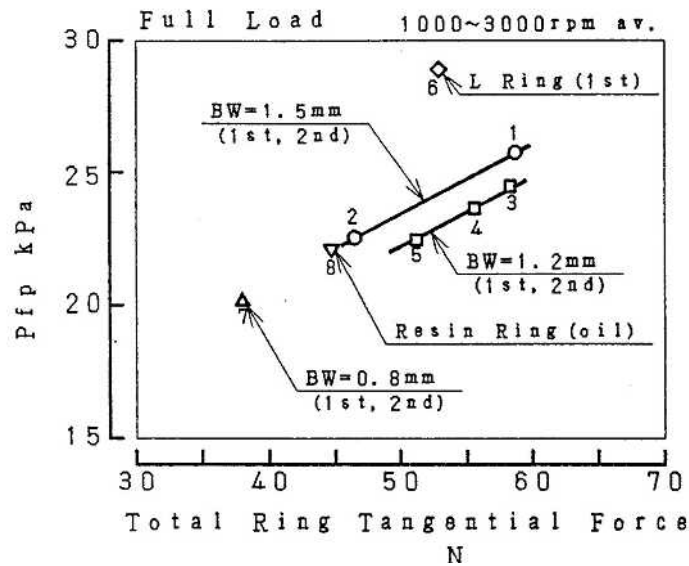


図 1-12 スカートの摩擦割合の推定<sup>(11)</sup>

#### 1.4 スカート部フリクション計算に関する従来の研究

ピストンリング部摩擦力の計算法の研究は以前より多くの研究が行われているもののスカート部についてはその例はあまり多くはない．リングの方がスカートより摩擦が大きいと見られていたためリングの低フリクション化が研究の中心になっていたのも原因

の一つと考えられる．さらにスカート特有の現象のモデル化や計算精度の確認が容易ではなかった点があると思われる．スカート摩擦力を計算する上で考慮しなければならない点は，プロフィールやスカート長さなどのスカート部の基本的な諸寸法に加えて，表面粗さ，スカート部の弾性変形，スカート部の剛性，境界潤滑時の摩擦力，ピストンの動きなどがある．これらを計算上厳密に扱うことは多くの課題があると考えられるため，スカート部を剛体の単純な形状とし，流体潤滑状態でのスカート部の摩擦力を計算した研究がある．このような研究例として Knoll ら<sup>(13)</sup>の例を図 1-13 に示す．同様の例として甲斐ら<sup>(14)</sup>，Li ら<sup>(15)</sup>の研究があるが，これらはいずれも計算精度の確認まで至っていない．

Keribar ら<sup>(16)(17)</sup>はプロフィール，スカート部の諸寸法，表面粗さ，スカート部の弾性変形，境界潤滑時の摩擦力，ピストンの動きなどを考慮できる計算ソフトを開発し，PISDYN(リカルド社)の名称で販売している．流体摩擦力の計算にはレイノルズ方程式を基礎式として使い，スカート変形計算には有限要素法を利用している．この計算モデルの概要を図 1-14 に示す．図 1-15 にはスカート部の変形計算に用いたモデルを示す．

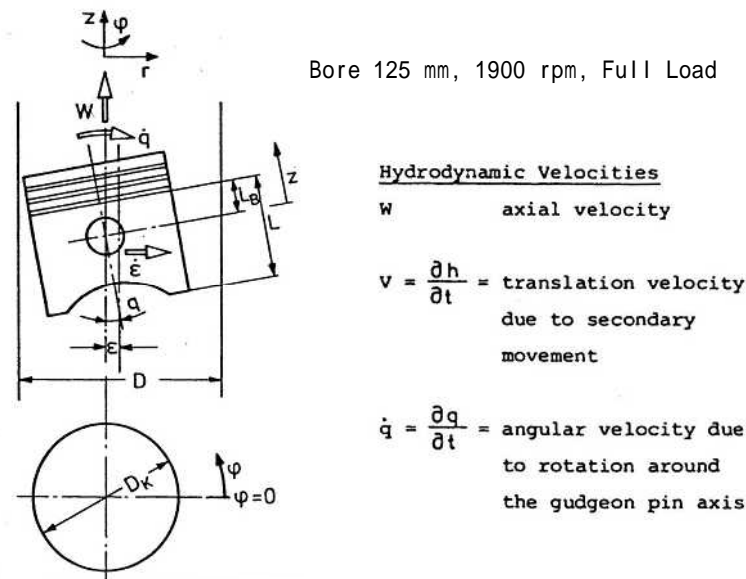


図 1-13 スカート部フリクションの計算モデル<sup>(13)</sup>

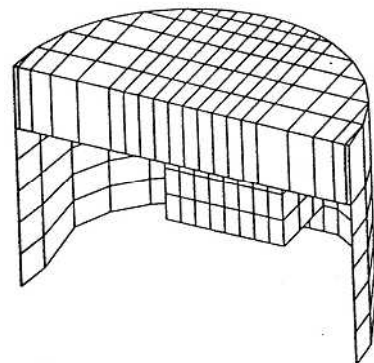
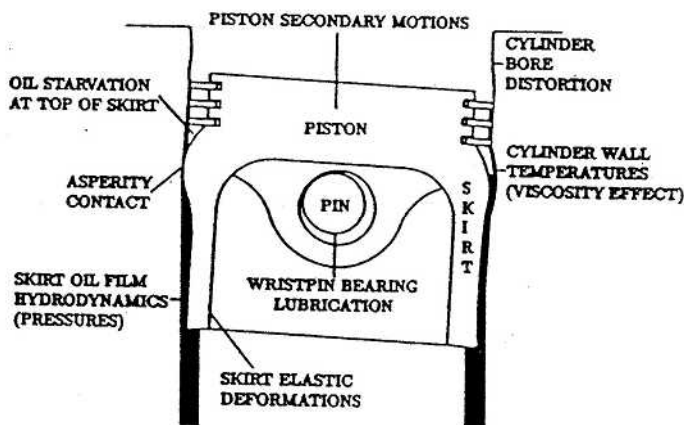
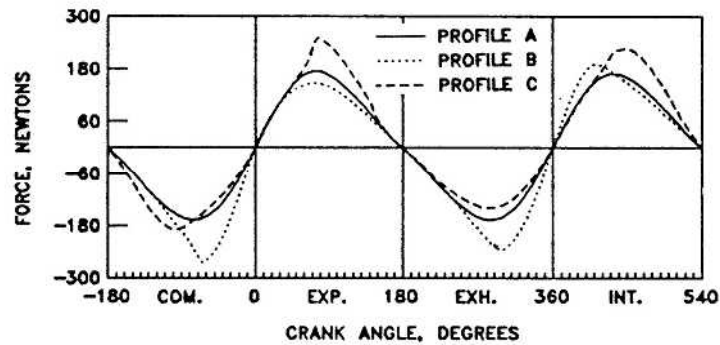


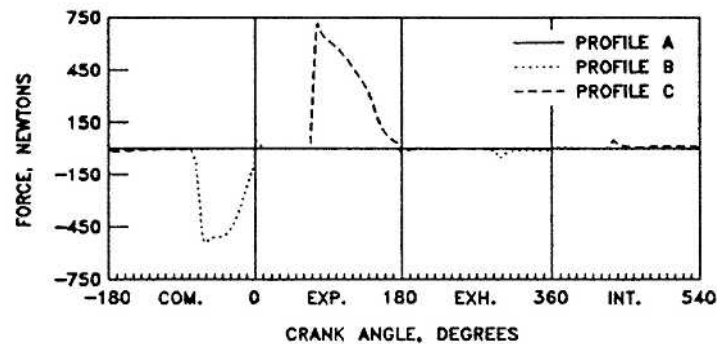
図 1-14 ピストン系フリクションの計算モデル<sup>(17)</sup>

図 1-15 スカート部変形計算モデル<sup>(17)</sup>

流体摩擦力和境界摩擦力はそれぞれに計算され、その結果の例を図 1-16 に示す。図 1-16(b)の境界摩擦力は古浜らの結果のおよそ 3 倍とかなり大きな値となっており、妥当性には疑問もある。計算精度は特に言及はなく不明であるが、設計段階における摩擦の要因の寄与度の相対比較には有効であると思われる。



(a) 流体潤滑摩擦力



(b) 境界潤滑摩擦力

図 1-16 スカート部摩擦力計算例<sup>(16)</sup>

一方 Zhu ら<sup>(18)(19)</sup>、荒井ら<sup>(20)</sup>も同様に基礎式に平均レイノルズ方程式<sup>(21)(22)</sup>を用いて、表面粗さ、スカート部の弾性変形、境界潤滑時の摩擦力などを考慮した計算法を提案している。計算モデルの概要を図 1-17 に、スカート表面の粗さのモデルは図 1-18 に示す。

スカート表面の先端が固体接触した時の摩擦力は図 1-19 により求めている。食込み量  $\delta$  は図 1-18 中の局所平均油膜厚さ  $\bar{h}$  が小さい時、 $\delta = \Omega - \bar{h}$  と単純に幾何学的に求めている。一般に乗用車用ガソリンエンジンのピストンはアルミでライナは鋳鉄を用いているが、この図が示すようにアルミが鋳鉄に食い込むモデルが妥当か疑問もある。計算結果の例は図 1-20 に示す。FC は固体接触、FH は流体潤滑により発生する摩擦力を示す。図 1-20 の摩擦力波形は、(a)ではクランク角度 540 度付近の境界摩擦力が他の上下死点と比べて大きい、また(b)では 450 度付近の摩擦力が大きすぎるなど疑問な点もあるのだが、実験データと比較するなど、計算精度の確認は厳密には行っていない。

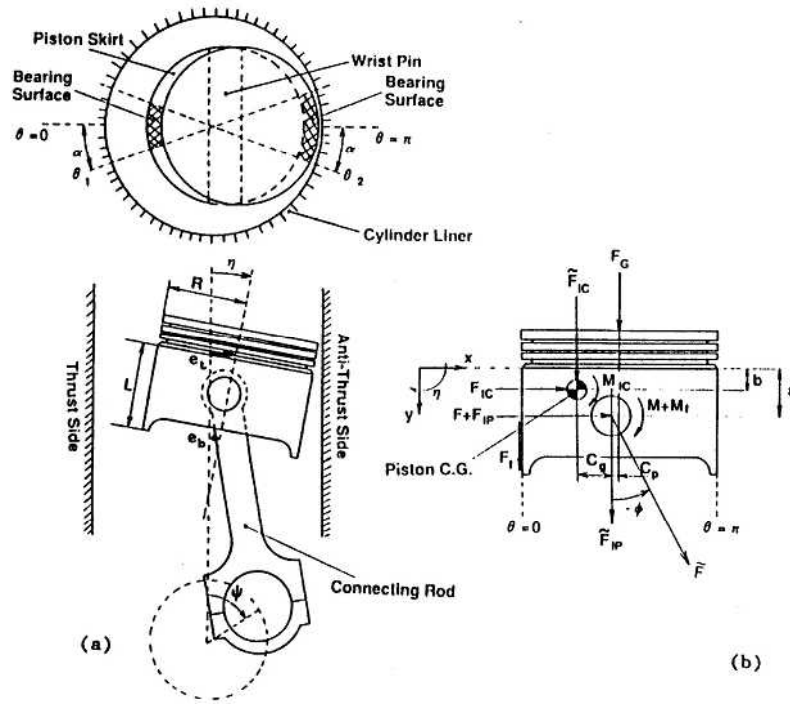


図 1-17 ピストン系フリクションの計算モデル<sup>(18)(19)</sup>

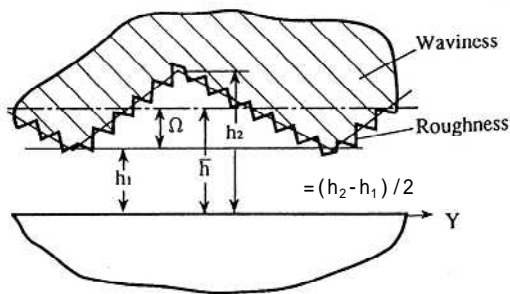


図 1-18 スカート表面粗さのモデル化

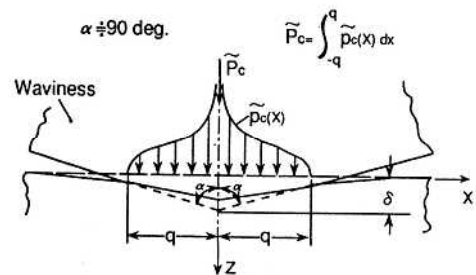
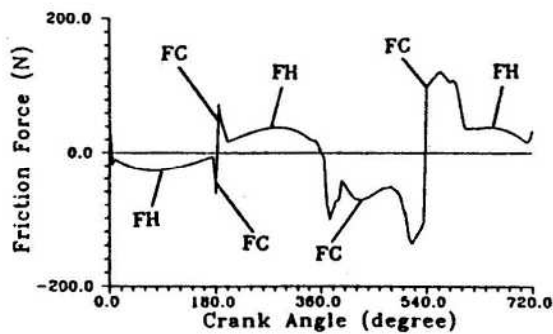
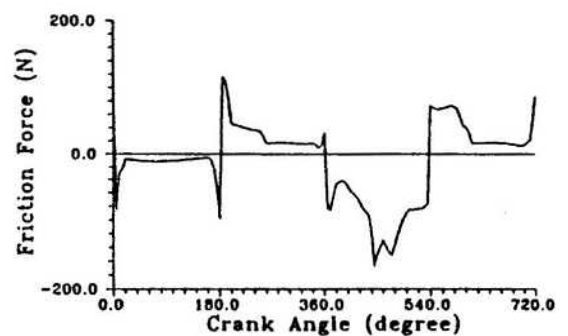


図 1-19 条痕の固体接触時の摩擦力計算

Bore 83 mm, Stroke 83.6 mm, 1000 rpm



(a) 油温 40



(b) 油温 85

図 1-20 スカート部摩擦力計算例<sup>(19)</sup>

## 1.5 リング部フリクションの従来の研究

### (a) ピストンリングのフリクション計算

ピストンリングのフリクションについては多くの研究例があるが、本論文でもリングの摩擦力計算が必要となるので最近の研究例の概略を紹介する。

ピストンリングの摩擦力計算はスカート部と異なり古くから多くの研究が行われてきた。表面粗さを考慮した計算方法が確立されてない当時に、例えば古浜<sup>(23)~(26)</sup>らはリングの摺動面形状を仮定し、表面粗さを考慮しないで計算を行っている。最近では表面粗さや境界摩擦などを考慮し、実際に近いモデルでの計算が行われており、和栗<sup>(27)~(29)</sup>ら、浜武<sup>(30)~(31)</sup>ら、Rohde<sup>(32)</sup>、Richez<sup>(33)</sup>ら、Ruddy<sup>(34)</sup>ら、三田<sup>(35)~(37)</sup>らの例がある。ここでは浜武らのモデルの例を図 1-21 に示す。図中上段のようにリングとライナの表面粗さをモデル化し、油膜終端の境界条件はレイノルズの境界条件を用いている(図の中段)。図中下段に示すリング後方に発生する筋状のオイル流れ部分についても摩擦力の計算を行っている。

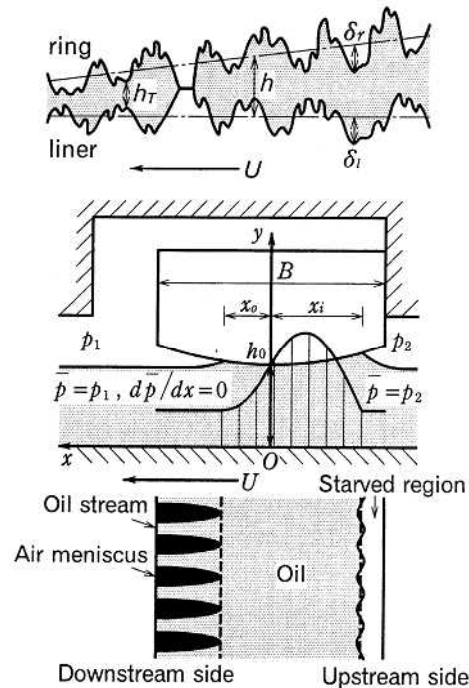
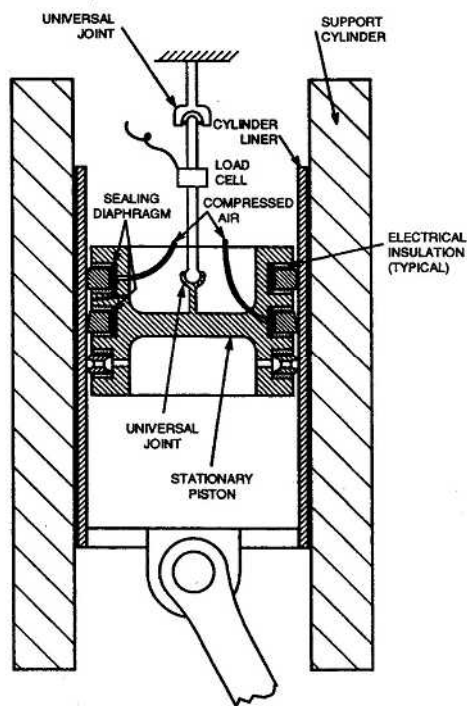


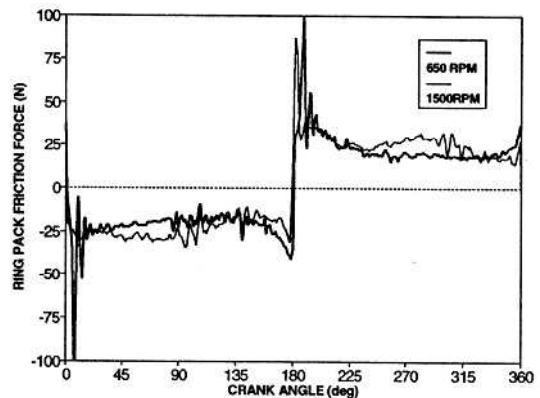
図 1-21 リング部摩擦力計算モデル例<sup>(30)~(31)</sup>

### (b) ピストンリングのフリクション測定

前述の古浜<sup>(6)</sup>ら、三田<sup>(35)~(37)</sup>ら、Sui<sup>(38)</sup>らの方法がある。ここでは図 1-22(a)に Sui らの実験装置を示す。この装置はリング部は固定しシリンダを摺動させることによりリング部のみのフリクションを測定可能にしている。(b)にはリング 3 本全体の摩擦力測定結果を示す。Sui らは論文の中で Top, 2nd, Oil 各リングごとに測定した摩擦力波形も示している。



(a) 測定装置



(b) 測定結果の例

図 1-22 ピストンリング部のフリクション測定<sup>(38)</sup>

## 1.6 ピストン系の潤滑特性とフリクションに関する従来の研究

スカート部のフリクションは油膜分布や油膜厚さなどの潤滑状態の影響を受けることが予想される。さらにスカート部に存在する油の状態はピストンスラップ音、オイル消費、耐久性などへも大きな影響をおよぼすと考えられる。例えばピストンスラップ音に関しては著者ら<sup>(39)</sup>、寺口ら<sup>(40)</sup>の報告があり、また伊東<sup>(41)</sup>らはスカート長さが油膜分布およびオイル消費に影響することを報告している。しかし一般的に乗用車用ガソリンエンジンではスカート部への油の強制給油は行っておらず、実際にどの程度の油が存在するかなどスカート部の潤滑状態は不明な点も多い。さらにスカート部からリングランド部、ピストンリング摺動面へと油が供給されていくので、元となるスカート部の潤滑状態の把握は重要である。

このようにスカート部の潤滑状態を把握し、スカート部へ必要十分な油膜を生成することは重要な課題であるため、油膜の可視化や油膜形成の観察に関する研究が以前より行われてきた。例えば、古くは高尾ら<sup>(42)(43)</sup>がオイル消費メカニズムの解析のためリング部を流れるオイルの観察を行った。図 1-23 は高尾らがディーゼルエンジンと着色オイルを用いてモータリング条件で行ったピストンの油膜の観察例である。鈴木ら<sup>(44)(45)</sup>も同様に着色したオイルと往復動圧縮機を用いてスカート部の油膜を観察し、ピストンスラップやオイル上がりに対する影響を考察している。



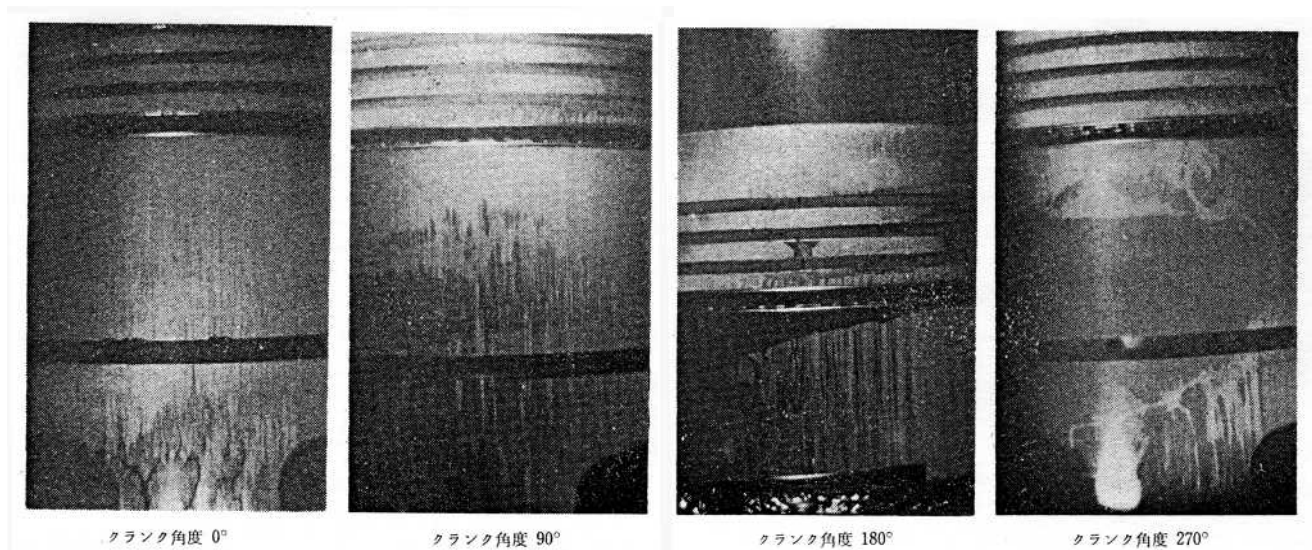


図 1-23 オイルの着色によるピストンの油膜可視化結果<sup>(42)</sup>

ガソリンエンジンでは稲垣ら<sup>(46)</sup>が誘起蛍光法により油膜の可視化および解析システムの開発を行い、村上ら<sup>(47)</sup>がモータリングにおいて、ピストンピンオフセットがスカート部油膜とフリクションに与える影響について研究を行っている。可視化の実験装置を図 1-24 に、可視化結果を図 1-25 へ示す。さらに稲垣ら<sup>(46)</sup>はライナの一部分を切り抜きサファイアの窓を設け(図 1-26, 1-27)ファイアリング時のリング合口部やリングランド間のオイル流れの観察も行っている。

その他、エンジンの実働時における油膜観察ではピストンリングおよびランド部に関していくつかの研究例<sup>(48) - (51)</sup>が見られる。しかしながら、スカート部に関しては、スカートプロファイルと油膜厚さ・フリクションの関係についての研究例<sup>(52)</sup>は見られるものの、特にファイアリング時においてスカート部の主要寸法と油膜生成との関係や油膜生成とフリクションの関係について注目した研究例は少なく不明な点が多い。これらの解析にはスカート全体の油膜の観察が必要である。

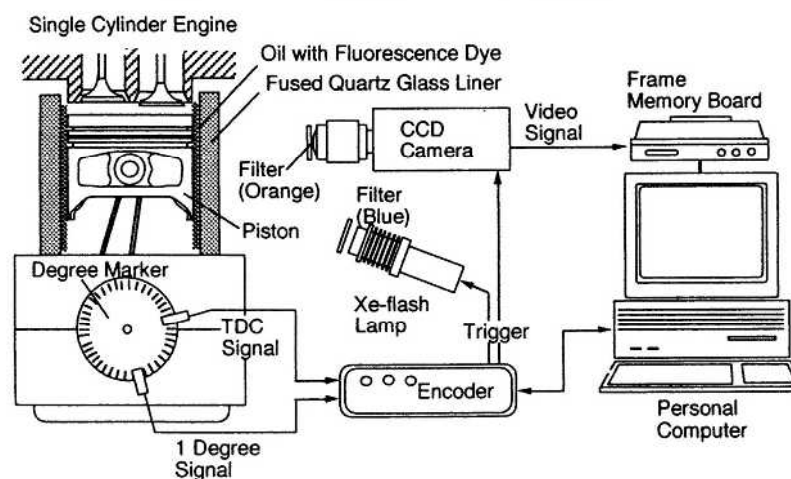


図 1-24 誘起蛍光法によるピストンの油膜可視化装置<sup>(46)</sup>

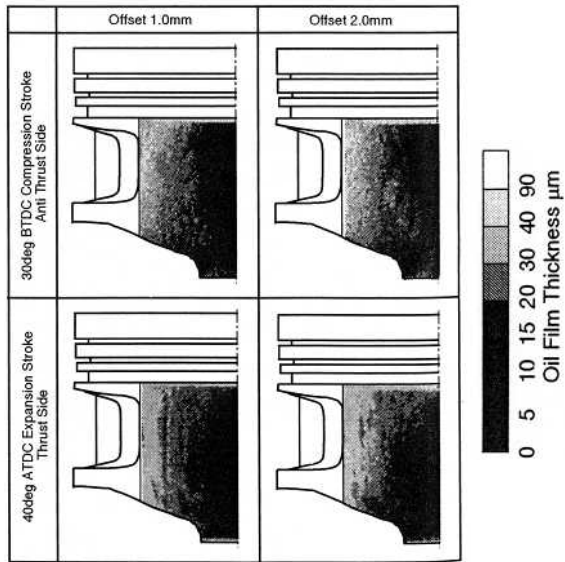


図 1-25 ピストンの油膜可視化結果<sup>(47)</sup>

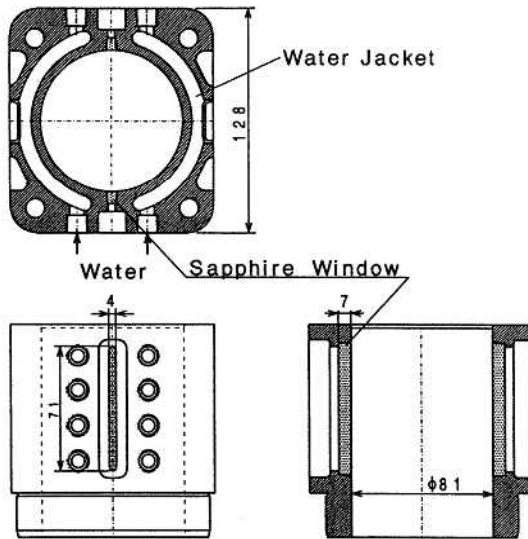


図 1-26 窓方式による油膜可視化実験装置<sup>(46)</sup>

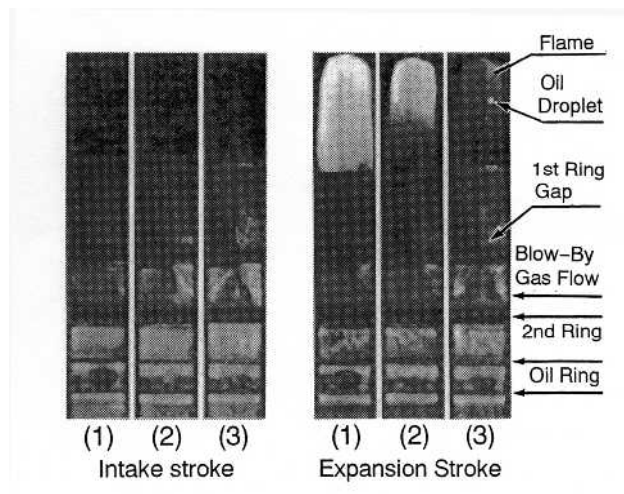


図 1-27 窓方式によるリング部の油膜可視化結果<sup>(46)</sup>  
(ファイアリング, 1600 rpm)

## 1.7 本研究の目的と方針

### 1.7.1 従来のフリクション研究のまとめ

実働時のピストン系フリクションの測定法には浮動ライナ法あるいは3分力法がある。ガソリンエンジンのスカート部のフリクションの実測値はなく推定値のみである。推定によると、スカート部のフリクション割合はピストン系全体の40~50%と大きい。スカート部フリクションの計算法は種々提案されているが、測定値がないため計算精度の確認は不十分である。

### 1.7.2 従来の油膜可視化(潤滑特性)研究のまとめ

油膜の可視化は古くはオイルの着色法、最近では誘起蛍光法を利用した研究例が多い。ピストンリング部およびランド部についてはファイアリングでの条件も含めていくつかの研究例が見られるが、窓方式のため観察範囲は狭い。

ファイアリング時におけるスカート部油膜観察の例は少ない。スカート部潤滑状態とフリクションの関係については十分解析されておらず不明な点が多い。

### 1.7.3 目的

ガソリンエンジンではスカート部のフリクション割合が前述のように4~5割ほどであると推定されている。一方、ピストンリングの低フリクション化は進んでおり、相対的にスカート部のフリクション割合が増える傾向にある。このような状況にもかかわらず、スカート部のフリクションの実測例はなく、さらにスカートフリクションの計算法も確立されているとは言い難い。さらに油膜可視化などによる潤滑状態の解明が不十分なためスカート部の低フリクション化を進める上で障害となっている。

そのために本研究の目的を

スカート部フリクションの測定法と計算法を確立しスカート仕様とフリクションの関係を明確にする。

スカート部の潤滑特性(油膜分布、油膜厚さ)を明確にし、潤滑特性とフリクションの関係を明確にする。さらに潤滑特性に影響をおよぼす要因について解析する。

ピストン系全体のフリクションの計算予測を可能とするため、ピストンリングフリクションの計算法を構築する。さらにピストン系全体のフリクションを測定し、フリクションの計算と合わせて潤滑状態の解析を行う。

スカート仕様の面と潤滑特性の面からスカート部低フリクション化のための具体策の検討を行い、走行燃費の改善に寄与する。

### 1.7.4 研究方針

以上の研究のためには、スカート部のみのフリクション測定を精度良く行う必要があり、スカート部とリング部を分離した構造の浮動ライナエンジンを新たに検討、試作する。さらにスカート部フリクションの計算法の確立も必要となる。したがって本研究

ではスカート部の主要諸元であるプロファイルやスカート長さなどの諸寸法に加えて、表面粗さ、スカート部剛性、境界潤滑時の摩擦力などが考慮できる計算モデルを構築する。

スカート部の潤滑特性を把握のため油膜の可視化を行う。スカート全体、リング部の全体の潤滑状態を観察できるよう、また重要な運転条件であるファイアリングでの運転も可能なようにシリンダライナをサファイアとした可視化エンジンを開発する。

さらにピストン系全体のフリクシオンの計算予測のために、ピストンリングとライナの表面粗さなどが考慮できる従来のピストンリング計算法に筒内圧を考慮できるよう改良を加え、リングのフリクシオン計算法としての確立を図る。

次章以降では具体的の方針、実施事項、結果などを記述する。

## 1.8. 本論文の構成

本論文は以下の内容で構成されている。

第2章「フリクシオンの測定方法と油膜の可視化方法」では本研究で用いた2台のフリクシオン測定用浮動ライナエンジンの仕様と特徴、試験に供試したピストンとリングの仕様について述べてある。1台はピストン系全体のフリクシオン測定用で、もう1台はスカート部とリング部をそれぞれのフリクシオンを測定する分離型浮動ライナエンジンである。さらに油膜可視化のためのサファイアライナエンジンの仕様と特徴、供試したピストンとリングの仕様について説明し、使用した実験装置および実験方法と試験条件について述べてある。

第3章「フリクシオンの計算法」ではスカート部フリクシオンへの影響が大きい要因(スカート剛性、スカート表面粗さ、諸寸法)を考慮できるモデルを検討し、基礎式の構築と数値計算法について述べてある。同様にピストンリングについてもフリクシオンの計算法の説明、数値計算法について述べてある。

第4章「ピストン系のフリクシオン解析結果」では浮動ライナ法により得られたフリクシオン測定結果とフリクシオン計算結果についての考察と、これらの比較による計算精度の検討・確認を行っている。測定と計算の比較検討の過程でスカート部潤滑状態はフリクシオンに与える影響が大きいことを予測している。さらに計算により得られたスカート部フリクシオン低減の具体策について述べてある。

第5章「油膜可視化による潤滑特性とフリクシオンの解析」ではスカート部の油膜可視化結果から得られる油膜厚さや油膜分布などの潤滑特性とフリクシオンの関係について調べ、潤滑状態はフリクシオンに与える影響が大きいことを示している。さらにスカート仕様が潤滑状態におよぼす影響を明らかにしている。

第6章「結論」は本論文全体の結論と今後の課題である。

## 第 2 章

# フリクシヨンの測定方法と 油膜の可視化方法

## 2.1 実験方針

### 2.1.1 フリクシオン測定

ピストン系フリクシオンは1章で述べたように，エンジンの実働時における測定が困難であるために十分な測定例がないのが実情である．特にスカート部フリクシオンの実測例はない．したがって本研究では実働時のピストン系全体のフリクシオンを測定するだけでなく，スカート部とリング部のフリクシオンを各々測定可能な方法を開発する．

測定方式としては摩擦力を直接測る方式である浮動ライナ方式とする．ピストン系全体のフリクシオン測定に加えて，本研究で特に注目するスカート部のフリクシオンのみを精度良く測定可能とするため，新たにスカート部とリング部を分離した構造の浮動ライナエンジン(分離型浮動ライナと呼ぶ)を検討し試作する．またこれらの実験を通して得られる測定データは4章における計算精度の確認・向上のための検証データとしても利用する．

### 2.1.2 油膜の可視化

スカート部のフリクシオンは油膜分布など潤滑状態の影響を受けることが予想されるが，スカート部の油膜分布あるいは油膜厚さとフリクシオンの関係については研究例は少なく不明な点が多い．本研究ではスカート全体，リング部全体の潤滑状態を観察できるよう，また重要な条件であるファイアリングでの運転も可能なようにライナをサファイアとし，潤滑状態の観察を行う．

油膜の可視化は光源として紫外光に近い波長(フィルター中心波長 365 nm および 390 nm)を用いた誘起蛍光法により行う．良好な油膜画像を得るため，蛍光剤，光学フィルターなどを選定し最適化する．可視化によりスカート部主要寸法と油膜分布や油膜厚さへの影響を明確にし，スカート部潤滑状態とフリクシオンとの関係を明らかにする．

### 2.1.3 供試エンジン

本研究で用いたエンジンは富士重工業(株)製 EJ22 型エンジン(水平対向 4 気筒，排気量 2.2ℓ)をベースに新たに試作した水平対向 2 気筒の試験用エンジンであり，試験目的に応じてシリンダライナ部を簡単に変更できる構造となっている．ボア径は 92 mm と 96.9 mm の 2 系統があり，エンジンの主要諸元は表 2-1 に示す．ボア径 92 mm の分離型浮動ライナエンジンをエンジン ，ボア径 96.9 mm の浮動ライナエンジンを ，ボア径 96.9 mm の油膜可視化エンジンを とした．

表 2-1 エンジン主要諸元

型式	水平対向 2 気筒試験用ガソリンエンジン		
名称	エンジン (分離型浮動ライナ)	エンジン (浮動ライナ)	エンジン
試験目的	スカート部と リング部の フリクション測定	ピストン全体の フリクション 測定	油膜可視化
ボア×ストローク mm	92×75	96.9×75	96.9×75
シリンダライナ材	鋳鉄 (NPR 鋳鉄 B)	鋳鉄 (NPR 鋳鉄 B)	サファイア
冷却方式	水冷	水冷	無冷却
排気量 cc / 1cyl.	499	553	553
コンロッド芯間長さ mm	155	155	185
圧縮比	9.5		
バルブ駆動型式	4 サイクル, SOHC 4 バルブ		

## 2.2 ピストン系フリクション測定装置(浮動ライナ法)

### 2.2.1 浮動ライナ法の測定原理

浮動ライナ法の測定原理や実際のエンジンに適用する場合の注意点などは古浜，瀧口らの文献(6)～(8)に詳しいので，ここでは測定原理の概略を説明する．図 2-1 に示すようにピストンの往復運動によって摩擦力  $F$  が発生する．ライナは横方向の動きを防止する円板で支持すると，横方向には剛で，ピストンの摺動方向に対してはバネ系で支持されたライナが浮いたような構造となる．摩擦力測定のためピエゾロードワッシャ（摩擦力測定用センサー）を図で示したように設置すれば摩擦力の測定が可能になる．ところで燃焼圧力  $P$  がライナ端にも作用し，これは摩擦力  $F$  よりはるかに大きな力となるためこれを打ち消す構造が必要になる．図 1-7(b)に示した古浜ら<sup>(6)</sup>が用いた燃焼圧を打ち消す構造では，図 1-7(b)中の の Oリング溝の中心(b 寸法に等分)をライナ内周と一致させ，さらに のシールリングの A の位置をライナ内周と一致させれば圧力がバランスし，ライナに摺動方向の力は作用しないと考えられる．さらに燃焼圧やスラスト力が作用しているので，ライナ変形やシリンダブロックの変形の影響をロードワッシャ部が受けにくいようにしなければならない．具体的には，ライナやシリンダブロックの構造，ロードワッシャの取付位置，ライナを支持するストッパー の形状などにより最適化を図る必要がある．

本研究で採用した圧力バランスの方法，ライナ部の構造等は測定精度や加工精度の向上のため改良したが，次項の測定装置の中で説明する．なお，図 2-1 に示したように膨張行程において上死点を過ぎコンロッドが傾くことによりシリンダを押し分力(スラスト力)が発生する．力が作用するシリンダの方向がスラスト側，反対方向は反スラスト側である．

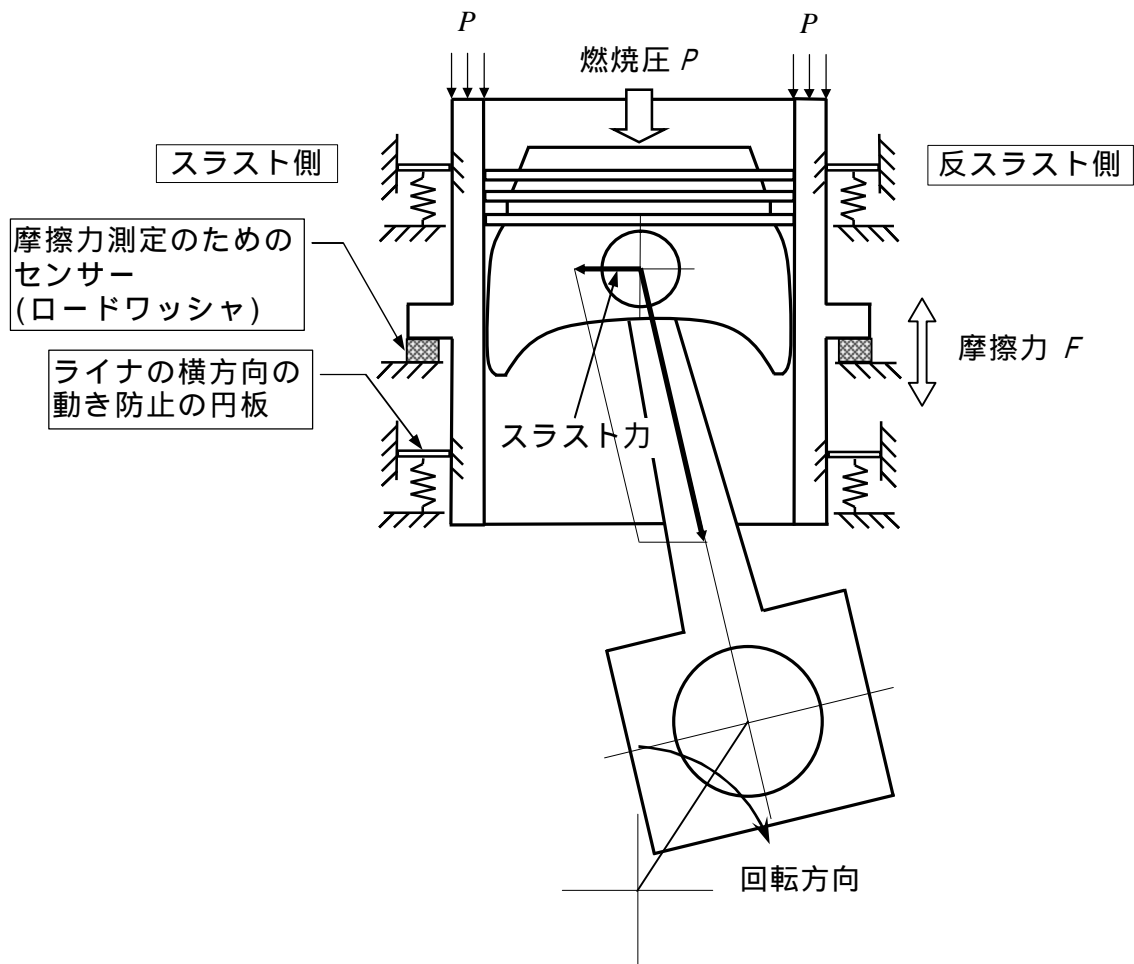


図 2-1 浮動ライナの測定原理

## 2.2.2 測定装置および仕様

### (a) 供試エンジンと測定装置の特徴

前項の測定原理ではピストン系全体の摩擦力測定方法について示した．そこでまず基本となるピストン系全体の摩擦力測定エンジンである から説明し，次に応用形である エンジン の順で説明する．

ボア 96.9 mm，ストローク 75 mm のエンジン を使用し，2 番気筒を浮動ライナに改造した．ここで気筒 No.の定義を示すと，エンジンを後方(フライホイールのある方)から見て右側の気筒は 1 番気筒，左側は 2 番気筒である．回転方向は同様にエンジンを後方から見ると左回りとなっている．摩擦力測定装置の概略図を図 2-2 に示す．図中(a)には概略構造を示し，(b)には浮動ライナ部の外観写真を示す．図 2-3 には浮動ライナ各部の構造を示し，図 2-3(a)が燃焼ガスのシール部分，(b)はライナを支持する環状薄板の形状である．



浮動ライナ法はスラスト力に比べて 1/10 ~ 1/100 と小さい摩擦力だけを精度良く取り出すためには工夫が必要となる。本実験で用いた浮動ライナエンジンの特徴と工夫した点として、

摩擦力測定精度向上のためにはロードワッシャ部(摩擦力測定部)がスラスト力やライナ変形の影響を受けないようにすることが必要である。したがって本研究では2重ライナ構造としてスラスト力やライナ変形の影響を防止した(図 2-2(a))。さらにロードワッシャの取付位置はスラスト、反スラスト方向ではなくエンジンの前後方向として、できるだけスラスト力の影響を受けないようにした。

燃焼圧バランス部に角型Oリングを用いることによりOリング溝部形状が単純化され、加工の容易化につながった(図 2-2(a), 図 2-3(a))。

- ・ライナに作用する筒内圧  $P$  の影響を打ち消すためライナ内径と角型Oリングの外径を一致させた(図 2-3(a))。

金属Oリングの使用(耐熱性向上)による測定時間の長時間化(図 2-3(a))

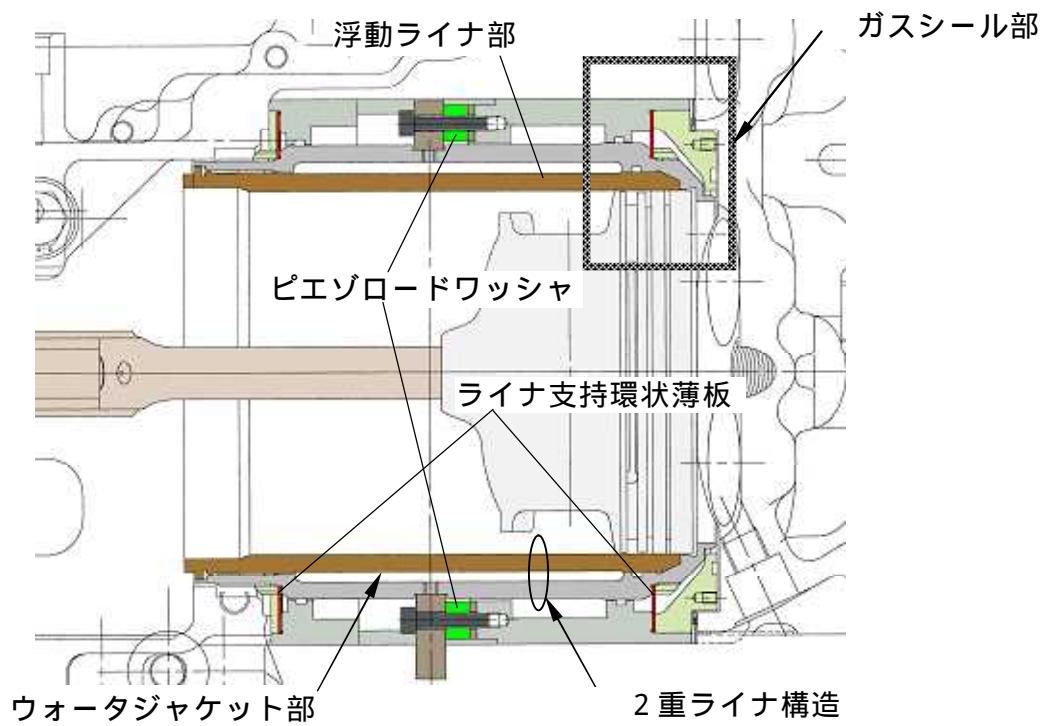
- ・金属Oリングは筒内圧によるOリングホルダー A の変形が角型Oリングから浮動ライナへと影響するのを防ぐ目的で入れてある。

ライナ支持環状薄板の形状(肉抜き)を最適化した(図 2-3(b))。

全体の構造簡略化により分解・組み立て性の向上を図った。

などである。

ライナの温度はトップリング上死点位置より 27.5 mm と 97.5 mm のスラスト側の2ヶ所を測定し、27.5 mm の位置を基準温度(表 2-5 に温度目標値)とした。

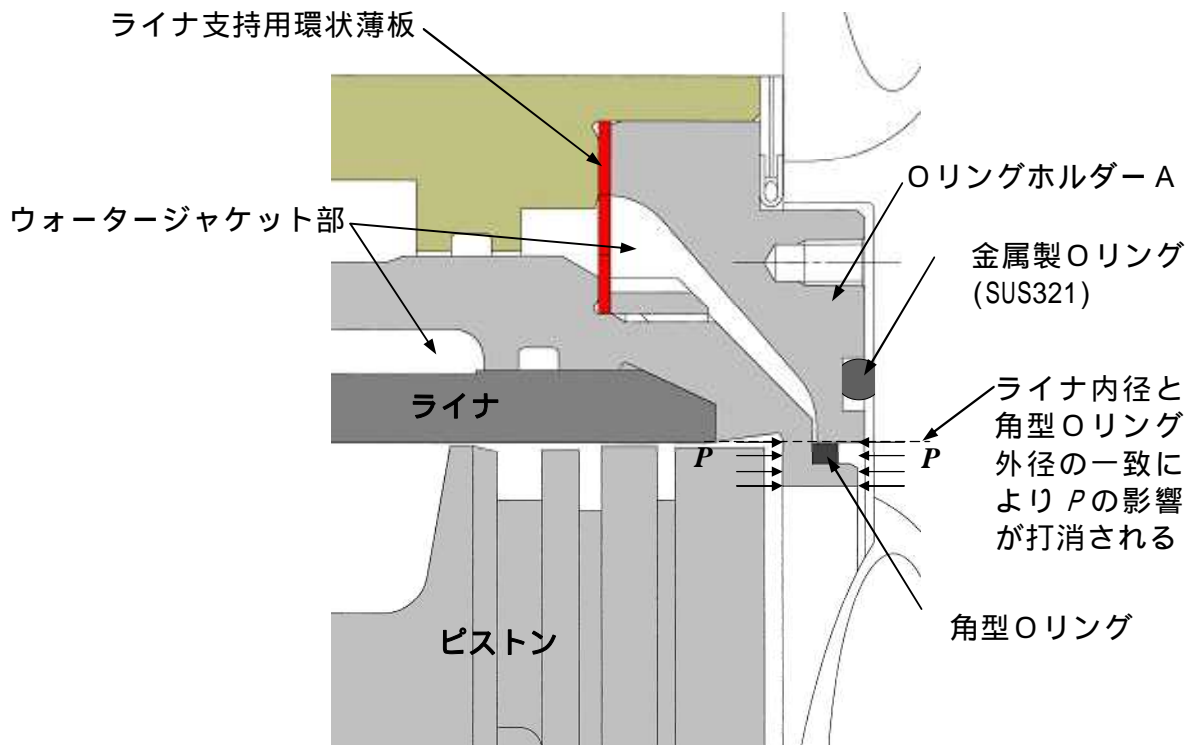


(a) 浮動ライナエンジンの構造

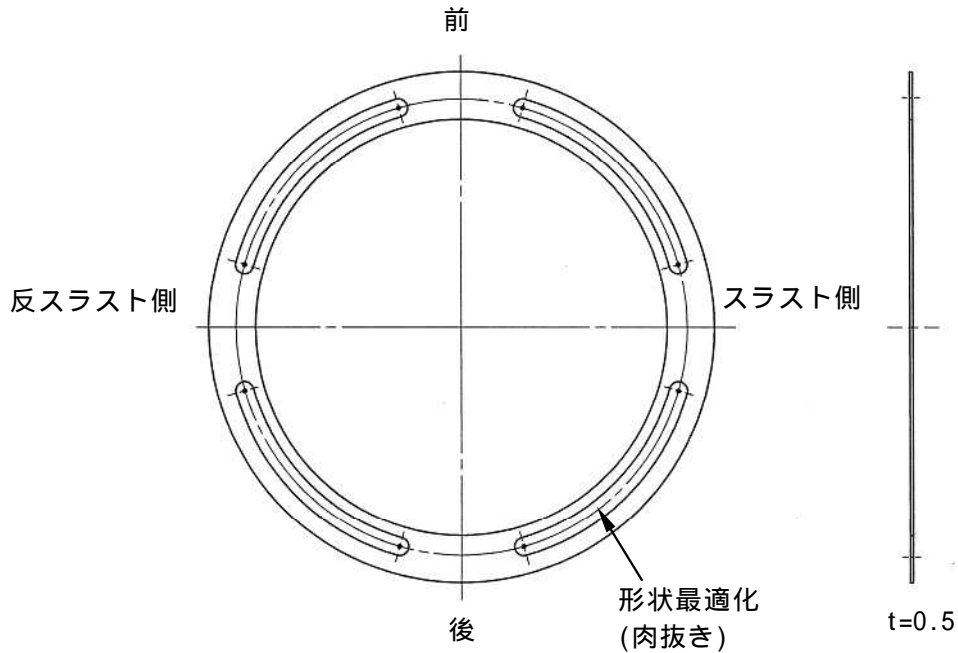


(b) 浮動ライナ部外観

図 2-2 ピストン系摩擦力測定装置



(a) ガスシール部拡大図



(b) ライナ支持環状薄板

図 2-3 浮動ライナ各部の構造

(b) ピストン，リング，ライナの仕様

供試ピストンは3種類でその外観を図 2-4 に，スカート部プロファイルなどの主な寸法を表 2-2 に示す．供試ピストンリングの仕様は表 2-3 に示す．

ピストンの組込クリアランスの目標値は  $60 \mu\text{m}$  とした．ピストンの組込クリアランスとは 20 におけるライナ内径とスカート最大寸法  $a$  との差であり，組込クリアランスの目標値については後述(2.5 節)する．図 2-4 中に示したようにスカート長さ  $L$  はオイルリング溝からスカートの端までの長さである．スカート表面には条痕加工と呼ばれる粗い加工が施されており，試験終了後のスカートの表面粗さ測定例を図 2-5(a) に示す．ピストンの材質は AC8A-T6 であり，表面処理はピストンでは標準的に用いられている錫メッキとした．なお，プロファイルの詳細寸法は付録 A.2 に，ピストン寸法を付録 A.3 へ示した．

ピストンリングはガソリンエンジンでは一般的である 3 本リング構成で合計張力は 29.0, 51.0, 72.5 N の 3 段階用意した．また試験終了後の Top, Oil リングの摺動面形状の測定例は図 2-5(b) に示す．

ライナは日本ピストンリング(株)製のライナ専用素材である NPR 鋳鉄 B を用いた．摺動面の試験終了後の表面粗さを図 2-5(c) に示す．十点平均粗さ  $R_z$  (旧規格 JIS B 0601:1994年)は  $2.8 \sim 3.4 \mu\text{m}$ ，自乗平均平方根粗さ(RMS)は  $0.33 \sim 0.42 \mu\text{m}$  であり，標準的な粗さである．

図 2-5(a)(b)(c)に示した摺動面の粗さや形状は 3 章におけるフリクション計算時の入力データとして用いる．

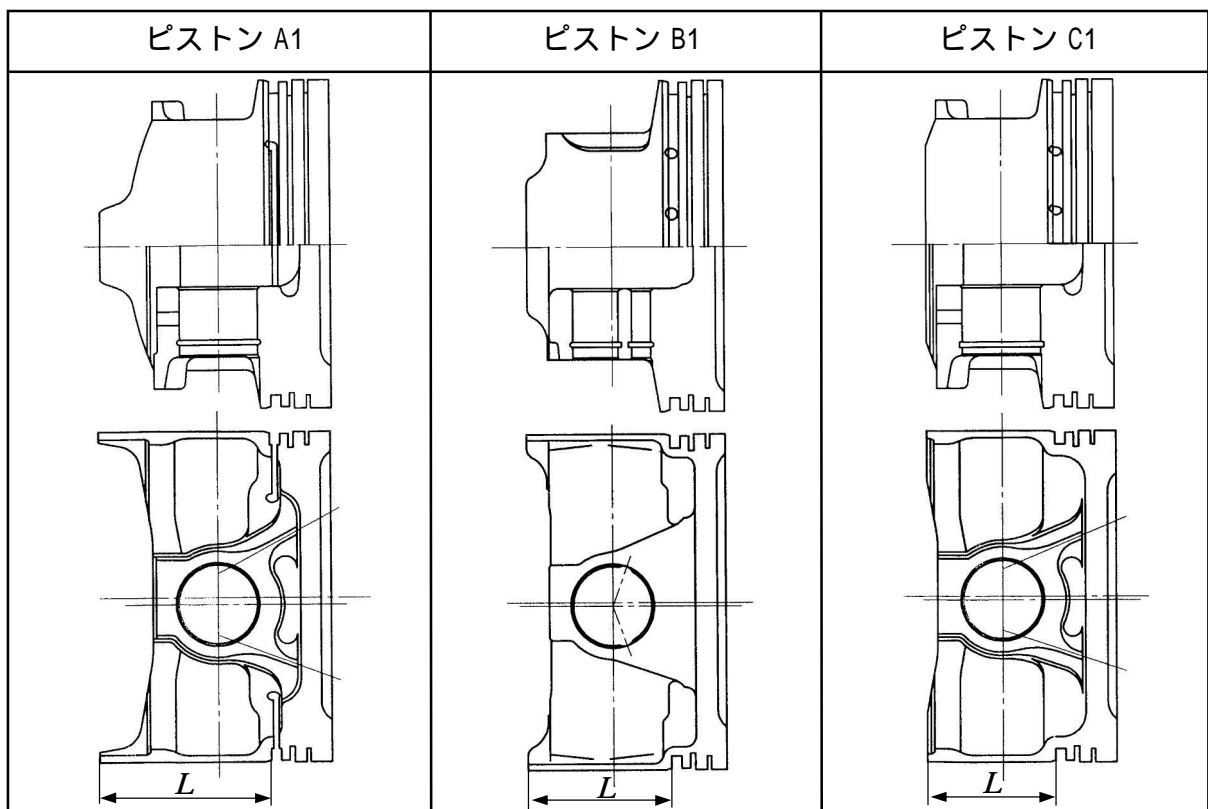


図 2-4 ピストン外観図(エンジン )

表 2-2 ピストン仕様(エンジン )

		Piston A1	Piston B1	Piston C1
Skirt Length $L$ mm		50.2	42.1	37.4
Skirt Profile	$Tp$ $\mu\text{m}$	100	294	300
	$Bd$ $\mu\text{m}$	20	100	20
	$TpL$ mm	28.1	19.3	22.1
	$BdL$ mm	5.1	9.1	6.1
	Ovality $\mu\text{m}$	530	560	400

組込クリアランス目標値 60  $\mu\text{m}$  (ライナ内径と  $a$  との差)

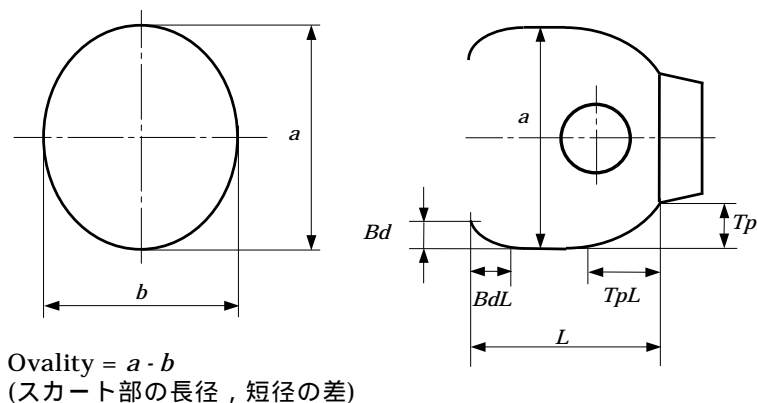
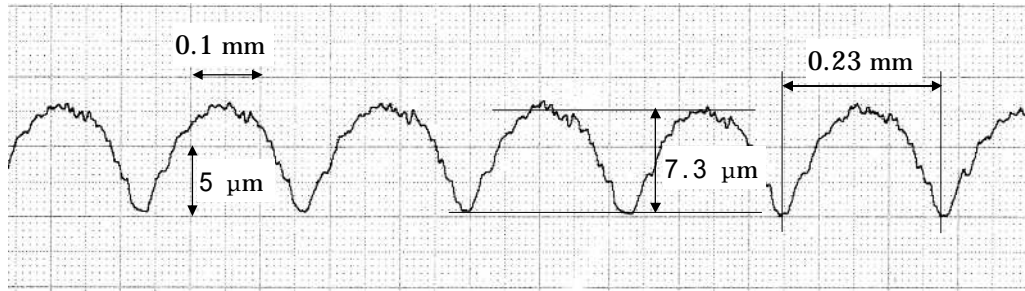
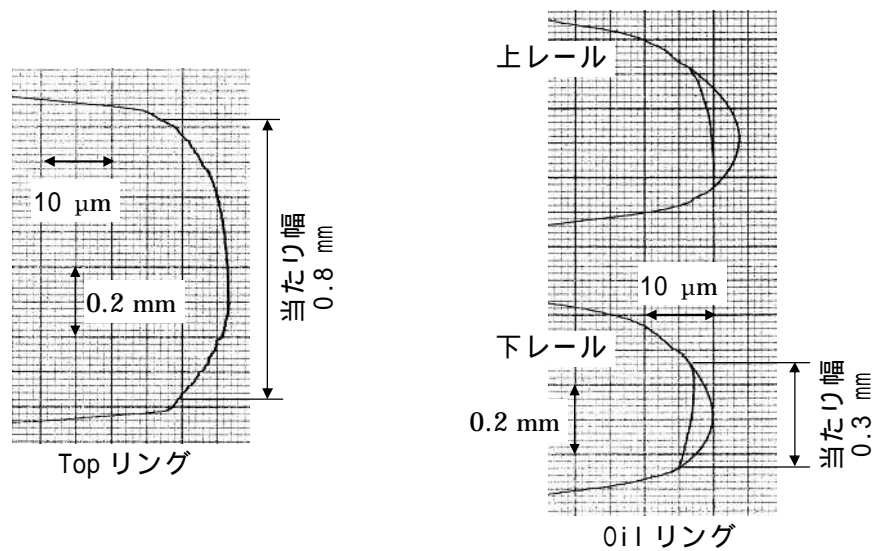


表 2-3 ピストンリング仕様(エンジン )

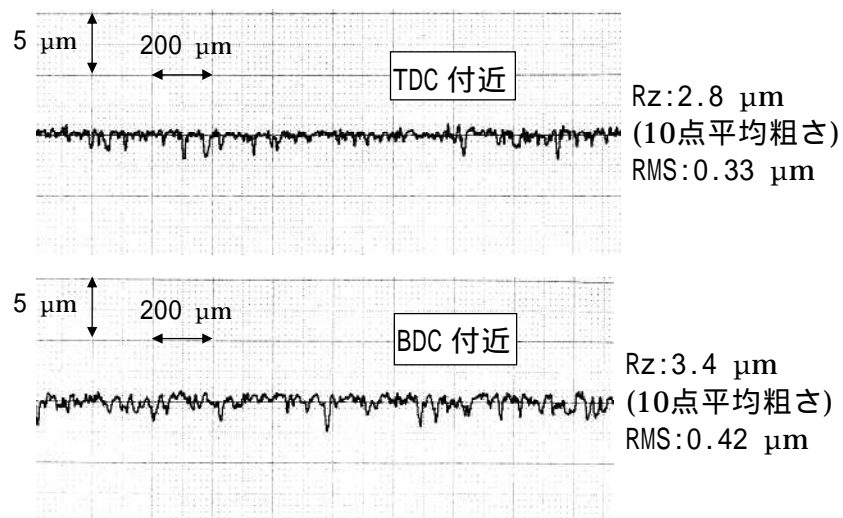
	リング断面形状	B × T mm	各リングの張力 N		
Top		1.2 × 3.3	5.8	8.9	10.2
2nd		1.5 × 3.9	5.4	8.2	11.0
Oil		3 × 3.4	17.8	33.9	51.3
張力合計 N			29.0	51.0	72.5



(a) スカートの表面粗さ



(b) リングの摺動面形状(エンジン )



(c) ライナの表面粗さ(エンジン )

図 2-5 摺動面の表面粗さと形状

### 2.2.3 供試オイル

使用したオイルは温度と粘度の関係が明確に把握できるようにシングルグレードのオイルを用いた。実測により求めた温度と動粘度の関係を表 2-4 に示す。任意の温度の動粘度は式(2-1)<sup>(53)</sup>から求めた。なお本研究ではこのオイルのみを使用した。

表 2-4 オイル粘度測定値

温度	動粘度 mm <sup>2</sup> /s	密度 g/cm <sup>3</sup>
40	54.00	0.850
100	8.34	0.814

シングルグレード#20 特製品(昭和シェル石油(株))

$$\log_{10} \log_{10}(\nu + 0.6) = -m \log_{10}(T_c + 273.15) + n \quad (2-1)$$

ただし、

$\nu$  : 動粘度(mm<sup>2</sup>/s)

$T_c$  : 温度( )

$m, n$  : オイルによる定数

使用したオイルでは

$m=3.43504, n=8.81286$  である。

### 2.2.4 試験方法

#### (a) 運転条件

走行モード燃費への影響が大きい4条件でフリクション測定を行った。回転速度、負荷とその時のライナ温度の目標を表 2-5 へ示す。2気筒の試験用エンジンであることから負荷は測定した指圧線図より求める図示平均有効圧(IMEP: Indicated mean effective pressure)により確認した。ライナ温度は生産エンジンのライナ温度や後述のオーバーラップ量(2.5節)を考慮して設定した。本条件は4.7.3項(表4-2)に後述する走行モード燃費の推定計算の条件と同じである。なお、2000 rpmの全負荷は約1000 kPa(IMEP)である。

表 2-5 運転条件(エンジン)

回転速度 rpm	図示平均有効圧 (IMEP) kPa	ライナ温度 (基準点温度)
700	60	98
1200	187	103
1500	480	108
2000	477	110

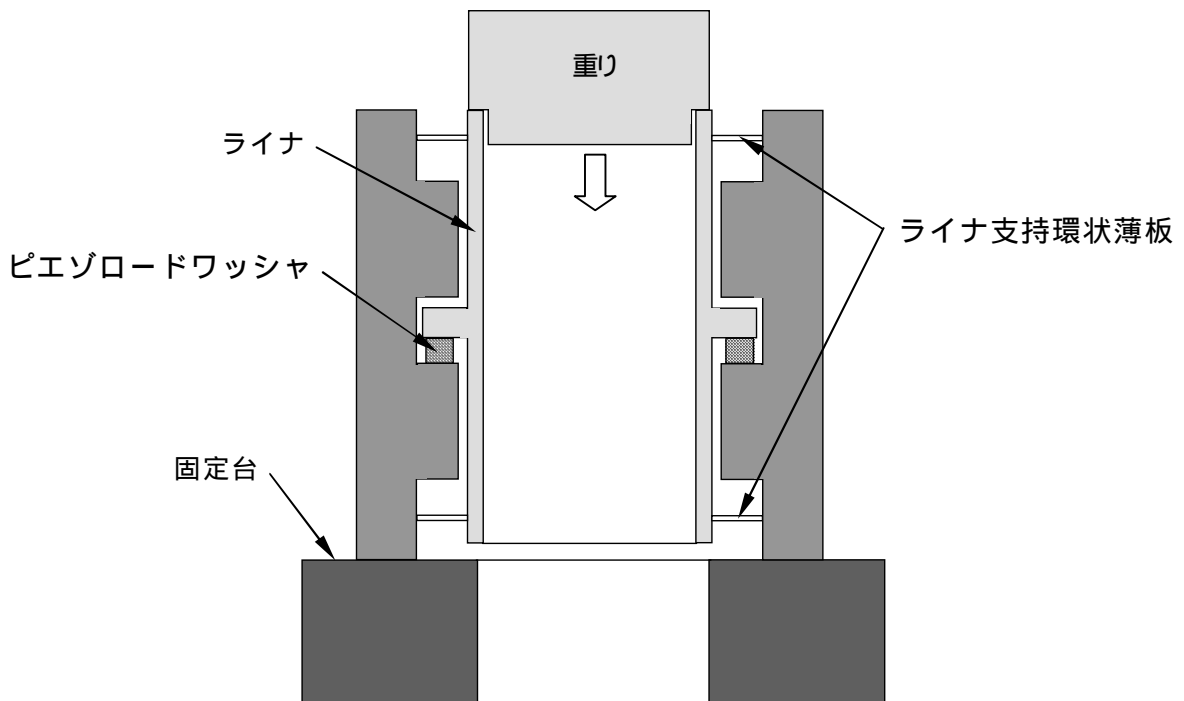
#### (b) データのサンプリング

筒内圧、摩擦力をクランク角度1度毎にサンプリングし90サイクルを平均した。測

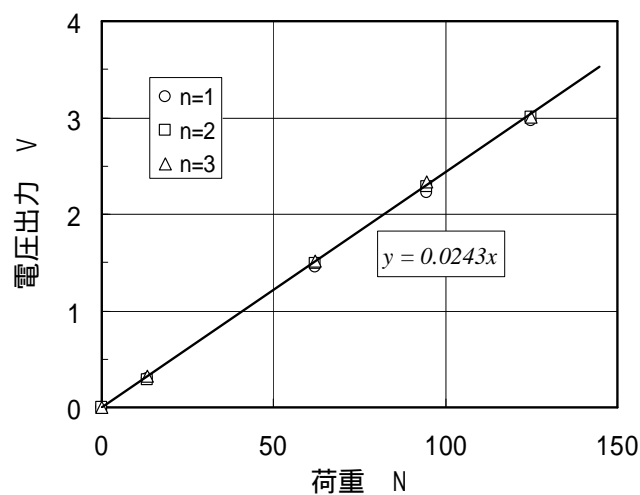
定システムにはパソコン，ロータリーエンコーダ((株)小野測器製 PA-500))，AD 変換ボード((株)マイクロテクニカ製，ADM-5198BPC，10 ビット)などを使用した．

### 2.2.5 摩擦力の検定

図 2-6(a)にロードワッシャの荷重検定装置の概略を示す．浮動ライナ部のみを固定用の台に固定し，上から重りにより荷重(摩擦力相当)を加えていき， piezoload ワッシャ(キスラー社 9001)からの出力電圧を記録した．(b)は荷重と出力電圧の測定例で 3 回の測定を行い，荷重と出力電圧の関係を最小自乗法により直線として求め，摩擦力の校正に用いた．非常に良い直線性が得られているが校正精度の確保のため，この検定はエンジンの分解毎に行った．



