

弾性変形を考慮したピストン挙動解析プログラムの開発

Development of Piston Secondary Motion Analysis Program with Elastically Deformable Piston Skirt

木村哲也 Tetsuya Kimura 高橋一樹 Kazuki Takahashi 杉山 滋 Shigeru Sugiyama

●基盤技術研究室解析研究グループ／AM事業部第2技術室

概要

レシプロエンジンにおける実働時のピストン挙動を把握・検討するため、シリンダとの接触によるピストンスカート部の弾性変形を考慮した挙動解析プログラムを開発した。

本プログラムでは、ピストン、コンロッドおよびクランクを基本的に剛体としてモデル化し、各構成部品はピン結合によって連結している。このため、運動方程式は各剛体の回転自由度のみに縮退される。この縮退した運動方程式を予測子修正子法によって数値積分することにより、解析を行なっている。このプログラムの検証として、オートバイ用の2ストロークエンジンおよび自動車用4ストロークエンジンのピストン挙動について、実測データとの比較を行ない良好な結果が得られた。

1 はじめに

ピストンはエンジンの根幹を成す主要部品であり、その設計に際しては多くの経験則や先進技術が駆使される。当社の主要製品である小型高性能エンジンにおいては特にその軽量化と過酷な運転条件下での耐久性を高次元で成立させなければならぬため、設計段階で高速運転時のピストン挙動、動的荷重を詳細に検討できれば、ピストンの信頼性向上や試作工数削減に大きく貢献できる。

このような要求から従来より多くの企業、研究者がピストンの挙動に関する研究に取り組んでおり、特にピストン、シリンダ間の摩擦^{(1)～(4)}やピストンスラップの解析^{(5)～(7)}については多数の報告が見られる。

当社においてもピストン打音に対する実験的な研究や強度問題に対するFEM静荷重解析などを行ってきた。しかし、ピストン設計の初期の段階でこれらの諸問題に対する精度の高い検討を行うためには、ピストンの実稼働時の挙動や荷重条件を知ることが不可欠であるため、本報で紹介するような独自のピストン挙動解析プログラムを開発することとした。

解析にはマルチボディダイナミクスの手法を用い、ピストン、コンロッド、クランクをそれぞれ剛体要素とした。これらの要素がコンロッドの大端、

小端およびクランク軸受けでピン結合される2次元平面内の運動モデルを用いた。

しかし、開発の過程で、ピストンに作用する側圧分布の推定精度を確保するにはピストンスカートの弾性変形を無視できないことが分かったため、ピストンスカートについてはその弾性変形を考慮できるようにした。

本論文ではこの解析モデルの基本理論とプログラムの特徴を概説し、解析結果の検証事例をいくつか紹介する。また、現時点での課題と今後の取り組みについても触れる。

2 解析モデル

2.1 運動方程式

図1のように全体静止座標系 X^0-Y^0 、i気筒シリンドラ座標系 $X_i^y-Y_i^y$ 、およびクランクと共に回転するクランク回転座標系 X^R-Y^R を定義する。

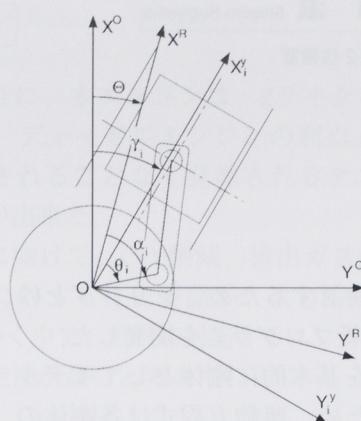


図1 座標系と回転角度

また、図1に示すように、クランク回転座標系の回転角 θ 、i気筒シリンドラの傾き角 γ_i 、i気筒クランクピニン位相角 α_i 、i気筒クランク回転角 θ_i を定義すると、i気筒クランク回転角 θ_i は以下のようになる。

$$\theta_i = \theta + \alpha_i - \gamma_i \quad (1)$$

ピストン・コンロッド・クランクを基本的に剛体としてモデル化し、2次元平面運動についてのみ扱う。また、ピストンピニンとコンロッド小端、コンロッド大端とクランクピニン、クランク軸とジャーナル軸受とはそれぞれピン結合によって連結され、ガタはないものとする。

図2のようにピストン重心位置をピストンピニンとの距離 $L_{i,ps}$ と角度 χ_i^* で表わし、コンロッド重心位置についても同様にクランクピニンからの距離 $L_{i,cg}$ および角度 ψ_i^* で表わす。また、コンロッド長を $L_{i,cn}$ 、クランク半径を $R_{i,c}$ で表わす。

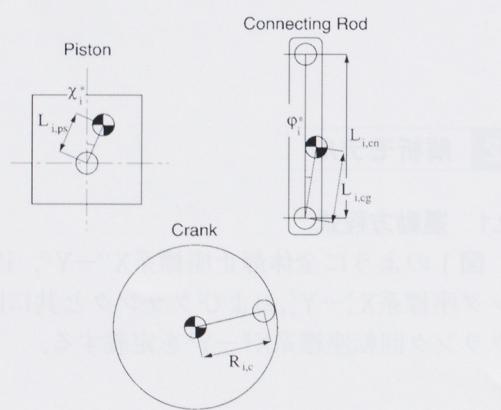


図2 各部品の重心位置

i気筒シリンドラ座標系において、ピストン、コンロッドの回転変位をそれぞれ χ_i 、 ψ_i 、クランクピニン、ピストンピニン、コンロッド重心、ピストン重心の位置ベクトルをそれぞれ $\mathbf{r}_{i,c}$ 、 $\mathbf{r}_{i,p}$ 、 $\mathbf{r}_{i,cn}$ 、 $\mathbf{r}_{i,ps}$ とし、複素代数法で表記すると以下のような関係が成立つ。 $(j=\sqrt{-1})$

$$\mathbf{r}_{i,c} = R_{i,c} e^{j\theta_i} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{r}_{i,cn} &= \mathbf{r}_{i,c} + L_{i,cn} e^{j(\psi_i + \psi_i^*)} \\ &= R_{i,c} e^{j\theta_i} + L_{i,cn} e^{j(\psi_i + \psi_i^*)} \end{aligned} \quad (3)$$

$$\mathbf{r}_{i,p} = \mathbf{r}_{i,c} + L_{i,ps} e^{j\phi_i} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{r}_{i,ps} &= \mathbf{r}_{i,p} + L_{i,ps} e^{j(\chi_i + \chi_i^*)} \\ &= R_{i,c} e^{j\theta_i} + L_{i,cn} e^{j\psi_i} + L_{i,ps} e^{j(\chi_i + \chi_i^*)} \end{aligned} \quad (5)$$

