

エンジンの内部起振力測定法

A Method for Measuring the Exciting Forces inside Engines

鈴木 敏 文* 神 村 直 毅* 高 橋 幸 敬*
Toshibumi SUZUKI Naoki KAMIMURA Yukitaka TAKAHASHI

要 旨

本論文ではクランクから主軸受部におよぼす起振力を直接的に測定する手法を示している。従来不可能であった、時々刻々変化する起振力の大きさと方向を求める方法を開発した。起振力の方向及び絶対値は主軸受内面に貼り付けた複数のひずみゲージから得られる実働時のひずみと、較正曲線から推定するひずみの相対誤差が最小の時に求められる。

ABSTRACT

This paper presents a method for directly measuring the exciting forces exerted on the main bearing journal from the crankshaft. A method was developed for obtaining the size and direction of the constantly changing exciting forces, which was formerly impossible. The exciting force direction and absolute value are obtained when the relative error between the strain during actual operation obtained from multiple strain gauges affixed to the inner surface of the main bearing journal and the strain estimated from calibration curves is at a minimum.

1. まえがき

エンジンとトランスミッションから構成されるパワープラントの起振力、特に稼動時にクランクシャフトから各主軸受に生じるエンジンの内部起振力(Exciting forces)はクランク打音等に対する影響が大きいことからその極めて重要なパラメータとなっている。

従来、内部起振力の大きさ及び方向について直接測定する手法はなく、振動の実測値から求める手法、伝達関数を用いて同定する手法等、間接的な測定方法を主体に数々の研究がされており、種々手法が提案されていた。しかし、特に精度面から、直接的測定が望まれていた。

直接測定する場合、従来は起振力の方向を一定方向と仮定して、ボルトあるいはひずみゲージ等を用いて、較正曲線から換算した値を起振力としていた。しかし実際の起振力では大きさと方向は時々刻々変化している。今回起振力の大きさと方向を直接測定する方法を開発した。

に働く内部起振力を求めることを目的とする。各主軸受内面に4個づつ設置したひずみゲージの出力と、クランク角ごとの荷重との関係を較正しその較正值と、実機燃焼時に得られるひずみゲージ出力から内部起振力(荷重)を求める。

2.2. 供試エンジン

供試エンジンには、シビックの4気筒エンジンを用いた。このエンジンの諸元を Table 1 に示す。

Table 1 Test engine major specifications

Type:	Water-cooled, in-line four-cylinder
Valvetrain:	SOHC 16 valves
Displacement:	1 493 cc
Bore/Stroke:	75.0 mm / 84.5 mm
Compression ratio:	9.4 : 1
Maximum power:	105 PS / 6 400 rpm
Maximum torque:	13.6 kgm / 4 500 rpm

