

船外機のクランク打音予測のための ジャーナル荷重予測手法の開発

Developing a Journal Load Prediction Method for Crank Knock in Outboard Motors

井上 祐人 高比良 拓人 藤田 英之 小林 光司 近藤 拓 高橋 徹

要旨

船外機の商品性向上に向け、低騒音化が求められている。騒音の主要因の一つとして、クランク軸が主軸受を叩くことに起因する“クランク打音”が挙げられる。この騒音を予測するには、主軸受に作用する動的荷重の予測が必要であるが、計測の難易度が高いため、これまで十分な検証が行われていなかった。

本報では、エンジン実稼働時における主軸受荷重の計測手法とその結果、さらに計測結果を検証データとして用いた予測モデルの構築結果について報告する。荷重計測には、ひずみ測定値から荷重を推定する手法に着目し、実稼働時の荷重を推定した。予測モデルの構築に際しては、クランク軸およびエンジンケースを弾性体とした動解析モデルを構築した。実測結果と解析結果を比較し、時間領域および周波数領域における解析結果の精度を検証した結果、主軸受の動的荷重を高精度に予測可能であることを確認した。

Abstract

To enhance the market competitiveness of outboard motors, reducing noise has become an important requirement. One of the primary noise sources is “crank knock,” which occurs when the crankshaft strikes the main bearings. Accurate prediction of this noise requires estimating the dynamic loads acting on the main bearings. However, due to the high difficulty of direct measurement, sufficient verification has not been achieved to date. In this study, we report on a measurement method for main bearing loads during actual engine operation, the obtained results, and the development of a predictive model validated using these measurements. For load measurement, we focused on a method that estimates bearing loads from strain measurements, thereby enabling estimation of loads during actual engine operation. In constructing the predictive model, we developed a dynamic analysis model that treats the crankshaft and engine case as elastic bodies. By comparing measured results with analytical results in both the time and frequency domains, we confirmed that dynamic loads on the main bearings can be predicted with high accuracy.

1 はじめに

船外機エンジンから発生する騒音は、船上の乗員に不快感を与えることがあるため、その低減が求められている。エンジン騒音は、燃焼騒音と機構系起因の騒音に大別され^{[1][2]}、その発生メカニズムは多岐にわたる^[3]。ここでは、特に機構系騒音の主要因であるクランク軸挙動に起因する騒音(以下、クランク打音)に注目する。クランク打音は、図1に示すように、①クランクピンにて力を受けたクランク軸が、②変形を伴って回転運動した際、③その運動を支える主軸受(すべり軸受)が荷重を受け、④エンジンケースにジャーナル荷重が伝達され、ケースの振動となって音として放射されるというメカニズムで発生する。

本開発では、クランク打音予測の第1ステップとして、クランク軸を支える主軸受のジャーナル荷重予測手法を開発した。供試には、当社製品「F425」に搭載されたV8エンジンを用い、ジャーナル荷重を予測する解析モデルの構築と、解析結果との比較を目的としたジャーナル荷重の実測を実施した。荷重の実

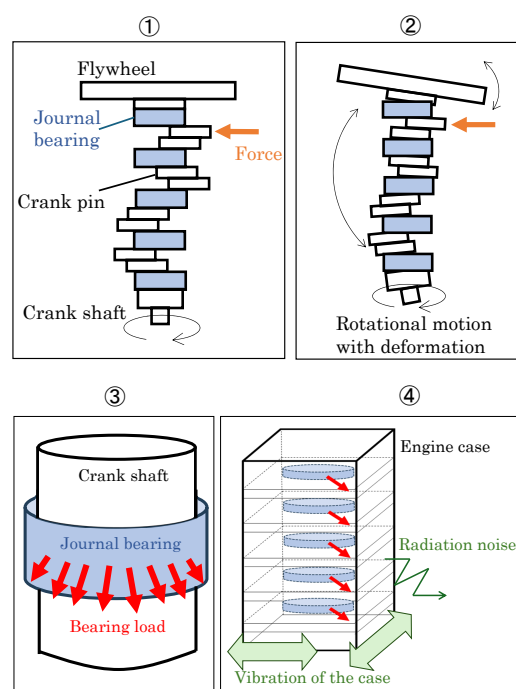


図1 クランク打音発生メカニズム

測では、ひずみ測定値から荷重や圧力分布を推定する手法に着目し^{[4][5]}、主軸受孔周辺のひずみ測定値から、実稼働中のジャーナル荷重を推定した。推定に際しては逆解析を用いず、事前に治具を用いて静的荷重を主軸受部に印加した際のひずみデータを測定することで構築した校正式を利用した。また、クランク軸およびエンジンケースを弾性体とした動解析モデルを構築し、実測結果と解析結果を比較することで解析モデルの精度検証を行った。