式(3)、(5)を微分して、ピストン重心およびコンロッド重心の速度・加速度ベクトルを求めるに、以下のようになる。

$$\dot{\mathbf{r}}_{i,cn} = R_{i,c} j e^{j\theta_i} \dot{\theta}_i + L_{i,cn} j e^{j(\psi_i + \psi_i^*)} \dot{\psi}_i \quad (6)$$

$$\dot{\mathbf{r}}_{i,ps} = R_{i,c} j e^{j\theta_i} \dot{\theta}_i + L_{i,cn} j e^{j\psi_i} \dot{\psi}_i + L_{i,ps} j e^{j(\chi_i + \chi_i^*)} \dot{\chi}_i \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \ddot{\mathbf{r}}_{i,cn} &= R_{i,c} (-e^{j\theta_i} \dot{\theta}_i^2 + j e^{j\theta_i} \ddot{\theta}_i) \\ &+ L_{i,cn} \{-e^{j(\psi_i + \psi_i^*)} \dot{\psi}_i^2 + j e^{j(\psi_i + \psi_i^*)} \ddot{\psi}_i\} \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \ddot{\mathbf{r}}_{i,ps} &= R_{i,c} (-e^{j\theta_i} \dot{\theta}_i^2 + j e^{j\theta_i} \ddot{\theta}_i) \\ &+ L_{i,cn} (-e^{j\psi_i} \dot{\psi}_i^2 + j e^{j\psi_i} \ddot{\psi}_i) \\ &+ L_{i,ps} \{-e^{j(\chi_i + \chi_i^*)} \dot{\chi}_i^2 + j e^{j(\chi_i + \chi_i^*)} \ddot{\chi}_i\} \end{aligned} \quad (9)$$

各剛体に加わる力としては図3に示すように、以下のものを想定する。

$F_{i,pv}, T_{i,pv}$ 燃焼圧による力ベクトル, トルク

(ピストン重心まわり換算)

$F_{i,cy}, T_{i,cy}$ シリンダからピストンに働く力ベクトル, トルク

(ピストン重心まわり換算)

$F_{i,p}$ ピストンからコンロッドに働く力ベクトル

$F_{i,c}$ コンロッドからクラランクに働く力ベクトル

$T_{i,p}$ ピストンピンに働く摩擦トルク

$T_{i,c}$ クラランクピンに働く摩擦トルク

$T_{i,fj}$ クラランク軸受部の摩擦トルク

$T_{i,PR}$ 動力取り出し部に働くトルク

$T_{i,m}$ 後輪軸に働く平均トルク(一定)

i 気筒ピストンの質量を $m_{i,ps}$, 慣性能率を $I_{i,ps}$, コンロッドの質量を $m_{i,cn}$, 慣性能率を $I_{i,cn}$ とするとき、ピストン系, コンロッド系の運動方程式はそれぞれ次のようになる。

$$m_{i,ps} \cdot \ddot{r}_{i,ps} = F_{i,pv} + F_{i,cy} - F_{i,p} \quad (10)$$

$$I_{i,ps} \cdot \ddot{\chi}_i = -(r_{i,p} - r_{i,ps}) \times F_{i,p}$$

$$+ T_{i,pv} + T_{i,cy} - T_{i,p} \quad (11)$$

$$m_{i,cn} \cdot \ddot{r}_{i,cn} = F_{i,p} - F_{i,c} \quad (12)$$

$$I_{i,cn} \cdot \ddot{\psi}_i = (r_{i,p} - r_{i,cn}) \times F_{i,p} - (r_{i,c} - r_{i,cn}) \times F_{i,c}$$

$$+ T_{i,p} - T_{i,c} \quad (13)$$

また、クラランクの慣性能率を I_{CR} 、後輪軸廻り換算でのクラランク以外の回転部(後輪、ミッションなど)の慣性能率を I_{bo} 、後輪の回転加速度を $\ddot{\Theta}_{bo}$ とするとき、全体座標系におけるクラランク軸及び後輪軸換算での回転成分運動方程式は、以下のようになる。

$$I_{CR} \cdot \ddot{\Theta} = \sum_{i=1}^M (r_{i,c} \times F_{i,c} + T_{i,c}) - T_{PR} - T_{fj} \quad (14)$$

