ピストンスカート部の3次元接触面圧と変形に関する数値研究*

(第1報, ピストンスカート3次元当たり予測手法の開発)

影山 博^{*1}, 鈴木 豊彦^{*2}, 落合 義孝^{*2}

Numerical Study on the Three Dimensional Contact Pressure and Deformation of Piston Skirt

(1st Report, Development of Estimating Method of the Three Dimensional Contact of Piston Skirt)

Hiroshi KAGEYAMA^{*3}, Toyohiko SUZUKI and Yoshitaka OCHIAI

^{*3} AISIN SEIKI Co., Ltd., Engine Components Engineering Dept.,
80 Kowari, Minaminakane-cho, Nishio-shi, Aichi, 445-0801 Japan

For a reduction of period of piston development, it is very important to estimate the piston defects such as slap-noise and -vibration and skirt seizure induced by piston secondary movement and the difference of thermal expansion between piston and cylinder in engine running condition at the desktop stage. This paper describes the numerical simulation for prediction of the three dimensional skirt contact pressure and deformation in consideration of piston secondary motion. In this analysis, the interference of piston skirt and cylinder was calculated by the geometrical consideration and reaction forces from cylinder was computed using stiffness matrix obtained in the experimental study. The validity of the results was verified by the comparison of the experimental results reported in the previous paper. After TDC firing, thrust side of the skirt was highly deformed by the piston slap.

Key Words: Internal Combustion Engine, Gasoline Engine, Piston, Piston Slap, Piston Skirt, Contact Pressure, Deformation, Numerical Analysis

1. 緒 言

往復動エンジンのピストンはその構造上, シリンダ軸方向だけでなく, スラスト-反スラスト(以下“Th - Ath”と標記)にも力を受ける. この力はスラスト力と呼ばれ, ピストンスラップ(以下, “スラップ”と標記)を引き起こし, 振動, 騒音の悪化によるエンジンノックコントロールシステムの誤作動を引き起こしたり, 特に温間時でのスカート部とシリンダ間のクリアランス縮小とスラスト力増大によるスカート部焼き付き等のエンジンの信頼性に関わる問題を引き起こす可能性がある. このため, 上記不具合の予測手法を開発することは, エンジン開発期間を短縮する上で極めて重要である.

コンロッド揺動平面内に限った2次元ピストン挙動解析に関する研究⁽¹⁾⁽²⁾により, 冷間時での振動, 騒音

間時のスカート部とシリンダ間のクリアランスが殆ど無い状態での解析事例の報告は非常に少なく, またスカート部の焼き付き不具合は一般に Th-Ath 方向とはずれた部位に発生するため, より高度なスカート部の実働時の状態解析するには不十分である.

近年では, 実働時スカート部の3次元状態を有限要素解析(以下“FEA”と標記)と弾性流体潤滑(EHL)を組み合わせ解析した例⁽³⁾⁽⁴⁾が見られるが, いずれも机上解析のみで, 実機との検証が殆ど実施されていないのが実状である.

本研究では, 以前開発された2次元ピストン挙動解析プログラム⁽⁵⁾に対し, スカート部とシリンダ間の接触について3次元接触を考慮して解析したので, ここに報告する. 得られた結果の正当性については, 実験での測定結果⁽⁶⁾より検証した. これにより, 今回開発したプログラムにおいて, 実働時のスカート当たり分布を良く再現していることを確認し, 特にエンジン全負荷での圧縮上死点後のスラップで Th 側スカート部で大きな変形量が発生していることを確認した.

* 原稿受付 2001年5月11日.

^{*1} アイシン精機(株)機関系技術部エンジン本体系グループ
(〒445-0801 西尾市南中根町小割 80).