2. 起振力測定手法

2.1. 測定手法概要

本測定は、実機稼動時に、クランクシャフトの主軸受部

2.3. 測定手順

起振力の測定は、以下の手順で実施した。

(1)較正テスト

主軸受半径方向への一定荷重負荷時のひずみ測定

(2) 校正曲線算出

横軸に主軸受上の校正荷重の方向、縦軸に感度校正値ベクトルとする校正曲線を作成

(3) 実機稼動時ひずみ計測

実機稼動時の各主軸受でのひずみの同時測定

(4) 起振力算出

校正曲線を用いた起振力方向及び絶対値の算出

2.4. 校正テスト方法

校正テストは、Fig.1, Fig.2 に示す様な治具で供試エンジブロックを引張圧縮試験機に固定し、ロードセル、校正治具を介して軸受部に静的荷重を加えて行った。

ひずみゲージは、Fig.3に示す様に、荷重頻度、方向変化、感度等を考慮し、軸受合せ面より 45° の位置4ヵ所の周方向に貼りつけた。

又、ゲージ逃げのため、主軸受メタルへ Fig.4 の様な加工を施した。

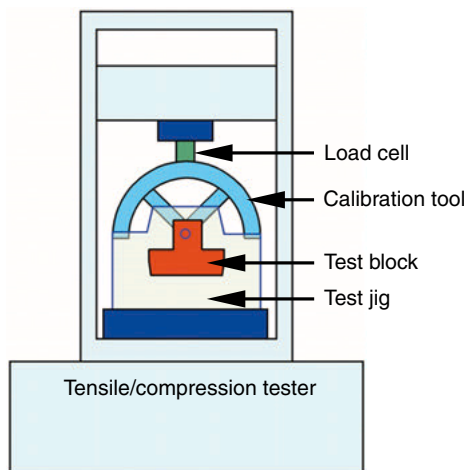


Fig.1 Calibration test device

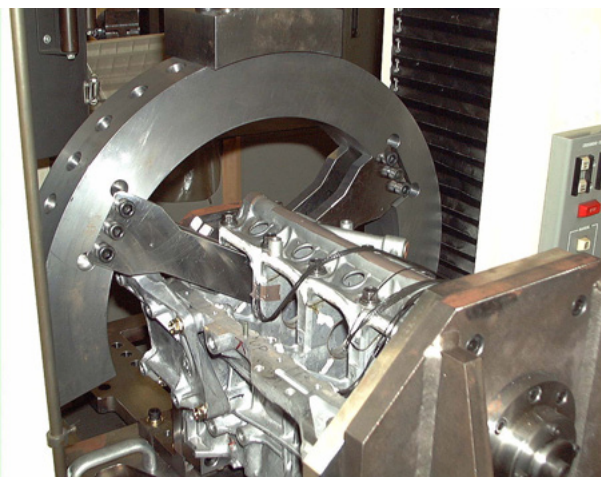


Fig.2 Calibration jig

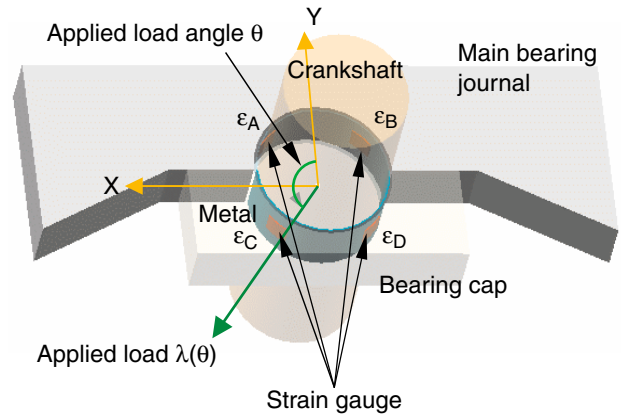


Fig.3 Attached Strain Gauges and Applied Load



Fig.4 Strain gauge attachment

測定には、アルミ用に温度保証されたひずみゲージを用いると共に1ゲージ3線法を用い、熱の影響を排除した。

負荷荷重は荷重頻度及び線形性を考慮して0から20000Nまで、500N ごとに取り、 0° から 360° まで 10° ごとに負荷した。主軸受メタルへの加工は、油膜厚さに及ぼす影響が大きく加工形状への注意が必要であった。本測定では主軸受内面の真円度(Fig.5 に示す測定値の最小二乗法処理により求められた基準円と同心の、外接円と内接円の差)の変化を極力少なくする様に FEM 解析を実施し、加工形状の検討を行なった。Table 2 及び Fig.6 に検討結果を示す。初期加工品であるテスト不採用品では、切り欠き部への高い応力集中が見られたが、加工形状修正により、テスト採用品では、量産品とほぼ同等の真円度と、比較的均一な応力が得られている。

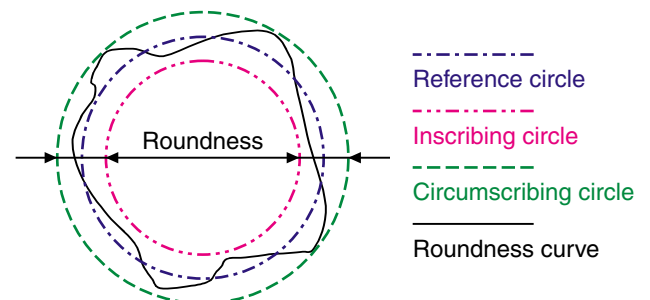


Fig.5 Roundness measuring method

Table 2 Roundness measurement result

	Roundness (μm)
Mass-produced metal	10.25
Successful notch	9.05
Failed notch	20.01