$$I_{bo} \cdot \ddot{\Theta}_{bo} = \mu T_{PR} - T_m \quad (15)$$

ここで、Mは気筒数、 μ は減速比である。

式(2) - (15)をM気筒エンジンについて整理すると運動方程式は各剛体の回転自由度のみに集約され、式(16)のようになる。

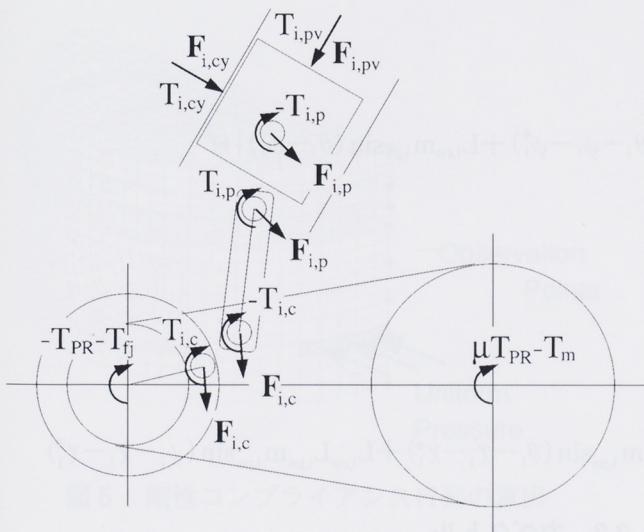


図3 自由物体線図

$$\begin{bmatrix}
 C1\theta & C1\psi_1 & C1\chi_1 & C1\psi_2 & C1\chi_2 & \cdots & C1\psi_i & C1\chi_i & \cdots & C1\psi_M & C1\chi_M \\
 C2\theta_1 & C2\psi_1 & C2\chi_1 & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 \\
 C3\theta_1 & C3\psi_1 & C3\chi_1 & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 \\
 C2\theta_2 & 0 & 0 & C2\psi_2 & C2\chi_2 & \cdots & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 \\
 C3\theta_2 & 0 & 0 & C3\psi_2 & C3\chi_2 & \cdots & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 \\
 \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\
 C2\theta_i & 0 & 0 & 0 & 0 & \cdots & C2\psi_i & C2\chi_i & \cdots & 0 & 0 \\
 C3\theta_i & 0 & 0 & 0 & 0 & \cdots & C3\psi_i & C3\chi_i & \cdots & 0 & 0 \\
 \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\
 C2\theta_M & 0 & 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 & \cdots & C2\psi_M & C2\chi_M \\
 C3\theta_M & 0 & 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 & \cdots & C3\psi_M & C3\chi_M
 \end{bmatrix}
 \begin{bmatrix}
 \dot{\Theta} \\
 \dot{\psi}_1 \\
 \dot{\chi}_1 \\
 \vdots \\
 \dot{\psi}_i \\
 \dot{\chi}_i \\
 \vdots \\
 \dot{\psi}_M \\
 \dot{\chi}_M
 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix}
 f1 \\
 f2_1 \\
 f3_1 \\
 \vdots \\
 f2_i \\
 f3_i \\
 \vdots \\
 f2_M \\
 f3_M
 \end{bmatrix} \quad (16)$$

ただし、各係数は次のようになる。

$$C1\theta = I_{CR} + \frac{I_{bo}}{\mu^2} + \sum (m_{i,ps} + m_{i,cn}) \cdot R_{i,c}^2$$

$$C1\psi = R_{i,c} |L_{i,cn}m_{i,ps}\cos(\theta_i - \psi_i) + L_{i,cg}m_{i,cn}\cos(\theta_i - \psi_i - \psi_i^*)|$$

$$C1\chi = R_{i,c} L_{i,ps}m_{i,ps}\cos(\theta_i - \chi_i - \chi_i^*)$$

$$f1 = \sum \{ r_{i,c} \times (F_{i,pv} + F_{i,cy}) + T_{i,c} \} - T_{i,p} - \frac{T_m}{\mu}$$

$$+ \sum R_{i,c} [|L_{i,cn}m_{i,ps}\sin(\psi_i - \theta_i) + L_{i,cg}m_{i,cn}\sin(\psi_i + \psi_i^* - \theta_i)| \dot{\psi}_i^2 + L_{i,ps}m_{i,ps}\sin(\chi_i + \chi_i^* - \theta_i) \dot{\chi}_i^2]$$

$$C2\theta_i = R_{i,c} |L_{i,cn}m_{i,ps}\cos(\theta_i - \psi_i) + L_{i,cg}m_{i,cn}\cos(\theta_i - \psi_i - \psi_i^*)|$$

$$C2\psi_i = I_{i,cn} + L_{i,cg}^2 m_{i,cn} + L_{i,cn}^2 m_{i,ps}$$

$$C2\chi_i = L_{i,cn}L_{i,ps}m_{i,ps}\cos(\psi_i - \chi_i - \chi_i^*)$$

$$f2_i = T_{i,p} - T_{i,c} + (r_{i,c} - r_{i,p}) \times (F_{i,pv} + F_{i,cy}) + R_{i,c} |L_{i,cg}m_{i,cn}\sin(\theta_i - \psi_i - \psi_i^*) + L_{i,cn}m_{i,ps}\sin(\theta_i - \psi_i)| \dot{\Theta}^2$$

$$+ L_{i,cn}L_{i,ps}m_{i,ps}\sin(\chi_i + \chi_i^* - \psi_i) \dot{\chi}_i^2$$

$$C3\theta_i = R_{i,c} L_{i,ps}m_{i,ps}\cos(\theta_i - \chi_i - \chi_i^*)$$

$$C3\psi_i = L_{i,cn}L_{i,ps}m_{i,ps}\cos(\psi_i - \chi_i - \chi_i^*)$$

$$C3\chi_i = I_{i,ps} + L_{i,ps}^2 m_{i,ps}$$

$$f3_i = (r_{i,p} - r_{i,ps}) \times (F_{i,pv} + F_{i,cy}) + T_{i,pv} + T_{i,cy} - T_{i,p} + R_{i,c} L_{i,ps}m_{i,ps}\sin(\theta_i - \chi_i - \chi_i^*) + L_{i,cn}L_{i,ps}m_{i,ps}\sin(\psi_i - \chi_i - \chi_i^*)$$

各力ベクトルを後述する方法によって求め,
 $r_{i,c}, r_{i,p}, r_{i,ps}$ および $\dot{r}_{i,c}, \dot{r}_{i,p}, \dot{r}_{i,ps}$ の初期値が与えられれば、式(16)から各剛体の角加速度が算出される。
 これを数値積分することによって、挙動解析を行なうことができる。

2.2 力ベクトル

2.2.1 燃焼圧

燃焼圧は基本的に図4のような実測データを用い、
 ピストン頭部に均等に分布しているものとして、
 ピストン重心部に働く力ベクトル $F_{i,pv}$ およびトルク $T_{i,pv}$ を計算する。

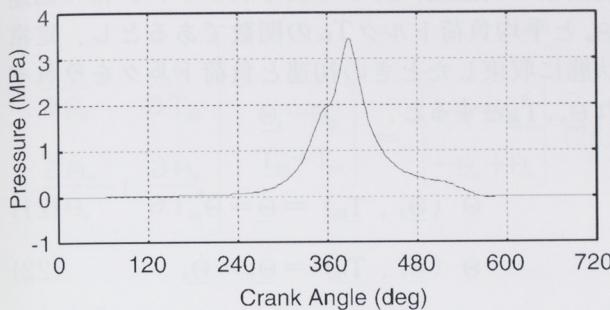


図4 燃焼圧

2.2.2 シリンダ反力

ピストン-シリンダ間の接触力は、ピストンをスカート部の変形を考慮した弾性体として扱う。ピストン形状およびシリンダ形状は熱膨張やシリンダの締め付け変形等を考慮した実稼働時の形状を使用し、接触解析を行なうことによってシリンダ反力を求める。

