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*

荒井孝之^{*1}, 青山俊一^{*2}, 小林洋一^{*2}
Yuanzhong HU^{*3}, Herbert S. CHENG^{*4}

Analyses of Piston Skirts in Mixed Lubrication Taking into Account Surface Characteristics and Elastic Deformation

Takayuki ARAI, Shunichi AOYAMA, Yoichi KOBAYASHI,
Yuanzhong HU and Herbert S. CHENG

A computer program has been developed to analyze piston-skirt lubrication under conditions close to those in an actually operating engine. The program takes into account boundary lubrication and effects on the oil film pressure due to surface characteristics. It also considers the original profile, thermal expansion and elastic deformation of the piston-skirt, and can generate realistic results in this manner. The variation of piston-skirt lubrication conditions, such as boundary lubrication area and friction force, during an engine cycle has been analyzed in relation to such parameters as surface waviness, oil temperature, engine load and speed; thus, a good understanding of piston-skirt lubrication has been obtained.

Key Words: Internal Combustion Engine, Tribology, Friction, Piston Skirt, Numerical Analysis, Surface Roughness, Boundary Lubrication, Elastohydrodynamic Lubrication

1. 緒 言

近年, ピストンの軽量化や低フリクション化の要求により, 実機により近い条件でピストンスカート部の潤滑状態を予測することが望まれている。特に圧縮上死点近傍においては, ピストン速度が遅く側圧が大きい等の理由により, スカート部には境界潤滑や弾性変形が生じている。そのため, 表1に示すような従来の潤滑解析モデル^{(1)~(3)}では, 以下の理由により現象の把握を十分に行うことができなかった。

(1) ピストンスカート部表面には, 保油性をもたせて焼付きの防止を図るために条こんが設けてある。スカート部の境界潤滑はこの粗さ頂部の接触により発生するため, 境界潤滑状態を解析するにはスカート部の表面粗さを考慮する必要がある。

(2) 解析内容を実機状態により近付けるためには, 実機に近い潤滑面形状を与えることが必要であ

る。したがって, スカート部の潤滑面形状として, 熱膨張を含むスカート形状(以下スカートプロファイル)およびボア変形形状を考慮することが重要である。また, 藤本ら⁽⁴⁾の測定結果に示されるように, スカート部は圧縮上死点近傍において大きく(本例では内側に約50 μm)弾性変形し, 潤滑面形状が変化しているため, 弾性変形も同時に考慮した EHL(Elastohydrodynamic Lubrication)解析の必要性が認められる。

そこで, 上記(1), (2)に述べた観点から, 表1に示す諸項目を考慮できるモデルを開発した⁽⁵⁾⁽⁶⁾。

本報では開発したモデルを用い, 最小油膜厚さや圧力分布, 摩擦力に着目して, スカート部の潤滑状態を解析した結果を論ずる。

表 1 従来モデルとの比較

Items	New ^{(5)~(6)}	Couventional ^{(1)~(3)}
Piston Rigid Body Motion	○	○
Hydrodynamic Lubrication	○	○
Piston Skirt Profile	○	—
Static Bore Deformation	○	—
Piston Skirt Elastic Deformation	○	—
Boundary Lubrication	○	—
Surface Characteristics	○	—

* 平成4年7月14日 内燃機関合同シンポジウムにおいて講演, 原稿受付 平成5年7月6日。

*¹ 日産自動車(株)第二パワートレイン実験部 (〒230 横浜市鶴見区大黒町6-1)。

*² 正員, 日産自動車(株)動力機構研究所 (〒237 横須賀市夏島町1)。

*³ 中国清華大学 (Beijing 100084, P. R. China)。

*⁴ 米国ノースウェスタン大学 (Evanston, IL 60208, U. S. A.)。

2. 解析モデルの概要⁽⁵⁾⁽⁶⁾

2・1 流体潤滑理論 表面粗さを考慮した流体潤滑理論として, 式(1)に示す Patir-Cheng による平均流れモデルに関するレイノルズ方程式⁽⁷⁾がある。本解析では, これをピストンスカート部に適用し表面粗さの油膜圧力に与える影響を考慮している。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\phi_x \bar{h}^3 \frac{\partial p_h}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\phi_y \bar{h}^3 \frac{\partial p_h}{\partial y} \right) = 6\mu U \left(\frac{\partial \bar{h}}{\partial y} + \Omega \frac{\partial \phi_s}{\partial y} \right) + 12\mu \frac{\partial \bar{h}}{\partial t} \quad \text{.....(1)}$$

