ピストンスラップによるエンジン振動・騒音の研究* (ピストン形状やピンオフセットの影響)

太田 和秀^{*1}, 天野 賢二^{*2}, 林田 章宏^{*2}
鄭 光澤^{*1}, 本田 巖^{*3}

Analysis of Piston Slap Induced Noise and Vibration of Internal Combustion Engine (Effect of Piston Profile and Pin Offset)

Kazuhide OHTA^{*4}, Kenji AMANO, Akihiro HAYASHIDA,
Guangzu ZENG and Iwao HONDA

^{**} Department of Mechanical Engineering, Kyushu University,
744 Motoooka, Nishi-ku, Fukuoka-shi, Fukuoka, 819-0395 Japan

This paper presents the analytical method to evaluate the impact force and engine noise induced by piston slap considering the detailed piston profile. This method is applied to examine the effect of the piston profile on piston slap impact force and frequency spectrum related to the engine noise. The tendency of the piston pin offset to abate the piston slap is compared with the measured one to confirm the availability of this method. And it is pointed out that piston movement in the vicinity of the combustion top dead center is governed by the friction moment around the piston pin and the additional piston pin offset moment induced by combustion pressure.

Key Words: Piston Slap, Internal Combustion Engine, Impact Vibration, Noise, Modal Analysis

1. はじめに

エンジンの燃焼については厳しい排ガス規制に適合するため、電子制御を取り入れた点火時期制御や高圧噴射、多段噴射など精力的な研究が実施されている。一方、運転者や周囲の人に不快感や疲労を与える振動や騒音に対しては、振動・騒音規制の強化に適合するための低振動・低騒音対策だけでなく、最近では作業環境や居住環境に適応した音質を実現するための高度な技術が求められている⁽¹⁾。エンジン音質を左右する主要因の一つがピストンがライナに高速で衝突するピストンスラップでありエンジン騒音の高周波数成分に大きな影響を与える。ピストンスラップ解析については著者⁽²⁾らがライナの振動特性を考慮したピストンスラップ解析法を開発し、ピストンスラップによるエンジン各部の振動応答の予測を可能とした。また、最近では小泉^{(3),(4)}らによりピストンの詳細な形状と油膜を考慮した解析法も発表されている。

本報告では著者らが開発した片側2点衝突のピスト

ンスラップ解析法をピストンの詳細な形状が考慮できるように多点衝突モデルに改良し、ピストンの形状がピストン衝突力波形に与える影響を検討した。また、ピストンスラップ低減手法として従来からよく用いられるピストンピンオフセットについて、衝突力波形やエンジン騒音に与える影響を定量的に検討し、類似エンジンの騒音実測結果とも比較した。

2. 記号

α : クランク回転角 β : コンロッド傾斜角
 F_{Ai} : ピストンとライナ間のスラスト側衝突力分布
 F_{Bi} : ピストンとライナ間の反スラスト側衝突力分布
 F_{gj} : ピストンスカートとライナ間の y 方向摩擦力 ($j=1\sim2$)
 F_g : ガス爆発力
 F_{IX} : ピストン運動による x 方向慣性力
 F_{IY} : ピストン運動による y 方向慣性力
 F_{kr} : 波型ばね付リングの x 方向復元力
 F_l : コンロッド反力
 F_{gj} : 第 j ピストンリングとライナ間の y 方向摩擦力 ($j=1\sim3$)
 F_{rj} : 第 j ピストンリングとリング溝間の x 方向摩擦力 ($j=1\sim3$)

* 原稿受付 2008年6月11日.

^{*1} 正員, 九州大学工学研究院(〒819-0395 福岡市西区元岡744).

^{*2} 学生員, 九州大学工学府.

^{*3} 正員, 三菱重工(株)(〒851-0392 長崎市深堀町5-717-1).
E-mail: kazuhide-ohta@mech.kyushu-u.ac.jp