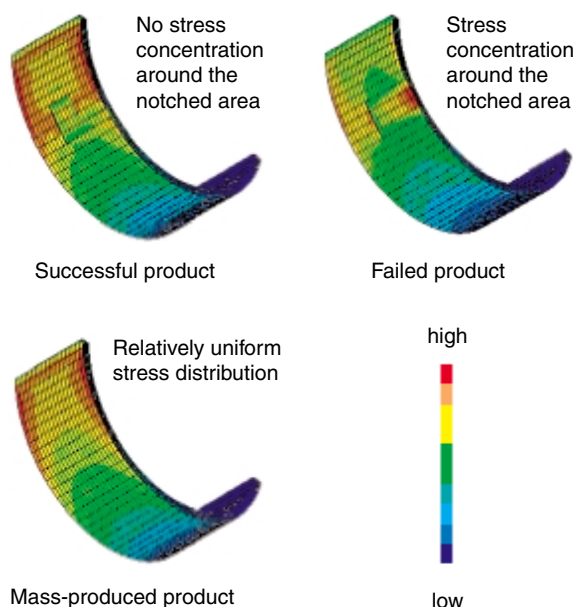


Fig.6 FEM analysis of bearing metal (Stress distribution)

2.5. 較正データ算出

2.5.1. 較正データの測定

本較正テストでの測定結果を Fig.7 に示す。荷重に対するひずみ出力は良好な線形性を示している。

このことから較正データは最小二乗法から求めた感度較正値ベクトルを用いることとした。また高荷重時の非線形

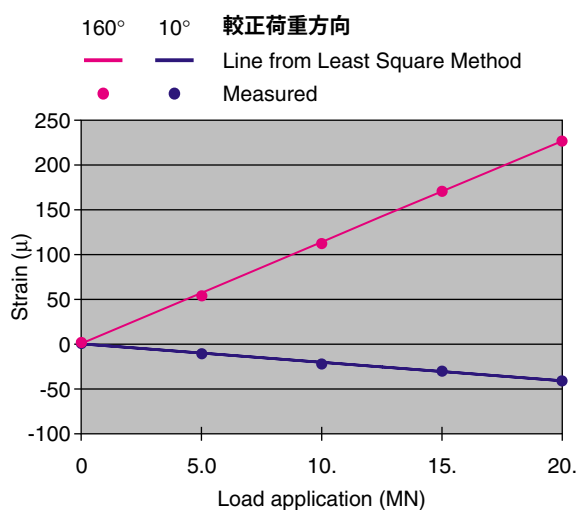


Fig.7 Calibration test result (for 10° and 160° load direction)

変化の発生を考慮して、0 から 20000N までの荷重から較正データを求めている。荷重の方向は Fig.3 に示した座標系で定義する。較正は 10° ごとに行ったが、内部起振力算出の段階では 1° の分解能が必要となるため、1° ごとの較正データへの変換(ラグランジュ補間)を行った。