2 ジャーナル荷重の実測

2-1. 概要

主軸受孔周辺の圧縮ひずみの測定値を荷重に変換することで、ジャーナル荷重の実測値を得た。図2に示すフローチャートの通り、事前に実施した校正試験により校正係数を取得し、エンジン実稼働時のひずみ測定試験で得られた圧縮ひずみデータを荷重へと変換した。荷重変換に際しては、以下の仮定を置いた。

- ・主軸受孔自体の局所変形モードは、計測対象の周波数帯において無視できる。
- ・実稼働時の圧縮ひずみから荷重への変換は、校正係数を用いた線形関数で表される。

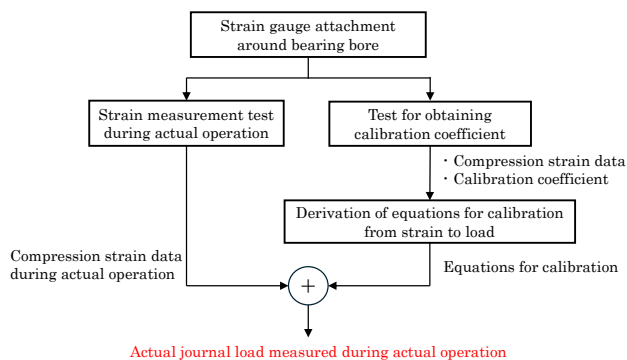
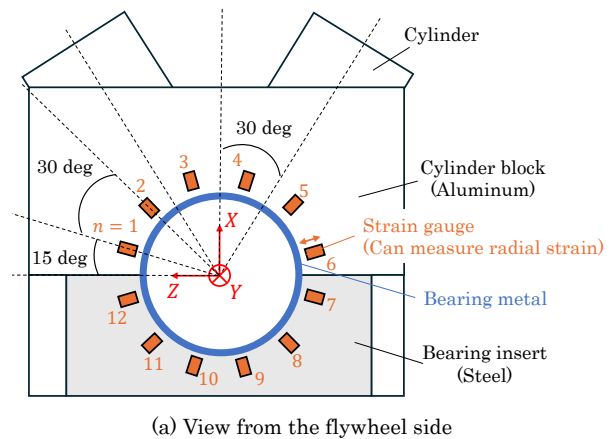


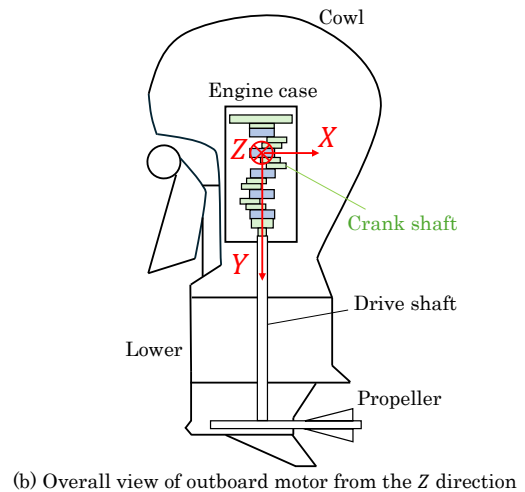
図2 実測ジャーナル荷重取得のフローチャート

ここで図3には、軸受孔周辺に貼付したひずみゲージの位置概要と座標系の定義を示し、図4および図5には実際に貼付したひずみゲージの様子を示す。以後、座標系は図3に示す定義に従う。原点は各軸受孔の中心とし、シリンダバンクの中間方向を X 方向、クランク軸に沿った鉛直方向を Y 方向、 X 方向に垂直な水平方向を Z 方向とする。エンジンケースの軸受孔は、シリンダブロック部(アルミニウム)とベアリングインサート部(鉄)に分かれている。図3のように、軸受孔のフライホイール側(a側)およびドライブ軸側(b側)それぞれの面において、孔近傍に同一円周上で30deg間隔に12枚のひずみゲージを貼付

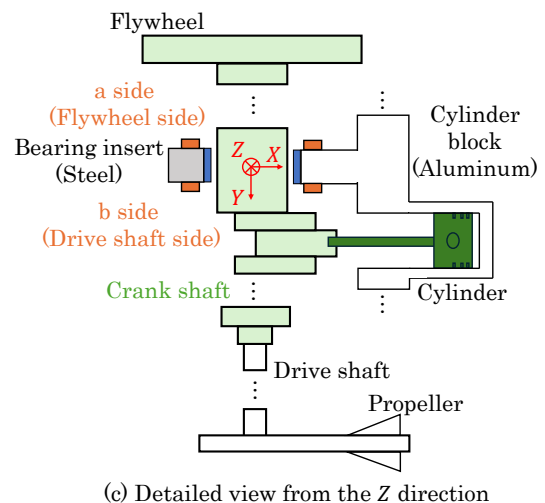
し、軸受径方向の圧縮ひずみを測定できるようにした。各ひずみゲージの位置は、図3(a)に示す角度番号 $n=1, 2, \dots, 12$ により定義する。各ひずみゲージ(アクティブゲージ)の近傍にはダミーゲージを貼付し、アクティブ・ダミー法により温度補償を行った^{[6][7]}。