^{*2} 鳥取大学工学部(〒680-8552 鳥取市湖山町南 4-101).
E-mail: h-kage@engin-t.aisin.co.jp

本論文で用いた主な記号

- (1) G_P : ピストン重心位置 (図 1)
- (2) P_P : ピストンピン中心位置 (図 1)
- (3) β : ピストンの傾き角 (図 1)
- (4) x_P : ピストンピンの x 方向変位
- (5) x_G : ピストン重心の x 方向変位
- (6) θ : クランク角 (図 1)
- (7) e_P : ピストンピンオフセット
- (8) δ : ピストン重心位置とピン穴中心間距離
- (9) σ : ピストン重心位置とピン穴中心を結んだ線が x 軸となす角
- (10) H_G : ピン穴中心から重心までの高さ
- (11) r_{cyl} : シリンダ半径
- (12) M_P : ピストン完備質量
- (13) I_P : ピストン重心周りの慣性モーメント
- (14) N_G : スカート剛性マトリクスを測定した点数
- (15) N_H : スカート y 軸方向分割数
- (16) N_ψ : スカート周方向分割数
- (17) μ_s : スカートとシリンダ間の最大摩擦係数
- (18) F_{sx}, F_{sy} : シリンダからスカートへの x, y 方向反力
- (19) T_s : シリンダからスカートへの反力のモーメント
- (20) F_{Lx}, F_{Ly} : シリンダからランドへの x, y 方向反力
- (23) T_L : シリンダからランド部への反力のモーメント
- (24) $\dot{\xi}$: 時間による 1 次微分 (ξ は任意の変数)
- (25) $\ddot{\xi}$: 時間による 2 次微分 (ξ は任意の変数)
- (26) η : Th 側の時 1, Ath 側の時 -1
- (27) r : ピストン半径
- (28) H : ピン穴中心からの高さ
- (29) ψ : スカートの Th-Ath 方向からの角度
- (30) ζ : シリンダとのクリアランス ($\zeta > 0$), 変形量 ($\zeta < 0$)
- (31) v : スカート部又はランド部の x 軸方向速度
- (32) G : 剛性マトリクス又は剛性値
- (33) P : 面圧
- (34) A : 面圧 P を考慮した微小部分面積
- (35) C : 減衰係数
- (36) F : 反力
- (37) x : ピストン外周面から重心までの x 方向距離
- (38) γ : ピストンとシリンダが接触時 1, 非接触時 0

注. (27)~(38)の記号には少なくとも以下の添字が

1 個以上付く. それぞれの添字は下記を表す.

- i, j : スカート微小部分の高さ及び周方向の番号
- m : 剛性マトリクス測定で荷重点の番号
- n : 剛性マトリクス測定で変形量測定点の番号
- L : ランド部

2. 計算の方法

2・1 計算上の仮定

- (1) クランクの角速度は一定とする.
- (2) ピストンは Th-Ath を含むコンロッド揺動平面内のみで運動する.
- (3) ピストンピンとピン穴間, コンロッド大端部とクランクピン間のクリアランスは無視し, 作用する摩擦力は Coulomb 摩擦と仮定する.
- (4) 筒内圧はピストン中心上に作用する.
- (5) シリンダは真円筒で剛体とする. またシリンダ温度は全ての部位で均一とする.
- (6) スカートとシリンダとの接触は 3 次元接触とする. スカート各点間の変形量については互いに影響を及ぼさないものとし, 面圧は変形量と剛性マトリクスを用いて計算する.
- (7) ランドとシリンダの接触は Th-Ath 方向の 2 次元接触とし, 接触考慮点は Th, Ath 各 1 点とする.

2・2 座標系と符号 図 1 にピストンクランク機構の座標系と符号を示す. 変位, 力等の極性ベクトル量については, Ath 側を正とし, 力のモーメント, 角速度等の軸性ベクトル量については, 反時計回りを正とした.

Fig.1 Coordinates and Signs of Piston-Crank System

2・3 理論式の導出 ピストンの 2 次運動を支配する方程式は, ピストン及びコンロッドの x 軸, y 軸方向の力の釣り合い及び重心まわりの力のモーメント

Fig.2 Piston-Cylinder Contact Model

トの釣り合いにより計6個の運動方程式を立て、さらに、ピストン・クランク機構の幾何学的関係より、最終的にピストンピンのx方向変位 x_p とピストンの傾き角 β を未知数とする2個の連立微分方程式を導出した。ここでは、方程式導出の詳細説明については割愛し、本研究で大きく変更したシリンダからの反力及び反力のモーメントの計算方法について説明する。