2.5.2. 較正曲線の算出

較正テストから得られた感度較正値ベクトルは較正荷重方向 0° ~ 360° の範囲に対して補間、整理して Fig.8 の様な較正曲線にできる。

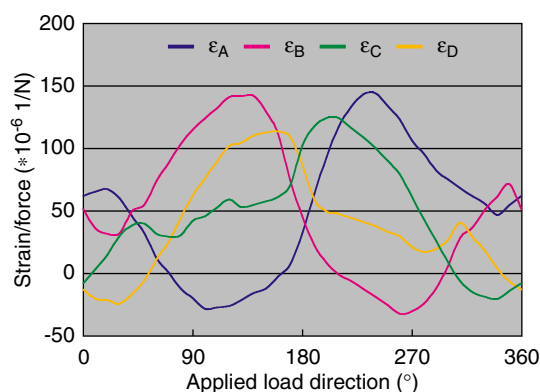


Fig.8 Calibration curves

一般的には主軸受のような構造に鉛直な力がかかった場合、Fig.9 の様な応力分布が発生すると考えられる。

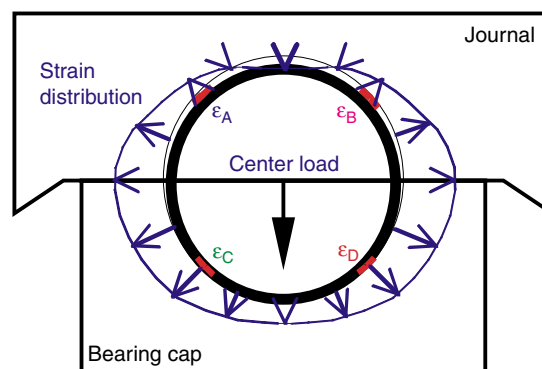


Fig.9 Strain distribution for a vertical load

これはほぼ左右対称であり、ジャーナル側が若干剛性が高く低めの応力を示して、ベアリングキャップ側では若干剛性が低いため高めの応力を示す。又荷重方向と反対の側では幾分圧縮応力の場所が考えられる。最大応力は荷重とは 90° ずれた位置に発生するが、ここでは合せ面にあたり、若干ずれた位置が最大応力と考えられる。荷重の方向が鉛直から左右にずれて作用した場合、この応力分布が荷重方向と共にずれ、各場所の剛性により若干変化すると考えられる。

これらを考慮に入れて較正曲線を見ると、ほぼ 0° 、 180° で左右対称であり、ジャーナル、ベアリングキャップでの剛性差等も見られており、定性的には妥当な結果であると判断できる。

2.6. 測定方法

2.6.1. 測定条件

実機起振力測定はダイナモにて負荷吸収して行なった。この時の条件を Table 3 に示す。

Table 3 Measuring conditions

Engine speed range	1600 ~ 6000 rpm
Dynamometer torque	Wide open throttle 40 Nm While motoring
Lubricant temperature	85 °C ~ 95 °C
Coolant temperature	82 °C

2.6.2. データ抽出方法

測定データは多点同時取り込みを最優先にしてデータレコーダーに取り込み後で処理することにした。本測定では Fig.10 のようにデータを取り込んでいる。

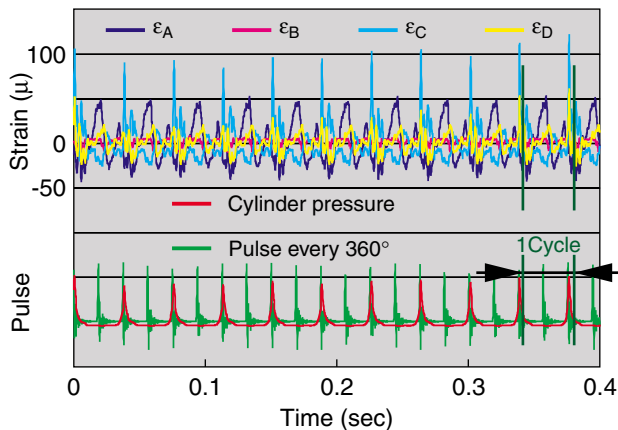


Fig.10 Pulse examples under running conditions (wide open throttle, 4,000rpm)

実機稼動時には、クランク角度 360° ごとのパルス (TDC の位置) 及び筒内圧を測定した。筒内圧ピークの直前の 360° ごとのパルスを各サイクルのスタート位置として次の筒内圧ピーク直前の 360° ごとのパルスまでを各サイクルの終わりとして、この時間間隔を絶対角度 720° で分割してデータを抽出している。5サイクル以上のデータを平均して結果とした。

2.7. 起振力算出

Fig.9に示す鉛直荷重に対するひずみ分布における左右方向の対称性、上下方向の非対称性の傾向を考慮して荷重の方向を変化させて、各ひずみゲージの出力変化を考えると、4個所以上のひずみデータがあれば起振力の方向を特定できると考えられる。