(a) ロードワッシャの荷重検定装置概略図



(b) 荷重と出力電圧の関係

図 2-6 ロードワッシャ出力電圧から摩擦力を求める方法



## 2.3 スカート部のフリクション測定装置(分離型浮動ライナ)

### 2.3.1 装置の特徴および仕様

#### (a) 供試エンジン

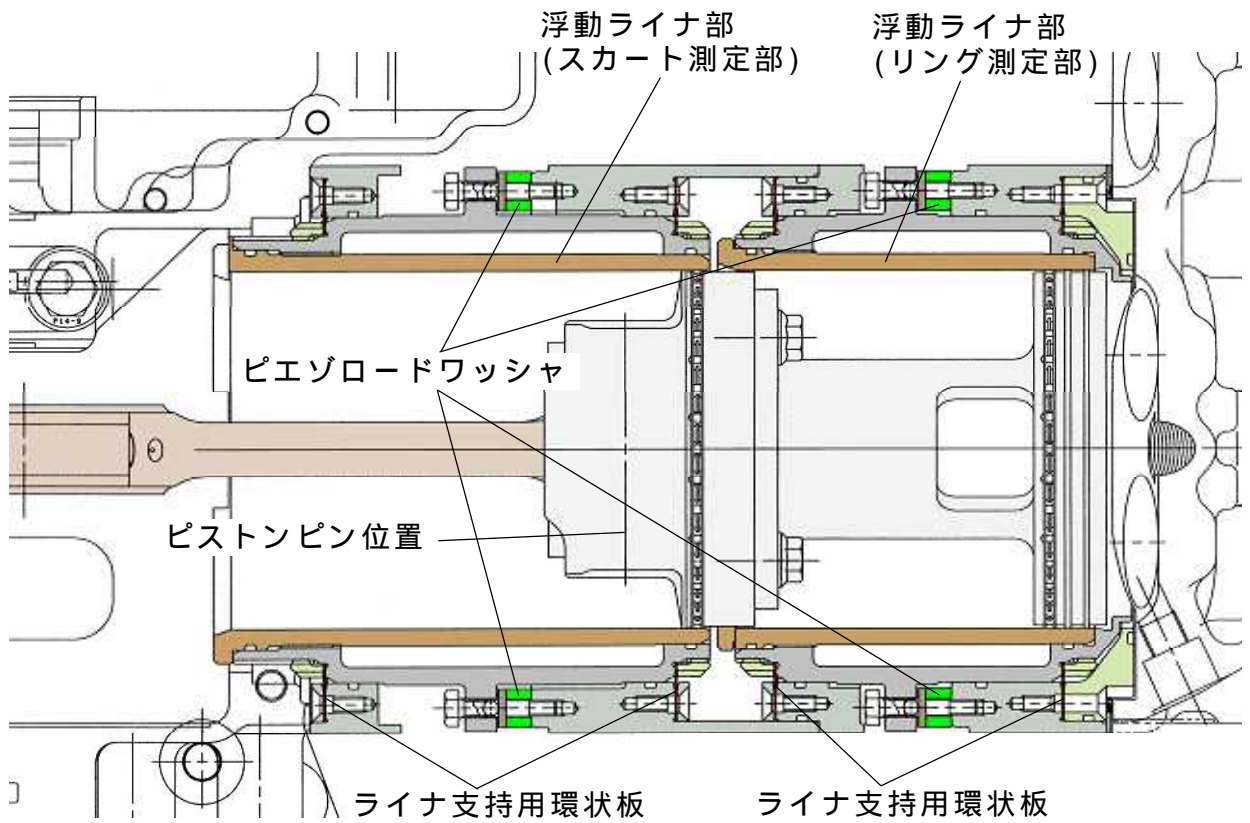
ボア 92 mm, ストローク 75 mm のエンジン を使用した。エンジン と同様に 2 番気筒を測定気筒とし, スカート部, リング部の摩擦力をそれぞれ別々に測定できるように浮動ライナを 2 段重ねた構造とした。スカート部とリング部の摩擦力を分離して各々測定するため分離型浮動ライナと本研究では呼ぶ。装置の概略図を図 2-7-1(a)に示す。図 2-7-1(a)中の右側の浮動ライナ部でリング部の摩擦力を測定し, 左側でスカート部を測定している。ピストンはリング部がなくスカート部のみのピストン構造体とランド部のみの構造体をボルトで結合した構造となっている。ピストンピン位置は図 2-7-1(a)中に示すとおりであり, ピストンの首振りへの影響については 4 章で検討する。スカート部のオイルリング溝にはオイルの流れが通常のピストンと大きく変わらないように張力がないダミーのオイルリングを装着した。

本浮動ライナ装置ではフリクション測定精度の確保のため基本的構造はエンジン の浮動ライナ構造を踏襲した。即ち, 2 重ライナ構造によるロードワッシャ部(摩擦測定部)へのライナ変形等の影響防止, 燃烧圧バランス部の角型 Oリングによる構造の単純化と加工精度の確保, ライナ支持環状薄板の形状(肉抜き)の最適化などである。ただしスカート部の摩擦測定部は燃烧圧は作用せずスラスト力だけであるので, 2 重ライナ構造と ライナ支持環状薄板の形状(肉抜き)だけを用いた構造となっている。

図 2-7-1(b)にはリングの測定部, (c)にはスカートの測定部の写真を示す。エンジンに組み込まれた浮動ライナ部の外観写真を図 2-7-2(d)に示す。この方式により始めて直接スカート部のフリクションが測定可能となった。なお, ライナの温度はスカート測定部ではピストンピンセンターの上死点より 5 mm, 53 mm 下がった位置のスラストおよび反スラスト側各々 2 点, 合計 4 点を測定し, 平均した温度を代表温度とした。リング測定部ではスラスト側のトップリングの行程中央の位置 1 点を測定した。

#### (b) ピストンおよびリング仕様

供試ピストンは 2 種類でその外観を図 2-8 へ, スカート部プロファイルなどの主な寸法を表 2-6 に示す(プロファイルの詳細寸法は付録 A.2, ピストン寸法詳細は付録 A.3 を参照)。ピストンの組込クリアランス(20 におけるライナ内径とスカート最大寸法  $a$  との差)の目標値を 25  $\mu\text{m}$  と 50  $\mu\text{m}$  の 2 仕様用意し, ピストン表面には錫メッキを施した。なお組込クリアランスの目標値については後述(2.5 節)する。ピストンリングの仕様は表 2-7 に示す。標準的な 3 本リング構成で合計張力は 50.4 N である。ライナ材は 2.2.2(b)項に示したのと同じ材質である N P R 鋳鉄 B を用いた。



(a) 分離型浮動ライナ構造(エンジン )

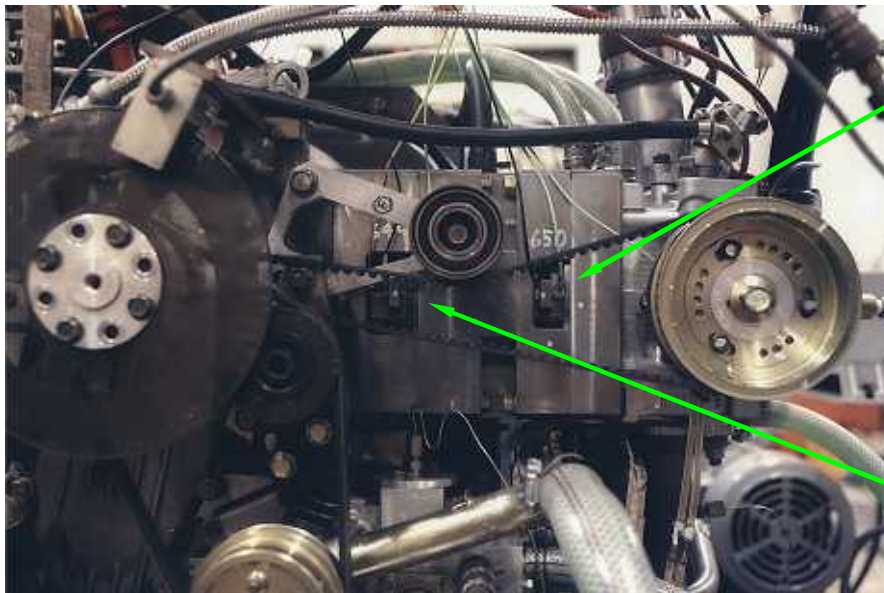


(b) リング測定部外観



(c) スカート測定部外観

図 2-7-1 スカート部およびリング部の摩擦力測定装置



リング測定部

スカート測定部

(d) エンジンに組付後の浮動ライナ部

図 2-7-2 スカート部およびリング部の摩擦力測定装置

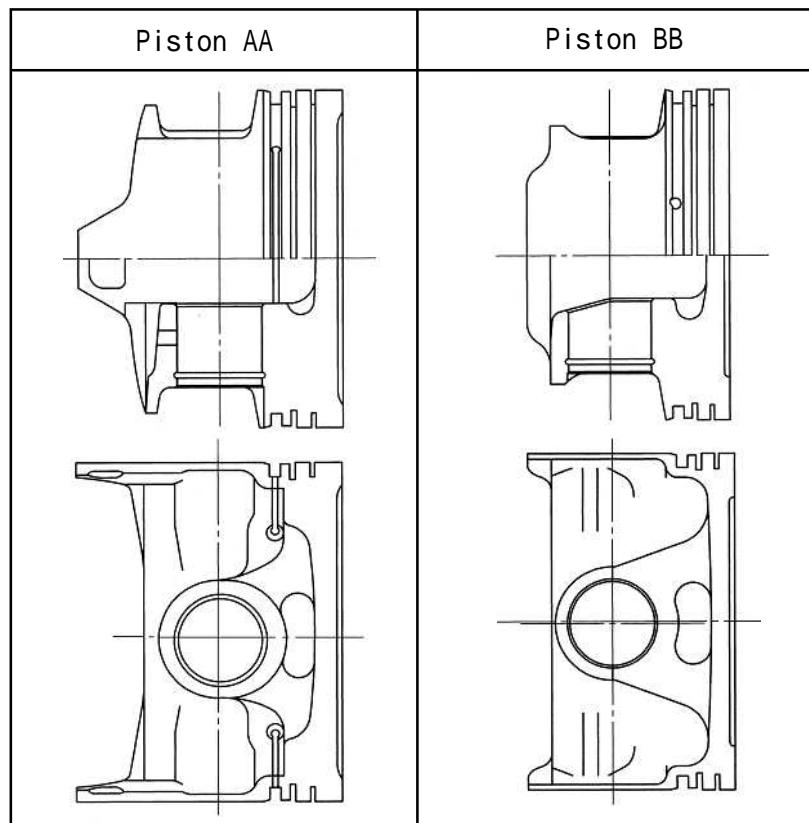


図 2-8 ピストン外観図(エンジン )

表 2-6 ピストン仕様(エンジン )

		Piston AA	Piston BB
Skirt Length $L$ mm		52.1	40.5
Skirt Profile	$Tp$ $\mu\text{m}$	100	294
	$Bd$ $\mu\text{m}$	10	100
	$TpL$ mm	28.1	19.3
	$BdL$ mm	5.1	9.1
	Ovality $\mu\text{m}$	530	560

組込クリアランス(ライナ内径と $a$ との差)目標値 25, 50  $\mu\text{m}$

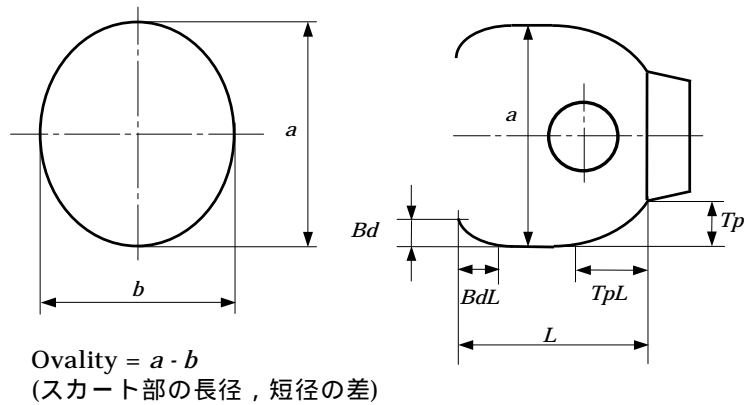


表 2-7 ピストンリング仕様(エンジン )

	リング断面形状	B × T	各リングの張力 N
Top		1.2 × 3.3	7.9
2nd		1.5 × 3.7	8.2
Oil		3 × 3.1	34.3
張力合計 N			50.4

## 2.3.2 試験方法

### (a) 運転条件

本分離型浮動ライナエンジンは図 2-7-1(a)に示したようにスカート部とリング部が離れており，全体として長いピストン構造となっているため，高回転域は通常のエンジンとはピストンの挙動などが異なってくる可能性がある．したがって本研究では運転条件は回転速度を 1200 rpm 一定にし，負荷，ライナ温度の影響を調べる事にした．表 2-8 に運転時の負荷と温度を示した．なお，ピストン挙動などの確認は 4.3.2(a)項で行う．

表 2-8 運転条件

回転速度，負荷	1200 rpm, 173, 450, 680 kPa (IMEP)
ライナ温度	50, 60, 70, 80, 90, 100

### (b) データのサンプリング法および供試オイル

2.2.4 項と同じ装置を用い，筒内圧と摩擦力をクランク角度 1 度毎にサンプリングし 90 サイクルを平均した．供試オイルは 2.2.3 項と同じシングルグレード #20 のオイルを使用した．

## 2.4 油膜の可視化装置

### 2.4.1 可視化の原理概要

本研究では蛍光を利用し油膜の可視化を行った．この方法はある波長の光で測定部のオイル中の蛍光剤の分子を励起し，それが基底状態に戻る際に放出する光(蛍光)を測定するものであり，油膜厚さの測定<sup>(54)~(56)</sup>に応用されている．測定原理は文献(56)によれば，油膜が薄く入射光強度と蛍光強度の減衰が無視できる場合に，蛍光強度は一般に次式で表すことができる．

$$I = I_0 A_D A_M \phi \varepsilon C h \quad (2-2)$$

ただし， $I$ ：検出される蛍光強度， $I_0$ ：入射光強度， $A_D$ ：受光光学系の装置定数， $A_M$ ：摺動面の反射率などの補正係数， $\phi$ ：蛍光剤の量子収率， $\varepsilon$ ：蛍光剤の吸光係数， $C$ ：蛍光剤濃度， $h$ ：油膜厚さ，である．

ここで蛍光剤の量子収率および吸光係数など温度に依存する項をまとめて関数  $F(T, \lambda)$  で表し，また装置定数や補正係数のように波長だけに依存する項をまとめて  $K(\lambda)$  で表すと，蛍光の波長  $\lambda$  における光強度は式(2-3)のように整理できる．

$$I(\lambda) = I_0 K(\lambda) F(T, \lambda) C h \quad (2-3)$$

$I_0$ ， $C$  は既知の実験条件であり， $K(\lambda)$  は事前に検定してその値を求めることが可能である．したがって，温度を一定とすると蛍光強度は油膜厚さに比例することが分かる．

実際の実験において鮮明な油膜画像を得るには光源の波長に合わせ蛍光剤や光学フィルターを選定しなければならない。蛍光剤は光源の波長に対して強い蛍光を発生する性質を有することと、さらにエンジンオイルに溶けやすいこと、光学フィルターにより蛍光のみを分離し撮影するため、蛍光の波長が光源の波長から離れていることも必要である。

#### 2.4.2 可視化実験装置および仕様

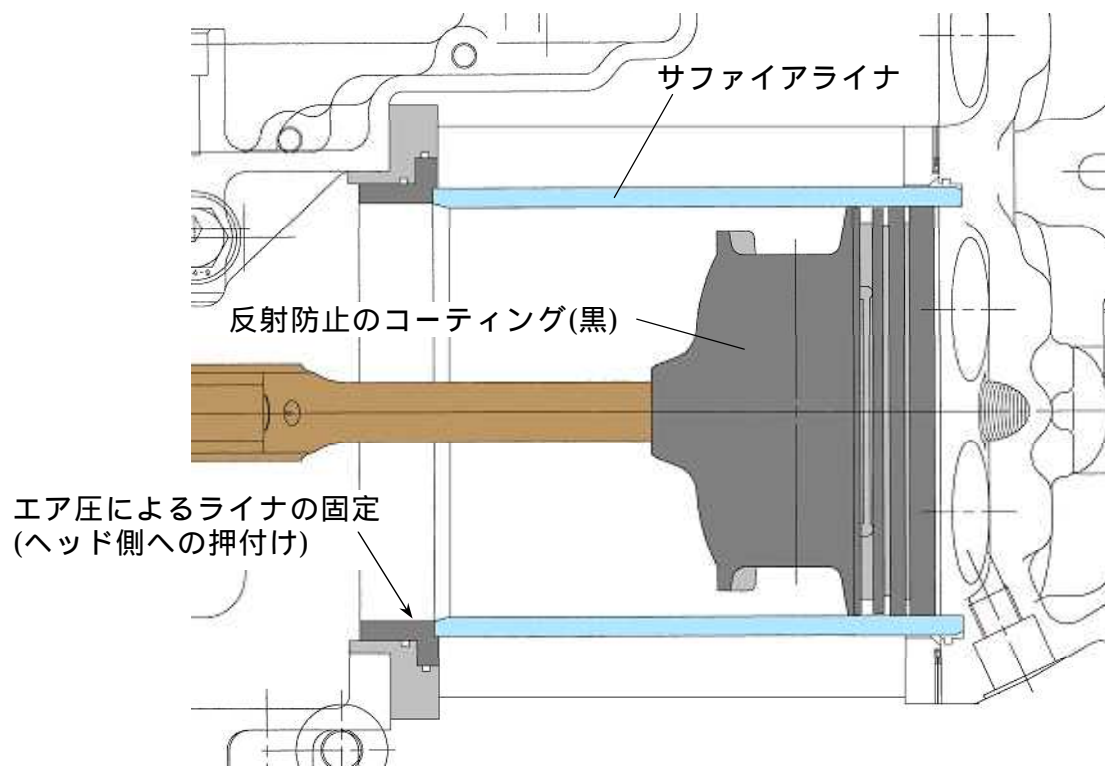
##### (a) 供試エンジン

使用したエンジンはボア 96.9 mm、ストローク 75 mm のエンジンを使用した。スラスト側が上側となる 2 番気筒のライナをサファイアライナとし観察を行った。装置の概略図を図 2-9(a)に示す。サファイアライナはエア圧力を利用しヘッド側に押付ける事により固定した。エンジンに組み込まれたサファイアライナ部の写真を図 2-9(b)に示す。観察するシリンダのスラスト側はエンジン上側であるためミラーを取付けカメラをエンジンの前にセットし(図 2-11 参照)撮影できるようにした。

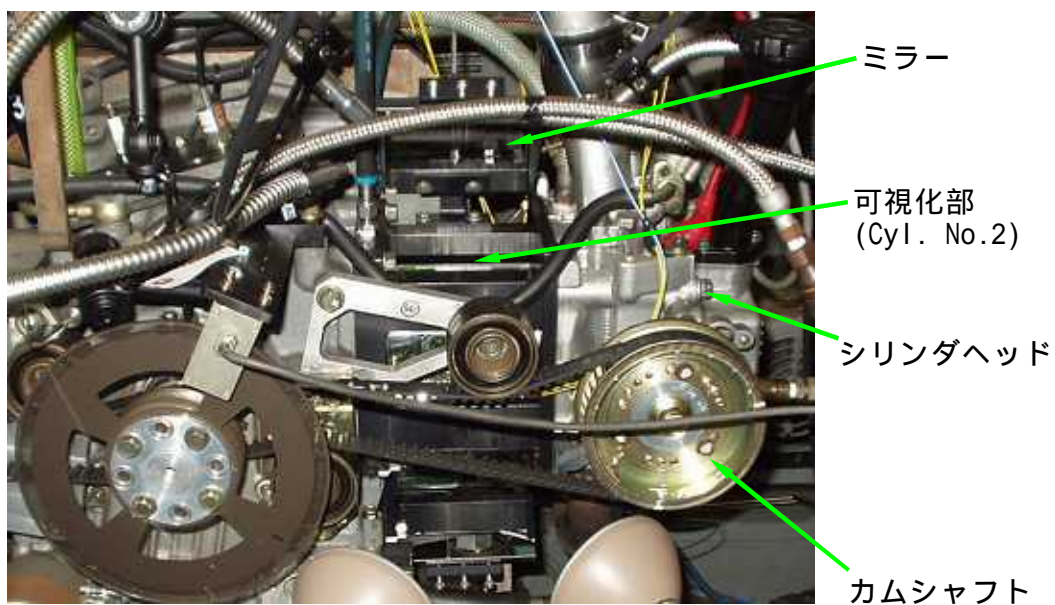
ライナの温度はスラスト側の Top リング上死点位置から 27.5 mm の点を素線径 0.2 の熱電対をライナの外周表面に貼り付けることによって測定した。撮影の時のライナ温度測定点はスラスト側とほぼ同じ温度を示すエンジン後側へ 90 度ずれた位置(Top リング上死点位置から 27.5 mm)で代用した。

ライナとして用いたサファイアの主な物性値を表 2-9 に示す。非常に硬く機械的強度もありエンジン用透明ライナとして用いることが可能になっているものの、熱膨張率が小さいため 2.5 節において後述するようにピストンとライナのクリアランスがエンジン運転時には小さくなるので組込クリアランスにより調整する必要があった。また透過波長域も広く入射光と蛍光の波長はこの範囲にあり、特に問題はない。





(a) 可視化エンジン構造略図



(b) 可視化気筒外観

図 2-9 油膜可視化装置(エンジン )

(b) 可視化装置仕様

試験に使用した蛍光剤，光源，光学フィルター，高速度CCDカメラなどの実験装置仕様概略を表2-10に示す．フィルター・蛍光剤の選定試験(5.2.1項)に供試したフィルターの特性図を図2-10(供試したフィルターのみで囲み示す)に，クマリン系の蛍光剤の物性は表2-11に示した．表2-10に示した蛍光剤，蛍光剤濃度，フィルターは予備試験を行い最終的に決定した仕様である．これらをセットしたエンジンを含む装置全体の写真は図2-11に示す．UV光源装置からの光はファイバーを用いて可視化シリンダの近くから照射できるようにした．2.4.2(a)項でも記述したが観察するシリンダのスラスト側はエンジン上側であるためミラーを取付け(図2-9(b))，カメラをエンジンの前にセットし撮影できるようにした．なお，本エンジンは反スラスト側も観察可能となっており図2-11の写真では反スラスト側を照らすストロボがセットされている．

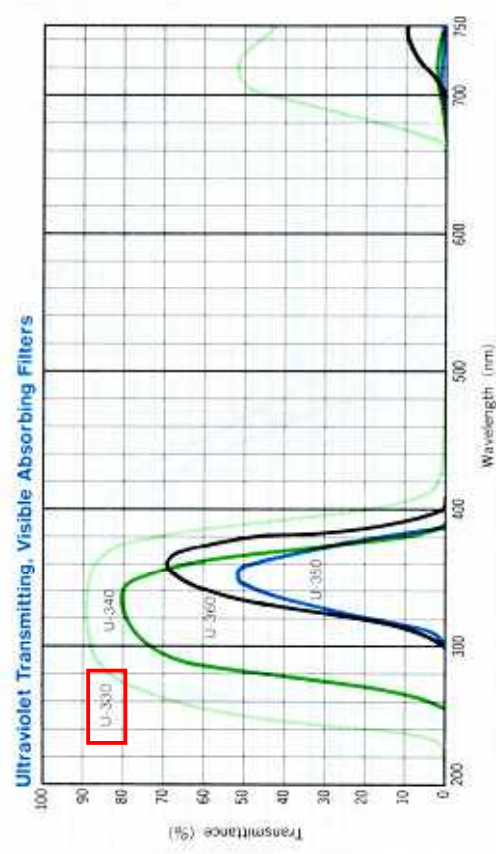
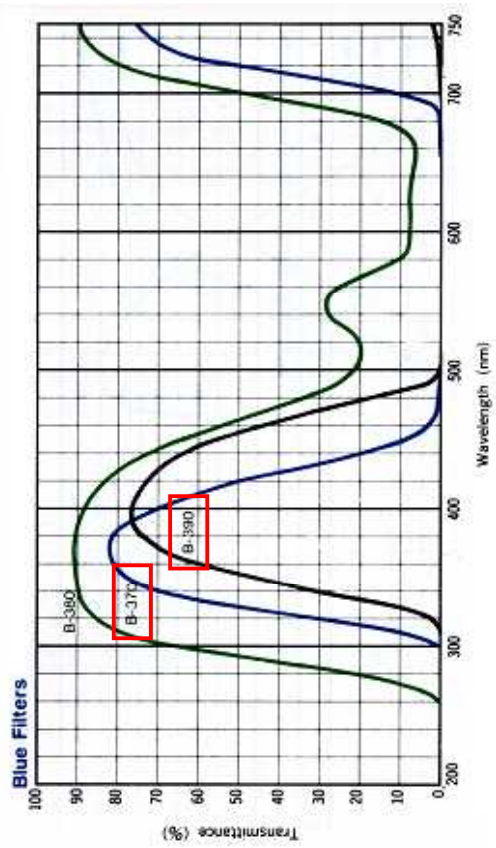
表 2-9 サファイアの物性値

化学式	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>
融点	2040
モース硬度	9
引張り強さ MPa	275.4 ~ 413.6
ヤング率 MPa	3.455 × 10 <sup>5</sup>
ポアソン比	0.29
熱伝導率 W/mK	27.21
熱膨張率 1/	8.4 × 10 <sup>-6</sup>
透過波長域 nm	150 ~ 5500

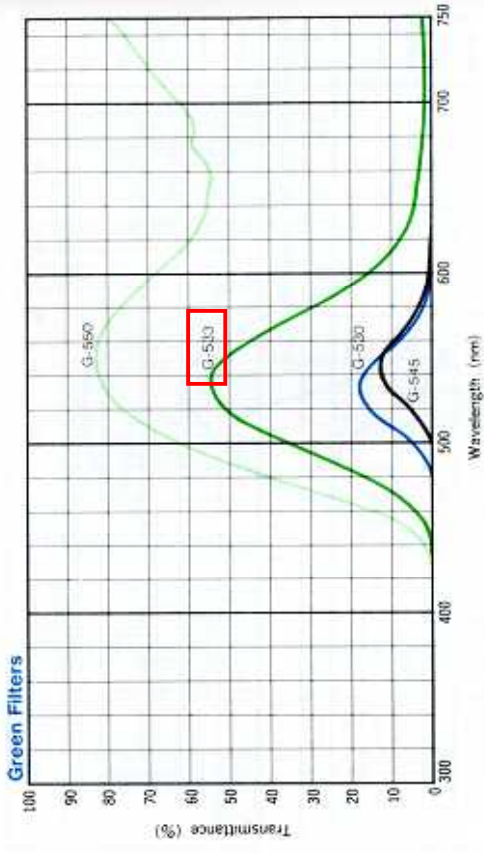
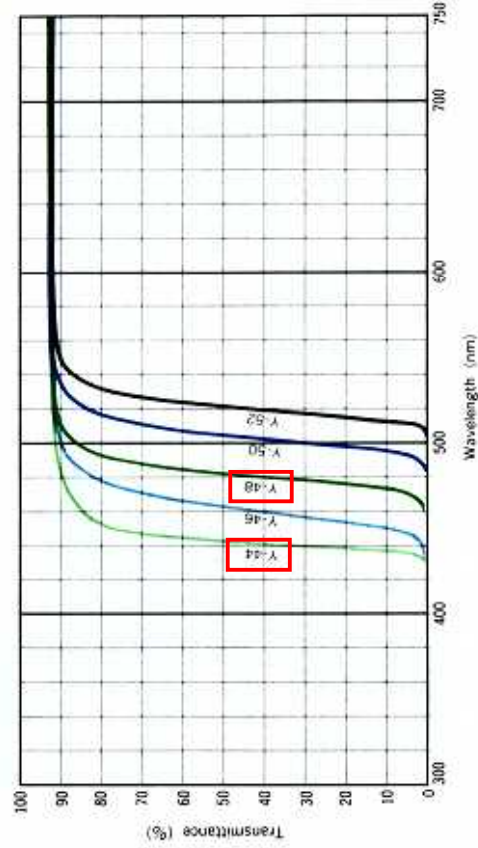
表 2-10 可視化装置の仕様

装置	内容
蛍光剤	(株)林原生物化学研究所 NKX-1595 エンジンオイル中に 0.5g/㍓，溶剤：ジクロロメタン
UV光源	(株)Y L T 200Wキセノンランプ，3台 3000mW/cm <sup>2</sup> 365nm フィルター
ストロボ	(株)菅原研究所 SLA-154A 15W，3台 フィルター：HOYA(株) B-390
高速度CCDカメラ	VisionResearch社(米) Phantom V5.4 連続撮影(UV光源)：クランク角度3度ごと(1200rpmの時 2400コマ/sec) サイクル変動撮影(ストロボ)：720度毎に1枚，10秒間以上 撮影 画像：512×512ピクセル 露光時間：51~58μsec(UV光源)，11μsec(ストロボ)
カメラフィルター	HOYA(株) Y44(UV光源用)およびY-48(ストロボ用)





(a) ストロボ用フィルター特性



(b) カメラ用フィルター

試験に供試したフィルターを   で示す

図 2-10 フィルター特性

表 2-11 蛍光剤特性

蛍光剤の種類	最大吸収波長 nm	最大蛍光波長 nm	可溶性 mg/100ml (トルエン)	化学式 分子量
NKX-846	464	494	310	$C_{20}H_{16}N_2O_2S$ 350.4
NKX-1595	479	507	4900	$C_{26}H_{26}N_2O_2S$ 430.6
NKX-2401	416	520	1800	$C_{32}H_{42}N_2O_2S$ 518.8

(株)林原生物化学研究所 感光色素研究所製

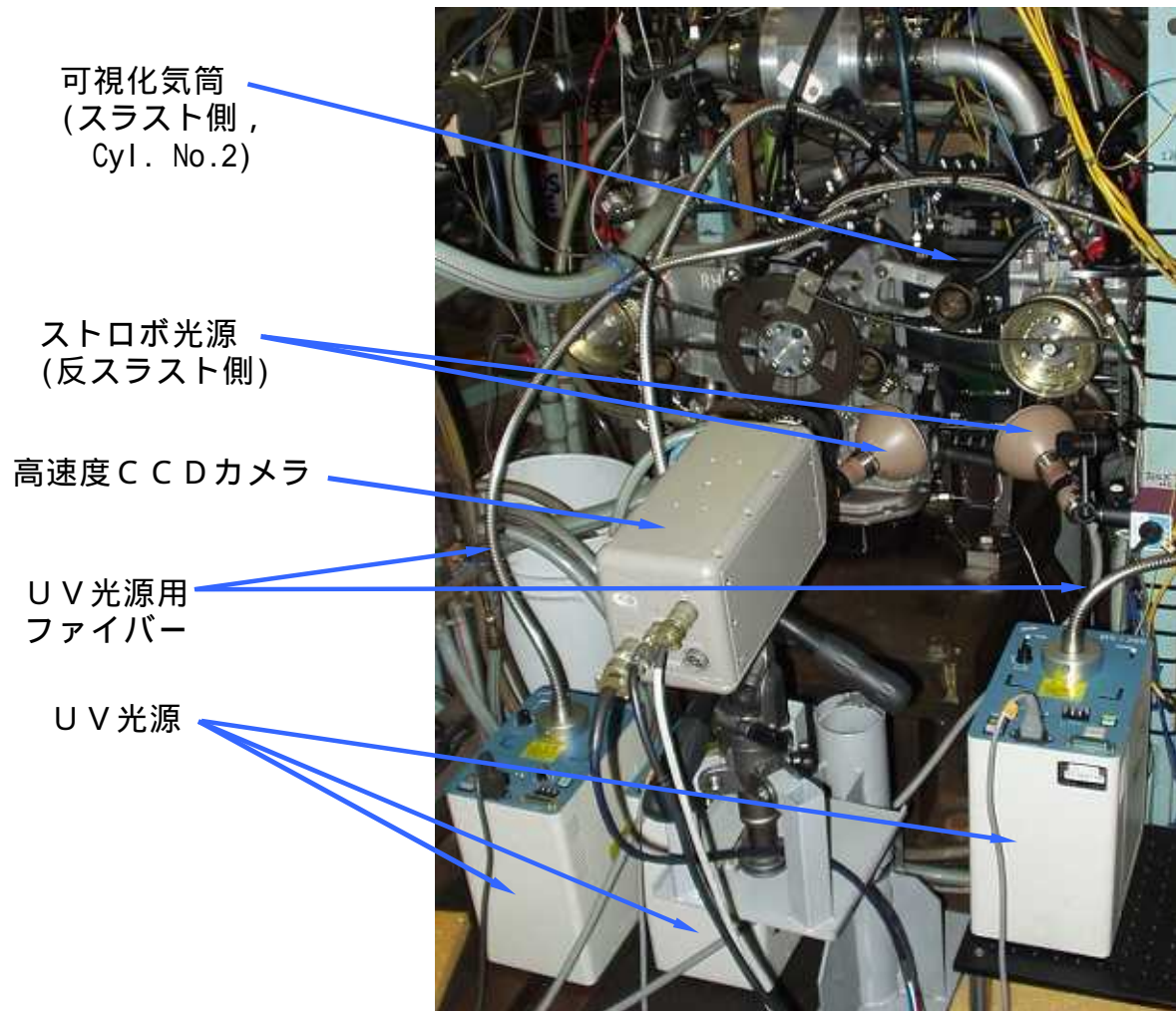


図 2-11 可視化実験装置全体(エンジン )

(c) ピストンおよびリング仕様

スカート部の潤滑状態の解析においては以下の要因が重要と考えられる。

ピストンが下降行程の時にスカート下端から流入するオイル

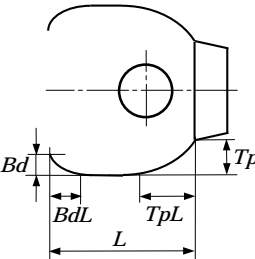
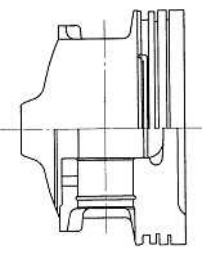
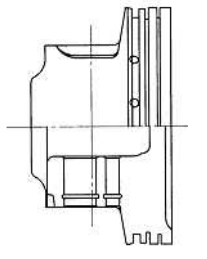
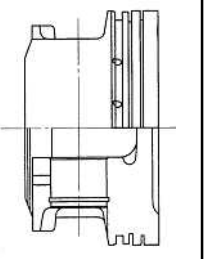
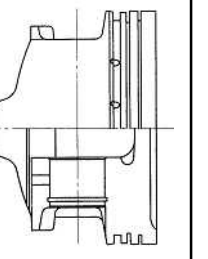
スカート上部から流入するオイル

に対してはプロファイル下部のパレル寸法  $Bd$  およびスカート下端形状の影響が考えられ、 に対してはスカート上部のプロファイル  $Tp$  寸法, オイルリング溝部のオイル戻り穴の形状およびピストンリング張力の影響が考えられる。

以上の項目の影響確認のため供試したピストンスカート部の仕様を表 2-12 に示す。ピストンリングは表 2-3 の合計張力 51 N と 29 N の 2 水準を用い、ピストンとリングを組合せた仕様は A1 ~ D1 の 7 種類とした。

ピストン A1 と A2 はスカート上部のプロファイル  $Tp$  が異なり、ピストン A2 と D1 とではオイル戻り穴形状が異なる。ピストン D1 のスカートを単に短くしたピストン C1, C2 はピストンは同一でリング張力のみ異なる。ピストン B1 と B2 はスカート下端のパレル寸法  $Bd$  が異なる。なおオイル戻り穴形状は 2 種類あり、スロットタイプはオイルリング溝部に幅 1.6 mm の溝がスラスト側と反スラスト側に切っており、ホールタイプでは 3 の穴がスラスト側、反スラスト側にそれぞれ 4 個あいている。A1, A2 がスロットタイプ, B1 ~ D1 はホールタイプとなる。なお、スカート部, ランド部には反射防止のため有機系樹脂をバインダーとし二硫化モリブデンのコーティング(黒色)を行った。これはフリクション低減などの目的で最近広く採用されているコーティング<sup>(57)(58)</sup>である。なおピストンの組込クリアランスの目標値は 105  $\mu\text{m}$  とした。組込クリアランスの目標値については後述(2.5 節)する。

表 2-12 ピストンおよびリング仕様

		Piston A1	Piston A2	Piston B1	Piston B2	Piston C1	Piston C2	Piston D1
Total Ring Tension N		51.0		51.0		51.0	29.0	51.0
Skirt Profile	$Tp$ $\mu\text{m}$	100	300	294		300		300
	$Bd$ $\mu\text{m}$	20		100	10	20		20
	$TpL$ mm	28.1		19.3		22.1		22.1
	$BdL$ mm	5.1		9.1		6.1		5.1
	Ovality $\mu\text{m}$	530	400	560		400		400
Skirt Length $L$ mm		50.2		42.1		37.4		50.2
Type of Oil Drain Hole		Slot		Hole		Hole		Hole
								

組込クリアランス目標値 105  $\mu\text{m}$

### 2.4.3 撮影条件

1 サイクル中の油膜厚さ，分布の変化はクランク角度 3 度おきに UV 光源を用いて撮影し，得られた画像を動画化し観察した．サイクル変動の観察にはストロボ光源を用いて 100 サイクル分(1200 rpm の場合，10 秒間)を撮影し，同様に動画化して解析した．

回転速度・負荷は実車走行燃費との関連が深い 1200rpm 380kPa(IMEP)，2000rpm 520kPa の 2 条件で行った．ライナの温度は撮影に支障のないシリンダライナの側，後側で常にモニターし，目標の温度に達した時に撮影を行った．目標の温度は次節 2.5 で説明する．

### 2.5 ピストン組込クリアランス

ピストンの組込クリアランスとは 20 におけるライナの内径とスカート部の最大径との差(直径差，表 2-2)を言う．ガソリンエンジンは運転時にはピストンとライナの温度差，線膨張係数の差によりスカート部の外径がライナ内径より計算上は大きくなるのが一般的であり，このライナより大きくなった量を図 2-12 に示すようにオーバーラップ量と本研究では定義する．ただし，実際にはピストンはライナの中に押し込まれているので，このオーバーラップ量は仮想の寸法である．浮動ライナエンジン，可視化エンジンにおけるライナ温度とその時のオーバーラップ量(またはクリアランス)は生産エンジンと同じにする事が望ましいので，本研究では組込クリアランスを調整し，所定のライナ温度で同じオーバーラップ量になるようにした．

図 2-13 にボア径 96.9 mm の各エンジンのライナ温度とオーバーラップ量の関係(負はクリアランスが有ることを表す)を計算した結果を示す．オーバーラップ量の計算に用いた各試験エンジンの諸数値は表 2-13 に示す．スカート部温度は，生産エンジンと浮動ライナエンジンはライナ温度と同一(図 3-23 参照)，可視化エンジンはサファイアの熱伝導が悪く

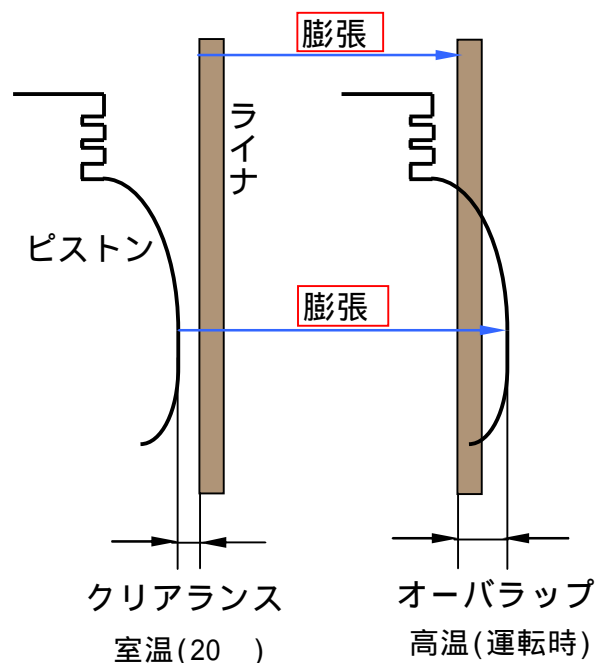


図 2-12 オーバラップ説明図

ピストンの放熱が悪くなると予想されることからスカート温度はライナ温度+5 と推定し、オーバーラップ量の計算を行った。浮動ライナ、可視化エンジンのピストン組込クリアランスをそれぞれ 60  $\mu\text{m}$ 、105  $\mu\text{m}$  とすると、図から分かるようにライナ温度約 110 においてほぼ同じオーバーラップ量となっている。実際の試験ではこのライナ温度を目標に運転したが、フリクション測定試験の低回転・低負荷ではライナ温度が上がりにくいため実際には 98~110 の範囲になった。可視化試験ではライナの基準点温度が 110 に達した時に油膜撮影を行なった。

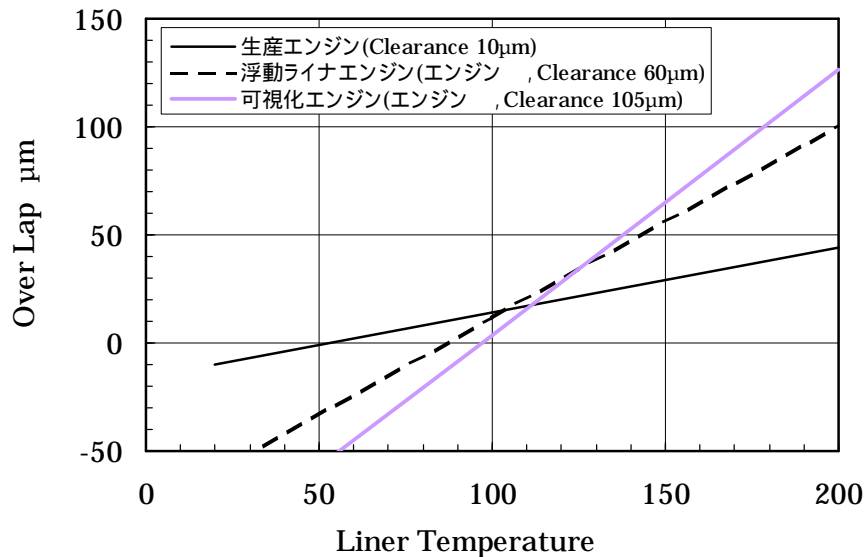


図 2-13 ライナ温度とオーバーラップの関係  
(エンジン , ボア径 96.9 mm)

表 2-13 オーバラップ計算時の諸数値

項目	浮動ライナエンジン	可視化エンジン	生産エンジン
ライナ材質	鋳鉄	サファイア	鋳鉄/アルミブロック
組込クリアランス $\mu\text{m}$	60	105	10
ライナ線膨張係数 $\alpha_l$ 1/	$11.9 \times 10^{-6}$	$8.4 \times 10^{-6}$	$18.0 \times 10^{-6}$
ピストン線膨張係数 $\alpha_p$ 1/	$21.1 \times 10^{-6}$		
ライナ温度 共通測定位置 mm	スラスト側, トップリングTDCより 27.5		
ボア×ストローク mm	96.9×75		

図 2-14 にはボア径 92 mm の各エンジンのライナ温度とオーバーラップ量の関係を示す。分離型浮動ライナエンジン ではファイアリング時スカート部の温度が上がりにくいため、試験目的に応じ組込クリアランス目標値を 25  $\mu\text{m}$ 、50  $\mu\text{m}$  の 2 仕様用意した。ライナ温度、オーバーラップ量の影響を調べる場合は低い温度でオーバーラップが始まるように組込クリアランス 25  $\mu\text{m}$  のピストンを用い、生産エンジンを想定してスカート部とリング部のフリクションの割合などを調べる時には組込クリアランス 50  $\mu\text{m}$  のピストンを用いた。



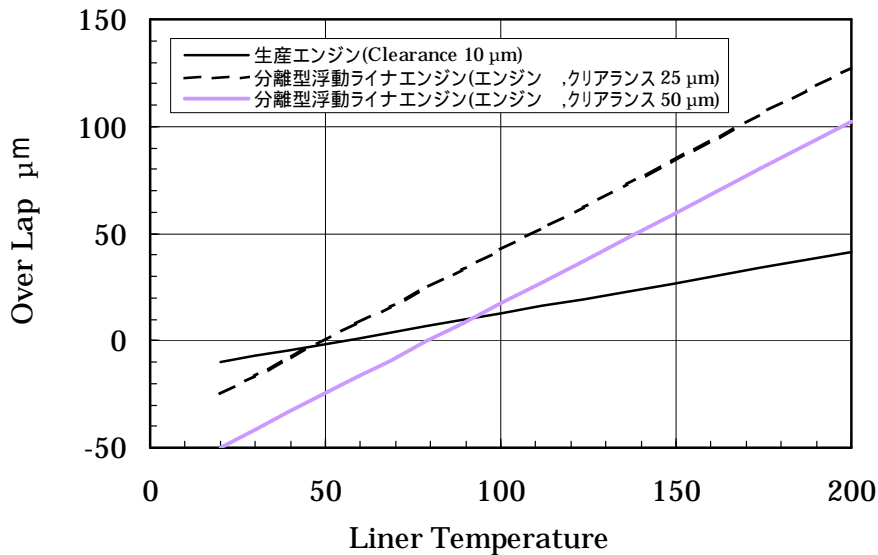


図 2-14 ライナ温度とオーバーラップの関係  
(エンジン , ボア径 92 mm)

## 2.6 スカート剛性測定装置

スカート外径がライナ内径より計算上は大きくなっていても実際にはライナの中に押し込まれた状態に入っているためライナを押し荷重が発生する。これを本研究ではオーバーラップ荷重とした(次章, 3.1.6 項および 3.1.8 項に詳細)。このオーバーラップ荷重はスカートの剛性の影響を大きく受け, 荷重の大小はフリクションに影響する。したがってスカート部剛性の把握は重要であり, 本研究では図 2-15 に示す方法でスカート剛性の測定を行った。スカート部との接触幅 1 mm のライナ半径相当の板に荷重を加え, その時のスカート変形量を測定した。オイルリング溝下面を 0 点として 5 mm 間隔で測定を行いスカート各位置の剛性を求めた。この測定方法で得られたスカート各位置の剛性値を用いて 3.1.8 項に後述する計算法によりオーバーラップ荷重にスラスト荷重が加わったスカート荷重を求めた。

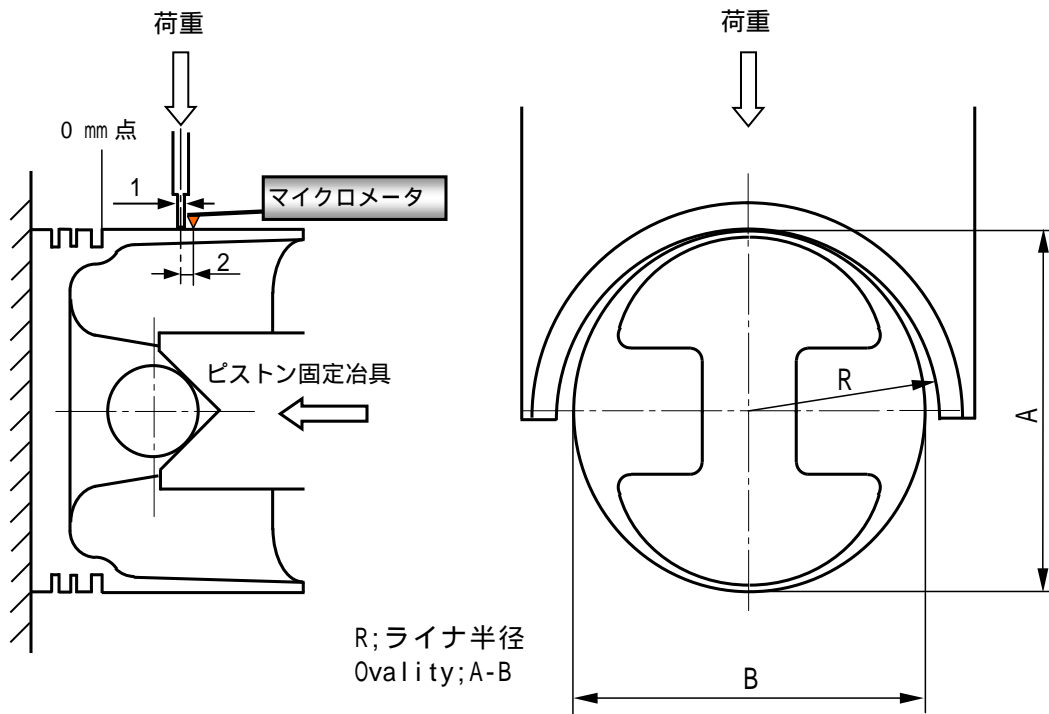
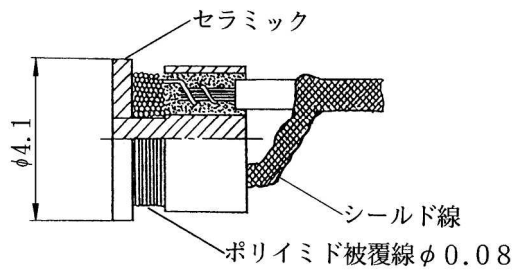


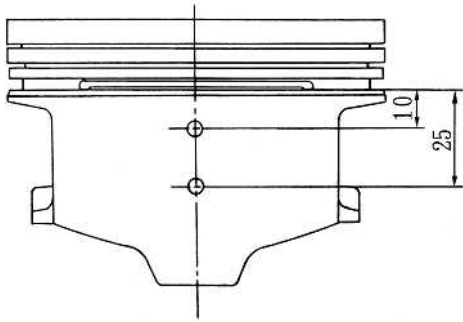
図 2-15 スカート部剛性測定方法

## 2.7 実働時のスカート変形量測定法

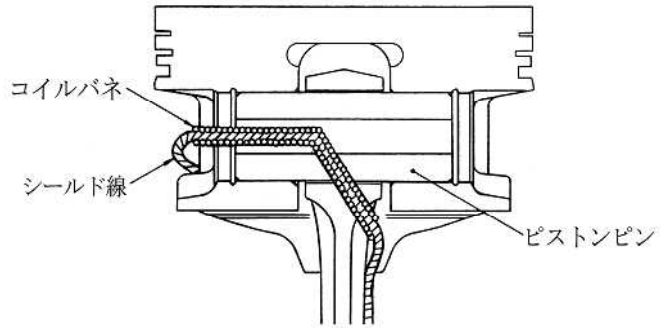
スカート変形・変位の測定値はスカート荷重の計算精度を確認する上で必要となる。スカート変形・変位の測定はボア・ストローク 96.9×75 mm の富士重工業製 EJ22 型生産エンジンを用いて行った。図 2-16 にスカート変形・変位の測定方法を示す。(a)は自作したインダクタンス式ギャップセンサー(変位センサー)であり、これを(b)に示すスカート位置にスラスト側 2ヶ所、反スラスト側 2ヶ所の合計 4ヶ所に埋め込んだ。ギャップセンサーからのシールド線は(c)に示すようにピストンピンの中心を通し、コンロッド大端に取り付けられたリンク装置によりエンジン外部に導き出した。エンジンにセットされたリンク装置を(d)に示す。



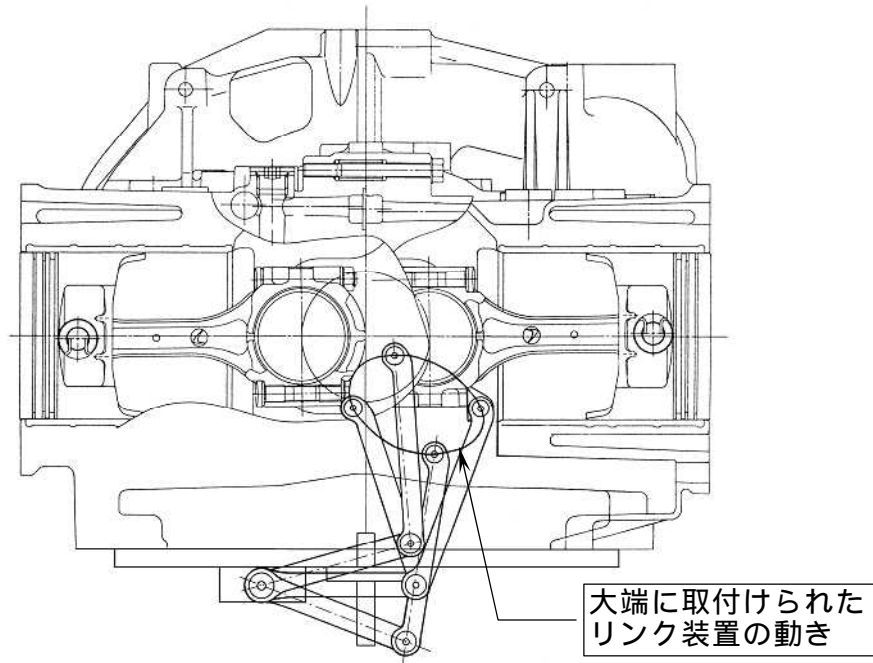
(a) ギャップセンサー詳細



(b) ギャップセンサー埋め込み位置



(c) シールド線の取り出し



(d) リンク装置によるシールド線の取り出し  
(富士重工業製 EJ22 型生産エンジン)

図 2-16 スカート変形測定方法



## 2.8 第2章のまとめ

本章では実験装置，実験方法，供試したピストンおよびリングの仕様，などについて記述した．

実働時のピストン系フリクションを実測することは重要であり，本研究では浮動ライナ法によって行った．スカート部のフリクション測定とリング部のフリクション測定がそれぞれに測定可能な構造をもつ分離型浮動ライナエンジンを開発した．この分離型浮動ライナエンジンによりスカート部のみのフリクション測定が始めて可能になるとともにリング部のフリクションも測定可能となった．さらに本研究ではリングを含めたピストン系全体のフリクション測定のために浮動ライナエンジンを試作した．浮動ライナエンジン，とともに測定精度の確保のため2重ライナ構造の採用，燃烧圧バランス部構造の最適化，ライナ支持環状環状板の最適化などを行った．これらの方法を用いた実験により次章以降に記述するスカート部のフリクション計算法の開発やフリクションの解析につなげることが可能になる．

油膜の可視化では蛍光法を用い，ピストン全体の油膜が観察可能なようにライナをサファイアとした．試験装置の制約で光源が限られていたため，光源の波長に合わせて蛍光剤とフィルターを組み合わせ最適化するため何種類かの水準を検討し準備した．

ライナ温度とその時のオーバーラップ量を生産エンジンと同じにするため本研究ではピストン組込クリアランスを調整し，フリクション測定，可視化試験を行うようにした．

フリクション測定，油膜の可視化とともに試験目的に応じたピストン仕様，リング仕様を供試した．分離型浮動ライナエンジンではピストン2水準とリング1水準，浮動ライナエンジンではピストン3水準とリング3水準，油膜可視化エンジンではピストン6水準とリング2水準である．試験結果については4章に記述する．

## 第 3 章

### フリクシヨンの計算方法

### 3.1 スカート部のフリクション計算法

#### 3.1.1 計算の目的と方針

スカート部のフリクションを実用上問題ない精度で予測し、フリクションの要因解析、フリクション低減に役立てることを目的とする。そのため、スカート部の主要諸元であるプロフィールやスカート長さなどの諸寸法に加えて、表面粗さ、スカート部の剛性、境界潤滑時の摩擦係数、ピストンの動きなども考慮した計算モデルを構築する。

#### 3.1.2 基礎式(レイノルズ方程式)と仮定

本章で記述するフリクション計算は流体潤滑状態の摩擦係数と境界潤滑状態の摩擦係数を求める方法である。流体潤滑の摩擦係数は表面粗さを考慮した Patir<sup>(21)</sup>(<sup>22</sup>)らの平均レイノルズ方程式を解き求めるのであるが、ここではその元となるレイノルズ方程式とその前提条件について主に記述する。レイノルズ方程式は潤滑の教科書に一般的に記載されている内容(例えば文献(59))であるため概略を示す。

レイノルズ方程式は微小流体部分に働く力の釣り合いと流れの連続の条件とから得られるが、この方程式を導くために次の仮定を設ける。

##### < 仮定 1 >

- (1) オイルはニュートン流体である。即ち、流れの剪断応力は剪断速度に比例する。
- (2) 慣性力は無視できる。
- (3) 重力は無視できる。油膜内に働く重力は圧力および剪断力に比べてはるかに小さい。
- (4) 油膜厚さは摺動面の寸法に比べて非常に小さい。したがって粘度、圧力は油膜厚さ方向に一定とみなせる。
- (5) 摺動面の表面でオイルは摺動面と同一の速度を有する。
- (6) 流体の粘度は一定とする。

図 3-1 に示すように上下の摺動面の速度を  $U_2, U_1$  とし、 $x$  軸、 $y$  軸、 $z$  軸を図に示したようにとる。油膜中の中に各辺の長さが  $dx, dy, dz$  である微小直方体を考え、これに働く方向の力の釣り合いを考える。この場合流体に働く慣性力は(2)により無視するから、圧力  $p$  と剪断応力  $\tau$  を考えればよい。これらの力は図 3-1 に示すように釣り合っているから次式が成り立つ。

$$pdydz - \left( p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) dydz - \tau dx dy + \left( \tau + \frac{\partial \tau}{\partial z} dz \right) dx dy = 0$$

したがって次式が成り立つ。

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial \tau}{\partial z} \tag{3-1}$$

仮定(1)により  $u$  を  $x$  方向の速度成分、 $\mu$  を流体の粘度とすると次式が成り立つ。

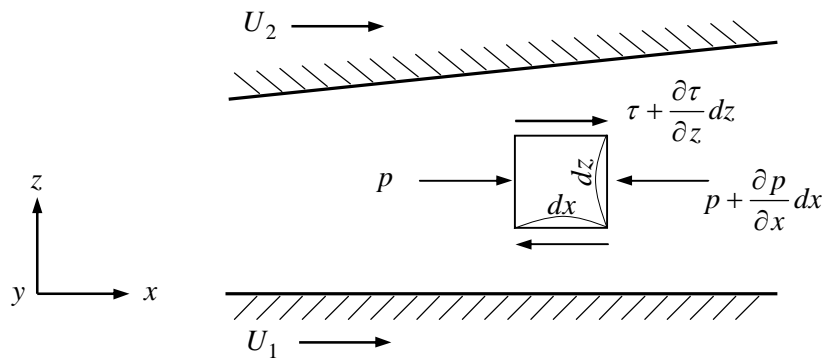


図 3-1 微小流体に働く力の釣り合い

$$\tau = \mu \frac{\partial u}{\partial z}$$

これを式(3-1)に代入すると

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu \frac{\partial u}{\partial z} \right) \quad (3-2)$$

仮定(4)により式(3-2)を  $z$  に関して積分できる．また仮定(5)により速度  $u$  に関して次式が成り立つ．

$$\left. \begin{array}{l} z=0 \text{ で } u=U_1 \\ z=h \text{ で } u=U_2 \end{array} \right\} \quad (3-3)$$

ここで  $h$  は摺動面の任意の位置  $x, y$  および時刻  $t$  における油膜厚さである．一般の形で書けば次式で表される．

$$h = h(x, y, t)$$

したがって式(3-2)および(3-3)から次式を得る．

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} (z^2 - zh) + \frac{U_2 - U_1}{h} z + U_1 \quad (3-4)$$

この  $u$  を  $z$  に関して 0 から  $h$  まで積分すれば単位幅当たりの方向に流れる流量  $G_x$  が求まる．即ち，

$$G_x = \int_0^h (1 \cdot u) dz = -\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{U_1 + U_2}{2} h \quad (3-5)$$

右辺第 1 項は圧力勾配による流量，第 2 項は壁面速度による流量を表す．

同様に  $y$  方向の速度成分  $v$  を積分してその方向の流量  $G_y$  を得る．

$$G_y = \int_0^h (1 \cdot v) dz = -\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \quad (3-6)$$

ここで  $y$  方向には摺動面は運動していないから  $U_1, U_2$  に相当する速度は 0 である．

今，図 3-2 に示すように油膜内の微小角柱 ( $dx \cdot dy \cdot h$ ) について微小時間  $dt$  の間に角柱の 4 側面から流入する体積と流出する体積の差は，図中上側の  $z$  方向の速度  $\partial h / \partial t$  による角柱の体積増加分に等しい(連続の条件)から次式が成り立つ．

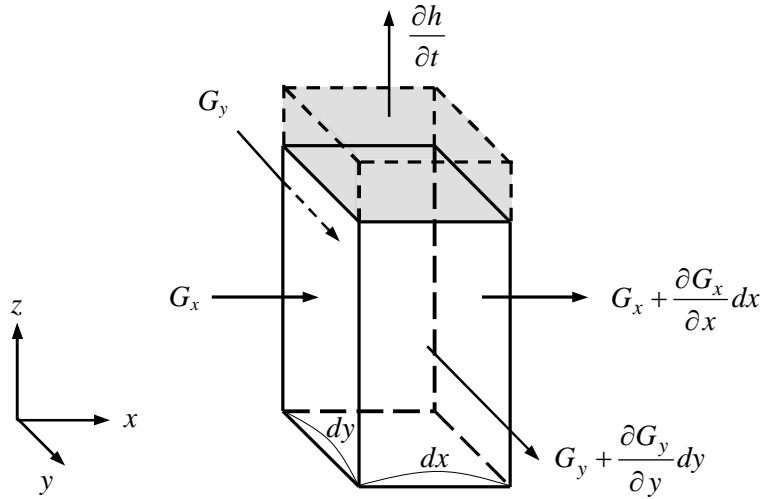


図 3-2 油膜内における流れの連続

$$\left\{ G_x - \left( G_x + \frac{\partial G_x}{\partial x} dx \right) \right\} dy dt + \left\{ G_y - \left( G_y + \frac{\partial G_y}{\partial y} dy \right) \right\} dx dt = \frac{\partial h}{\partial t} dx dy dt$$

したがって次式を得る .

$$\frac{\partial G_x}{\partial x} + \frac{\partial G_y}{\partial y} + \frac{\partial h}{\partial t} = 0 \quad (3-7)$$

この式に式(3-5) , 式(3-6)を代入すると

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6(U_1 + U_2) \frac{\partial h}{\partial x} + 12 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (3-8)$$

これが油膜内における圧力  $p$  の時間的 , 空間的分布を支配する基礎方程式であり , レイノルズ方程式と呼ばれている .

本研究では基礎方程式として表面粗さ形状が考慮できる Patir<sup>(21)(22)</sup>らの平均レイノルズ方程式を用いた . Patir らの命名による平均レイノルズ方程式とは表面粗さがある場合に隙間を流れる油の流量を  $\phi_x G_x$  ,  $\phi_y G_y$  のように圧力流れに対する修正係数  $\phi_x$  ,  $\phi_y$  と , 剪断流れに対する修正係数  $\phi_S$  を用いて表し , レイノルズ方程式に修正係数を付加する事で表面粗さの影響を表す理論モデルである . Patir<sup>(21)(22)</sup>らの修正係数を導入すると , 式(3-8)のレイノルズ方程式は次の形に修正される .

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \phi_x \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \phi_y \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6(U_1 + U_2) \frac{\partial \bar{h}_t}{\partial x} + 6(U_1 - U_2) \sigma \frac{\partial \phi_S}{\partial x} + 12 \frac{\partial \bar{h}_t}{\partial t} \quad (3-9)$$

ここで ,  $U_2 = 0$  ,  $U_1 = U$  とすると式(3-9)は次のように表される .

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \phi_x \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \phi_y \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \frac{U}{2} \left( \frac{\partial \bar{h}_t}{\partial x} + \sigma \frac{\partial \phi_S}{\partial x} \right) + \frac{\partial \bar{h}_t}{\partial t} \quad (3-10)$$

ただし ,  $\bar{h}_t$  は Patir<sup>(21)(22)</sup>らの定義による局所油膜厚さの平均であり (詳細は図 3-18(b) , 式(3-44)を参照) ,  $\sigma$  は 2 表面間の合成 R M S 粗さを示す .