図2に、ピストンとシリンダとの接触モデルを示す。これより、スカート上の任意の点Aでのシリンダとのクリアランス又は変形量 ζ_{ij} 及びx方向速度 v_{ij} は以下式(1)~(3)により計算できる。

$$\zeta_{ij} = -r_{ij} - e \cos \psi_j + \sqrt{R_c^2 - e^2 (1 - \cos^2 \psi_j)} \quad \text{----- (1)}$$

$$v_{ij} = \dot{x}_p + \dot{\beta} (e_p \sin \beta - H_i \cos \beta + \eta r_{ij} \sin \beta \cos \psi_j) \quad \text{----- (2)}$$

ここで、

$$\begin{aligned} R_c &: \text{長径 } r_{cyl} / \cos \beta, \text{ 短径 } r_{cyl} \text{ の楕円} \\ e &= x_p \cos \beta - e_p - H_i \tan \beta \quad \text{----- (3)} \end{aligned}$$

式(1)、(2)中のピストン半径 r_{ij} はスカート部のプロフィール、実働時の熱膨張を考慮した値で、シリンダ半

Fig.3 Calculating Points on the Skirt ("●" Portions)

Fig.4 Measuring Points of Skirt Stiffness
(①~⑨:Point No.)

径 r_{cyl} は全ての部位で均一熱膨張の仮定を考慮した値である。なお、スカート部は図3に示すように、高さ方向 N_h 個、周方向 N_ϕ 個に等分割し、分割部分面積 A_{ij} の中央に半径 r_{ij} 、面圧 P_{ij} 、力 F_{ij} の考慮点を置き、各微小部分 A_{ij} 内で作用する面圧は一定と仮定した。

次にスカート面圧 P_m は式(4)にて計算した。

$$P_m = k_G \sum_{n=1}^{N_G} G_{mn} \zeta_n \quad \text{----- (4)}$$

ここで、剛性マトリクス G_{mn} はピストン単体で測定した値⁹⁾で、測定点を図4に示す。本研究で使用したピストンは Th-Ath 平面に対して対称であるため、考慮した点は計9点、すなわち G_{mn} は 9×9 のマトリクスとなる。また、 k_G は単体と実機的面圧負荷条件が異なるために導入した修正係数で、実機でのギャップ測定結果⁹⁾により調整した。しかしながら、剛性マトリクス測定点のみではスカートの面圧、変形量分布を把握するには少ないため、変形量は図3の点の変形量 ζ_{ij} 、図4の点の変形量 ζ_m の両方計算し、式(4)及び ζ_m より図4の点の面圧 P_m を計算し、内外挿により図3の点の面圧 P_{ij} を計算する方法をとった。

次にシリンダからの反力を計算する。ピストンがシリンダと干渉した時、ピストンの運動を止めるために、減衰力が作用する。一般に減衰力は運動方程式の中では速度に比例することが分かっているため、スカート微小部分 A_{ij} でのシリンダからの反力 F_{ij} は接触時の減

衰項も含めて考慮すると、以下式(5)を得る。

$$F_{ij} = \gamma_{ij} C_{ij} v_{ij} M_p + A_{ij} P_{ij} \quad \text{----- (5)}$$

ここで、減衰係数 C_{ij} はギャップ測定結果⁽⁹⁾と合うように決定した。

ピストンとシリンダ間の摩擦係数は流体潤滑を仮定した。すなわち、摩擦係数はピストンの y 方向速度に比例するよう、正弦波にて近似した。

以上より、シリンダからの反力の x 方向成分 F_{sx} 、 y 方向成分 F_{sy} 、及びピストン重心周りの反力によるモーメント T_s は以下式(6)~(9)にて計算できる。

$$F_{sx} = \sum_{Th, Ath} \left(\sum_{i=1}^{N_H} \sum_{j=1}^{N_\psi} F_{ij} \cos \psi_j \right) \quad \text{----- (6)}$$

$$F_{sy} = \mu_s \sin \theta \sum_{Th, Ath} \left(\sum_{i=1}^{N_H} \sum_{j=1}^{N_\psi} F_{ij} \right) \quad \text{----- (7)}$$

$$T_s = \sum_{Th, Ath} \eta \left(\sum_{i=1}^{N_H} \sum_{j=1}^{N_\psi} (H_G - H_i - \mu_s \chi_{ij} \sin \theta) F_{ij} \cos \psi_j \right) \quad \text{----- (8)}$$

$$\text{ただし、} \chi_{ij} = (r_{ij} \cos \psi_j + \eta e_p) \cos \beta + \eta \delta \cos(\sigma + \beta) \quad \text{----- (9)}$$