(a) View from the flywheel side



(b) Overall view of outboard motor from the Z direction



(c) Detailed view from the Z direction

図3 座標系の定義とひずみゲージ貼付の概要図

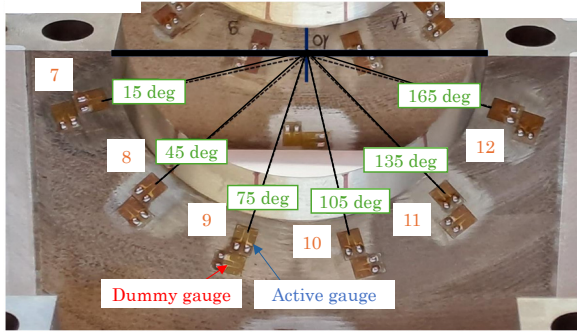


図4 ベアリングインサートに貼付したひずみゲージ(b 側)

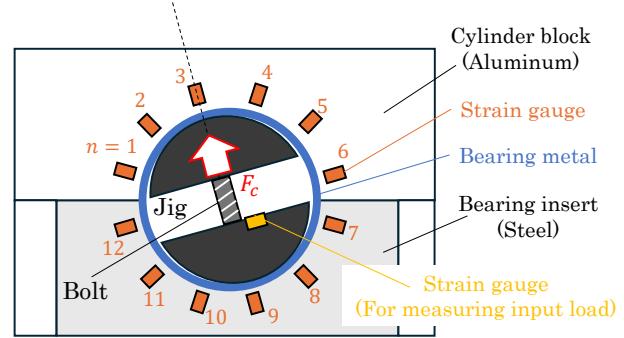


図6 校正試験の概要図

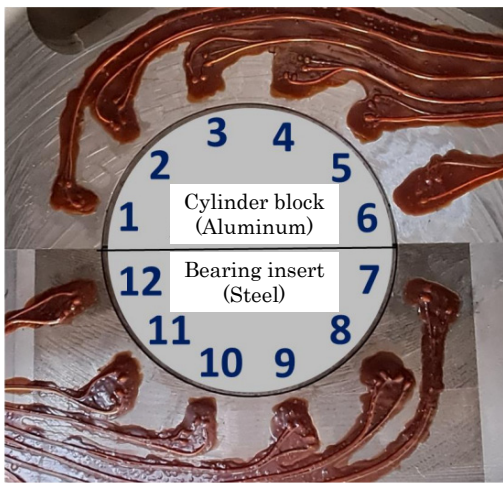


図5 a 側に貼付したひずみゲージ(配線保護後)

2-2. 校正試験

図6に示すように、1対の半円筒金属をボルトで連結した治具を主軸受に押し当て、既知の荷重 F_c を印加した際の圧縮ひずみ値を記録した。治具の半円筒金属は軸受内径よりもわずかに小さい径を有しており、ボルト軸力によって金属が押し当てられることで、荷重の印加が可能となる。ボルト軸力は、治具に貼付したひずみゲージにより計測し、印加荷重の大きさを算出した。角度方向 $n=1, 2, \dots, 12$ に対してそれぞれ治具を押し当て、各方向に荷重を印加した際の圧縮ひずみ値を記録した。図7に示すように、ある角度方向 n に荷重を印加した条件について、印加荷重 F_{c_n} を、角度 $n-1, n, n+1$ 位置の a 側および b 側、計6カ所の圧縮ひずみ値 $\epsilon_{a_{n-1}}^n, \epsilon_{b_{n-1}}^n, \epsilon_{a_n}^n, \epsilon_{b_n}^n, \epsilon_{a_{n+1}}^n, \epsilon_{b_{n+1}}^n$ を用いてフィッティングした。ここで添え字 a, b はそれぞれ a 側 b 側を示し、 ϵ_m^k は角度 k 方向の荷重が印加された際の角度 m 位置における圧縮ひずみを表す。

$$F_{c_n} = K_n \left\{ C_{n-1} \left(\epsilon_{a_{n-1}}^n + \epsilon_{b_{n-1}}^n \right) + C_n \left(\epsilon_{a_n}^n + \epsilon_{b_n}^n \right) + C_{n+1} \left(\epsilon_{a_{n+1}}^n + \epsilon_{b_{n+1}}^n \right) \right\} \quad (1)$$

