ピストンスラップによるエンジン振動・騒音に関する研究*

(第1報, ピストンスラップの理論解析とシミュレーション)

太田 和 秀^{*1}入 江 良 彦^{*1}山 本 喜 一^{*2}中 村 任 男^{*1}

Study of Piston Slap Induced Noise and Vibration of Internal Combustion Engine
(1st Report, Theoretical Analysis and Simulation)

Kazuhide OHTA, Yoshihiko IRIE,
Kiichi YAMAMOTO and Tadao NAKAMURA

This paper presents a calculation method of the impact force and the vibratory response of a cylinder liner induced by the piston slap in internal combustion engines. In this method, the following dynamic conditions in the collision of the piston with the cylinder liner are assumed; (a) four points of collision at upper and lower parts of the piston, (b) employment of springs and dash-pots equivalent to the dynamic stiffness of the piston and the damping effect of the oil film. Also, the equation of motion for the coupled system of piston and cylinder liner is derived, taking account of several resonant modes of the cylinder liner to simulate accurately time histories of the impact force and the response. As a practical example, the piston slap phenomenon in an actual diesel engine is analyzed, and it is confirmed that calculated time histories of the vibratory acceleration of the cylinder liner agree well with measured data.

Key Words; Piston Slap, Impact Vibration, Engine Noise, Liner Vibration, Modal Analysis

1. は じ め に

内燃機関のピストンスラップは、ピストンとシリンダライナ(以下ライナと略称)の間に間隙が存在するために、往復運動するピストンに作用するピストン側圧の符号が変化するときが発生するピストンとライナの衝突現象であり、エンジン騒音やライナキャビテーションの主原因になっている。

ピストンスラップによるエンジン騒音やライナキャビテーションの予測ならびにその低減対策を検討するには、スラップ衝撃力によるライナ等のエンジン各部の振動応答の推定が必要である。そのためには起振力であるスラップ衝撃力を精度良く予測することが重要であるが、スラップ現象が複雑な衝突過渡振動現象であることを考えると、ライナの振動特性の影響が大き

いとみられる⁽³⁾

ピストンスラップの問題は、国内外で多くの実験的研究^{(1)~(2)}や解析的研究^{(4)~(7)}がかなり行われているが、ライナの振動特性を考慮したピストンスラップ解析の研究は、現在まであまり行われていない。

本論文ではまずピストンとライナに作用する外力や衝突力について検討を行い、次にエンジンブロックに取付けられた状態でのライナ系の振動特性を考慮したピストンスラップ解析法を作成した。

更に実機のエンジンについて試計算を行い、ライナの振動応答計算結果と実測結果の比較を行って、本計算法の妥当性を検討した。

本論文では理論計算法及びその妥当性について述べ、続報にて、実機への適用例及びピストンスラップ低減対策の結果を報告する予定である。

2. 理 論 計 算 法

2.1 座標系の定義及び衝突モデル 図1に示すように、シリンダ中心軸にy軸をとり、上方を正とする。ピストン上死点位置において、ピストンピン中心を通り、y軸に垂直にx軸をとり、反スラスト側を正

* 昭和62年4月3日 第64期通常総会講演会において講演、原稿受付 昭和61年5月23日。

^{*1} 正員、三菱重工業(株)長崎研究所 (〒851 長崎市深堀町5-717-1)。

^{*2} 正員、三菱重工業(株)相模原製作所 (〒229 相模原市田名3000)。

にする。

クランク軸回転角 α 、ピストンピンの回転角 θ_p は時計回りを正とする。

ピストンとライナは A, B, C, D の4点で衝突すると仮定する。ライナはエンジン騒音スペクトルが卓越する 3 kHz 以下の周波数領域に、図5に示すように複数個の共振点を有するので弾性体として扱う。

ピストンは、図4に示すように、1次モードの共振点が 3 kHz 以上にあり、3 kHz 以下の衝突振動現象を扱う場合は、衝突点に弾性ばねを有する剛体とみなしてよい。また、衝突点には油膜の減衰効果に対応するダッシュポットを設ける。