境界条件:

$$\frac{\partial p_h}{\partial x} = 0 \quad (\theta = 0, \pi \text{ のとき})$$

$$p_h = 0 \quad (\theta_1 \leq \theta \leq \theta_2, \text{ または } y = 0, L, \text{ または } p_h < 0 \text{ のとき})$$

各変数は, 図1および以下に示すとおりである。

$\bar{h}$: 平均油膜厚さ

ϕ_x, ϕ_y : 圧力流れ係数

ϕ_s : せん断流れ係数

p_h : 油膜圧力

Ω : 粗さ

U : ピストン速度

t : 時間

μ : 油粘度

2・2 表面粗さのモデル化 スカート表面上には, 例えば図2, 3に示すように, 条こん粗さとその条こん上の小突起粗さが存在する。このうち条こん粗さを式(1)で扱うために図4に示すモデル化を行った。

上記 ϕ_x, ϕ_y, ϕ_s は, 条こん粗さが存在する場合としない場合の油の流量比を示す係数であり, 図4の粗さモデルに対しては次式で表される。

$$\phi_x = 1 + \left(\frac{\Omega}{\bar{h}} \right)^2 \quad \text{.....(2)}$$

図1 座標系および潤滑面

$$\phi_y = \left[1 - \left(\frac{\Omega}{\bar{h}} \right)^2 \right]^2 \quad \text{.....(3)}$$

(ただし $\bar{h} < \Omega$ のとき, $\phi_y = 0$)

$$\phi_s = \frac{\Omega}{\bar{h}} \quad \text{.....(4)}$$

ここで, $\bar{h} = (h_2 + h_1)/2$

$\Omega = (h_2 - h_1)/2$ (h_1, h_2 は図4参照)

プログラムでは, 式(1)を差分法により解き, 油膜圧力を求めている。

Sliding Direction

図2 スカート部条こん粗さ

図3 スカート部小突起粗さ

図4 表面粗さのモデル概要図

2.3 油膜厚さの計算 式(1)中の油膜厚さ $\bar{h}$ は，次式によって計算される。

$$\bar{h} = h_a + h_b + h_c + h_d \quad \dots\dots\dots (5)$$

h_a ：ピストン剛体運動により決定される油膜厚さ
(スカート，ボアとも円筒形状時)

h_b ：スカートプロファイルによる油膜厚さ補正量
(熱膨張含む)

h_c ：スカート部弾性変形による油膜厚さ補正量

h_d ：静的ボア変形による油膜厚さ補正量

h_a はピストン剛体運動計算により， h_b ， h_d は入力値として，また h_c は，FEM 解析によるスカート部各節点の影響係数を用いて求められ，おのおの差分法の各節点に対して与えられる。なお， h_d はスラスト側と反スラスト側に関して，対称形状であると仮定し入力している。

2.4 境界潤滑域の接触圧 p_c の計算 図5に示す Johnson の接触理論⁽⁸⁾ をピストン(アルミニウム合金製)とボア(鋳鉄製)間の条こん接触到適用し，さらに Greenwood-Tripp の小突起の接触理論⁽⁹⁾ も含めて表現すると式(6)が得られる。

$$p_c = 5.464 \times 10^{13} \delta^{1.0552} \text{ N/m}^2 \quad \dots\dots\dots (6)$$