## < 仮定 2 >

- ここで以下の項目を本研究におけるスカート部とリングの計算に共通の仮定とする．
- (7) 摺動面形状は変形せず，摺動面全体の傾きはないとする．
- (8) 摺動面内のオイルは十分にあるとする．

### 3.1.3 記号の説明

本項ではスカートフリクション計算に使用される記号について説明する．

$a_w$	: 条痕先端の摩耗量相当 [mm]
$c_l$	: 固体接触による荷重分担比
$f$	: 摩擦力の合計 [N]
$f_h$	: 流体潤滑成分の摩擦力 [N]
$f_b$	: 固体接触による摩擦力 [N]
$f_{str}$	: 筋状流れ部の摩擦力 [N]
$h$	: 油膜厚さ [mm]
$h_*$	: 局所油膜厚さ [mm]
$\bar{h}_*$	: 局所油膜厚さの平均 [mm]
$h_b$	: 条痕の山の高さ(固体接触が始まる油膜厚さ) [mm]
$h_s$	: 筋状流れが始まる点の油膜厚さ [mm]
$l_p$	: 条痕形状のピッチ [mm]
$p$	: 油膜圧力 [Pa]
$R$	: 条痕の谷の部分の半径(バイトの刃先半径) [mm]
$sb$	: スカート摺動長さ [mm]
$sw$	: スカート摺動幅 [mm]
$t$	: 時間 [sec]
$U$	: スカート摺動部のすべり速度 [m/sec]
$w_b$	: 固体接触による分担荷重 [N]
$w_h$	: 油膜による分担荷重 [N]
$w_s$	: スカート荷重(外力) [N]
$x, y, z$	: 座標系(図 3-5)
$x_s$	: 筋状流れが始まる位置 [mm]
$x_R$	: 油膜の終端(レイノルズの境界条件) [mm]
$\delta, \xi$	: スカートの表面粗さを表示するための座標系
$\bar{\delta}$	: $\delta, \xi$ 座標系におけるスカート表面粗さの平均的位置 [mm]
$\delta(\xi)$	: $\delta, \xi$ 座標系におけるスカート表面の粗さ曲線 [mm]
$\iota$	: 筋状流れの割合
$\mu$	: オイル粘度 [Pa·s]

- $\mu_b$  : 固体接触時の摩擦係数
- $\tau$  : 粘性による剪断応力(単位面積あたりの摩擦力) [Pa]
- $\tau_{str}$  : 筋状流れ部の剪断応力(単位面積あたりの摩擦力) [Pa]
- $\phi_x, \phi_y$  : 条痕形状における  $x, y$  方向の圧力流れ(ポアズイユ流れ)に対する修正係数
- $\phi_f, \phi_{fp}$  : 条痕形状における剪断流れ(クェット流れ)に対する修正係数

### 3.1.4 流体潤滑の摩擦力

本研究では Patir<sup>(21)(22)</sup>らの平均レイノルズ方程式を用いて流体潤滑摩擦力を計算するが、修正係数を求めるために必要となる表面粗さ形状を先ず検討する。

スカートの表面はバイトの加工目を残す条痕加工と呼ばれる粗い加工が施される場合が多い。バイトの刃先先端の形状が繰り返される粗さ形状となり、エンジンの運転による摩耗により表面の先端部分が平らになっている。図 3-3 に条痕加工された実際のスカート表面の粗さを示す。本研究ではこのような条痕形状が考慮できるよう、渡辺<sup>(60)</sup>と同様に図 3-4 に示すような条痕形状のモデルを用いた。

粗さの高さ  $h_b$  の 1/2 の位置に横方向座標( $\xi$ 軸)をとり、条痕の谷の部分に円弧、条痕先端の摩耗した部分を直線とすると、粗さ曲線  $\delta(\xi)$ は式(3-11)、粗さの平均的位置  $\bar{\delta}$ は式(3-12)で求められる。

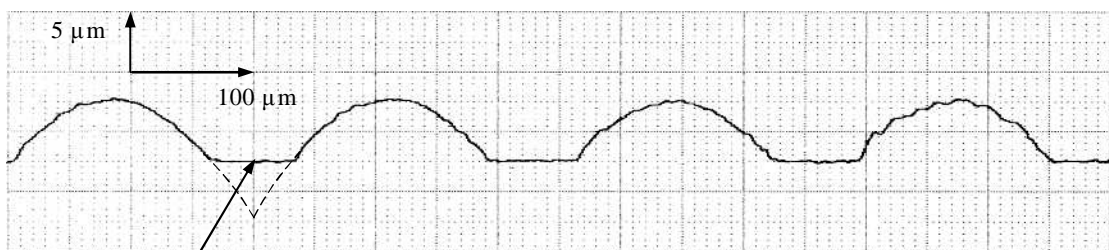
$$\left. \begin{aligned} \delta(\xi) &= \sqrt{R^2 - \xi^2} - \left(R - a_0 + \frac{a_w}{2}\right) & 0 \leq \xi \leq l_{pf} \\ \delta(\xi) &= -a_0 + \frac{a_w}{2} & l_{pf} < \xi \leq l_p/2 \end{aligned} \right\} \quad (3-11)$$

$$\bar{\delta} = \frac{2}{l_p} \int_0^{l_p/2} \delta(\xi) d\xi \quad (3-12)$$

$$= \frac{1}{l_p} \left\{ l_{pf} \sqrt{R^2 - l_{pf}^2} + R^2 \sin^{-1} \left( \frac{l_{pf}}{R} \right) - 2l_{pf} \left( R - a_0 + \frac{a_w}{2} \right) + 2 \left( \frac{l_p}{2} - l_{pf} \right) \left( -a_0 + \frac{a_w}{2} \right) \right\}$$

ただし、

$$a_0 = \frac{R - \sqrt{R^2 - l_p^2/4}}{2}, \quad l_{pf} = \sqrt{R^2 - (R - 2a_0 + a_w)^2} \quad (3-13)$$



条痕先端は摩耗により平らになっている

図 3-3 スカートの表面粗さ(条痕形状)

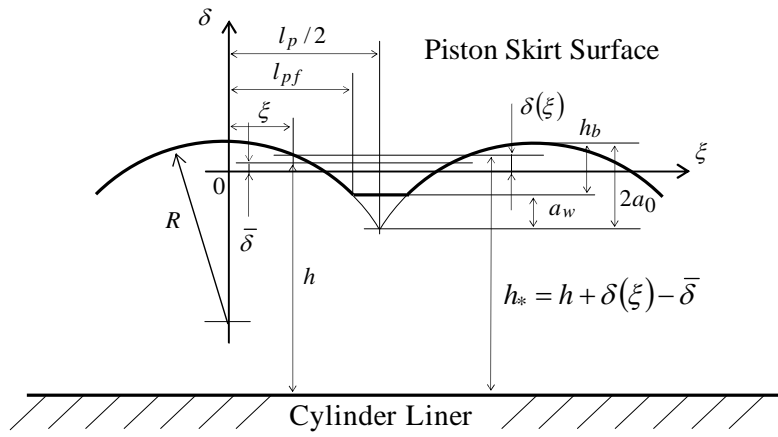


図 3-4 条痕形状のモデル化

したがって、油膜厚さを  $h$  とすると、局所油膜厚さ  $h_*$  は次式(3-14)で与えられる。

$$h_* = h + \delta(\xi) - \bar{\delta} \quad (3-14)$$

3.1.2 項で述べたように本研究では基礎方程式として表面粗さ形状が考慮できる Patir<sup>(21)(22)</sup>らの平均レイノルズ方程式(3-10)を用いた。座標系は図 3-5 に示すようにスカーフト摺動方向を  $x$  軸、直角方向に  $y$  軸、 $z$  軸は紙面と直角方向で油膜の厚さ方向にとった。時間を  $t$ 、平均油膜圧力を  $p$ 、局所油膜厚さの平均を  $\bar{h}_*$ 、オイル粘度を  $\mu$ 、摺動面速度を  $U$  とすると、平均レイノルズ方程式は式(3-15)で示される。

ただし、本計算モデルではライナの表面粗さは考慮していないため剪断流れに関する修正係数は省略<sup>(60)</sup>した。剪断流れに関する修正係数は速度  $U$  である運動面の粗さによって移動し、静止面の粗さによってせき止められる流量を付加的に表すと考えられるためである。なお、図 3-5 の矩形斜線部は 3.1.6 項において定義する摺動面積である。

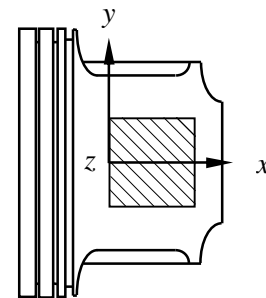


図 3-5 座標系

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \phi_x \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \phi_y \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6U \left( \frac{\partial \bar{h}_*}{\partial x} \right) + 12 \frac{\partial \bar{h}_*}{\partial t} \quad (3-15)$$

式(3-15)の左辺は修正係数を含んだ圧力勾配による流量変化に関する項を示し、右辺第 1 項はいわゆるくさび効果(Wedge 効果)を表す項で隙間へのオイルの流入による圧力発生を意味し、右辺第 2 項は絞り効果(squeeze 効果)を表す項で隙間が狭くなることにより発生する圧力を意味する。

修正係数  $\phi_x$ ,  $\phi_y$  は規則正しい粗さが繰り返される場合に適用される堀合ら<sup>(60)</sup>の式(3-16)を用い、条痕形状を与えれば次式により求めることができる。

$$\phi_x = \frac{1}{h^3 E \left[ \frac{1}{h_*^3} \right]}, \quad \phi_y = \frac{E[h_*^3]}{h^3} \quad (3-16)$$



ただし，期待値  $E[\ ]$  は，

$$E[h_*^n] = \frac{2}{l_p} \int_0^{l_p/2} h_*^n(\xi) d\xi \quad (3-17)$$

$\bar{h}_* = E[h_*]$  であるから式(3-11)(3-12)(3-14)(3-17)より

$$\frac{\partial \bar{h}_*}{\partial t} = \frac{\partial h}{\partial t}, \quad \frac{\partial \bar{h}_*}{\partial x} = \frac{\partial h}{\partial x} \text{ となる.} \quad (3-18)$$

したがって，式(3-18)を式(3-15)へ代入した次式(3-19)を解けばよい．

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \phi_x \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \phi_y \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6U \left( \frac{\partial h}{\partial x} \right) + 12 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (3-19)$$

摩擦力は式(3-20)で示される Patir<sup>(21)</sup>(22)らが導いた局所剪断応力  $\tau$  を摺動面全体に積分すれば良い．また修正係数  $\phi_f, \phi_{fp}$  は規則正しい粗さが繰り返される場合に適用される渡辺<sup>(60)</sup>，堀合ら<sup>(61)</sup>の式(3-21)より求めた．

$$\tau = \frac{\mu U}{h} \phi_f + \phi_{fp} \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (3-20)$$

$$\phi_f = hE \left[ \frac{1}{h_*} \right], \quad \phi_{fp} = E \left[ \frac{1}{h_*^2} \right] / hE \left[ \frac{1}{h_*^3} \right] \quad (3-21)$$

### 3.1.5 境界潤滑の摩擦力

ある粗さ分布を持つ表面どうしの接触理論は Greenwood<sup>(62)</sup>らの理論が有名である．この理論ではある山の高さとおある山の高さの接触(3.3.2 項，図 3-18，図 3-22)を確率論的に求めている．表面粗さの分布関数は例えば正規分布などを仮定している．スカートの表面では図 3-3 に示したようにライナと接触するのは規則正しい粗さ形状を持つ条痕の摩擦した先端部であり，条痕の先端部が何ヶ所も線状(ライナの周方向)に接触しているイメージとなるため，Greenwood<sup>(62)</sup>らの確率論的な接触理論は適用できないと考えられる．

一方曾田は混合潤滑面における負荷理論<sup>(63)</sup>の中で固体接触による荷重分担は油膜厚さ，表面粗さ，摺動面の平均圧力などの関数として表されたとしており，後藤<sup>(64)</sup>らはこの理論をピストンリングに適用して境界潤滑の摩擦力を計算している．

本研究では上・下死点付近などの油膜が薄い時における境界潤滑状態の摩擦力計算は曾田の混合潤滑面における負荷理論の考え方を採用し，油膜厚さと表面粗さだけの関数の単純化した式とした．即ち，

油膜厚さ  $h$  が固体接触が始まる油膜厚さ  $h_b$  より薄くなる時，固体接触による荷重分担比  $c_l$  は式(3-22)で表し(図 3-6)，この関数の定数は経験的に決定した．

$$c_l = 0.6 \left\{ 1 - \left( \frac{h}{h_b} \right)^{0.6} \right\}^2 \quad (3-22)$$

ただし， $h \leq h_b$  である．

ここで  $h_b$  は条痕の山の高さ (図3-4) , 固体接触時の摩擦係数は  $\mu_b$  を本研究では0.1と設定した . 式 (3-23) に示すように油膜圧力が受け持つ荷重  $w_h$  と固体接触により受け持つ荷重  $w_b$  はスカート荷重 (外力)  $w_s$  と釣り合うとした .

$$w_s = w_h + w_b \quad (3-23)$$

ただし ,  $w_b = w_s \cdot c_l$

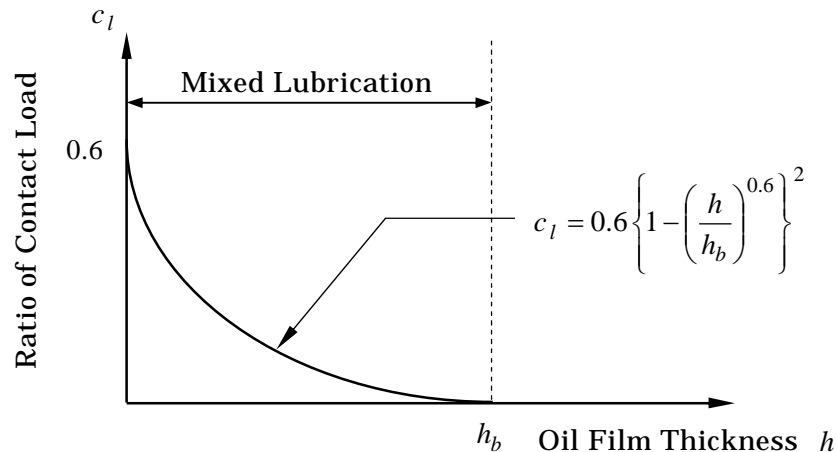


図 3-6 混合潤滑状態における荷重分担の計算

### 3.1.6 スカート摺動面積および摺動面形状

ガソリンエンジンは運転時にピストンとライナの線膨張係数差 , 温度差によりスカート部の外径がライナ内径より計算上大きな寸法となることを 2.5 節で述べた . 計算上仮想的なオーバーラップ量が生じるのであるが (図 3-7) , 実際にはライナの中に押し込まれているため荷重が発生する . これをオーバーラップ荷重と定義した . 図 3-7 に示すように , オーバーラップしたスカート部とライナの切断面の面積と矩形の面積が同じになるように矩形の長さ  $s_b$  と幅  $s_w$  を決定し , この矩形をスカート摺動面積と定義した . なお矩形の長さ  $s_b$  と幅  $s_w$  の比は切断面の長さとの比と同じにした . この部分はオーバーラップ荷重が作用し油膜圧力が発生する領域であり油膜厚さも薄いと考えられるので , この面積内には十分なオイルがあると仮定した . なお , 本研究で問題とするフリクションはエンジンの暖機後であるのでオーバーラップする条件のみを計算の対象としている .

スカートはシリンダ内で摺動している時は油膜圧力により変形していると考えられるので , 摺動面形状を正確に求めるには油膜圧力が発生する摺動時のスカート変形を計算しなければならない . 図 3-8 に油膜圧力が作用する時の静的なスカート変形を F E M を用いて求めた結果<sup>(65)</sup>を示すが , スカート全体が内側に狭まるような変形となっており , 摺動面のプロファイル自体の崩れは少ない . したがって , 本研究では摺動面の形状は表 2-2 や表 2-6 に示したプロファイル諸元値をそのまま用いた .

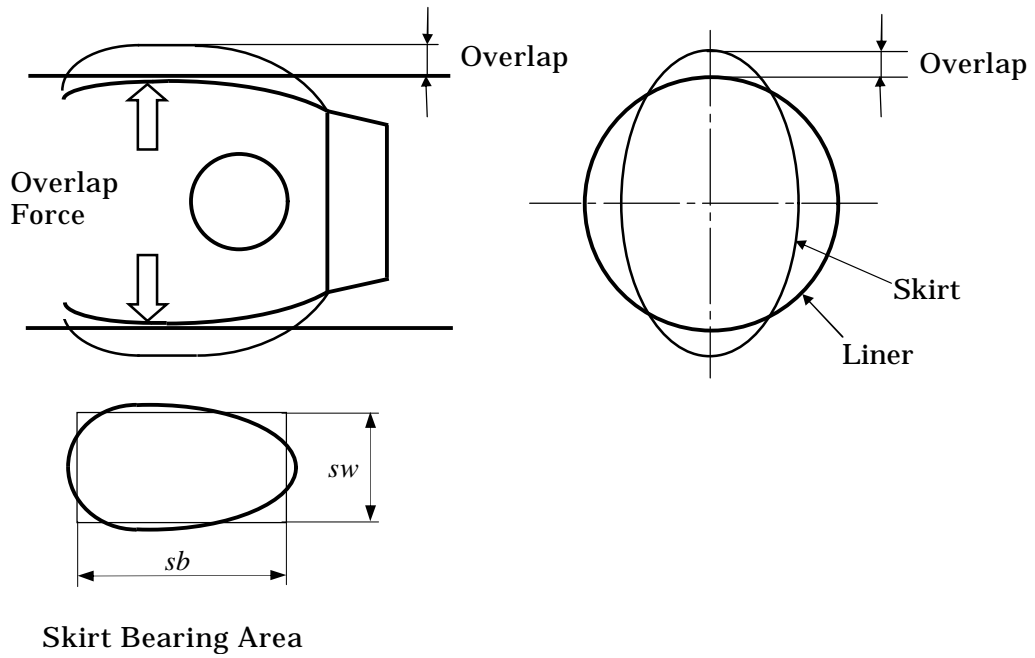


図 3-7 オーバラップ荷重とスカート摺動面積の定義

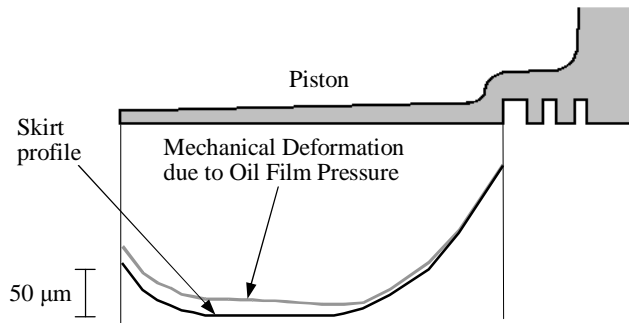


図 3-8 スカート摺動面変形計算結果

スカートプロファイルの  $TpL$ ,  $BdL$  部分(表 2-2, 2-6)は 2 次曲線を用いて設計されているので図 3-9 に示すように計算時の摺動部は 2 次曲線と直線の組み合わせで構成した。本計算法ではオーバーラップ量が決めればスカート摺動面形状はプロファイル諸元値から決定できる。

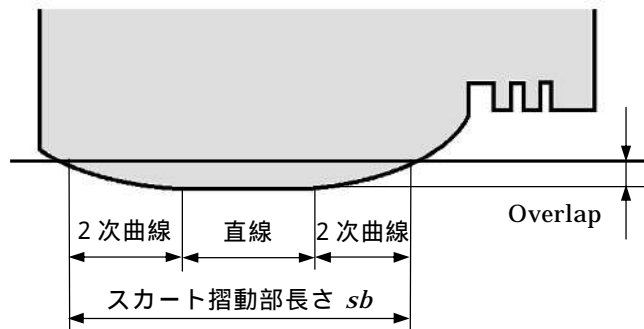


図 3-9 スカート摺動面の構成

### 3.1.7 筋状流れ部の摩擦力計算と油膜圧力終端条件(レイノルズの境界条件)

油膜終端以降の後流領域では油と空気が混在し筋状の流れ(Striation)となっていることが和栗ら<sup>(66)(67)</sup>、金<sup>(68)(69)</sup>らの可視化によって確認されている。この領域は油膜圧力は発生せず油膜圧力による荷重分担は生じないものの油の粘性による摩擦力は生じると考えられる。本研究における筋状流れ部の摩擦力計算は三田<sup>(70)</sup>がリングの筋状流れの摩擦力計算に用いた方法を用いる。以下に概略を記述する。

筋状流れを図 3-10 のように仮定すると、筋状流れ領域内の任意の位置  $x$  ( $x_s \leq x \leq sb$ ) における筋状流れの幅が全幅に占める割合を  $\iota$  とすれば

$h_s \cdot sw = \iota \cdot h \cdot sw$  , よって

$$\iota = \frac{h_s}{h} \quad (3-24)$$

また筋状流れ(striation)内の  $z$  方向の速度分布はどの位置でも直線的なクェット流であるから、 $u$  を油膜内の  $x$  方向の速度成分とすると、粘性による剪断応力  $\tau_{str}$  は式(3-24)を代入して次式が得られる。

$$\tau_{str} = \mu \frac{\partial u}{\partial z} = \mu \frac{h_s}{h} \frac{U}{h} = \mu h_s \frac{U}{h^2} \quad (3-25)$$

油膜圧力の終端条件はレイノルズの境界条件を用いた。即ち、油膜の終端位置を  $x_R$  とすると、この位置において  $p=0$ 、 $\frac{\partial p}{\partial x}=0$  とする。本研究では  $x_R=x_s$  とした。

なお後端以外の摺動面の外周の境界条件もすべて  $p=0$  とした。

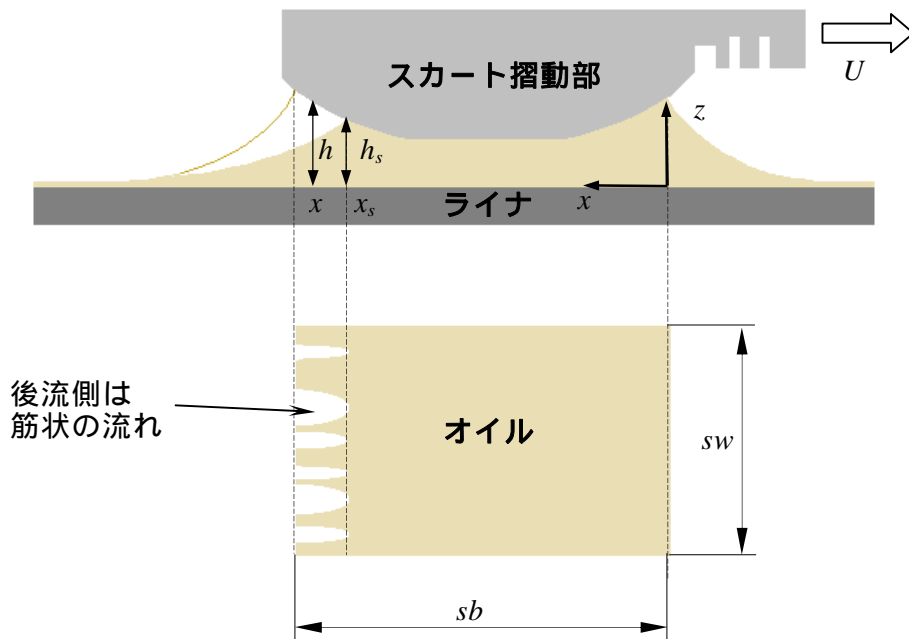


図 3-10 筋状流れのモデル化

### 3.1.8 スカート荷重

スカート部に作用する荷重はオーバーラップにより発生するオーバーラップ荷重とスラスト荷重である。スカート荷重は外力として作用し、油膜と固体接触によりこの荷重を受け持つ。この荷重はピストンの動きやスカート剛性、プロファイルとも関連するため、これらが考慮可能なように図 3-11 に示すようなスカート部をバネとダッシュポットで構成したモデルを用いてスカート荷重を計算した。スカート剛性はバネで表し、バネは 5 mm 間隔で設けた。バネがフリーの時、バネの先端がスカートのプロファイル形状を意味する。油膜のダンピング効果はダッシュポットにより表し、ダッシュポットの実験値を用いた。バネの縮みをスカートの変形とし、スカート荷重は各々のばねが縮むことにより発生する荷重を合計しスラスト側と反スラスト側それぞれに求めた。なお、ライナは剛壁とし、ピストンリングやピストンピン回りのフリクションは考慮していない。このモデルの計算は汎用機構解析ソフト ADAMS (米国 MSC 社開発、日本での販売代理店：(株)電通国際情報サービス)によって行った。

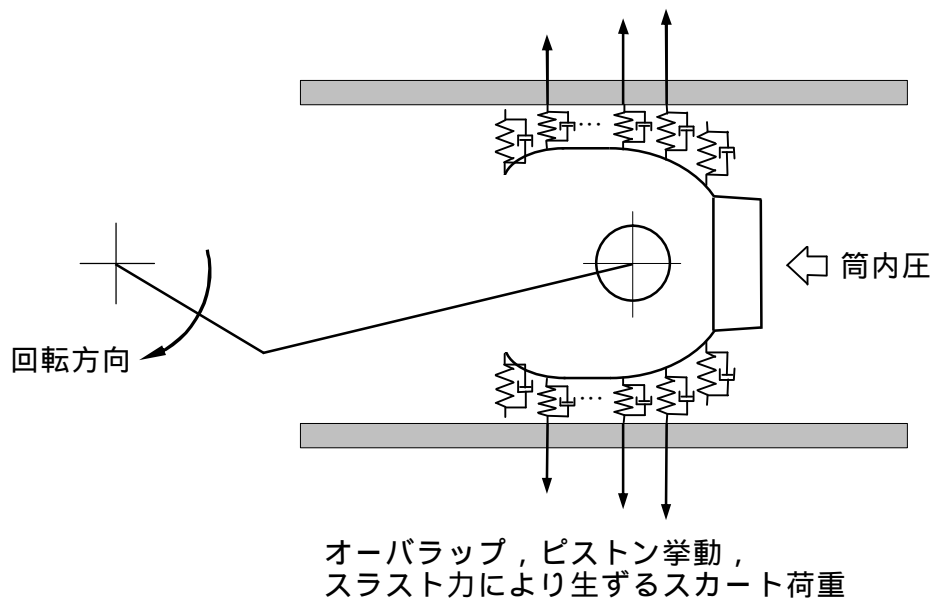


図 3-11 スカート荷重計算モデル

### 3.1.9 その他の入力項目

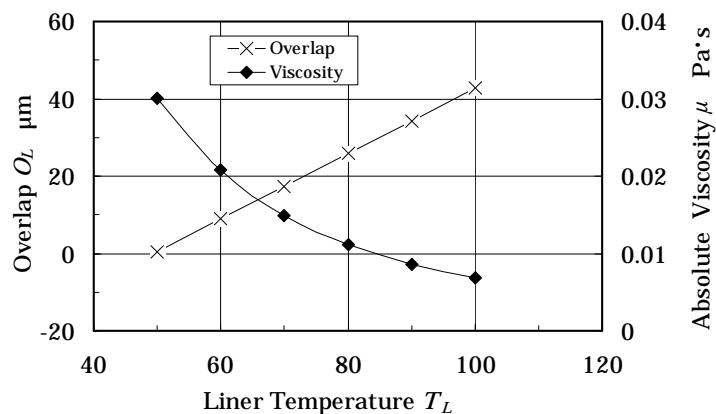
スカート部のフリクション計算は以上述べてきた定義や計算式を用いて行うが、ここでスカートプロファイル(表 2-2, 表 2-6)以外の主な入力データの項目をエンジン ととで整理して示し、あわせてスカート部フリクションの特徴を検討する。

図3-12に2.5節において定義したオーバーラップ量( $O_L$ )、3.1.6項において定義した摺動面積( $S_A$ )、オーバーラップ荷重( $O_W$ )とライナ温度( $T_L$ )との関係をオイルの絶対粘度( $\mu$ )を加えて示した。スカートの場合、温度の増加に対してフリクションに影響するのはオイル粘度の低下だけではなく、オーバーラップ量の増加に伴うオーバーラップ荷重と摺動面積の増加があるのが特徴となる。またスカートの仕様によってオーバーラップ荷重と摺動面積は大きく異なることが分かる。

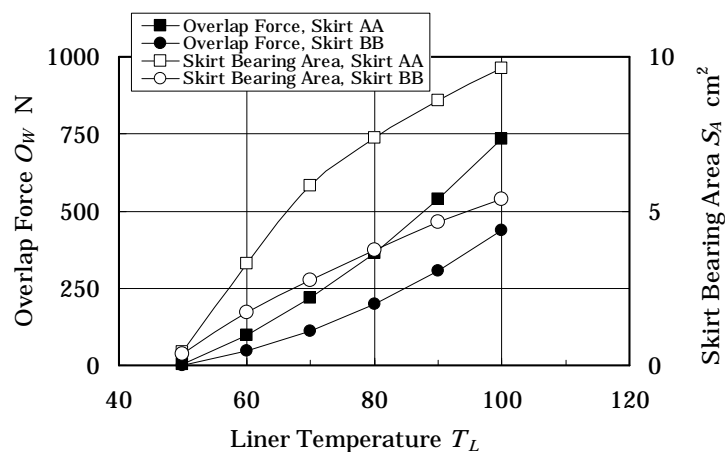
図 3-13 はエンジン における摺動面積 ( $S_A$ )，オーバラップ荷重 ( $O_W$ ) など，図 3-12 と同様の項目を回転速度 ( $N_E$ ) に対して示した．エンジン の場合は回転速度に対してライナ温度は生産エンジンのライナ温度に近い値を目標温度に設定 (表 2-5) してあるので，ライナ温度との関係として見ることもでき，ライナ温度は図中に括弧で示した．このエンジンのピストンでもスカートの仕様によってオーバラップ荷重と摺動面積は大きく異なっている．

以上述べてきたように，ピストンスカートの場合，スカートフリクションに影響する荷重や摺動面積はライナ温度 (オーバラップ量) に対して変化し，荷重や摺動面積はスカート仕様による影響を大きく受けると言える．

図 3-12, 3-13 にも示されているが，図 3-14 はオーバラップ量とオーバラップ荷重の関係をそれぞれのピストンごとに再プロットしたものである．オーバラップ量とオーバラップ荷重の関係は 2 次曲線で近似し，それぞれのピストンの 2 次曲線の係数を表 3-1 に示す．後述する (3.2.7 項) 油膜厚さ分のオーバラップ荷重増加の補正はこの表 3-1 の近似式によって行っている．

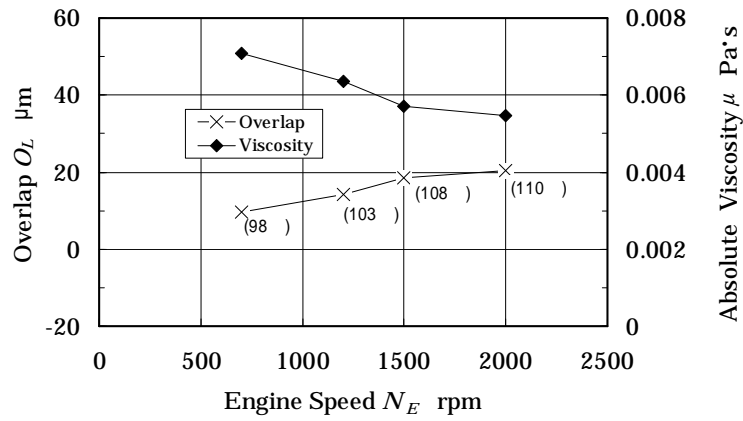


(a) ライナ温度 ( $T_L$ ) とオーバラップ量 ( $O_L$ ) およびオイル粘度 ( $\mu$ )

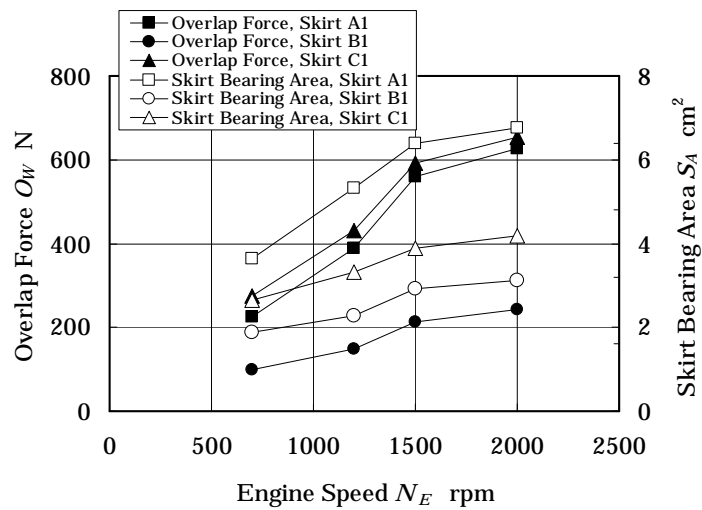


(b) ライナ温度 ( $T_L$ ) とオーバラップ荷重 ( $O_W$ ) および摺動面積 ( $S_A$ )

図 3-12 ライナ温度とスカートフリクションに影響する各項目との関係 (エンジン ，組込クリアランス  $25 \mu\text{m}$  の場合)

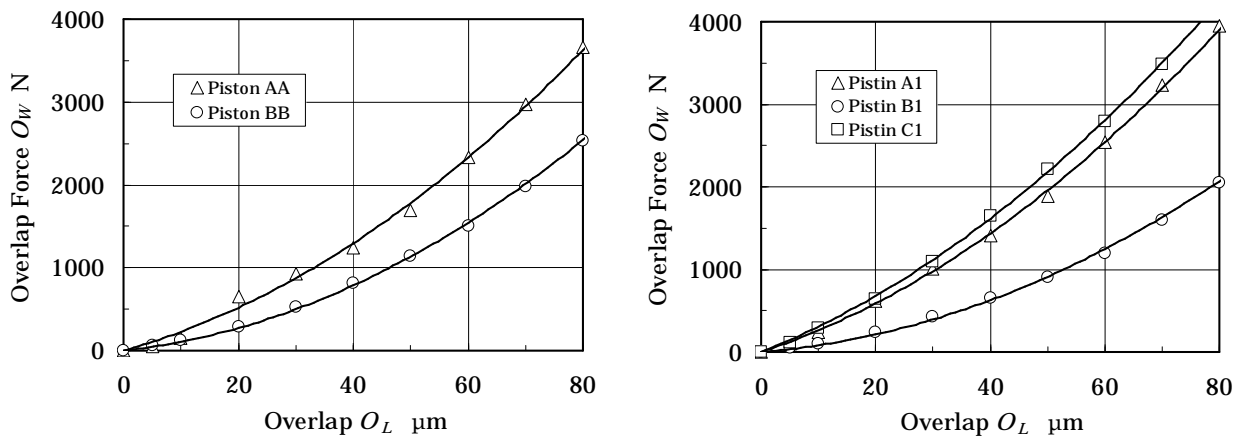


(a) 回転速度( $N_E$ )とオーバーラップ量( $O_L$ )およびオイル粘度( $\mu$ )



(b) 回転速度( $N_E$ )とオーバーラップ荷重( $O_W$ )および摺動面積( $S_A$ )

図 3-13 回転速度とスカートフリクションに影響する各項目との関係 (エンジン , 組込クリアランス60  $\mu\text{m}$ の場合)



(a) エンジン のピストンの場合

(b) エンジン のピストンの場合

図 3-14 オーラップ量( $O_L$ )とオーバーラップ荷重( $O_W$ )

表3-1 スカート剛性 2次曲線係数

近似式 $y=ax^2+bx$		
係数	$a$	$b$
ピストン AA	0.0331	1.979
ピストン BB	0.0309	0.7696
ピストン A1	0.0330	2.3415
ピストン B1	0.0260	0.5603
ピストン C1	0.0327	2.8118

( $9.8 \cdot y: N, x: \mu m$ )

計算に用いたスカート表面粗さの諸数値を表 3-2 に示す。  $l_p, a_w$  は使用したピストンの表面粗さを実測し求めた(図 2-5(a)に粗さ測定例)。条痕の谷の部分の半径  $R$  は正確な実測が困難であるため加工時の指示値(バイトの刃先半径)を用いた。ピストン AA, BB, A1, B1, C1 ともこれらの数値はほぼ同じであったため、スカートフリクションの計算はすべて同じ数値を用いて行った。

表3-2 スカート表面粗さ諸数値

$l_p$ mm	$a_w$ $\mu m$	$R$ mm	$a_0$ $\mu m$	$l_{pf}$ mm	$h_b$ $\mu m$
0.23	1.0	0.8	4.15	0.108	7.3



### 3.2 スカート部フリクション数値計算法

#### 3.2.1 差分化のための分割と記号

スカート摺動部を図 3-15(a)のように分割し, (b)に示すようにある格子点の座標を  $(i, j)$ , 分割幅をそれぞれ  $\Delta x, \Delta y$  とする.

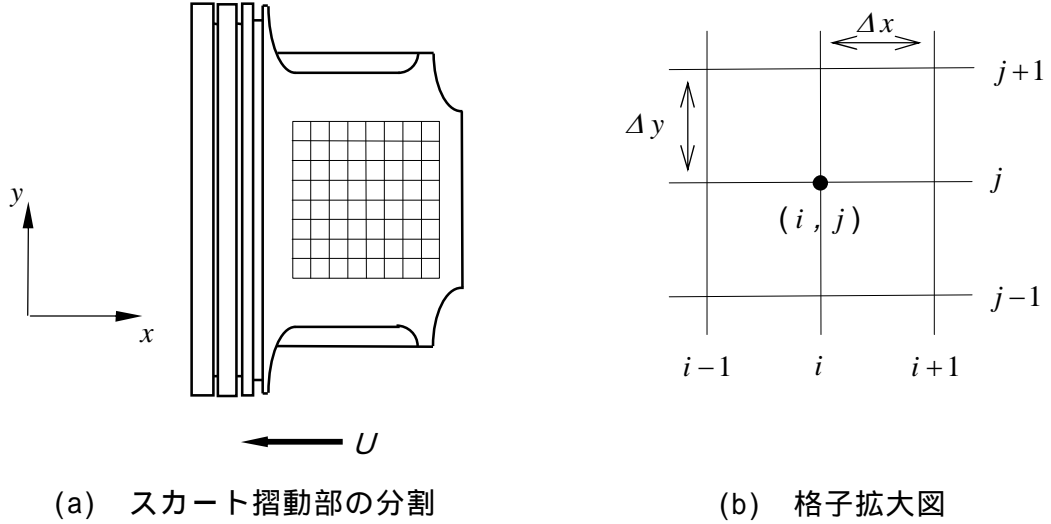


図 3-15 スカート部の分割と記号

#### 3.2.2 方程式の差分化

平均レイノルズ方程式 (3-19) の左辺第 1 項を中心差分近似式<sup>(71)(72)</sup>で表すと,

$$\frac{1}{\Delta x} \left\{ (\phi_{xi+1/2, j}) \frac{(h_{i+1/2, j})^3}{\mu} \frac{p_{i+1, j} - p_{i, j}}{\Delta x} - (\phi_{xi-1/2, j}) \frac{(h_{i-1/2, j})^3}{\mu} \frac{p_{i, j} - p_{i-1, j}}{\Delta x} \right\}$$

$p_{i+1, j}, p_{i, j}, p_{i-1, j}$  で式を整理すると,

$$\frac{1}{\mu \Delta x^2} \left[ (\phi_{xi+1/2, j}) (h_{i+1/2, j})^3 p_{i+1, j} - \left\{ (\phi_{xi+1/2, j}) (h_{i+1/2, j})^3 + (\phi_{xi-1/2, j}) (h_{i-1/2, j})^3 \right\} p_{i, j} + (\phi_{xi-1/2, j}) (h_{i-1/2, j})^3 p_{i-1, j} \right] \quad (3-26)$$

同様に左辺第 2 項の差分式は

$$\frac{1}{\mu \Delta y^2} \left[ (\phi_{yi, j+1/2}) (h_{i, j+1/2})^3 p_{i, j+1} - \left\{ (\phi_{yi, j+1/2}) (h_{i, j+1/2})^3 + (\phi_{yi, j-1/2}) (h_{i, j-1/2})^3 \right\} p_{i, j} + (\phi_{yi, j-1/2}) (h_{i, j-1/2})^3 p_{i, j-1} \right] \quad (3-27)$$

また右辺第 1 項の差分式は

$$6U \frac{h_{i+1/2,j} - h_{i-1/2,j}}{\Delta x} = 3U \frac{h_{i+1,j} - h_{i-1,j}}{\Delta x} \quad \text{となる。} \quad (3-28)$$

### 3.2.3 スクィーズ項 ( $\partial h/\partial t$ ) の計算

スクィーズ項(3.1.4 項)の計算は浜武<sup>(31)</sup>らの方法を用いて行った。  
油膜が分担する荷重を  $wh$  とすると、

$$wh = \iint p dx dy \quad (3-29)$$

$\frac{\partial h}{\partial t} = \dot{h}$  とし、式(3-23)を用いて、

$$\iint p dx dy - ws + wb = F(\dot{h}) \quad \text{とおく。} \quad (3-30)$$

式(3-30)を  $\dot{h}$  で微分すると

$$\iint \frac{\partial p}{\partial \dot{h}} dx dy = \iint p_s dx dy = F'(\dot{h}) \quad (3-31)$$

$$\text{ただし、} p_s = \frac{\partial p}{\partial \dot{h}} \quad (3-32)$$

$\frac{\partial p}{\partial \dot{h}}$  を求めるために平均レイノルズ方程式(3-19)を  $\dot{h}$  で微分する。

左辺第 1 項を  $\dot{h}$  で微分し、式(3-32)を用いると、

$$\frac{\partial}{\partial x} \left\{ \phi_x \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\partial p}{\partial \dot{h}} \right) \right\} = \frac{\partial}{\partial x} \left( \phi_x \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p_s}{\partial x} \right) \quad \text{となる。}$$

同様に左辺第 2 項と右辺を  $\dot{h}$  で微分すると、 $p_s$  に関する式(3-33)が得られる。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \phi_x \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p_s}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \phi_y \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p_s}{\partial y} \right) = 12 \quad (3-33)$$

$p_s$  も差分法で求めれば式(3-31)より  $F'(\dot{h})$  が求まる。

$\dot{h} = \frac{\partial h}{\partial t}$  はニュートンラフソン法<sup>(67)</sup>の式

$$\dot{h}_{k+1} = \dot{h}_k - \frac{F(\dot{h}_k)}{F'(\dot{h}_k)} \quad (3-34)$$

を用いて求めることができる。

### 3.2.4 摺動面における境界条件

油膜圧力の後端条件はレイノルズの境界条件を用いた。即ち、油膜圧力の油膜圧力  $p=0$ 、 $\partial p/\partial x=0$  である点  $x_R$  を油膜終端とする。なお後端以外の摺動面の外周の境界条

件はすべて  $p=0$  として計算を行った。

### 3.2.5 摩擦力の計算

流体潤滑による剪断応力  $\tau_{i,j}$  は式(3-20)を差分化すると

$$\tau_{i,j} = \phi_{fi,j} \frac{\mu U}{h_{i,j}} + \phi_{fp_{i,j}} h_{i,j} \frac{p_{i+1,j} - p_{i-1,j}}{4\Delta x} \quad (3-35)$$

同様に筋状流れ部の剪断応力  $\tau_{stri,j}$  は式(3-25)より

$$\tau_{stri,j} = \mu h_{si,j} \frac{U}{h_{i,j}^2} \quad (3-36)$$

摩擦力はこれらの剪断応力と局所面積の積を摺動面全体に求める(式(3-39))。

### 3.2.6 逐次過緩和法(SOR法)<sup>(74)</sup>による数値計算

差分方程式を式(3-37)のように変形し、初期値  $p_{i,j}^{(1)}$  に適当な値を与え  $p_{i,j}^{(n)}$  と  $p_{i,j}^{(n+1)}$  との差が許容できる値になるまで計算を繰返すことにより圧力  $p_{i,j}$  を求めることができる。

$$p_{i,j}^{(n+1)} = p_{i,j}^{(n)} + \omega \left\{ f(p_{i+1,j}^{(n)} + p_{i-1,j}^{(n+1)} + p_{i,j+1}^{(n)} + p_{i,j-1}^{(n+1)}) - p_{i,j}^{(n)} \right\} \quad (3-37)$$

ただし、 $\omega$ : 緩和係数、 $n$ :  $n$  次近似を表す。

圧力分布から負荷容量  $wh$  が求められ、式(3-23)で示したスカート荷重  $w_s$  との釣り合いを満足するかにより初期に与えた油膜厚さ  $h$  の値が正しいかが判断でき、計算を繰返すことにより油膜厚さ  $h$  が求まる。

ある時刻(クランク角度)における油膜圧力  $p$  と油膜厚さ  $h$  が求めればスカート部に発生する摩擦力の合計  $f$  は、流体潤滑の摩擦力を  $f_h$ 、固体接触による摩擦力を  $f_b$ 、筋状流れ部の摩擦力を  $f_{str}$ 、とすると、次式で求まる。

$$f = f_h + f_{str} + f_b \quad (3-38)$$

ただし、

$$\left. \begin{aligned} f_h &= \sum \sum \Delta x \Delta y \tau_{i,j} \\ f_{str} &= \sum \sum \Delta x \Delta y \tau_{stri,j} \\ f_b &= \mu_b w_s c_l \\ &= 0.1wb \end{aligned} \right\} \quad (3-39)$$

(3.1.5 項参照)

### 3.2.7 計算手順の概要

以上の諸関係式から油膜圧力，油膜厚さ，摩擦力を求めるための数値計算のフローチャート図を図3-16に示す．計算の流れの概要は，

最初のクランク角度の  $h$  とスキーズ項  $\partial h/\partial t$  は仮定する．

平均レイノルズ方程式(3-19)の差分式(3-37)をSOR法で解き圧力分布  $p_{i,j}$  を求める．

収束条件は  $p_{i,j}^{(n)}$  と  $p_{i,j}^{(n+1)}$  の差が0.5%以内とした．

スキーズ項の計算は式(3-30)，(3-31)を満足するスキーズ速度  $\dot{h}$  をニュートンラフソン法で求める． $\dot{h}_{k+1}$  と  $\dot{h}_k$  の差が0.2%以内になったとき収束したと判定した．

得られたスキーズ速度から次のクランク角度の油膜厚さ  $h$  はオイラー法<sup>(73)</sup>により求める．

クランク角度を進めて油膜厚さを求め，サイクル的に収束するまで計算を繰返し，摩擦力を求める．クランク角度0度と720度の油膜厚さの差が1%以内となった時，収束したと判定した．

3.1.8 項で求められるスカート荷重は油膜厚さ分による荷重の増加は考慮されないの  
で油膜厚さ分オーバーラップ量が増えたとし，図3-14，表3-1のオーバーラップ量と  
オーバーラップ荷重の関係をを用いスカート荷重を補正する．補正した新たなスカート荷重  
を用いて再度計算を行い，油膜厚さがサイクル的に収束するまで計算を繰返す．収束  
の判定はクランク角度90度においてスカート荷重補正前の油膜厚さと荷重補正後の  
油膜厚さの差が1%以内か否かで行った．

ここで数値計算の際のスカート部分割数(格子点数)と計算精度，計算時間について調  
べた結果を図3-17に示す．格子点数が700以上ではフリクシヨンの値はある一定値に  
近づいており，これ以上分割数を増やす必要がないことが分かる．したがって本研究で  
は分割数を  $26 \times 26$ (格子点数729)程度とし計算時間の短縮を図った．また本計算法では  
計算途中での振動や発散はなく，すべての計算条件で収束した．

なお，プログラムはマイクロソフト Visual C++ Ver. 6.0 を用いて作成し，パソコン  
で計算を実行した．

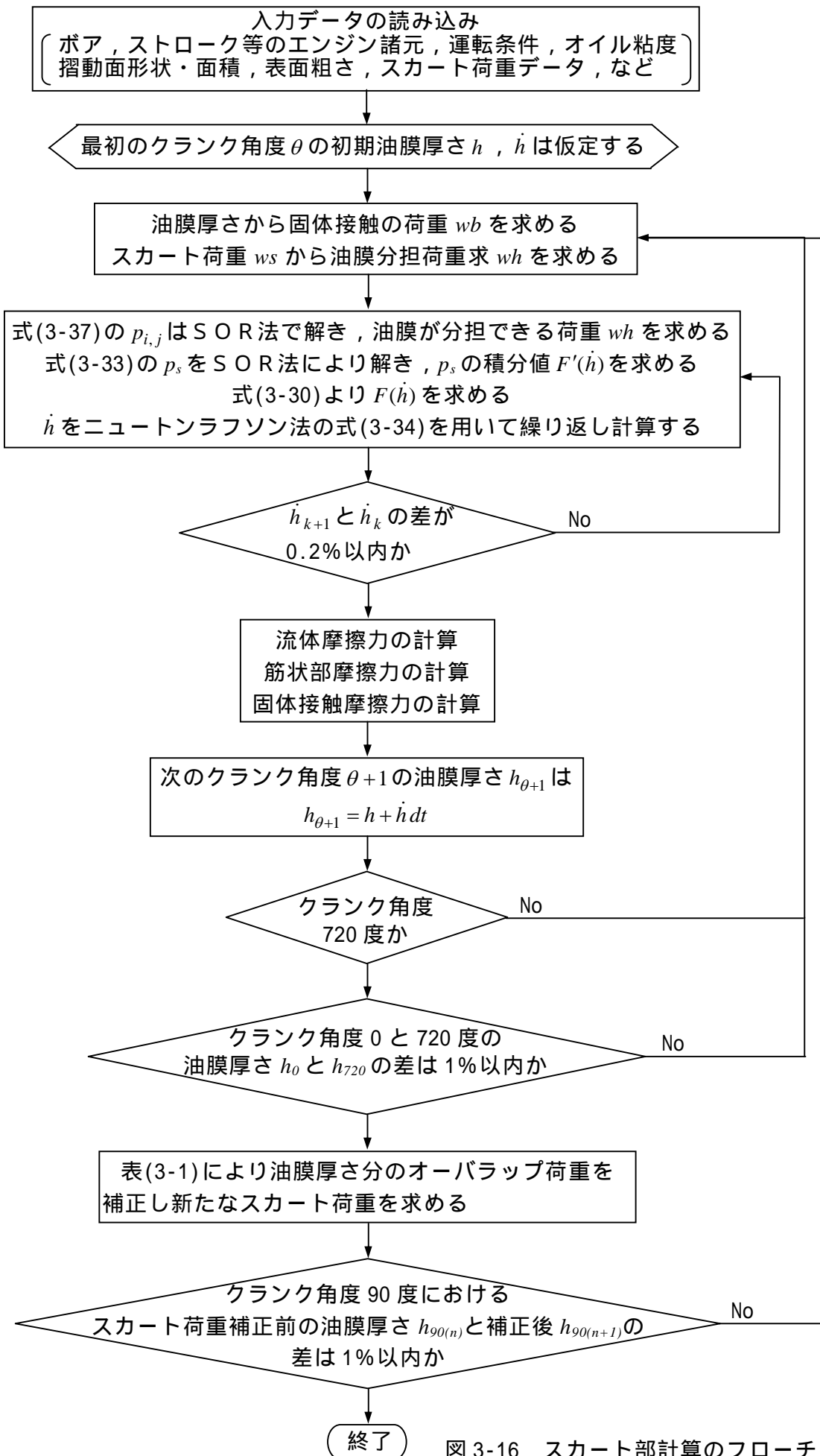


図 3-16 スカート部計算のフローチャート

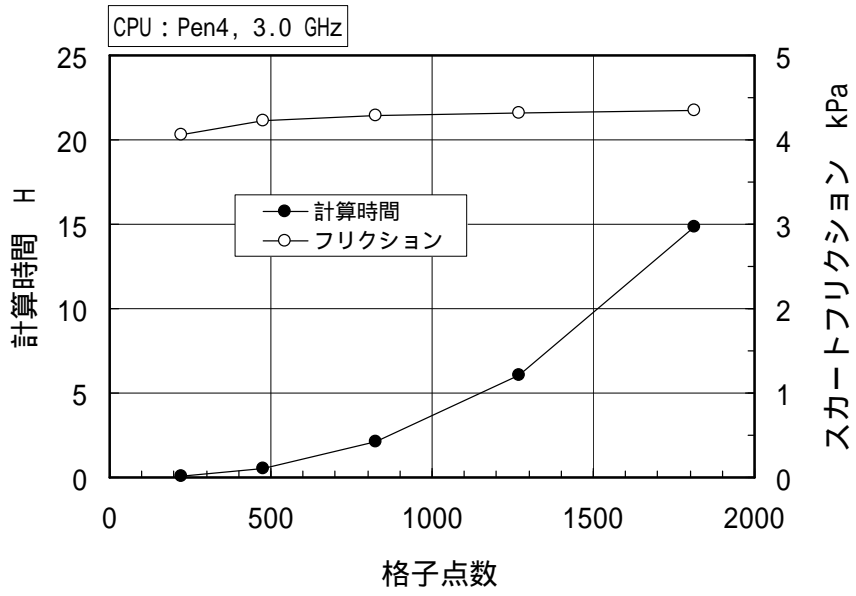


図 3-17 スカート部の格子点数(分割数)と計算精度および時間

### 3.3 リング部のフリクション計算法

#### 3.3.1 計算の目的と方針

リング部のフリクションはスカート部と同程度かやや大きい。ピストン全体のフリクションの把握のためにピストンリングについてもフリクション計算法を構築し、フリクションの要因解析、フリクション低減に役立てることを目的とする。本研究では表面粗さを考慮できる三田<sup>(35) - (37)</sup><sup>(70)</sup>らの計算方法を用いる。ただし、三田らの計算方法では燃焼圧による荷重を考慮していないため、本研究では燃焼圧による荷重を考慮できるように新たに改良を加えた。

#### 3.3.2 記号およびモデル化

##### (a) 記号の説明と無次元化

ピストンリング計算に使われる記号について説明する。記号は有次元の場合は小文字とし、無次元化した場合は大文字で表す。ただし最初から大文字の記号は添字 N で表す。

$A_C$	: 滑り面全体の接触面積 [mm <sup>2</sup> ]
$A_{Cd}$	: 単位面積当りの接触面積 (= $A_C / bl$ )
$b$	: リングの実摺動面幅 [mm]
$b_1$	: リング摺動方向のダレ部の長さ [mm]
$b_F$	: 古浜の境界条件における油膜終端位置 (= $b - b_1$ ) [mm]
$E_1$	: リングのヤング率 [Pa]
$E_2$	: ライナのヤング率 [Pa]
$E'$	: 2 表面の合成ヤング率 (= $\{(1 - \nu_1^2) / E_1 + (1 - \nu_2^2) / E_2\}^{-1}$ ) [Pa]
$f_h$	: 流体の摩擦力 [N]
$f_C$	: 境界潤滑状態の摩擦力 [N]
$f_{str}$	: 筋状(striation)流れ部における摩擦力 [N]
$f$	: 摩擦力の合計 ( $f = f_h + f_C + f_{str}$ ) [N]
$h$	: 位置 $x$ における油膜厚さ [mm]
$h_d$	: リングのダレ量 [mm]
$h_m$	: プロフィール中央平坦部における油膜厚さ [mm]
$h_t$	: 局所油膜厚さ [mm]
$\bar{h}_t$	: $h_t$ の平均 (Patir <sup>(21)</sup> <sup>(22)</sup> らの定義による) [mm]
$h_O$	: 油膜終端における油膜厚さ [mm]
$l$	: リングの周方向長さ [mm]
$p$	: 油膜圧力 [Pa]
$\bar{p}$	: $p$ の局所平均 (Patir <sup>(21)</sup> <sup>(22)</sup> らの定義による) [Pa]
$p_1$	: 筒内圧 (トップランド圧) [Pa]
$p_2$	: 2nd ランド圧 [Pa]

$p_C$	: 接触部における面圧 ( $=W_C/A_C$ ) [Pa]
$t$	: 時間 [sec]
$U$	: リングの滑り速度 [m/sec]
$W$	: リングに作用する全法線荷重(外力) [N]
$W_C$	: 滑り面全体における接触部で支持される法線荷重 [N]
$W_{Cd}$	: 単位面積当りの接触荷重 ( $=W_C/bl$ ) [N/mm <sup>2</sup> ]
$W_h$	: 油膜で支持される法線荷重 [N]
$x, z$	: リング摺動面の座標系
$x_R$	: レイノルズの境界条件における油膜終端位置 [mm]
$\alpha$	: 境界潤滑膜の剪断強度を与える式(3-109)中の経験定数(0.08 ~ 0.3)
$\beta$	: 球状先端の曲率半径(すべて同じ値と仮定する) [mm]
$\gamma$	: 表面粗さの方向性パラメータ
$\delta$	: 中心線を基準とした表面曲線の高さ [mm]
$\eta$	: 球状突起の面密度 [1/mm <sup>2</sup> ]
$\iota$	: リング後方領域における筋状流れ部の幅の割合
$\mu$	: オイルの粘度(絶対粘度) [Pa·s]
$\nu_1$	: ピストンリングのポアソン比
$\nu_2$	: シリンダライナのポアソン比
$\sigma$	: 2表面の合成RMS粗さ ( $=\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}$ ) [mm]
$\sigma_1$	: ピストンリングのRMS粗さ [mm]
$\sigma_2$	: シリンダライナのRMS粗さ [mm]
$\tau_C$	: 境界潤滑における剪断応力(単位面積当りの境界摩擦力) [Pa]
$\tau_h$	: 粘性による剪断応力(単位面積当りの摩擦力) [Pa]
$\tau_{str}$	: 筋状流れ部における剪断応力(単位面積当りの摩擦力) [Pa]
$\tau_0$	: 境界潤滑膜剪断強さ, 式(3-109)中の定数 [Pa] (面圧 $p=0$ の時, 2 MPa とする)
$\phi_X, \phi_S$	: Patir <sup>(21)(22)</sup> らの定義による圧力流れ, 剪断流れに関する修正係数
$\phi_f, \phi_{fp}, \phi_{fs}$	: Patir <sup>(21)(22)</sup> らの定義による摩擦力に関する修正係数
$\eta\beta\sigma$	: 粗さ形状に関する経験定数, 0.05 とする
$\sigma/\beta$	: 粗さ形状に関する経験定数, 0.0001 ~ 0.001 とする

#### < 無次元化 >

ここで無次元化に関する定義式をまとめて記述する。

滑り方向座標  $x$  及び関連変数

基準長さをリングの摺動長さ  $b$  にとり無次元化する。

$$X = \frac{x}{b}, \quad X_R = \frac{x_R}{b}, \quad X_S = \frac{x_S}{b}, \quad X_O = \frac{x_O}{b}, \quad B_F = \frac{b_F}{b}$$



油膜厚さ及び関連変数

基準長さは合成 R M S 粗さ  $\sigma$  にとり無次元化する .

$$H = \frac{h}{\sigma}, \quad H_m = \frac{h_m}{\sigma}, \quad H_d = \frac{h_d}{\sigma}, \quad H_t = \frac{h_t}{\sigma}$$

時刻

クランク角速度  $\omega$  を基準として無次元化する .

$$T = \omega t$$

滑り速度  $U$

基準を  $C_R$ (クランク半径)とする .

$$U_N = \frac{U}{C_R \omega}$$

圧力

無次元化した時の数値が桁違いに大きくあるいは小さくならないように  $\sigma$ ,  $\mu$  を用いて無次元化する . , , も同様である .

$$P = \frac{\sigma^2}{6\mu R \omega b} p, \quad \bar{P} = \frac{\sigma^2}{6\mu R \omega b} \bar{p}, \quad P_1 = \frac{\sigma^2}{6\mu R \omega b} p_1, \quad P_2 = \frac{\sigma^2}{6\mu R \omega b} p_2$$

法線荷重(リング周方向の単位長さ  $l$ )

$$W_N = \frac{\sigma^2}{6\mu R \omega b^2} \cdot \frac{W}{l}$$

$$W_{hN} = \frac{\sigma^2}{6\mu R \omega b^2} \cdot \frac{W_h}{l}$$

$$W_{CN} = \frac{\sigma^2}{6\mu R \omega b^2} \cdot \frac{W_C}{l}$$

剪断応力 , または単位面積当りの摩擦力

$$T_{Ah} = \frac{\sigma}{\mu R \omega} \tau_h, \quad T_{str} = \frac{\sigma}{\mu R \omega} \tau_{str}, \quad T_{A0} = \frac{\sigma}{\mu R \omega} \tau_0, \quad T_C = \frac{\sigma}{\mu R \omega} \tau_C$$

摩擦力(単位長さ当り)

$$F = \frac{\sigma}{\mu R \omega b} \cdot \frac{f}{l}, \quad F_h = \frac{\sigma}{\mu R \omega b} \cdot \frac{f_h}{l}, \quad F_C = \frac{\sigma}{\mu R \omega b} \cdot \frac{f_C}{l}, \quad F_{str} = \frac{\sigma}{\mu R \omega b} \cdot \frac{f_{str}}{l}$$

固体接触面積

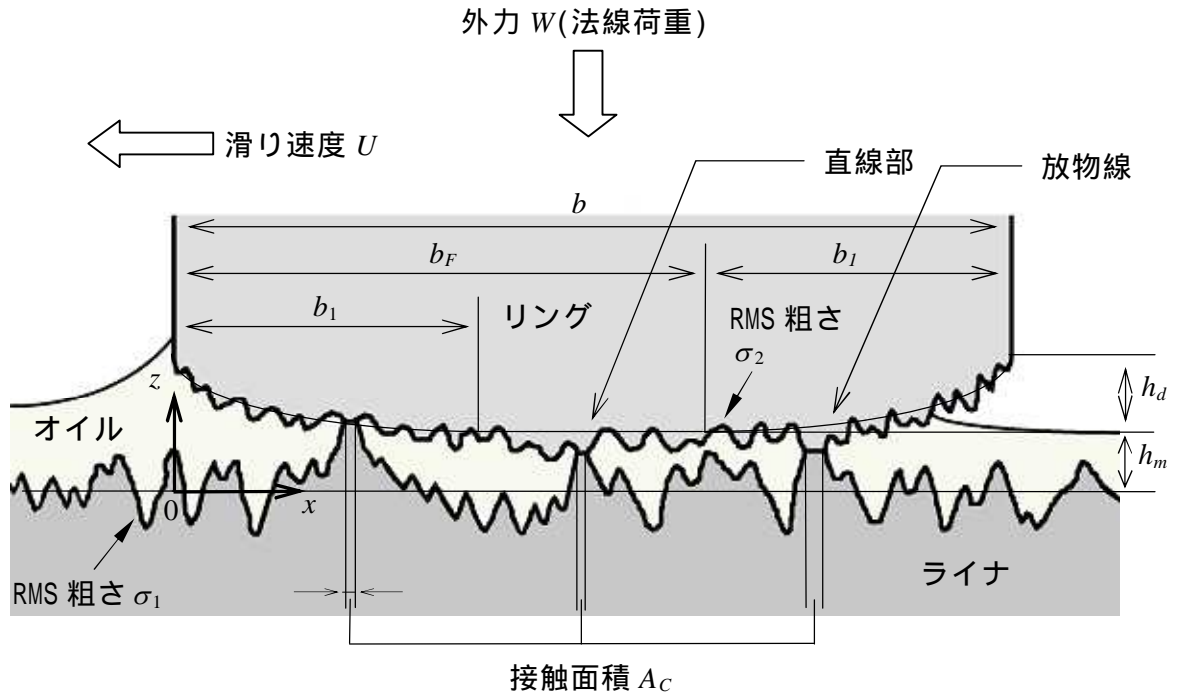
$$A_{CN} = \frac{A_C}{bl} = A_{Cd}$$

その他

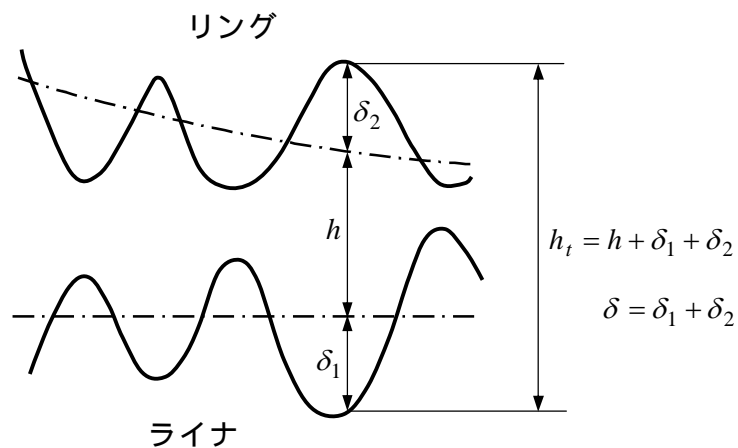
$$L = \frac{b}{C_R}$$

(b) ピストンリングのモデル化および仮定

図 3-18(a)(b)に表面粗さ，境界潤滑における摩擦力を考慮したピストンリングのモデル図を示す．リング，ライナの摺動面はともにある粗さがあるとし，摺動面形状は古浜<sup>(23)</sup>と同じく放物線と直線から構成した．局所油膜厚さ $h_t$ は図 3-18(b)に示すとおりリングとライナ間の粗さを含めた局所的な油膜厚さである．



(a) ピストンリング全体のモデル



(b) 粗さの拡大図

図 3-18 ピストンリングのモデル化

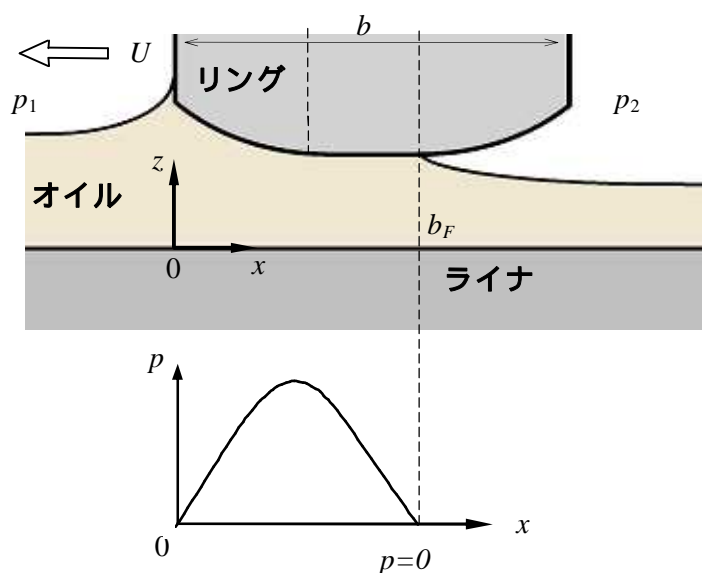
< 仮定 >

本研究で行うピストンリングの計算においては次の仮定を行う．

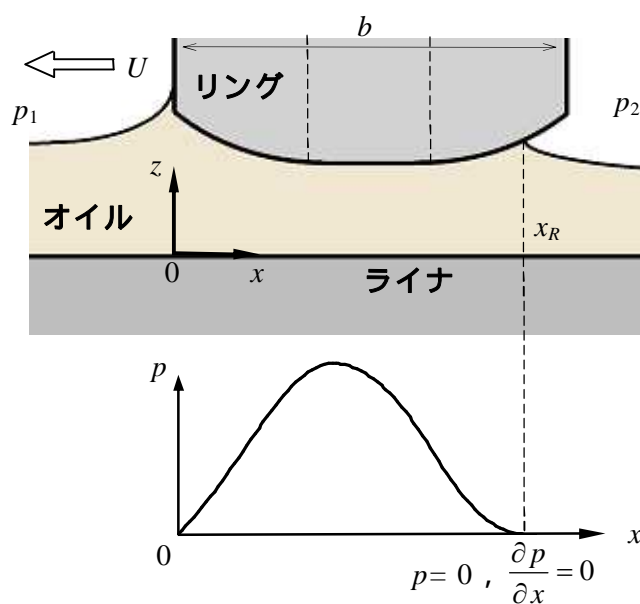
- (1) リングの摺動面には十分なオイルがあるものとする．この仮定は Top リング，2nd リング，オイルリングすべてに適用する．

- (2) リングの捩じれや摺動面の傾きはないとする。
- (3) 油膜の終端条件にはレイノルズの境界条件を用いる。

ここで図3-19に油膜終端部条件の代表的な例を示す。図の(a)は古浜<sup>(23)</sup>の境界条件を示す。油膜終端は直線部の終わりに固定している。油膜終端を固定できるので計算が簡単になる利点がある。図3-19(b)は本研究で用いるレイノルズの境界条件であり、 $p=0$ 、 $\partial p/\partial x=0$ となる点を油膜終端  $x_R$  とし、 $x_R$  は条件により変化する。すべり軸受などで使われる一般的な境界条件である。古浜の境界条件はすべり速度が速い場合には適応できるが、上下死点などすべり速度が小さくなり油膜が薄くなっていく時には適応できない。ただし、計算式導入の過程では説明の簡単化のため古浜の境界条件についても記述する。



(a) 古浜の境界条件



(b) レイノルズの境界条件

図 3-19 油膜圧力終端の境界条件

### 3.3.3 筒内圧を考慮したフリクション計算法(古浜の境界条件)

#### (a) 油膜厚さの計算式

油膜厚さを求める基礎方程式はスカート部の計算と同様に表面粗さを考慮した Patir<sup>(21)(22)</sup>らの平均レイノルズ方程式を用いる。

$x$  軸を図 3-18(a)に示したようにリングの摺動方向にとり，位置  $x$  における油膜厚さを  $h$ ，油膜圧力を  $\bar{p}$ ，局所油膜厚さの平均を  $\bar{h}_t$  (図 3-18(b))，修正係数を  $\phi_x$ ， $\phi_s$ ，オイル粘度を  $\mu$ ，リングの摺動速度を  $U$ ，時間を  $t$  とすると，平均レイノルズ方程式は1次元の場合，式(3-10)より式(3-40)で表される。式(3-40)の左辺は修正係数を含んだ圧力勾配による流量変化に関する項を示し，右辺第1項は修正係数を含んだくさび効果(Wedge 効果)を表す項で隙間へのオイルの流入による圧力発生を意味し，右辺第2項は絞り効果(squeeze 効果)を表す項で隙間が狭くなることによる圧力発生を意味する。なお修正係数  $\phi_x$ ， $\phi_s$  は Patir らが提案した経験式を用いるが 3.3.6 項に後述する。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \phi_x \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} \right) = \frac{U}{2} \left( \frac{\partial \bar{h}_t}{\partial x} + \sigma \frac{\partial \phi_s}{\partial x} \right) + \frac{\partial \bar{h}_t}{\partial t} \quad (3-40)$$

仮定によりリングの傾きや捩じれがないので，時刻  $t$  における油膜厚さ  $h$  は次のように変数分離できる。

$$h(x,t) = h_m(t) + h_1(x) \quad (3-41)$$

したがって，

$$\frac{\partial h}{\partial t} = \frac{dh_m}{dt}, \quad \frac{\partial h}{\partial x} = \frac{dh_1}{dx} \quad (3-42)$$

ただし，式(3-41)において  $h_m(t)$  はリングの中央付近の直線部分の油膜厚さ(図 3-18)， $h_1(x)$  はリング摺動面のプロファイルを表す関数である。

リングプロファイルは直線と放物線から成るとしたので， $h_1(x)$ は次式により表される。

$$\left. \begin{aligned} h_1(x) &= h_d \left( \frac{b_1 - x}{b_1} \right)^2 & 0 < x \leq b_1 \\ h_1(x) &= 0 & b_1 < x \leq b - b_1 \\ h_1(x) &= h_d \left\{ \frac{x - (b - b_1)}{b_1} \right\}^2 & b - b_1 < x \leq b \end{aligned} \right\} \quad (3-43)$$

Patir<sup>(21)(22)</sup>らによれば，局所油膜厚さの平均  $\bar{h}_t$  は粗さの分布関数を  $\Phi(\delta)$  とすると，式(3-44)で表している。この式の意味は以下の通りである。

局所油膜厚さの平均  $\bar{h}_t$  は  $h_t \times$  粗さ分布の確率の総和となる。  $\delta$  が最小となるのは  $h_t = 0$  の時であり，  $h_t = h + \delta$  (図3-18(b)参照)なので，  $h_t = 0$  の時，  $\delta = -h$  となる。したがって，  $-h$  から  $\infty$  まで積分すればよいことになる。

$$\bar{h}_t = \int_{-h}^{\infty} (h + \delta) \Phi(\delta) \cdot d\delta \quad (3-44)$$

簡単のため正規分布の近似式(3-45)を用いると，

$$\Phi(\delta) = \begin{cases} \frac{35}{96\sigma} \left\{ 1 - \left( \frac{\delta}{3\sigma} \right)^2 \right\}^3 & \delta \leq 3\sigma \\ 0 & \delta > 3\sigma \end{cases} \quad (3-45)$$

式(3-44)と式(3-45)とから

$$h_t = \begin{cases} \frac{3\sigma}{256} \left\{ 35 + z(128 + z(140 + z^2(-70 + z^2(28 - 5z^2)))) \right\} & H \leq 3 \\ = h & H > 3 \end{cases} \quad (3-46)$$

時間で微分し，無次元化表示すると，

$$\frac{\partial \bar{H}_t}{\partial T} = \lambda \frac{\partial H}{\partial T} \quad (3-47)$$