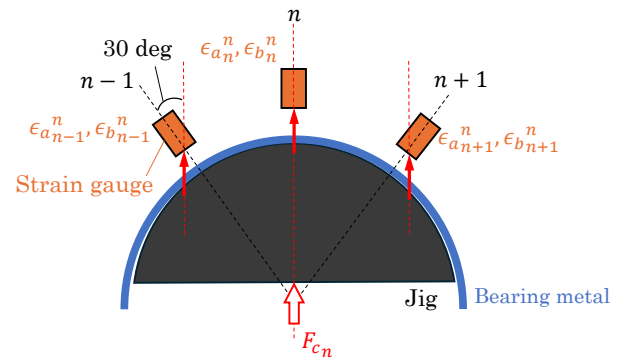


図7 校正試験時のフィッティングで考慮するひずみ

ここで、 K_n は校正係数、 C_n は印加荷重方向に対するひずみゲージの傾きを補正する係数である。荷重 F_{c_n} をフィッティングする際には、 $C_{n-1} = C_{n+1} = 1 / \cos 30^\circ$ 、 $C_n = 1$ とした。また、角度 $n-1, n, n+1$ 位置において、シリンダブロックとベアリングインサートを跨ぐ場合での荷重 ($F_{c_1}, F_{c_6}, F_{c_7}, F_{c_{12}}$) をフィッティングする際は、シリンダブロック(アルミニウム)とベアリングインサート(鉄)のヤング率の比率を考え、 C_{n-1} や C_{n+1} を補正した。例えば F_{c_6} をフィッティングする際、角度 $n=5, 6$ 位置では材質がアルミニウム、角度 $n=7$ 位置では材質が鉄であるため、 $C_5 = 1 / \cos 30^\circ$ 、 $C_6 = 1$ 、 $C_7 = (1 / \cos 30^\circ) * 210 [\text{GPa}] / 70 [\text{GPa}]$ として、角度 $n=7$ 位置の圧縮ひずみをアルミニウム相当の圧縮ひずみに換算してフィッティングを行った。なお、ヤング率は鉄を $210 [\text{GPa}]$ 、アルミニウムを $70 [\text{GPa}]$ とした。

校正試験時の荷重を式(1)に基づいてフィッティングした結果の一例を図8に示す。校正試験では、時間の経過に伴い印加荷重を段階的に増加させた。最大の印加荷重に対してフィッティング誤差が最小となるように、角度方向 $n=1, 2, \dots, 12$ に対して校正係数 K_n をそれぞれ算出した。図8の結果から、実際の印加荷重を精度よく算出可能な校正係数 K_n を得ることができた。

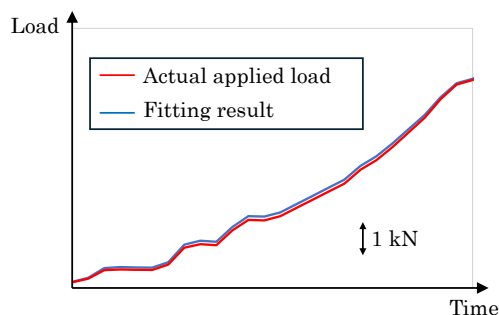


図8 フィッティング結果の例 (F_{c3})

式(1)に基づく6カ所の圧縮ひずみを用いたフィッティング(6フィッティング)に加え、角度 n 位置の a 側・b 側の2カ所のみを用いたフィッティング(2フィッティング)、および角度 $n-2 \sim n+2$ の範囲における a 側・b 側計10カ所の圧縮ひずみ値を用いたフィッティング(10フィッティング)も実施した。比較の結果、印加荷重に対するフィッティング誤差が最も小さかったのは、式(1)に基づく6フィッティングであった。したがって、実稼働時の圧縮ひずみを荷重に変換する際には、6フィッティング手法を採用することとした。

2-3. 実稼働ひずみ測定と荷重変換

定常回転条件および回転スweep条件(スロットル開度全開)において、各ひずみゲージの圧縮ひずみ値を取得した。測定対象外の周波数帯のノイズを除去するため、取得した測定値にはローパスフィルタ処理を施した。

実稼働中の圧縮ひずみ値を、実稼働中の荷重に変換するため、式(1)を拡張した。拡張に際しては、以下の2点を考慮した。

- (i) 測定されるひずみ量は、測定部位の構造剛性の影響を受けるため、最大圧縮ひずみを取る測定部位方向が必ずしも荷重印加方向に一致するとは限らない。また、荷重がひずみゲージ間の角度方向に作用する場合も考慮する必要がある。そこで、全角度方向 $n=1, 2, \dots, 12$ における荷重 F_n の総和により、X、Z 方向の実稼働荷重を推定する。
- (ii) 実稼働時には、主軸受が油膜によりクランク軸を支持するが、校正試験では軸受内径よりも小径の金属治具を押し当てた固体接触状態となる。このため、図9に示すように、同一荷重を印加した場合でも圧縮ひずみの発生面積が異なることが想定される。よって、圧縮ひずみ発生面積の違いによる影響を補正する係数を校正式に組み込むこととした。