2.2 ピストンとライナに作用する力

2.2.1 作用する力の記号 本計算法では図2に示すような力がピストンとライナの間に作用すると考える。

F_{IX} : ピストン運動による左右方向慣性力

F_{IY} : ピストン運動による上下方向慣性力

T_I : ピストン運動によるピン回りの回転慣性モーメント

F_g : ガスフォース

F_L : コンロッド反力

T_P : ピストンとピストンピン間の摩擦力によるピストンピン回りのモーメント

F_{ij} : 第 j ピストンリングとリング溝間の左右方向摩擦力

F_{qj} : 第 j ピストンリングとライナ間の上下方向摩擦力

F_{f1}, F_{f2} : ピストンとライナ間の上下方向摩擦力

F_A, F_B, F_C, F_D : ピストンとライナの衝突力

図1 座標系と衝突モデル

2.2.2 ピストンの運動による慣性力、慣性モーメント

a. ピストンのピン位置、重心位置の速度 図3に示すようにピストンのピン位置の座標を $P(x_p, y_p)$ 、回転角を θ_p 、ピストンの重心位置の座標を $G(x_g, y_g)$ 、回転角を θ_g とすれば、ピン位置と重心位置の速度、回転角速度には次の関係が成立する。

$$\begin{cases} \dot{x}_G = \dot{x}_P + L_Y \dot{\theta}_P \\ \dot{y}_G = \dot{y}_P - L_X \dot{\theta}_P \\ \dot{\theta}_G = \dot{\theta}_P \end{cases} \quad (1)$$

ただし $L_X = x_G - x_P$, $L_Y = y_G - y_P$

b. ピストンの上下方向加速度 クランク軸の回転角速度 ω を一定と仮定すると、ピストンピンの上下方向変位 y_p はクランク回転角 α によって一義的に定まる。

図3に示すようにピストンピンのオフセット量 x_{p0} を考慮したピストンピンの上下方向加速度 $\ddot{y}_p$ は近似的に次式で表わされる。

$$\ddot{y}_p = -r\omega^2 \left[\frac{r^2 \ell^2 \cos^2(\omega t - \gamma_0) - A(\ell^2 - A^2) \sin(\omega t - \gamma_0)}{(\ell^2 - A^2)^{3/2}} + \cos(\omega t - \gamma_0) \right] \quad (2)$$

図2 ピストンとライナに作用する力

図3 ピストンの運動と各点の座標

ただし l : コンロッド長さ r : クランク半径

$$\begin{cases} \gamma_0 = \sin^{-1} \left(\frac{-x_{p0} - x_p}{l + r} \right) \\ A = r \sin(\omega t - \gamma_0) - x_{p0} - x_p \end{cases}$$

c. ピストンの運動エネルギー T , ピストンの運動エネルギー T は式(1)を用いて次式のように表わされる。

$$T = \frac{1}{2} m_p \{ (\dot{x}_p + L_Y \dot{\theta}_p)^2 + (\dot{y}_p - L_X \dot{\theta}_p)^2 \} + \frac{1}{2} I_G \dot{\theta}_p^2 + \frac{1}{2} m_r (\dot{x}_p^2 + \dot{y}_p^2) + \frac{1}{2} m_{rg} \dot{y}_p^2 \quad (3)$$

ただし m_p : ピストン質量
 m_r : コンロッド小端部質量+ピストンピン質量
 m_{rg} : ピストンリング質量
 I_G : ピストン重心回りのモーメント

d. ピストン運動による慣性力 ピストン運動によるピストンピン位置の左右方向及び上下方向の慣性力を各々 F_{IX} , F_{IY} とすると式(3)より

$$F_{IX} = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_p} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_p} = (m_p + m_r) \ddot{x}_p + m_p L_Y \ddot{\theta}_p \quad (4)$$

$$F_{IY} = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{y}_p} \right) - \frac{\partial T}{\partial y_p} = (m_p + m_{rg} + m_r) \ddot{y}_p - m_p L_X \ddot{\theta}_p \quad (5)$$

ピストンピン位置の回転慣性モーメント T_I は次式となる。

$$T_I = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}_p} \right) - \frac{\partial T}{\partial \theta_p} = I_p \ddot{\theta}_p + m_p L_Y \ddot{x}_p - m_p L_X \ddot{y}_p \quad (6)$$