図5のようにピストンFEMモデルの対称面上に複数の観測点を設け、ある観測点付近に面圧を加えた時の各点の変位を求める。

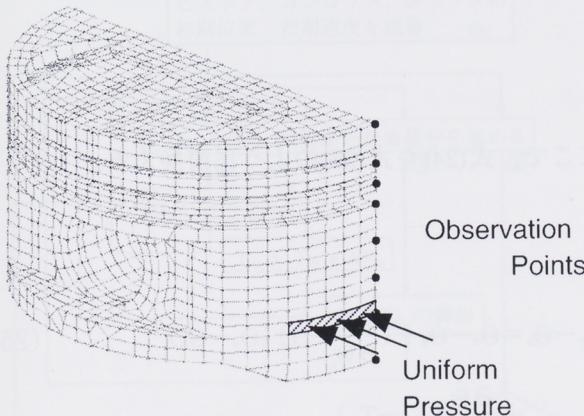


図5 剛性コンプライアンス行列の算出

観測点数をnとし、k番目の観測点付近に面圧を加えた時の荷重を F_k 、そのときの1番目の点の変位を δ_{ik} とすると、ピストンの剛性コンプライアンス行列 C_{pis} は次のようになる。

$$C_{pis} = \begin{bmatrix} \delta_{11}/F_1 & \delta_{21}/F_1 & \cdots & \delta_{n1}/F_1 \\ \delta_{12}/F_2 & \delta_{22}/F_2 & \cdots & \delta_{n2}/F_2 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \delta_{1n}/F_n & \delta_{2n}/F_n & \cdots & \delta_{nn}/F_n \end{bmatrix} \quad (17)$$

この剛性コンプライアンス行列を使用し、MSC/NASTRANのGAP要素⁽⁸⁾と同様の計算を行なうことによって、ピストン-シリンダ間の接触力を求めている。すなわち、ピストン-シリンダ間に Y_i^y 軸方向にのみ力が働くバネ要素をn個設け、接触時には堅いバネ定数 K_a による力が、非接触時には柔らかいバネ定数 K_b による力が働く。また、i番目の観測点における、ピストン-シリンダの干渉量を λ_k とすると、このバネ要素(GAP要素)の剛性コンプライアンス行列は次のようになる。

$$C_{gap} = \begin{bmatrix} 1/K_1 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & 1/K_2 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & 1/K_n \end{bmatrix} \quad (18)$$

$$K_k = \begin{cases} K_a & (\lambda_k > 0) \\ K_b & (\lambda_k \leq 0) \end{cases}$$

ピストンの Y_i^y 軸方向速度から求まる減衰力ベクトルを F_{damp} とすると、ピストン-シリンダ間の接触力ベクトル F_{sti} と変形量ベクトル Y との関係は以下のようになる。

$$(C_{pis} + C_{gap}) F_{sti} + C_{pis} F_{damp} = Y \quad (19)$$

式(19)を満たす F_{sti} , Y について、Newtonの反復法を用いることによってその解を求める。

反復計算における増分変位を ΔF_{sti} 、増分荷重を ΔY とすると、式(20)によるエネルギー誤差 E_w が得られる。このエネルギー誤差を誤差関数とし反復計算を行なうことにより、 F_{sti} 、 Y を決定する。

$$E_w = \frac{\sum_k |\Delta F_{sti(k)} \times \Delta Y_{(k)}|}{\sum_k |F_{sti(k)} \times Y_{(k)}|} \quad (20)$$

また、ピストン-シリンダ間の摩擦力については、図6のようなストライベック線図(9)を用い、油膜による流体潤滑から境界潤滑への移行を考慮できるようにした。

2.2.3 摩擦トルク

ピストンピン、クランクピン、クランク軸受に働く摩擦トルクについてはゾンマーフェルト数(9)を用いて算出する。

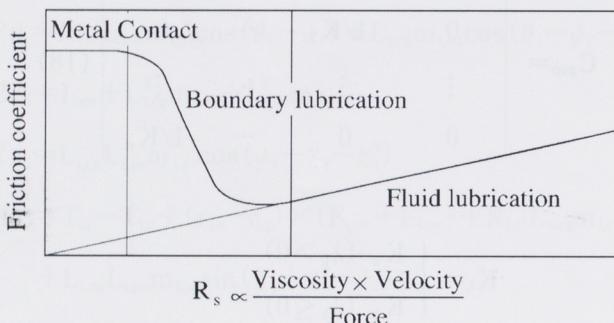


図6 ストライベック線図

2.2.4 平均負荷トルク

本ピストン挙動解析プログラムでは、クランク軸に強制回転変位を与えるのではなく、燃焼圧力を外力として与え、この燃焼圧力と平均負荷トルクおよびモデル内部で消費される力を自動的にバランスさせることにより、指定した回転数 $\dot{\Theta}^*$ で安定して定常運転できるようにした。これによって、内燃機関の特徴である回転変動を再現できるようにした。

クランク軸の平均角速度 $\dot{\Theta}$ とクランク軸の終速(一周期後の角速度) $\dot{\Theta}_e$ がそれぞれクランク軸の初速 $\dot{\Theta}_s$ と平均負荷トルク T_m の関数であるとし、定常状態に収束したときの初速と負荷トルクをそれぞれ $\dot{\Theta}_s$ 、 T_m とすると、

$$\dot{\Theta}(\dot{\Theta}_s, T_m) = \dot{\Theta} = \dot{\Theta}^* \quad (21)$$

$$\dot{\Theta}(\dot{\Theta}_s, T_m) = \dot{\Theta}_e = \dot{\Theta}_s \quad (22)$$