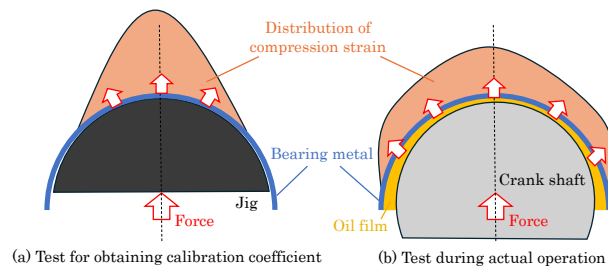


図9 校正時と実稼働時の圧縮ひずみ分布の差(想定)

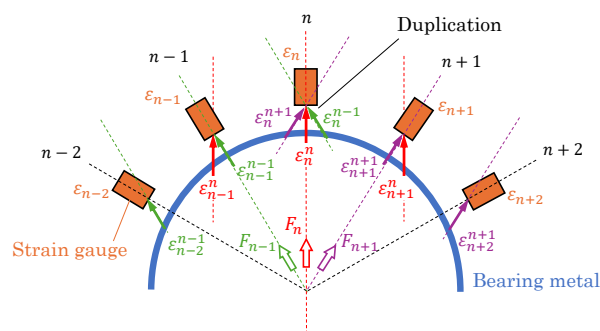


図10 足し合わせの際の重複

(i)について、ある時刻 t における X 方向の実稼働荷重 $F_X(t)$ 、Z 方向の実稼働荷重 $F_Z(t)$ は、各角度方向 $n=1, 2, \dots, 12$ における実稼働荷重 $F_n(t)$ の加算により、以下の式で表される。

$$F_X(t) = \sum_{n=1}^{12} F_n(t) \sin(30^\circ n - 15^\circ) \quad (2)$$

$$F_Z(t) = \sum_{n=1}^{12} F_n(t) \cos(30^\circ n - 15^\circ) \quad (3)$$

式(2)、(3)において $F_n(t)$ を加算する際には、図10に示すような重複の影響を考慮する必要がある。校正試験では、式(1)に基づき、荷重作用方向の圧縮ひずみ(中心ひずみ)とその両隣の圧縮ひずみ(周辺ひずみ)から荷重を算出している。したがって、実稼働中の角度 $n-1, n, n+1$ 位置の圧縮ひずみ $\epsilon_{n-1}, \epsilon_n, \epsilon_{n+1}$ (a 側・b 側)をそのまま式(1)に代入して $F_n(t)$ を算出し、これを式(2)、(3)に代入した場合、 ϵ_n が中心ひずみ1回、周辺ひずみ2回の計3回計算に用いられることとなり、重複が生じる。そこで、式(4)、(5)、(6)を用いて、各角度位置における実稼働時の圧縮ひずみ ϵ_n を、中心ひずみ成分 ϵ_n^n および両隣の周辺ひずみ成分 $\epsilon_{n-1}^{n-1}, \epsilon_{n+1}^{n+1}$ に分解した。ここで、 ϵ は実稼働時の圧縮ひずみ、 ϵ_c は校正試験時の圧縮ひずみを表す。

$$\epsilon_{n-1}^{n-1}(t) = \left(\frac{\epsilon_n^{n-1}}{\epsilon_{n-1}^{n-1} + \epsilon_n^{n-1} + \epsilon_{n+1}^{n-1}} \right) \epsilon_n(t) \quad (4)$$

$$\epsilon_n^n(t) = \left(\frac{\epsilon_n^n}{\epsilon_{n-1}^{n-1} + \epsilon_n^n + \epsilon_{n+1}^{n+1}} \right) \epsilon_n(t) \quad (5)$$

$$\varepsilon_n^{n+1}(t) = \left(\frac{\varepsilon_n^{n+1}}{\varepsilon_n^{n-1} + \varepsilon_n^n + \varepsilon_n^{n+1}} \right) \varepsilon_n(t) \quad (6)$$

式(4)、(5)、(6)により、角度 n 位置における実稼働圧縮ひずみ $\varepsilon_n(t)$ は、校正試験時に角度 $n-1$ 、 n 、 $n+1$ 方向へ荷重を印加した際に、角度 n 位置で発生する圧縮ひずみ値 ε_n^{n-1} 、 ε_n^n 、 ε_n^{n+1} の比率を用いて、以下の3成分に分解した。

- ・ $F_n(t)$ のみが印加された相当の圧縮ひずみ $\varepsilon_n^n(t)$
- ・ $F_{n-1}(t)$ のみが印加された相当の圧縮ひずみ $\varepsilon_n^{n-1}(t)$
- ・ $F_{n+1}(t)$ のみが印加された相当の圧縮ひずみ $\varepsilon_n^{n+1}(t)$

この分解により、ある時刻 t における各角度方向 $n=1, 2, \dots, 12$ の実稼働荷重 $F_n(t)$ を算出するための校正式は次式で表される。

$$F_n(t) = AK_n \left\{ C_{n-1} \left(\varepsilon_{a_{n-1}}^n(t) + \varepsilon_{b_{n-1}}^n(t) \right) + C_n \left(\varepsilon_{a_n}^n(t) + \varepsilon_{b_n}^n(t) \right) + C_{n+1} \left(\varepsilon_{a_{n+1}}^n(t) + \varepsilon_{b_{n+1}}^n(t) \right) \right\} \quad (7)$$