I_G : ピストンの重心周り慣性モーメント

m_p : ピストン質量

m_r : ピストンリング質量

m_{rg} : コンロッド小端部の等価質量とピストンピン質量の和

l_0 : 上死点におけるピストンピンとクランク軸中心との y 方向距離

l : コンロッド長さ

r : クランク半径

γ_0 : 上死点でのクランク軸中心とピストンピン中心を結ぶ線と y 軸のなす角

T_1 : ピストン運動によるピストンピン周りの回転慣性モーメント

T_p : ピストンピン摩擦力によるピストンピン周りのモーメント

x_{co} : クランク軸オフセット量

x_{po} : ピストンピンオフセット量

(x_G, y_G) : ピストンの重心座標

(x_p, y_p) : ピストンピンの座標

3. ピストンスラップ解析法とエンジン騒音予測法

3・1 ピストンスラップ解析法

図1に示すように座標系はシリンダライナの中心軸を y 軸として上向きを正に設定する。またピストンの上死点においてピストンピン中心を通り y 軸に垂直な方向に x 軸を取り、右向き(反スラスト側)を正とする。ピストンピンの回転角 θ_p は反時計回りを正とする。また、ピストンとライナの形状は別途実施した熱変形解析後の形状をスラスト側、反スラスト側ともに点列によって近似する。

(1) ピストンの運動方程式

ピストンは運動しながらライナと衝突して弾性振動するので、ピストン各点の振動変位は剛体運動成分と弾性振動成分の和で表わす。ピストンピンの剛体運動はピストンピンの左右方向変位 x_p とピストンピンの回転角 θ_p で表わされる。文献(2)と同様にしてピストンの剛体運動方程式を次のように行列表示する。

$$\begin{bmatrix} m_p + m_r & -m_p(L_Y - L_X \tan \beta) \\ -m_p L_Y & I_p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_p \\ \ddot{\theta}_p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{xp} \\ T_{\theta p} \end{bmatrix} \quad (1)$$

ただし、 $L_X = x_G - x_p$, $L_Y = y_G - y_p$ であり、ピストンピンに作用する力 F_{xp} とモーメント $T_{\theta p}$ は次式で求める。

$$\begin{cases} F_{xp} = -F_l \sin \beta + \sum_i F_{Ai} - \sum_i F_{Ei} + \sum_j F_{rj} + F_{kr} \\ T_{\theta p} = -m_p L_X \ddot{y}_p + T_p + F_g x_{po} - \sum_i F_{Ai} \cdot H_i + \sum_i F_{Ei} \cdot H_i \\ \quad - F_{r1} \left(\frac{\bar{D}}{2} + x_{po} \right) + F_{r2} \left(\frac{\bar{D}}{2} - x_{po} \right) + \sum_j F_{rj} \cdot H_{rj} + F_{kr} \cdot H_{kr} \end{cases}$$

ピストンピンと軸受の間の摩擦係数を μ_p 、ピストンピン半径を R_p とする。ピンと軸受の間に働く摩擦力はコンロッドの反力によって生じ、ピンの回転速度 $\dot{\theta}_p$ とコンロッド傾斜角速度 $\dot{\beta}$ の関係によって次のように決まる。

$$T_p = \text{sgn}(\dot{\phi}) \mu_p R_p F_l \quad (2)$$

ここで

$$\dot{\phi} = \dot{\beta} - \dot{\theta}_p, \quad \text{sgn}(\dot{\phi}) = \begin{cases} 1 & (\dot{\phi} > 0) \\ -1 & (\dot{\phi} \leq 0) \end{cases} \quad \text{である。}$$

ピストンとライナの衝突力は接触ばね定数 k_{Ai} と油膜減衰係数 c_{Ai} を用いて次式で表わす。

$$F_{Ai} = -k_{Ai}(X_{PAi} - X_{LAi}) - c_{Ai}(\dot{X}_{PAi} - \dot{X}_{LAi}) \quad (3)$$

ピストンの弾性振動モードを次式のように固有振動モード ϕ_n の線形結合で表すと、

$$X_{Pi} = \sum_{n=1}^{N_{mp}} \phi_{i,n} \cdot a_n(t) \quad (4)$$

Fig.1 Analytical model of piston slap

ピストンの第 n 次振動モード座標 a_n に関する運動方程式は次式で表わされる。

$$\tilde{M}_{pn}\ddot{a}_n + 2\zeta_n\omega_n\tilde{M}_{pn}\dot{a}_n + \tilde{M}_{pn}\omega_n^2 a_n = \tilde{f}_{pn} \quad (5)$$

ただし、 $\tilde{M}_{pn}$ はピストンの第 n 次モード有効質量、 ζ_n は減衰比、 ω_n は固有円振動数を表す。また、 $\tilde{f}_{pn}$ はピストンの第 n 次振動モードの有効外力であり、次式となる。

$$\tilde{f}_{pn} = \sum_{i=1}^{N_p} F_{Ai} \cdot \phi_{Ai,n} - \sum_{i=1}^{N_p} F_{Ei} \cdot \phi_{Ei,n} \quad (6)$$