ここで δ (単位：m) は，条こん粗さ先端の変形量(ボ

アへの食込み量)である。

なお，接触摩擦力は， p_c に摩擦係数を掛け，全接触範囲に関して積分を行い計算される。ここで摩擦係数は一定値とした。

2.5 計算フロー 図6に，計算手順を示す。本解析においては，スカート部の弾性変形を考慮するため，その変形と圧力との連成収束計算を行う必要がある。ここで弾性変形量は，油膜圧力 p_h と接触圧 p_c の和であるトータル圧力 p_t を用いて計算される。なお，ピストンリングがピストンのピン回りの回転運動に与える影響は無視した。

3. 解析結果および考察

本解析モデルを用い表2, 3に示した機関諸元および運転条件に対して，ピストンスカート部の潤滑解析を実施した。以下に結果と考察を示す。ここで，吸気上死点をクランク角 0° (0° CA) としている。

境界潤滑域の摩擦係数は，スカート部の仕様差に対する摩擦係数測定結果と計算結果との比較解析⁽¹⁰⁾ の過程で選定した。

3.1 最小油膜厚さに関して 図7に，クランク角に対する最小油膜厚さ ($h_{\min}$ ，図4中 $\bar{h}$ の全スカート部上における最小値) と条こん高さ Ω の比 $h_{\min}/\Omega$ を示す。ここで $h_{\min}/\Omega < 1$ において，条こん粗さ先端

図5 条こん粗さの接触と変形⁽⁸⁾

図6 計算フロー概要

表2 解析諸元

Bore × Stroke	φ 83.0 × 83.6 mm
Connecting Rod Length	133.0 mm
Piston Skirt Length	33.8 mm
Piston Skirt Angle	75.0 deg. (on Either Side)
Piston Pin Offset	1.0 mm (to Thrust Side)
Wavy Length of Piston Skirt	215.0 μm
Roughness Height of Piston Skirt	0.4 μm
Roughness Height of Cylinder Bore	0.65 μm
Friction Coefficient for Solid-to-Solid Contacts	0.075

表3 解析条件

Case No.	Engine Speed rpm	Max. Gas Pressure MPa	Oil Temp. (※ Oil Viscosity) °C (Pa·S)	Wavy Height μm
1	1000	3.92	100 (9.8×10^{-3})	3.0
2	↑	↑	↑	6.0
3	↑	↑	40 (55×10^{-3})	3.0
4	↑	↑	60 (28×10^{-3})	↑
5	↑	↑	80 (16×10^{-3})	↑
6	↑	1.96	100 (9.8×10^{-3})	↑
7	↑	5.88	↑	↑
8	↑	7.84	↑	↑
9	3000	5.88	↑	↑
10	4000	↑	↑	↑
11	6000	↑	↑	↑
12	7500	↑	↑	↑

※ Oil Grade: 7.5W-30

図 7 スカート部最小油膜厚さ計算結果 (Case 1)

がボア面と接触するため、境界潤滑が発生すると仮定している。ピストン速度が速い区間(例えば 60° CA)においてはくさび膜効果により油膜が厚くなり、ピストン速度が遅い区間(例えば 180° CA)は油膜形成能力が劣り境界潤滑が発生している。ここで圧縮上死点直後におけるスラスト側の $h_{\min}/\Omega$ のピークは、 $h_{\min}$ の発生する位置がピストンのピン回りの回転運動により移動したことによるものである。

次に、スカート部の潤滑状態をさらに明確にするため、スカート部の圧力分布図を用いて考察を行う。

3・2 油膜圧力発生領域に関して ピストン下降行程(例えば 60° CA)において、図 8 (a)に示すように油膜圧力は、スカート中央部から下部にかけて発生している。また、ピストン上昇行程(例えば 660° CA)においては、図 8 (e)に示すように油膜圧力は、スカート中央部から上部にかけて発生している。