ここで係数 A は、(ii) で述べた校正試験時と実稼働時における圧縮ひずみ発生部の面積の違いを補正するための係数である。係数 A は、図9(a) に示す校正試験時の圧縮ひずみ値から求めた平均圧縮ひずみ $\bar{\varepsilon}_c$ (単位荷重印加相当) と、図9(b) に示す油膜を介して軸が支持されている実稼働状態で、単位荷重が印加された場合を想定して得られる平均圧縮ひずみ $\bar{\varepsilon}_o$ の比率により定義される。

$$A = \bar{\varepsilon}_c / \bar{\varepsilon}_o \quad (8)$$

2-2節において、6カ所の圧縮ひずみを用いた6フィッティングが、2フィッティングおよび10フィッティングと比較して高い精度で荷重を再現できたことを踏まえ、校正試験時に角度方向 n に荷重を印加した際の圧縮ひずみ分布は、角度 $n-1 \sim n+1$ の範囲に存在すると仮定する。この仮定に基づき、図9(a) に示す校正試験時に角度方向 n に荷重を印加した際の平均圧縮ひずみ $\bar{\varepsilon}_c$ は、角度 $n-1$ 、 n 、 $n+1$ 位置の圧縮ひずみの平均値として定義する。さらに、図9(b) に示す油膜支持状態において単位荷重が印加されている場合の平均圧縮ひずみ $\bar{\varepsilon}_o$ は、単位荷重を軸受投影面積で除した軸受平均面圧(目安として用いられる圧力) [8][9] から求められるひずみとし、以下の式により算出する。ここで、 W は単位荷重、 L は軸受幅、 D は軸受内径、 E はヤング率である。

$$\bar{\varepsilon}_o = W / (LDE) \quad (9)$$

クランク軸に燃焼圧が作用し、最大荷重が発生する際の軸受

荷重を高精度に推定するため、ベアリングインサート部に相当する角度 $n=9$ および10位置の係数 A に着目した。まず、校正試験時における圧縮ひずみ (ε_8^9 、 ε_9^9 、 ε_{10}^9) の平均値 $\bar{\varepsilon}_c$ を算出し、これを用いて式(8)、(9)に基づき角度 $n=9$ 位置の係数 A を求めた。同様に、角度 $n=10$ 位置についても係数 A を算出した。最終的に、これら2つの係数 A の平均値を、補正係数として採用した。

3 荷重予測モデル

3-1. 概要

クランク軸の動的挙動を時々刻々と解き、主軸受に作用する力を予測する解析モデルを構築した。解析モデルの構築には、エンジン機構解析ソフトウェアである EXCITE Power Unit R2023.1 (AVL 社) [10] を使用した。

3-2. モデル化詳細

構築した動解析モデルの模式図を図11に示す。また、同モデル内で、有限要素モデル (FEM) により表現した部分を図12、13に示す。モデル化範囲は船外機全体とし、クランク軸挙動に着目する観点から、クランク軸が存在する領域のケース剛性を考慮した。具体的には、エンジンケース、排気管、ガイドエギゾーストを弾性体のソリッドモデルとして構築した。さらに、エンジンの支持剛性を反映するため、船外機のマウント剛性を加味した。マウント剛性値は、マウント単体の加振試験により得られた実測値を基に設定した。その他の部分(船外機ローワー)は、重心位置、質量、慣性モーメントのみを考慮した質点としてモデル化し、剛体要素を介してガイドエギゾーストと接続した。クランク軸は、フライホイールからクランク軸端までをソリッドモデルとして、各 FEM は動的縮退を施したうえで動解析モデルに組み込んだ。