(2) ライナの振動方程式 ライナの振動を励起するのは、ピストンとの衝突力 F_{Ai} 、 F_{Ei} である。ライナの弾性振動変位 x_{Li} を固有振動モード ψ_n の線形結合で表す。

$$x_{Li} = \sum_{n=1}^{N_{ml}} \psi_{i,n} \cdot b_n(t) \quad (3.7)$$

ライナの第 n 次振動モード座標 b_n に関する運動方程式は次のように表される。

$$\tilde{M}_{Ln}\ddot{b}_n + 2\zeta_n\omega_n\tilde{M}_{Ln}\dot{b}_n + \tilde{M}_{Ln}\omega_n^2 b_n = \tilde{f}_{Ln} \quad (3.8)$$

ただし $\tilde{M}_{Ln}$ はライナの第 n 次モード有効質量、 ζ_n は減衰比、 ω_n は固有角振動数を示す。

$\tilde{f}_{Ln}$ は第 n 次振動モードの有効外力であり、次のように表せる。

$$\tilde{f}_{Ln} = - \sum_{i=1}^{N_p} F_{Ai} \cdot \psi_{Ai,n} + \sum_{i=1}^{N_p} F_{Ei} \cdot \psi_{Ei,n} \quad (3.9)$$

ピストンとライナの衝突振動は式(1)、(5)、(8)を同時に時刻歴積分を行うことによって求める。その過程でピストンとライナの衝突力が式(3.3)で計算される。

3・2 エンジン騒音の予測 エンジン騒音を評価するにはエンジンブロック全体の振動応答とそれによる音響放射パワーを求める必要がある。著者^{(5),(6),(8)}らはクランク軸などの回転軸系とエンジンブロックが連成した系にガス爆発力、慣性力、ピストンスラップ力、噴射圧力、動弁系開閉力が作用した場合の振動応答波形と放射騒音を求める手法を開発中である。本報告ではこれを用いてピストンスラップ波形が変化した場合の騒音の変化を評価した。

4. ピストン形状によるスラップ力の変化

図2に示すようなライナと衝突するピストンスカート部の形状が異なる2種類のピストンについてピストンスラップ力の変化を検討する。2つのピストンのライナとの最小クリアランスを片側 $\delta = 50 \mu\text{m}$ 一定とした。ピストン①はスカート上部までクリアランスはほぼ一定であるが、ピストン②はスカート上部に行くに従ってクリアランスが大きくなっている。本報告ではこれらのピストンの形状を50点の点列で近似し、その各々の点にヘルツの接触理論から求めた衝突ばねと油膜圧力解析結果から決定した減衰係数を分布させた。

4気筒4サイクル排気量3.5 lクラスの高速ディーゼル機関の諸元を用い、エンジン回転数 $N_E = 2200 \text{rpm}$ 、無負荷の条件で解析を行った。なお、ピストンピンのオフセット量は0mmとしている。

図3にピストン衝突力波形の計算結果を示す。衝突点をスラスト側と反スラスト側に合計100点分布させているのですべての点の波形を示すと煩雑になるので、スラスト側上部25点の衝突力をまとめて F_{AB_Upper} 、下部25点をまとめて F_{AB_Lower} 、反スラスト側上部25点をまとめて F_{CD_Upper} 、下部25点をまとめて F_{CD_Lower} として表示している。

Fig.2 Profile of piston skirt

爆発 TDC(クランク角 0 度)近傍においてスラスト側ピストン上部衝突力 F_{AB_Upper} で大きな衝突力が発生しているがピストン①とピストン②では最大値にそれほど差がない。一方同じタイミングで反スラスト側下部衝突力 F_{CD_Lower} にも鋭いパルス状の衝突力が生じており、この値はピストン②の方が大きい。また反スラスト側上部衝突力 F_{CD_Upper} でクランク角 380 度付近に鋭い衝突力が見られ、この値もピストン②の方が大きい。これはピストン形状によって衝突位置が異なり、特にピストンに作用する力とモーメントを分担する衝突力に差が生じていると考えられる。

図 4 にスラスト側上部衝突力 F_{AB_Upper} の周波数分析結果(狭帯域)、図 5 に全衝突力の総和の周波数分析結

Fig.4 Frequency spectrum of upper impact force

Fig.5 Frequency spectrum of total impact force

(a)Piston①

(b)Piston②

Fig.3 Piston impact force

果(1/3 オクターブバンド)を示す。1.25kHz以上の周波数領域でピストン①の衝突力が小さくなっており、ピストンスラップによる高周波数域の騒音低減にはピストン①の形状が効果的と考えられる。ピストン上端部のクリアランスを小さくすることによる高周波数域での騒音低減効果は文献(1)でも確認されている。