ただし，

$$\lambda = \begin{cases} \frac{1}{32} (16 + z(35 + z^2(-35 + z^2(21 - 5z^2)))) & H \leq 3 \\ = 1 & H > 3 \end{cases} \quad (3-48)$$

$$H_t = \begin{cases} \frac{3}{256} \left\{ 35 + z(128 + z(140 + z^2(-70 + z^2(28 - 5z^2)))) \right\} & H \leq 3 \\ = H & H > 3 \end{cases} \quad (3-49)$$

ただし， $z = H/3$ ， $H = h/\sigma$

式(3-47)，式(3-48)を用いて平均レイノルズ方程式(3-40)を表示すると，

$$\frac{\partial}{\partial X} \left( \phi_X H^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial X} \right) = U_N \left( \frac{\partial \bar{H}_t}{\partial X} + \frac{\partial \phi_s}{\partial X} \right) + 2L\lambda \frac{\partial H}{\partial T} \quad (3-50)$$

式(3-42)を無次元化すると，

$$\frac{\partial H}{\partial T} = \frac{dH_m}{dT} \quad \text{であり，これは } X \text{ によらない。} \quad (3-51)$$

したがって式(3-50)は $X$ について積分可能である．積分定数を $C_0$ とすると

$$\phi_X H^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial X} = U_N (\bar{H}_t + \phi_s) + 2L \frac{dH_m}{dT} \int_0^x \lambda dx + C_0$$

ここで積分部分を式(3-52)のようにおくと

$$\Lambda = \int_0^x \lambda dx \quad (3-52)$$

$$\frac{\partial \bar{P}}{\partial X} = U_N \frac{\bar{H}_t + \phi_s}{\phi_X H^3} + 2L \frac{dH_m}{dT} \frac{\Lambda}{\phi_X H^3} + \frac{C_0}{\phi_X H^3} \quad (3-53)$$

さらに表示を簡単にするため次式(3-54)を用いると

$$\left. \begin{aligned}
 F_{D1}(X) &= \frac{\bar{H}_t + \phi_S}{\phi_X H^3} \\
 F_{D2}(X) &= \frac{\Lambda}{\phi_X H^3} \\
 F_{D3}(X) &= \frac{1}{\phi_X H^3}
 \end{aligned} \right\} \quad (3-54)$$

$$\frac{\partial \bar{P}}{\partial X} = U_N F_{D1}(X) + 2L \frac{dH_m}{dT} F_{D2}(X) + C_0 F_{D3}(X) \quad (3-55)$$

積分定数を  $C_1$  とし更に  $X$  で積分し，次式(3-56)を用いて表示を簡単にすると

$$\left. \begin{aligned}
 F_1(X) &= \int_0^X F_{D1}(X) dx \\
 F_2(X) &= \int_0^X F_{D2}(X) dx \\
 F_3(X) &= \int_0^X F_{D3}(X) dx
 \end{aligned} \right\} \quad (3-56)$$

$$\bar{P} = U_N F_1(X) + 2L \frac{dH_m}{dT} F_2(X) + C_0 F_3(X) + C_1 \quad (3-57)$$

リングの端にかかる圧力は， $X = 0$  において  $\bar{P} = P_1$  (トップランド部の圧力)， $X = B_F$  において  $\bar{P} = P_2$  (セカンドランド部の圧力) であることより  $C_0$ ， $C_1$  を求める。

$$\left. \begin{aligned}
 C_0 &= -\frac{P_1 - P_2}{F_3(B_F)} - U_N \frac{F_1(B_F)}{F_3(B_F)} - 2L \frac{dH_m}{dT} \frac{F_2(B_F)}{F_3(B_F)} \\
 C_1 &= P_1
 \end{aligned} \right\} \quad (3-58)$$

これらを式(3-57)に代入すると

$$\bar{P} = U_N \left\{ F_1(X) - \frac{F_1(B_F)}{F_3(B_F)} F_3(X) \right\} + 2L \frac{dH_m}{dT} \left\{ F_2(X) - \frac{F_2(B_F)}{F_3(B_F)} F_3(X) \right\} + P_1 - \frac{P_1 - P_2}{F_3(B_F)} F_3(X) \quad (3-59)$$

油膜圧力による負荷容量  $W_{hN}$  は  $W_{hN} = \int_0^{B_F} \bar{P} dx$  であるので，

式(3-59)を積分し，積分部分の表示を簡単にした次式(3-60)で置き換えると

$$\left. \begin{aligned}
 F_{S1}(X) &= \int_0^X F_1(X) dx \\
 F_{S2}(X) &= \int_0^X F_2(X) dx \\
 F_{S3}(X) &= \int_0^X F_3(X) dx
 \end{aligned} \right\} \quad (3-60)$$

$$\begin{aligned}
 W_{hN} &= U_N \left\{ F_{S1}(B_F) - \frac{F_1(B_F)}{F_3(B_F)} F_{S3}(B_F) \right\} + 2L \frac{dH_m}{dT} \left\{ F_{S2}(B_F) - \frac{F_2(B_F)}{F_3(B_F)} F_{S3}(B_F) \right\} \\
 &\quad + P_1 B_F - \frac{P_1 - P_2}{F_3(B_F)} F_{S3}(B_F)
 \end{aligned} \quad (3-61)$$

さらに式の表示を簡単にするため，式(3-62)を用いると

$$\left. \begin{aligned} Z_1 &= F_{S1}(B_F) - \frac{F_1(B_F)}{F_3(B_F)} F_{S3}(B_F) \\ Z_2 &= F_{S2}(B_F) - \frac{F_2(B_F)}{F_3(B_F)} F_{S3}(B_F) \\ Z_{P1} &= P_1 B_F - \frac{P_1 - P_2}{F_3(B_F)} F_{S3}(B_F) \end{aligned} \right\} \quad (3-62)$$

$$W_{hN} = U_N Z_1 + 2L \frac{dH_m}{dT} Z_2 + Z_{P1} \quad (3-63)$$

$$\frac{dH_m}{dT} = \frac{W_{hN} - U_N Z_1 - Z_{P1}}{2L \cdot Z_2} \quad (3-64)$$

式(3-64)は1階の常微分方程式であり数値計算可能である。

### (b) 摩擦力の計算式

Patir<sup>(21)(22)</sup>らの提案による表面粗さを考慮した粘性による剪断応力 $\tau_h$ をリングに適用して三田<sup>(70)</sup>が導いた式(3-65)を用いて摩擦力を計算する。この式はオイル粘性による剪断抵抗成分と表面粗さの突起の側面に作用する抵抗の総和，および剪断流れに関する修正係数 $\phi_f$ ， $\phi_{fS}$ ， $\phi_{fp}$ とから成っている。本研究では剪断流れに関する修正係数 $\phi_f$ ， $\phi_{fS}$ ， $\phi_{fp}$ は3.3.6項に後述するPatir<sup>(21)(22)</sup>らが提案した経験式を用いた。

$$\tau_h = \frac{\mu U}{h} \left\{ \phi_f - (1 - 2V_{r1}) \phi_{fS} \right\} + \frac{\partial \bar{P}}{\partial x} \left\{ V_{r1} \bar{h}_t - (V_{r1} - 1/2) \phi_{fp} h \right\} \quad (3-65)$$

ただし，2表面の合成RMS粗さ $\sigma$ は $\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}$ ，ピストンリングおよびライナの

RMS粗さをそれぞれ $\sigma_1$ ， $\sigma_2$ ， $V_{r1} = \left( \frac{\sigma_1}{\sigma} \right)^2$ とする。

無次元化表示すると摩擦力 $T_{Ah}$ は

$$T_{Ah} = \frac{U_N}{H} \left\{ \phi_f - (1 - 2V_{r1}) \phi_{fS} \right\} + 6 \frac{\partial \bar{P}}{\partial X} \left\{ V_{r1} \bar{H}_t - (V_{r1} - 1/2) \phi_{fp} H \right\} \quad (3-66)$$

式(3-58)を式(3-55)に代入すると

$$\frac{\partial \bar{P}}{\partial X} = U_N \left\{ F_{D1}(X) - \frac{F_1(B_F)}{F_3(B_F)} F_{D3}(X) \right\} + 2L \frac{dH_m}{dT} \left\{ F_{D2}(X) - \frac{F_2(B_F)}{F_3(B_F)} F_{D3}(X) \right\} - \frac{P_1 - P_2}{F_3(B_F)} F_{D3}(X) \quad (3-67)$$

更にこれを式(3-66)へ代入すると

$$\begin{aligned}
T_{Ah} = & \\
& U_N \left[ \frac{\phi_f - (1 - 2V_{r1})\phi_{fS}}{H} \right. \\
& + 6 \left\{ (V_{r1}\bar{H}_t - (V_{r1} - 1/2)\phi_{fp}H)F_{D1}(X) - \frac{F_1(B_F)}{F_3(B_F)} (V_{r1}\bar{H}_t - (V_{r1} - 1/2)\phi_{fp}H)F_{D3}(X) \right\} \\
& + 12L \frac{dH_m}{dT} \left[ \{V_{r1}\bar{H}_t - (V_{r1} - 1/2)\phi_{fp}H\}F_{D2}(X) - \frac{F_2(B_F)}{F_3(B_F)} \{V_{r1}\bar{H}_t - (V_{r1} - 1/2)\phi_{fp}H\}F_{D3}(X) \right] \\
& \left. - 6 \left[ \frac{P_1 - P_2}{F_3(B_F)} \{V_{r1}\bar{H}_t - (V_{r1} - 1/2)\phi_{fp}H\}F_{D3}(X) \right] \right. \quad (3-68)
\end{aligned}$$

次式(3-69)を用いて式の表示を簡単にすると，

$$\left. \begin{aligned}
F_{D4}(X) &= \frac{\phi_f - (1 - 2V_{r1})\phi_{fS}}{H} \\
F_{D5}(X) &= \{V_{r1}\bar{H}_t - (V_{r1} - 1/2)\phi_{fp}H\}F_{D3}(X) \\
F_{D6}(X) &= \{V_{r1}\bar{H}_t - (V_{r1} - 1/2)\phi_{fp}H\}F_{D1}(X) \\
F_{D7}(X) &= \{V_{r1}\bar{H}_t - (V_{r1} - 1/2)\phi_{fp}H\}F_{D2}(X)
\end{aligned} \right\} \quad (3-69)$$

$$\begin{aligned}
T_{Ah} = & U_N \left[ F_{D4}(X) + 6 \left\{ F_{D6}(X) - \frac{F_1(B_F)}{F_3(B_F)} F_{D5}(X) \right\} \right] \\
& + 12L \frac{dH_m}{dT} \left[ F_{D7}(X) - \frac{F_2(B_F)}{F_3(B_F)} F_{D5}(X) \right] - 6 \frac{P_1 - P_2}{F_3(B_F)} F_{D5}(X) \quad (3-70)
\end{aligned}$$

式(3-70)を  $X = 0$  から  $X = B_F$  まで積分すれば単位長さ ( $y$  軸方向，リングの周方向)当りの流体摩擦力  $F_h$  が得られる．

$$\begin{aligned}
F_h &= \int_0^{B_F} T_{Ah} dX \\
&= U_N \left[ F_4(B_F) + 6 \left\{ F_6(B_F) - \frac{F_1(B_F)}{F_3(B_F)} F_5(B_F) \right\} \right] \\
&+ 12L \frac{dH_m}{dT} \left[ F_7(B_F) - \frac{F_2(B_F)}{F_3(B_F)} F_5(B_F) \right] - 6 \frac{P_1 - P_2}{F_3(B_F)} F_5(B_F) \quad (3-71)
\end{aligned}$$

ただし，

$$\left. \begin{aligned}
F_4(X) &= \int_0^X F_{D4}(X) dx \\
F_5(X) &= \int_0^X F_{D5}(X) dx \\
F_6(X) &= \int_0^X F_{D6}(X) dx \\
F_7(X) &= \int_0^X F_{D7}(X) dx
\end{aligned} \right\} \quad (3-72)$$



さらに次式(3-73)を用いて式を簡単に表示すると,

$$\left. \begin{aligned} Z_3 &= F_4(B_F) + 6 \left\{ F_6(B_F) - \frac{F_1(B_F)}{F_3(B_F)} F_5(B_F) \right\} \\ Z_4 &= F_7(B_F) - \frac{F_2(B_F)}{F_3(B_F)} F_5(B_F) \\ Z_{P2} &= \frac{P_1 - P_2}{F_3(B_F)} F_5(B_F) \end{aligned} \right\} \quad (3-73)$$

$$F_h = U_N \cdot Z_3 + 12L \frac{dH_m}{dT} \cdot Z_4 - 6Z_{P2} \quad (3-74)$$

### 3.3.4 筒内圧を考慮した計算式(レイノルズの境界条件)

#### (a) 油膜厚さの計算式

前項の古浜の式の場合は油膜終端位置  $X=B_F$ (図 3-19(a))は固定であったが, レイノルズの境界条件では油膜終端位置を  $X_0$  とすると,  $X_0$  は変数となり,  $X=X_0$  において

$$P=0, \quad \frac{\partial \bar{P}}{\partial X} = 0 \quad (3-75)$$

であるので, 式(3-59)の  $B_F$  の代わりに  $X_0$  を代入すると,

$$\bar{P} = U_N \left\{ F_1(X) - \frac{F_1(X_0)}{F_3(X_0)} F_3(X) \right\} + 2L \frac{dH_m}{dT} \left\{ F_2(X) - \frac{F_2(X_0)}{F_3(X_0)} F_3(X) \right\} + P_1 - \frac{P_1 - P_2}{F_3(X_0)} F_3(X) \quad (3-76)$$

油膜圧力による負荷容量  $W_{hN}$  は式(3-76)を積分すればよい.

$$W_{hN} = \int_0^{X_0} \bar{P} dx \quad (3-77)$$

積分部分の表示を簡単にするため式(3-60)を用いると,

$$\begin{aligned} W_{hN} &= U_N \left\{ F_{S1}(X_0) - \frac{F_1(X_0)}{F_3(X_0)} F_{S3}(X_0) \right\} + 2L \frac{dH_m}{dT} \left\{ F_{S2}(X_0) - \frac{F_2(X_0)}{F_3(X_0)} F_{S3}(X_0) \right\} \\ &\quad + P_1 X_0 - \frac{P_1 - P_2}{F_3(X_0)} F_{S3}(X_0) \end{aligned} \quad (3-64)$$

さらに式を単純化して表示するため, 次式(3-79)を用い  $Z_5, Z_6, Z_{P3}$  で置き換えると,

$$\left. \begin{aligned} Z_5 &= F_{S1}(X_0) - \frac{F_1(X_0)}{F_3(X_0)} F_{S3}(X_0) \\ Z_6 &= F_{S2}(X_0) - \frac{F_2(X_0)}{F_3(X_0)} F_{S3}(X_0) \\ Z_{P3} &= P_1 X_0 - \frac{P_1 - P_2}{F_3(X_0)} F_{S3}(X_0) \end{aligned} \right\} \quad (3-79)$$

$$W_{hN} = U_N Z_5 + 2L \frac{dH_m}{dT} Z_6 + Z_{P3} \quad (3-80)$$

$$\frac{dH_m}{dT} = \frac{1}{2L \cdot Z_6} (W_{hN} - U_N Z_5 - Z_{P3}) \quad (3-81)$$

即ち， $X_O$  が求めれば古浜の境界条件と同様に式(3-81)は1階の常微分方程式となる．

一方， $X_O$  を求めるのは式(3-67)より

$$\frac{\partial \bar{P}}{\partial X} = U_N \left\{ F_{D1}(X) - \frac{F_1(X_O)}{F_3(X_O)} F_{D3}(X) \right\} + 2L \frac{dH_m}{dT} \left\{ F_{D2}(X) - \frac{F_2(X_O)}{F_3(X_O)} F_{D3}(X) \right\} - \frac{P_1 - P_2}{F_3(X_O)} F_{D3}(X) \quad (3-82)$$

$X = X_O$  の位置では

$$U_N \left\{ F_{D1}(X_O) - \frac{F_1(X_O)}{F_3(X_O)} F_{D3}(X_O) \right\} + 2L \frac{dH_m}{dT} \left\{ F_{D2}(X_O) - \frac{F_2(X_O)}{F_3(X_O)} F_{D3}(X_O) \right\} - \frac{P_1 - P_2}{F_3(X_O)} F_{D3}(X_O) = 0 \quad (3-83)$$

次式(3-84)による  $Z_{O1}$ ,  $Z_{O2}$ ,  $Z_{OP1}$  を用いて式を簡単に表示すると，

$$\left. \begin{aligned} Z_{O1} &= F_{D1}(X_O) - \frac{F_1(X_O)}{F_3(X_O)} F_{D3}(X_O) \\ Z_{O2} &= F_{D2}(X_O) - \frac{F_2(X_O)}{F_3(X_O)} F_{D3}(X_O) \\ Z_{OP1} &= \frac{P_1 - P_2}{F_3(X_O)} F_{D3}(X_O) \end{aligned} \right\} \quad (3-84)$$

$$U_N \cdot Z_{O1} + 2L \frac{dH_m}{dT} Z_{O2} - Z_{OP1} - D_{Po} = 0 \quad (3-85)$$

式(3-81)と式(3-85)を  $H_m(T)$  と  $X_O(T)$  についての連立微分方程式と見なしてこれらを解けば良い．

## (b) 摩擦力の計算式

式(3-67)を式(3-55)へ代入すると

$$\begin{aligned} T_{Ah} &= U_N \left[ \frac{\phi_f - (1 - 2V_{r1})\phi_{fS}}{H} \right. \\ &\quad \left. + 6 \left\{ (V_{r1}\bar{H}_t - (V_{r1} - 1/2)\phi_{fp}H) F_{D1}(X) - \frac{F_1(X_O)}{F_3(X_O)} (V_{r1}\bar{H}_t - (V_{r1} - 1/2)\phi_{fp}H) F_{D3}(X) \right\} \right] \\ &\quad + 12L \frac{dH_m}{dT} \left[ \left\{ V_{r1}\bar{H}_t - (V_{r1} - 1/2)\phi_{fp}H \right\} F_{D2}(X) - \frac{F_2(X_O)}{F_3(X_O)} \left\{ V_{r1}\bar{H}_t - (V_{r1} - 1/2)\phi_{fp}H \right\} F_{D3}(X) \right] \\ &\quad - 6 \left[ \frac{P_1 - P_2}{F_3(X_O)} \left\{ V_{r1}\bar{H}_t - (V_{r1} - 1/2)\phi_{fp}H \right\} F_{D3}(X) \right] \quad (3-86) \end{aligned}$$

式(3-69)を用いて式を簡単に表示すると，

$$\begin{aligned}
 \tau_{Ah} = U_N \left[ F_{D4}(X) + 6 \left\{ F_{D6}(X) - \frac{F_1(X_0)}{F_3(X_0)} F_{D5}(X) \right\} \right] \\
 + 12L \frac{dH_m}{dT} \left[ F_{D7}(X) - \frac{F_2(X_0)}{F_3(X_0)} F_{D5}(X) \right] - 6 \frac{P_1 - P_2}{F_3(X_0)} F_{D5}(X)
 \end{aligned} \tag{3-87}$$

式(3-87)を  $X = 0$  から  $X = X_0$  まで積分すると単位長さ ( $y$  軸方向，リングの周方向) 当りの流体摩擦力  $F_h$  が得られる．

$$\begin{aligned}
 F_h = \int_0^{X_0} \tau_{Ah} dX \\
 = U_N \left[ F_4(X_0) + 6 \left\{ F_6(X_0) - \frac{F_1(X_0)}{F_3(X_0)} F_5(X_0) \right\} \right] \\
 + 12L \frac{dH_m}{dT} \left[ F_7(X_0) - \frac{F_2(X_0)}{F_3(X_0)} F_5(X_0) \right] - 6 \frac{P_1 - P_2}{F_3(X_0)} F_5(X_0)
 \end{aligned} \tag{3-88}$$

式(3-89)を用いて表示を簡単にすると，

$$\begin{aligned}
 Z_7 = F_4(X_0) + 6 \left\{ F_6(X_0) - \frac{F_1(X_0)}{F_3(X_0)} F_5(X_0) \right\} \\
 Z_8 = F_7(X_0) - \frac{F_2(X_0)}{F_3(X_0)} F_5(X_0) \\
 Z_{P4} = \frac{P_1 - P_2}{F_3(X_0)} F_5(X_0)
 \end{aligned} \tag{3-89}$$

$$F_h = U_N \cdot Z_7 + 12L \frac{dH_m}{dT} \cdot Z_8 - 6Z_{P4} \tag{3-90}$$

### 3.3.5 筋状流れ領域内の摩擦力計算法

油膜終端以降の後方領域では油と空気層が混在し筋状の流れ(Striation)となっていることは既に述べたとおりであり、この領域での油の剪断による摩擦力は三田<sup>(70)</sup>と同様の方法で計算する。以下に概略を述べる。図 3-20 に示すように筋状流れ部には規則正しい気相部があるモデルとした。

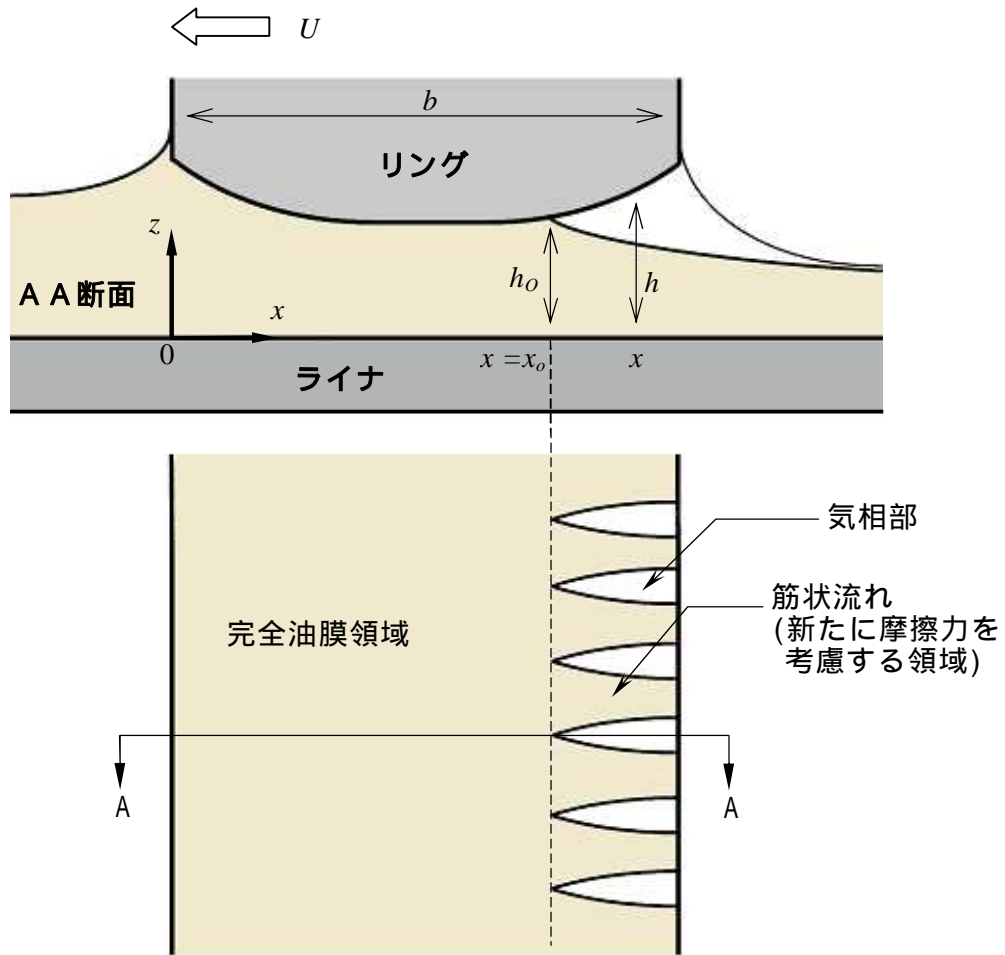


図 3-20 筋状流れのモデル図

筋状流れ領域内の任意の位置  $x$  ( $x_0 \leq x \leq b$ ) における筋状流れの幅が全幅に占める割合を  $\iota$  とすれば、

$$h_0 l = \iota h l$$

$$\iota = \frac{h_0}{h} \tag{3-91}$$

また筋状流れ(striation)内の  $z$  方向の速度分布  $u$  はどの位置でも直線的なクェットな流れであるから、粘性による剪断応力  $\tau_{str}$  は

$$\tau_{str} = \mu \frac{\partial u}{\partial y} = \mu \frac{h_o U}{h} = \mu h_o \frac{U}{h^2} \quad (3-92)$$

筋状流れ部摩擦力  $f_{str}$  は  $\tau_{str}$  を筋状領域にわたって積分して

$$f_{str} = \int_{x_o}^b \tau_{str} dx = \mu h_o U \int_{x_o}^b \frac{1}{h^2} dx \quad (3-93)$$

表面粗さを考慮した場合，式(3-65)で  $\partial \bar{p} / \partial x = 0$  とおき， $t = h_o / h$  をかけて  $x_o$  から  $b$  まで積分すれば，式(3-94)を得る．

$$f_{str} = \mu h_o U \int_{x_o}^b \frac{\phi_f - (1 - 2V_{r1})\phi_{fs}}{h^2} dx \quad (3-94)$$

式(3-94)を無次元表示すれば(3.3.2項)

$$F_{str} = U_N H_o \int_{x_o}^1 \frac{\phi_f - (1 - 2V_{r1})\phi_{fs}}{H^2} dX \quad (3-95)$$

油膜終端位置  $x_o$  はレイノルズの境界条件における油膜終端位置  $x_R$  とした．

### 3.3.6 Patir らの修正係数の式

以下に示す圧力流れ，剪断流れに関する修正係数は Patir<sup>(21)(22)</sup> らが提案した式を用いた． $\gamma$  は Patir らによれば図 3-21 に示すとおり摺動方向に対する粗さの(突起の)方向性を表す係数である．本研究では後述する表 3-3 に示す  $\gamma$  の値を用いて油膜厚さ，摩擦力の計算を行った．

$$\phi_S = V_{r1} \Phi_S(H, \gamma_1) - V_{r2} \Phi_S(H, \gamma_2) \quad (3-96)$$

ただし，

$$\left. \begin{aligned} V_{r1} &= \left( \frac{\sigma_1}{\sigma} \right)^2 \\ V_{r2} &= \left( \frac{\sigma_2}{\sigma} \right)^2 = 1 - V_{r1} \end{aligned} \right\} \quad (3-97)$$

$$\left. \begin{aligned} \Phi_S &= A_1 H^{\alpha_1} \exp(-\alpha_2 H + \alpha_3 H^2) & H \leq 5 \\ &= A_2 \exp(-0.25H) & H > 5 \end{aligned} \right\} \quad (3-98)$$

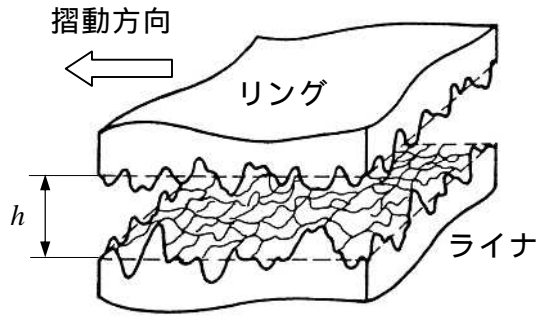
$$\left. \begin{aligned} \phi_X &= 1 - C \exp(-rH) & \gamma \leq 1 \\ &= 1 + CH^{-r} & \gamma > 1 \end{aligned} \right\} \quad (3-99)$$

$$\left.
\begin{aligned}
\phi_{fP} &= 1 - D \exp(-sH) \\
\phi_{fS} &= V_{r1} \Phi_{fS}(H, \gamma_1) - V_{r2} \Phi_{fS}(H, \gamma_2) \\
\Phi_{fS} &= A_3 H^{\alpha_4} \exp(-\alpha_5 H + \alpha_6 H^2) \\
\text{ただし } &0.5 < H < 7 \\
\Phi_{fS} &= 0 \\
\text{ただし } &H \geq 7
\end{aligned}
\right\} \quad (3-100)$$

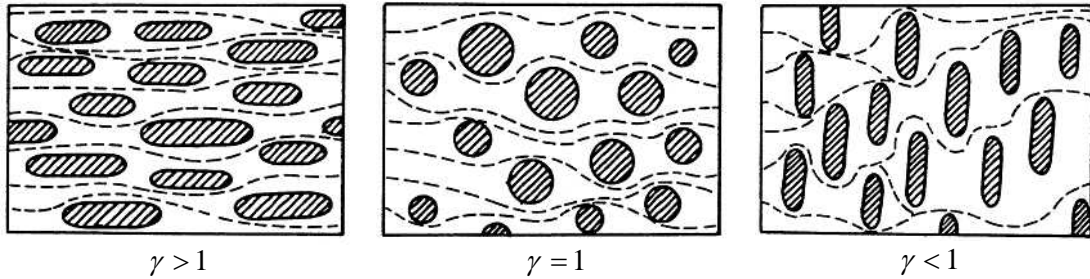
$A_1, A_2, A_3, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, \alpha_5, \alpha_6, C, D$  は定数であり, Patir らは文献(21)(22)の中でこれらの値を表で示してあるが, 本研究では表の値を基に次に示すように近似式化して用いた. Patir らが示した表と, 表よりプロットしたグラフおよび近似式の例は付録 A.1 に示す.

$$\left.
\begin{aligned}
A_1 &= 1.99507 - 0.146973\gamma + 0.00426896\gamma^2 \\
A_2 &= 1.07657 - 0.377577 \ln(\gamma) \\
A_3 &= 13.7498 - 2.77645\gamma + 0.607069\gamma^2 - 0.0401518\gamma^3 \\
\alpha_1 &= 1.09179 - 0.103780\gamma + 0.00466119\gamma^2 \\
\alpha_2 &= 0.722505 + 0.247348\gamma - 0.0461904\gamma^2 + 0.0025537\gamma^3 \\
\alpha_3 &= 0.03 (\gamma < 1), \quad = 0.05 (\gamma = 1), \quad = 0.08 (\gamma > 1) \\
\alpha_4 &= 2.307143 - 0.0562819 \ln(\gamma) \\
\alpha_5 &= 2.23838 + 0.246159\gamma - 0.0293965\gamma^2 + 0.0012247\gamma^3 \\
\alpha_6 &= 0.0929623 + 0.030627\gamma - 0.00237014\gamma^2 \\
C &= 0.9 - 0.212565 \ln(\gamma) & \gamma \leq 1 \\
C &= 1.688250 - 0.970042\gamma + 0.192306\gamma^2 - 0.0105139\gamma^3 & \gamma > 1 \\
D &= 1.57407 - 0.315112\gamma + 0.0560067\gamma^2 - 0.00348405\gamma^3
\end{aligned}
\right\} \quad (3-101)$$

$$\left.
\begin{aligned}
\phi_f &= \frac{35}{32} z \left[ (1-z^2)^3 \ln \frac{z+1}{\varepsilon^*} + \frac{1}{60} \{-55 + z(132 + z(345 + z(-160 + z(-405 + z(60 + 147z)))))\} \right] \\
\text{ただし } &H \leq 3 \\
\phi_f &= \frac{35}{32} z \left[ (1-z^2)^3 \ln \frac{z+1}{z-1} + \frac{z}{15} \{66 + z^2(30z^2 - 80)\} \right] \\
\text{ただし } &H > 3 \\
\varepsilon^* &= \varepsilon/3\sigma = 1/300\varepsilon = \sigma/100 \quad \text{とした}
\end{aligned}
\right\} \quad (3-102)$$



(a) リングとライナ間の粗さ



(b) 粗さの方向性と  $\gamma$  の関係

図 3-21 Patir らによる  $\gamma$  の定義

### 3.3.7 接触理論による摩擦力の計算法

規則正しい形状が繰り返されるスカート部表面と異なり，リングとライナの表面粗さはランダムな形状と考えられる．本研究で行った固体接触時の摩擦力の計算は三田<sup>(35)~(37)(70)</sup>らと同様の方法をとった．以下にその概略を記す．基本となっているモデルは Greenwood, Tripp ら<sup>(62)</sup>の球状突起の集合が弾性接触するモデルであり，表面粗さは先端が球状の突起からなると仮定している．

単位面積当りの弾性接触部の面積(図 3-18 および図 3-22 参照)を  $A_{Cd}$ ，支持する荷重を  $W_{Cd}$ ， $\beta$  を球状突起の曲率半径(すべて同一寸法と仮定)， $\eta$  を球状突起の面密度， $\sigma$  を 2 表面(リングとライナ)の合成粗さ， $E'$  を 2 表面の合成ヤング率とすると，最終的に三田ら<sup>(35)~(37)(70)</sup>は式(3-103)，(3-104)を導いた．

$$A_{Cd} = \pi^2 (\eta \beta \sigma)^2 \cdot F_{2.0}(h/\sigma) \quad (3-103)$$

$$W_{Cd} = \frac{16\sqrt{2}}{15} \pi (\eta \beta \sigma)^2 E' \sqrt{\sigma/\beta} \cdot F_{2.5}(h/\sigma) \quad (3-104)$$

ただし，

$$F_n(x) = \int_x^\infty (s-x)^n \Phi(s) ds \quad (3-105)$$

であり，これはある油膜厚さにおいて，突起高さの分布から得られる突起個々の接触部の面積あるいは圧力の総和を求めるための項である． $\Phi(s)$  は突起高さの分布関数であり，正規分布の近似式(3-106)を用いる．

$$\begin{aligned} \Phi(s) &= \frac{35}{96} \left\{ 1 - (s/3)^2 \right\}^3 & s \leq 3 \\ &= 0 & s > 3 \end{aligned} \quad (3-106)$$

よって

$$\left. \begin{aligned} F_{2,0}(H) &= \int_H^3 (s-H)^{2,0} \frac{35}{96} \left\{ 1 - (s/3)^2 \right\}^3 ds \\ F_{2,5}(H) &= \int_H^3 (s-H)^{2,5} \frac{35}{96} \left\{ 1 - (s/3)^2 \right\}^3 ds \end{aligned} \right\} \quad (3-107)$$

滑り面全体での接触荷重  $W_C$  , 及び接触面積  $A_C$  は式(3-108)より求めることができる .

$$\left. \begin{aligned} W_C &= \frac{16\sqrt{2}}{15} \pi (\eta\beta\sigma)^2 E' \sqrt{\sigma/\beta} l \int_0^b F_{2,5}(h/\sigma) dx \\ A_C &= \pi^2 (\eta\beta\sigma)^2 l \int_0^b F_{2,0}(h/\sigma) dx \end{aligned} \right\} \quad (3-108)$$

ところで ,  $\beta$  ,  $\eta$  やこれらの積である  $\eta\beta\sigma$  は実際には求めることが困難な数値である . したがって本研究では三田らと同じ値を用いて計算を行った(表 3-3) .

固体接触は金属 - 金属間の分子レベルの接触は実際には少ないと考えられる . 固体接触といっても金属 - 金属の間には分子レベルのオイルの層(図 1-6(a)参照) , いわゆる境界潤滑膜が存在している . そこで接触部の表面はすべて境界潤滑膜で覆われていると仮定し , 単位面積あたりの境界摩擦力  $\tau_C$  を Briscoe<sup>(75)</sup> の提唱した次の経験式で求める .

$$\tau_C = \tau_0 + \alpha p_C \quad (p_C = W_C/A_C) \quad (3-109)$$

接触による摩擦力  $f_C$  は  $\tau_C$  を接触面積  $A_C$  にわたって積分する事により得られる .

$$f_C = \oint_{A_C} \tau_C \cdot dA = \tau_0 A_C + \alpha W_C \quad (3-110)$$

ただし , 定数  $\alpha$  ,  $\tau_0$  は三田<sup>(70)</sup> と同じ値を用いた(表 3-3) .

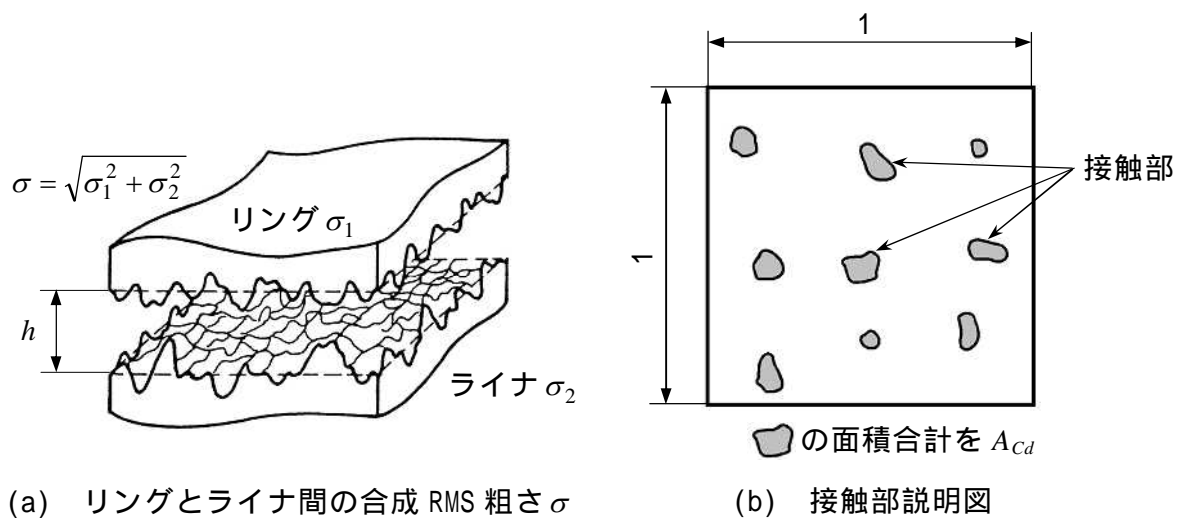


図 3-22 リングとライナ間の粗さ先端の弾性接触



### 3.3.8 数値計算法の概略

以上述べてきた計算式を用いての数値計算の概略を以下に示す。

油膜厚さの変化がないクランク角度(450 度の時,  $dH_m/dT=0$ とした)から計算をスタートする。式(3-81)から油膜厚さ  $H_m$  が, 式(3-85)から油膜の終端  $X_o$  が求まり初期値とする。

1 階の常微分方程式はオイラー法<sup>(73)</sup>により計算する。クランク角度を 0.5 度おきにとり計算時間短縮を狙った。

式(3-85)は  $H_m$  などが求めれば  $X_o$  に関する代数方程式であり, これを数値的に解くのは逐次 2 分法<sup>(73)</sup>(一部にニュートンラフソン法<sup>(73)</sup>)を用いた。

各時間ステップ(各クランク角度)において, 接触荷重  $W_C$  と油膜が支える荷重  $W_h$  の合計が外力  $W$  と釣合うとした。

外力  $W$  はピストンリングの面圧  $P_e$  とトップランド部の圧力  $P_1$  (トップリングの計算の場合)あるいはセカンドランド部の圧力  $P_2$  (セカンドリングの計算の場合)を加えて計算した。

数値積分は主にシンプソンの 1/3 公式<sup>(72)(73)</sup>によった。

以上により 1 サイクル(クランク角度 720 度)にわたり計算を行い  $H_m$  の値が収束するまでサイクル計算を繰返した。収束判定はクランク角度 0 度と 720 度の  $H_m$  の差が 0.5% 以内かどうかで行った。

収束した油膜厚さ  $H_m$  を用いて, 流体(油膜の剪断)による摩擦力  $F_h$ , 境界潤滑状態による摩擦力  $F_C$ , 筋状流れ部の摩擦力  $F_{str}$  をそれぞれ式(3-88), 式(3-95), 式(3-110)を用いて計算し, 全摩擦力  $F$  を求めた ( $F = F_h + F_C + F_{str}$ )。

数値計算の実行においては油膜厚さが極薄くなるような条件でまれに計算値の振動が見られる場合もあったが, ほとんどの条件で問題なく収束した。なお, プログラムはスカート部と同様にマイクロソフト Visual C++ Ver. 6.0 を用いて作成し, パソコンにより計算を行った。計算時間は CPU Pen4 3.0 GHz の場合には 1 条件 2~3 分であった。

ここで表 2-3, 2-7 に示された数値以外で数値計算に用いた諸数値をまとめて表 3-3 に示す．表に示した各リングの油膜温度は推定値であるが，推定の根拠にした温度データを図 3-23 に示す．十分なデータではないが，リング摺動面からライナへの熱流れがあることや Top リング溝からスカート方向への温度勾配などから各回転速度の温度差やリング間の温度差を 0~5 ほどにとり決定した．

表3-3 リング計算に用いた諸数値(エンジン )

項目	Top Ring	2nd Ring	Oil Ring
摺動面幅 $b$ mm	0.8	0.6	0.3
ダレ部長さ $b_1$ mm	0.25	0.25	0.1
ダレ量 $h_d$ $\mu\text{m}$	8.0	3.0	1.1
リング摺動面粗さ $\sigma_1$ $\mu\text{m}$	0.2	0.2	0.1
ライナ摺動面粗さ $\sigma_2$ $\mu\text{m}$	0.4	0.4	0.4
700 rpm 油膜温度	105	105	100
1200 rpm 油膜温度	110	105	100
1500 rpm 油膜温度	115	105	105
2000 rpm 油膜温度	120	110	105
$\alpha$	0.3		
$\eta\beta\sigma$	0.05		
$\sigma/\beta$	0.001		
$\gamma$	1.0		
$\gamma_1$	1.0		
$\gamma_2$	0.6		

(リングとライナの摺動面形状および粗さは図2-5(b)(c)を参照)

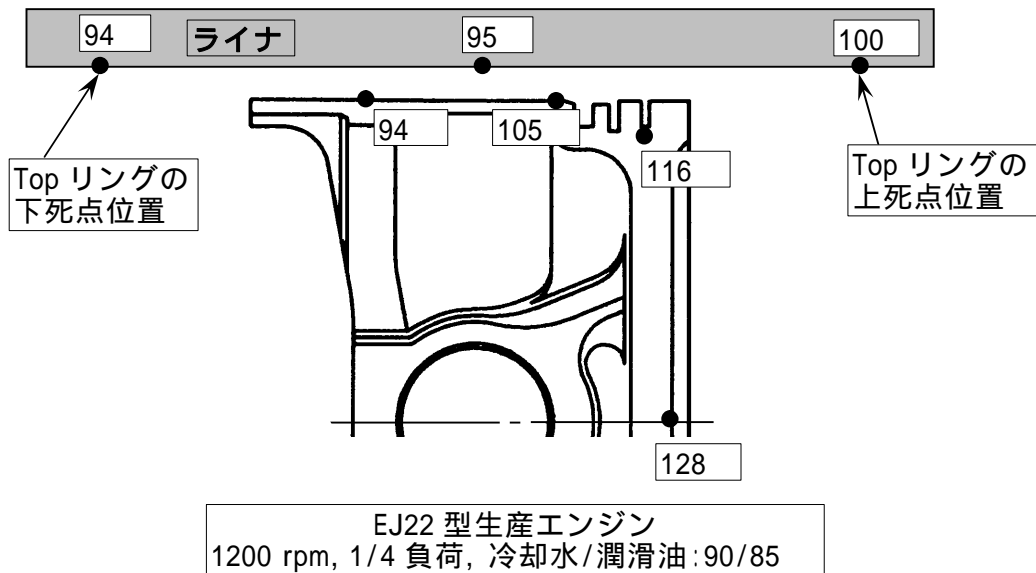


図 3-23 ピストンとライナの温度

### 3.3.9 2nd ランド部圧力の計算方法

2nd リングにかかる圧力は 2nd ランド部の圧力であるため，本研究では古浜ら<sup>(76)(77)</sup>の方法を用いて 2nd ランド圧力を計算した．本項では計算に用いた古浜らの式の概要を以下に記述する．

#### (a) 記号とモデル化説明図

リングランド間の圧力，体積，温度などの変数を以下のように(図 3-24)定める．

- $F_1$  : Top リング合口部のもれ面積 [m<sup>2</sup>]
- $F_2$  : 2nd リング合口部のもれ面積 [m<sup>2</sup>]
- $G_1$  : Top リング合口部を流れるガス質量 [kg]
- $G_2$  : 2nd リング合口部を流れるガス質量 [kg]
- $P_1$  : 筒内圧力 [Pa]
- $P_2$  : 2nd ランド部圧力 [Pa]
- $P_3$  : 3rd ランド部圧力 [Pa]
- $R$  : ガス定数 [286.9(空気), J/kgK]
- $T_1$  : Top ランド部平均ガス温度 [K]
- $T_2$  : 2nd ランド部平均ガス温度 [K]
- $T_3$  : 3rd ランド部平均ガス温度 [K]
- $V_2$  : 2nd ランド部の体積 [m<sup>3</sup>]
- $V_3$  : 3rd ランド部の体積 [m<sup>3</sup>]
- $t$  : 時間 [sec]
- $\kappa$  : 比熱比 (1.40)
- $\psi$  : 合口部を流れるガスの流量係数 (0.86)
- $\phi_1$  : 流量特性(Top リング部)
- $\phi_2$  : 流量特性(2nd リング部)

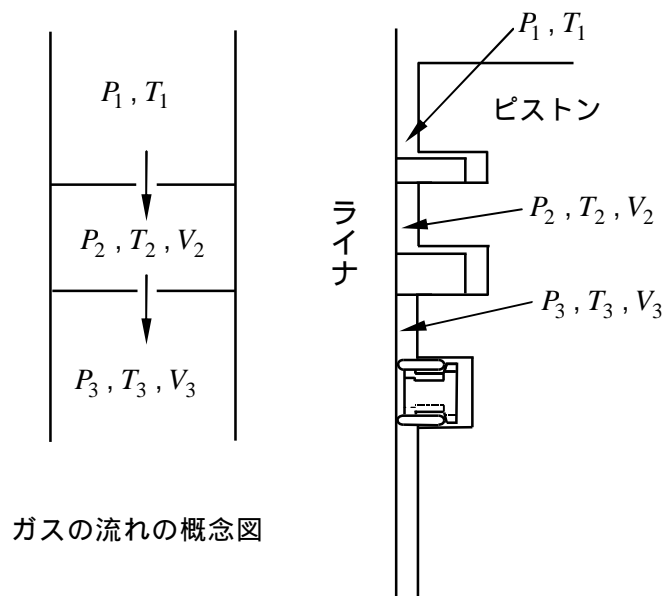


図3-24 リング合口部とランド間を流れるガスのモデル化

(b) 計算式

先細ノズルにおけるガスの流れから，  
 $\Delta t$  時間に Top リング合口部を流れるガスの質量  $\Delta G_1$  は

$$\Delta G_1 = \frac{F_1 \psi \phi_1 P_2}{\sqrt{RT_2}} \Delta t \quad (3-111)$$

ただし流量特性  $\phi_1$  は式(3-112)から求められる．

$$\left. \begin{aligned} \phi_1 &= \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{2/\kappa} - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\kappa+1/\kappa} \right]} & \frac{P_2}{P_1} > 0.528 \text{ の時} \\ \phi_1 &= 2.145 & \frac{P_2}{P_1} \leq 0.528 \text{ の時} \end{aligned} \right\} \quad (3-112)$$

$P_0$  と  $P_1$  の比の 0.528 は臨界圧力比で 0.528 以下の時，合口部を流れるブローバイガスは音速を意味する．

同様に 2nd リング合口部を流れるガスの重量  $\Delta G_2$  は

$$\Delta G_2 = \frac{F_2 \psi \phi_2 P_3}{\sqrt{RT_3}} \Delta t \quad (3-113)$$

ただし，

$$\left. \begin{aligned} \phi_2 &= \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \left[ \left( \frac{P_3}{P_2} \right)^{2/\kappa} - \left( \frac{P_3}{P_2} \right)^{\kappa+1/\kappa} \right]} & \frac{P_3}{P_2} > 0.528 \\ \phi_2 &= 2.145 & \frac{P_3}{P_2} \leq 0.528 \end{aligned} \right\} \quad (3-114)$$

2nd ランド部圧力  $P_2$  の圧力変化を  $\Delta P_2$  とすると

$$\Delta P_2 = \frac{(\Delta G_1 - \Delta G_2)RT_2}{V_2} \quad (3-115)$$

$\Delta t$  後の 2nd ランドの圧力変化は次式(3-116)により求められる．

$$P_2 = P_2 + \Delta P_2 \quad (3-116)$$

なお，オイルリングはガスシールの役目はないので， $P_3$  は大気圧とした．

以上の諸関係から 2nd リングに作用する圧力を求めることができる．ただしランド間を流れるガス温度は付近のピストン温度とほぼ同じとし<sup>(77)</sup>，合口部を流れるガスの流量係数は 0.86<sup>(76)</sup> とした．

### 3.4 第3章のまとめ

本章では 3.1 節においてスカート部のフリクション計算のための基礎式について、3.2 節においては数値計算法について述べ、3.3 節においてはピストンリングのフリクション計算法について述べた。

本計算法の特徴はスカート部に発生するスカート荷重(オーバーラップ荷重)の計算法を提案し、このスカート荷重と表面粗さを考慮できる平均レイノルズ方程式とを組み合わせ、摩擦力の計算を行った点にある。本計算法の特徴とその内容を以下にまとめる。

オーバーラップ荷重の計算法とスカート摺動面積の定義

- ・ガソリンエンジンは運転時にはピストンとライナの温度差、線膨張率差によりスカート部の外径がライナ内径より計算上大きくなるオーバーラップが発生する。本研究ではオーバーラップ荷重の計算法とオーバーラップ部のライナとの切断面を摺動面積とする定義を提案した。この方法によりスカート部の重要な寸法諸元も同時に考慮することができた。

境界摩擦力の計算法

- ・経験式として提案し、計算の容易化と計算精度向上を狙った。

スカート表面粗さの考慮

- ・平均レイノルズ方程式の中にスカート表面の条痕形状を導入した。

スカート摺動部後端の筋状流れ部の摩擦力の考慮

上記項目の中で特に、 $\mu_{sc}$  は本計算法の特徴である。計算式の解法には差分法を用い数値計算を行った。

ピストンリングの計算ではリングに作用する筒内圧を考慮できるように三田<sup>(70)</sup>らの式を基に改良を加え、実際のエンジンのピストンリングの摩擦力を計算可能とした。本研究のピストンリング計算法の特徴を以下にまとめると、

筒内圧の考慮

- ・実際のエンジンのピストンリングの摩擦力を計算する上で必要となる。本研究で計算可能とした項目である。Top ランド部の圧力は筒内圧(実験値)を用い、2nd ランド部の圧力は計算により求めた。

リングおよびライナ表面粗さの考慮

境界潤滑時の摩擦力の考慮

リング後端付近の筋状流れ部の摩擦力の考慮

であり、 $\mu_{sc}$  が本研究で新たに計算可能になった項目である。

数値計算はオイラー法により行った。なお、 $\mu_{sc}$  はリングの摩擦力を計算する上で考慮すべき重要な項目であり、本研究でも取り入れた。

## 第4章

### ピストン系のフリクション解析結果

## 4.1 本章の概要

本章では実験結果，計算結果を示し，これらをもとに行ったフリクションの解析結果について記述する．概要は以下のとおりである．

最初にスカート荷重計算時の主要な入力データであるスカート剛性の測定結果について述べ，スカート荷重計算結果の妥当性について調べている．

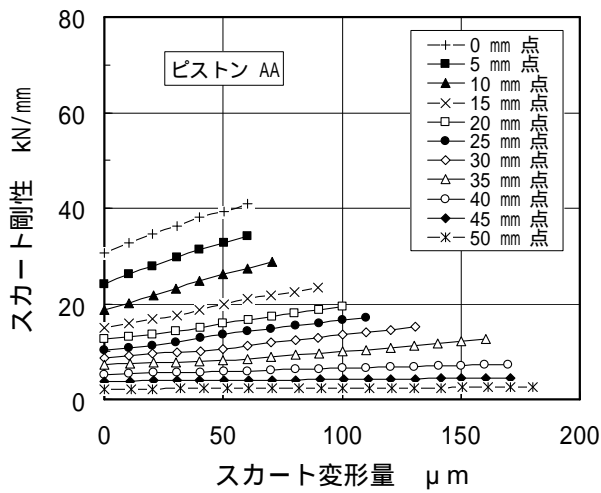
次に新たに開発した分離型浮動ライナエンジン によるリングとスカート部のフリクション測定結果およびスカート部とリング部のフリクション割合について解析している．さらにスカート部フリクションの実験結果と計算結果を比較することにより計算精度を検討し，計算精度が十分あることを確認している．続いて計算によりスカート部フリクション低減策を検討し，いくつかの低減策を提案している．

筒内圧を考慮できる新たに構築したピストンリングの計算方法について計算精度を確認し，ピストンリングを含めたピストン系全体のフリクションとスカート部潤滑特性との関連について考察を行っている．

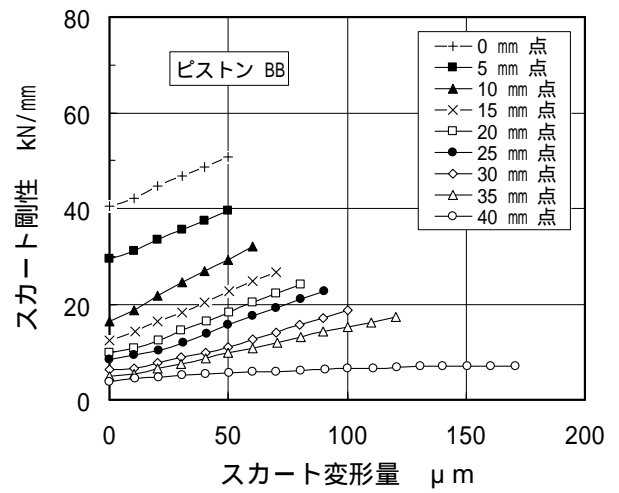
## 4.2 スカート剛性測定結果

スカート各位置におけるスカート剛性はスカート荷重を計算するための基礎的入力データとなる．エンジン のピストンAAおよびBB(図2-8，表2-6)，エンジン のピストンA1，B1，C1(図2-4，表2-2)の各々について，スカート部の剛性測定結果を図4-1(a)，(b)～図4-2(a)，(b)，(c)に示す．スカート部の剛性測定は，スカート部との接触幅が1 mmの半円弧の押板を用いてスカート部を押し(図2-15)，その時の荷重とスカート変形量とから剛性を求める．スカート剛性を求める点はオイルリング溝下面を0 mm点として5 mmおきである．図から分かるようにいずれのピストンでもスカート変形量が増加した時点で測定される剛性値は大きくなるのが分かる．この理由は次のように考えられる．スカートにはオーバル形状の加工がされているので，押板の荷重を増加させていくとスカートと押板との接触幅が増加することによりスカート変形が抑えられ，その結果得られる剛性値は高くなり，スカート変形量と剛性の関係でプロットすると勾配がある剛性のグラフとなる．実際のエンジンのシリンダ内のスカート変形でもライナとの当たり幅は変化していると考えられるので，スカート荷重，ピストン挙動を計算する上では重要であると考え，本研究では変形量に応じた剛性の変化を考慮できるようにした．なお，実際には変形量が0  $\mu\text{m}$ の時の剛性は測定できないのでグラフでは外挿により求めた．

上記スカート剛性の測定結果からそれぞれのスカート位置で 40  $\mu\text{m}$  の変形を与える荷重を用いスカート剛性を求め，スカート位置と剛性の関係として再整理した結果を図4-3，図4-4に示す．どのピストンでもスカート上部の方が剛性が高く，スカート下端の方ほど剛性は低くなるが，スカート剛性は肉厚やスカート下端のリブの形状，オイルリング溝部にあるオイル戻し穴形状などの影響を受けるのでスカート仕様により異なってくる．3.1.8項に示したようにスカート荷重はスカートのどの位置がどの程度オーバラップするかによるのでプロファイルにも関係しピストン挙動とも関連する．次節以降にこれらを考慮したスカート荷重の計算結果について述べる．

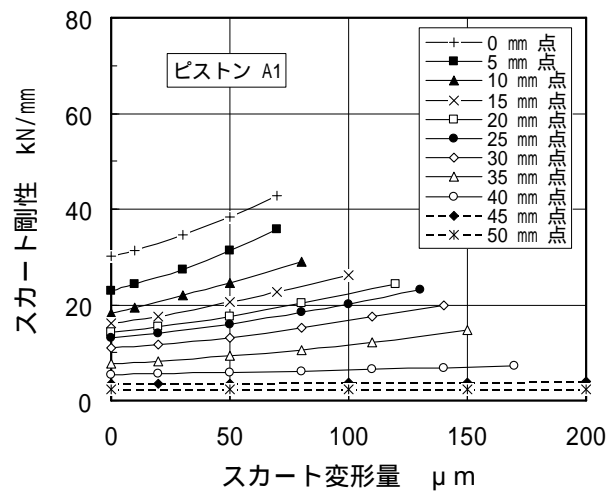


(a) ピストン AA

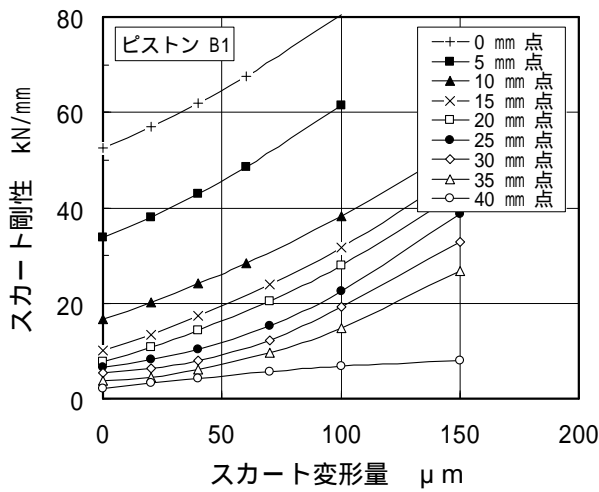


(b) ピストン BB

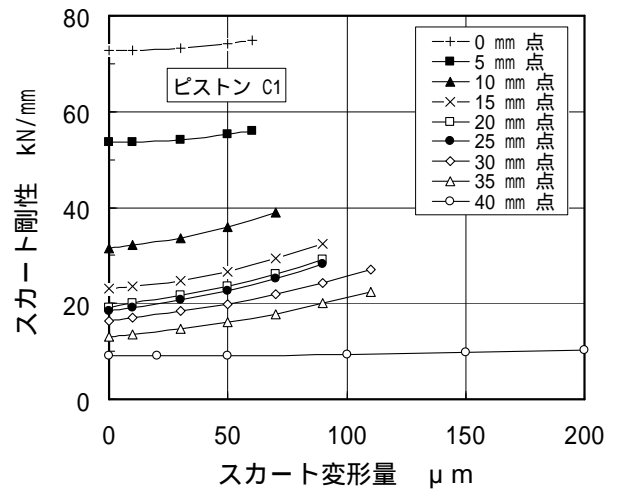
図 4-1 スカート剛性測定結果(エンジン )



(a) ピストン A1



(b) ピストン B1



(c) ピストン C1

図 4-2 スカート剛性測定結果(エンジン )



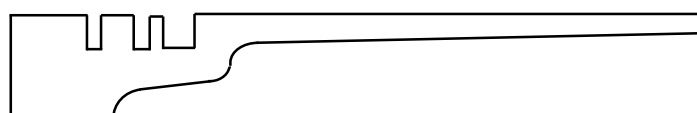
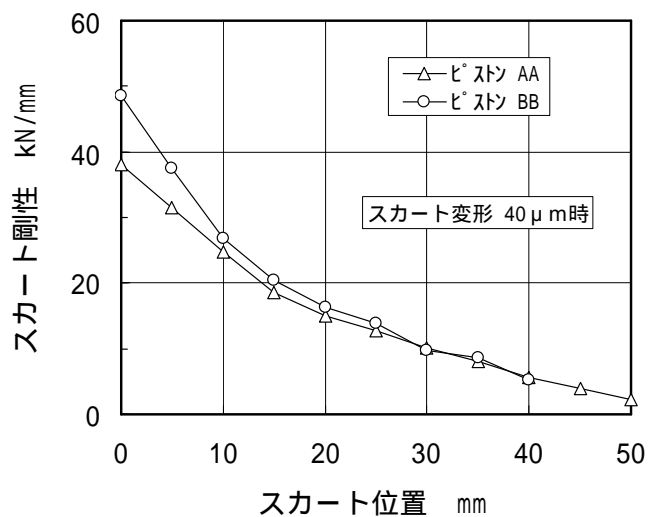


図 4-3 スカート位置と剛性の関係 (エンジン の場合)

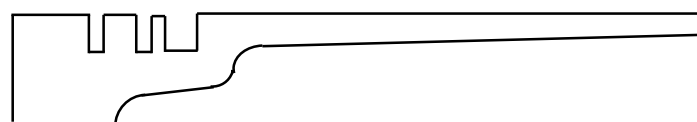
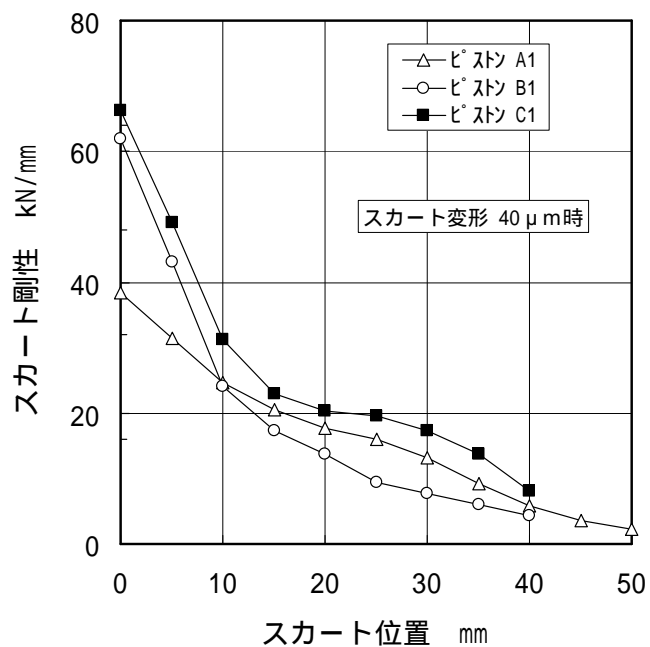


図 4-4 スカート位置と剛性の関係 (エンジン の場合)

## 4.3 スカート荷重計算結果

### 4.3.1 A D A M S 計算精度の確認

スカート部をバネで構成したモデルを A D A M S (3.1.8 項, 図 3-11) を用いて計算するとスカート各点(バネの位置)の変位が計算結果としてそれぞれ求まる。図 4-5 にはスラスト側と反スラスト側の 10 mm, 20 mm, 30 mm のスカート各点の計算結果をクリアランスとして表示した例を示す。正の値はクリアランスがあることを示し, あるクランク角度における負の部分はオーバーラップしていることを示す。このオーバーラップ量はスカートの変形量であり, かつバネの縮む量である。スカート変形計算が正しければ, 即ちバネの縮む量が正しければ各々のバネの縮み量から求めるオーバーラップ荷重, スカート荷重も正しいと考えられる。したがって, スカート変形の実験値と計算値とを比較すればスカート荷重の計算精度が判断できる。

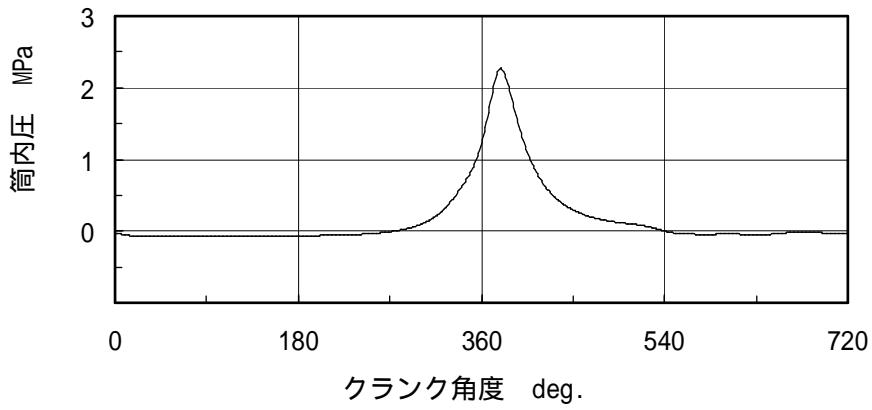
スカート部に変位センサーを埋め込み測定(2.7 項, 図 2-16)した結果の例を図 4-6 にスラスト側, 反スラスト側それぞれ示す。このグラフから瀧口ら<sup>(78)</sup>の方法を用いてスカート変形量を算出した。なお, 図 4-6 中のブロック外壁加速度振動はスカートのライナへの衝突時期を明確にするなどの目的で測定した。

ここで瀧口ら<sup>(78)</sup>が用いたスカート変形量の算出方法について説明する。図 4-7 に示すようにスカートの変形がなくシリンダ内でピストンが動く場合にはスラスト側の変位センサーからの出力  $a$ (クリアランス)と反スラスト側の出力  $b$  の和は常に一定となり, スラスト側か反スラスト側のどちらかの波形を上下方向に反転させれば全く同じ波形となる。このことは前述した A D A M S を用いた計算結果(図 4-5)を見ても分かる。

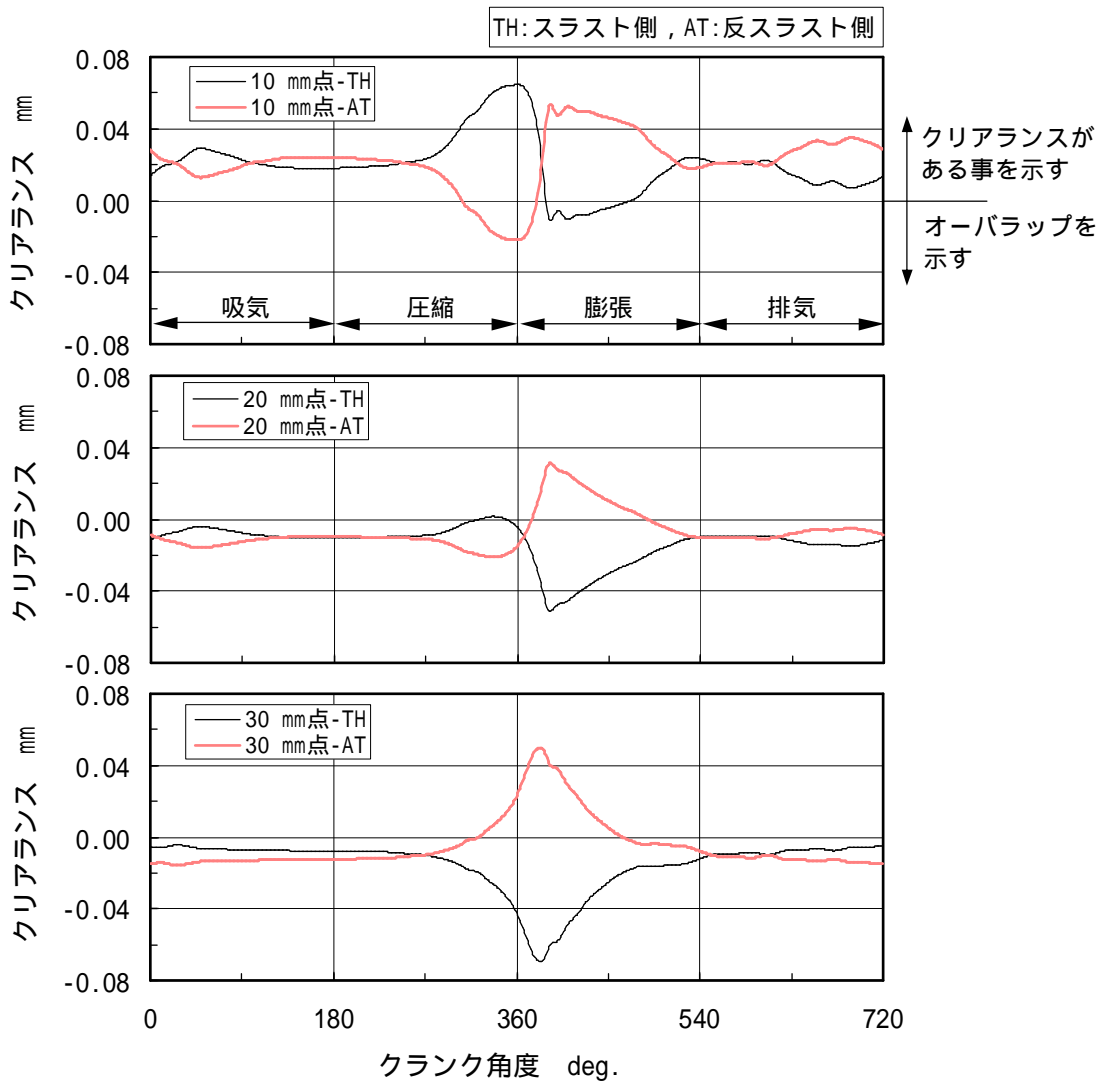
次に図 4-8 にはスカート部の変形がある場合を示し, 図 4-8(a)のようにスラスト側のスカートの変形量を  $\delta_1$ , 反スラスト側を  $\delta_2$  として図示する。例えば反スラスト側の変位センサーからの出力(クリアランス)を反転させ, スラスト側と重ね合わせると図 4-8(b)のように表示され, この図からスカートの変形量  $\delta_1, \delta_2$  を求めることができる。