各主軸受上の4個の実測値データベクトルを、 ε_A 、 ε_B 、 ε_C 、 ε_D とする。同じ様な主軸受上のひずみを較正テストから求めることにする。較正テストからは較正荷重の方向 θ_k 、大きさ $\lambda_k(\theta_k)$ 、及び該当する場所のひずみ ε_x ($x = A \sim D$) が得られることから、角度 θ ($0 \sim 360^\circ$) における感度較正值ベクトルを $K_A(\theta)$ 、 $K_B(\theta)$ 、 $K_C(\theta)$ 、 $K_D(\theta)$ として次のように定める。

$$K_x(\theta_k) = \frac{\varepsilon_x}{\lambda_k(\theta_k)} \quad \text{Eq(1)}$$

感度較正值ベクトルを用いて主軸受上のひずみ ε_x を次の様に求めることができる。 ($x = A \sim D$)。

$$\varepsilon_x = \lambda(\theta) \cdot K_x(\theta) \quad \text{Eq(2)}$$

以上のことから主軸受上のひずみの相対誤差関数 $E(\theta)$ が得られる。

$$E(\theta) = \sum_{x=A}^D \{\varepsilon_x - \lambda(\theta) \cdot K_x(\theta)\}^2 \quad \text{Eq(3)}$$

本測定法ではこの相対誤差関数 $E(\theta)$ を最小にする時の $\lambda(\theta)$ 及び θ を求める内部起振力及びその方向としている。

Eq(3)で、 θ を固定して考えると、 $E(\theta)$ を最小にする $\lambda(\theta)$ は、以下の Eq(4) で表わされる。

$$\lambda(\theta) = \frac{\sum_{x=A}^D \varepsilon_x \cdot K_x(\theta)}{\sum_{x=A}^D K_x^2(\theta)} \quad \text{Eq(4)}$$

Eq(4)で、 θ は ε_A から ε_D までの 0° から 359° までについて、その範囲の全ての θ に対しての $\lambda(\theta)$ の計算を行い、 $E(\theta)$ が最小となる θ_0 と、その θ_0 に対する $\lambda(\theta_0)$ を求めた。以上の計算から、内部起振力の大きさ $\lambda(\theta_0)$ 、内部起振力の方向 θ_0 が得られる。

3. 測定結果

以上のようにして求めた内部起振力を、Fig.11 ~ Fig.13 に示す。

Fig.11 にはクランク角度と各軸受内部起振力の変化を示した。1番気筒爆発の 0° 付近では1, 2番主軸受の内部起振力がピークを示している。これらのことから、各軸受ごと

の最大内部起振力が点火順序(1-3-4-2)に従い変化していることがわかる。

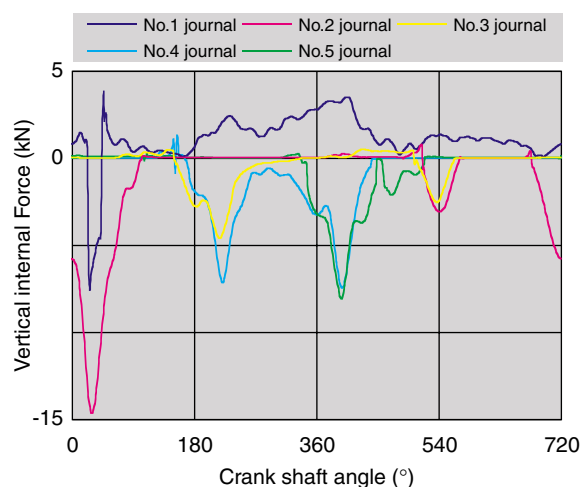


Fig.11 Internal force at each main bearing journal (wide open throttle, 1 600rpm)

Fig.12 には内部起振力発生方向リサージュ図を示している。内部起振力は鉛直方向に約15°傾いている。これは、クランクのバランス率から下向きの荷重がほとんどであること、爆発角度が TDC に対し 15°進角していることを考えれば、ほぼ妥当な結果を示している。

