

# 3次元ピストン挙動シミュレーションによる ピストン打音予測

Piston Slap-noise Prediction Using 3-dimensional Piston Secondary Motion Simulation

小 林 利 彰\* 嶽 和 秀\*  
Toshiaki KOBAYASHI Kazuhide TAKE  
神 谷 満 好\* 高 橋 幸 敬\*  
Mitsuyoshi KAMIYA Yukitaka TAKAHASHI

## 要 旨

新たなピストン打音予測手法を確立した。従来、ピストン打音予測は、ピストン挙動シミュレーションを用いた運動エネルギー等による評価であったが、予測精度が低く信頼性に欠けていた。本研究では、ピストン打音と相関の高いシリンダライナ振動に着目し、シリンダライナ熱変形の予測精度向上と、ピストンとシリンダブロック動剛性モデルの精度向上、および油膜モデルの改良による3次元ピストン挙動シミュレーションプログラムの精度向上を図ることにより、精度の高いシリンダライナ振動予測を可能とする。これにより、ピストン打音が実用上十分な精度で予測可能であることを、実働時エンジンの測定値と比較し確認する。そしてこの手法を新規開発エンジンに適用することにより、開発初期段階でのピストン仕様決定を可能とする。

## ABSTRACT

A method of predicting piston slap noise was developed. Conventionally, piston slap noise was evaluated using moving energy or vibration of cylinder liner obtained by simulating the piston secondary motion. However, prediction accuracy and reliability were lower. This new method focuses on cylinder liner vibration, which has a high correlation with piston slap noise. Increasing the accuracy of predicting the cylinder liner thermal deformation, the piston and cylinder block dynamic stiffness model, and the 3-dimensional piston motion simulation program through oil film model modification enabled cylinder liner vibration to be predicted highly accurately. As a result, it was confirmed that piston slap noise could be predicted with sufficient accuracy for all practical purposes based on a comparison with the measured values for an actual engine under running conditions. By applying this method to a newly developed engine, the piston specifications could be determined at the initial stage of development.

## 1. はじめに

近年、自動車の環境性能と快適性・ドライバビリティの両立が強く求められる中で、レシプロエンジンにおけるピストン設計の重要性が増している。その設計に際し、ピストンの挙動シミュレーションを用いた耐久性やフリクション低減に対する解析事例が既に多数報告されている<sup>(1)・(4)</sup>。一方ピストン打音に関しても、挙動シミュレーションを用いたさまざまなアプローチがおこなわれている<sup>(5)・(7)</sup>。これらの報告では、いずれも打音に相関の高いと考えられる運動エネルギーやシリンダライナ振動からの打音予測がおこなわれているが、結果は定性的な範囲に限られ、その精度は実用上十分といえない。しかし、設計初期段階で耐久性やフリ

クションの予測と同時にピストン打音予測を可能とすることにより、テスト工数が削減され、設計の効率が向上できることから、精度の高いピストン打音の予測手法確立が求められている。

## 2. 予測手法概要

### 2.1. ピストン打音とシリンダライナ振動の相関

ピストン打音は、エンジンの運転状態に依存する異なる挙動による数種の打音の発生が知られている。本研究ではこれらを総称してスラップノイズと表記するが、特に無負荷空転にて反スラスト側で発生する打音と、軽負荷低回転にてスラスト側で発生する打音の二つを対象とする。

\*四輪開発センター

Fig. 1 にその一例を示す。実働時のエンジンにおけるピストンの仕様違い、および温度違いの条件で、聴感上許容境界レベルのシリンダライナ振動を0dBとしたときの、仕様違いによるシリンダライナ振動相対変化量と、ピストン打音の聴感評価の相関を示す。聴感評価は複数のエキスパートによる評価値を平均し数値化した。

このグラフより、ピストン打音の聴感評価の変化量とシリンダライナ振動の相対変化量には、比例相関があり、シリンダライナ振動の高精度予測による、ピストン打音の聴感評点の変化量が予測可能と判断する。