となる。

式(21)はクランク軸の平均角速度が指定の回転角速度に等しい事を意味し、式(22)はクランクが1周期回転した時点で初速と等しい速度を示すことを意味する。

式(21)、(22)を満足する $\dot{\Theta}_s$ と T_m を求めるために、一般的なニュートン法を用いると、次の式が得られる。

$$\dot{\Theta} - \dot{\Theta}^* = \dot{\Theta} - \dot{\Theta}^* + \frac{\partial \dot{\Theta}}{\partial \dot{\Theta}_s} (\dot{\Theta}_s - \dot{\Theta}_s) + \frac{\partial \dot{\Theta}}{\partial T_m} (T_m - T_m) \quad (23)$$

$$\dot{\Theta}_e - \dot{\Theta}_s = \dot{\Theta}_e - \dot{\Theta}_s + \frac{\partial \dot{\Theta}_e}{\partial \dot{\Theta}_s} (\dot{\Theta}_s - \dot{\Theta}_s) + \frac{\partial \dot{\Theta}_e}{\partial T_m} (T_m - T_m) \quad (24)$$

ここで、式(24)を式(25)のように書換える。

$$\dot{\Theta}_e - \dot{\Theta}_s = \dot{\Theta}_e - \dot{\Theta}_s + \left(\frac{\partial \dot{\Theta}_e}{\partial \dot{\Theta}_s} - 1 \right) (\dot{\Theta}_s - \dot{\Theta}_s) \quad (25)$$

$$+ \frac{\partial \dot{\Theta}_e}{\partial T_m} (T_m - T_m)$$

式(23)、(25)をマトリクス形式に整理し、式(21)、(22)を考慮すると、

3 実験検証

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial \dot{\Theta}}{\partial \dot{\Theta}_s} & \frac{\partial \dot{\Theta}}{\partial T_m} \\ \frac{\partial \dot{\Theta}_e}{\partial \dot{\Theta}_s} - 1 & \frac{\partial \dot{\Theta}_e}{\partial T_m} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\Theta}_s - \dot{\Theta}_s \\ T_m - T_m \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\dot{\Theta} + \dot{\Theta}^* \\ -\dot{\Theta}_e + \dot{\Theta}_s \end{bmatrix} \quad (26)$$

となる。

式(26)の左辺マトリクス項の各偏微分はそれぞれ初速と負荷トルクに微小変化を与えて1周期分の数値積分を行なった時の $\dot{\Theta}$, $\dot{\Theta}_e$ の変化を求めれば計算できる。

そこで、図7のように、 $\dot{\Theta}_s$ 、 T_m に微小変化を与えて、式(16)に代入し、予測子修正子法を用いて計4周期分の計算をすることによって、クランクの初速 $\dot{\Theta}_s$ と平均負荷トルク T_m が求まる。

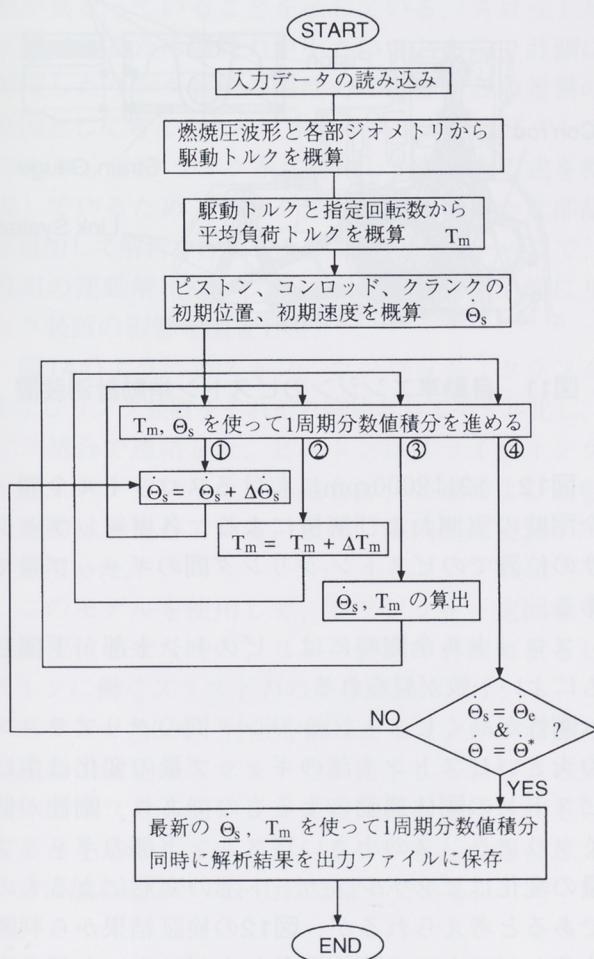


図7 平均負荷トルク算出のフローチャート

3.1 2輪車用2サイクルエンジンのピストン挙動

本プログラムによる解析結果の妥当性を検証するため、オートバイ用2サイクル単気筒小型エンジンについてピストン挙動を実測した。図8のようにスラスト側、反スラスト側のシリンダ壁面に各3個づつ計6個の渦電流型ギャップセンサをシリンダ壁面に設置し、ピストンがどの位置にあっても常時最低2対のセンサー出力が得られるようにした。