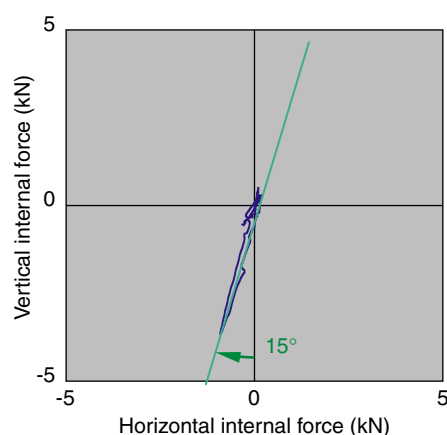


Fig.12 Lissajous figure for internal forces

Fig.13 には回転数増加に追従した内部起振力の変化を示している。比較的低回転の領域では下向きに変化する爆発力の影響が大きい。しかし、比較的高回転の領域では180°ごとに明確なピークを迎える慣性力の影響の大きいことが分かる。

以上の結果は定性的に矛盾無く妥当なものであり、十分な線形性も得られていることから、正しい測定が行われていると考える。

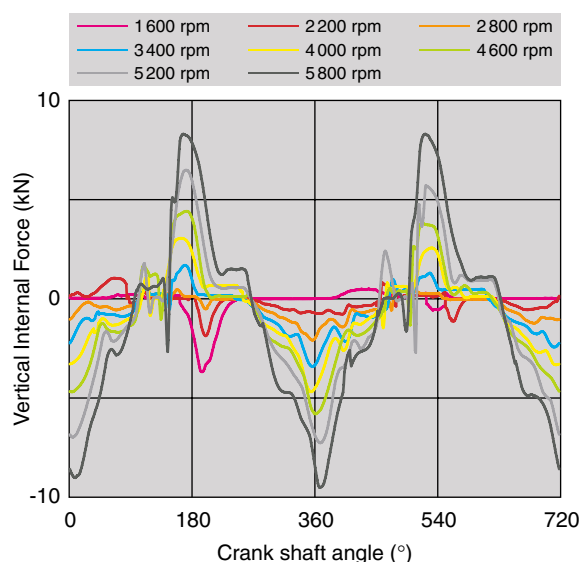


Fig.13 Internal force variation (40Nm torque, no.3 journal)

4. まとめ

時々刻々変化する起振力の大きさと方向を直接測定する方法を開発した。起振力の方向及び絶対値は主軸受内面に貼り付けた複数のひずみゲージから得られる実働時のひずみと、較正曲線から推定するひずみの相対誤差が最小の時に求められる。本測定ではシビックの4気筒エンジンについて1 600rpm から6 000rpm までの回転領域の内部起振力を測定して、矛盾のない妥当な結果を得ることができた。本測定法は従来行われていた間接的に内部起振力を求める方法に比べ、大規模な測定装置を用いることなく比較的簡単に内部起振力測定できる。

参考文献

- (1) C.Yasuda, P.J.Riehle, D.L.Brown, R.J.Allemang : An Estimation Method for rotational degrees of freedom using a mass additive technique. 2nd IMAC, p.877-886 (1984)
- (2) Conway Jones J. M. , Jones G. J. : Crankshaft bearings: Advances in predictive techniques and measurements in engines, ASME Paper 84-DGP-4, p.12 (1984)
- (3) B.Hillary, D.J.Ewins, : The use of strain gauges in force determination and frequency response function measurements 2nd. IMAC, p.627-634 (1985)
- (4) A.Matsuda, Y.Hayashi, J.Hasegawa, : Vibration Analysis of a Diesel Engine at Cranking and Idling Modes and Its Mounting System, SAE Paper 870964.
- (5) Paranjpe R. S., : A Study of Dynamically Loaded Engine Bearings Using a Transient Thermohydrodynamic Analysis Tribol. Trans., Vol.39, No.3, p.636-644 (1996)

■ 著 者 ■



鈴木 敏 文



神 村 直 毅



高 橋 幸 敬