ただし $I_p = I_G + m_p (L_X^2 + L_Y^2)$: ピストンピン回りの慣性モーメント

2.2.3 コンロッドからの力 筒内圧を P , ピストン直径を D とすれば, 筒内圧によるピストンに作用する力は次式で与えられる。

$$F_g = -\frac{\pi}{4} D^2 P \quad (7)$$

コンロッドからの反力 F_l は, ピストンに作用する上下方向の力の釣合いから決定される。

$$F_l = F_{li} - \frac{m_p L_X}{\cos \beta} \ddot{\theta}_p \quad (8)$$

$$\text{ただし } F_{li} = \frac{(m_p + m_{rg} + m_r) \ddot{y}_p - F_g - \sum_{i=1}^N F_{qi} - F_{f1} - F_{f2}}{\cos \beta}$$

第1項はクランク回転角によって決定され, 第2項はピストンの回転運動によって決まる。

2.2.4 摩擦力による力, モーメント ピストンピン軸受部にはコンロッド反力 F_l が作用するが, ピン軸とピン軸受部の摩擦係数を μ_p とすれば, ピン

回りのモーメント T_p は次のように表わされる。

$$T_p = \text{sgn}(\dot{\phi}) \mu_p R_p F_l \quad (9)$$

ただし $\begin{cases} \dot{\phi} = \dot{\beta} - \dot{\theta}_p & R_p: \text{ピストンピン半径} \\ \text{sgn}(\dot{\phi}) = \begin{cases} 1 & \dots \dot{\phi} > 0 \\ -1 & \dots \dot{\phi} < 0 \end{cases} \end{cases}$

第 j ピストンリングとライナ間の上下方向摩擦力 F_{qj} は, リングとライナ間の摩擦係数 μ_{qj} を用いて

$$F_{qj} = -\text{sgn}(\dot{y}_p) \mu_{qj} W_j \pi D \quad (10)$$

ただし W_j は第 j リングの単位長さ当りの押付力であり文献4)に示す方法で決定する。

第 j ピストンリングとリング溝間の左右方向摩擦力 F_{rj} は, リングとリング溝間の摩擦係数 μ_{rj} を用いて

$$F_{rj} = -\text{sgn}(\dot{x}_{rj}) \mu_{rj} F_{qj} \quad (11)$$

ただし $\dot{x}_{rj}$ は第 j リング位置でのピストンの左右方向速度である。

ピストンとライナ間の上下方向摩擦力 F_{f1} , F_{f2} は, ピストンとライナ間の摩擦係数 μ_f を用いて

$$F_{f1} = -\text{sgn}(\dot{y}_p) \mu_f (F_A + F_B) \quad (12)$$

$$F_{f2} = -\text{sgn}(\dot{y}_p) \mu_f (F_C + F_D) \quad (13)$$

ただし, $F_A \sim F_D$ はピストンとライナ間の衝突力である。

2.2.5 ピストンとライナの衝突力 ピストンとライナの衝突点 S での衝突力 F_S は, ピストンの衝突剛性と油膜減衰を近似した, ばね定数 k_S と減衰係数 c_S を用いて次式で与えられる。

$$F_S = -\delta_S \{ k_S (x_{PS} - x_{LS}) + c_S (\dot{x}_{PS} - \dot{x}_{LS}) \} \quad (14)$$

ただし $\delta_S = \begin{cases} 1 & \dots \text{衝突} \\ 0 & \dots \text{衝突せず} \end{cases}$

ピストン衝突点のばね定数 k_S は, 図4に示すようなピストン衝突点の駆動点リセプタンスの計測結果を用いて推定する。図中の点線で示す値がばね定数 k_S の逆数に対応する。

図4 ピストン単体の周波数応答関数 (実測)

実機運転状態での油膜の形成状況については未解明なことが多く、理論的に減衰係数を決定するのが困難であるので、本論文ではピストンが油膜を介して衝突する場合の反撥係数を0.2程度であるとみなして減衰係数を決定した。

2.3 ピストン/ライナ系の連成振動応答

2.3.1 ピストン系の運動方程式 ピストンはライナとの衝突点に弾性ばねを有する剛体とみなす。またピストンピンの上下方向運動はクランク回転角によって一義的に決定されるので、ピストンピン位置の左右方向変位 x_p とピストンピン回りの回転角 θ_p を考える。2.2節で述べたピストンに作用する力の釣合より、ピストンの運動方程式は次のように表わされる。

$$\left[\begin{array}{c} m_p + m_r \\ m_p L_Y \end{array} \right] \left[\begin{array}{c} \ddot{x}_p \\ \ddot{\theta}_p \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} f_X \\ f_\theta \end{array} \right] \quad (14)$$