## 2.2. 計算の流れ

計算の流れを Fig. 2 に示す。ピストンの挙動予測においては、熱による変形量が大きくクリアランスに影響する。そのため、ピストン打音発生時のシリンダライナおよびピス

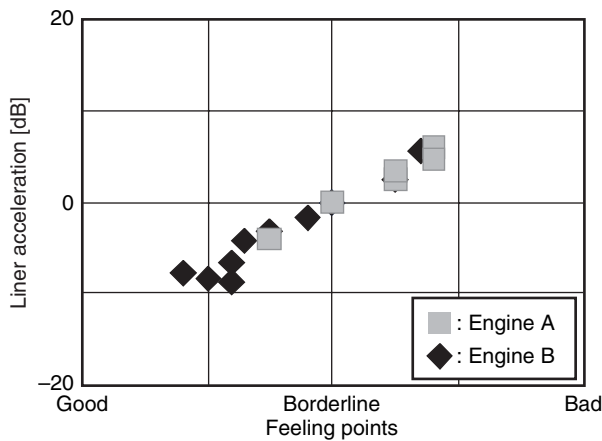


Fig. 1 Correlation of cylinder liner acceleration and feeling points

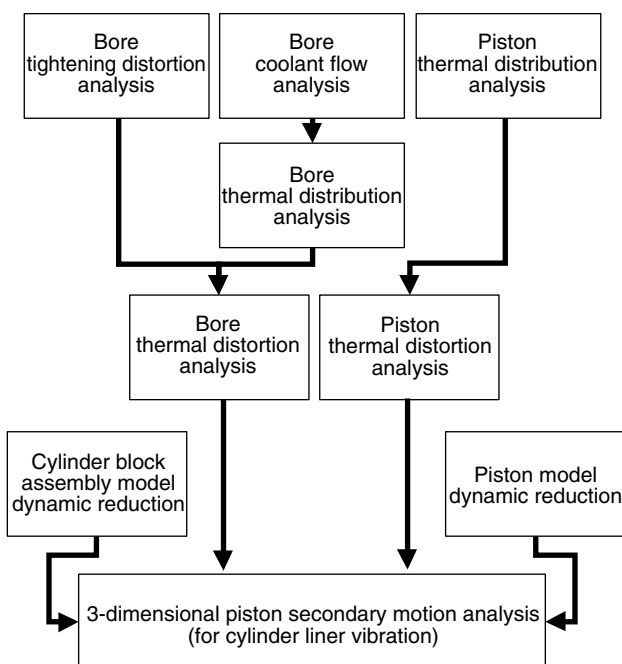


Fig. 2 Analysis flow

トンの熱変形を精度良く予測することが重要である。

シリンダライナの熱変形については、汎用流体解析プログラムを用いた流体解析によりウォータージャケット内の熱分布解析をおこない、汎用非線形構造解析プログラムによるシリンダブロックの締結変形解析と合わせ、低温暖気過程の熱変形量を予測する。

ピストンの熱変形についても、燃焼室からの入熱を考慮した熱変形解析を実施し、変形量を予測する。

一方、衝突後のシリンダライナ振動を精度良く予測するため、先の熱解析に使用したシリンダブロック、およびピストンの FEM モデルを、振動特性を考慮するために動縮約を用いてモデル化する。

これらのモデルおよび解析結果を用いた3次元ピストン挙動プログラムにより、シリンダライナ振動を精度良く予測する。

## 3. 熱変形予測と検証

### 3.1. シリンダライナ熱変形解析

実働時のシリンダライナ変形は、冷却水流れによる熱伝達係数分布を用いて熱分布計算を元とする熱変形解析と、締結変形解析を連成解析させ予測する<sup>(8)</sup>。Fig. 3 に使用したシリンダブロックの FEM モデルを示す。