以上の結果は、スカート部がピストンの軸方向になる状となっており、くさび膜効果による油膜圧力発生が、各行程でピストン移動方向側に限られるためである。

3・3 境界潤滑発生時期に関して

3・3・1 下死点において(例えば 180° CA) 3・1 節で述べたように、ピストン速度が零となるため、くさび膜効果による油膜圧力発生がなく、さらにスカート部が熱膨張によりシリンダボア壁面に押し当てられているため、図 8 (b)に示すように境界潤滑が生じる。

3・3・2 圧縮上死点直後において(例えば 370° CA) 図 9 に示すようにピストンはスラスト側に移動し、そのとき図 8 (c)に示すようにスラスト側では絞り膜効果により油膜圧力が発生する。一方、反スラスト側の接触面は、スカート部の弾性によりシリンダボア壁面に押し当てられたままとするため、反スラスト側上端部に境界潤滑域が残っている。

図 8 スカート部圧力分布計算結果 (Case 1)

3・3・3 膨張行程において(例えば 420° CA) スラスト方向への側圧が大きくなるに従い、図 10 に示すようにスラスト側中央部のスカート弾性変形量が大きくなる。その結果、最終的に剛性が高いスカート周方向端部の油膜厚さが相対的に薄くなり、図 8 (d)に示すような境界潤滑が生じる。また、反スラスト側のスカートはボア壁面から離れつつあるためスラスト側よりも弾性変形量および油膜圧力は小さく、図 7 に示したように $h_{\min}$ は厚くなる。

図 9 スラスト-反スラスト方向のスカート部無次元速度計算結果 (Case 1)

図 10 スカート部弾性変形計算結果 (Case 1)

図 11 条こん高さが最小油膜厚さに与える影響 (Case 2)

3・4 表面粗さの油膜厚さに与える影響 (Case 1, 2)

図 11 に、 $\Omega=6\mu\text{m}$ のときの $h_{\min}/\Omega$ の各クランク角に対する値を示す。図 7 の $\Omega=3\mu\text{m}$ のときと比較すると、境界潤滑領域が増えていることがわかる。これは、 Ω の増大により $h_{\min}$ は相対的に厚くなるが、 $h_{\min}/\Omega$ の値は逆に小さくなり、 $h_{\min}/\Omega < 1$ の発生頻度が高くなるためである。したがってスカート部条こん高さを保油性を満足できる範囲内で低くすることが、低フリクション化および焼付き防止等の面で有利であるとい

図 12 潤滑油温が摩擦力に与える影響 (Case 1, 3~5)

図 13 潤滑油温が最小油膜厚さに与える影響 (Case 1, 3)

図 14 燃焼力が摩擦力に与える影響 (Case 1, 6~8)

える。

3・5 油温の摩擦力に与える影響 (Case 1, 3~5)

図 12 に示すように平均摩擦力 (全クランク角に対する摩擦力の平均値) のトータル F_t は、油温上昇による粘度の低下に伴い、流体潤滑域での平均摩擦力 F_f の減少により低下するが、油温 80°C 以上になると急激に増大する。これはさらなる低粘度化により、図 13 に示すように境界潤滑発生域が増し、その領域での平均摩擦力 F_c が増大するためである。また F_f も油温 80°C 以上になると増加傾向にある。これは油温上昇に伴う

図 15 燃焼力がスカート部圧力分布に与える影響

スカート熱膨張によるピストン-ボア間すき間の縮小の影響が、粘度低下の影響よりも大きいためであり、前述した F_c の急増の要因としても考えられる。この現象は、熱膨張差が大きい部品〔例えば本解析例のピストン(アルミニウム合金製)とボア(鋳鉄製)〕特有のものである。

3・6 エンジン負荷の摩擦力に与える影響(Case 1, 6~8) 図 14 に示すように、 F_t は平均燃焼力が大きくなるに従い膨張行程中の F_c の増大が主要因となって増加する。また F_f も燃焼力の増大による油膜厚さの減少によってわずかながら増加している。ここで F_c の増加割合が平均燃焼力約 2 500 N 以上(最大燃焼圧力 5.88 MPa 以上)で緩和されるのは、図 15 に示すようにスカート変形量がある程度大きくなると、境界潤滑域がスカート剛性の高い端部に限定され、境界潤滑領域の拡大傾向が弱まるためである。