ただし

$$f_X = -F_t \sin \beta + \sum_{j=1}^{N_r} F_{rj} + \sum_S^{A-D} F_S \quad (15)$$

$$f_\theta = m_p L_X \ddot{y}_p - F_g (x_t - x_p) - \sum_{j=1}^2 F_{fj} (x_{fj} - x_p) - T_p + \sum_{j=1}^{N_r} F_{rj} (y_{rj} - y_p) + \sum_S^{A-D} F_S (y_S - y_p) \quad (16)$$

N_r : リング個数 $F_t \sin \beta$: ピストン側圧

x_t : ピストン上面中心の x 座標

x_{fj} : ピストンとライナ間の摩擦力が作用する位置の x 座標

y_{rj} : 第 j リングの y 座標

2.3.2 ライナ系の運動方程式

a. 運動方程式の離散化表現 ライナはエンジンブロックに取付けられているので、ライナの振動応答を評価する場合には、エンジンブロックの影響を考慮しなければならない。本論文ではエンジンブロックとライナが結合した系をライナ系と呼ぶことにする。

ピストンとの衝突力 f が作用する場合のライナ系の運動方程式は、ライナ系の質量行列 M 、減衰行列 C 、剛性行列 K を用いて次式で表わすことができる。

$$M\ddot{u} + C\dot{u} + Ku = f \quad (17)$$

ただし、 u はライナ系の変位ベクトルである。

b. ライナ系の固有振動特性 エンジンブロックを含めたライナ系の固有振動特性はFEM計算や加振試験によって求めることができる。

図5にウェットライナ機関のライナの駆動点モビリティの計測結果を示す。このような加振試験結果から文献8)に示すようなカーブフィットの手法によって、ライナ系のモデルパラメータ(固有円振動数 ω_n ,

振動モード ϕ_n , 有効質量 $\bar{m}_n$, 有効減衰比 ζ_n)を同定することができる。ただし添字 n は第 n 字モードに関する量を表わす。

減衰の影響が小さければ、質量行列 M や剛性行列 K には次の直交性が成立する。

$$\Phi^T M \Phi = \left[\bar{m}_n \right], \quad \Phi^T K \Phi = \left[\bar{m}_n \omega_n^2 \right] \quad (18)$$

ただし $\Phi = [\phi_1, \dots, \phi_N]$ は振動モード行列である。

更に減衰行列 C についても次の直交性を仮定する。

$$\Phi^T C \Phi = \left[2\zeta_n \omega_n \bar{m}_n \right] \quad (19)$$

c. ライナ系の振動応答 ピストンと衝突している状態のライナ系の振動変位 u を、1次から N 次迄の振動モード ϕ_n の線形結合で表わす。

$$u = \phi_1 a_1 + \dots + \phi_N a_N = \sum_{n=1}^N \phi_n a_n \quad (20)$$

ただし a_n は第 n 次モードの応答量を表わす。

式(20)を式(17)に代入し、式(18)、(19)の直交性を考慮すれば、第 n 次モードに関する運動方程式は次のように表わされる。

$$\ddot{a}_n + 2\zeta_n \omega_n \dot{a}_n + \omega_n^2 a_n = \sum_S^{A-D} \phi_n(y_S) F_S / \bar{m}_n \quad (21)$$

ここで衝突点 S の第 n 次振動モード $\phi_n(y_S)$ はクランク回転角によって時々刻々変化する。

2.8.8 ピストン/ライナ系の連成振動応答 ピストンとライナは衝突力 F_S を介して連成振動を行う。従って、式(14)のピストンの運動方程式と式(21)のライナの運動方程式を連立常微分方程式の形に直し、筒内圧 P を入力し、各衝突点における衝突状態を判定しながら時刻歴積分を行えば、各クランク角度におけるライナやピストンの振動応答および衝突力の波形が得られる。

図5 ライナ系の周波数応答関数 (実測)

3. 計算例

3.1 計算条件 表1に示すような条件でシミュレーション計算を行い、実験結果と比較検討を行った。また、エンジンブロックを含めたライナ系の振動特性は図5に示す加振試験結果から求めた。ピストンとライナのクリアランスはピストンの実測温度を用いて計算により求めた。

3.2 ガス力、慣性力、ピストン側圧 図6に $N = 1800, 2300 \text{ rpm}$ の場合のガス力、慣性力、ピストン側圧（サイドフォース）を示す。