このモデルを用いておこなった熱分布解析の温度結果と、実働時のシリンダライナ温度測定値の比較結果を Fig. 4 に示す。低温始動直後、暖機過程、暖気後すべての予測値と測定値の温度比較から、温度誤差の標準偏差は、5.8℃であり、予測精度±17℃といえる高精度な予測温度が得られていることから、この解析結果を用いて熱変形解析を実施する。

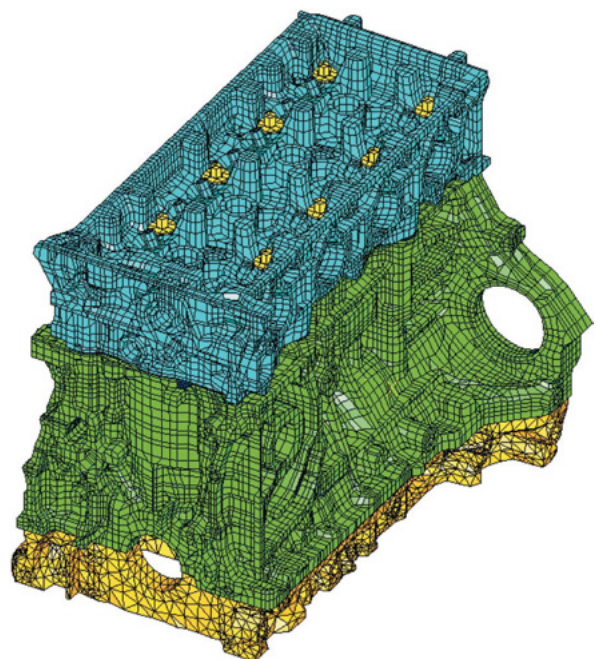


Fig. 3 Cylinder block FEM model

### 3.2. ピストン熱変形解析

実働時のピストン変形は、熱分布解析の入力条件として燃焼室周りの入熱値、および境界条件について、過去の解析に基づくデータベースを用いて解析をおこなった。Fig. 5に使用したピストンの FEM モデルを示す。