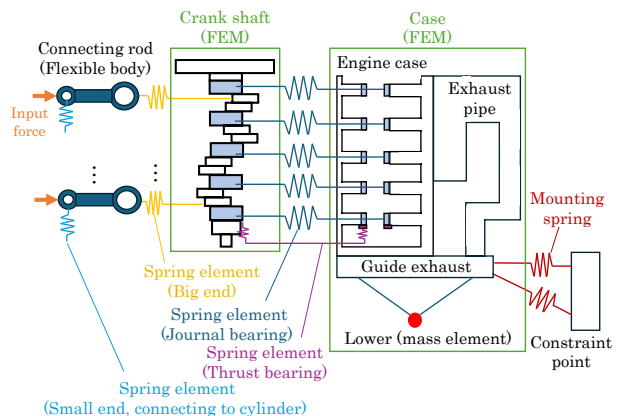


図11 構築したクランク軸動解析モデルの模式図

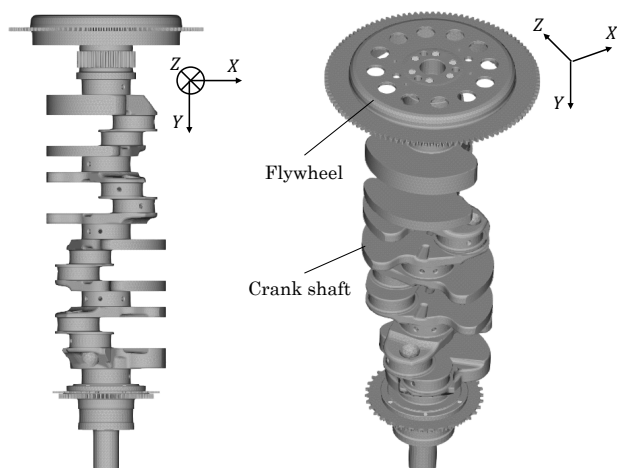


図12 FEMでモデル化したクランク軸

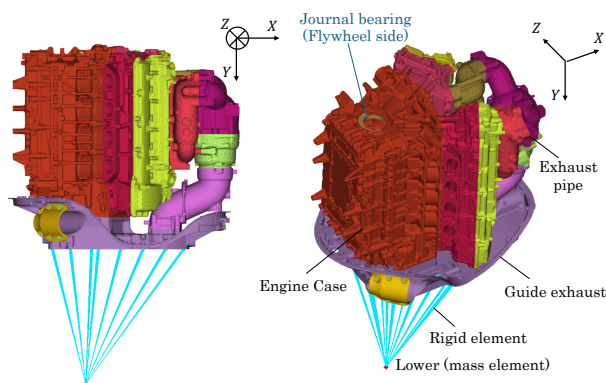


図13 FEMでモデル化したケース部分

主軸受、大端軸受、スラスト軸受には非線形ばね要素を用いて剛性特性を付与し、クランク軸－エンジンケース間およびコンロッド大端－クランク軸間を接続した。これらのばね要素の剛性値は、図14のイメージ図に示すような非線形関数により定義した。最大燃焼圧荷重および想定される最大面圧から得られる荷重を、最大すきまの大きさ δ_M で除することで剛性値 k_{brg} を算出した。さらに、接触二面間（軸面と軸受面）のすきまが0のときに剛性値 k_{brg} となるように基準点を設定した。接触二面間のすきまが最大すきま δ_M となった場合の剛性値は、 k_{brg} の定数 α ($0 < \alpha < 1$) 倍として与え、この点と基準点を通る非線形関数（すきまが小さいほど剛性が高くなる関数）を剛性特性とした。コンロッド小端－シリンダ間は線形ばね要素で接続し、その剛性値も非線形ばね要素と同様に、想定最大面圧および半径クリアランスに基づいて決定した。

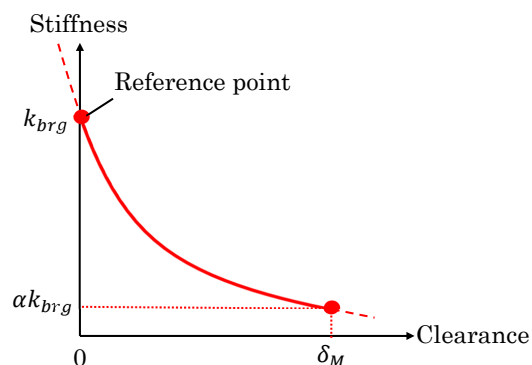


図14 与えた軸受剛性のイメージ

ピストンについては質量のみを考慮し、燃焼圧による力およびピストン質量による慣性力を弾性体であるコンロッド小端部に付与した。燃焼圧には、実稼働ひずみ測定試験時の実測値を使用した。構築した動解析モデルを用いて、エンジンサイクルで5サイクル分のシミュレーションを実施し、収束した最終2サイクル分のデータを用いて実測結果との比較を行った。

4 実測結果と予測結果の比較

4-1. 時間領域での比較

合計5つある主軸受のうち、1つの軸受に関する比較検証結果を示す。他の軸受についても同様の検証を行い、同様の結果が得られることを確認している。実測および解析により得られた軸受荷重は、荷重軌跡 ($\mathbf{F}(t) = [F_z(t) \ F_x(t)]^T$ のベクトルを各時刻毎にプロットしたもの) として比較した。代表例として、定常回転2,100rpm、3,900rpm、5,500rpmにおける、1サイクル分の荷重軌跡の比較結果を図15に示す。図15においては、すべてのグラフにおいて荷重の大きさのスケールを統一している。いずれのエンジン回転数においても、解析結果は実測結果と同じ第3象限方向に荷重のピークを示し、その荷重の大きさの差は実測結果に対して ± 1.5 [dB] 以内となった。このことから解析結果は実測と良好な相関を示していることが確認できた。