回転数によって筒内圧は8%程度しか変化していないが、慣性力は約40%変化する。従って上死点近傍におけるピストン側圧は1800 rpmの方が大きくなるが、その他のクランク角度の範囲内では2300 rpmの方が大きい。

3.3 衝突力およびスペクトル 図7に上死点近傍におけるピストン上下端の衝突力の波形を示す。上死点近傍において、反スラスト側に押付けられていたピストンは、ピストン側圧の符号が変化すると、スラスト側に運動しはじめ、ライナと衝突する。ピストン上端においては、ライナとのクリアランスが大きいため上端衝突速度が大きくなり、かつ衝突ばね定数が大きいためにピストン上端衝突力には鋭いパルスが現われる。

図8にピストン上下端の衝突力及びピストン側圧の周波数スペクトルを示す。式(14)、(15)からわかるように、ピストン上下端の衝突力はコンロッドからの反力によるピストン側圧成分と、ピストンとライナの衝突振動による成分が大部分を占めている。500 Hz以下の成分はピストン側圧が支配的であるが、エンジン騒音が問題となる1~3 kHzの周波数領域では、ライナとピストンの衝突過渡振動による成分が支配的になる。

表1 計算条件

Cycle	4	
Bore × Stroke	$\phi 135 \times 150$	
Load	4 / 4	
Impact Points	$y_U / y_L = 30 / -65 \text{ mm}$	
Impact Stiffness	$K_U / K_L = 400 / 25 \text{ MN/m}$	
Impact Damping	$C_U = C_L = 10 \text{ kN/m}$	
Revolution	1800 rpm	2300 rpm
$P_{\max}$	11.6 MPa	12.0 MPa
Piston - Liner Clearance	$\delta_U = 20 \mu\text{m}$	$\delta_U = 10 \mu\text{m}$
	$\delta_L = 85 \mu\text{m}$	$\delta_L = 55 \mu\text{m}$

Suffix U / L : Upper / Lower Impact Point

図6 ピストンに作用する力とエンジン回転数

図7 ピストン上下端の衝突力 ($N = 2300 \text{ rpm}$)

図8 ピストンに作用する力のスペクトル

3.3 ライナ振動波形およびスペクトル 図9に $N=1800$ rpm, 2300 rpmにおけるライナ下端の振動加速度波形の計算値と実測値の比較を示す。

図10にはライナ振動加速度スペクトルの計算値と実測値の比較を示す。

ライナ加速度応答の時刻歴波形, 最大値, 周波数スペクトルとも, 計算値は実測値とほぼ一致している。

上死点近傍 ($\alpha=0^\circ\sim 90^\circ$) における加速度応答は1800 rpmの方が, 2300 rpmの場合より大きい。これは上死点近傍でピストン側圧の値が大きく, かつピストンとライナのクリアランスが大きいことによる。

一方, クランク角 $\alpha=360^\circ\sim 540^\circ$ の間では慣性力の影響で2300 rpmの方がピストン側圧の値は大きくなり, ピストンスラップは2300 rpmの方が激しくなる。

ライナの加速度スペクトルの3 kHz以上で計算値が実測値より小さいのは, ライナの振動特性を2.7 kHz迄しか考慮していないことによる。また, 1.5 kHz以下で計算値の方が低いのは, 1.5 kHz以下のライナ振動は, エンジンブロック振動の影響を強く受け, ライナ振動がピストンスラップだけでなく, ベアリング衝撃力等の他の起振源による振動が複合していることによると考えられる。

4. 結 論

本論文では, エンジン騒音やライナキャビテーションの主原因であるピストンスラップ現象のシミュレーション計算法を開発し, 実機計算を行ってその妥当性を確認した。

4.1 シミュレーション計算法 ライナとピストンの連成衝突振動を解析できる本計算法では, エンジンブロックに装着された状態でのライナの振動特性を考慮し, 衝突点にはピストンの動剛性と油膜減衰を模擬したばねとダッシュポットを配置して, 高速の衝突現象の時刻歴解析を行う。