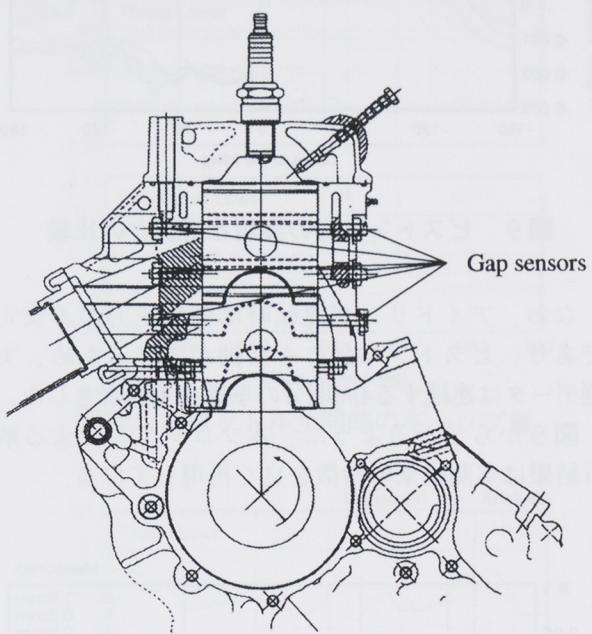


図8 2サイクルエンジンのピストン挙動計測装置

図9にアイドリング運転時におけるピストン重心位置の横方向変位と傾斜角度の実測値とシミュレーション結果を示す。

弾性変形を考慮したピストン挙動解析プログラムの開発

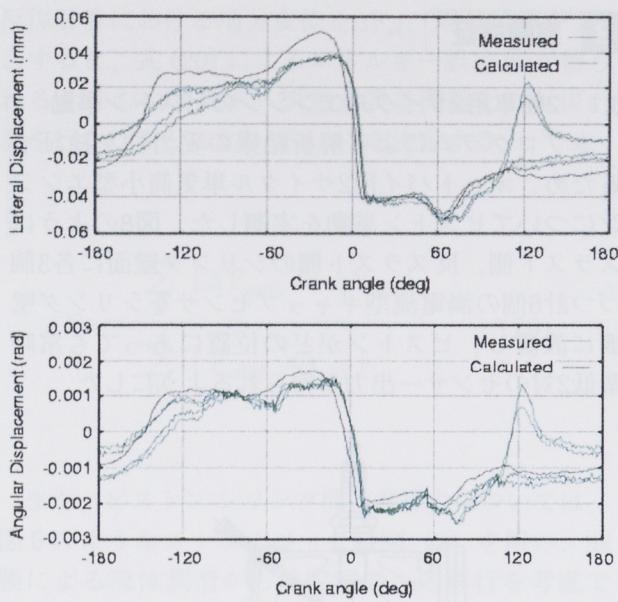


図9 ピストン挙動の実測と解析との比較

なお、アイドリング運転時は燃焼圧力が不安定であり、ピストン挙動にも変動が生じるため、実測データは連続する4周期分の挙動を重ね書きした。

図9から分かるように、本プログラムによる解析結果は実測結果の特徴を良く再現している。

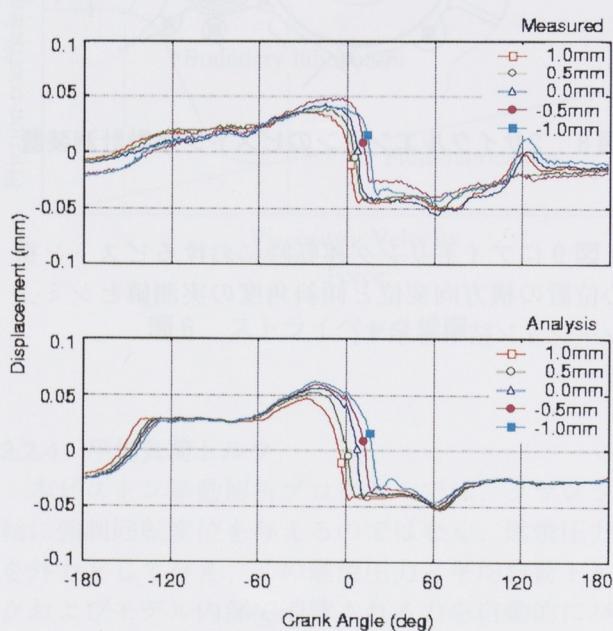


図10 ピストンピンオフセットによるピストン挙動の変化

また、同エンジンを用いて、ピストンピンオフセットをスラスト側1.0mmから反スラスト側1.0mmまで変化させた時の、実測と解析によるピストンの横方向の変位を図10に示す。ピストンピンオフセットによるピストンスラップタイミングの変化などが、実測と解析でよく対応しているのがわかる。

3.2 自動車用4サイクルエンジンのピストン挙動

図11は自動車用4サイクル4気筒エンジンの実働時のピストン挙動および応力測定に使用したピストンとセンサケーブル取り出しのためのリンク機構である。

この例では、4つの渦電流型ギャップセンサと1つの歪ゲージをピストンに設置し、コンロッドに取り付けたリンク装置を介してセンサケーブルを取り出した。

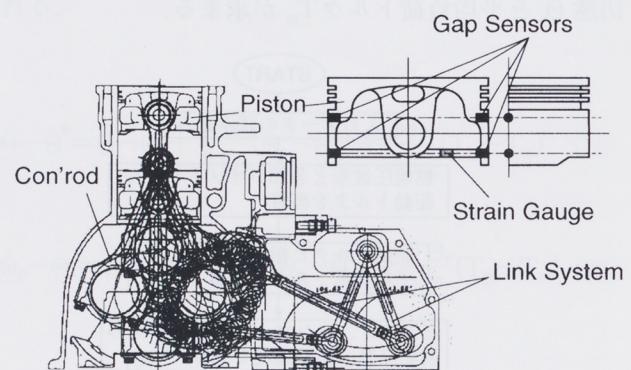


図11 自動車エンジンのピストン挙動計測装置

図12、13は2000rpmにおけるスロットル全開・全閉時の実測および解析による、各ギャップセンサの位置でのピストン-シリンダ間のギャップ量である。

スロットル全開時には、ピストン上部・下部ともによい一致が見られる。

剛性が高くピストン-シリンダ間のクリアランスの大きいピストン上部のギャップ量の変化は主にピストンの剛体運動によるものであり、剛性が低くクリアランスの小さいピストン下部のギャップ量の変化はピストンスカート部の変形によるものであると考えられるが、図12の検証結果から判断するとピストンの剛体運動およびスカート部の変形をよく予測できているといえる。

弾性変形を考慮したピストン挙動解析プログラムの開発

しかし、詳細に比較すると、ピストン下部では反スラスト側の爆発上死点付近（クランク角360°から480°）でのギャップ量の増減の傾向が若干異なっている。このギャップ量の増減はピストンスカート部の弾性変形によるものであるが、本プログラムではスカート変形の計算においてシリンドラとの接触計算を2次元化して行なっており、スカートの接触する幅を固定して計算している。一方、実際の現象は、筒内圧とともにスカート接触面積が変化していると考えられ、さらなる計算精度向上のためにはピストン-シリンドラの接触計算時に3次元曲面の接触による接触面積の変化を考慮する必要があると考えられる。