ここで、記号 $\sum_{Th, Ath} ()$ は括弧の中を Th 側, Ath 側個別に計算し、ベクトルの方向を考慮して、両方の数値を加え合わせることを意味する。

次にランド部について計算する。仮定より、ランドとシリンダとのクリアランス又は変形量 ζ_L 、 x 方向速度 v_L 、 x 及び y 方向反力 F_{xL} 、 F_{yL} 、ピストン重心周りの力のモーメント T_L は、上記式(1)~(3)、(5)~(9)において $N_H = N_\psi = 1$ 、 $\psi_j = 0$ 、 $A_{ij} = 1$ 、及び添字“ ij ”、“ i ”を“ L ”に変更することにより、以下式(10)~(16)にて計算することができる。

$$\zeta_L = -r_L - x_p \cos \beta + e_p + H_L \tan \beta + \frac{r_{cyl}}{\cos \beta} \quad \text{(10)}$$

$$v_L = \dot{x}_p + \dot{\beta} (e_p \sin \beta - H_L \cos \beta + \eta r_L \sin \beta) \quad \text{--- (11)}$$

$$F_{xL} = \sum_{Th, Ath} F_L \quad \text{----- (12)}$$

$$F_{yL} = \mu_s F_{xL} \sin \theta \quad \text{----- (13)}$$

$$T_L = \sum_{Th, Ath} \eta [H_G - H_L - \mu_s \chi_L \sin \theta] F_L \quad \text{----- (14)}$$

ただし、

$$F_L = \gamma_L C_L v_L M_p + G_L \zeta_L \quad \text{----- (15)}$$

$$\chi_L = (r_L + \eta e_p) \cos \beta + \eta \delta \cos(\sigma + \beta) \quad \text{----- (16)}$$

2・4 スラップの強さ評価方法 本研究においては、スラップの強さは、損失エネルギー法にて評価し

た。一般にピストンの2次運動エネルギー E は並進運動エネルギーと回転運動エネルギーの和で表すことができ、式(17)にて計算することができる。

$$E = \frac{1}{2} M_p v_G^2 + \frac{1}{2} I_p \dot{\beta}^2 \quad \text{----- (17)}$$

上記エネルギーを各クランク毎で計算し、その差分を損失エネルギーとした（ただし、損失エネルギーが負の場合は0）。本研究ではクランク角 1° 毎の損失エネルギーで評価した。

2・5 計算手順

以上の式をピストンの2次運動方程式に組み込み、Runge-Kutta-Gill法により数値積分することによって、ピストン挙動を解析した。図5に計算のフローチャートを示す。図中の計算ステップ Δt は、クランク角 0.01° に相当する時間により数値積分し、総計算回数 N_{cal} はエンジン2周期(クランク角: 1440°)分で、計算が収束する2周期目を結果として出力した。なお、エンジン3周期以上計算しても、2周期目の結果と相違していないことは確認済みである。

Fig.5 Flow Chart Diagram of this Calculation

3. 主な入力データ

本研究に用いたエンジンは直列4気筒の4サイクルガソリン機関である。表1にピストン仕様と主な入力データを示す。図6にピストン設計時(温度: 20°C)の

半径クリアランス分布, 実働時の温度分布 (実測値), 及び実働時の半径クリアランス分布 (温度分布からの計算値) を示す. 本論文においては, Th-Ath 方向から $0 \sim 15^\circ$ の部分でピン穴下部部分がスカートと拘束された状態で解析を実施した.

Table 1 Piston Specifications and Typical Input Data

Bore and Stroke	86mm and 86mm
Piston Pin Offset	0.8mm (to Th Side)
Piston C.G. Offset	0.09mm(to Th Side)
3rd Groove Drain Shape	Hole Type
Compression Height	35mm
Piston Mass	0.333kg
Con-Rod Length	138mm
Skirt Dividing No.	$N_H=10, N_\psi=19$
Piston - Cylinder	0.05
Max. friction Coef.