図 4-9 には上記の瀧口ら<sup>(78)</sup>方法で求めたスカート最大変形量の実験値と A D A M S により求めたスカート最大変形量の計算値との比較を示す。反スラスト側のスカート最大変形は上死点前約 0~20 度付近で発生し, スラスト側のスカート最大変形は上死点後約 20~40 度付近で発生する。スラスト側と反スラスト側のスカート変形量の実験値と計算値は同様な傾向を示し, 値もほぼ一致していることから A D A M S の計算精度は十分ある, 即ち, スカート荷重の計算結果は妥当であると判断した。

前述したように A D A M S を用いた計算ではピストン挙動計算の結果としてスカートバネ各点のオーバーラップ量が得られる。本研究では 3.1.6 項, 図 3-7 において定義したようにオーバーラップした部分とライナ内周面との切断面が摺動面となる。ここで図 4-10 に計算によって得られた切断面(摺動面)の形状の例を示す。スラスト側の切断面(摺動面)を図中上段に, 反スラスト側を下段にそれぞれのクランク角度ごとに示した。図から分かるようにスラスト側, 反スラスト側ともに摺動面形状はピストンの挙動のためクランク角度により本来は変化するのであるが, 本研究ではクランク角度で変化しない一定の矩形として扱っている。なお図中のスカート全面形状とはスカート形状のすべてを摺動面と仮定した場合の形状を意味する。



(a) 筒内圧(実験結果)



(b) スカート各点の変位計算結果

図 4-5 スカート変位計算結果  
(Piston B1, 1500 rpm, 480 kPa (IMEP))

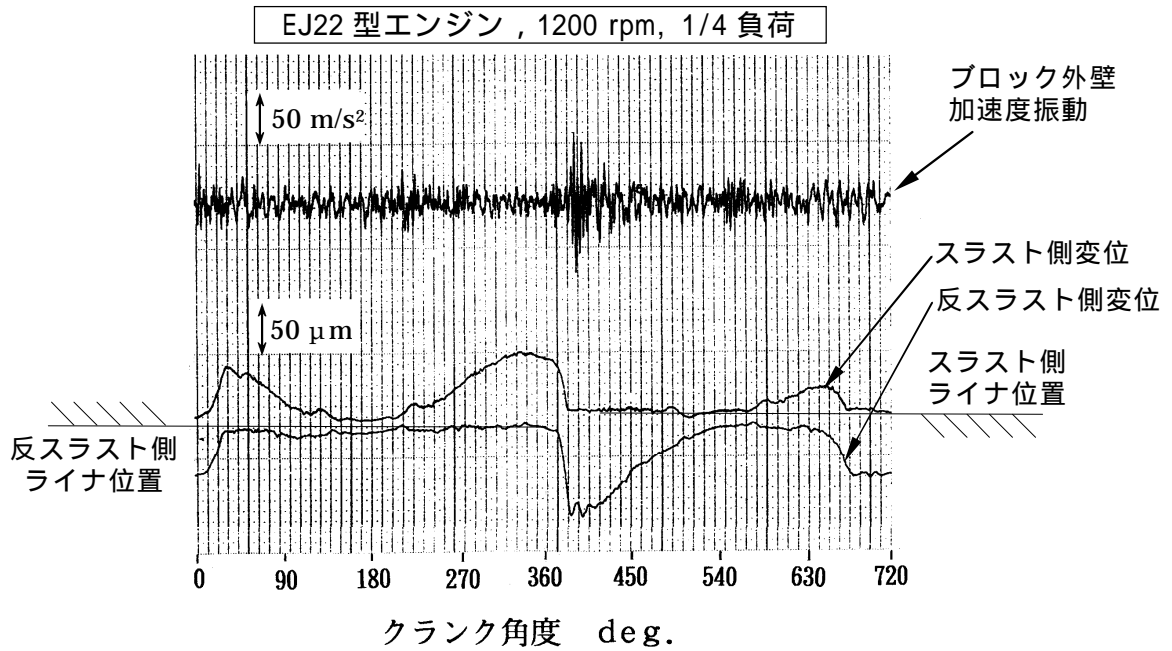


図 4-6 スカート部変位測定例(10 mm 点)

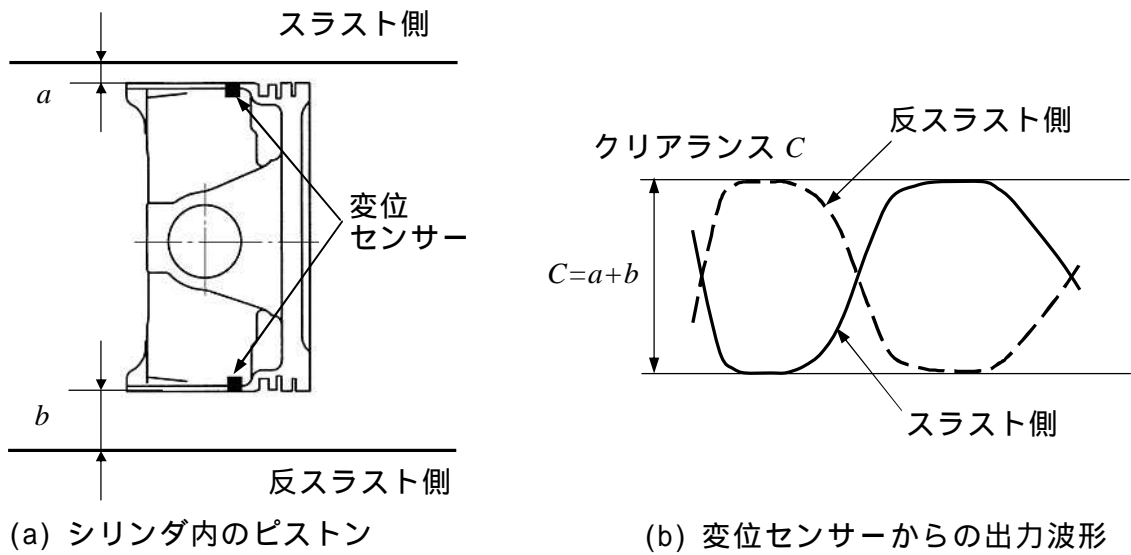


図 4-7 スカート変形がない場合の出力波形

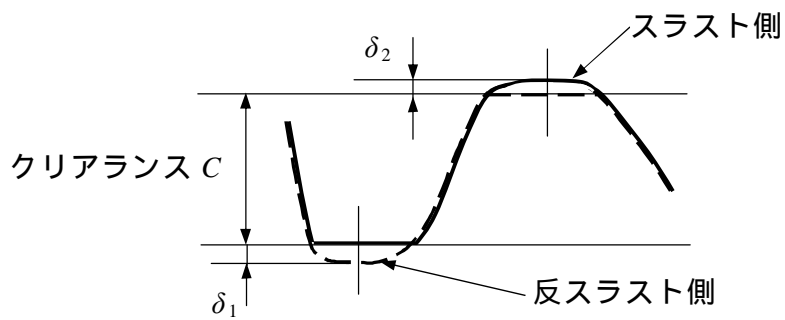
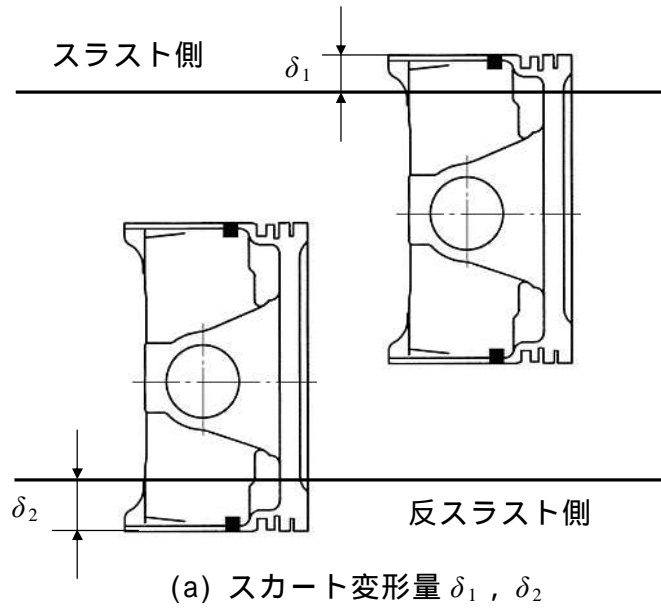


図 4-8 スカート変形量の算出方法(スカート変形がある場合)

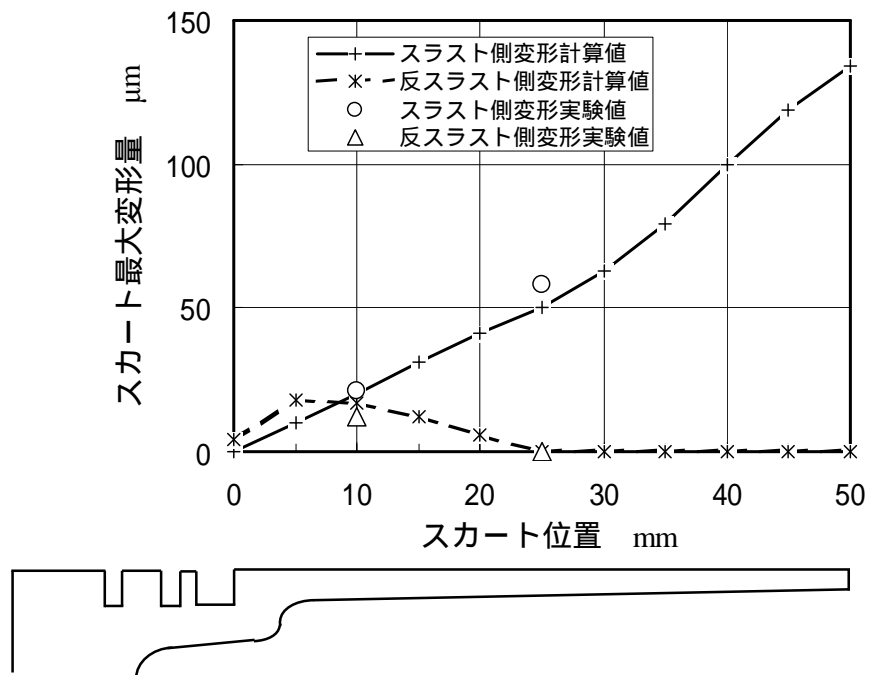


図 4-9 スカート最大変形量の実験値と計算値の比較 (クランク角度 270 ~ 450 度の間)

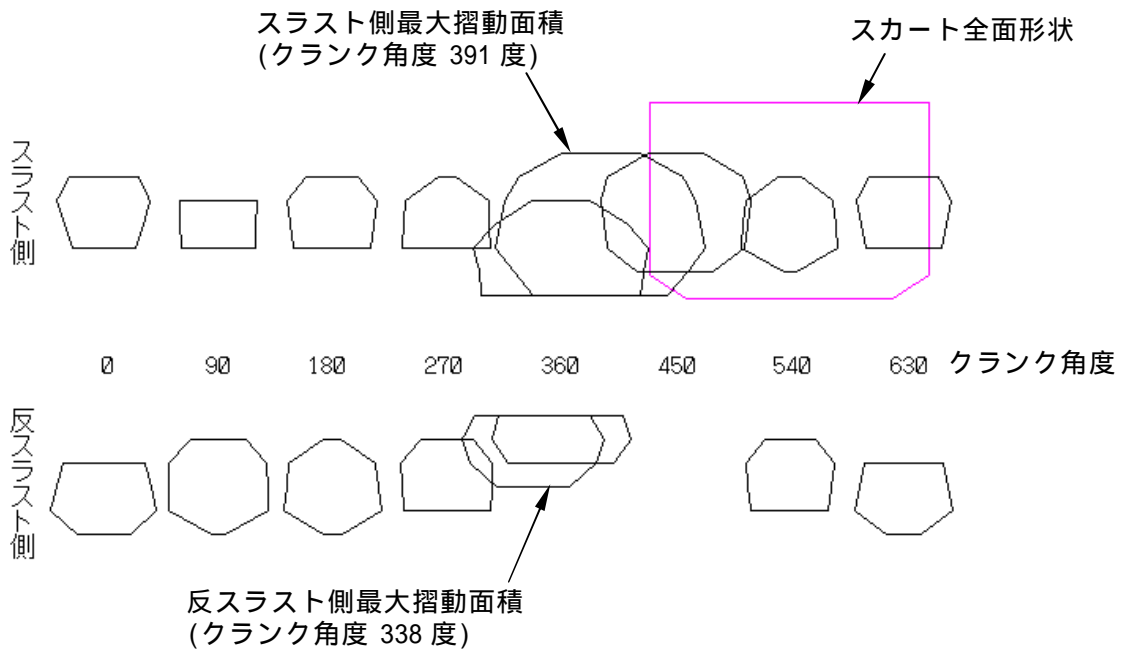


図 4-10 オーバラップ部分の切断面(摺動面積)形状  
(Piston B1, 1500 rpm, 480 kPa (IMEP))

#### 4.3.2 各スカート仕様での計算結果

##### (a) 分離型浮動ライナ用ピストン(エンジン )のスカート荷重の妥当性確認

スカート部摩擦力に影響する荷重はオーバーラップにより発生するオーバーラップ荷重とスラスト荷重である。これらはピストンの動きとも関連することは既に述べたとおりであるが、今回試作した分離型浮動ライナエンジンのピストンは構造上長く、質量も大きくなるため通常のピストンと比較して動きが異なり、発生するスカート荷重も異なる可能性がある。このことを確認するため、スカート荷重の予測計算を行った。図 4-11 はピストン挙動、スカート荷重の計算に用いたモデル図である。スカート荷重は各々のばねが縮むことにより発生する荷重を合計し求めた。表 4-1 には計算時の入力データであるピストンの寸法などの主な数値を通常ピストンと分離型浮動ライナのピストンと比較して示した。分離型浮動ライナに用いたピストンは構造上、質量、コンプレッションハイト(CH)や慣性モーメントが通常ピストンより大きくなっている。

図 4-12 は A D A M S を用いたスカート荷重の計算結果で、機関回転速度 1500 rpm, 450 kPa (IMEP) の場合を示す。スラスト側 (TH) の方向を正に、反スラスト側 (AT) の方向を負とした。図 4-12 (b) の通常のピストンと (c) の浮動ライナ用ピストンのスカート荷重を比較するとその差は少いことが分かった。即ち、質量、コンプレッションハイト (CH) や慣性モーメントが通常ピストンより大きい分離型用ピストンでもピストンの動きや発生するスカート荷重は 1500 rpm 程度なら通常のエンジンの場合とほぼ同等であることから、今回の試験条件 (1200 rpm) の範囲では、分離型浮動ライナ用で得られる摩擦力の測定結果は通常のピストンの場合と同じであると判断した。なお図中 (a) の筒内圧は実験値であり、計算時の入力データである。図 4-12 (b) (c) において反スラスト側のスカート荷重がクランク角度 360 度過ぎにおいて一旦 0 となるのは以下に示す理由のため

である。シリンダに作用する力の向きはコンロッド揺動角（図 4-11）により上死点前は反スラスト側方向で上死点後はスラスト側方向となり反転する。スラスト力は上死点後の方が大きいのでスラスト側のスカート変形が大きく、反スラスト側のスカート(バネ)はシリンダから離れ反スラスト側のスカート荷重が 0 となる。ピストンピンを中心としたピストンの首振りもあるのでゆるやかな変化となっている。他の条件での計算例を図 4-13(a), (b)に示す。

図 4-13(a)はピストン AA(表 2-6)のスカート荷重の計算例でライナ温度の影響を示す。ライナ温度が高くなるとオーバーラップ量が増加しオーバーラップ荷重が大きくなること分かる。オーバーラップ荷重はピストンリングの張力と同様に全行程で作用するためフリクションへの影響が大きく、重要な要因であることが予想される。

図 4-13(b)にピストン BB(表 2-6)のスカート荷重に対する筒内圧の影響を示す。筒内圧の大きさに応じてスラスト荷重が大きくなっていることが分かる。当然ではあるがオーバーラップ荷重には筒内圧の影響が見られない。

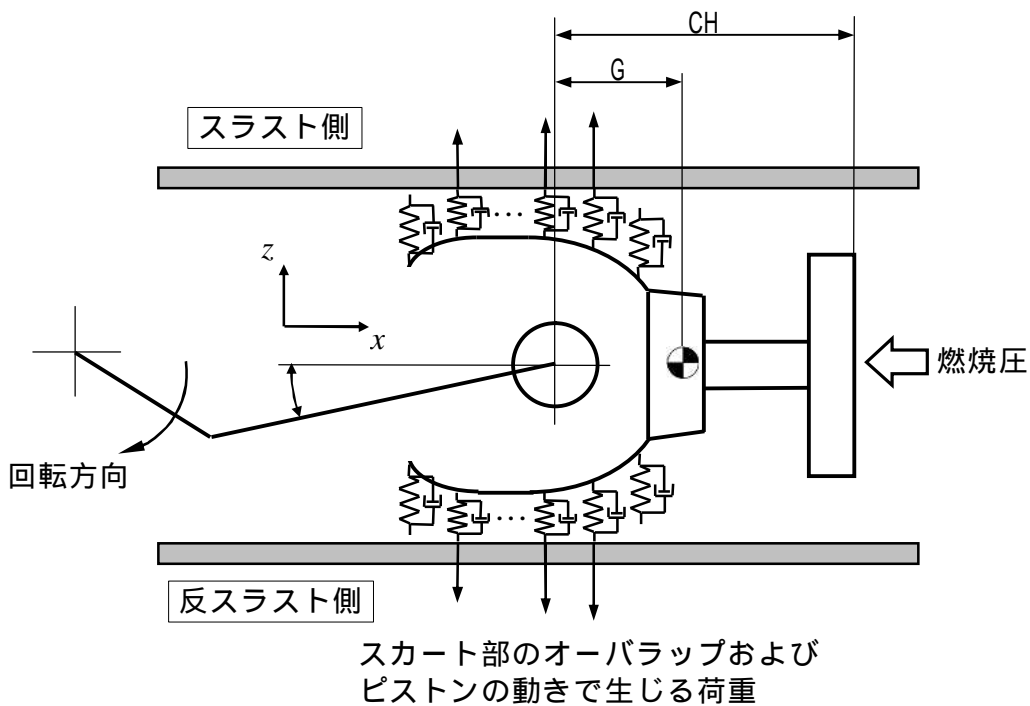
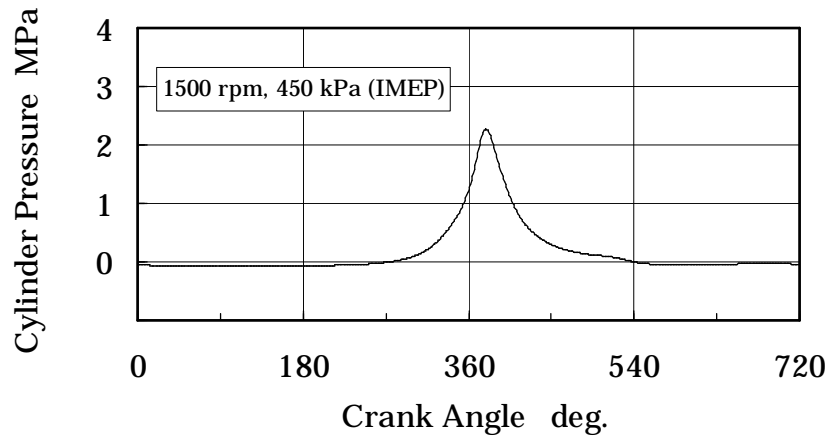


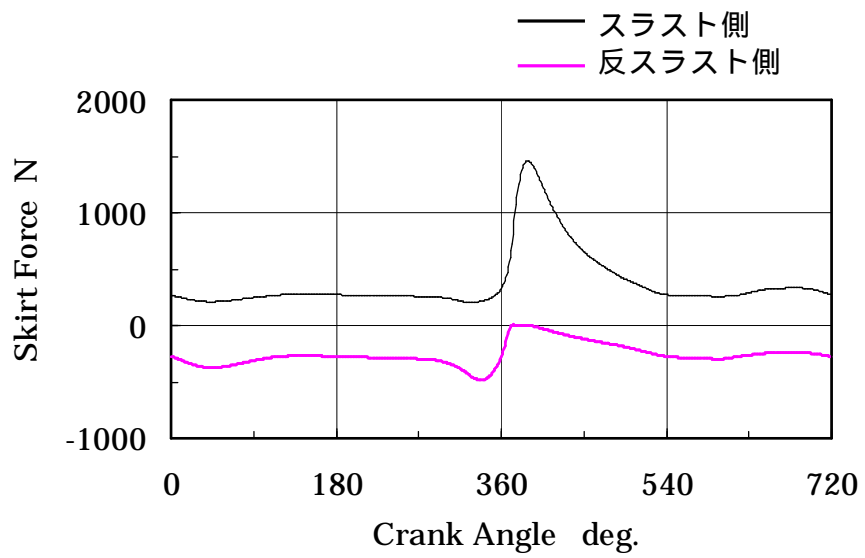
図 4-11 スカート荷重計算のためのモデル(分離型浮動ライナ)

表 4-1 スカート荷重計算に用いたピストンの諸数値

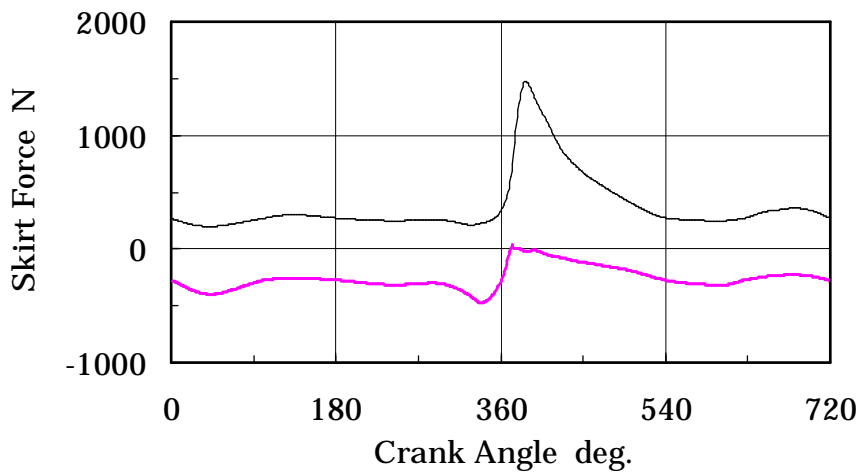
主な入力項目	(a) 通常のピストン	(b) 分離型浮動ライナ用 ピストン AA
ピストン質量 kg	0.55	0.95
コンプレッション ハイト CH mm	33.5	124
重心位置 G mm	10.3	40
慣性モーメント kgmm <sup>2</sup>	0.311	1.54



(a) 筒内圧(実験値)



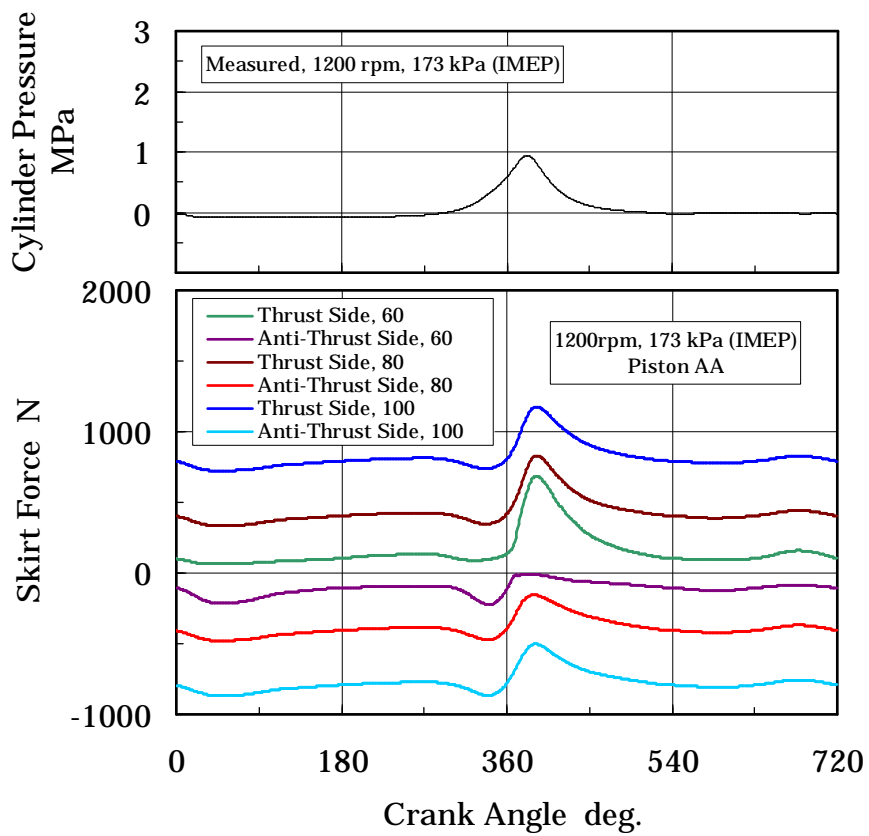
(b) 通常のピストン



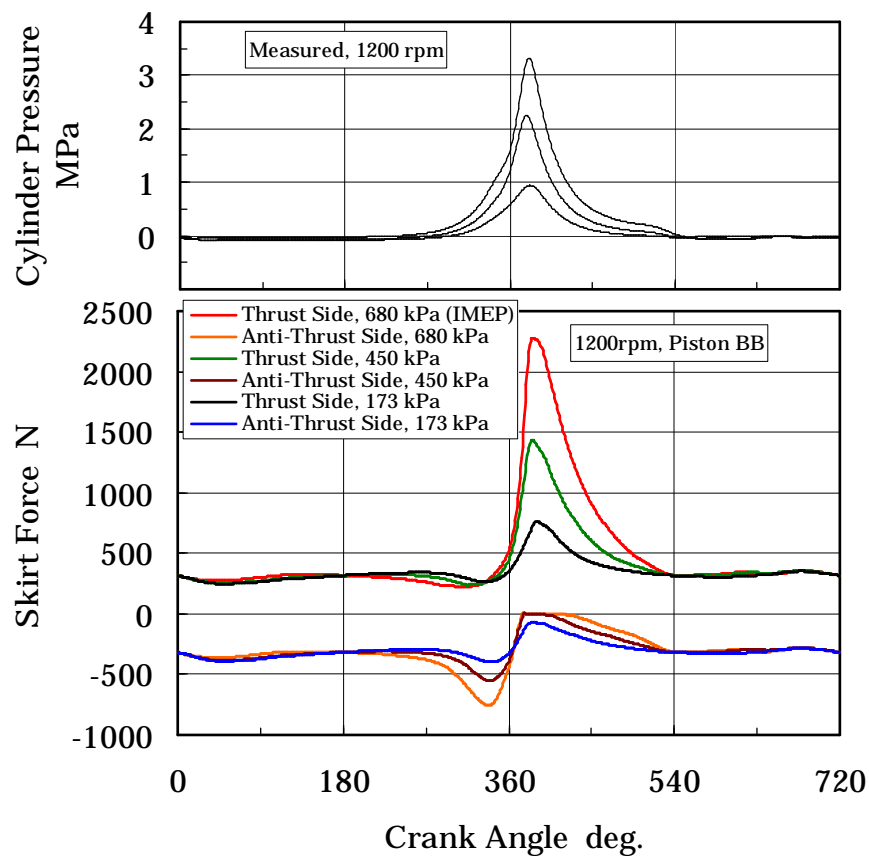
(c) 分離型浮動ライナ用ピストン

図 4-12 スカート荷重の比較





(a) ライナ温度の影響 (Piston AA)



(b) 筒内圧の影響 (Piston BB)

図 4-13 スカート荷重計算結果例(エンジン )

(b) 浮動ライナ用ピストン(エンジン )の場合

図 4-14 にエンジン のピストン仕様 A1, B1, C1(表 2-2)についての計算結果を示す。筒内圧は同じなのでスラスト荷重はそれほど変わらないものの、スカート剛性等の影響を受けるオーバーラップ荷重はスカート部仕様により異なっていることが分かる。ピストン A1 と C1 はほぼ同じ荷重が発生しており B1 は少なかった。これらのスカート荷重だけの結果からもスカート仕様はフリクションへの影響が大きいことが予想される。

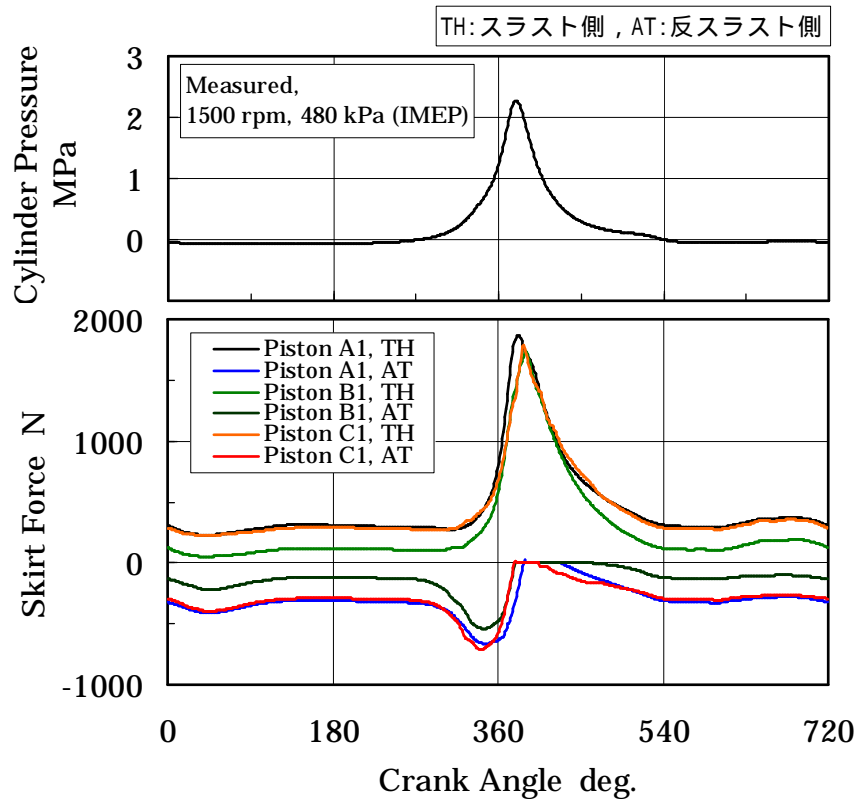
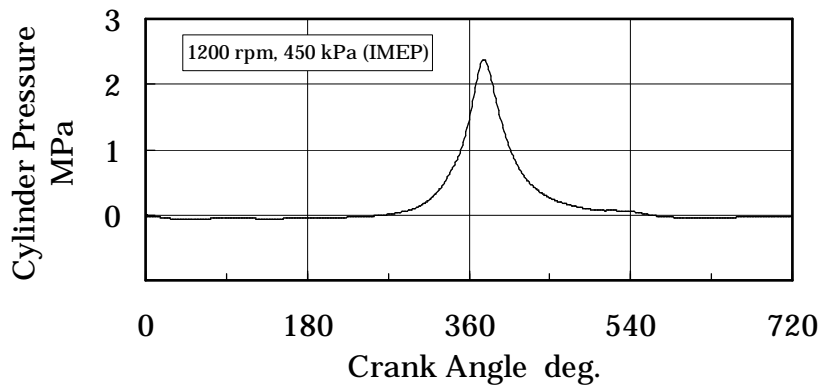


図 4-14 スカート荷重計算結果例(スカート仕様の違い, エンジン )

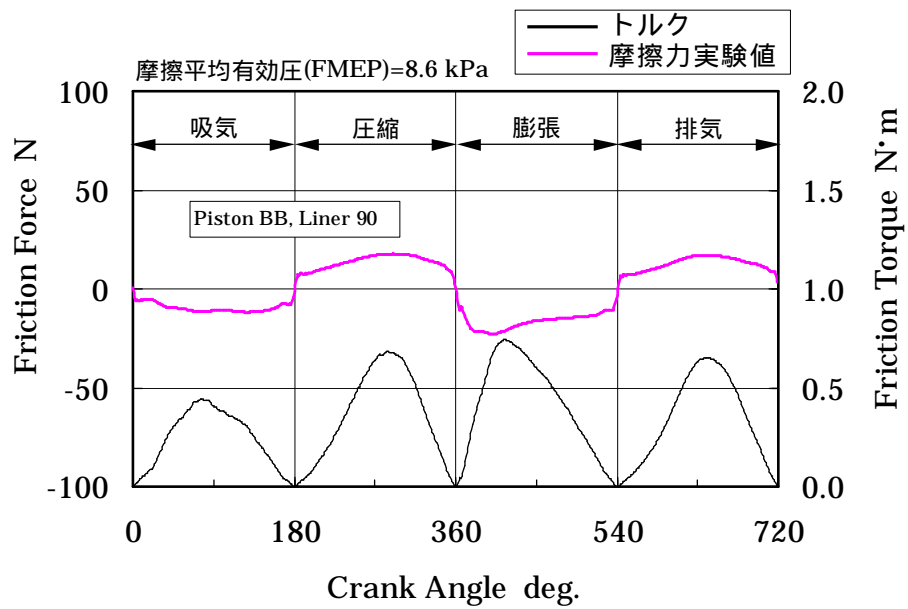
#### 4.4 スカート部フリクション測定結果(分離型浮動ライナ)

##### 4.4.1 摩擦力波形測定結果の説明

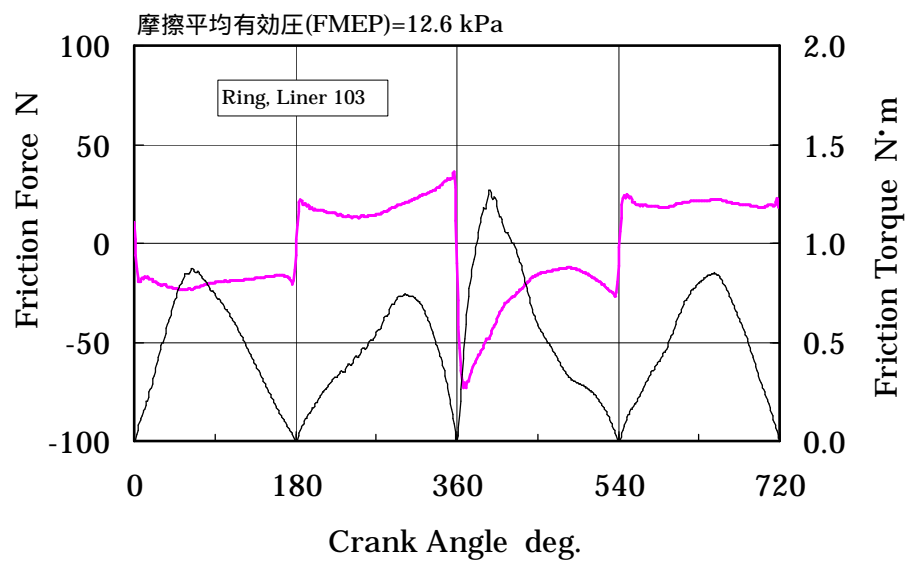
最初にフリクション測定結果のグラフ表示について説明する。図 4-15 に例として機関回転速度 1200 rpm, 450 kPa (IMEP)におけるピストン BB(表 2-6)とリング(表 2-7)の測定例を示す。図 4-15(b)にはスカート部の摩擦力の測定結果と摩擦力から計算したクランク角度に対する摩擦損失のトルクを示す。摩擦力の正は摩擦力方向が上(シリンダヘッド)方向を示す。(c)はリング部の摩擦力測定結果と摩擦力から計算したリング部の摩擦損失のトルク波形である。(a)には筒内圧(実験値)を示した。測定により得られた摩擦力波形は潤滑状態や摩耗などの解析・判断に用い、摩擦損失トルクから得られる摩擦平均有効圧(FMEP:Friction Mean Effective Pressure)はフリクションの大小評価に用いる。摩擦平均有効圧はクランク角度ごとに求めた摩擦損失のトルクを平均し、求めた。



(a) 筒内圧(実験値)



(b) スカート部摩擦力測定結果とトルクの計算結果



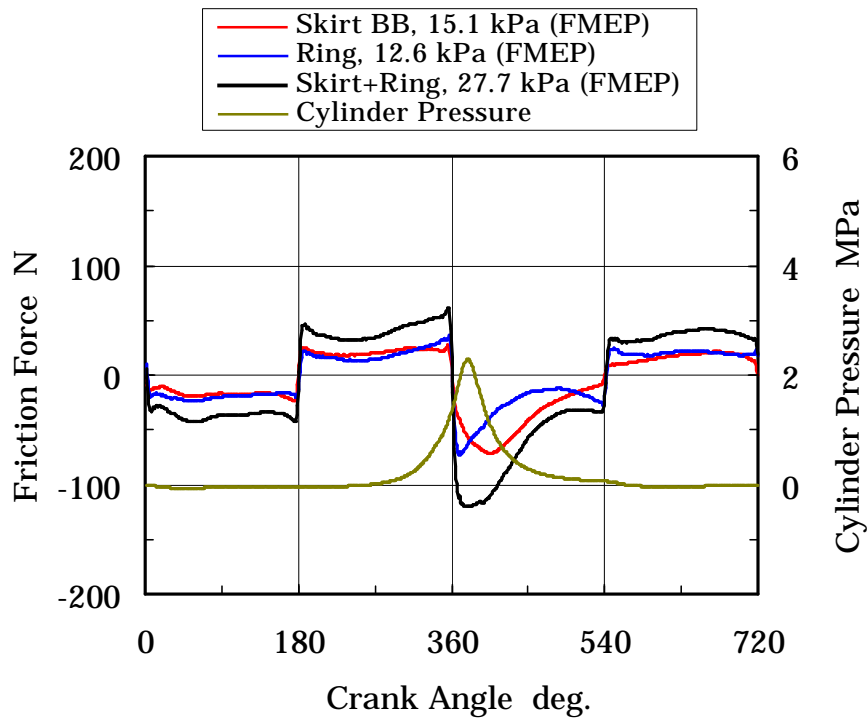
(c) リング部摩擦力測定結果とトルクの計算結果

図 4-15 摩擦力測定結果の説明(エンジン , ピストン BB)

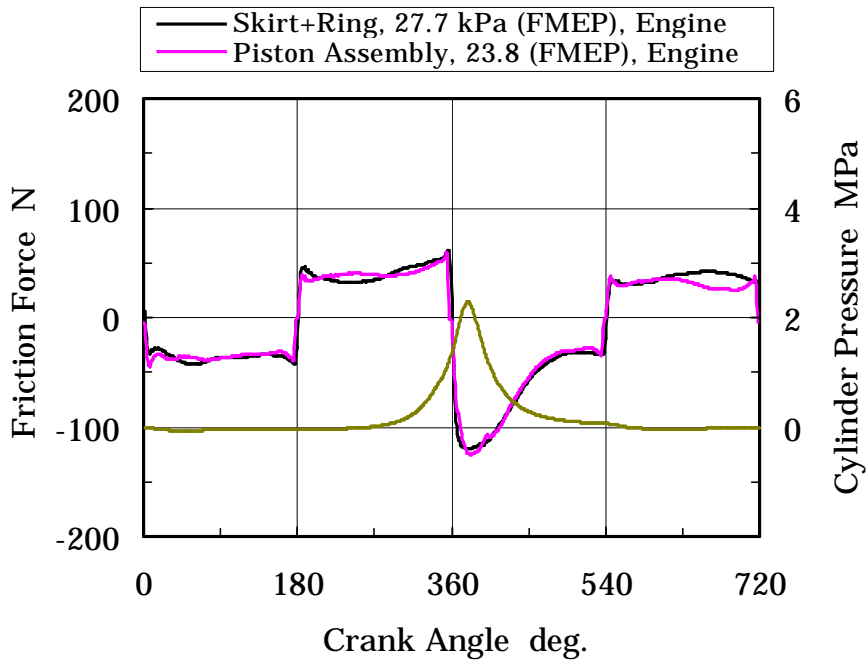
#### 4.4.2 分離型浮動ライナの測定結果の妥当性検討

分離型浮動ライナ(エンジン )による測定結果の妥当性を検討するためにリング部，スカート部それぞれに測定された摩擦力波形を単純に加え，エンジン によるピストン系全体の摩擦力波形と比較した．

図4-16(a)に機関回転速度1200 rpm, 450 kPa (IMEP)におけるスカート部(赤)とリング部(青)の摩擦力波形の例を示す．ライナ温度はスカート測定部で平均80℃，リング測定部では103℃の場合である．今，スカート部の上・下死点付近の摩擦力に注目してみると0ではないことが分かるが，次のような意味をもつ．流体潤滑の摩擦力はスカートの場合は式(3-20)，リングの場合は式(3-88)で示したように摺動速度を掛けた項がある．一般に流体潤滑の場合の摩擦力は摺動速度の影響が大きいため，速度0の上・下死点では摩擦力は0に近い値となる．上・下死点で摩擦力が発生する場合はほとんどが境界潤滑状態による摩擦力である．即ち，上・下死点での摩擦力の大きさを見て潤滑状態の判断が可能である．したがって，この運転条件ではスカート部の摩擦力波形から上・下死点においてリングと同様に境界潤滑状態にある事が分る．ここでスカートとリングの波形を単純に加え，ピストン全体の摩擦力波形とし，これを黒の線で示した．この黒線とピストン系全体の摩擦力を測定する浮動ライナエンジン の測定結果とを比較すれば分離型浮動ライナの測定結果の妥当性が判断できる．図4-16(b)にはエンジン により測定されたピストン系の摩擦力波形(赤紫)を分離型浮動ライナの波形(黒)と比較して示す．ボア径は異なるものの相似形状であるピストンAA(エンジン )とピストンA1(エンジン )を選び，運転条件は1200 rpm, 450 kPa (IMEP)において比較すると，波形はよく似た形状であることが分かった．エンジン ， の潤滑状態の差も少なく，分離型浮動ライナは通常の浮動ライナと同様にフリクションの評価，検討が可能であると判断した．



(a) スカート部とリング部の摩擦力波形



(b) 従来のピストン系全体の摩擦力波形との比較

図 4-16 分離型浮動ライナの摩擦力波形の精度確認

#### 4.4.3 スカート部とリング部のフリクション割合

図 4-17 に機関回転速度 1200 rpm におけるピストン AA およびピストン BB(表 2-6)とリング(表 2-7)のフリクションおよびスカートのフリクション割合を示す。図 4-17(a)はピストン AA, IMEP が 450 kPa の場合でライナ温度が高くなるとともにスカートのフリクションは増加し, 一方, リングは減少する。そのためこのスカート仕様ではピストン系全体(リング部+スカートのフリクション)に対するスカート部フリクションの割合は約 60%にもなることが分かった。

図 4-17(b)にはピストン BB, IMEP が 450 kPa におけるスカートフリクションとその割合を示す。ピストン AA とは異なりライナ温度 80 で最小となる傾向を示した。このようにピストンスカートの仕様によってフリクションは大きく異なる傾向を示すことが分かった。

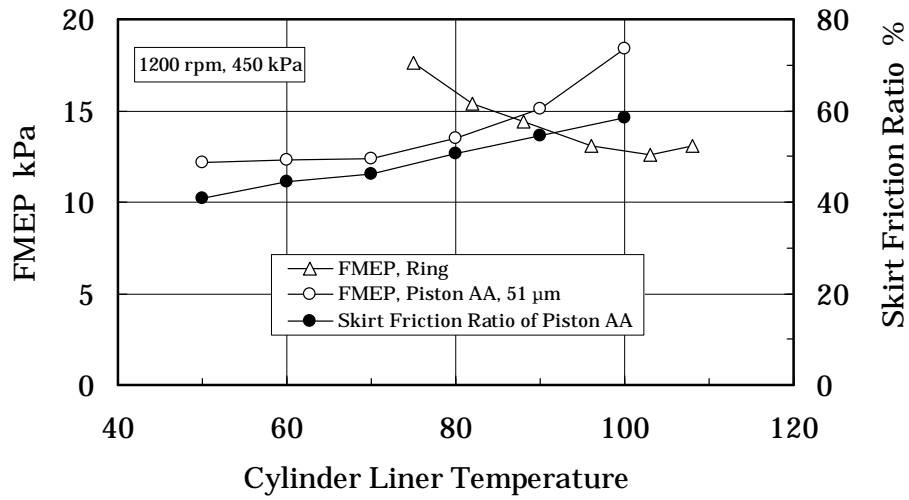
これらの理由は次のように考えられる。スカートの場合, 温度が高くなるとオーバーラップ量の増加によりオーバーラップ荷重が増加し, 一方, オイル粘度は減少する。スカート剛性が高いピストン AA の場合, オーバーラップ荷重の影響がオイル粘度の影響より大きく表れるためライナ温度の増加とともにフリクションが増加する傾向を示すと考えられる。一方, ピストン BB ではこのような傾向は見られずあるライナ温度でフリクションの最小値が存在する。これは剛性が低い場合にはオーバーラップ荷重増加の影響よりオイル粘度低下の影響の方が大きく表れるためと思われる。

リングのフリクションは温度の上昇と共に減少しているが, 最小値を示した後, さらに高温になると増加する傾向を示した。これはリングの場合, ライナ温度の増加に対してはリングに作用する荷重(張力と筒内圧)は変化せずオイル粘度のみが低下しフリクションが減少するが, 高温では境界潤滑状態によるフリクションの増加があるためである。リングの高温での境界潤滑状態の増加は図 4-18 に示したリングの摩擦波形から判断できる。図 4-18 には図 4-17(b)のライナ温度 88, 103, 108 におけるリングの摩擦波形を示した。流体潤滑の代表として行程中央の(図 4-18 の上段図)部分の大きさを見ると, 温度の増加に伴なって摩擦力は小さくなるが, 境界潤滑の代表として 部の大きさは温度の増加に伴なって摩擦力は大きくなっている。これらのことから高温では境界潤滑の摩擦力増加があるため摩擦平均有効圧(FMEP)は増加に転じると判断できる。

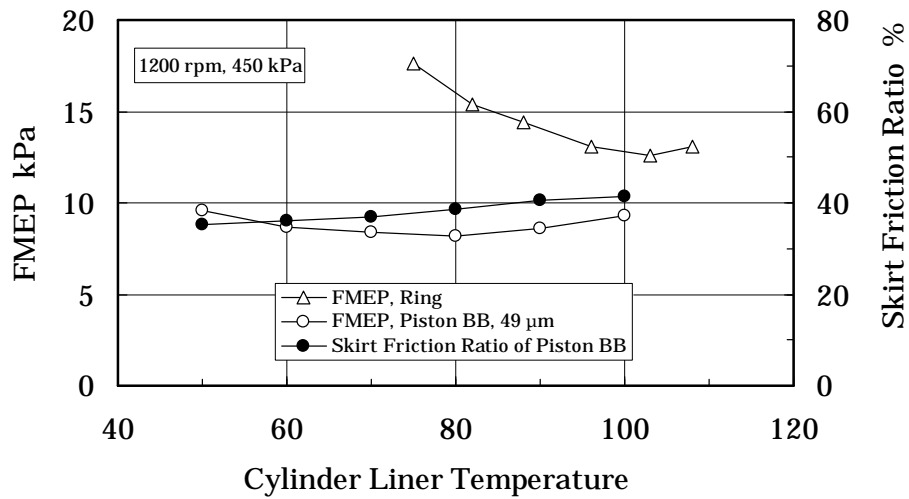
このようにスカートの場合には温度に対する変化はリングとは異なる特徴があることが分かった。

図 4-17(c)にはスカート BB における IMEP(図示平均有効圧)の影響を示す。IMEP の増大によりスカート部, リング部共にフリクションは増大するが, スカートのフリクション割合としての変化は少なかった。

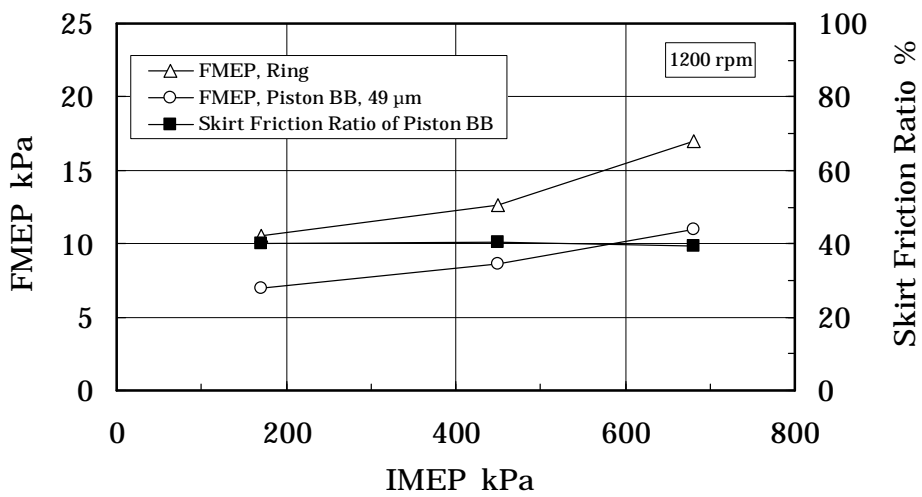
以上, 実験結果から示してきた各スカートのフリクションの性質は以降の節において, 計算によって詳細を解析する。



(a) ライナ温度の影響(ピストン AA)

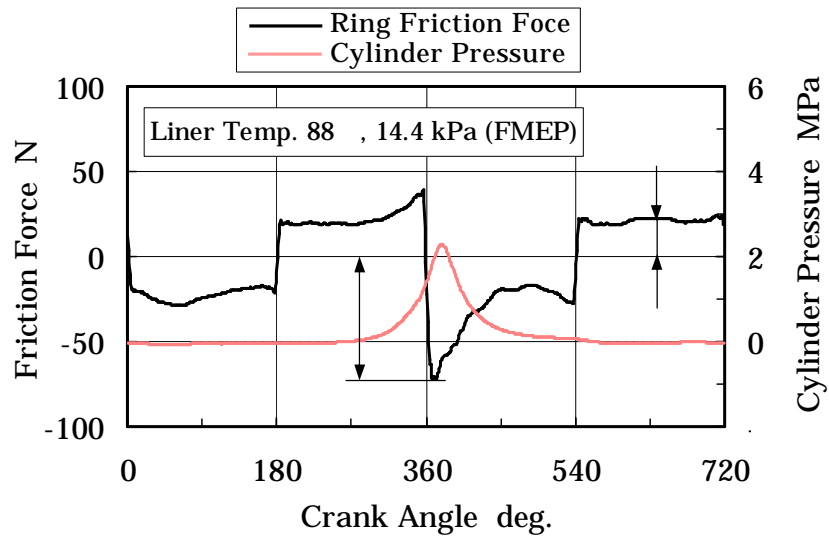


(b) ライナ温度の影響(ピストン BB)

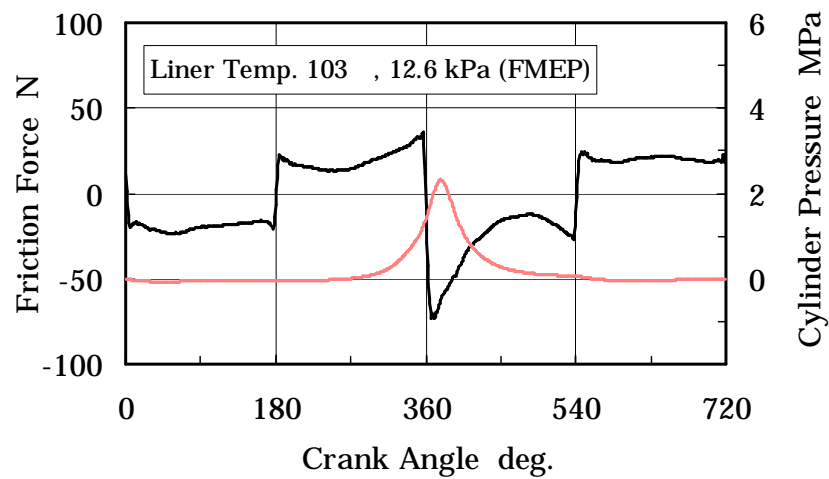


(c) IMEP の影響(ピストン BB)

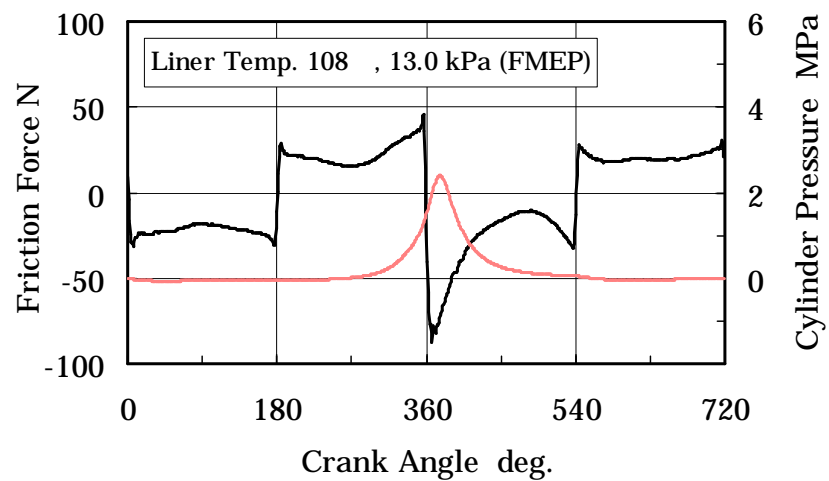
図 4-17 スカート部とリング部のフリクションおよびスカート部のフリクション割合



(a) ライナ温度 88 の場合



(b) ライナ温度 103 の場合



(c) ライナ温度 108 の場合

図 4-18 ライナ温度とリング部の摩擦力波形との関係



## 4.5 スカート部フリクション計算精度の検討

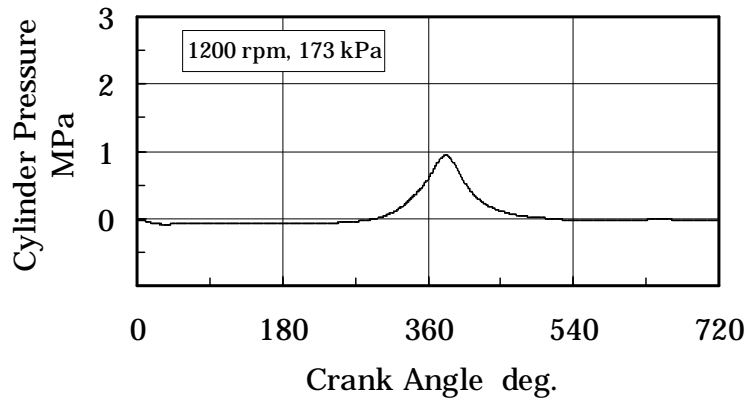
本節では分離型浮動ライナで測定したスカート部フリクションの実験結果とスカート部フリクションの計算結果との比較を行い，計算の精度について検討する．

### 4.5.1 計算結果の代表例

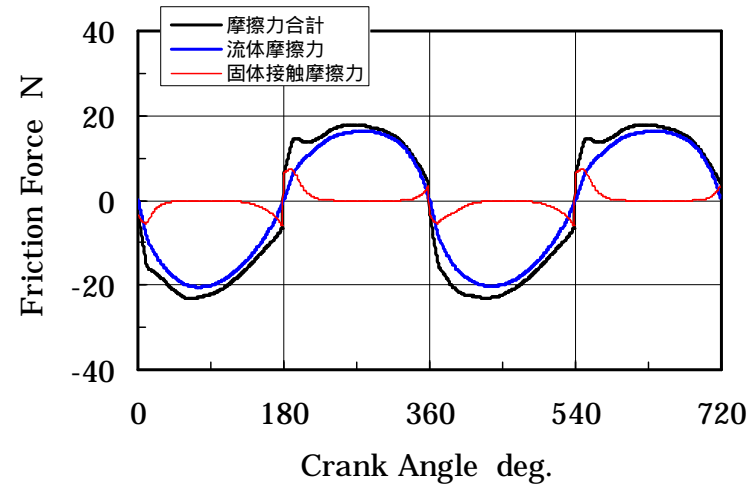
図 4-19 にはピストン AA(表 2-6)の計算結果の例を示す．図 4-19(b)は摩擦力波形を示し，赤は固体接触による摩擦力，青は流体摩擦力，黒は流体摩擦力と固体接触摩擦力および筋状流れ部の摩擦力を合計した全摩擦力を示す．行程中央付近の流体摩擦力と摩擦力合計との差は筋状流れ部の摩擦力を示している．図 4-19(c)にはスラスト側(赤)，反スラスト側(緑)，それぞれに求められた最小油膜厚さを示した．油膜厚さが薄くなる上下死点付近で固体接触による摩擦力(赤)が発生していることが分かる．(b)の合計した摩擦力より計算したトルク変動波形は黒線で示す．本研究ではフリクションの大小はトルク波形から摩擦平均有効圧(FMEP)を求め比較した．(a)の筒内圧は実験値で入力データである．なお，流体，固体接触，筋状流れのフリクション割合の詳細は 4.6.1 項において記述する．

図 4-20 には同様の計算結果の例であるがスカート BB の場合を示した．オーバーラップ荷重や摺動面積がピストン AA より小さい(図 3-12)ことから，流体摩擦力，固体接触摩擦力ともに小さく油膜厚さも厚くなっている．

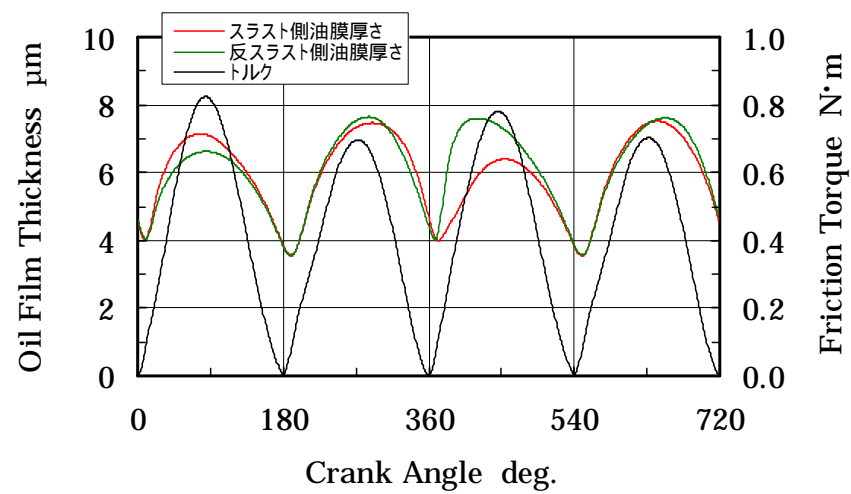
さらに図 4-21 には機関回転速度 1200 rpm, 173 kPa (IMEP), ピストン BB の条件における油膜圧力の計算結果の例を示す．図 4-21(a)は上死点(クランク角度 360 度)の油膜圧力である．摺動速度が 0 であるがスキューズ効果のため摺動面全体に油膜圧力が発生していることが分かる．(b)は上死点直後(クランク角度 365 度)の圧力を示し，(c)には摺動速度が速い場合(クランク角度 450 度)を示す．摺動速度が速い場合は摺動面へのオイルの流入が急で入り口付近に高い圧力が発生しており，後流側では圧力が発生していないことが分かる．圧力が 0 の領域では筋状流れによる摩擦力(3.1.7 項)が発生する．(b)は(a)から(c)への移行途中の圧力分布となっている．この圧力と 3.1.5 項(式 3-23)に示した固体接触により外力(荷重)を受け持っている．



(a) 筒内圧(実験値)

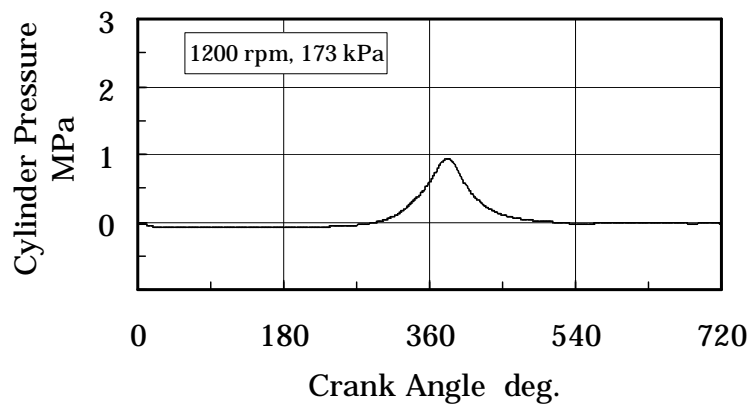


(b) 摩擦力計算結果(FMEP=10.7 kPa, 80 )

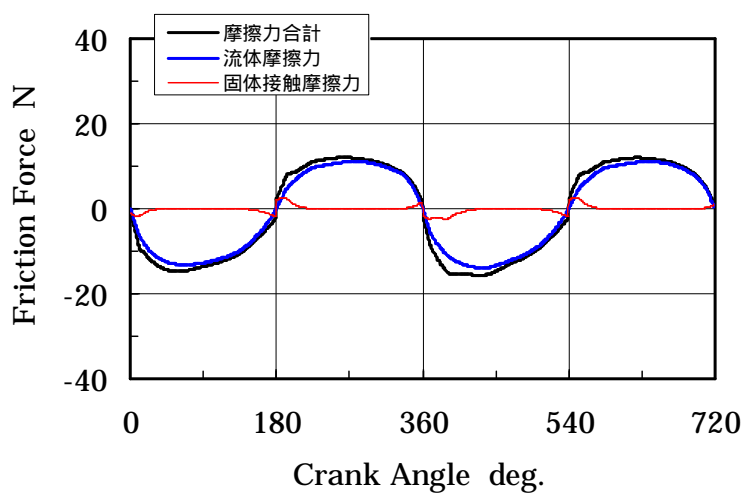


(c) 油膜厚さ, トルク計算結果

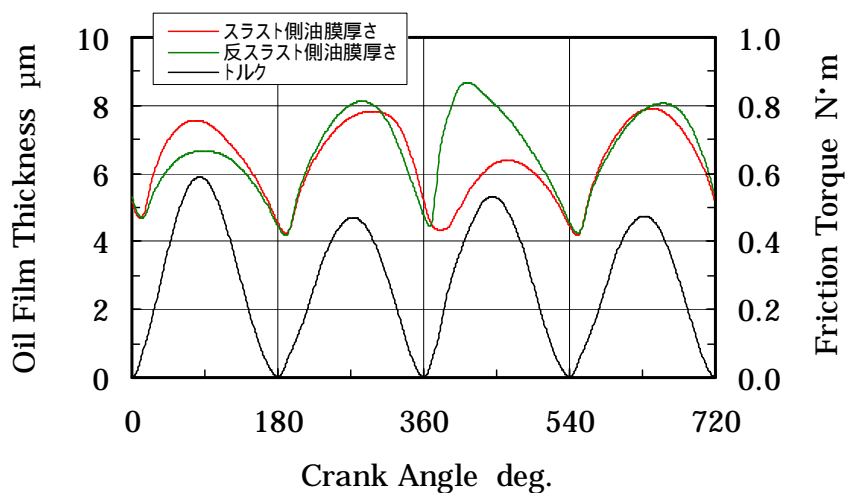
図 4-19 スカート計算結果例(ピストン AA)



(a) 筒内圧(実験値)

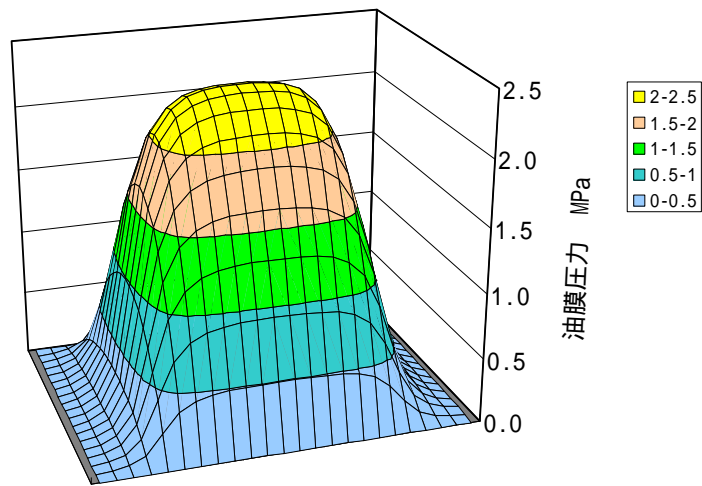


(b) 摩擦力計算結果(FMEP=7.2 kPa, 80 )

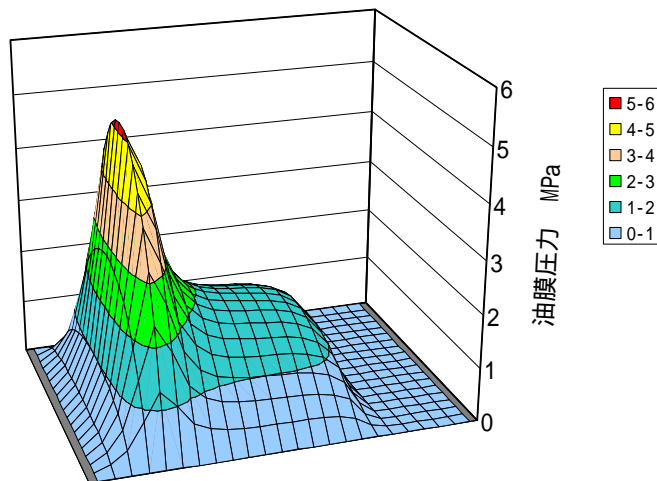


(c) 油膜厚さ, トルク計算結果

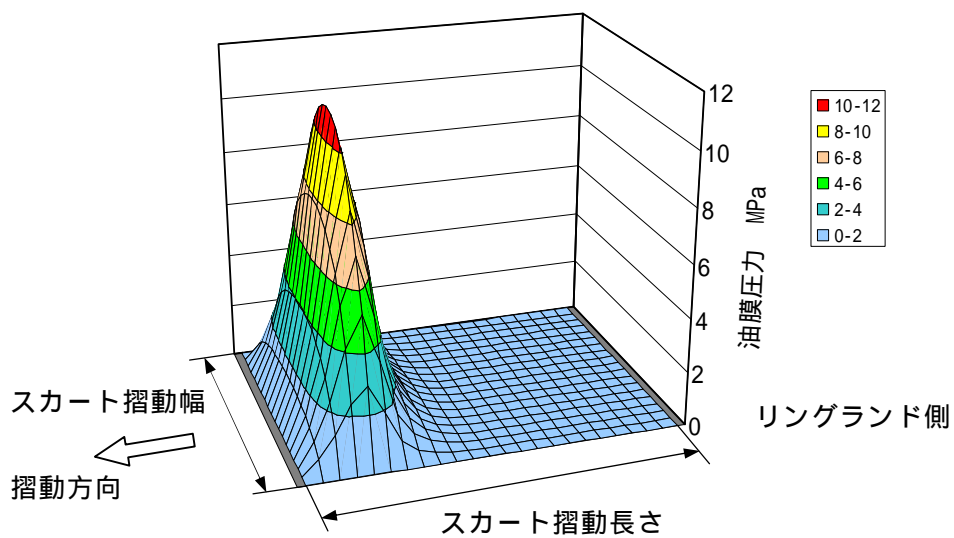
図 4-20 スカート計算結果例(ピストン BB)



(a) クランク角度 360 度(圧縮上死点)



(b) クランク角度 365 度



(c) クランク角度 450 度

図 4-21 圧力分布計算例 (ピストン BB, 1200 rpm, 173 kPa (IMEP))