また、スロットル全閉時においては、爆発力が小さいため、ピストン下部でのスカート変形によるギャップ量の増加はほとんど見られない。しかし、この場合にはピストン上部のギャップ量で実験と解析に差が見られる。すなわちピストンの剛体運動が異なっていることを示している。スロットル全閉であるため爆発力が小さいことから、計測に使用したリンク装置の慣性力の影響がこの差異の原因として考えられる。本プログラムではピストン-コンロッド-クランク系に特化した運動方程式を使用しているため、リンク装置のような新たな部品を追加して解析を行なうことは困難である。そこで、汎用の運動解析プログラムを使用して簡易的にリンク装置の影響を調査した。

図14のようにピストン、コンロッド、クランクおよびリンク装置をそれぞれ剛体としてモデル化し、ピン結合で連結した。ピストンはスライディングジョイントでシリンドラと結合し、並進および回転の運動は無視している。また、筒内圧は実測データを用いた。

このモデルを使用して、クランクを一定回転で強制変位させた時の、リンク装置の有無によるピストンに働くスラスト力の差を図15に示す。

クランク角360°付近を例にとると、リンクありの場合には正のスラスト力が発生しており、ピストンはスラスト側シリンドラ壁に押し付けられていることを意味しているが、リンクなしの場合ピストンに加わるスラスト力はほぼ0である。

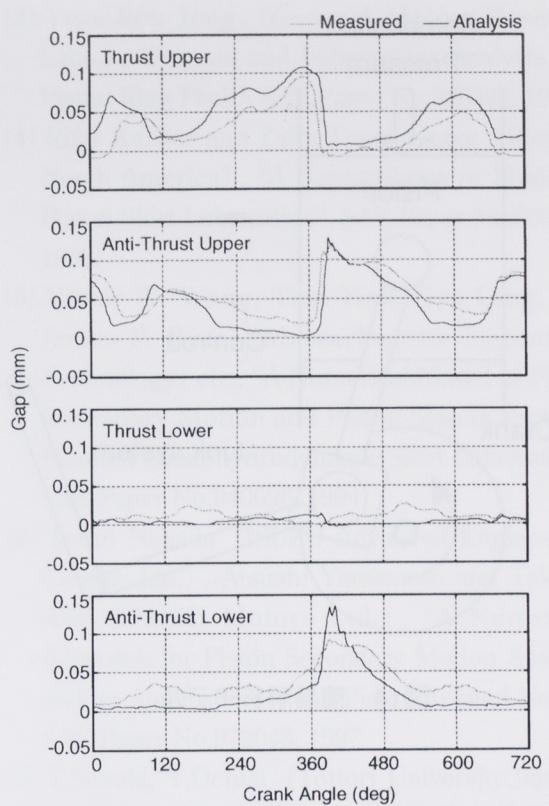


図12 スロットル全開時のギャップ量

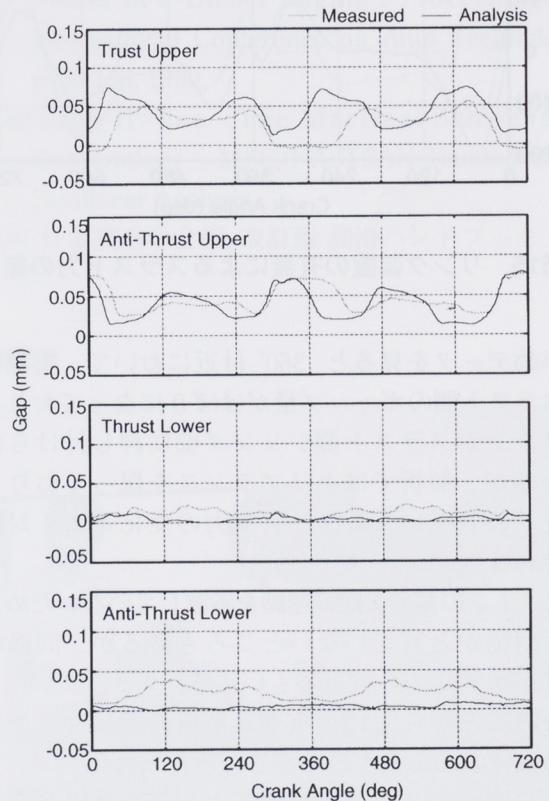


図13 スロットル全閉時のギャップ量

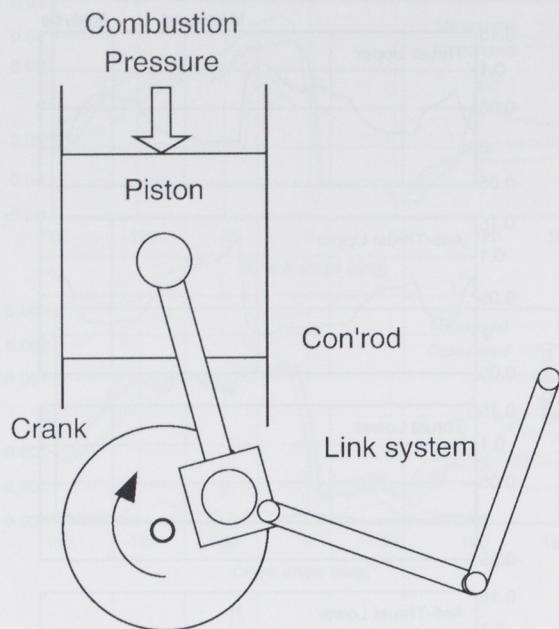


図14 簡易解析モデル

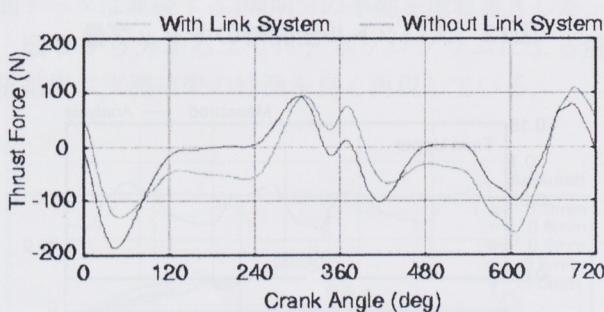


図15 リンク装置の有無によるスラスト力の差

挙動データを見ると、360°付近において、実測ではスラスト側のギャップ量がほぼ0になっており、ピストンがスラスト側シリンダ壁に押し付けられているが、解析ではクリアランスを保っており、リンクの有無によるスラスト力の変化とよく対応している。