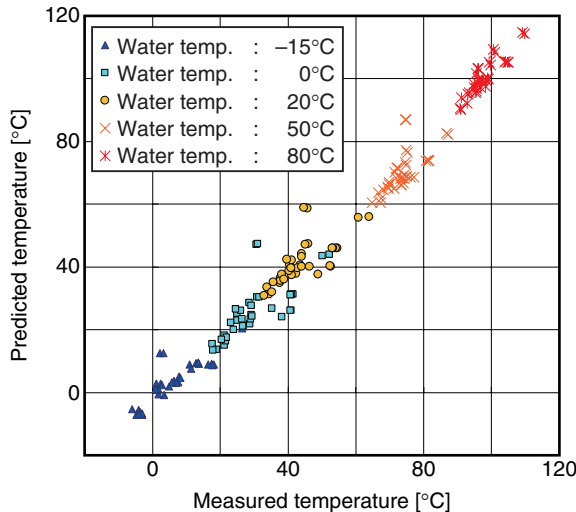


Fig. 4 Verification results for thermal distribution of cylinder block

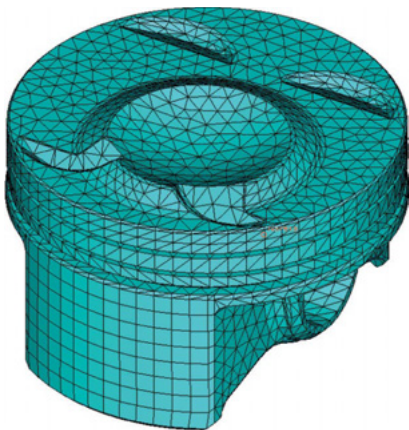


Fig. 5 Piston FEM model

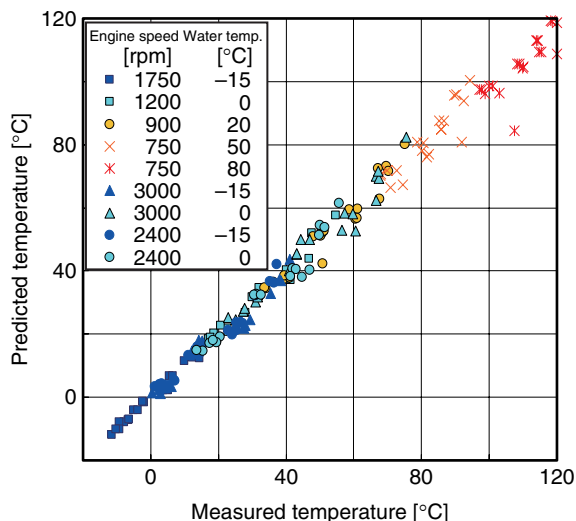


Fig. 6 Verification results for thermal distribution of piston

また、Fig. 6 に熱分布解析結果の予測値と、実働時のピストン温度測定値の比較結果を示す。測定点での温度誤差は標準偏差 3.5°Cであり、予測精度  $\pm 10^\circ\text{C}$  といえ、ピストンに関しても温度の予測精度が十分であると判断し、この熱分布解析の結果を用いて熱変形解析を実施する。

## 4. 3次元ピストン挙動シミュレーション

### 4.1. 縮約モデル

本研究で用いる 3 次元ピストン挙動プログラムにおいては、シリンダライナ振動の予測精度の向上のため、Fig. 3 および Fig. 5 に示される熱変形解析にて用いたシリンダブロックモデル、およびピストンモデルを、動縮約法により縮約し、動剛性モデルの精度向上を図る。シリンダブロックモデルの精度を検証した結果を Fig. 7 に示す。

伝達関数の測定は、シリンダライナ内壁上部を加振点とし、応答点は実機エンジンにおいてシリンダライナ振動を測定する点とした。FEMモデルによる周波数応答解析も同一の点を加振・応答点としている。

その結果、予測値がほぼ測定値と同一のラインに乗ることから、シリンダライナ振動解析用モデルとして十分な精度であると判断する。

### 4.2. 油膜モデル

本研究の 3 次元ピストン挙動シミュレーションプログラムでは、ピストンスカートとシリンダライナの摺動面には弾性流体(Elasto Hydro Dynamics: EHD)を考慮した油膜特性が適用されているため、ピストンスカートとシリンダライナの間はオイルが完全に充填されている状態をモデル化している。しかし、現実のエンジンではピストンスカート・シリンダライナ間に強制給油機構が存在せず、その潤滑状態は気泡を生じていると考えられている。そのため、気泡の混入による油膜圧を補正する目的で、Fig. 8 に示すように、スカートとシリンダライナの間の油中に気泡を考慮したモデルを導入する<sup>(9)</sup>。

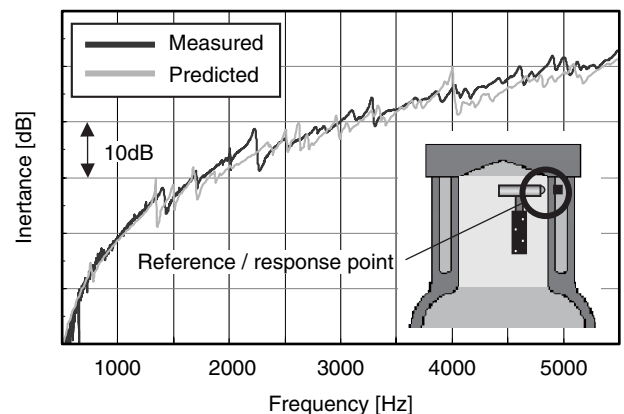


Fig. 7 FRF verification results of cylinder block

#### 4.3. ピストン挙動解析

3.1 節および 3.2 節に基づく熱変形解析結果と、4.1 節および 4.2 節に示すモデルを使用して挙動解析をおこない、ピストン挙動の予測値と、実働時のエンジンの測定値との比較を実施した。