## 4.5.2 計算結果と実験結果の比較

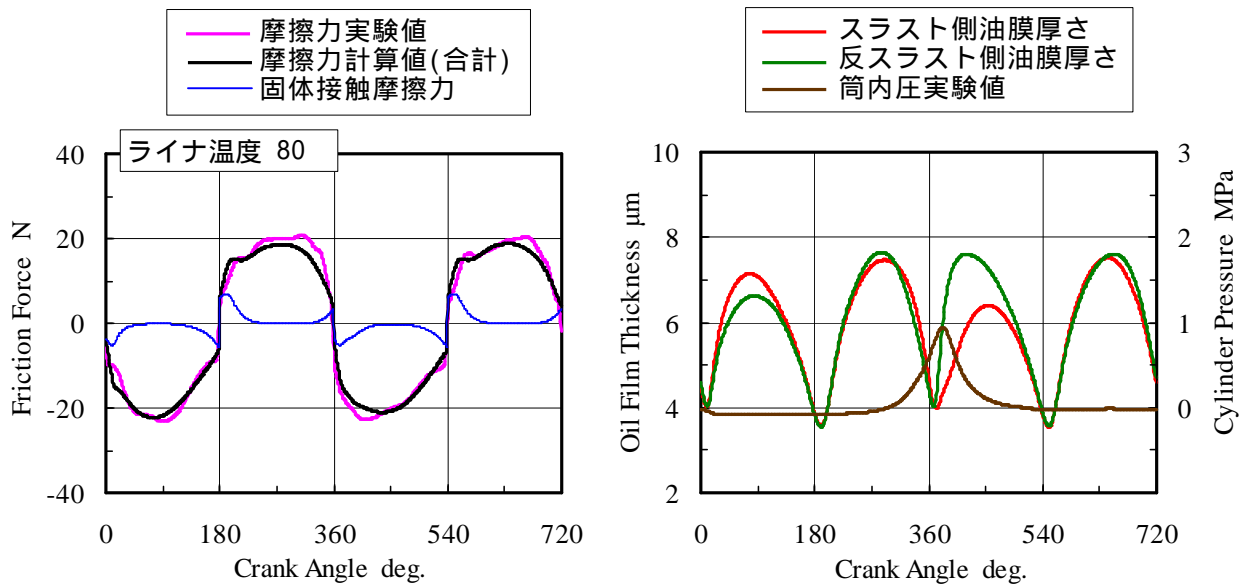
### (a) 摩擦力波形の比較

計算精度の確認のため計算結果と実験結果との比較をピストン AA, BB それぞれで行った。図 4-22(a)に機関回転速度 1200 rpm, 173 kPa (IMEP), ライナ温度 80 におけるピストン AA の実験結果と計算結果の比較を示す。図 4-22(a)左図において分離型浮動ライナで実測したスカート部の摩擦力波形(赤紫)と計算による摩擦力波形(黒)とを比較してみるとほぼ一致していることが分かる。油膜厚さの計算結果(右図)ではスラスト側(赤), 反スラスト側(緑)ともに上・下死点付近で油膜が薄くなっており, その結果, 固体接触による摩擦力(左図の青)が上・下死点付近で発生することが分かる。

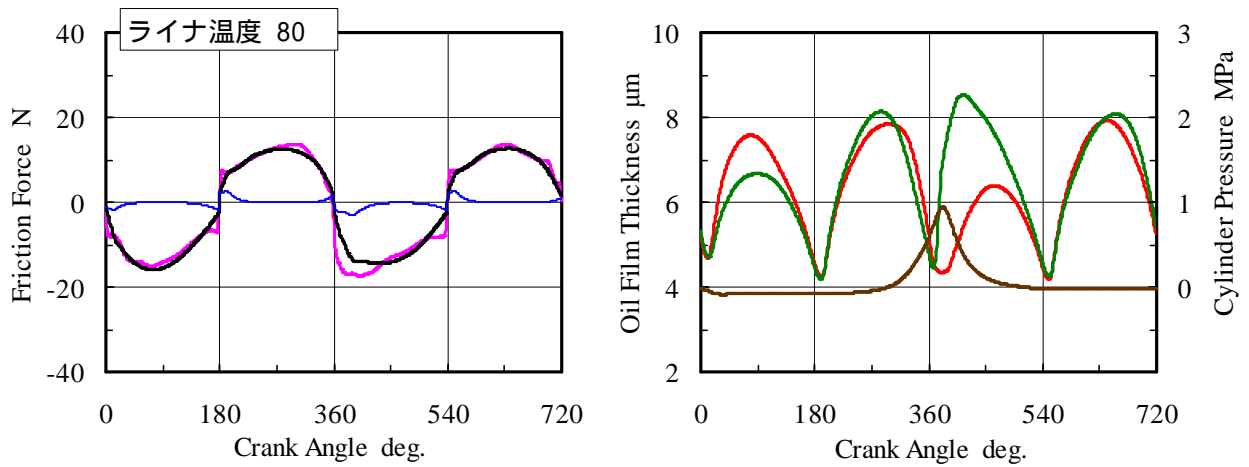
図 4-22(b)は同様の運転条件におけるピストン BB の場合の実験結果(赤紫)と計算結果(黒)の比較を示す。これらの摩擦力波形を比較すると, 燃烧圧が最大となるクランク角度 380 度付近のみ若干の違いが見られるもののこのピストンの場合でもよく似た波形をしていることが分かる。

図 4-23 にはピストン BB の場合の IMEP に対する実験値(赤紫)と計算値(黒)の比較を示す。どの IMEP に対しても実験値と計算値の摩擦力波形はほぼ同じ形であることが分かる。IMEP が大きく筒内圧が高い場合, 当然ではあるがスラスト側の油膜厚さ(赤)は薄くなり, 反スラスト側(緑)は荷重が減る(図 4-13(a), (b)参照)ので油膜厚さは厚くなる。

以上述べてきたとおりピストン仕様, エンジン負荷条件が異なっても摩擦力波形は実験値と計算値とでほぼ一致しており計算精度は確認できたと考える。特に上・下死点付近の境界潤滑時の固体接触による摩擦力についても計算精度は問題なく, 本計算法の妥当性が示されたと考える。

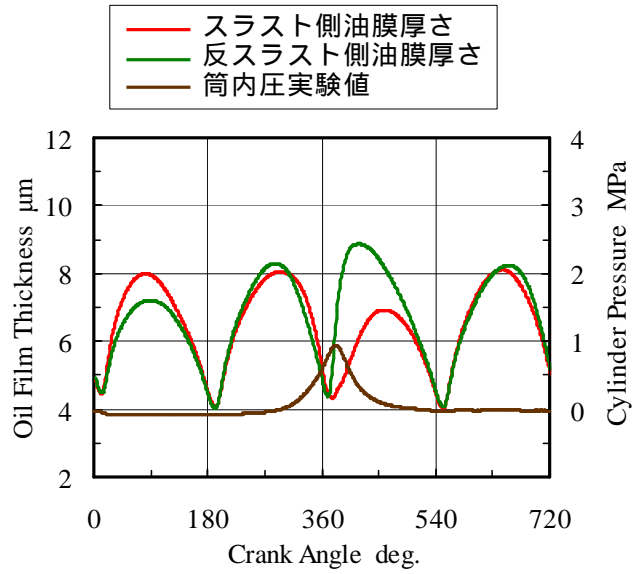
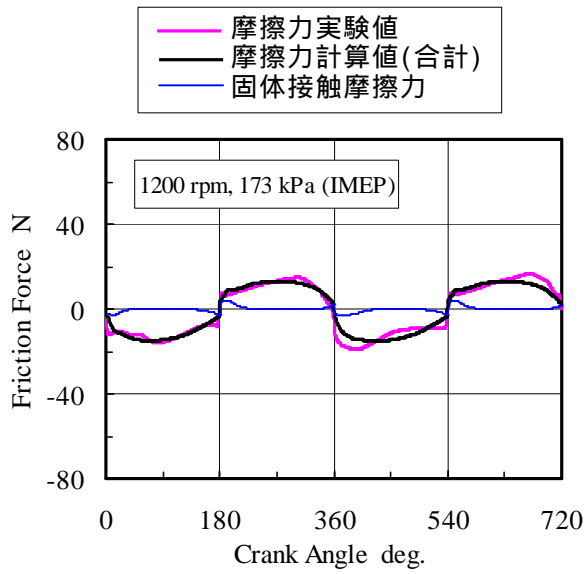


(a) ピストン AA

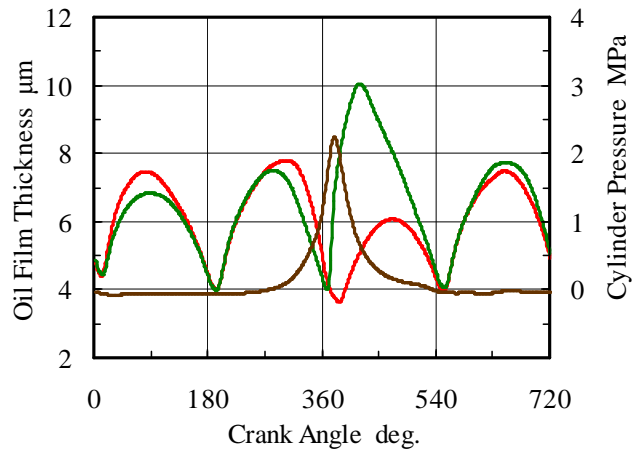
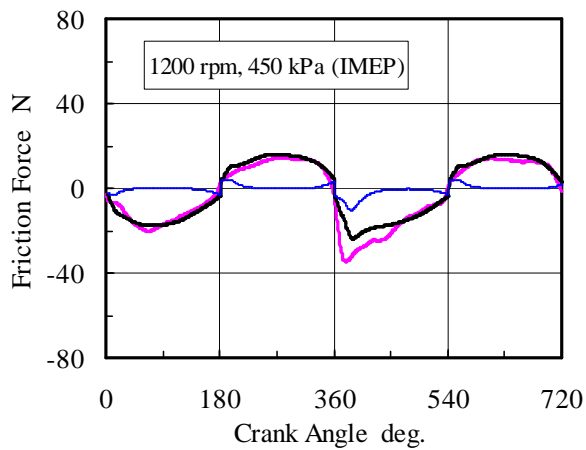


(b) ピストン BB

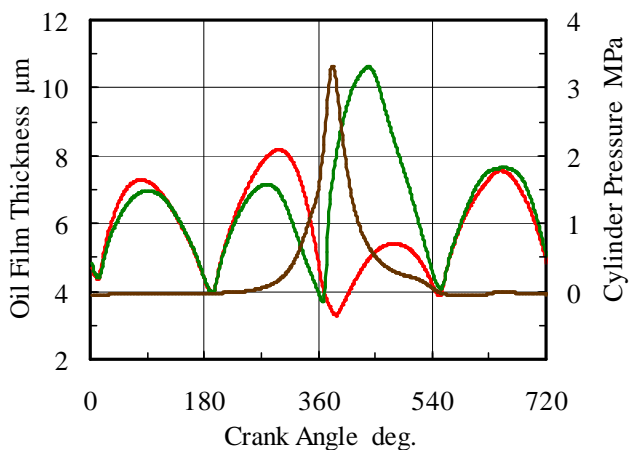
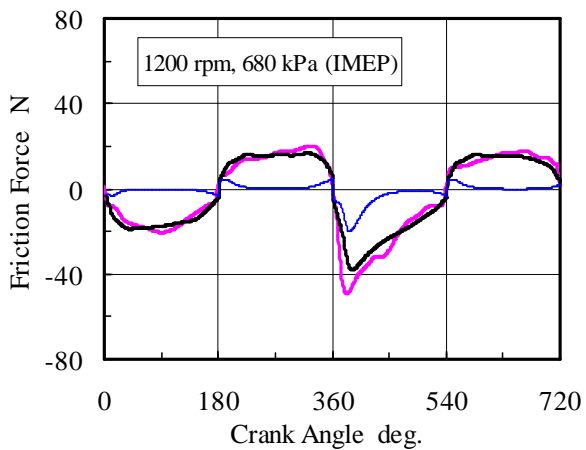
図 4-22 スカート部摩擦の実験結果と計算結果との比較  
 (1200 rpm, 173 kPa (IMEP), ライナ温度 80 )



(a) 173 kPa (IMEP)の場合



(b) 450 kPa (IMEP)の場合



(c) 680 kPa (IMEP)の場合

図 4-23 スカート部摩擦力の実験結果と計算結果との比較  
(ピストン BB, 1200 rpm, ライナ温度 90 )

(b) 摩擦平均有効圧(FMEP)の比較

計算精度の確認や潤滑状態の解析には摩擦力波形によらなければならない。しかし、フリクションの大小やライナ温度などに対するフリクションの傾向把握は摩擦平均有効圧(FMEP)による比較の方が分かりやすく、ある程度計算精度も判断できる。そこでFMEPでの比較と計算精度についての再確認も行った。

図 4-24 に機関回転速度 1200 rpm, 173 kPa (IMEP)におけるスカートフリクションの測定結果と計算結果との比較をライナ温度に対して示す。実験結果では、ピストン AA はライナ温度の増加とともにフリクションが増加し、ピストン BB ではライナ温度 70 付近で最小となる傾向を示し、さらにフリクションは AA より小さかった。このようにピストン AA, BB とではライナ温度に対する傾向とフリクションの大きさの違いに特徴があった。ピストン AA, BB それぞれに対応する計算結果はライナ温度に対する傾向、フリクションの大きさ、共に測定値に比較的近い値が得られていることが分る。スカートの場合、図 3-12 に示したようにライナ温度の変化に伴い、荷重、摺動面積、オイル粘度が変化しそれぞれがフリクションへ影響する。ピストン AA では温度に対するスカート荷重の増加が大きいためオイル粘度が下がってもフリクションは増加した。ピストン BB ではスカート荷重が小さくオイル粘度の影響が大きくなるため、結果として最小値が存在する傾向を示した。ピストン BB の計算による詳細な解析は 4.6.1 項に後述する。

図 4-25(a)には 1200 rpm, 450 kPa (IMEP)におけるスカート BB の実験結果と計算結果の比較をライナ温度に対して示す。図 4-24 と同様に良く一致していることが分かる。さらに計算値ではスラスト側と反スラスト側に分けて示した。図 4-25(b)では図示平均有効圧に対する結果を同様にスラスト側と反スラスト側に分けて示す。スラスト側の方がフリクションは大きい反スラスト側との差はそれほど大きくない(スラスト側のフリクション割合は 52~60%)。反スラスト側のスカートを極端に小さくしたピストンも見られるが<sup>(79)</sup>、ピストン低フリクション化の検討は反スラスト側にも十分考慮することが必要なことが分かる。

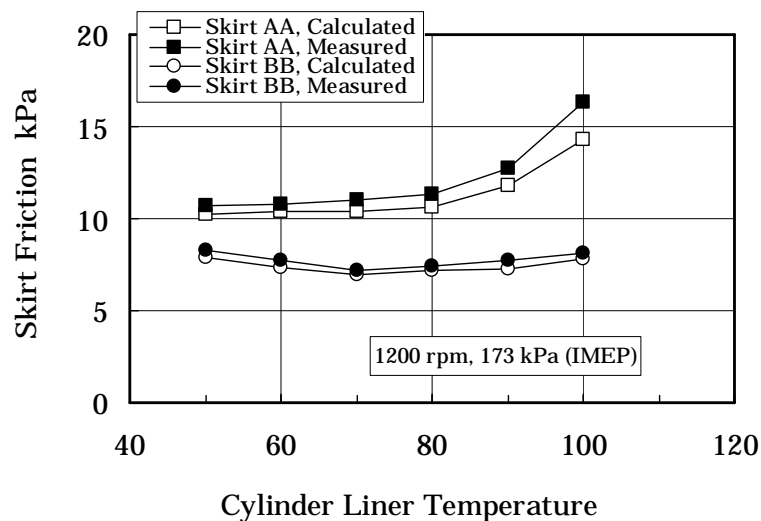
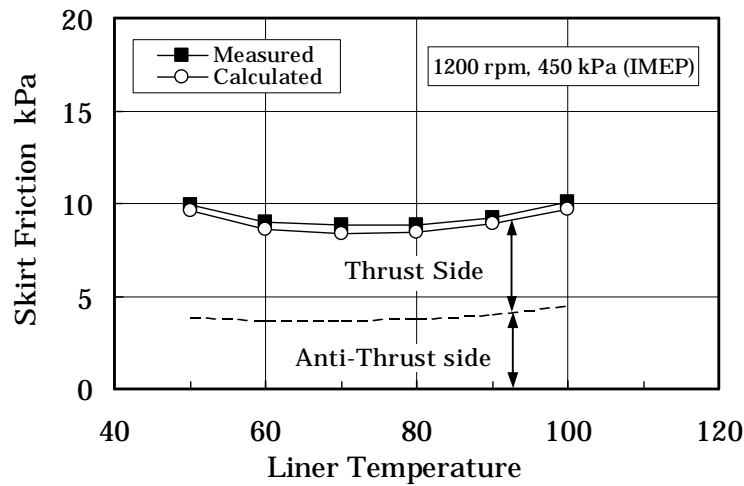
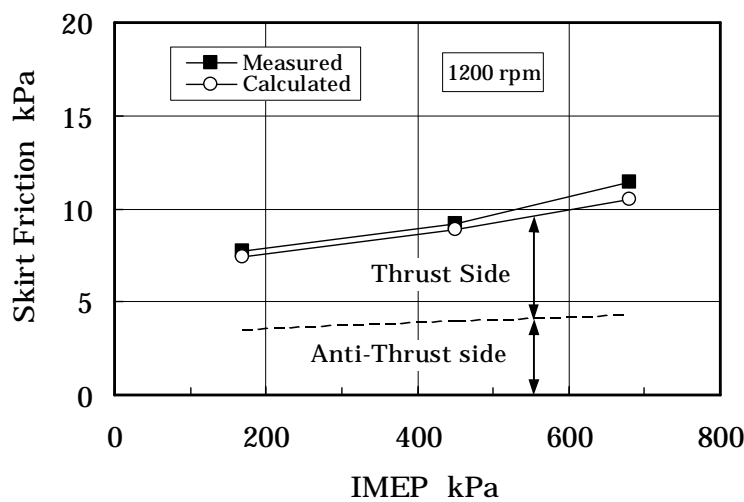


図 4-24 ライナ温度に対する実験結果と計算結果との比較 (ピストン AA, BB の場合)





(a) ライナ温度に対する影響



(b) 負荷の影響(ライナ温度 90 )

図 4-25 実験結果と計算結果との比較  
(ピストン BB の場合)

#### 4.6 スカート部フリクション低減の検討

##### 4.6.1 フリクション要因解析

以上の考察から計算精度は確認できたのでフリクションに影響する各要因の分析を計算により行った。スカート AA とスカート BB(表 2-6)とではフリクションが大きく異なるためその違いの原因を調べた。図 4-26 にスカート AA の計算時にスカート BB のスカート荷重データを用いて計算した結果(図中 印)を示す。この結果によればどのライナ温度でもフリクションは大きく減少し、スカート BB の値に近づく。図中 と 印の間がスカート荷重の影響になる。図中 と 印の間が摺動面積などの差によるものなので、スカート荷重の影響はスカート摺動面積より大きい事を示している。スカート荷重の差はオーバーラップ量が同じであるので主にスカート剛性の差により生ずる。したがってスカート部の低フリクション化のためにはスカート剛性を下げれば良い事が分った。

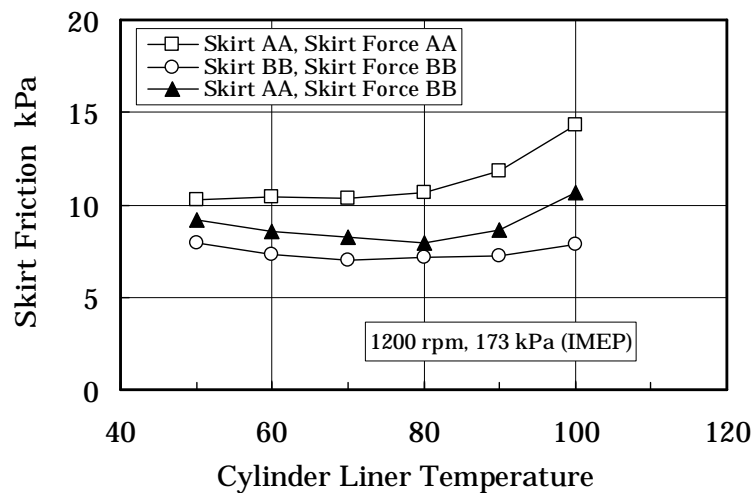


図 4-26 ピストン AA, BB のフリクション要因分析

図4-24, 図4-25(a)において示したようにスカートBBはあるライナ温度でフリクションが最小となるが, この理由について計算で調べた結果を図4-27に示す. 図中 はどのライナ温度に対しても80 におけるオイル粘度の値を用いて計算した結果である. 同様に はどのライナ温度に対しても80 におけるスカート荷重のデータを用いて計算し, また×は80 における摺動面積の値を用いて計算を行ったものである. ベース ( 印)との差はそれぞれオイル粘度, スカート荷重, 摺動面積の影響となる. 影響が大きかったのはオイル粘度, スカート荷重であり, 摺動面積の影響は少ないことが分かる. ライナ温度が高くなるに伴いオイル粘度が低下しフリクションは減少するが, 一方, スカート荷重の増加があるためフリクションは増加し, 各々が加算された結果, あるライナ温度でフリクションが最小となる傾向を示す. オイル粘度の影響は当然として, この計算結果からもスカート荷重(剛性)の影響の大きい事が示された.

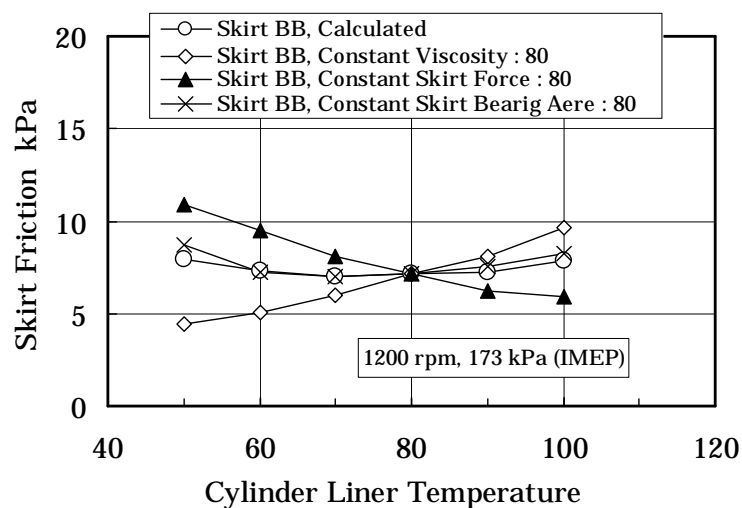
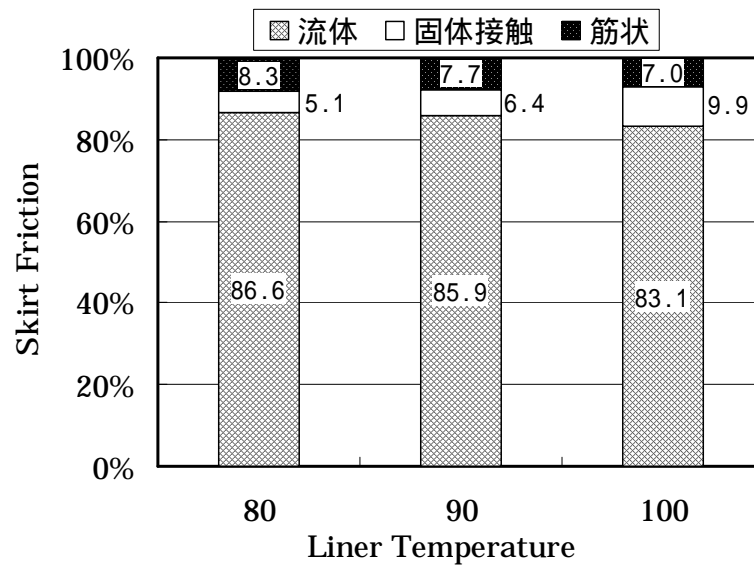


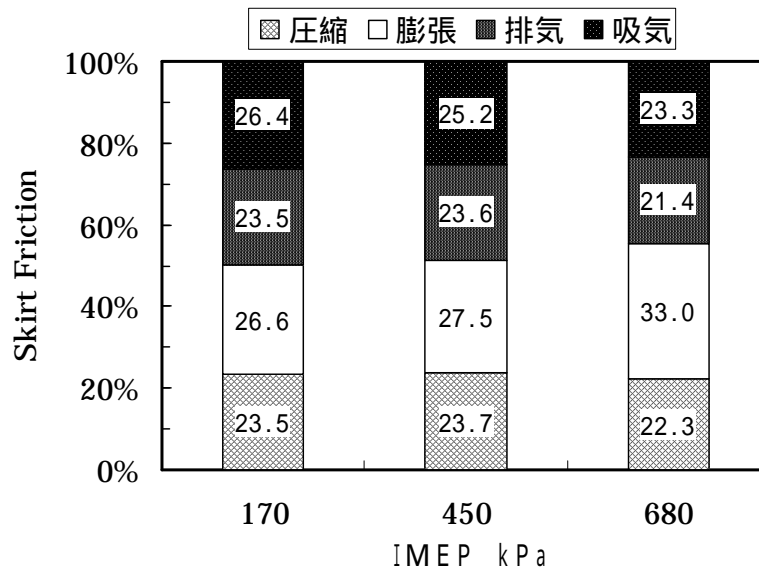
図 4-27 スカートフリクションに対する各要因の影響

次にフリクションの発生原因別あるいはエンジンの各行程発生別の割合を調べた結果を図 4-28 に示す. 図 4-28(a)には流体潤滑により発生するフリクション, 固体接触到に

より生ずるフリクション，筋状流れにより発生するフリクションと発生原因別に分けて示した．大半は流体潤滑によるフリクションであるが筋状流れ部でも約 7～8%ほどのフリクション割合がある．実験値と計算値との比較(図 4-24, 4-25)ではいずれも計算値の方が若干小さくなっているので，筋状流れを考慮したことは計算精度向上に寄与していることが分かる．またライナ温度が高くなるほど油膜厚さが薄くなるので固体接触によるフリクション割合が増えているのが分かる．図 4-28(b)にはエンジンの各行程別のフリクション割合を示す．どの負荷においても全行程を通じてスカート荷重が作用するため，吸気，圧縮，排気行程のフリクション割合は概略同程度の値となっている．膨張行程においては図 4-13(b)に示したように負荷の増加に対してスラスト荷重が増加するため，膨張行程のフリクション割合は負荷が高いほど増す傾向となった．



(a) フリクション発生原因別の割合



(b) 各行程別のフリクション割合(ライナ温度 90 )

図 4-28 スカートのフリクション割合 (1200 rpm, Piston BB)

#### 4.6.2 スカート部諸寸法とフリクションの関係

前項でもフリクションに影響する要因を調べたが、この項では要因別の解析を計算により詳しく行った。

今までの解析でもオーバーラップ荷重の影響が大きいことは明らかになったが、図 4-29 にはオーバーラップ荷重の影響をさらに調べるために行った計算の結果を示す。オーバーラップ荷重にほぼ比例してフリクションが増加していることが分かる。オーバーラップ荷重は図 4-13、図 4-14 において示したように全行程で作用するため影響が大きく、オーバーラップ荷重にほぼ比例してフリクションは増大すると考えられる。オーバーラップ荷重はスカート剛性によるのでスカート剛性を小さくする(スカートの肉厚を薄くする)ことが低フリクション化のために必要である。実際面からは機械的強度が確保できる限りスカート肉厚は薄くしてよい。

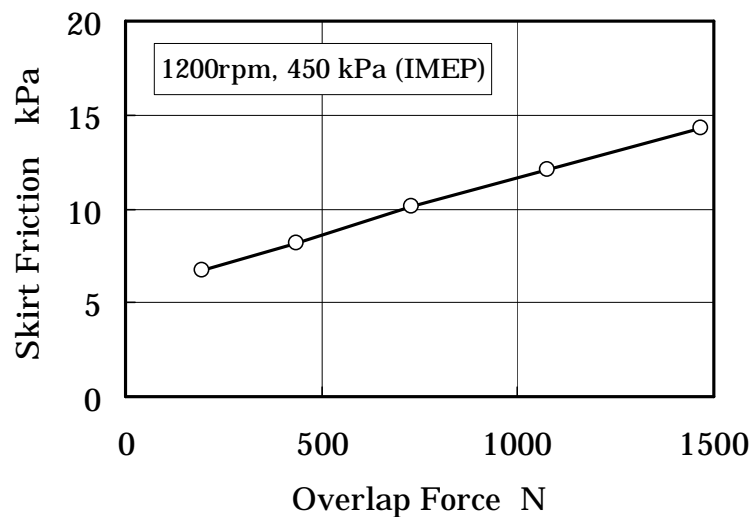


図 4-29 オーバーラップ荷重の影響  
(Piston BB, ライナ温度 90 )

図 4-30 には摺動面積は  $462 \text{ mm}^2$  と同じにしておいて、摺動面の縦・横の比を変えて計算した結果を示す。面積が同じなら摺動方向に対して横長の形状にすることが低フリクション化のために有効であった。実際のピストンに適用するためにはスカート部のオーバーラップ(スカート部の長径と短径の差、表 2-2 参照)を小さくし、プロファイルをよりたる型(表 2-2 に示す  $Tp$ ,  $Bd$  を大きくする)にすればよい。

スカート摺動部の曲線で形成される部分はオイルの流入口となるためフリクションへの影響が大きいことが予想される。そこでスカート摺動面の曲線部分の長さを  $Tpl$ ,  $Bdl$  としフリクションに対する影響を計算により調べた。図 4-31 は摺動面の長さを 1 として  $Tpl$ ,  $Bdl$  を変化させた時のフリクションの計算結果である。この結果からフリクションを小さくするには  $Tpl$  または  $Bdl$ 、あるいは両方を大きくとればよいことが分かった。スカートプロファイルはよりたる型形状にすることが低フリクション化に効果があった。

スカート摺動面積の影響が少ないことは前項からも予想されるが、ここでは摺動面の長さとの比は常に同一に設定し、摺動面積の影響を計算により求めた。その結果を図 4-32 に示す。スカート摺動面積が増加してもフリクションの増加は多くはなく、スカート摺動面積の影響は比較的少ないことが明確になった。今回の計算の中で面積最小の場合には若干のフリクションの増加が見られるので、スカート摺動面積は小さ過ぎない程度(本計算の例では 250 mm<sup>2</sup> 以上)に設定すればよく、これは実際面からは設計の自由度が大きくなるので重要な点である。

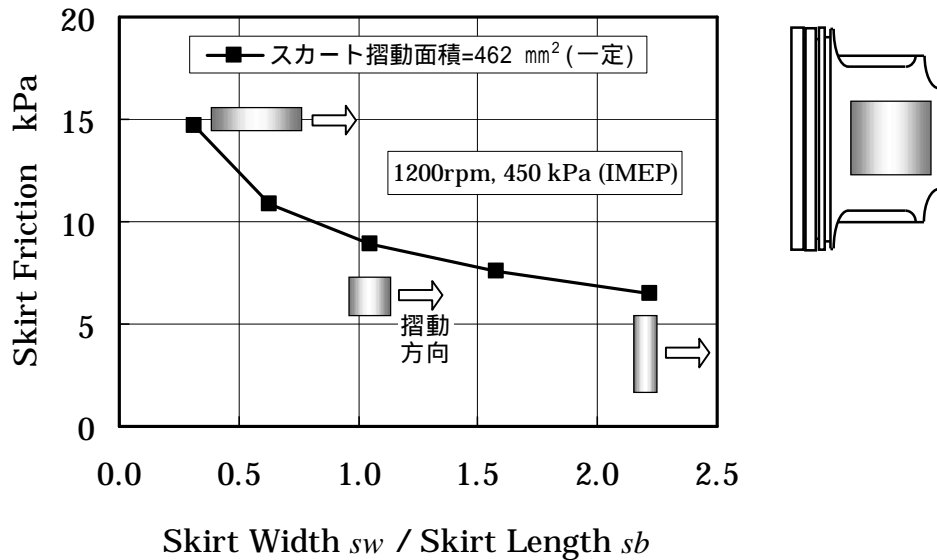


図 4-30 スカート摺動幅，長さの比の影響 (Piston BB, ライナ温度 90 )

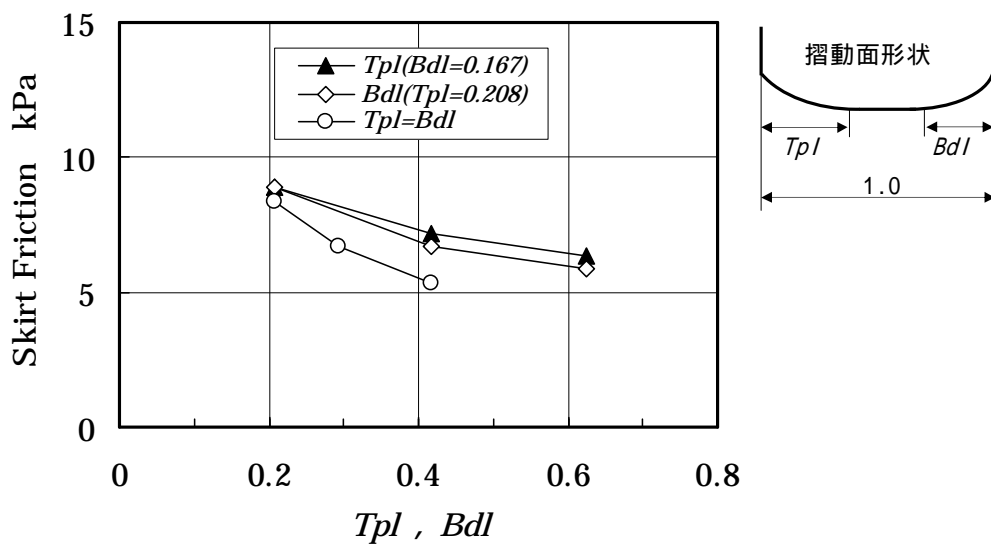


図 4-31 スカート摺動面形状における  $T_{pl}$ ,  $B_{dl}$  の影響 (Piston BB, 1200 rpm, 450 kPa (IMEP), ライナ温度 90 )

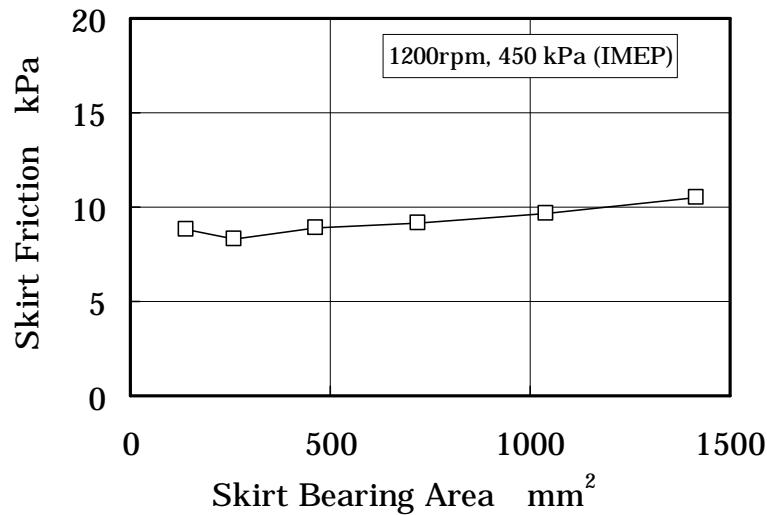


図 4-32 スカート摺動面積の影響  
(Piston BB, ライナ温度 90 )

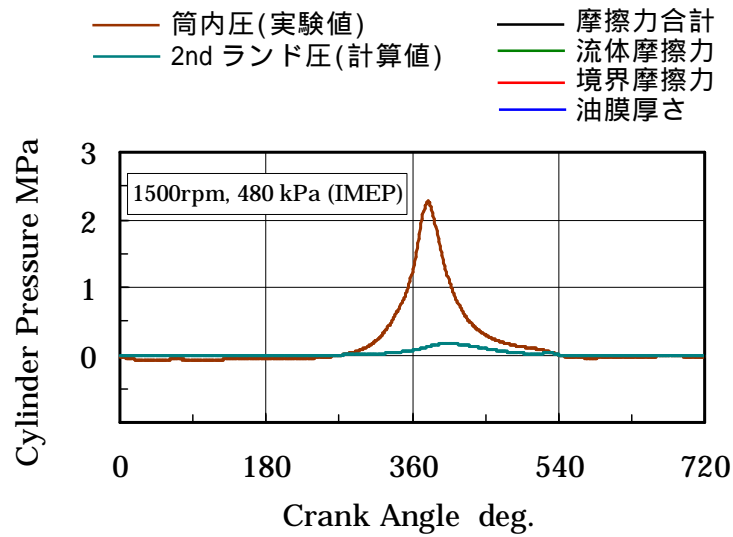
#### 4.7 ピストン系全体のフリクション測定結果と計算結果

4.5 節ではスカート部の計算精度を確認できたので、次にピストンリングの計算精度について検討する。スカート部とリング部の計算結果を加えればピストン系全体のフリクションであり、これと実験結果とを比較し検討する。この節ではピストン系全体を測定する浮動ライナエンジン の実験結果を用いてピストン系全体からスカート部フリクションを解析する。

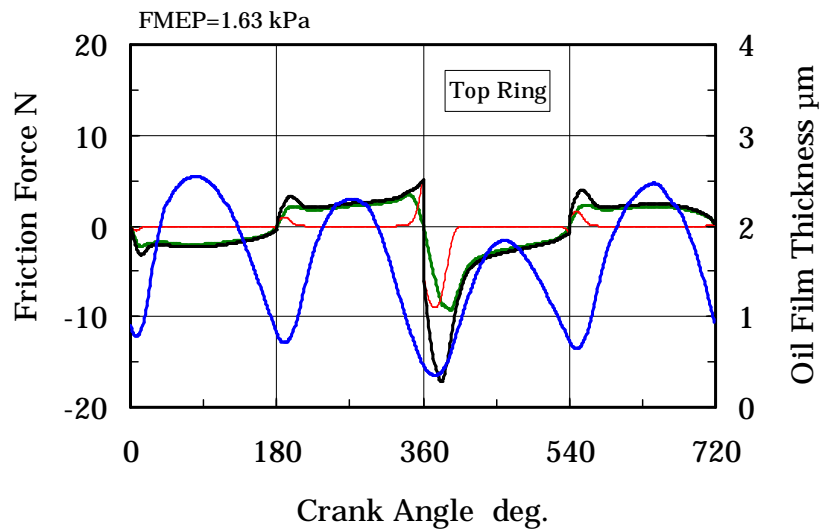
##### 4.7.1 ピストンリングの計算精度

###### (a) リング計算結果の代表例

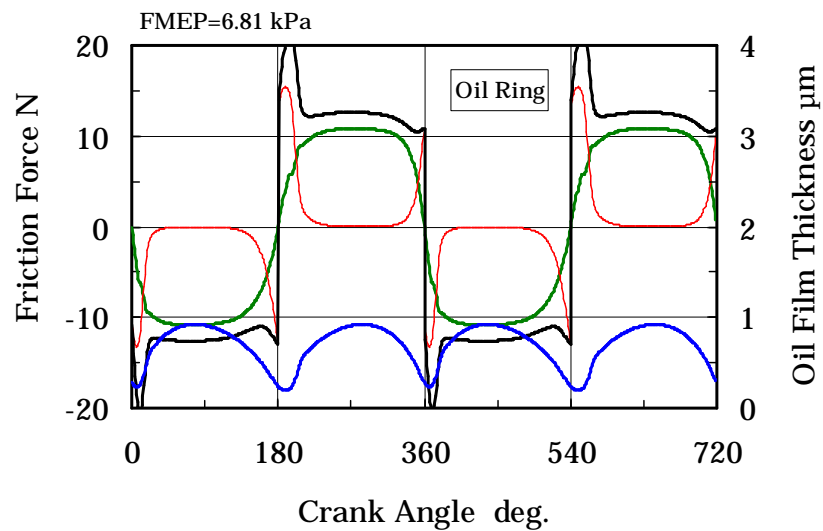
図4-33(b)にトップリングの摩擦力と油膜厚さの計算結果、(c)にはオイルリングの摩擦力と油膜厚さの計算結果の例を示す。赤線がリングとライナ間の油膜厚さが薄い時に生じる境界摩擦力を示し、緑線は流体による摩擦力である。すべての摩擦力を合計したリングとしての摩擦力は黒線で示した。青は油膜厚さを示す。トップ、オイルリングともに上・下死点付近では油膜が薄くなる。オイルリングは張力も大きく、摺動長さb(図3-18)も小さいため油膜厚さは各リングの中では最も小さくなり、摩擦力も大きい。例えば、この運転条件(1500 rpm, 480 kPa (IMEP))において、Topリングでは最小油膜厚さが0.4 μm、最大油膜厚さが2.5 μm、FMEPが1.63 kPaであるのに対してOilリングは最小油膜厚さが0.2 μm、最大油膜厚さが0.9 μm、FMEPは6.81 kPaにもなる。(a)の筒内圧は実験値であり、入力データである。ただし、2ndランド圧は3.3.9項に示した方法によって得られる計算値である。



(a) 筒内圧(実験値)



(b) トップリング計算例



(c) オイルリング計算例

図 4-33 ピストンリングの計算結果例

(b) 計算結果と実験結果の比較による計算精度の確認(リング張力の影響)

ピストンリングの計算精度については三田<sup>(70)</sup>がリングは固定されライナが往復動する特殊な摩擦力測定装置による実験値を用いて確認しているが、本研究で用いたエンジンとリングに対する計算精度を確認してみた。以下にその方法を説明する。リングの合計張力と FMEP との間には直線に近い関係があることが報告<sup>(5)(11)(80)</sup>されており、本研究でもリングの合計張力の変化に対する FMEP の変化を実験値と計算値とで比較した。エンジンのフリクションの実験値はリング3本とスカート部のフリクションの合計であり、一方計算値は Top, 2nd, Oil リングそれぞれの合計のみであるため直接の数値比較はできないが傾向の評価は可能である。

図 4-34 に合計張力が 29.0, 51.0, 72.5 N のリングセット(表 2-3)を用いてそれぞれに摩擦力を測定した結果(ピストンは同一の物を継続使用)と計算結果を示す。合計張力に対するフリクションの変化量は実験値、計算値ともほぼ同じ傾向を示していることから、3.3 節で示したピストンリングの計算方法を本研究の浮動ライナエンジンへ適用してもリングの計算精度は問題ないと判断した。

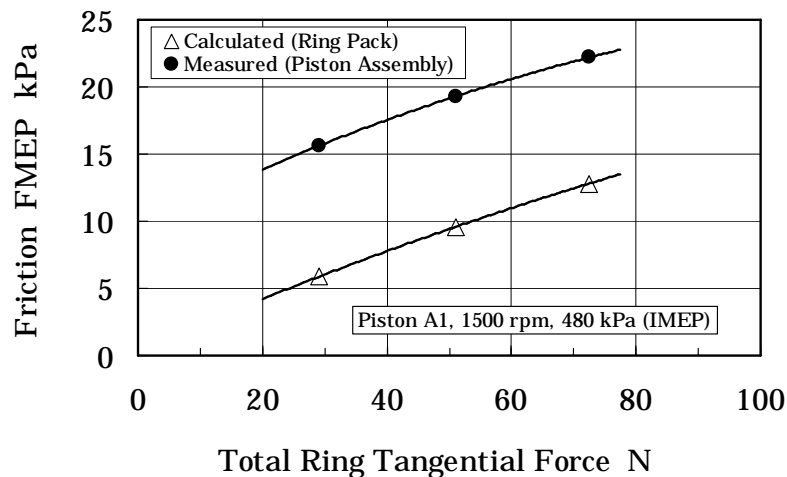


図 4-34 ピストン系フリクション実験値とリングフリクション計算値(Top, 2nd, Oil の合計)との比較

4.7.2 ピストン系フリクションの計算結果と実験結果の比較

前項ではリング部の計算精度が十分であることを確認したので、本項においてピストン系フリクションの計算結果と実験結果の比較・検討を行ない、スカート部フリクションを解析する。

図4-35には機関回転速度1500 rpm, 480 kPa (IMEP)におけるスカート部とリング部の摩擦力計算結果の例を示す。図4-35(b)はピストンリングの計算結果でありTop(青), 2nd(茶), Oil(赤)リングそれぞれを示した。これらのリングの摩擦力を合計(緑)したものがリング部摩擦力である。この運転条件ではオイルリングのフリクションが一番大きく7割ほどになっている。どのリングでも上・下死点付近では油膜が薄く境界潤滑状態となるため摩擦力の増大が見られ、更にトップリングでは筒内圧による摩擦力増加が見



られる．(c)にはピストンA1のスカート部の摩擦力計算結果を示す．固体接触による摩擦力は黒で示し，固体接触摩擦力，流体摩擦力，筋状部の摩擦力のすべてを加えたスカート部摩擦力を赤で示した．スラスト力が作用するところを除けば流体潤滑に近い状態である事が分かる．

図4-35(b)(c)におけるリング部摩擦力(緑)とスカート部摩擦力(赤)の波形を加えた摩擦力波形(黒)を(d)に示す．これが計算によるピストン系全体の摩擦力波形である．なお図4-35(a)の筒内圧は実験値(入力データ)である．

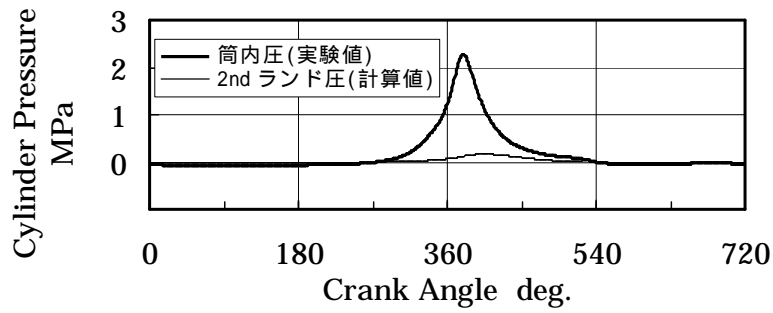
図4-36にピストン系全体の摩擦力計算値(黒)と実験値(赤紫)との比較を機関回転速度1500 rpm, 480 kPa (IMEP)の条件でピストンA1, B1, C1 (表2-2)それぞれに示した．また図4-37は実験値と計算値をFMEPで比較した．図4-36(a)のピストンA1と(b)のピストンB1の場合は図から分かるようにほぼ同じ波形であり，計算結果は実験結果をよく再現していることが分かった．一方，(c)に示すピストンC1では油膜の薄くなる上・下死点付近および筒内圧が高い時(クランク角度380度付近)には実験値の摩擦力が計算値と大きく異なり，このピストンスカートでは境界潤滑状態が多いと考えられる．図4-37に示したFMEPで見てもピストンA1, B1においては実験値と計算値とはよい一致が見られるものの，ピストンC1においては一致していない．

この実験ではピストンを変えても同じリングを継続使用しているため，ピストンスカートの仕様によりフリクションが異なっていると言える．

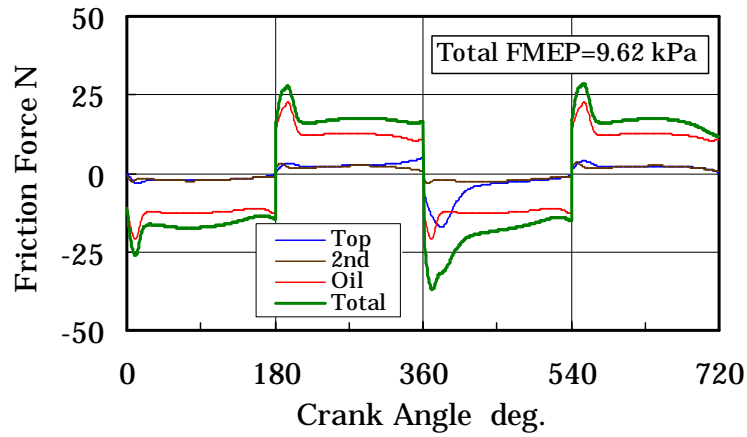
ピストンC1においてのみこのように実験値と計算値が異なる理由として考えられるのは潤滑状態の違いである．計算は必要十分なオイルが存在していると仮定しているが，そもそもオイルがスカート部へ供給されず不足(starvation, スタベーション)している場合は油膜厚さが薄くなり摩擦力は大きくなると考えられる．オイルスタベーションの例がピストンリングで報告<sup>(80) - (82)</sup>されており，本研究のピストンC1においてもスカート部はオイルスタベーションの状態にあるためフリクションの実験値は計算値より12～23%大きくなったと推定した．

オイルスタベーションの原因，その確認についてはスカート部の油膜の観察が必要であり，次章において油膜の観察の実験結果，解析結果を示す．

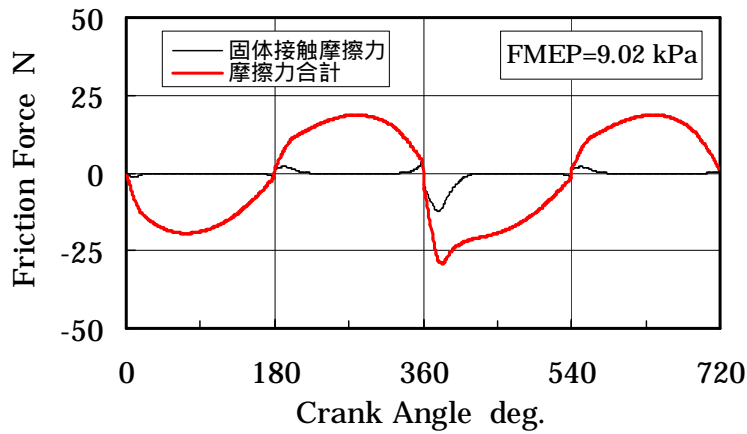
なお図4-38～4-40には他の回転速度におけるピストン系フリクションの測定結果(赤紫)と計算結果(黒)の摩擦力波形を比較して示した．1500 rpmの条件と同じようにどの回転速度においてもピストンA1とB1は摩擦力の波形はほぼ一致していることが分かる．ピストンC1では700 rpmを除いた1200, 2000 rpmにおいて，油膜の薄くなる上・下死点付近および筒内圧が高いクランク角度では摩擦力の波形は一致していないことが分かる．ピストンC1では回転速度1200 rpm以上ではオイルスタベーションが発生していると推定した．



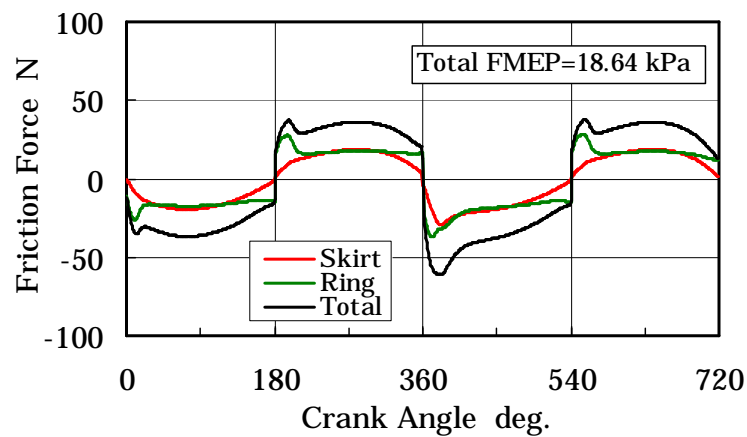
(a) 筒内圧(入力データ, 1500 rpm, 480 kPa (IMEP))



(b) リング計算結果(張力合計 51 N)



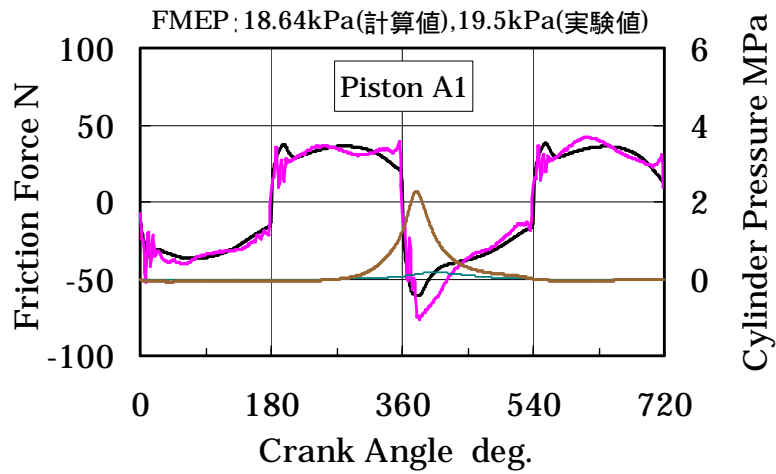
(c) スカートの計算結果(ピストン A1)



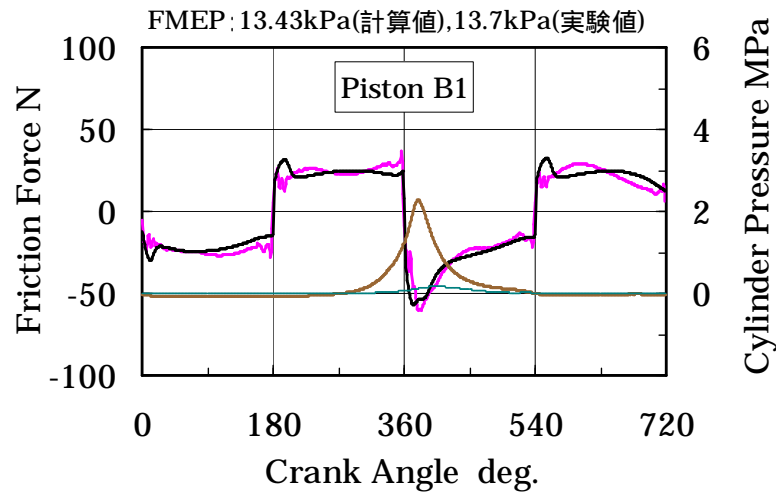
(d) スカートとリングの摩擦力の合計

図 4-35 ピストン系のフリクション計算結果例

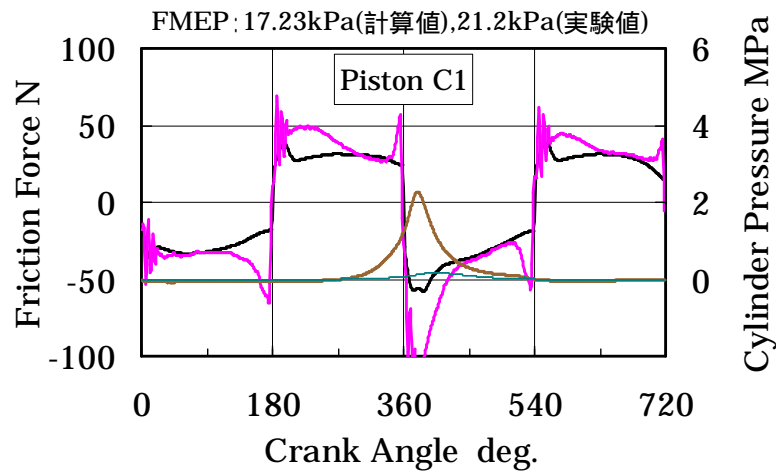
— 筒内圧(実験値)      — フリクション計算値  
— 2ndランド圧(計算値)      — フリクション実験値



(a) ピストン A1, リング張力合計 51 N

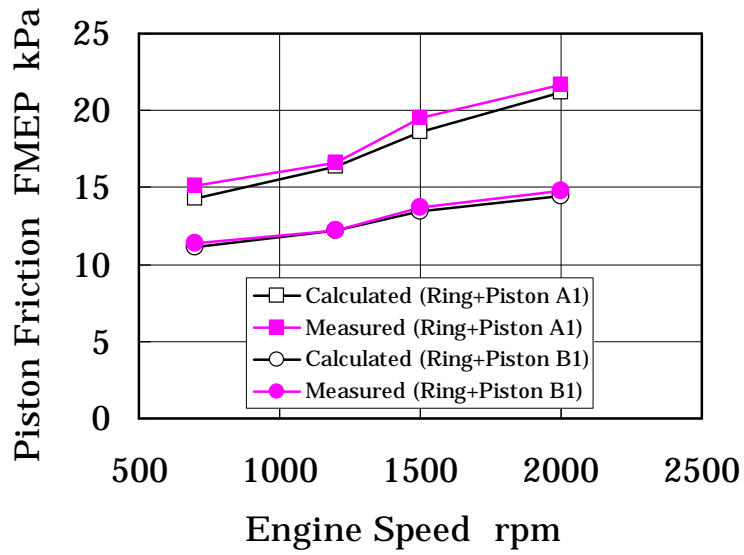


(b) ピストン B1, リング張力合計 51 N

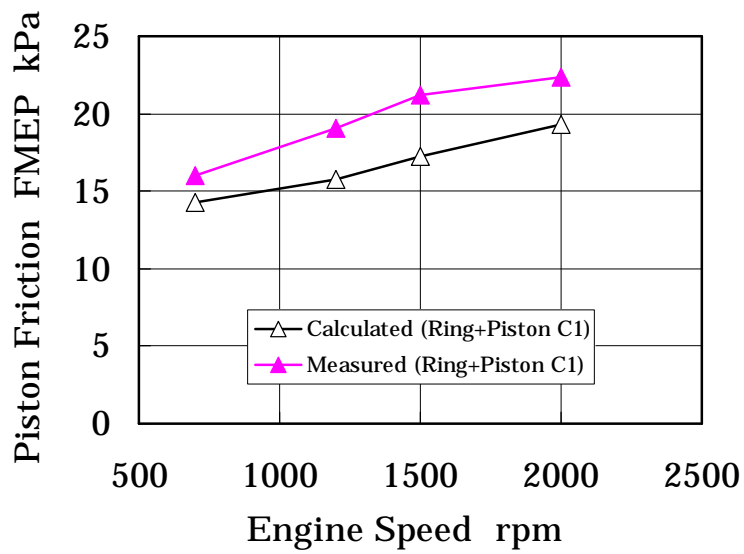


(c) ピストン C1, リング張力合計 51 N

図 4-36 計算値と実験値の摩擦力の比較 (1500 rpm, 480 kPa(IMEP))



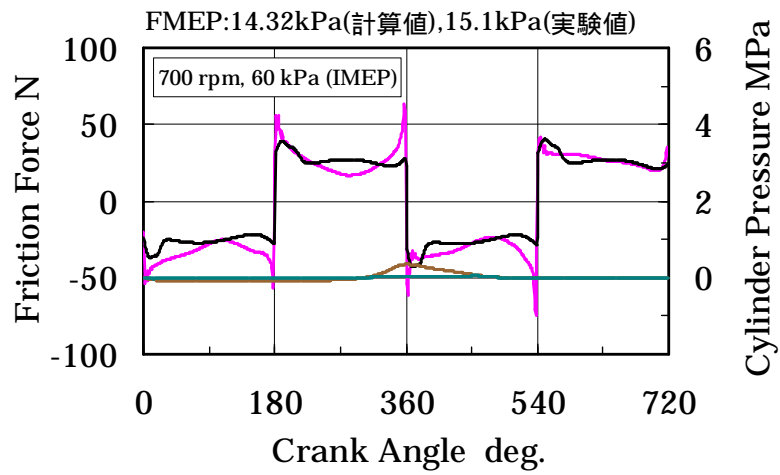
(a) ピストン A1, B1 の場合



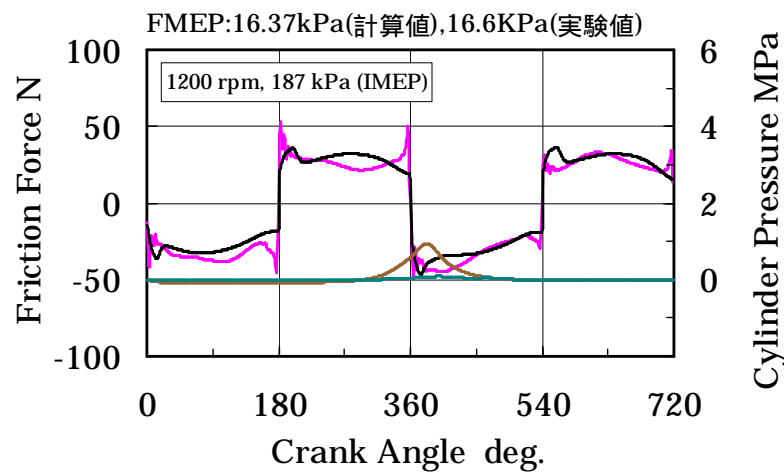
(b) ピストン C1 の場合

図 4-37 計算値と実験値の比較(FMEP)

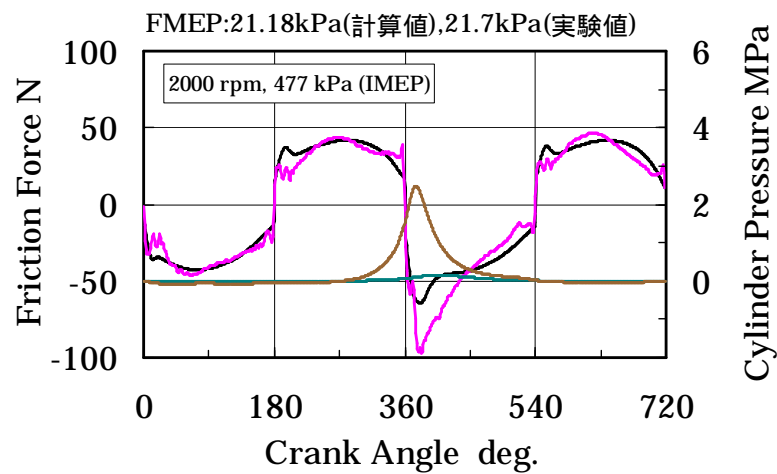
— 筒内圧(実験値)      — フリクション計算値  
— 2nd ランド圧(計算値)      — フリクション実験値



(a) 700 rpm, 60 kPa (IMEP)



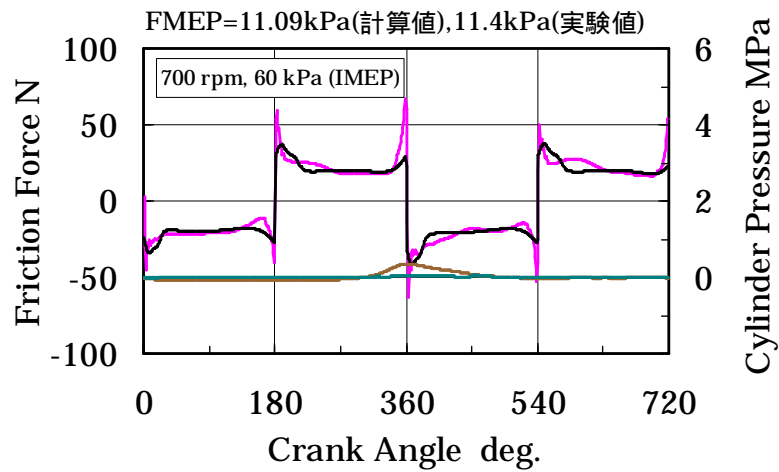
(b) 1200 rpm, 187 kPa (IMEP)



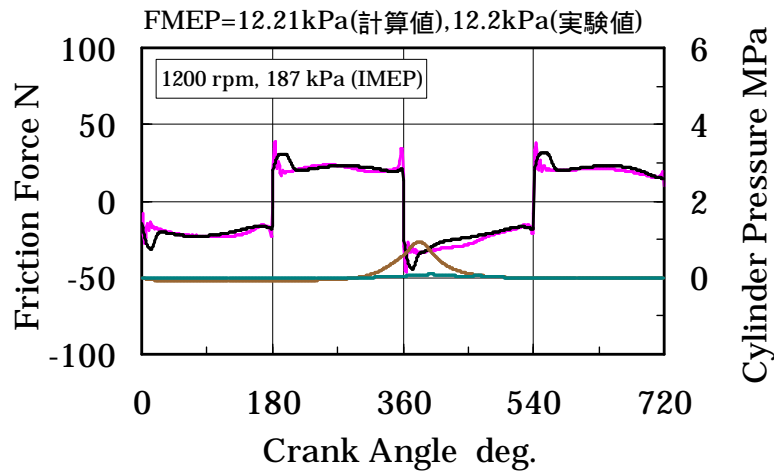
(c) 2000 rpm, 477 kPa (IMEP)

図 4-38 ピストン系フリクションの実験値と計算値の比較 (エンジン , ピストン A1, リング張力合計 51 N)

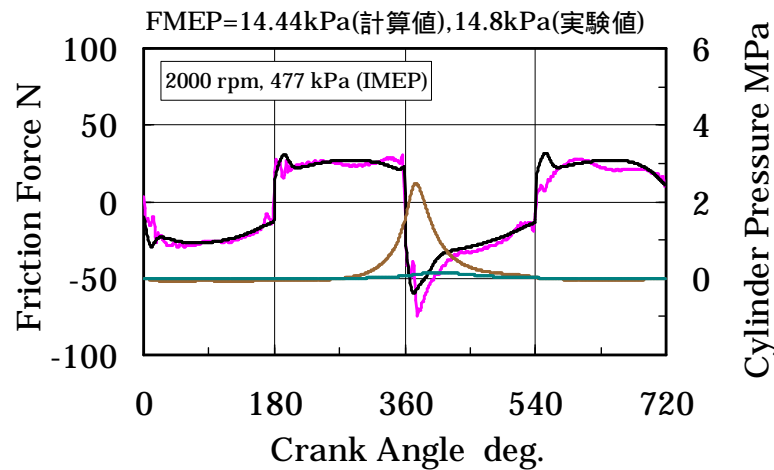
— 筒内圧(実験値)      — フリクション計算値  
— 2nd ランド圧(計算値)      — フリクション実験値



(a) 700 rpm, 60 kPa (IMEP)



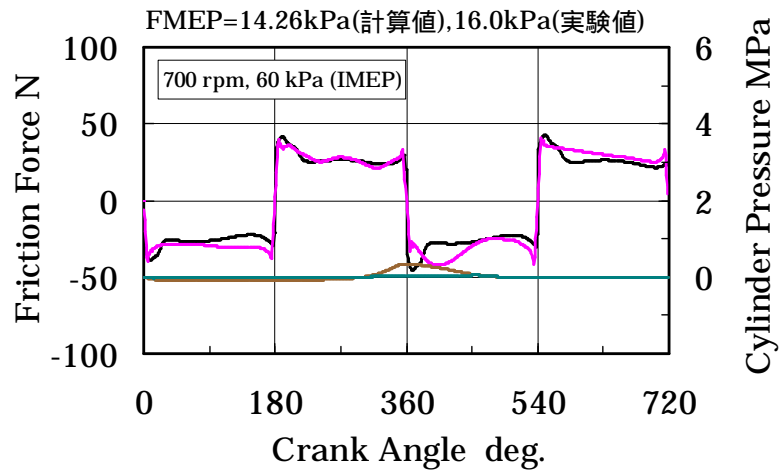
(b) 1200 rpm, 187 kPa (IMEP)



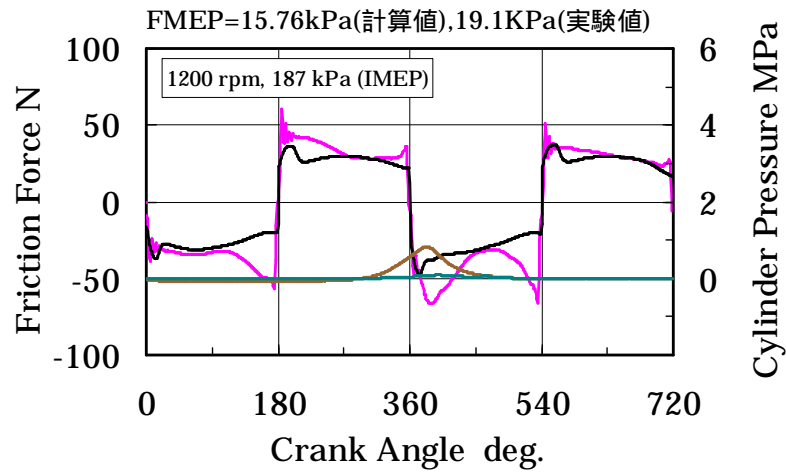
(c) 2000 rpm, 477 kPa (IMEP)

図 4-39 ピストン系フリクションの実験値と計算値の比較  
(エンジン , ピストン B1, リング張力合計 51 N)

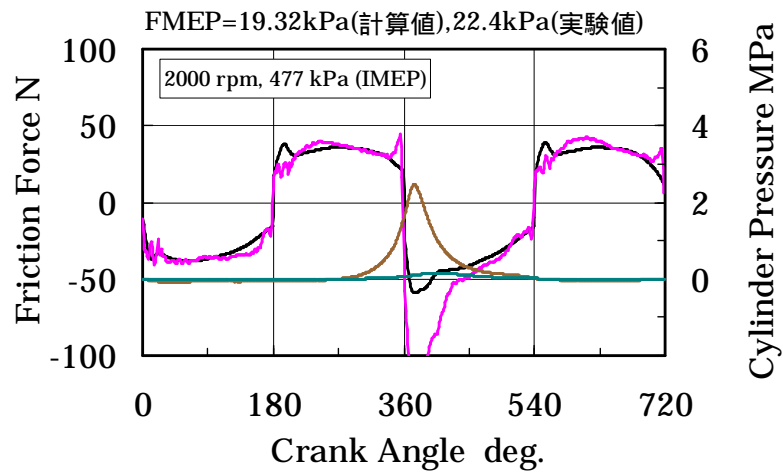
— 筒内圧(実験値)      — フリクション計算値  
— 2nd ランド圧(計算値)      — フリクション実験値