3・7 エンジン回転数の摩擦力に与える影響(Case 7, 9~12) 図 16 に示すように、 F_t はエンジン回転数の増加に従って、3 000 rpm より低速側では主として F_c の変化により減少し、高速側では F_f の影響で増加する。これは速度による油膜形成能力の違いによるものである。また 5 000 rpm 以上の高速領域では F_c が増加傾向に変わることがわかる。この原因は、往復

図 16 エンジン回転数が摩擦力に与える影響 (Case 7, 9~12)

図 17 エンジン回転数がスカート偏心率に与える影響 (Case 10, 12)

慣性力の増加により膨張行程以外でもピストンのスラスト-反スラスト方向への入力が生じるため、図 17 に示すようにピストン偏心率の変動が大きくなり境界潤滑が発生するためである。

4. 結 言

ピストンスカート部の実機により近い状態での潤滑解析を目的として開発したモデルを用い、以下の結論を得た。

(1) スカートの表面粗さ、プロファイル、弾性変形を考慮し、境界潤滑を含めた EHL 解析を行うことにより、より詳細なスカート部の潤滑状態の推測が可能であることが確認された。

(2) 境界潤滑状態の発生は、表面粗さのみでなく、ピストンのピン回りの回転運動、スカートのプロファイル、剛性分布にも影響されることがわかった。

(3) 摩擦力に関しては、各条件に対する定性的な傾向が明確になった。特に油温との関係において、80℃ 以上の高温領域では境界潤滑域の摩擦力が急激に増大することがわかった。

最後に、本研究を進めるに当たり多大なご指導、ご協力をいただいた ALCOA Technical Center の Dr.

Dong Zhu に深く感謝の意を表す。

文 献

- (1) 甲斐・梶田・後藤・浜井, エンジンのフリクション予測手法の開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, 882 (1988-10), 507.
- (2) Li, D. F., Rohde, S. M. and Ezzat, H. A., An Automotive Piston Lubrication Model, *ASLE Trans.*, **26-2** (1983), 151-160.
- (3) Knoll, G. D. and Peeken, H. J., Hydrodynamic Lubrication of Piston Skirts, *Trans. ASME, J. Lub. Technol.*, **104** (1982), 504-509.
- (4) 藤本・鈴木・落合・谷口, ピストンスラップ運動によるピストンスカートのひずみと変形(第2報ピストンスカートの変形), 自動車技術会学術講演会前刷集, 891 (1989-5), 237.
- (5) Zhu, D., Cheng, H. S., Arai, T. and Hamai, K., A Numerical Analysis for Piston Skirt in Mixed Lubrication—Part I : Basic Modeling, *Trans. ASME, J. Tribol.*, Vol. 114 (1992-7), 553-562.
- (6) Zhu, D., Hu, Y. Z., Cheng, H. S., Arai, T. and Hamai, K., A Numerical Analysis for Piston Skirt in Mixed Lubrication — Part II : Deformation Considerations, *Trans. ASME, J. Tribol.*, Vol. 115 (1993-1), 125-133.
- (7) Patir, N. and Cheng, H. S., An Average Flow Model for Determinin Effects of Three Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication, *Trans. ASME, J. Lubr. Technol.*, **100** (1978), 13.
- (8) Johnson, K. L., *Contact Mechanics*, (1985), 111-114, Cambridge University Press.
- (9) Greenwood, J. A. and Tripp, J. H., The Contact of Two Nominally Flat Rough Surfaces, *Proc. Inst. Mech. Eng.*, **185-Part 1-48** (1970-1971), 625-633.
- (10) 荒井・関谷・後藤・青山, ピストンスカート諸元が摩擦損失に及ぼす影響の解析, 第70期機講論, (2), No. 1402 (1993-3), 728-730.