Fig. 9 に実働時のエンジンでのピストン挙動の測定装置概要を示す。挙動測定は図のように、シリンダブロックに 4 対のギャップセンサを埋め込み、その内 2 対のセンサ出力よりピストンの並進・回転変位を算出する手法にて実施した。この測定により得られた、打音が顕著である無負荷空転 2400 回転におけるピストン挙動並進変位の予測値と測定値

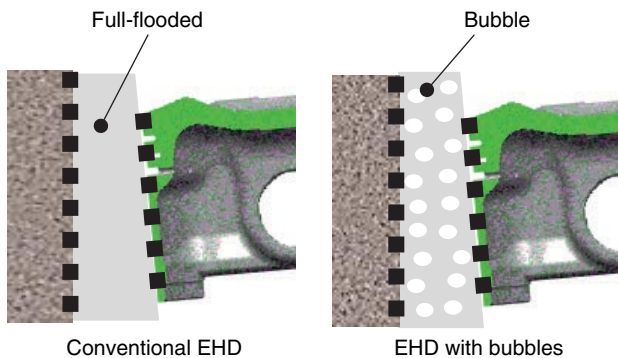


Fig. 8 Conception of bubble model

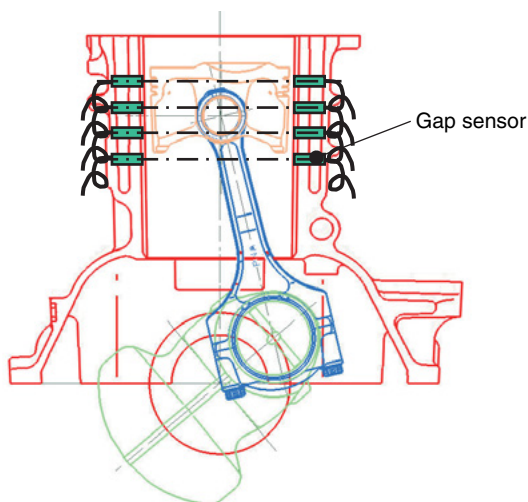


Fig. 9 Piston motion measurement method

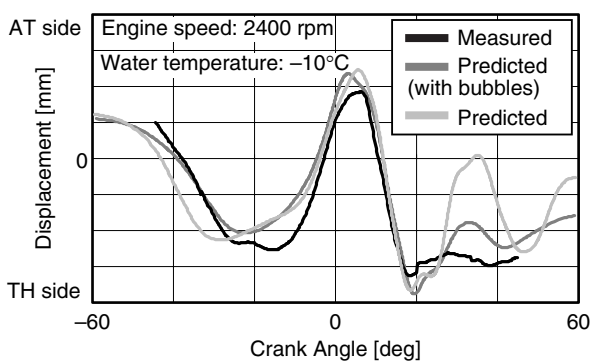


Fig. 10 Verification results for lateral displacement of piston

の比較結果を Fig. 10 に、同じく回転変位の予測値と測定値の比較結果を Fig. 11 に示す。

予測値と測定値の比較の結果、ピストン挙動の予測値が測定値を精度良く再現していることを確認した。また油膜内に気泡を考慮することにより、その精度がさらに向上することができた。

#### 4.4. 検証結果

前述の通り、シリンダブロック、ピストン熱変形の予測精度向上、動剛性モデルの精度向上、油膜モデルの改善により、ピストン挙動予測の精度向上が確認された。この手法を用いて、ピストンの仕様変更に対するシリンダライナ振動変化量を、実働時のエンジンのシリンダライナ振動測定値と比較する。