(a) 700 rpm, 60 kPa (IMEP)



(b) 1200 rpm, 187 kPa (IMEP)



(c) 2000 rpm, 477 kPa (IMEP)

図 4-40 ピストン系フリクションの実験値と計算値の比較 (エンジン , ピストン C1, リング張力合計 51 N)

#### 4.7.3 モード走行燃費の推定

ピストン B1 は A1 よりフリクションが小さな値となっている．この差が走行燃費にどの程度影響するかを推定した．

表4-2はEJ22型エンジン(富士重工業製，2.2ℓ)搭載車両を想定した場合の走行燃費概算のベースとなる諸数値である．回転速度と負荷は単純化し700 rpm (アイドル)，1200 rpm (定常走行相当)，2000 rpm (加速相当)の3条件とし，各々の回転速度に対し走行燃費に対する寄与度は表に示すように設定してある．この表によりモード走行燃費への影響がどの程度あるかおよそ推定することができる．

表 4-3 はピストン A1 と B1 のフリクション測定値(図 4-37(a))を用いて走行燃費への影響を推定した結果である．スカートのフリクション低減分は IMEP が少なくて済むので，IMEP の改善率が求まり，表 4-2 の走行燃費に対する寄与度を掛けて走行燃費に対する改善率とした．推定精度に多少の疑問があるとしても走行燃費約 2.5%の改善ができるとすればスカート部の仕様検討は慎重に行わなければならない．

なお，ピストン A1 は EJ22 型エンジンにおいて過去に使用したピストン仕様である．現在生産中のピストン仕様はピストン B1 に近く，本研究の成果が反映されている．

表 4-2 走行燃費の推定方法

回転速度 rpm	トルク Nm	正味平均 有効圧 (BMEP) kPa	エンジン 摩擦平均有効圧 (FMEP) kPa	図示平均 有効圧 (IMEP) kPa	走行燃費に 対する寄与度 (10-15 モード) %
700 (アイドル)	0	0	60	60	18
1200 (定常相当)	19.6	114	73	187	25
2000 (加速相当)	68.6	397	80	477	57

表 4-3 走行燃費改善効果

回転速度 rpm	ピストン系 フリクション 低減量(A1 B1) kPa	必要図示平均 有効圧(IMEP) kPa	改善率 %	各回転速度に 対する改善率 %	燃費 改善率 %
700 (アイドル)	3.7	56.3	6.20	1.11	2.51
1200 (定常相当)	4.4	182.6	2.35	0.58	
2000 (加速相当)	6.9	470.1	1.45	0.82	



## 4.8 4章のまとめ

4.2 節ではスカート荷重計算時の主要なデータであるスカート剛性の測定結果について述べた。

スカート部のフリクション計算時には外力となるスカート荷重の計算結果については4.3 節において検討し、計算結果の妥当性を確認した。

4.4 節においては新たに開発した分離型浮動ライナエンジン によるリングとスカート部のフリクション測定結果について示した。その測定結果から、ガソリンエンジンではスカート部のフリクション割合は仕様や運転条件の違いにより 35～60%と大きく異なってくる(図 4-17)事が分かった。フリクション低減のためにはスカート部仕様の十分な検討が必要であることを指摘した。

次にスカート部フリクションの測定値を用い計算精度の検証を4.5 節において行った。計算精度は摩擦力波形と FMEP の値を実験値と比較して判断するが、摩擦力波形を比較する上で重要な点は、一つは荷重が作用する時および上・下死点付近の境界潤滑時の摩擦力であり、もう一つは行程中央付近での流体潤滑時の摩擦力である。摩擦力波形と FMEP の計算値と実験値とを比較(図 4-22～図 4-25)した結果よく一致することが分かった。以上の結果から計算精度は十分あり、計算方法が妥当であることを示した。

計算精度が確認できたので計算によるスカート部フリクション低減策を4.6 節で検討し、いくつかの低減策を提案した。低フリクションのためには、スカート剛性を小さくする(スカートの肉厚を薄くする、(図 4-29))こと、摺動面積を一定にした場合には摺動方向に対して横長の形状にする(図 4-30)こと、スカートプロファイルをよりたる型形状にする(図 4-31)ことが有効であった。

4.7 節ではピストンリングを含めたピストン系全体のフリクションと潤滑問題について述べた。ピストンリングの計算精度も得られている(図 4-34)ことを確認し、スカート部の計算結果と合わせてピストン系全体のフリクション計算結果とした。浮動ライナエンジン によるピストン系全体のフリクション実験値と計算値とを比較した結果、実験値と計算値が一致するピストンと一致しないピストンがあること(図 4-36, 図 4-37)が分かった。一致しないピストンの摩擦力波形は上・下死点付近や大きな荷重が作用するクランク角度において計算値と異なる大きな摩擦力波形を示していることから、スカート部がオイルスタベーションの状態にあると判断した。

次章ではスタベーション確認のため実施した油膜可視化の実験結果について記述する。

## 第 5 章

# 油膜可視化による潤滑特性と フリクシヨンの解析

## 5.1 本章の概要

スカート部のフリクションは潤滑状態の影響を受けると考えられ、さらに前章においてスカート部のオイル不足(starvation, スタベーション)によるフリクション増大の現象と推定される現象があることも分かった。そこでスカート全体の油膜を観察し、スカート部潤滑状態とフリクションの関係を解析した結果を本章で述べる。

油膜の可視化は油膜厚さに比例した蛍光が得られる誘起蛍光法により行う。良好な油膜画像を得るため、蛍光剤、光学フィルターなどの組み合わせを最適化した上で、ファイアリング時のスカート部の油膜撮影を行った。

最初にスカート部にオイル不足が起きていることを油膜画像により確認し、次にオイル不足が起きる原因やスカート形状と潤滑状態との関係などを油膜画像により調べた。

## 5.2 油膜可視化予備試験

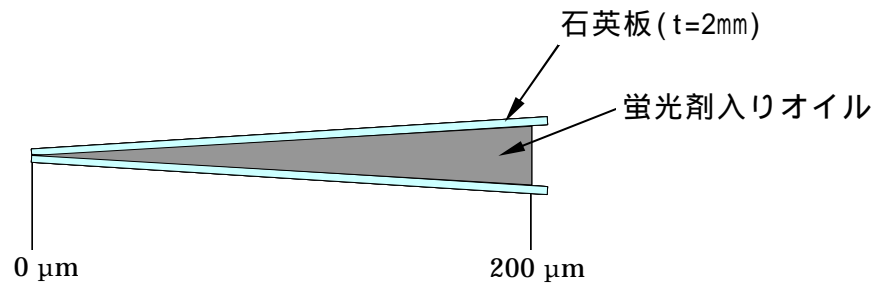
### 5.2.1 蛍光剤とフィルターの選定試験

油膜からの蛍光はフィルターで分離するため蛍光の波長と光源の波長は離れているのが望ましく、且つ蛍光は強いほど良い。さらに蛍光剤は溶剤も含めてエンジンオイルに溶けやすいことが必要である。蛍光剤の特性、フィルターの特性などから使用可能な組み合わせをある程度絞り込めるが、実際に油膜からの蛍光を撮影してみて最適化を図ることが必要となる。

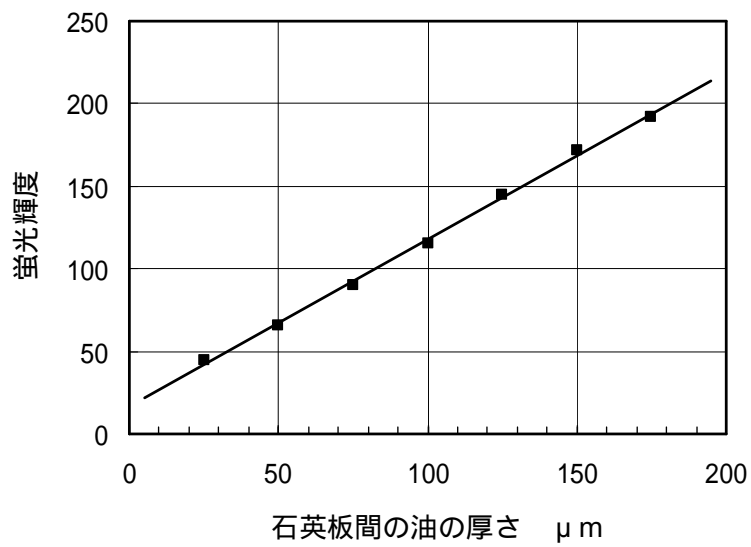
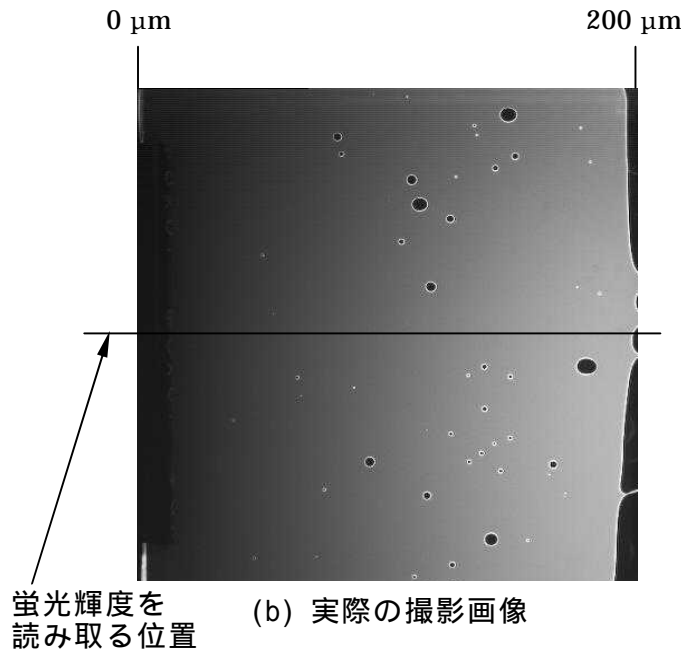
図5-1に蛍光剤(表2-11)とフィルター(図2-10)の選定試験に用いた油膜擬似装置と撮影結果を示す。図5-1(a)は油膜擬似装置の説明図で石英板2枚で構成し一方を0  $\mu\text{m}$ 、反対側に200  $\mu\text{m}$ のクリアランスを設け、間にオイルを入れるようにした。(b)はオイルから出る蛍光を実際に撮影した画像の例で、油の厚さと蛍光輝度が十分読み取れる画像が得られており、中心線上の蛍光輝度の値を読み取った。(c)は得られた油の厚さと蛍光輝度の関係であり、2.4.1項の誘起蛍光法の原理で示したとおり油の厚さと蛍光輝度の関係は広い範囲で直線性が得られていることが分かる。

以上述べた方法を用いて、蛍光輝度が大きく、光源の波長をカットし、蛍光のみを明るく撮影できるように蛍光剤とフィルターの選定を行った。

図5-2に蛍光剤、フィルターの選定のため撮影した画像を示す。光源にはストロボを用い、蛍光剤、カメラのフィルター、ストロボのフィルター、それぞれ種類を変えて撮影した。図5-2(a)は蛍光剤の選定試験結果で の蛍光剤 NKX1595が良い結果を得られた。(b)には蛍光剤をNKX1595に固定し、フィルターの選定を行った結果を示す。蛍光輝度が大きく、光源の波長をカットし、蛍光のみを明るく撮影できたのは の組み合わせであった。オイルに良く溶けオイル中の蛍光剤濃度を増すことができること、カメラ側のフィルターでは蛍光の波長のみを通すフィルター特性に近いこと、ストロボ側のフィルターでは蛍光剤の励起波長に近く透過率の高いフィルター特性を持つこと、これらの組み合わせが予想どおりではあるが、良い結果となった。

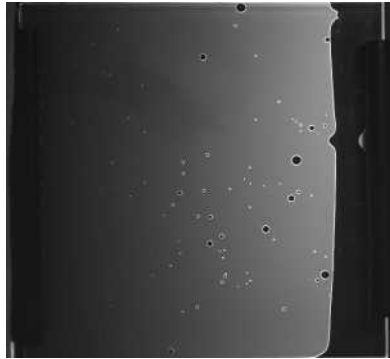


(a) 油膜擬似装置

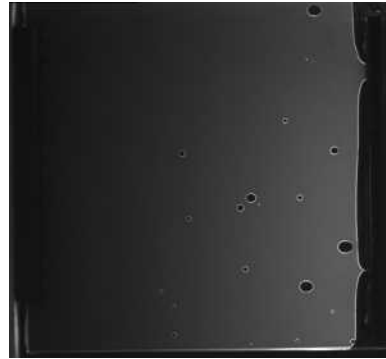


(c) 油の厚さと蛍光輝度

図 5-1 蛍光剤・フィルター選定試験方法



蛍光剤：NKX1595  
 ストロボフィルタ：B390  
 カメラフィルタ：Y48  
**<最適仕様>**

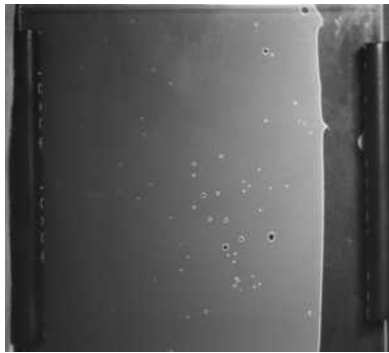


蛍光剤：NKX846  
 ストロボフィルタ：B390  
 カメラフィルタ：Y48



蛍光剤：NKX2401  
 ストロボフィルタ：B390  
 カメラフィルタ：Y48

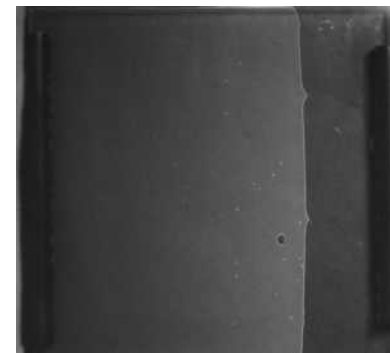
(a) 蛍光剤の選定



蛍光剤：NKX1595  
 ストロボフィルタ：B390  
 カメラフィルタ：Y44



蛍光剤：NKX1595  
 ストロボフィルタ：B390  
 カメラフィルタ：G533



蛍光剤：NKX1595  
 ストロボフィルタ：B370  
 カメラフィルタ：Y48



蛍光剤：NKX1595  
 ストロボフィルタ：U330  
 カメラフィルタ：Y48

(b) フィルターの選定

図 5-2 蛍光剤・フィルターの選定試験結果

蛍光強度は蛍光剤濃度の影響を受けるため(2.4.1項)，エンジンオイル中の蛍光剤濃度と蛍光強度の関係を調べた結果を図5-3に示す．エンジンオイル中の蛍光剤濃度が0.4 g/lより多くなると蛍光強度の増加は落ちてくるのが分かったので，本研究では蛍光剤濃度を0.5 g/lとし，可視化試験を行った．

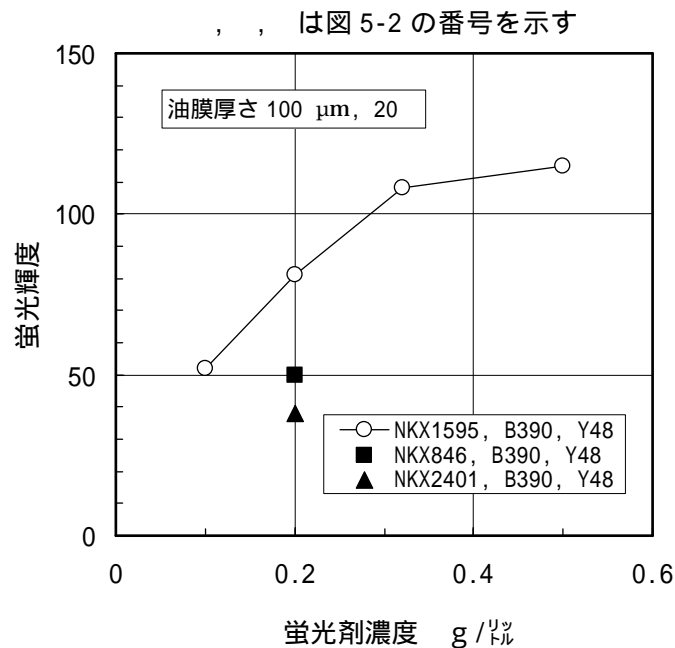


図 5-3 蛍光剤濃度と蛍光強度の関係

### 5.2.2 ライナ温度測定

本エンジンは冷却していないためファイアリング運転時はライナ温度の急な上昇がある．図 5-4 にファイアリング開始後のライナ温度上昇の測定例を示す．図 2-13 に示した所定のライナ温度(110 )に達するのは運転条件によっても変わるが1~2分後と短く，この間ですべての測定，撮影を終了させた．

図 5-5 にはライナの温度分布を示す．周方向の温度差は少ないものの，摺動方向の温度差は大きかった．2.4.1 項において述べたように蛍光強度は温度や照射光強度の影響を受ける．したがって油膜厚さを定量的に求めるには，ライナの温度分布に対する補正，ライナ全体を広く照射するため生じる照射の不均一に対する補正などが必要になる．しかしながら今回は油膜厚さの絶対値の評価までには至らなかった．これらは今後の課題である．

油膜画像撮影時は観察場所であるライナのスラスト側は温度測定できないので前後方向のみを測定するが，基準点であるスラスト側，27.5 mm 点はリア側の 27.5 mm 点の温度に近い値を示すのでリア側の温度で代用した．温度測定はサファイアライナ外周に素線径 0.2 の熱電対を貼り付けることにより行い，ライナ内周面(摺動面)の温度は外周 +6 と推定した．

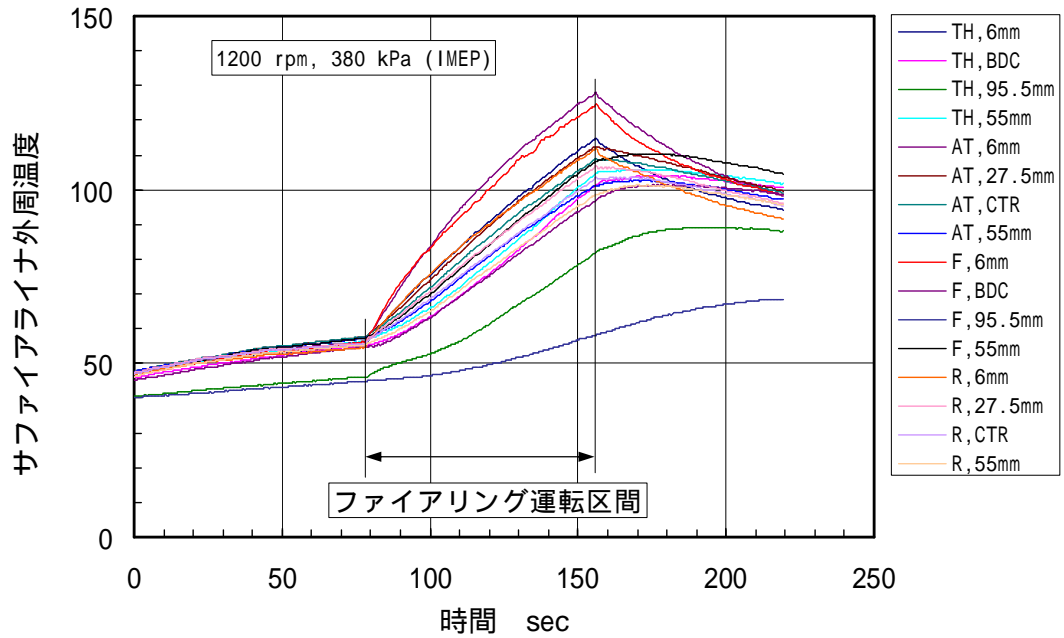
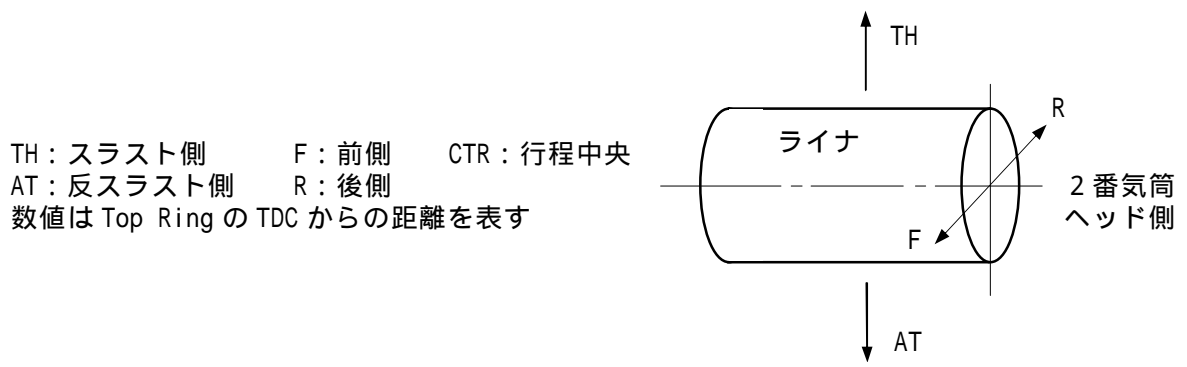


図 5-4 ファイアリング時のライナ温度変化

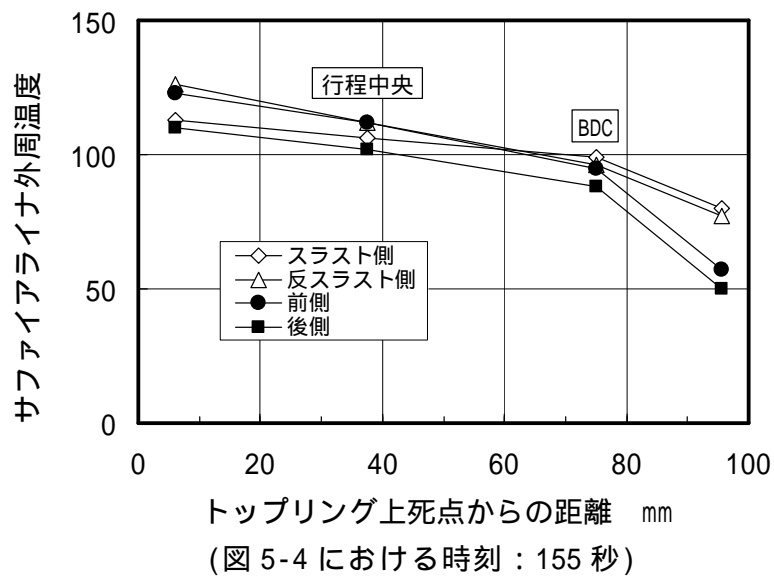


図 5-5 ファイアリング時のライナ温度分布

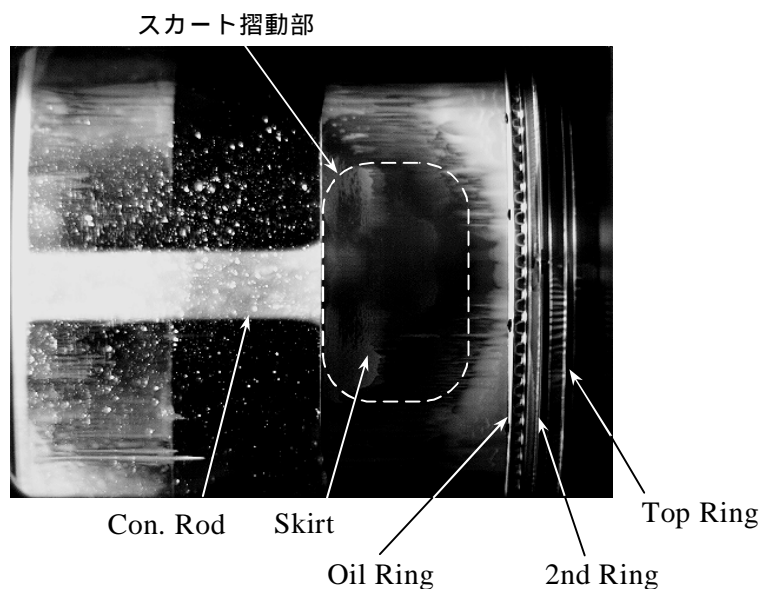
### 5.3 スカート部潤滑特性とフリクシヨンの関係

4.7.2 項(図 4-36, 図 4-37)において, ピストン A1 とピストン B1 はピストン系フリクシヨンの計算値と実験値はよく一致し, ピストン C1 では一致しなかったことを述べた. この理由としてピストン C1 はオイルスタベーションの状態にあると予測したため各ピストンのスカート部の油膜の観察を行った.

#### 5.3.1 スカート部油膜可視化例

図5-6にはライナ全体を撮影した油膜画像の例を示す. 図中にリング位置, コンロッド位置, スカート部を示した. スカート摺動部の油膜厚さは点線四角で示した範囲に主に注目して判断した. ピストンは上死点から下死点まで観察可能であり, 油膜からの蛍光画像は油膜が厚いほど白く表示される. 前述したように今回は油膜厚さの絶対値の評価までには至らなかったため油膜厚さは図5-6(b)に示したように濃淡で判断した.

図5-7にはファイアリング時の筒内圧力を示した. 試験用エンジンであるため負荷はフリクシヨンと同様に図示平均有効圧 (IMEP) を用いて示した.



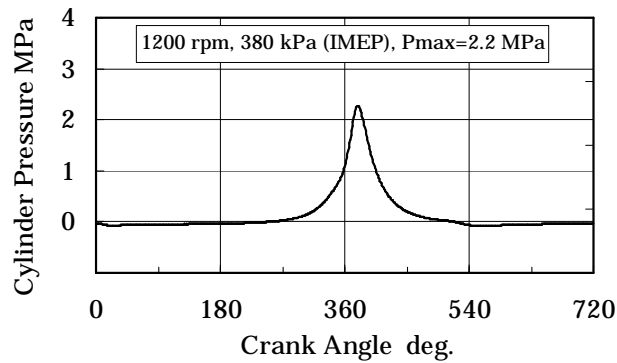
(a) ピストン可視化画像の例



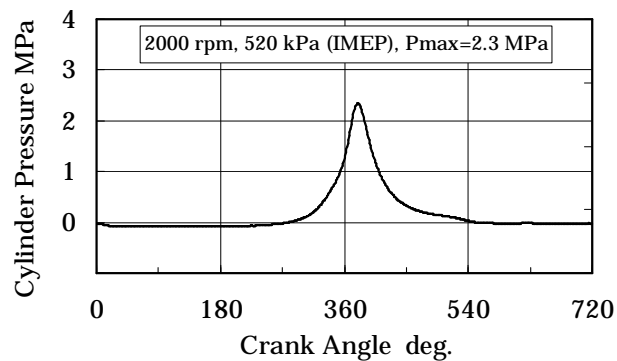
(b) 油膜厚さの表示

図 5-6 油膜画像説明図





(a) 1200 rpm, 380 kPa の場合



(b) 2000 rpm, 520 kPa の場合

図 5-7 筒内圧力

### 5.3.2 スカート部の潤滑状態(油膜生成)とフリクションの関係

スカート部のオイルスタベーションを確認するために行ったピストンの各仕様(表2-12)における油膜可視化の結果を図5-8に示す。機関回転速度1200 rpm, 380 kPa (IMEP)におけるATDC 25 deg. (385 deg), BBDC 20 deg. (520 deg.) および 2000 rpm, 520 kPa (IMEP), ATDC 25 deg. (385 deg.) の条件を代表として示した。油膜画像からスカート部の油膜分布の範囲は明らかにピストンB1が一番広く、C1は狭いことが分かる(2000 rpmの図に四角点線で示す)。油膜厚さも同様にC1が一番薄い事が分かる。即ち、C1はオイルスタベーションの状態であると考えられる。このため実験値と計算値とに大きな差が生じたと考えられる。ピストンB1において油膜分布が広く、また油膜厚さが厚いのはスカート下部のバレル寸法 $Bd$  (100  $\mu\text{m}$ )が大きいいためピストン下降行程中にスカート部へ多くのオイルが入るためと考えられる。ピストンA1とC1のバレル寸法 $Bd$ は同一 (20  $\mu\text{m}$ )であるにもかかわらず油膜分布、厚さが異なっているのはスカート下端形状が異なるためと思われる。ピストンC1は進行方向に対して直角で直線的なスカート下端のためオイルが浸入しにくいのに対して、A1のスカート先端は絞られて狭くなっており、オイルが入り易くなっていると考えられる。これらのスカート部へのオイルの流入については次節において画像を用いて詳しく説明する。

以上によりスカート部においてもプロファイルや形状の影響を受けオイルスタベーションの状態になりフリクションが増大する場合があることが分かった。

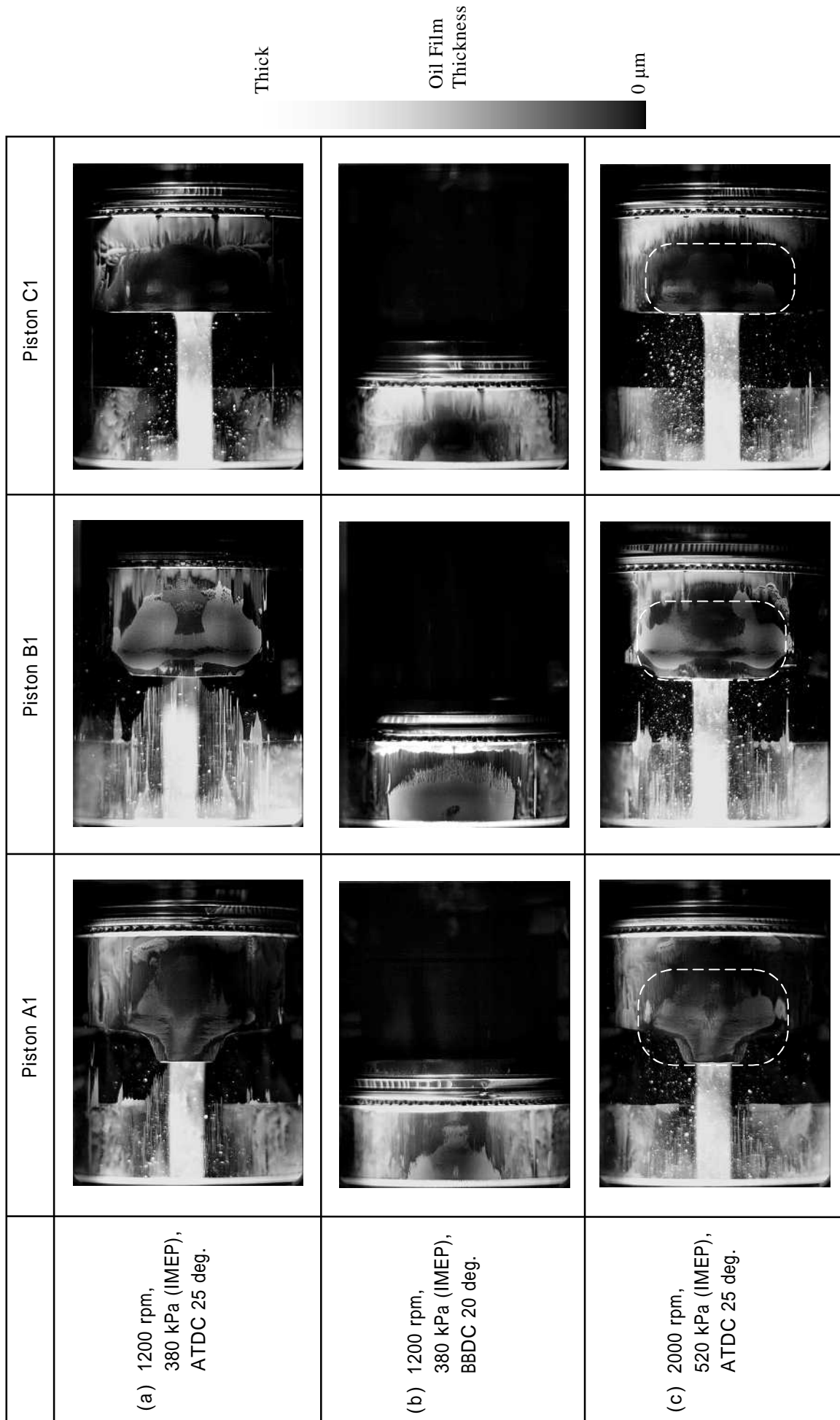


図 5-8 各ピストンのスカート部油膜分布

## 5.4 スカートの油膜生成に影響をおよぼす要因

前節までの結果からスカート部の潤滑状態はスカート形状の影響を受けることが分かったので、本節ではスカート形状と潤滑状態の関係を調べる。

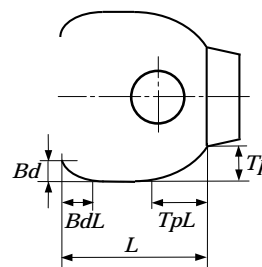
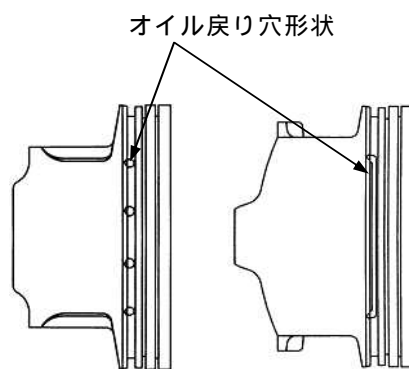
スカート部の潤滑状態はスカート部へのオイルの流入経路や流入のし易さなどの要因に左右されると考えられる。スカート部へオイルが流入する主な経路として、

ピストンの下降行程時にスカート下端からの流入

スカート上部からのオイルの流入

が考えられる。

に対してはプロファイル下部のバレル寸法  $Bd$  およびスカート下端形状の影響が考えられ、 に対してはスカート上部のプロファイル  $Tp$  寸法、オイルリング溝部のオイル戻り穴の形状およびピストンリング張力の影響が考えられる。これらに関し油膜を可視化し調べた結果を以降に示す。なお、供試したピストン仕様は表 2-12 に示した通り 7 種類である。



参考図

### 5.4.1 バレル寸法 $Bd$ の影響(ピストンB1とB2の比較)

図 5-9(a)に膨張行程上死点後(ATDC)25 度における油膜分布、(b)には膨張行程下死点前(BBDC)20 度における油膜分布を示す。(a)、(b)ともにバレル寸法  $Bd$  が  $100 \mu\text{m}$  と大きい方が広く厚い油膜が存在していることが分かる。前述したようにバレル寸法  $Bd$  が大きければピストン下降時にスカート下端からオイルが流入し易くスカート部にオイルが蓄積するためであり、上死点後 25 度においてバレル形状  $Bd$  の大きい方が油膜分布が広く厚いのはこの蓄積されたオイルが上死点付近まで残るためと考えられる。

下降行程中のスカート下端からのオイル流入過程の画像を図5-10に示す。図5-10(a)が  $Bd$  が  $100 \mu\text{m}$  の場合で、(b)は  $10 \mu\text{m}$  の場合である。図中のクランク角度390度の画像に示した点線はオイルリングの下死点の位置を示し、この線より下側(図では左側)ではより多くのオイルがライナに付着している。クランク角度450度ではスカート下端がオイルの多く付着している領域に入り  $Bd$  が大きい方が厚い油膜(図中 印)となっていることが分かる。ピストンがさらに下降するためオイルはスカート摺動部へ流入を続けクランク角度540度(BDC)では  $Bd=100 \mu\text{m}$  の方が厚く油膜が生成されている。ピストンが上昇中のクランク角度660度では下死点での油膜が厚い方が多くのオイルを引き上げており、結局上死点付近でも油膜分布は広く形成されることが分かった。

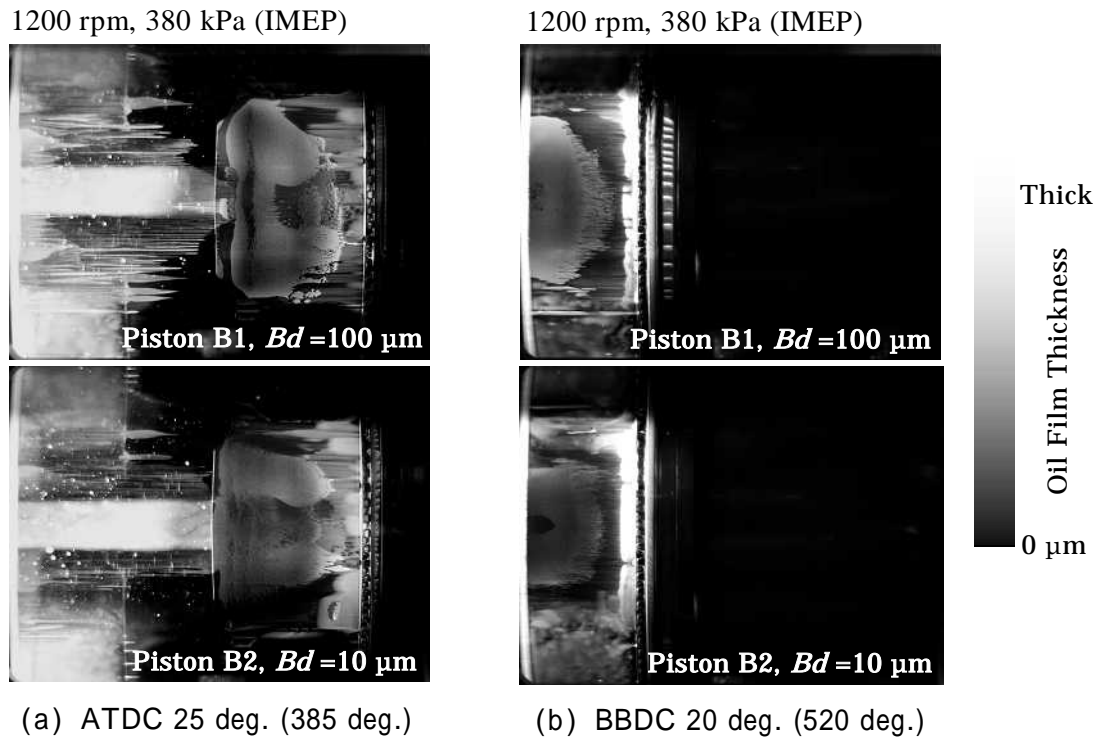
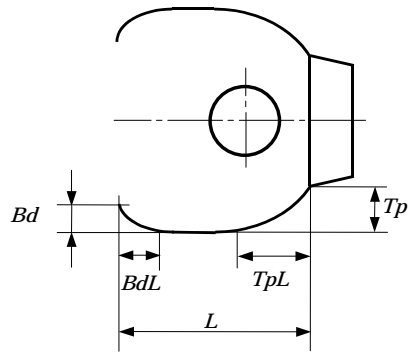


図 5-9 バレル寸法  $Bd$  の影響



参考図

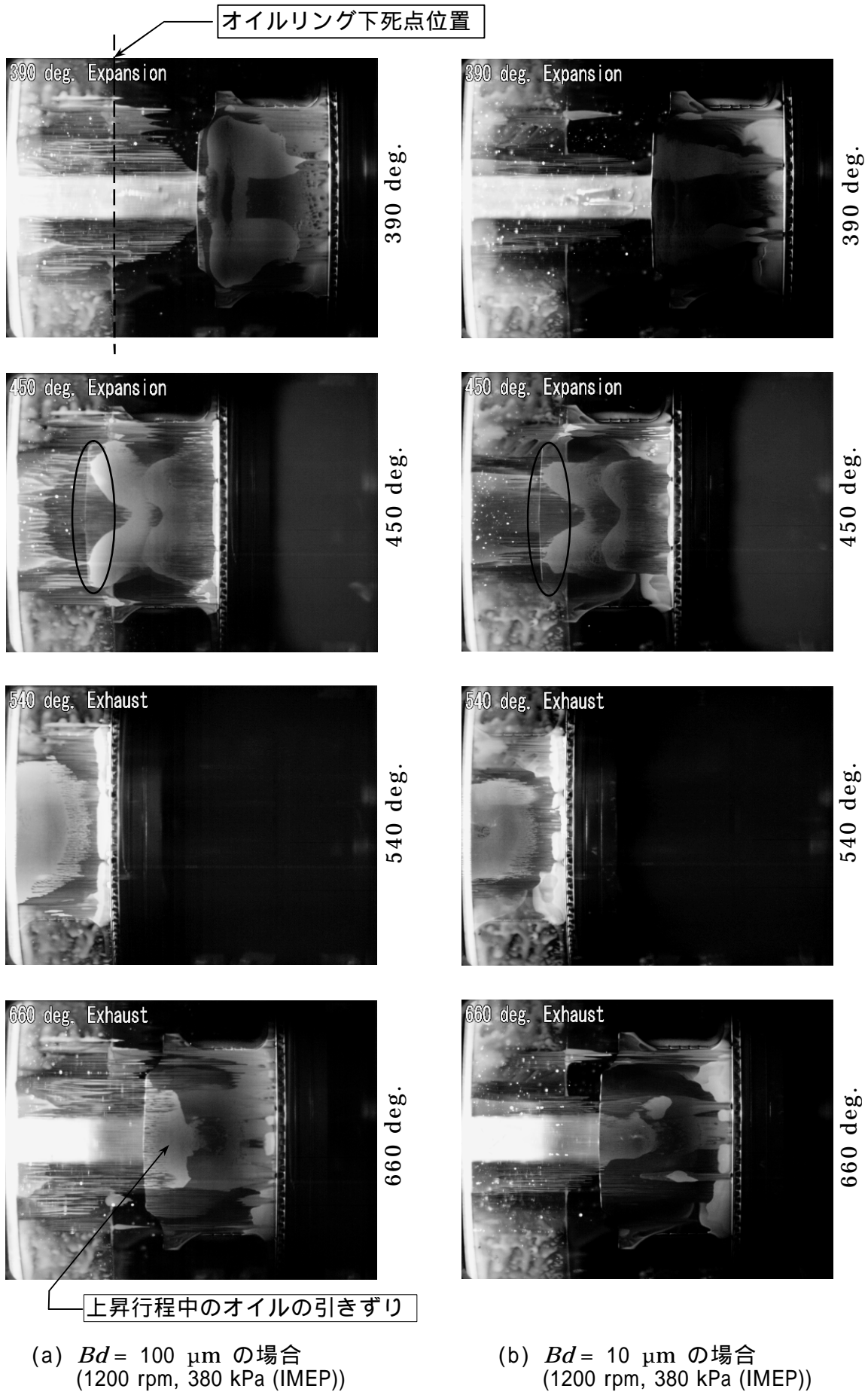


図 5-10 スカート部へのオイルの流入  
(バレル寸法  $Bd$  による違い)

#### 5.4.2 スカート下端形状の影響(ピストン仕様 C1 と D1 の比較)

図 5-11 にはスカート下端形状の影響を示す。ピストン C1 と D1 はバレル寸法  $Bd$  が同じでスカート部下端形状(スカート長さ)が異なる。図 5-11(a)は機関回転速度 1200 rpm, 380 kPa (IMEP)の場合で、図から分かるようにピストン D1 のスカート摺動部の方が油膜が厚く C1 は薄いことが分かる。(b)には 2000 rpm, 520 kPa (IMEP)の場合を示す。回転速度が高い場合でも 1200 rpm と同様にスカート摺動部はピストン D1 の方が油膜が厚く C1 は薄いことが分かる。スカート下端形状の影響によりピストン D1 は C1 よりオイルが入り易くなっていると考えられる。

ここで図 5-10 同様に下降行程中のスカート下端からのオイル流入の様子をみた画像を図 5-12 に示す。図 5-12(a)がピストン D1 の場合で(b)は C1 の場合である。スカート下端がオイルの多く付着している領域に入るクランク角度 450 度において比較(図中 印)してみると、先が細くなっているスカート形状を持つピストン D1 の方に多くのオイルが入り込んでいることが分かる。D1 の方が下死点(540 deg.)での油膜厚さも厚く、引きずり上げるオイルも多い。

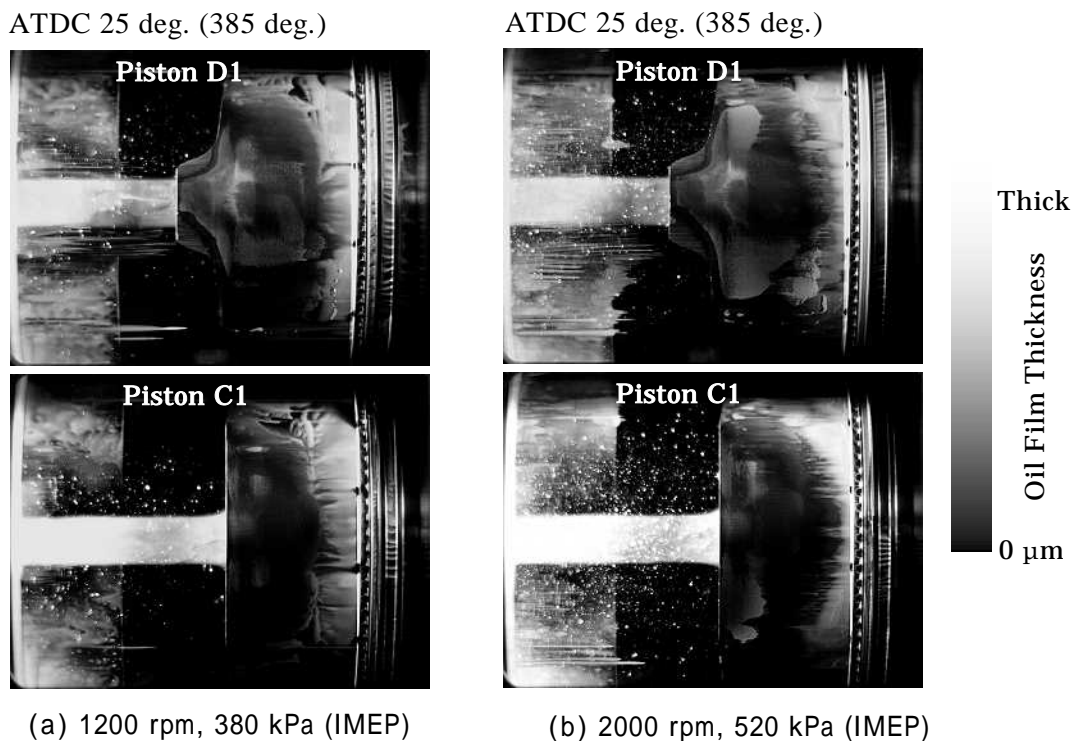
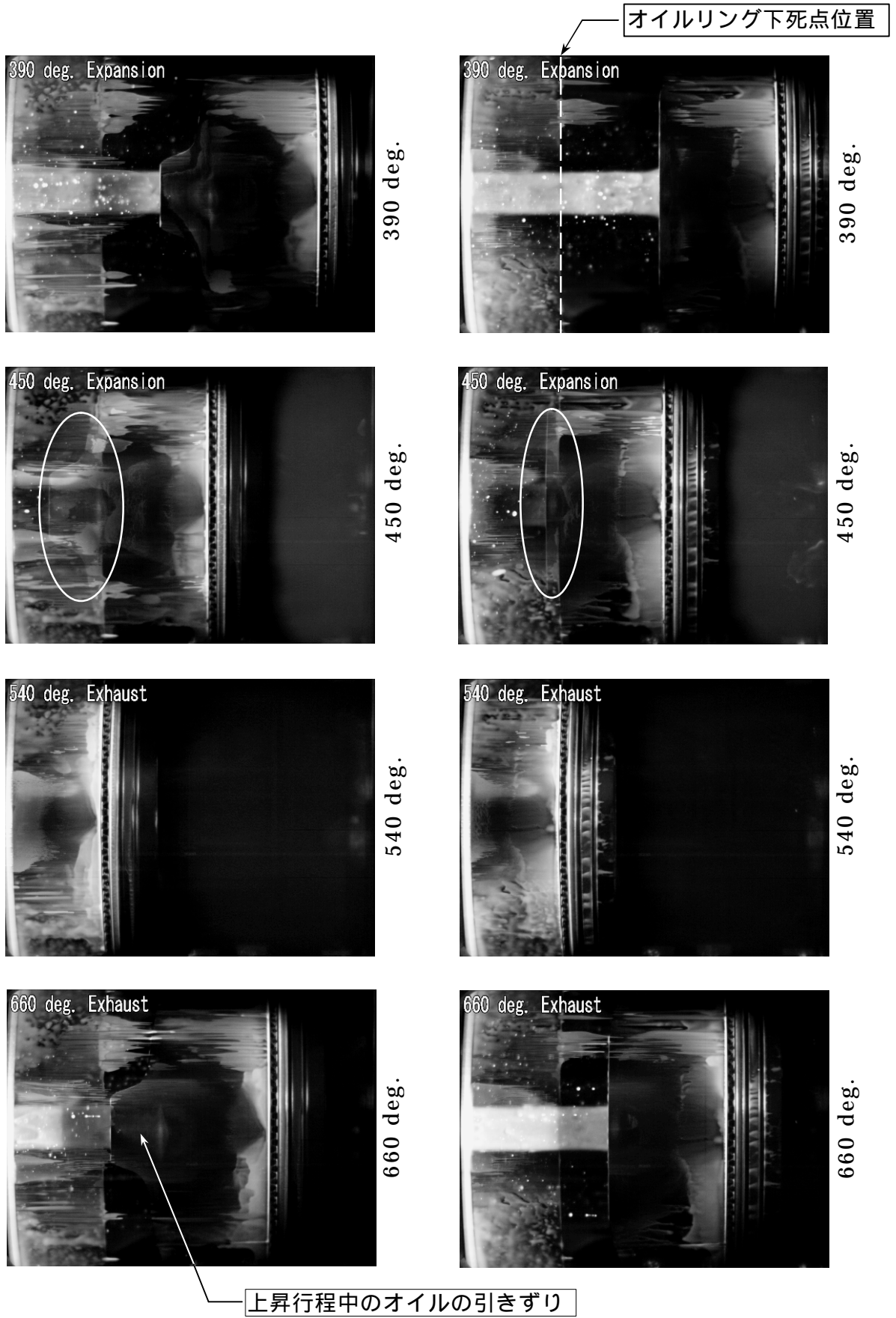


図 5-11 スカート下端形状の影響



(a) ピストン D1 の場合

(b) ピストン C1 の場合

図 5-12 スカート部へのオイル流入  
(スカート下端形状の影響)

### 5.4.3 スカート上端プロファイル寸法 $T_p$ の影響(ピストン仕様 A1 と A2 の比較)

スカート上端プロファイル寸法  $T_p$  が大きければこの部分のライナとの隙間が大きくなり、オイルリングが掻いたオイルが付着しやすい。したがって、 $T_p$  が大きくオイルが多く溜まればスカート摺動部へオイルが入り易くなる可能性が考えられるため  $T_p$  の影響を調べた。油膜撮影結果を図 5-13 に示す。

スカート上部に留まる油の厚さは(図中[X]部付近)上部プロファイル  $T_p = 300 \mu\text{m}$  のピストンA2が明らかに厚いが、スカート摺動部の油膜厚さは(図中[Y]部付近)A1, A2同程度の厚さである。スカート上部にオイルが十分に存在しても摺動部へは入ってこないことを示している。このことはスカート上部のオイルの大半はスカートに付着してピストンと一緒に往復動することを示していると考えられる。この点をピストンC1において確認した画像を図5-14へ示す。撮影はストロボを用いて1サイクル毎(ATDC 25度, クランク角度385度)に行った。回転速度1200 rpmにおいて撮影したので0.1秒毎に画像が得られるが、図5-14には0.5秒間隔で示した。図から分かるようにスカート上部付近のオイルはピストンが往復動していても油膜分布の形をほとんど変えないことと、ブローバイによるスカート上部に付着したオイルの流れが僅かにみられることが分かった。これはこの[X]部のオイルはスカートに付着してピストンと一緒に往復動していることに他ならない。摺動部へオイルが流入しにくい理由はこのように[X]部付近のオイルはピストンと一緒に移動するためである。

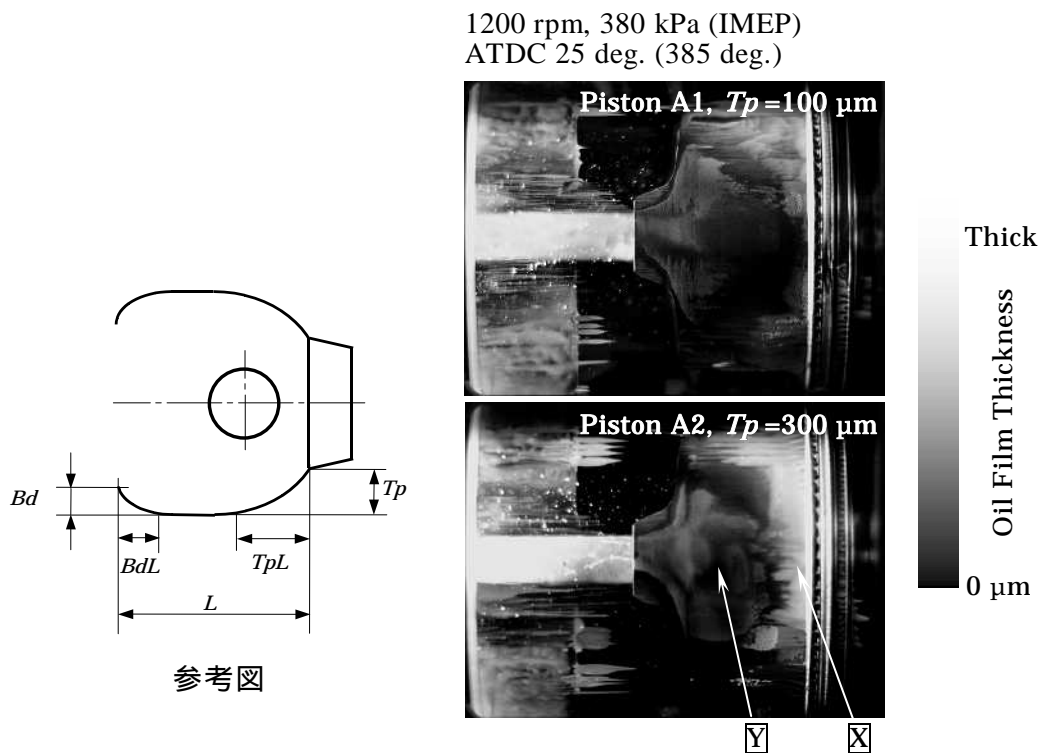


図 5-13 スカートプロファイル  $T_p$  の影響



Piston C1, 1200 rpm, 380 kPa (IMEP), ATDC 25 deg. (385 deg.)

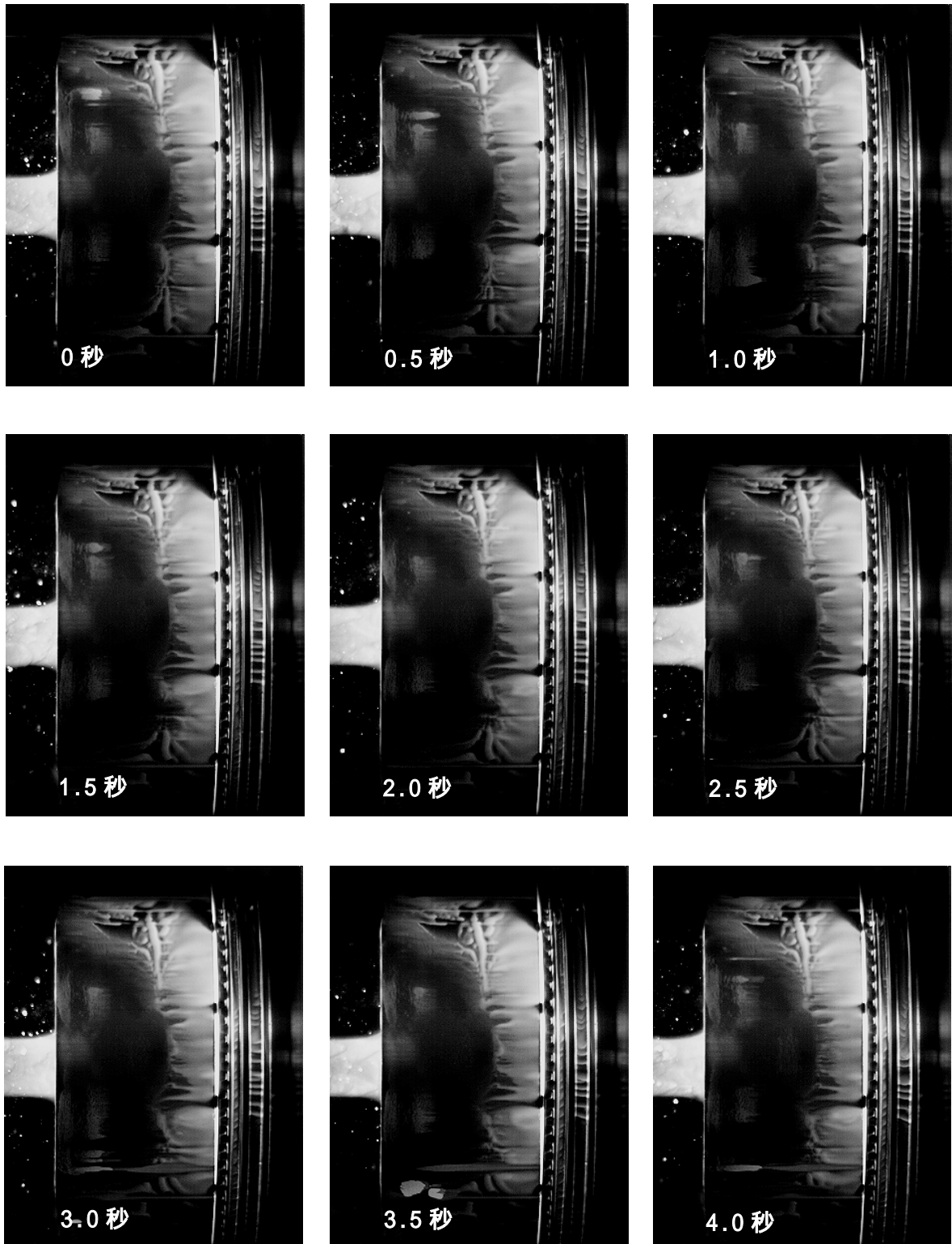
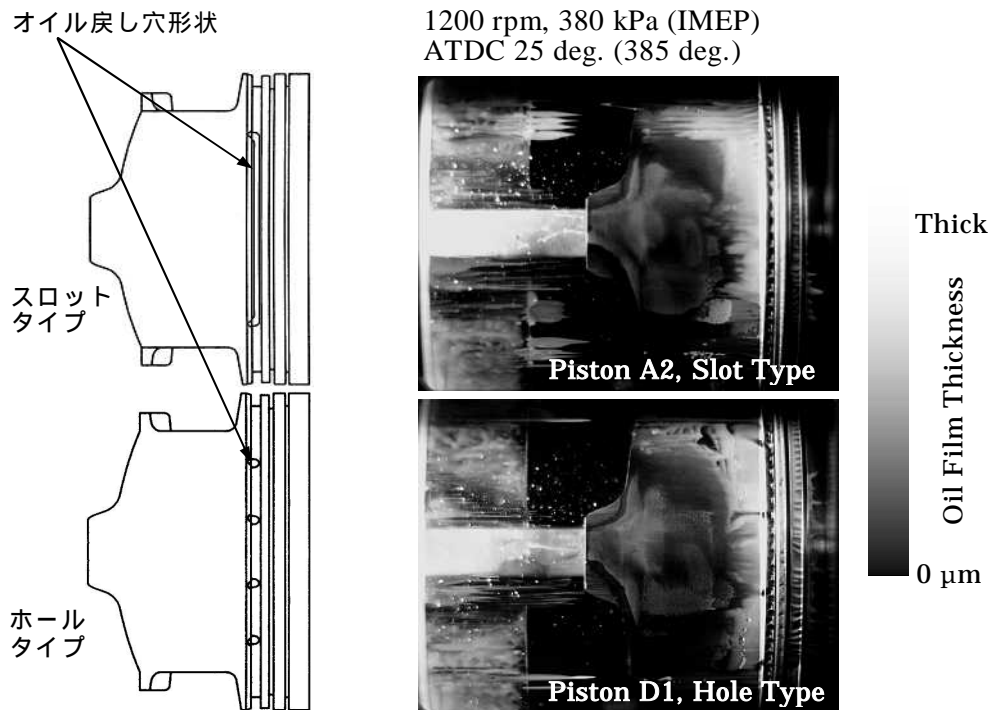


図 5-14 スカート上部付着オイルの時間変化

#### 5.4.4 オイル戻り穴形状の影響(ピストン仕様A2とD1の比較)

図 5-15 にはオイルリング溝部に設けられているオイル戻り穴の形状の影響を示す。ピストン A2 はスロットのタイプで D1 は穴のタイプを示す。図から分かるようにスカート部摺動部の油膜は両者ほぼ同じであり、オイル戻り穴形状の影響はなかった。オイルが戻る通路の面積が十分に確保されているならばスカート上部に留まるオイル量に差はなく、さらにこの部分のオイルは前述したようにピストンの往復運動と一緒に移動するためスカート摺動部へのオイル供給には影響がほとんどないと考えられる。



参考図

図 5-15 オイル戻り穴形状の影響

#### 5.4.5 ピストンリング張力の影響(ピストン仕様 C1 と C2 の比較)

図 5-16(a)に機関回転速度 1200 rpm におけるリング合計張力の影響を調べた結果を示す。リングの合計張力を低くしてもスカート摺動部の油膜厚さにはほとんど影響しない事が分かる。図中(b)には 2000 rpm の場合のリング張力の影響を示すが、(a)の 1200 rpm と同様にスカート摺動部の油膜厚さに大きな差は見られない。

リングの張力を小さくすれば各リングの油膜厚さが厚くなりオイルリングが掻くオイル量が増し、スカート上部に留まるオイルの量が増す可能性も考えられるが、今回の結果からはスカート上部に留まるオイルには変化が見られなかった。スカート上部に留まるオイルが多少変化してもこの部分のオイルはピストンの往復運動と一緒に移動するためスカート摺動部へ流入しにくい。したがってリングの低張力化によりスカート上部付近のオイルに多少の変化があったとしてもスカート摺動部の油膜への影響はないと考えられる。

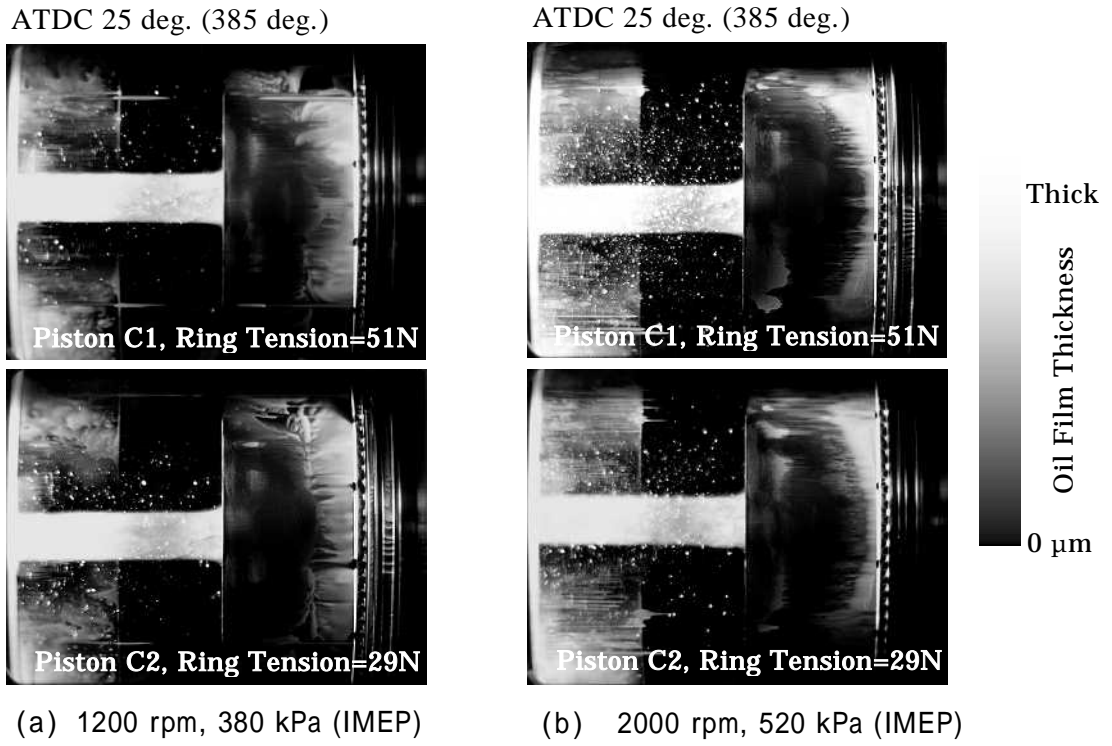


図 5-16 リング張力の影響

## 5.5 5章のまとめ

本研究では油膜の可視化のためサファイアライナを用いた可視化エンジンを開発した。ライナをサファイアとすることでファイアリング時の油膜観察が繰り返し安定して可能となり、高速度CCDカメラなどの撮影装置が進歩し大量の画像データが容易に扱えるようになったことと相まって多くの貴重な油膜画像が撮影できた。得られた画像からフリクションの解析を行い、多くの新たな知見を得ることができた。以下に結果をまとめる。

ピストンスカート部におけるオイルスタベーションの可能性を4章において予測したので、本章では油膜の可視化によるオイルスタベーションの確認と、油膜の生成に影響を与える要因について検討を行った。5.2節では予備試験として光源、蛍光剤、フィルターの選定試験を行い、光源、蛍光剤、フィルターの組み合わせを最適化することにより鮮明な油膜画像の撮影が可能となった。そこでサファイアライナを用いた油膜可視化エンジンにより各ピストンのファイアリング時の油膜観察を行った。その結果は5.3節(図5-8)に示した通りオイルスタベーションが予測されたピストンC1では油膜厚さが薄いことを確認した。

オイルスタベーションはスカート部へのオイル供給不足であるので、次にオイル供給メカニズムを5.4節において検討した。その結果、スカート部の油膜生成に影響が大きかったのはバレル寸法  $Bd$  およびスカート下端の形状であり、スカート摺動部へのオイル供給は主にピストンの下降行程時に生ずることが分かった。ピストンリング張力、オイル戻り穴形状、スカート上端プロファイル寸法  $Tp$  はスカート部の油膜生成に影響がなかった。

スカート部に必要十分なオイルを得てフリクションを低減するためにはスカートプロファイル寸法の中のバレル寸法  $Bd$  とスカート下端形状に注意すればよいことを明らかにした。

## 第 6 章

### 結 論

## 6.1 ピストン系のフリクション

ピストン系の摩擦損失はスカート部とリング部において発生し、各々の損失はガソリンエンジンではおよそ半々と推定されていた。ピストンリングのフリクション測定や計算に関する研究例は多く見られるものの、スカート部でのフリクションの実測の例は見られず、また計算による研究も計算精度の検証が十分でないなど、スカート部フリクションについては未解明な点が少なくない。本研究ではスカート部のフリクション解析のために分離型浮動ライナエンジンを開発してスカート部とリング部のフリクションを各々実測することを試みた。この結果、始めてスカート部とリング部のフリクションを別々に測定できるようになり、スカート部とリング部のフリクション割合も明確になった。さらに平均レイノルズ方程式を基礎式に用いて、スカート剛性やスカート表面の条痕形状などを考慮できるスカート部のフリクション計算法を構築(3.1 節)し、得られた計算値と実験値との比較検討(4.5 節)を行い、実用上問題ない精度でスカート部フリクションを計算予測する方法を確立した。

次にピストン全体のフリクションの予測計算を可能にするためピストンリングのフリクション計算についても三田<sup>(70)</sup>の方法を基に筒内圧を考慮できるよう改良した(3.3 節)。ピストン系全体のフリクション測定を別の浮動ライナエンジンにて行い、計算値と比較検討した。その結果、計算値と実験値とが一致しないピストン仕様があり、これはスカート部の潤滑状態に起因する現象(オイルスタベーション)であること(4.7 節)を明らかにし、潤滑特性の把握の重要性を指摘した。

以上の研究を通して得られた結論を列挙すれば以下の通りである。

1. 分離型浮動ライナによりスカート部とリング部のフリクションの実測が初めて可能になった結果、ガソリンエンジンではスカート部のフリクションはリング以上に大きい場合もあることが分かった。スカート仕様や運転条件によっても異なるがスカートのフリクション割合は35～60%(図4-17)であり、スカート部フリクション低減の重要性を指摘した。
2. スカート部は熱膨張によりオーバーラップが生じオーバーラップ荷重が発生する。このオーバーラップ荷重はスカート剛性と温度により求められ、これらがスカート部のフリクションを特徴付ける(図3-12, 図3-13)。例えば、スカート剛性が高い場合は温度の増加と共にフリクションも増大し、剛性が低い場合はある温度(本実験ではライナ温度70 )でフリクションが最小値となる傾向を示した(図4-24, 図4-25)。
3. 基本式に表面粗さを考慮できる平均レイノルズ方程式を用い、オーバーラップ荷重、表面粗さ、固体接触摩擦力(境界摩擦力)、主要スカート部寸法、ピストン挙動、などを考慮できるスカート部フリクションの計算法(3.1節)を提案した。得られた計