Fig.6 Skirt Radial Clearance and Temperature Distribution

4. 結果と考察

4・1 Th-Ath 方向のピストン挙動解析結果
図7に1000rpm, Full LoadでのTh-Ath方向のTopランドクリアランス, ピン変位, ピストンの傾き角, 損失エネルギー, スラスト力の計算結果及びTh-Ath方向のスカート上部(ピン中心上10mm), 中部(ピン中心下

Fig.7 Piston Movement at Th-Ath Direction
(1000rpm, Full Load)

2mm), 下部(ピン中心下 16mm)でのクリアランスと変形量の実測結果と計算結果の比較をクランク角 720° に渡って示す. これより, 以下のことが分かる.

- (1) スカート部のクリアランスと変形量の実測結果と計算結果との比較より, 特に圧縮上死点(以下"FTDC"と標記)において, 良く一致していることが確認できる. これより, 本解析プログラムはコンロッド揺動平面内のピストンの2次運動を良く再現していることが分かる. なお, スカート下部のクリアランスと変形量線図において, 下死点(クランク角: 180°, 540°)付近でデータが途切れているのは, スカート下部がシリンダからはみ出すことによるもので, 測定結果の方が途切れている幅が大きいのは, クリアランスと変形量を測定するギャップセンサが有限の大きさ(直径: 3mm)を有するためである.
- (2) エンジン回転数が 1000rpm と小さいため, スラスト力が大きく変化するのは圧縮行程, 膨張行程のみで, 吸入行程, 排気行程では殆ど存在しない. このため, 吸入行程, 排気行程ではピン変位も殆ど存在しない. この時, スカート中部が常に変形しているのは, 図 6 に示す温間時のピストンとシリンダとの熱膨張の差による.
- (3) 損失エネルギーは FTDC 前後の Th 側へのスラップ時が最も大きい, 圧縮行程, 排気行程においてもピークが確認できる. この時期のピストン2次運動は, スカート中部の変形量が殆ど変化していないため, スカート中部を支点にして, ピストンが回転するため, 下死点付近でのピストン下部のはみ出しによる影響によるものではないことが分かる.
- (4) FTDC 前後の Th 側へのスラップによるスカート変形は非常に大きく, 約 0.1mm にも達していることが確認できる. 本スラップ前においても Th 側スカート中部～下部においてはシリンダと接触しており, ピストンの姿勢変換中のシリンダから反力を受けていない時期は無く, このため最大スラスト力と最大変形量発生時期が一致していることが確認できる. なお, 本計算においては, スカートとランドとの接触は無く, 実機での測定でもランド部の当たり(条痕摩耗)は確認されなかった.

4・2 スカート面圧, 変形量分布 図 8 に, 図 7 のより算出した FTDC(クランク角 360°)前後のピストン挙動を横方向変位と傾き角を拡大して示す. FTDC 前においては, ピストンは時計回りに回転し, Ath 側はスカート上部～中部にかけてシリンダと接触し, Th 側はスカート下部がわずかに接触しているのに過ぎな

いが, FTDC 後のピストンの姿勢変換により, ピストンの傾き角が小さくなると同時に Th 側スカートが大きく接触し, 逆に Ath 側スカート部は完全にシリンダから離れているのが確認できる.

図 9 に, FTDC 前 20°(クランク角 340°)と FTDC 後 20°(クランク角 380°)におけるスカート面圧, 変形量の3次元分布の実測結果と計算結果の比較を示す. 実験結果は実働時のスカート内側動歪みを弾性マトリクスを用いて計算したものである⁽⁹⁾. これより, 以下のことが分かる.

- (1) 図 8 で考察した FTDC 後の Th, Ath 側スカート部の接触状態を計算結果では良く表しており, スラスト力が小さい FTDC 前の Th 側スカート下部の当たりを除き, 実験結果と定性的に一致していることが確認できる.
- (2) スカート部に発生する面圧は, スカート部の最大変形量が同一の時, スカート上部が変形する程大きな面圧が発生することが分かる. これは, スカート上部の剛性が大きく, 接触範囲が小さいためこの接触部分に発生する面圧が大きくなり, 逆にスカート下部になる程剛性が小さいため, スカート下部から接触する場合, 変形範囲が大きく面圧が小さくなるものとする. これより, スカート面圧増大による焼き付き対策のために, 特にスラスト力が大きい, 発生面圧を抑えるために, FTDC 後の Th 側へのスラップ時にスカート上部を当てないことが重要と考ええる.
- (3) FTDC 後の Th 側へのスラップによるスカート変形は大きく, シリンダとの最大接触角度はスカート全面にわたる. また, 最大変形量も計算値で Th 方向ピン穴下部の位置で 70 μm 以上に達する. なお, この変形量はスカートとシリンダ間のクリアランスの影響を無視して, 当クランク角でのスラスト力(図 7 参照)をこの最大変形量部位の剛性値で割った値に殆ど等しく, 本解析で求めた変形量は特に問題無いものとする.