Table 1 に供試エンジンとピストンの諸元を、Table 2 に検証をおこなった各仕様のピストンの変更仕様を示す。

解析対象は、実働時のエンジンによる測定で、各仕様の差が顕著に現れた無負荷空転 2400 回転付近の反スラスト側打音とした。

シリンダライナ振動の測定は、小型加速度センサを、エンジンのウォータージャケット内、シリンダライナ外壁(スラスト方向、ガスケット面から 15mm 下方)に取り付けておこなった。

以上により得られたシリンダライナ振動の、BASEピストンのレベルを 0 として相対変化量を表したグラフを、Fig. 12

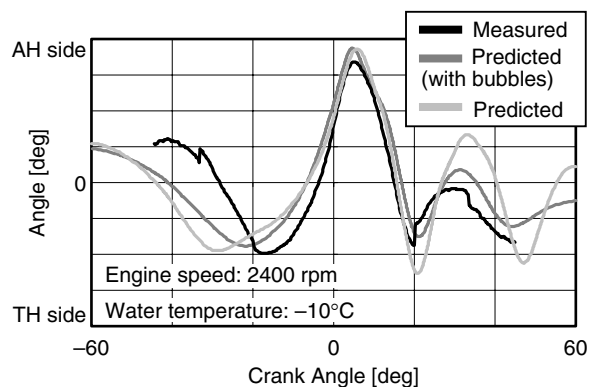


Fig. 11 Verification results for rocking angle of piston

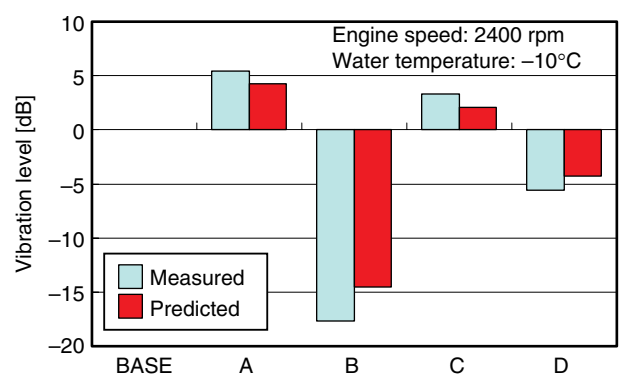


Fig. 12 Verification results of cylinder liner accelerations

Table 1 Specifications of engine and piston

| Items                           | Specifications        |
|---------------------------------|-----------------------|
| Cylinder configuration          | Inline 4-cylinder     |
| Valve train                     | DOHC 4 valves         |
| Crank offset length [mm]        | 0                     |
| Ignition system                 | Single point ignition |
| Fuel supply system              | PGM-FI                |
| Displacement [cm <sup>3</sup> ] | 1998                  |
| Bore × stroke [mm]              | 86 × 86               |
| Compression ratio               | 9.8                   |
| Maximum power [kW]              | 118                   |
| Maximum torque [Nm]             | 191                   |
| Compression height [mm]         | 26.2                  |
| Skirt width × height [mm]       | 34 × 29.5             |
| Piston weight [g]               | 310                   |

Table 2 Variations among pistons

|                 | BASE | A    | B    | C    | D     |
|-----------------|------|------|------|------|-------|
| Pin offset [mm] | 0.8  | 1.3  | 0.3  | 0.8  | 0.8   |
| Skirt form      | Base | Base | Base | Thin | Thick |

に示す。このグラフからいずれの仕様においても、若干解析の方が低めになる傾向はあるが、精度の高い予測結果が得られた。

## 5. 実機適用

本予測手法を用いて、新開発エンジンに対する、シミュレーション上でのスカートプロファイルの検討をおこなった。

Table 3に適用した新開発エンジンとピストンの諸元を示す。

ピストン打音は、前述のように異なるエンジンの運転状態により異なる挙動による打音が発生する。それ故、仕様の決定に際しては、それら異なる領域の打音低減を同時に満たすことが要求される。