算結果と分離型浮動ライナによるスカート部フリクシヨンの測定結果とを比較した結果，十分な計算精度があることが分かった．前記No.2に示したスカートフリクシヨンの特徴は計算からも確認できた．

4. 計算によりスカート部フリクシヨンの要因分析を行った(4.6節)．その結果，スカート部フリクシヨンへの影響が大きかったのは，オーバラップ荷重(スカート剛性)，摺動面形状(スカートプロファイル)および摺動面の縦横比であることが分かった．したがって，スカート部の低フリクシヨン化のためには， スカート剛性を小さくする(スカート肉厚を薄くするなど)， プロファイル形状をよりたる型にする，摺動面面積が同じなら摺動方向に対して横長の形状にする，ことが有効である．特に重要なのは であり，機械的強度を確保できる限りスカート肉厚は薄くしてよい．摺動面積の影響は少なかったが，摺動面積は極端に小さい場合，油膜厚さが薄くなり摩擦力が増加(図4-32)するので注意が必要である．
5. 計算結果からスラスト側と反スラスト側では，スラスト側のフリクシヨンが約55%とやや多い程度(図4-25)であることが分かった．これはオーバラップ荷重はスラスト側，反スラスト側ともに全行程で作用するのに対し，スラスト側に作用するスラスト力はあるクランク角度の範囲のみの作用であるため影響が出にくいからである．低フリクシヨン化の検討は反スラスト側のスカート形状に対しても十分に行う必要がある．
6. 表面粗さ，境界摩擦力，などが考慮できる従来のピストンリングのフリクシヨン計算法<sup>(70)</sup>に筒内圧を考慮できるように改良を加えた計算法を確立し(3.3節)，計算精度も良いことを確認した．スカートの計算と合わせてピストン系全体のフリクシヨン予測計算が可能になった．このピストン系全体の計算結果と浮動ライナによる測定結果との比較から実験値と計算値が一致するピストンと一致しないピストンがあることが分かった(図4-36， 図4-37)．一致しないピストンについては油膜厚さが薄くなる上・下死点での摩擦力波形の大きさからスカート部がオイルスターブの状態にあると判断できた．スカート部においてもリング部と同様にオイルスターブが発生する可能性があることを示し，スカート部の潤滑特性の把握が重要であることを指摘した．

## 6.2 潤滑特性とフリクション

スカート部のフリクションは潤滑状態の影響を受けると考えられる．さらにスカート部のオイル不足(スタベーション)によるフリクション増大と考えられる現象(4.7.2 項)も明らかになった．そこでスカート全体の油膜を観察し，スカート部潤滑状態とフリクションの関係を解析した．

油膜の観察はエンジンオイル中に蛍光剤を溶かし油膜からの蛍光を撮影する蛍光法により行った．鮮明な油膜画像を得るため光源，蛍光剤，フィルターの組み合わせを最適化(5.2 節)し，エンジンはシリンダライナがサファイアの可視化エンジンを使用して各種ピストンのファイアリング時の油膜観察(5.3 節)を行った．

オイルスタベーションはスカート部へのオイル供給不足であるので，オイル供給や油膜の生成に影響を与える要因について解析(5.4 節)を行った．さらに油膜分布や油膜厚さなどの潤滑特性とフリクションとの関係を分析した．以上の研究から得られた結果をまとめると以下に示す通りである．

1. オイルスタベーションが予測されたピストンC1は他のピストンと比較してスカート摺動部の油膜厚さが薄いことを確認した(図5-8)．スカート部においても油膜生成が十分でない場合，ピストン系のフリクションが増大する現象を捉えることができた．ピストンC1では12～23%フリクションが増加した．
2. バレル寸法 $Bd$  が大きい場合とスカート下端の形状が細く流線型の場合に厚い油膜が得られた．これらのピストンの油膜画像の解析からスカート摺動部へのオイル供給は主にピストンの下降行程時に生じ，油膜生成に影響が大きいのはバレル寸法 $Bd$  とスカート下端形状であることが分かった(5.4.1項，5.4.2項)．
3. スカート上部にあるオイルの大半はスカートに付着してピストンと一緒に往復動(図5-14)している．このことはスカート上部にオイルが十分に存在しても摺動部へは入ってこないことを示している．したがって，スカート上部に留まるオイルの量に影響するスカート上部プロファイル $Tp$ ，オイル戻し穴形状，ピストンリング張力は油膜生成に影響がなかった(5.4.3項～5.4.5項)．これらのスカート上部プロファイル $Tp$ ，オイル戻し穴形状，ピストンリング張力はスカート摺動部の油膜生成に対する配慮は不要であり，従来どおりオイル消費，ピストンスラップ音，耐焼付性の面から仕様決定すればよい．

以上，本研究によってピストン系フリクションの中で説明が遅れていたスカート部フリクションの解析が進み，低フリクション化のための方策を明らかにすることができた．ピストン AA, A1 は以前の生産エンジンに使用していた形状(富士重工業(株)の場合)であったが，現在では BB, B1 の形状を基本にして低フリクション化を図っている．またスカートフリクションの計算ソフトおよびピストンリングの計算ソフトは開発の現場で



低フリクション化を狙った設計検討に使用されている．本研究によって得られた知見や計算ソフトはエンジン開発の中で活かされ，エンジン開発に大きく貢献したと言える．

## 6.3 今後の課題

### 6.3.1 浮動ライナ法によるフリクション測定

燃焼圧やスラスト力が作用する実働時において，その 1/10～1/100 程度の摩擦力を精度よく取り出し測るのは困難が伴なう．本研究で用いた浮動ライナエンジンもエンジンでは回転速度 1200 rpm，エンジン では 2000 rpm までは測定可能であったが，より高回転や全負荷の条件では摩擦力波形に異常が見られるようになった．実車のモード走行燃費を考える上では十分な測定精度であったが，高回転，高負荷域のフリクション測定も重要であることは言うまでもない．さらに高回転，高負荷域のフリクション測定のためには，ライナ部全体の高剛性化，摩擦力を測定するロードワッシャの取付位置・数の最適化，ノイズ補正などのデータ処理法の改善などが必要と考えられる．

### 6.3.2 スカートフリクションの計算

運転条件が上記の範囲では計算精度は確保できた．しかし高回転・高負荷時の条件での計算精度は確認できなかった．オーバーラップ荷重が大きく油膜が薄くなる条件では実験値と計算値の違いが大きくなる傾向が見られたので，境界摩擦力計算法の見直しやスカート変形の考慮が必要になると考える．さらに，現在の固体接触摩擦力(境界摩擦力)の計算では式の中に摩擦係数などの経験的な定数を用いているので，より理論的な計算法の確立が必要と考える．

摺動面形状や摺動面積は本研究では簡略化して定義したが，高回転・高負荷時の条件の計算を行う場合にはより厳密な検討が必要と思われる．スカートはスラスト力や油膜圧力により変形が発生するため，摺動面形状は厳密にはこれらを考慮した形状にすべきと考える．高回転・高負荷時の条件の計算を行う上で必要となる非常に重要な今後の課題である．

スカート摺動面積についても正確な面積の定義は非常に難しいと考える．これはスカートのようにクリアランスの大きな部分があったり，オイルで完全に満たされていない場合は摺動面積は油膜圧力の発生する領域とするのが妥当と思われるが，これを確認するのに適した油膜圧力測定法は現在見当たらない．油膜圧力測定法の開発から始める必要があると考える．

### 6.3.3 油膜の可視化

今回の試験では油膜厚さの定量化までには至らなかった。油膜厚さを定量的に求めるには、既に5.2.2項にも述べたとおり温度により蛍光強度が変化するためライナの温度分布に対する補正、ライナ全体を広く照射するために生じる照射不均一性に対する補正などを行えばよい。これらは現在実施中であり別途報告を行いたい。

スカート部へのオイル供給が不足するとフリクションが増加することが分かったが、逆に多過ぎる場合にはスカート全面にオイルが充満し粘性抵抗によりフリクションが増加するとも考えられ、さらにオイル消費への悪影響も十分予想される。そもそもこのような状態になる可能性があるのか、あるいはフリクションの面から最適な油膜生成とは、そのためのスカート形状とは、など解明すべき点は多く、これらは今後の課題である。

冷却ができないサファイアライナのため運転条件・時間が限られてしまった。より高回転・高負荷での油膜可視化が可能になればオイル消費のメカニズム追求も可能になると思われる。オイル消費を改善しピストンリング張力低減につなげればフリクションの低減が可能になる。ライナの一部にサファイアの窓を設ける方式ならば観察範囲はかなり限られてしまうが、高回転・高負荷での油膜可視化が可能と思われる。今後検討してみたい。オイル消費改善に関してはスカート部からリングランド部へのオイル上がりの経路、リングランド、トップリングを経ての燃焼室へのオイル上がりの経路を明確にすることも今後の重要な課題と考える。

## 参考文献

- (1) 長谷川直之：運輸部門におけるCO<sub>2</sub>対策，自動車技術，Vol.58，No.3，(2004)，p.8-13
- (2) 松本泰朗：世界のエネルギー資源の現状と展望，自動車技術，Vol.58，No.11，(2004)，p.5-10
- (3) 嶋 純考：走行実態と燃料消費のミクロ解析，自動車技術，Vol.35，No.10，(1981)，p.1177-1184
- (4) 星 満編著：自動車の潤滑入門，山海堂(1979)，p.54
- (5) 長尾彰士，田中一行：三種類の自動車用エンジンの摩擦分析，自動車技術，Vol.38，No.9，(1984)，p.1094-1099
- (6) Furuhashi, Shoichi and Takiguchi, Masaaki : Measurement of Frictional Force in Actual Operating Diesel Engine, SAE 790855
- (7) 瀧口雅章，町田恭一，古浜庄一：小型・高速ガソリン機関の摩擦力に関する研究，自動車技術会学術講演会前刷集 871(昭和 62-5)，p.13-18
- (8) 矢口 彰，瀧口雅章，古浜庄一：二重ライナ構造を持つピストン摩擦力測定装置に関する研究，日本機械学会講演論文集，No.910-17，Vol.B(1991)，p.367-369
- (9) 瀧口雅章，安藤 肇，瀧本崇弘，浦塚昭二：2本リング構成ピストンの摩擦および潤滑特性に関する研究，自動車技術会学術講演会前刷集 953(1995-5)，p.201-204
- (10) 伊藤泰志，許斐敏郎，岩下義博：3分力センサ法によるエンジン実働時のピストン摩擦力解析，自動車技術会論文集，No.37(1988)，p.163-169
- (11) 村上元一，伊藤泰志，許斐敏郎，野平英隆：エンジン実働時のピストン摩擦力解析，内燃機関合同シンポジウム講演論文集(1991-7)，p.213-218
- (12) 渡辺浩章，白根一彦，濱田博章，松屋辰之，高島安雄：ピストン摩擦力計算と発生メカニズムの検討，自動車技術会学術講演会前刷集 921(1992-5)，p.163-166
- (13) Knoll, G. D. and Peeken, H. J. : Hydrodynamic Lubrication of Piston Skirts, Transactions of the ASME, Vol.104(1983), p.504-509
- (14) 甲斐志誠，榊田剛志，後藤隆治，浜井九五：エンジンのフリクション予測手法の開発，自動車技術会論文集，No.44(1990)，p.38-43
- (15) Li, Dennis F.; Rohde, Steve M. and Ezzat, Hazem A. : An Automotive Piston Lubrication Model, ASLE, Transactions, Vol.26, No.2, p.151-160
- (16) Keribar, Rifat and Dursunkaya, Zafer : A Comprehensive Model of Piston Skirt Lubrication, SAE 920483
- (17) Keribar, Rifat; Dursunkaya, Zafer and Ganapathy, Venkatesh : An Integrated Design Analysis Methodology to Address Piston Tribological Issues, SAE 930793
- (18) Zhu, Dong; Cheng, Herbert S.; Arai, Takayuki and Hamai Kyugo : A Numerical Analysis for Piston Skirts in Mixed Lubrication - Part : Basic Modeling, Transactions of ASME, Journal of Tribology, Vol.114 (July 1992),

p.553-562

- (19) Zhu, Dong; Hu, Yuan-Zhong; Cheng, Herbert S.; Arai, Takayuki and Hamai Kyugo : A Numerical Analysis for Piston Skirts in Mixed Lubrication - Part : Deformation Considerations, Transactions of ASME, Journal of Tribology, Vol.115 (January 1993), p.125-133
- (20) 荒井孝之, 青山俊一, 小林洋一, HU, Y., CHENG, H. S. : 表面粗さ, 境界潤滑, 弾性変形を考慮したピストンスカート部潤滑解析, 日本機械学会論文集(B編), Vol.60, No.571 (1994-3), p.339-345
- (21) Patir, Nadir and Cheng, H. S. : An Average Flow Model for Determining Effects of Three-Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication, Transactions of ASME, J. Lubr. Technol., Vol.100 (1978), p. 12-17
- (22) Patir, Nadir and Cheng, H. S. : Application of Average Flow Model to Lubrication Between Rough Sliding Surfaces, Transactions of ASME, J. Lubr. Technol., Vol.101 (1979), p. 220-230
- (23) 古浜庄一 : ピストンリングの動的潤滑論(第1報 計算), 日本機械学会論文集(第2部), Vol.24, No.148 (1958-12), p.1032-1039
- (24) 古浜庄一 : ピストンリングの動的潤滑論(第2報 実験), 日本機械学会論文集(第4部), Vol.25, No.158 (1959-10), p.1034-1043
- (25) 古浜庄一, 角 忠幸 : ピストンリングの動的潤滑論(第3報 油膜厚さの測定), 日本機械学会論文集, Vol.27, No.175 (1961-3), p.357-365
- (26) 古浜庄一, 鶴田光男 : ピストンリングの動的潤滑論(第4報 荷重), 日本機械学会論文集, Vol.27, No.178 (1961-6), p.919-926
- (27) 和栗雄太郎, 副島光洋, 谷口豊治 : ピストンリングの油膜挙動について(油膜生成範囲の修正), 日本機械学会論文集, Vol.43, No.370 (1977-6), p.2319-2325
- (28) 和栗雄太郎, 副島光洋, 北原辰巳, 布谷昌俊, 大坪 勝 : 内燃機関ピストンリングの摩擦特性に関する研究, 日本機械学会論文集(C編), Vol.58, No.551 (1992-7), p.2293-2298
- (29) 和栗雄太郎, 副島光洋, 北原辰巳, 布谷昌俊, 可部幸正 : ピストンリングの摩擦特性に関する研究(潤滑油性状の影響), 日本機械学会論文集(C編), Vol.59, No.560 (1993-4), p.1186-1191
- (30) Hamatake, Toshiro; Wakuri, Yutaro; Soejima, Mitsuhiro; Kitahara, Tatsumi and Matsui, Kazumori : Mixed Lubrication of an Oil-Control Ring in a Piston Engine, Proceedings of the International Tribology Conference, Yokohama 1995, p.1429-1434
- (31) 浜武俊郎, 和栗雄太郎, 副島光洋, 北原辰巳 : ピストンリングの混合潤滑特性について, 自動車技術会論文集, Vol.27, No.3(1996), p.83-88
- (32) Rohde, Steve M. : A Mixed Friction Model for Dynamically Loaded Contacts with Application to Piston Ring, Proceedings of the 7th Leed-Lyon Symposium on Tribology (1980), Paper (v), p.262-280

- (33) Richez, M. F.; Constans, B. and Winqvist, K. : Theoretical and Experimental Study of Ring-Liner Friction, Proceedings of the 9th Leed-Lyon Symposium on Tribology (1982), Paper ( ), p.122-144
- (34) Ruddy, B. L.; Dowson, D. and Economou, P. N. : A Theoretical Analysis of the Twin-Land Type of Oil-Control Piston Ring, Journal Mechanical Engineering Science Vol.23, No.2 (1981), p.51-62
- (35) Sanda, S. and Someya, T. : The Effect of Surface Roughness on Lubrication between a Piston Ring and a Cylinder Liner, I. Mech. E. C223/87 (1987), p.135-143
- (36) 三田修三, 染谷常雄 : ピストンリングの摩擦潤滑機構について(摩擦境界条件の検討による摩擦力予測の修正), 日本機械学会論文集(C編), Vol.55, No.516 (1989-8), p.2175-2183
- (37) 三田修三, 村上元一, 野田 卓, 許斐敏明 : ピストンリング列の潤滑解析(油不足が油膜厚さにおよぼす影響), 日本機械学会論文集(B編), Vol.61, No.590 (1995-10), p.3636-3643
- (38) Sui, P. C. and Ariga, S. : Piston Ring Pack Friction and Lubrication Analysis of an Automotive Engine Using a Mixed Lubrication Model, SAE 931937
- (39) 鈴木秀和, 門井法明, 大林辰巳, 馬場泰一 : ピストンスラップ音低減に関する研究, - スカート部油膜の影響 -, 日本機械学会講演論文集(3), No.04-1 (2004), p.147-148
- (40) 寺口 直, 佐藤大二郎, 市村真太郎, 江森文由, 瀧口雅章, 家護谷正晴 : 油膜ダンピング効果を用いたピストンスラップ振動低減に関する研究, - スカート部オイル供給とスラップ振動との関係 -, 自動車技術会講演前刷集, No.73-00 (2000), p.9-12
- (41) 伊東明美, 白川晴久, 中村正明, 吉田和義, 秋山 久 : ディーゼルエンジンのオイル消費メカニズムに関する研究(第1報), 自動車技術会論文集, Vol.36, No.3 (2005), p.63-68
- (42) 高尾 勤, 菅原英裕 : ガラスシリンダによる潤滑油挙動の研究, 内燃機関, Vol.10, No.3 (1971), p.11-20
- (43) 高尾, 新啓一郎 : ガラスシリンダによる潤滑油挙動の研究(続報), 内燃機関, Vol.12, No.8 (1973), p.55-62
- (44) 鈴木豊彦, 藤本義雄, 落合義孝, 生原忠男 : ピストンスカート部の潤滑油膜分布, 自動車技術会論文集, No.37, 1988, p.157-162
- (45) 鈴木豊彦, 藤本義雄, 落合義孝 : ピストンスカート部の潤滑油膜分布 - ピストン表面の加工による改善 -, 自動車技術会論文集, No.43, 1990, p.87-92
- (46) 稲垣英人, 斎藤昭則, 村上元一, 許斐敏明 : 蛍光法によるピストン曲面油膜分布計測 - 計測システムの開発 -, 日本機械学会論文集(B編), Vol.61, No.590 (1995-10), p.3629-3635
- (47) 村上元一, 許斐敏明, 稲垣英人, 斎藤昭則 : 蛍光法によるピストン曲面油膜分布

- 計測 - ピストンスカートの油膜挙動の解析 - , 日本機械学会論文集 ( B 編 ), Vol.61, No.590 (1995-10), p.3644-3649
- (48) 稲垣英人, 許斐敏明: 内燃機関のシリンダ壁面油膜がオイル消費におよぼす影響, 日本機械学会論文集 ( B 編 ), Vol.70, No.700 (2004-12), p.3251-3256
- (49) 稲垣英人, 許斐敏明: エンジン高回転時のオイル消費要因解析, 自動車技術会論文集, Vol.36, No.4 (2005), p.113-118
- (50) Thirouard, Benoist and Hart, Douglas P. : Investigation of Oil Transport Mechanisms on the Piston Second Land of a Single Cylinder Diesel Engine, Using Two-Dimensional-Laser Induced Fluorescence, SAE 97203
- (51) Yilmaz, Ertab; Thirouard, Benoist; Tian, Tian; Wong, Victor. W.; Heywood, John B. and Lee, Nicholas : Analysis of Oil Consumption Behavior during Ramp Transients in a Production Spark Ignition engine, SAE 2001-01-3455
- (52) 村上元一, 中村巳喜男, 許斐敏明, 野平英隆: Scanning-LIF 法によるピストンの油膜挙動の解析, 自動車技術会論文集, Vol.25, No.4 (1994), p.69-73
- (53) 桜井俊男監修, 藤田 稔, 杉浦健介, 斎藤文之, 編著: 潤滑剤の実用性能, 幸書房, p73
- (54) 中島 健, 池田裕二, 宇都宮基恭: L D V - 蛍光法を用いた水の速度と温度の同時測定, 日本機械学会論文集 ( B 編 ), Vol.58, No.546 (1992-2), p.258-264
- (55) 畔津昭彦, 池田 圭: レーザ誘起蛍光法による潤滑油膜厚さと温度の同時計測, 日本機械学会論文集 ( C 編 ), Vol.64, No.621 (1998-5), p.332-337
- (56) 畔津昭彦: 油膜温度の計測技術, トライボロジスト, Vol.43, No.7 (1998), p.618-623
- (57) 柴田勝弘, 木村健二, 鈴木韶也: 固体潤滑性被膜コーティングピストン, 自動車技術, Vol.42, No.9 (1988), p.1211-1215
- (58) 安藤晃志, 川内良紀, 村山公正: ピストン MoS<sub>2</sub>コーティングの量産技術の開発, 自動車技術, Vol.46, No.5 (1992), p.82-87
- (59) 桜井俊男監修: 内燃機関の潤滑, 幸書房, p.10-13
- (60) 渡辺浩章: ピストンスカートの潤滑について, 日本機械学会第 71 期全国大会講演論文集 ( Vol. D ), No.930-63 (1993-10), p.335-337
- (61) 堀合邦雄, 中原綱光, 青木 弘: 一次元の規則的粗さをもった有限幅スライダの流体潤滑特性の理論解析, 潤滑, Vol.28, No.4, (1983), p.301-308
- (62) Greenwood, J. A. and Tripp, J. H. : The Contact of Two Nominally Flat Rough Surfaces, Proc. I. Mech. E., vol.185 (1971), p.625-633
- (63) 曾田範宗: 混合潤滑面の負荷理論, 潤滑, Vol.24, No.5 (1979), p.304-311
- (64) 後藤隆治, 南雲慎一, 長谷好文, 榊田剛司: ガソリン機関のピストンリング部の潤滑状態の解析, 自動車技術会学術講演会前刷集 841 (1984-5), p.19-24
- (65) 鈴木秀和, 門井法明, 米田 毅: ガソリンエンジンにおけるピストンスカートのフリクション解析, 自動車技術会学術講演会前刷集 No.79-00(2000), p.1
- (66) 和栗雄太郎, 小野信輔, 副島光洋, 野口直人: 円弧プロフィールを有する往復摺動子の油膜挙動 ( 薄膜干渉法による観察 ), 日本機械学会論文集 ( 第 3 部 ), Vol.44,

- No.385 (昭 53-9), p.3231-3239
- (67) 和栗雄太郎, 小野信輔, 副島光洋, 益田憲明: 円弧プロフィールを有する往復摺動子の油膜挙動(油膜分裂境界の光学的観察), 日本機械学会論文集(C編), Vol.46, No.412 (昭 55-12), p.1504-1511
- (68) 金 承哲, 染谷常雄, 畔津昭彦, 山内政司: ピストンリング油膜の動的挙動に関する研究(第1報, 模擬装置による油膜破断領域の可視化), 日本機械学会論文集(C編), Vol.59, No.560 (1993-4), p.1198-1203
- (69) 金 承哲, 畔津昭彦, 山内政司, 染谷常雄: ピストンリング油膜の動的挙動に関する研究(第2報, 模擬装置による油膜圧力の測定), 日本機械学会論文集(C編), Vol.60, No.578 (1994-10), p.3492-3498
- (70) 三田修三: ピストンリングの摩擦潤滑機構に関する研究 - 表面粗さおよび油膜境界条件の影響 -, 東京大学学位論文(昭和 62 年度)
- (71) 山崎郭滋著: 偏微分方程式の数値解法入門, 森北出版(株), p.18
- (72) 平田光穂, 須田精二郎, 竹本宜弘, 共著: パソコンによる数値計算, 朝倉書店, p.39, p.98
- (73) マッカーラ T. R. 著, 三浦 功, 田尾陽一, 共訳: 数値計算法概論, サイエンス社, p.58, p.64, p.239, p.271
- (74) スミス G. D. 著, 藤川洋一郎訳: 偏微分方程式の解法, サイエンス社, p.29
- (75) Briscoe, B. J. and Tabor, D. : Shear Properties of Thin Polymetric Films, J. Adhesion, Vol.9 (1978), p.145-155
- (76) 古浜庄一, 多田寿雄: ピストンリングを漏れるガスの流れ(第1報, 漏れガスの流量係数と温度), 日本機械学会論文集, Vol.27, No.174 (昭 36-2), p.240-247
- (77) 古浜庄一, 多田寿雄: ピストンリングを漏れるガスの流れ(第2報, 漏れの特性), 日本機械学会論文集, Vol.27, No.174 (昭 36-2), p.247-255
- (78) 瀧口雅章, 木所 誠, 鈴木秀和, 森沢正旭, 伊東明美, 古浜庄一: ピストンおよびシリンダ変形のスラップ騒音に対する影響, 自動車技術会学術講演会前刷集 902(1990-10), p.2.9-2.12
- (79) 例えば, 米国特許 No.5299490, 公開実用新案公報 昭 64-3054
- (80) 井上高志, 村上元一, 増田義彦, 許斐敏明: ピストンリング摩擦損失低減に関する検討, 自動車技術会論文集, Vol.27, No.2 (1996-4), p.46-50
- (81) 村上元一, 許斐敏明, 野平英隆, 三田修三, 斎藤昭則, 野田 卓: Scanning-LIF 法によるピストンの油膜挙動の解析, - ピストン諸元が油膜挙動に与える影響 -, 内燃機関合同シンポジウム講演論文集(1992-7), p.181-186
- (82) 村上元一, 許斐敏明, 野平英隆: Scanning-LIF 法によるピストンの油膜挙動の解析, - リング最小油膜厚さのクランク角度変化の解析 -, 内燃機関合同シンポジウム講演論文集(1993-7), p.363-368

## 謝辞

本研究は群馬大学大学院工学研究科小保方富夫教授のご指導のもとに行われた。本研究の遂行にあたり、終始的確にかつ暖かくご指導下さった小保方教授に深く感謝申し上げます。また、本論文をまとめるにあたり、群馬大学新井教授、久米原教授、長屋教授、宇都宮大学針谷教授より多くの適切なご指導、ご助言を頂きました。ここに記して心よりお礼申し上げます。また群馬大学大学院工学研究科石間准教授には研究に関してはもちろんのこと、研究以外のさまざまなことまで大変丁寧にご指導、ご助言を頂きました。ここに改めて深く感謝致します。

本研究は著者が富士重工業(株)スバル技術研究所に在籍していた時に主に行われたものである。当時同じくスバル技術研究所に在籍していた金子誠氏には油膜可視化装置や実験装置の制御ソフトの作製などに関して非常に多くのご支援を頂いた。金子氏のご支援がなければ本研究の実験は短期間では成し遂げられなかったと言ってよく、深く感謝の意を表します。

同じくスバル技術研究所の竹内雄一氏には著者が計算を始めるに際して基本的なことを教えて頂き、さらに多くの相談にもものって頂いた。竹内氏との共同研究であるピストン挙動の計算は本論文の重要な一部分を形成している。ここに記して厚くお礼申し上げます。

また著者が群馬大学大学院工学研究科に入学するきっかけは馬場泰一氏(元富士重工業(株)、現矢島工業(株))の学位論文の研究テーマを通じての縁であった。さらに馬場氏には入学の決心に際しては多くのご助言、ご支援を頂いた。ここに記して心よりお礼申し上げます。

以上のように本論文は機会に恵まれ、多くのご支援、ご指導があって書き上がったものである。ここに改めて感謝の意を表し謝辞と致します。

2008年2月

鈴木秀和



## 付録

### A.1 Patir らの修正係数に関する諸数値

Patir ら<sup>(21)(22)</sup>によれば修正係数  $\phi_X, \phi_S, \phi_{fp}$  などは定数を用いた簡略式で表している。文献(21)(22)に記載された定数の表を以下に示す。

表 A-1  $A_1, A_2, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$  の関係

$\gamma$	$A_1$	$\alpha_1$	$\alpha_2$	$\alpha_3$	$A_2$
1/9	2.046	1.12	.78	.03	1.856
1/6	1.962	1.08	.77	.03	1.754
1/3	1.858	1.01	.76	.03	1.561
1	1.899	.98	.92	.05	1.126
3	1.560	.85	1.13	.08	0.556
6	1.290	.62	1.09	.08	0.388
9	1.011	.54	1.07	.08	0.295

表 A-2  $A_3, \alpha_4, \alpha_5, \alpha_6$  の関係

$\gamma$	$A_3$	$\alpha_4$	$\alpha_5$	$\alpha_6$
1/9	14.1	2.45	2.30	.10
1/6	13.4	2.42	2.30	.10
1/3	12.3	2.32	2.30	.10
1	11.1	2.31	2.38	.11
3	9.8	2.25	2.80	.18
6	10.1	2.25	2.90	.18
9	8.7	2.15	2.97	.18

表 A-3  $C$  の関係

$\gamma$	$C$	Range
1/9	1.48	$H > 1$
1/6	1.38	$H > 1$
1/3	1.18	$H > .75$
1	0.90	$H > .5$
3	0.225	$H > .5$
6	0.520	$H > .5$
9	0.870	$H > .5$

本研究では表 A-1～表 A-3 をもとに  
と諸定数との関係を近似式化して用  
いたが、 $A_1$  と  $\alpha_1$  の場合についてのグラ  
フと得られた近似式を図 A-1 に示す。

$$A_1 = 1.99507 - 0.146973\gamma + 0.00426896\gamma^2$$

$$\alpha_1 = 1.09179 - 0.103780\gamma + 0.00466119\gamma^2$$

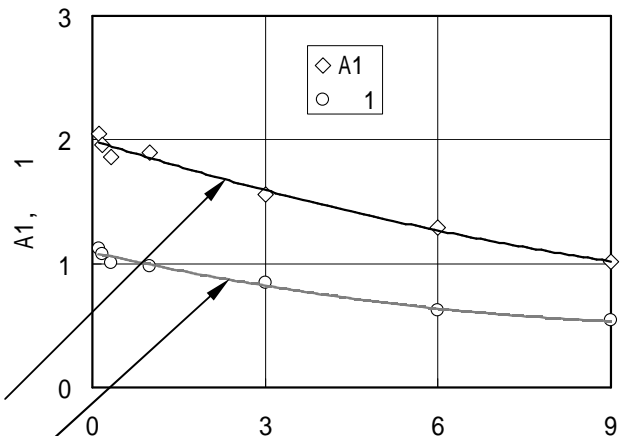
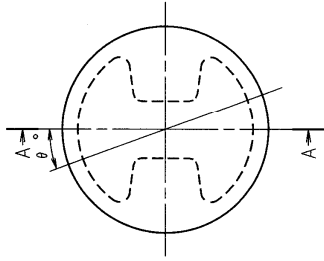


図 A-1 近似式の例



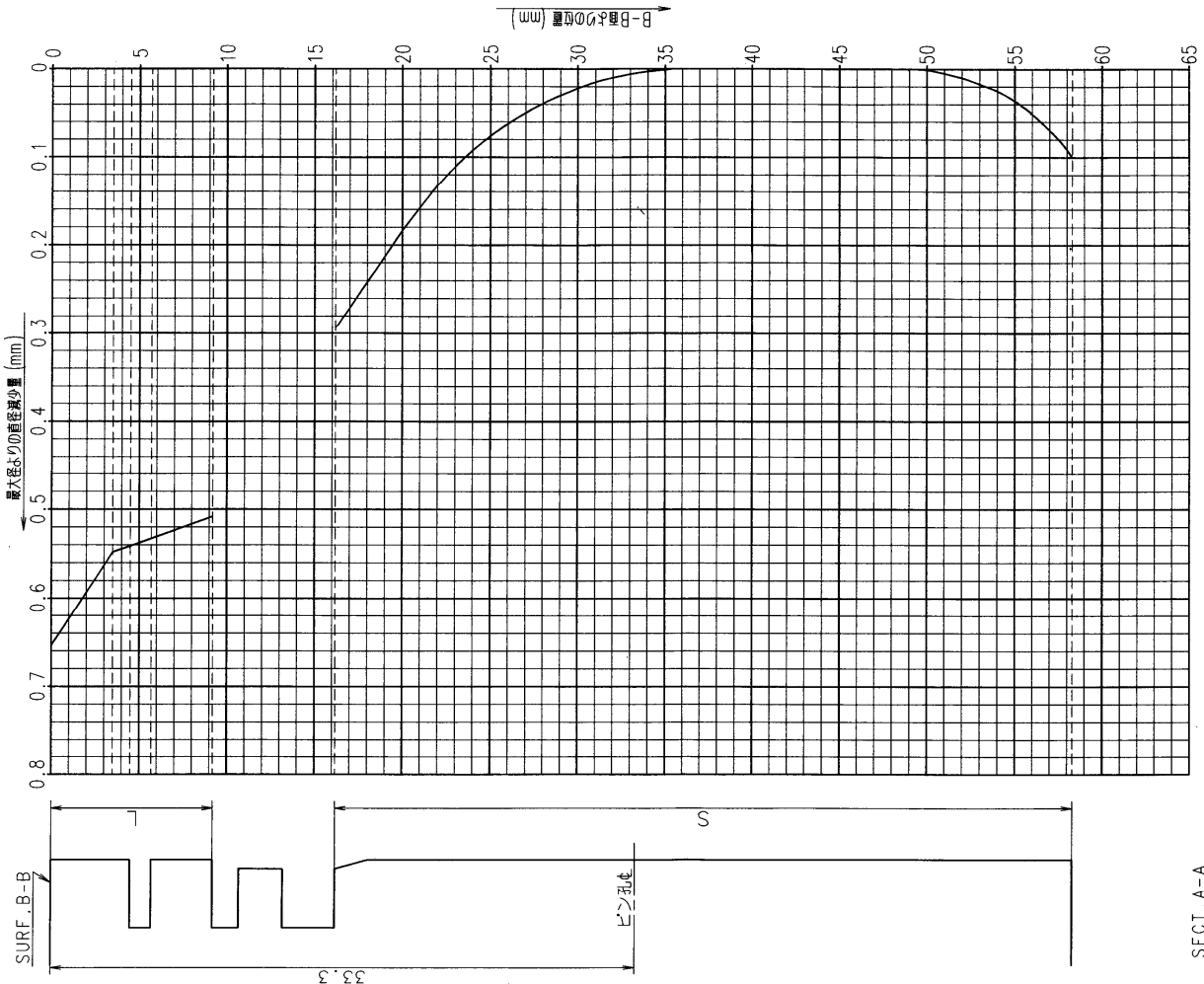
- NOTES
- 4.5°方向のオーハルは、ハーフトハルとする。
  - プロファイル公差は、以下のとおりであること。
    - テーパ公差：スカート部は、クレード点 ±0から、上部はオイルリング溝下 ±0.009、下部はスカート下 ±0.007。ランド部は、ピストン上端面 ±0.028まで比例図に変化させること。
    - オーハル公差：ランド・スカート部共 ±0.020とする。
    - スカート部4.5°方向オーハル公差： ±0.020とする。



θ	A-A方向よりの直径減少量	
	ランド部(L部曲)	スカート部(S部曲)
0°	0	0
10°	0	0.017
20°	0	0.066
30°	0	0.140
40°	0	0.231
50°	0	0.329
60°	0	0.420
70°	0	0.494
80°	0	0.543
90°	0	0.560

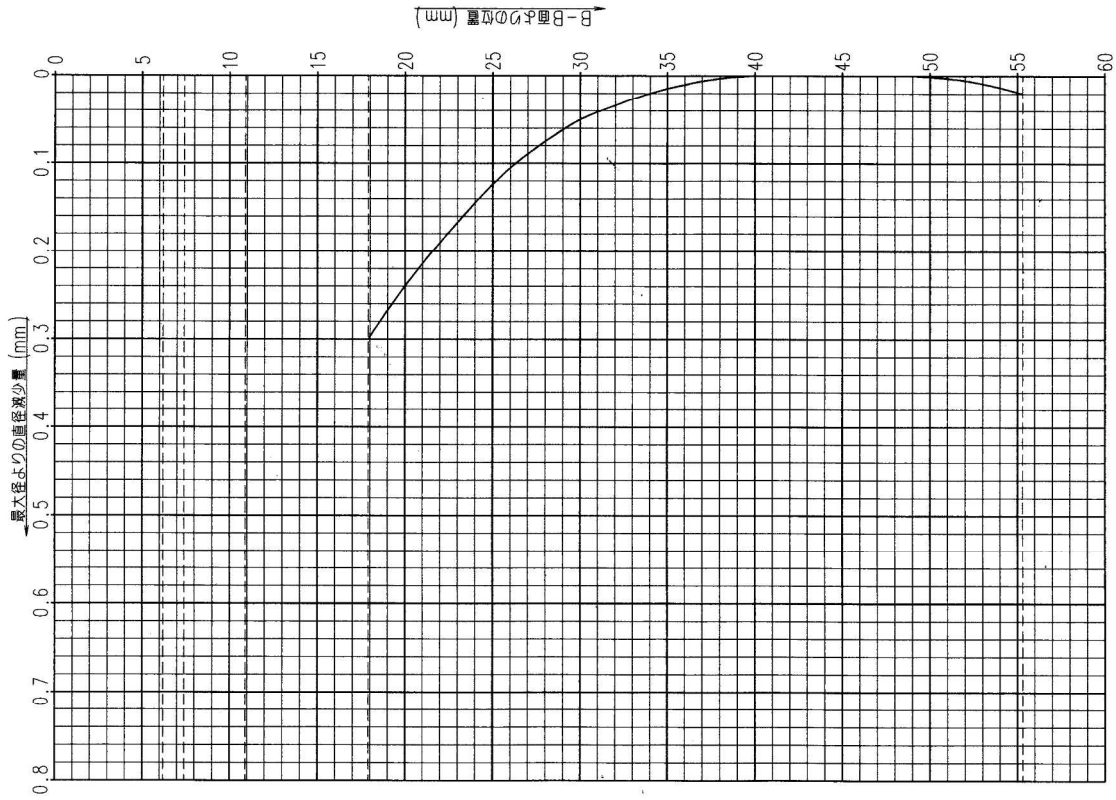
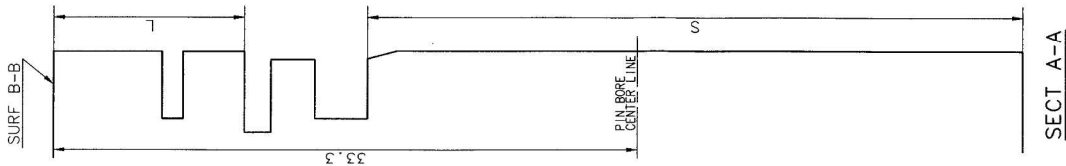
直径減少量 (OV $\phi$ ) は下式で与える。  
 ランド部 : 真円  
 スカート部 :  $OV\phi = OV_{90} \times \sin^2\theta$   
 (OV $_{90}$ : 90°方向直径減少量)

B-B面 よりの位置 (mm)	最大径よりの 直径減少量 (mm)
0	0.654
3.5	0.548
(4.5)	(0.541)
(5.7)	(0.533)
9.2	0.508
16.2	0.294
17.0	0.271
18.0	0.242
19.0	0.213
20.0	0.184
21.0	0.158
22.0	0.133
23.0	0.111
24.0	0.092
25.0	0.076
26.0	0.062
27.0	0.050
28.0	0.039
29.0	0.030
30.0	0.022
31.0	0.015
32.0	0.010
33.0	0.006
34.0	0.003
35.0	0.001
35.5	0
45.0 (GRADE POINT)	0
49.2	0
50.0	0.001
51.0	0.005
52.0	0.010
53.0	0.017
54.0	0.025
55.0	0.036
(55.3)	(0.040)
56.0	0.051
57.0	0.069
58.0	0.091
58.3	0.100

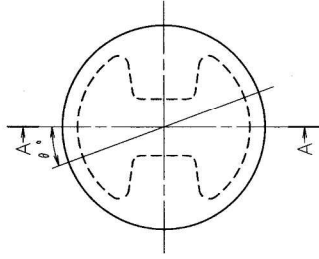


SECT. A-A

図 A-3 Piston B1 Profile



B-B面 の位置 (mm)	最大径よりの 径減少量 (mm)
0	0.500
10.9	0.500
17.9	0.300
20.0	0.240
22.0	0.190
24.0	0.145
26.0	0.105
28.0	0.075
30.0	0.050
32.0	0.034
34.0	0.020
36.0	0.010
38.0	0.003
40.0	0
46.0 (GRADE POINT)	0
49.2	0
50.0	0.001
51.0	0.003
52.0	0.005
52.3	0.006
53.0	0.009
54.0	0.013
55.0	0.018
55.3	0.020



θ	A-A方向よりの径減少量	
	ランド部(1/2部)	スカート部(1/2部)
0°	0	0
10°	0	0.014
20°	0	0.055
30°	0	0.115
40°	0	0.185
50°	0	0.254
60°	0	0.315
70°	0	0.362
80°	0	0.390
90°	0	0.400

直径減少量 (OV<sub>θ</sub>) は下式で与える。

ランド部 : 圓円

$$\text{スカート部} : OV_{\theta} = OV_{90} \times \sin^2 \theta + \frac{1}{20} OV_{90} \times \sin^2 2\theta$$

(OV<sub>90</sub>: 90° 方向直径減少量)

NOTES

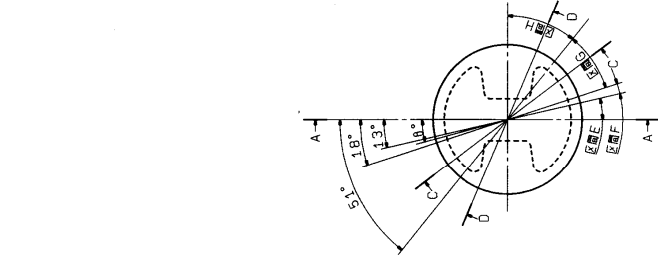
1. 45° 方向のオーバルは、ハーフオーバルとする。
2. プロファイル公差は、以下のとおりであること。
  - a-1) スカートの公差: グレード点±0
  - オイルリング溝±0.009、スカート下端部±0.009とし、これらの面を比例的に変化させること。
  - a-2) ランドの公差: グレード点±0
  - ピストン上端面±0.028とし、これらの間を比例的に変化させること。
  - b) オーバル公差: ランド・スカート部共±0.020とする。
  - c) スカートの45° 方向オーバル公差: ±0.020とする。

\*本プロファイルは、C12A000 0256-9に対し、パレドの減少量を変更したものである。

図 A-4 Piston C1 Profile

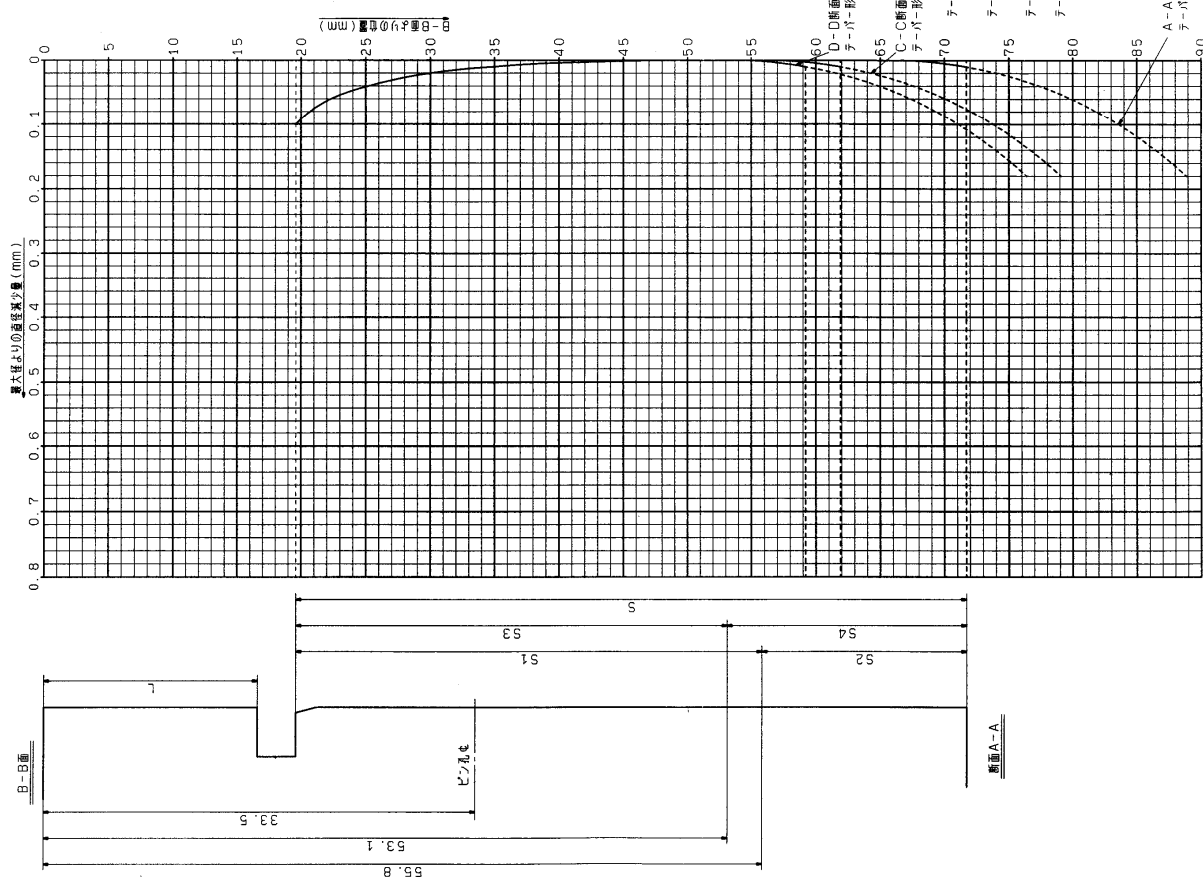
法 規

1. ツラバ(L)及びスカート(S)は45°方向
2. A-A方向の公差は、90°方向の1/2とする。
3. プロファイル公差は、以下のとおりであること。
4. テーパー公差は、クレート部を0.01mmからスカート上部は、0.01mm、スカート下部は、0.01mm、ランド部は、0.01mmとする。
5. テーパー公差は、0.01mm以内とする。
6. A-A方向の公差は、90°方向の1/2とする。
7. スカートの公差は、0.01mmとする。
8. スカートの公差は、0.01mmとする。
9. スカートの公差は、0.01mmとする。
10. スカートの公差は、0.01mmとする。
11. スカートの公差は、0.01mmとする。
12. スカートの公差は、0.01mmとする。
13. スカートの公差は、0.01mmとする。
14. スカートの公差は、0.01mmとする。
15. スカートの公差は、0.01mmとする。
16. スカートの公差は、0.01mmとする。
17. スカートの公差は、0.01mmとする。
18. スカートの公差は、0.01mmとする。
19. スカートの公差は、0.01mmとする。
20. スカートの公差は、0.01mmとする。
21. スカートの公差は、0.01mmとする。
22. スカートの公差は、0.01mmとする。
23. スカートの公差は、0.01mmとする。
24. スカートの公差は、0.01mmとする。
25. スカートの公差は、0.01mmとする。
26. スカートの公差は、0.01mmとする。
27. スカートの公差は、0.01mmとする。
28. スカートの公差は、0.01mmとする。
29. スカートの公差は、0.01mmとする。
30. スカートの公差は、0.01mmとする。
31. スカートの公差は、0.01mmとする。
32. スカートの公差は、0.01mmとする。
33. スカートの公差は、0.01mmとする。
34. スカートの公差は、0.01mmとする。
35. スカートの公差は、0.01mmとする。
36. スカートの公差は、0.01mmとする。
37. スカートの公差は、0.01mmとする。
38. スカートの公差は、0.01mmとする。
39. スカートの公差は、0.01mmとする。
40. スカートの公差は、0.01mmとする。
41. スカートの公差は、0.01mmとする。
42. スカートの公差は、0.01mmとする。
43. スカートの公差は、0.01mmとする。
44. スカートの公差は、0.01mmとする。
45. スカートの公差は、0.01mmとする。
46. スカートの公差は、0.01mmとする。
47. スカートの公差は、0.01mmとする。
48. スカートの公差は、0.01mmとする。
49. スカートの公差は、0.01mmとする。
50. スカートの公差は、0.01mmとする。
51. スカートの公差は、0.01mmとする。
52. スカートの公差は、0.01mmとする。
53. スカートの公差は、0.01mmとする。
54. スカートの公差は、0.01mmとする。
55. スカートの公差は、0.01mmとする。
56. スカートの公差は、0.01mmとする。
57. スカートの公差は、0.01mmとする。
58. スカートの公差は、0.01mmとする。
59. スカートの公差は、0.01mmとする。
60. スカートの公差は、0.01mmとする。
61. スカートの公差は、0.01mmとする。
62. スカートの公差は、0.01mmとする。
63. スカートの公差は、0.01mmとする。
64. スカートの公差は、0.01mmとする。
65. スカートの公差は、0.01mmとする。
66. スカートの公差は、0.01mmとする。
67. スカートの公差は、0.01mmとする。
68. スカートの公差は、0.01mmとする。
69. スカートの公差は、0.01mmとする。
70. スカートの公差は、0.01mmとする。
71. スカートの公差は、0.01mmとする。
72. スカートの公差は、0.01mmとする。
73. スカートの公差は、0.01mmとする。
74. スカートの公差は、0.01mmとする。
75. スカートの公差は、0.01mmとする。
76. スカートの公差は、0.01mmとする。
77. スカートの公差は、0.01mmとする。
78. スカートの公差は、0.01mmとする。
79. スカートの公差は、0.01mmとする。
80. スカートの公差は、0.01mmとする。
81. スカートの公差は、0.01mmとする。
82. スカートの公差は、0.01mmとする。
83. スカートの公差は、0.01mmとする。
84. スカートの公差は、0.01mmとする。
85. スカートの公差は、0.01mmとする。
86. スカートの公差は、0.01mmとする。
87. スカートの公差は、0.01mmとする。
88. スカートの公差は、0.01mmとする。
89. スカートの公差は、0.01mmとする。
90. スカートの公差は、0.01mmとする。



最大許容の公差 (mm)	最大許容の公差 (mm)
0.01	0.01
0.02	0.02
0.03	0.03
0.04	0.04
0.05	0.05
0.06	0.06
0.07	0.07
0.08	0.08
0.09	0.09
0.10	0.10
0.11	0.11
0.12	0.12
0.13	0.13
0.14	0.14
0.15	0.15
0.16	0.16
0.17	0.17
0.18	0.18
0.19	0.19
0.20	0.20
0.21	0.21
0.22	0.22
0.23	0.23
0.24	0.24
0.25	0.25
0.26	0.26
0.27	0.27
0.28	0.28
0.29	0.29
0.30	0.30
0.31	0.31
0.32	0.32
0.33	0.33
0.34	0.34
0.35	0.35
0.36	0.36
0.37	0.37
0.38	0.38
0.39	0.39
0.40	0.40
0.41	0.41
0.42	0.42
0.43	0.43
0.44	0.44
0.45	0.45
0.46	0.46
0.47	0.47
0.48	0.48
0.49	0.49
0.50	0.50
0.51	0.51
0.52	0.52
0.53	0.53
0.54	0.54
0.55	0.55
0.56	0.56
0.57	0.57
0.58	0.58
0.59	0.59
0.60	0.60
0.61	0.61
0.62	0.62
0.63	0.63
0.64	0.64
0.65	0.65
0.66	0.66
0.67	0.67
0.68	0.68
0.69	0.69
0.70	0.70
0.71	0.71
0.72	0.72
0.73	0.73
0.74	0.74
0.75	0.75
0.76	0.76
0.77	0.77
0.78	0.78
0.79	0.79
0.80	0.80
0.81	0.81
0.82	0.82
0.83	0.83
0.84	0.84
0.85	0.85
0.86	0.86
0.87	0.87
0.88	0.88
0.89	0.89
0.90	0.90

最大許容の公差 (mm)	最大許容の公差 (mm)
0.01	0.01
0.02	0.02
0.03	0.03
0.04	0.04
0.05	0.05
0.06	0.06
0.07	0.07
0.08	0.08
0.09	0.09
0.10	0.10
0.11	0.11
0.12	0.12
0.13	0.13
0.14	0.14
0.15	0.15
0.16	0.16
0.17	0.17
0.18	0.18
0.19	0.19
0.20	0.20
0.21	0.21
0.22	0.22
0.23	0.23
0.24	0.24
0.25	0.25
0.26	0.26
0.27	0.27
0.28	0.28
0.29	0.29
0.30	0.30
0.31	0.31
0.32	0.32
0.33	0.33
0.34	0.34
0.35	0.35
0.36	0.36
0.37	0.37
0.38	0.38
0.39	0.39
0.40	0.40
0.41	0.41
0.42	0.42
0.43	0.43
0.44	0.44
0.45	0.45
0.46	0.46
0.47	0.47
0.48	0.48
0.49	0.49
0.50	0.50
0.51	0.51
0.52	0.52
0.53	0.53
0.54	0.54
0.55	0.55
0.56	0.56
0.57	0.57
0.58	0.58
0.59	0.59
0.60	0.60
0.61	0.61
0.62	0.62
0.63	0.63
0.64	0.64
0.65	0.65
0.66	0.66
0.67	0.67
0.68	0.68
0.69	0.69
0.70	0.70
0.71	0.71
0.72	0.72
0.73	0.73
0.74	0.74
0.75	0.75
0.76	0.76
0.77	0.77
0.78	0.78
0.79	0.79
0.80	0.80
0.81	0.81
0.82	0.82
0.83	0.83
0.84	0.84
0.85	0.85
0.86	0.86
0.87	0.87
0.88	0.88
0.89	0.89
0.90	0.90



θ	A-A方向ヨリノ公差少量 (mm)	テーパー公差 (mm)	テーパー公差 (mm)
0°	0	0	0
10°	0	0.016	0
20°	0	0.062	0
30°	0	0.133	0
40°	0	0.219	0
50°	0	0.311	0
60°	0	0.398	0
70°	0	0.468	0
80°	0	0.514	0
90°	0	0.530	0

公差少量 (O.V.) は下式で与え、  
 $O.V. = O.V. \times S \times \sin^2 \theta$   
 (O.V.: 90° 方向公差少量)

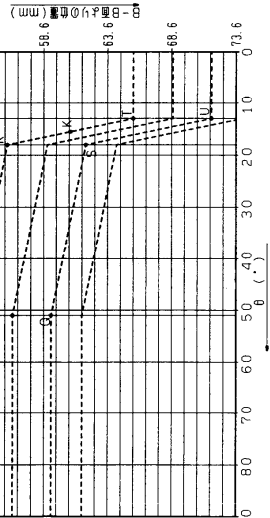
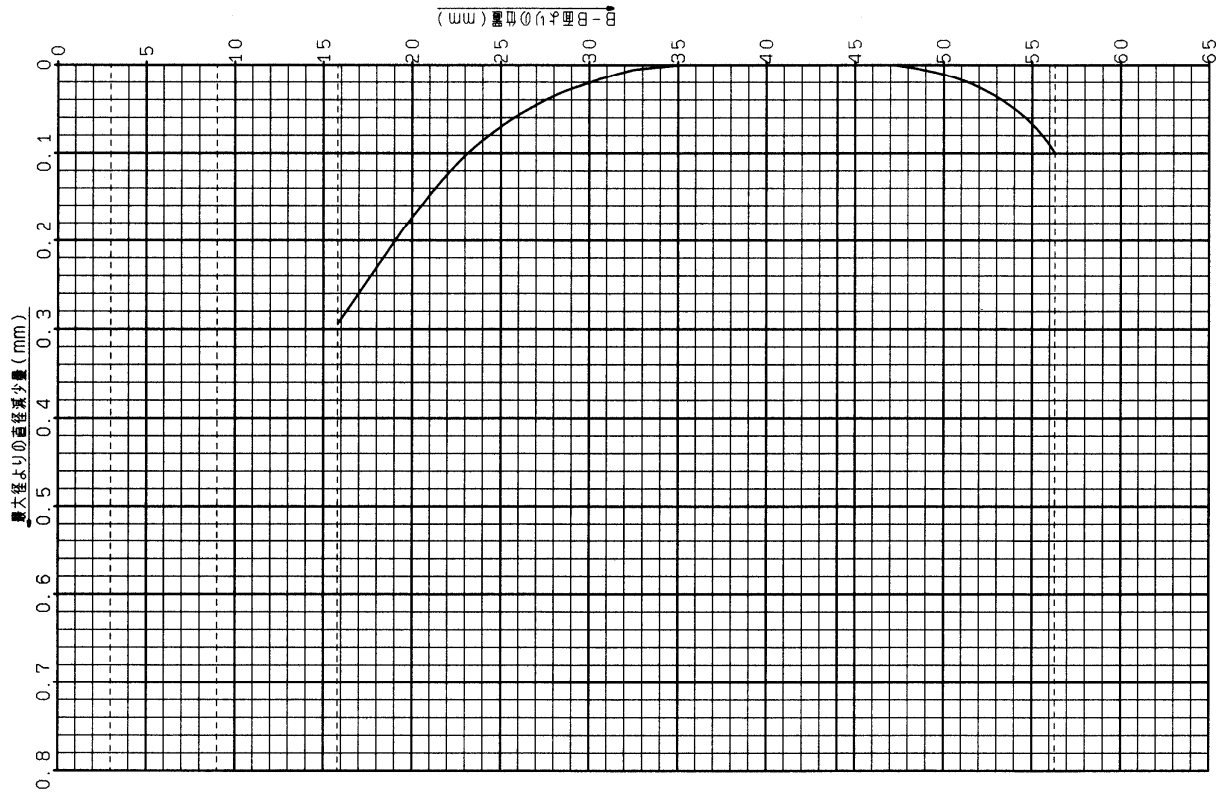
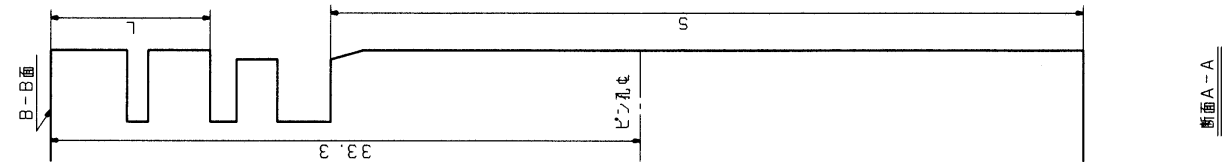
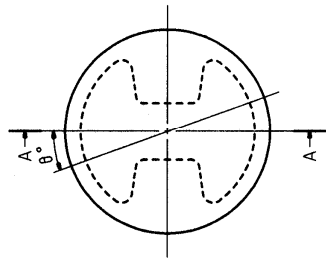


図 A-5 Piston AA Profile



最大径よりの位置 (mm)	最大径よりの直径減少量 (mm)
15.8	0.294
17.0	0.259
18.0	0.230
19.0	0.201
20.0	0.173
21.0	0.148
22.0	0.124
23.0	0.103
24.0	0.085
25.0	0.070
26.0	0.057
27.0	0.045
28.0	0.035
29.0	0.027
30.0	0.020
31.0	0.013
32.0	0.008
33.0	0.004
34.0	0.002
35.1	0
47.2	0
49.0	0.006
51.0	0.017
53.3	0.040
55.0	0.067
56.3	0.100



β	A-A方向よりの直径減少量	
	70°方向 (S側)	70°方向 (φ側)
0°	0	0
10°	0	0.017
20°	0	0.066
30°	0	0.140
40°	0	0.231
50°	0	0.329
60°	0	0.420
70°	0	0.494
80°	0	0.543
90°	0	0.560

- 注記
- 45°方向のオーバルは、ハーフオーバルとする。
  - プロファイル公差は、以下のとおりであること。
    - テーパ公差：スカート部は、グレード点 ±0.0mmから、上部はオイルリング溝下 ±9.0μm、下部はスカート下盤 ±9.0μm まで比例的に変化させること。
    - オーバル公差：±20.0μm とする。
    - スカート部 45° 方向のオーバル公差：±20.0μm とする。

直径減少量 (OV θ) は下式で与える。  
 $OV_{\theta} = OV_{90} \times S \cdot i \cdot n^2 \theta$   
 (OV<sub>90</sub>: 90° 方向直径減少量)

図 A-6 Piston BB Profile



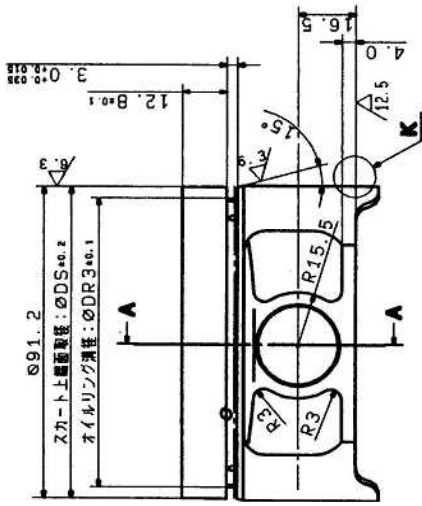
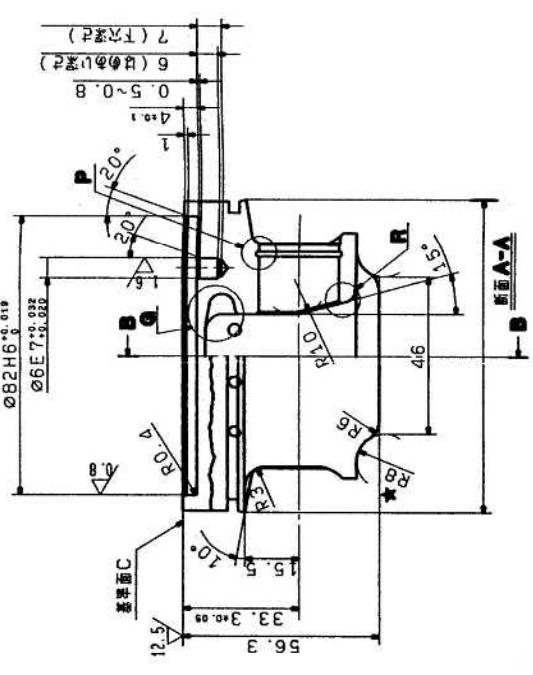
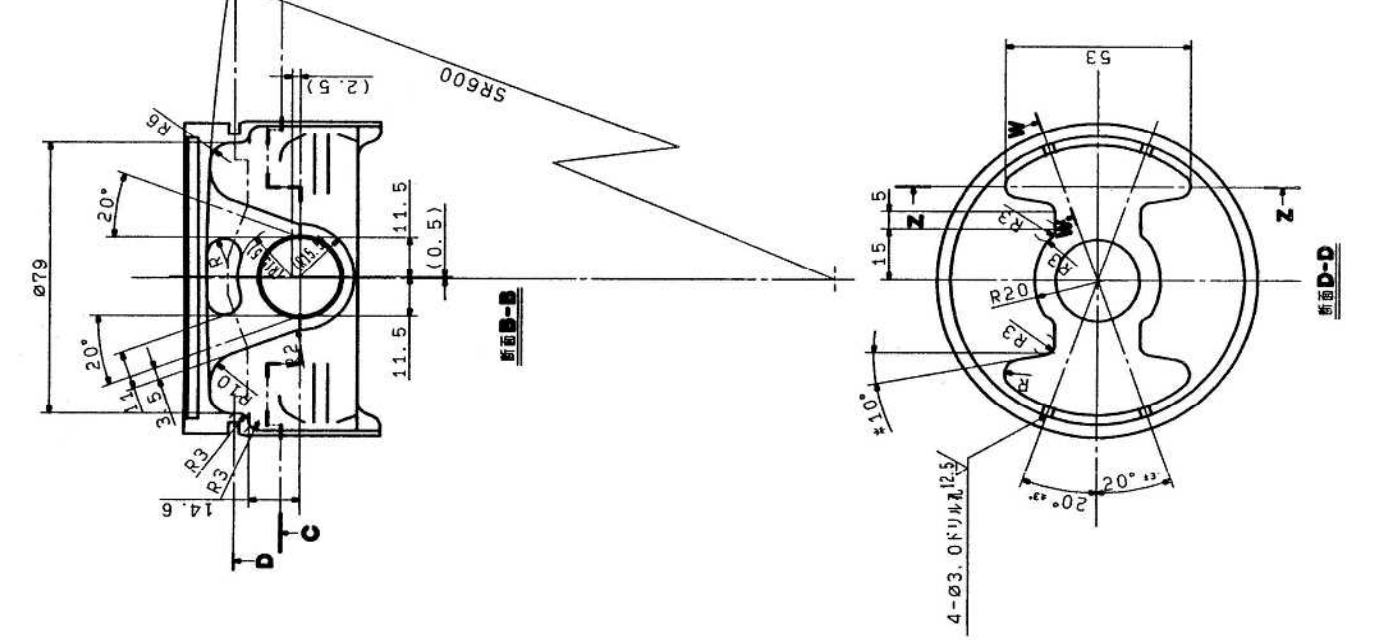












91.0	84.40	—	—
DS	DR3	DR2	DR1
リング溝径			
スカート 上端 面形状			

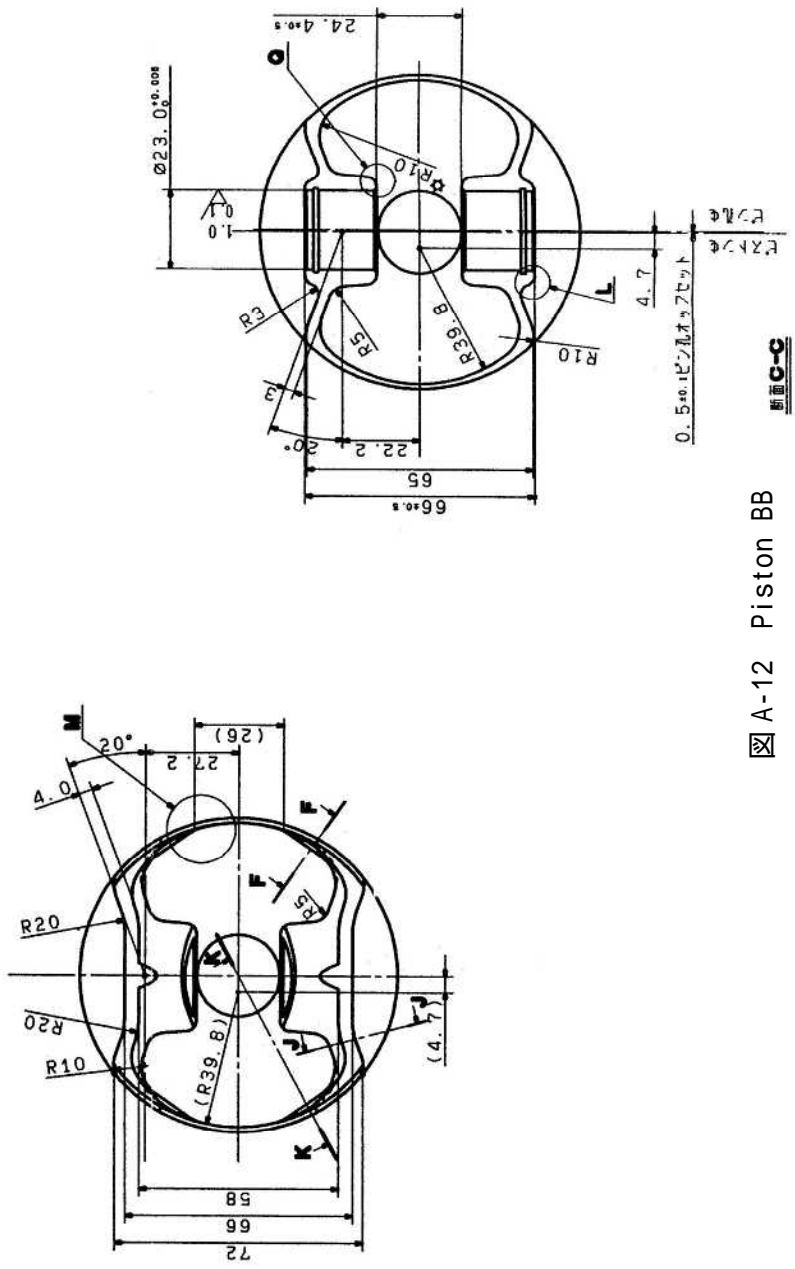


図 A-12 Piston BB