ピストンの並進・回転運動を考慮していないため、若干対応がとれていないところもあるが、同様のことがクランク0°付近でもいえる。

このことから図13の実測と解析の差はリンク装置の慣性力によるものであると考えられる。

次に図16にスカート部の応力の実測結果と解析結果を示す。

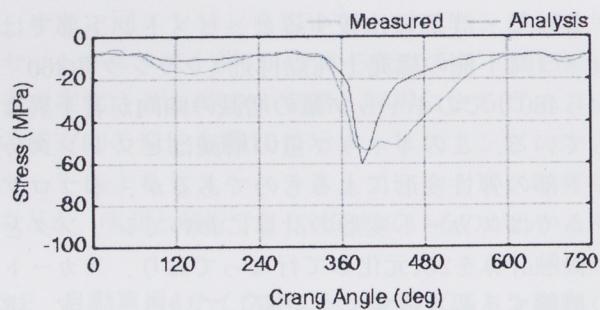


図16 スカート応力の比較

実測結果は図11の歪ゲージによる実働時の応力である。解析による応力値は次のように算出した。

挙動解析からは図17のようなピストンスカート部の変形量と接触力分布を得る。この接触力分布を使用してFEM応力解析(図18)を行ない、図11の歪ゲージ設置位置における応力値をプロットした。

応力解析結果(図16)においても、実測と解析は概ねよい一致を示しており、ピストン-シリンダ間の接触力分布の計算についても妥当であると考えられる。しかし、ギャップ量での検証と同様に、クランク角480°付近の応力値に若干違いが見られる。これは、先に述べたようにスカート変形の3次元性を考慮していないことによるものであると考えられる。

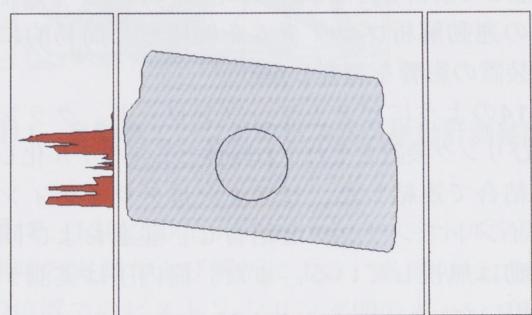


図17 挙動解析による接触力

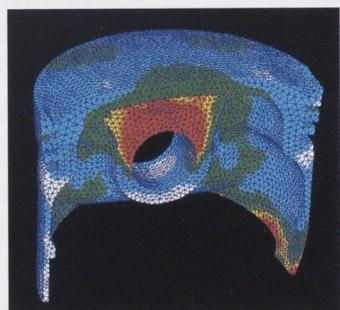


図18 FEM応力解析結果

設計においてはエンジンの静肅性に対する要求が高くなっています。ピストンスラップによる振動・騒音の低減のためピストンの軽量化やピストンクリアランスの減少といった対策も用いられていますが、それらがピストンの破損、焼き付きといった問題につながる場合もある。

2サイクルエンジンにおいては高出力化にともなう吸・排気ポートの大型化により、ピストンとポートとの干渉による打音といった問題もある。

これらについて詳細に検討を行なうためには、ピストン-シリンダ間の接触計算を3次元的に解析することが不可欠であると考える。

4 おわりに

- (1) 本プログラムによって解析したピストン挙動は実働時のエンジン内のピストン挙動とよく一致しており、解析モデルの妥当性が確認できた。
- (2) 本プログラムから得られるピストン接触力分布を使用したFEM解析によるピストンスカート部の応力は実働時のスカート応力とよく対応しており、ピストン接触力分布の予測精度が高いことが確認された。
- (3) 更に精度の高い挙動および接触力分布の予測をするためには、3次元形状を用いたピストン-シリンダ間の接触計算が必要であると考えられる。

最後に、本プログラムの開発にあたり、検証データ計測に多大な協力をいただいた当社モーターサイクル事業部、自動車エンジン事業部の実験スタッフの皆様に感謝の意を表する。

■参考文献

- (1) N.Tsuchida, H.Tsuzuku (Yamaha Mo.Co.,Ltd.), "Piston Friction Losses in High Speed Engines", SAE Paper No.911230, 1991.
- (2) H.Mehmet Uras and Donald J.Patterson (The University of Michigan), "Measurement of Piston and Ring Assembly Friction Instantaneous IMEP Method", SAE Paper No.830416, 1983.
- (3) Yeau-Ren Jeng (General Motors Research Labs.), "Friction and Lubrication Analysis of a Piston Ring Pack", SAE Paper No.920492, 1992.
- (4) Rifat Kerbar and Zafer Dursunkaya (Ricardo North America), "A Comprehensive Model of Piston Skirt Lubrication", SAE Paper No.920483, 1992.
- (5) Victor W. Wong, Tian Tian, Hua Lang, and James P. Ryan (Massachusetts Institute of Technology) etc., "A Numerical Model of Piston Secondary Motion and Piston Slap in Partially Flooded Elastohydrodynamic Skirt Lubrication", SAE Paper No.940696, 1994.
- (6) Teruo Nakada (ISUZU Advanced Engineering Center, Ltd.), Atsushi Yamamoto and Takeshi Abe (ISUZU Motors Ltd.), "A Numerical Approach for Piston Secondary Motion Analysis and its Application to the Piston Related Noise", SAE Paper No.972043, 1997.
- (7) T.Suzuki, Y.Ochiai (Tottori University, Japan), and N.Sagishima (Sanyo Electric Co.Ltd., Japan), "Detailed Study of the Secondary Motion of a Piston in a Diesel Engine", Proceedings of International Conference on Auto Technology, p159-166, 1990.
- (8) Sang H. Lee (The MacNeal-Schwendler Corporation), MSC/NASTRAN Handbook for Nonlinear Analysis.
- (9) 日本潤滑学会編, 改訂版 潤滑ハンドブック

●著者