したがってスカートプロファイルの変更に対しても、複数の運転状況における打音の増加が無いことを確認する。

スカートプロファイルは、BASEピストン形状に対し、バレルフォームおよび楕円量を変更した。

Fig. 13に、スカートプロファイルを変更した4種のピストンにおける 3000 回転・無負荷空転時の反スラスト側シリ

Table 3 Specifications of newly developed engine and piston

| Items                           | Specifications                 |
|---------------------------------|--------------------------------|
| Cylinder configuration          | Inline 4-cylinder              |
| Valve train                     | SOHC 2 valves                  |
| Crank offset length [mm]        | 14                             |
| Ignition system                 | Dual point sequential ignition |
| Fuel supply system              | PGM-FI                         |
| Displacement [cm <sup>3</sup> ] | 1339                           |
| Bore × stroke [mm]              | 73 × 80                        |
| Compression ratio               | 10.8                           |
| Maximum power [kW]              | 70                             |
| Maximum torque [Nm]             | 123                            |
| Compression height [mm]         | 26.2                           |
| Skirt width × height [mm]       | 38 × 29.5                      |
| Piston weight [g]               | 205                            |

ンダライナ振動、および 1500 回転・軽負荷時のスラスト側シリンドライナ振動の解析結果を示す。グラフは前述同様、BASE ピストンのシリンドライナ振動レベルを 0 としたときの相対変化量を表す。

このグラフから、Type 1、およびType 4で示されるフォームの振動レベルが 4-6 dB 程度改善されることから、スラスト側・反スラスト側双方のピストン打音を低減することが予測される。

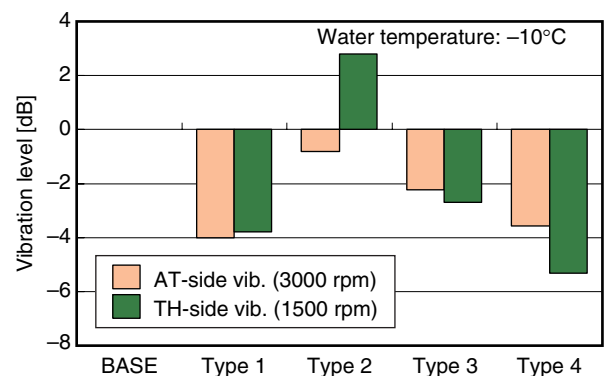


Fig. 13 Comparison of predicted cylinder liner acceleration (TH side and AT side)

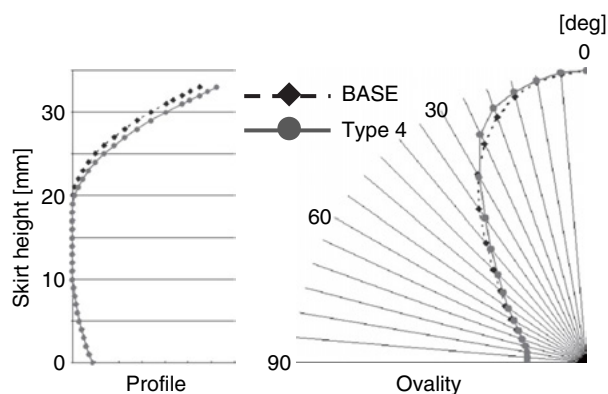


Fig. 14 Skirt profile

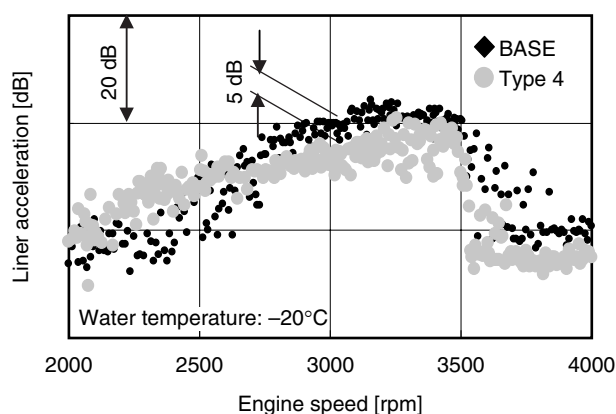


Fig. 15 Cylinder liner acceleration (BASE versus Type 4)