5. ピンオフセットによるスラップ力低減

ピストンスラップによる騒音低減対策として、ピストンピンオフセットが用いられることが多い。スラスト側と反スラスト側各2点でピストンが衝突するモデルを用いたピストンピンオフセットの効果は文献(7)で議論されているので本報告ではピストン形状を詳細に考慮した解析法でピストンピンオフセットの効果を検討した。

図2に示すピストン①を用いて、ピストンピンを-1.0mm(スラスト側)~1.0mm(反スラスト側)の範囲で変化させて、ピストンスラップ力波形の変化やそれがエンジン騒音に及ぼす影響を数値的に求めた。図6にピストンピンオフセット量を変化させた場合の、ピストンとライナ間の衝突力波形の計算結果を示す。爆発TDC直後(クランク角0度)にスラスト側上部衝突点に大きな衝撃力が発生する。このピーク値とピンオフセットの関係を図7に示す。ピストンピンをスラスト側(負側)にオフセットさせると、衝突力のピーク値は大きく減少するが、逆に反スラスト側(正側)にオフセットさせても、このピーク値はほとんど変わらない。

Fig.7 Maximum impact force vs. pin offset

(a) Pin offset $x_{p0} = -1.0\text{mm}$

(b) Pin offset $x_{p0} = 0.0\text{mm}$

Fig.6. Piston impact force vs. piston pin offset

図8にピストンピンオフセットによるガス圧モーメント $F_G \cdot x_{po}$ とピストンピン回りの摩擦モーメント T_p の関係を示す。ピンオフセット x_{po} を 1mm 程度までとれば、ピストンピンオフセットによるガス圧モーメント $F_G \cdot x_{po}$ とピストンピン回りの摩擦モーメント T_p はほぼ同じオーダーになる。したがってスラスト側にピストンピンをオフセットすればピストンピン周りの摩擦によるモーメントをガス圧によるモーメントで打ち消すことができるようになり、ピストンの首ふり運動を減速させてピストン衝突力を緩和できる。

図9にピストンピンをオフセットした場合のピストンスラップ力波形を文献(6)で開発中の「エンジンブロックと回転軸系の連成振動解析システム」に入力して、エンジンブロックの振動応答を計算し、エンジン放射音の変化を推定した結果を示す。ほぼ同じサイズのエンジンでピストンピンをスラスト側にオフセットさせた場合の騒音計測結果もあわせて示す。騒音の変化の傾向は計算結果と実測結果でほぼ一致している。

6. まとめ

ピストンとライナの形状を詳細に考慮できるピストンスラップ解析法を開発し、ピストン形状やピストンピンオフセットがピストン衝突力やエンジン騒音に与える影響を定量的に検討した。ピストンスラップによるエンジンの高周波数域の騒音を低減させるためには、ライナとピストンスカート上部のクリアランスを出来るだけ小さくすること、またピストンスラップによる騒音を低減させるためのピンオフセットはスラスト側に 0.5~1mm 程度とれば十分効果が表れることを明らかにした。

文 献

- (1) K. Ohta et al, Piston Slap Induced Noise and Vibration of Internal Combustion Engines (1st Report), SAE paper870990,(1987).
- (2) N. Suginuma et al, Low Noise Design of Diesel Engine Induced by Piston Slap, *Proceeding of the Thirteenth International Congress on Sound and Vibration (ICSV 13)*, (2006)
- (3) T. Koizumi et al, Reduction of piston slap excitation by optimizing skirt shape, *Proceeding of Dynamics and Design Conference*, (2002)
- (4) T. Koizumi et al, An Analytical method for piston secondary motion with dynamics of cylinder liner and lubrication film, *Proceeding of Dynamics and Design Conference*, (2001)
- (5) K. Ohta et al, Analysis of Vibratory response of engine block coupled with rotating crankshaft and its related noise, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.68, No.671 (2002), pp.1966-1971.
- (6) K. Ohta et al., Analysis of Vibratory Response and Noise Radiation of Engine Block coupled with the rotating crankshaft and gear train system, 14th International congress of of sound and vibration, Cairns, 2007/7.

Fig.8 Pin offset and friction moment

Fig.9 Engine noise vs. pin offset