Fig.8 Piston Movement
(1000rpm, Full Load)

Fig.9 Skirt Contact Pressure and Deformation Distribution

Before and after FTDC

(Indicating Area:)

- (5) 計算結果と実験結果の異なっている点として、
- ① 変形量、面圧の絶対値
 - ② FTDC 前の Th 側スカート下部の弱い当たり。
 - ③ FTDC 後の Th 側スカート中央部 15° 付近の面圧の強い部分の相違

が挙げられる。①、②の原因については、シリンダの性状、シリンダとスカートに発達する油膜の効果等考えられるため、この影響については、別途検討していく。③の原因については、図3、図4に示すように、実験での剛性マトリクス G_{ij} の測定点が解析点に対して

少ないことによるものと考えられるが、実験上これ以上測定点を増やすことはできない。このため、今後、スカートの局所分布をより詳細に予測するためにFEA等の机上解析手法を用いて剛性マトリクス計算し、この結果を用いてスカート部の面圧、変形量を予測していく。これについては続報にて報告予定である。

5. 結 論

ピストン2次運動によるスカート部の3次元接触面圧と変形量の机上計算についての研究を行い、以下の結論を得た。

- (1)従来のコンロッド揺動平面内に限ったピストン2次運動プログラムに対し、スカート部とシリンダとの接触を3次元接触を考慮することにより、スカート面圧、変形量を予測するプログラムを開発することができた。得られた計算結果は、実験結果との対比を行い、スカートとシリンダ間のクリアランスと変形量及び面圧、変形量分布は実験結果と良く一致していることを確認した。
- (2)エンジン温間時ではピストンとシリンダの材料差による熱膨張の相違により、スカート最外径部位ではシリンダ径より大きくなる。運転中スラスト力が小さい時は、Th,Ath側共にこの最外径部位はシリンダと干渉しているが、FTDC後ではTh側へのスラスト力が大きくなるため、Ath側スカート部は完全にスカートから離れる。
- (3)スカートはシリンダとの接触位置によって、発生する面圧、変形量は大きく異なる。スカート剛性の大きいスカート上部を接触させると接触範囲が狭く、発生する面圧が大きくなる。逆に、スカート下部を接触させると、接触範囲及び変形量は大きくなるが、

発生する面圧を下げるができる。

- (4)今回評価した1000rpm, Full Loadではスラスト力が最も大きく変化するのはFTDC前後で、この時期にピストンは大きく位相を変える。従ってこの時期に発生する損失エネルギーが最も大きく、本手法はスカートとシリンダ間のクリアランスが殆ど無いエンジン温間時のスラップの大きさを評価する上でも有用である。

以上より、本プログラムは実働時のスラップの大きさだけでなく、スカートの焼き付きを含む当たり不良等を机上評価していく上で有用な道具であると考え、今後、回転数、ピンオフセット等の影響について調査していく。

最後に、実験データ整理に協力頂いた鳥取大学大学院工学研究科の秦幸司君及び、本研究に対して多大な助言を頂いたアイシン精機(株)機関系技術部の関係各位に感謝の意を申し上げる。

文 献

- (1) 中川憲治 “工科のための一般力学” 森北出版
- (2) 古浜庄一 “自動車エンジンのトライボロジ”
P.75-99 ナツメ社
- (3) 関谷他, 自技会論文集 No.22-4, p.70-73,1991
- (4) Dursunkaya,Z et.al.,ASME-ICE-7
- (5) 中田他, 機論, 第1報 64-619B, p.291-298,1998;
第2報 64-628B,p.4292-4297,1998
- (6) 藤本他, 機論, 51-470B,p.3272-3280,1985
- (7) 鈴木他, 機論, 53-492B,p.2610-2618,1987
- (8) Kageyama,H.et.al., JSAE Review,15-1,p.15-19,1994
- (9) Kageyama,H.et.al.,SAE 2000-01-1784