また、この時同時にフリクションおよびかじりに対する予測<sup>(4)</sup>をおこない、提案された仕様のうち、かじりおよびフリクションについても、増加が予測されなかった Type 4 を実際に作成し、実働時のエンジンによる検証がおこなわれた。

Fig. 14 に BASE および Type 4 のスカートプロフィール概要を示す。

実働時のエンジンにおけるピストン打音確認の結果、予測値と同様に BASE ピストンからほぼ 5dB 程度のシリンダライナ振動が低減し、聴感評価でも打音の低減があることが確認された。

Fig. 15 に BASE および Type 4 のシリンダライナ振動加速度(反スラスト側)の測定結果を示す。ピストン打音が顕著であった 2800 回転から 3200 回転の領域において、シリンダライナ振動加速度が低減していることが確認された。

## 6. まとめ

- (1)ピストン打音の発生する領域において、精度の高いシリンダライナ振動予測によるピストン打音の相対予測を可能とした。
- (2)解析により得られたシリンダライナ振動によるピストン打音予測の精度を、実働時のエンジンにおける測定

により検証し、有効性を証明した。

- (3)新開発エンジンに対し、本手法を用いてピストンフォーム変更によるピストン打音の低減を予測し、最適なフォームの提案をおこなった。その結果、早期の仕様決定ができ、テスト工数の削減に貢献した。

## 参考文献

- (1) Nakayama, K., Yasutake, Y., Takiguchi, M., Furuhashi, S. : Effect of Piston Motion on Piston Skirt Friction of a Gasoline, SAE Technical Paper, 970839, p.75-82(1997)
- (2) Teraguchi, S., Suzuki, W., Takiguchi, M. : Effects of Lubricating Oil Supply on Reductions of Piston Slap Vibration and Piston Friction, SAE Technical Paper, 2001-01-0566(2001)
- (3) Reipert, P., Voigt, M. : Simulation of the Piston / Cylinder Behavior for Diesel Engines, SAE Technical Paper, 2001-01-0563(2001)
- (4) 佐藤謙次, 藤井欽也, 伊東真, 香田信介 : シリンダボア変形を考慮したピストン挙動シミュレーションによるフリクション解析, Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.1, p.94-100
- (5) Ryan, J. P., Wong, V. W., Lyon, R. H., Hoult, D. P. : Engine Experimental on the Effect of Design and Operational Parameters on Piston Secondary Motion and Piston Slap, SAE Technical Paper, 940695(1994)
- (6) Nakada, T., Yamamoto, A., Abe, T. : A Numerical Approach for Piston Secondary Motion Analysis and its Application to the Piston Related Noise, SAE Technical Paper, 972043(1997)
- (7) Kunzel, R., Tunsch, M., Werkmann, M. : Piston Related Noise with Spark Ignition Engines — Characterization, Quantification and Mechanisms of Excitation, SAE Technical Paper, 2000-01-3311(2000)
- (8) Xin, J., Shih, S., Itano, E., Maeda, Y., Kawamoto, M., Yamamoto, Y. : Theoretical Consideration to Improve Engine Cooling and Application of Coupling 3D Combustion Simulations with Heat Transfer in Water Jacket and Components, Honda R&D Technical Review, Vol.15, No.2, p.117-126
- (9) 染谷常雄 : 滑り軸受け油膜の負圧に関する研究(第1報, 負圧発生モデルと諸因子が圧力分布に及ぼす影響), 日本機械学会論文集(C編), 66巻, 650号, p.3489-3496(2000)

### ■ 著 者 ■



小林利彰



嶽和秀



神谷満好



高橋幸敬