本計算法で得られた衝突力やライナ振動応答は, エンジン騒音やライナキャビテーションの予測に適用できる。

4.2 計算法の妥当性 実機で計測したライナの固有振動特性を用いて, 全負荷, $N=1800, 2300$ rpmの状態についてシミュレーション計算を行った。

計算で得られたライナ加速度波形及び周波数スペクトルは実測結果とほぼ一致し, 本計算法が実機のピストンスラップ低減対策に有効に活用できる見通しが得られた。

図9 ライナ振動加速度

図10 ライナ振動加速度スペクトル

参 考 文 献

- (1) R.D. Dejong, N.E. Parsons, SAE Paper 800405 (1980)
- (2) 三浦, 日産ディーゼル技報, No.45, (1982), 1
- (3) 太田他3名, 船機講論, (昭59/9月例講演会), 9
- (4) 津田, 小泉, 機論, 40-334, (昭49), 1705
- (5) E.E. Ungar, D. Ross, J. Sound Vib., 52-1 (1977)
- (6) S.D. Haddad, D.A. Howard, SAE Paper 800517 (1980)
- (7) 米沢他2名, 機論, 50-459, C (昭59), 2104
- (8) I. Honda, Y. Irie, ASME, Structural Dynamics PVP-Vol. 98-6, (1985)

討 論

付図 1 ライナの固有振動モード

〔質問〕 津 田 公 一〔工学院大学〕

ピストンとシリンダの衝突をも現実によく取扱ったご解析に敬意を表す。

(1) 図4の k_s はスカート側衝突点のばね定数であり、リングベルト寄りの衝突点については別の k_s 測定値を使うと解してよろしいか。

(2) 図5の四つの固有振動のモードをお示しいただけないか。また衝突位置に応じてライナの過渡挙動も、反力も改まると解してよろしいか。

(3) 図9上、下の計算波形には 300° CA前後にスラップがあり、実測波形にはない。この食違いの原因をご推察でしたら、ご解説いただきたい。

〔回答〕 (1) リングベルト寄りの衝突点についても、スカート部と同様に駆動点リセプタンスを計測し、その結果から衝突ばね定数を推定する。ただしピストン上端部などは、明確な共振点が表れないこともあり、このような振動計測結果を用いた推定が不可能な場合がある。その場合にはピストン上端部の局部変形に起因するばね定数をヘルツの接解理論や有限要素法を用いて求め、それを衝突ばね定数として使用する。

(2) 付図1にライナの四つの固有振動モードを示す。また衝突位置を変化させると、衝突力やライナの振動応答が変化し、ピストンスラップによるエンジン騒音を低減させることもできる。この点に関しては続報で詳細に述べる予定である。

(3) 実測波形にもクランク角 $\alpha=300^\circ$ 付近で弱いスラップが発生しているが、計算結果ほど大きくはない。 $\alpha=300^\circ$ はピストンの上昇過程であり、ピストンとライナ間の油膜の形成も十分であり、ピストン下降過程の $\alpha=0^\circ$ や 450° 付近に比べて油膜の減衰効果

が大きくなっていると考えられる。計算ではすべてのクランク角で一定の油膜減衰係数を用いているので、 $\alpha=300^\circ$ 付近でライナ振動が実測結果に比べて大きくなったとみられるが、これらの点に関しては今後も検討の必要があると思われる。

〔質問〕 本 江 明〔(株)東芝総合研究所〕

(1) 式(9)の μ_p 、式(11)の μ_{rj} の同定法とこれらの値が応答に及ぼす影響について計算例を示していただけないか。

(2) 式(14)の C_s は反発係数0.2程度とあるが、実験的理論的根拠があれば示していただけませんか。

(3) 1939ページ左欄3・1節の中で、「ピストンと…クリアランスはピストンの実測温度を用いて計算により求めた。」とある。熱収支からクリアランスを同定されたのか。もしそうならば、どのようなモデルで計算されたかご説明をお願いします。

〔回答〕 (1) ピストンピン軸まわりの摩擦係数 μ_p は、微小揺動軸受の摩擦係数の実験結果 $\mu_p \approx 0.05$ を用いている。またピストンリングとリング溝間の摩擦係数 μ_{rj} は文献(付1)を参考にして $\mu_{rj}=0.2$ としている。摩擦係数 μ_p 、 μ_{rj} を変化させた計算はまだ実施していない。今後検討を行いたいと考えている。

(2) 衝突時の減衰係数 C_s はピストンが油膜を介して衝突する場合の反発係数を0.2程度と仮定して決定しているが、この値は想定値であり理論的、実験的根拠はない。

(3) ピストンやライナ各点の温度分布計測結果を用いて、有限要素法による熱変形計算を実施してピストンとライナのクリアランスおよび衝突位置を決定している。

(付1) 長尾, 内燃機関講義, (昭36), 養賢堂。