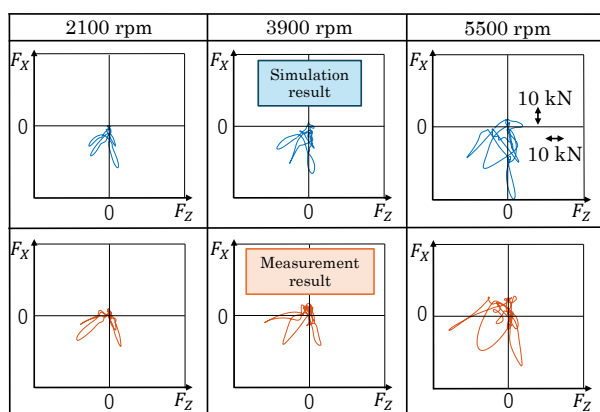


図15 荷重軌跡の比較結果

4-2. 周波数領域での比較

4-1節と同一の軸受に関して、回転スweep条件下で測定した実測荷重および解析荷重について、次数分析（オーダーラッキング）を実施した。解析荷重は、100rpm 毎の定常回転条件にて解析を行い、評価次数に対応する周波数の荷重振幅を抽出して次数分析波形とした。実測および解析の双方において、エンジンケースの加速度応答振幅が大きいエンジン回転1次、4次を比較対象とした。各並進方向の荷重 F_x 、 F_z について、エンジン回転1次および4次の次数分析（縦軸：評価次数における荷重の大きさ、横軸：エンジン回転数）の比較結果を図16に示す。評価次数における荷重ピークを示すエンジン回転数について、解析結果の実測結果に対する差は ± 8 [%]以内となった。また荷重ピーク値に関して、解析結果の実測結果に対する差は ± 3.5 [dB] 以内となり、解析結果は実測結果と良好な相関が示していることが確認できた。

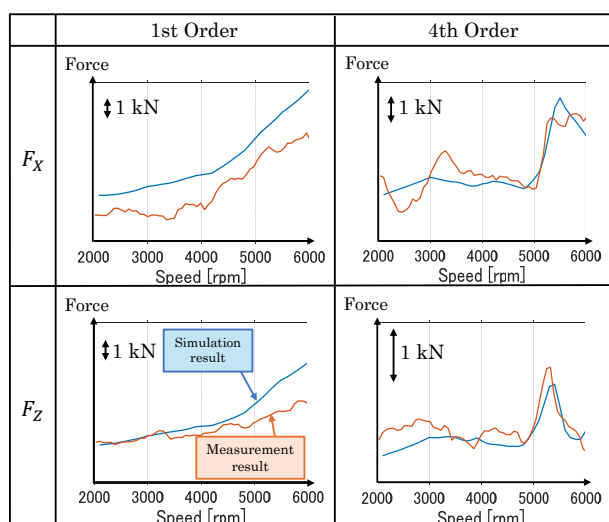


図16 次数分析波形の比較結果

5 おわりに

本開発では、船外機エンジンにおいてクランク軸挙動に起因して発生するクランク打音に着目し、その予測の第1ステップとしてジャーナル荷重を予測する解析モデルを構築した。解析モデルの精度検証に際しては、ひずみデータを用いたジャーナル荷重の実測を行い、解析結果との比較を実施した。比較方法としては、荷重軌跡による比較および次数分析による比較を採用した。その結果、実測値と予測解析結果との間に良好な相関が得られていることを確認した。これにより、エンジンケースにおける振動伝達およびケース表面からの放射音予測手法に適用可能な高精度な入力荷重が、本開発により得られるようになった。今後、放射音予測手法の検証を通じて、クランク打音の予測が可能となる。

参考文献

- [1] 鳥居建史, “重回帰分析を用いた時系列エンジン放射音寄与と分離法”, 自動車技術会論文集, Vol. 44, No. 4, pp. 1051-1057 (2013).
- [2] 山岸誠弘, 小澤恒, 山下健一, “改良指針検討のための実稼働TPAによるエンジン騒音寄与と分析”, 自動車技術論文集, Vol. 53, No. 6, pp. 1227-1232 (2022).
- [3] 太田和秀, 入江良彦, 本田巖, 水早純, 福沢順博, 下河内寛子, “回転クランク軸とエンジンブロックの連成振動応答及び放射騒音の予測”, 日本機械学会論文集C編, Vol. 68, No. 671, pp. 1966-1971 (2002).
- [4] 大西有希, 山隅允裕, 天谷賢治, “任意形状ホイールに対するひずみゲージを用いた6分力逆解析”, 日本機械学会論文集A編, Vol. 75, No. 759, pp. 1460-1467 (2009).
- [5] 荒井政大, 古田剛, 石川智哉, 岡崎羊平, “ひずみ計測に基づく圧力分布測定用ロードセルに関する研究(第1報 測定理論と数値シミュレーション)”, 日本機械学会論文集A編, Vol. 72, No. 713, pp. 69-76 (2006).
- [6] 熊谷常雄, “ひずみゲージとブリッジ回路”, 計測と制御, Vol. 45, No. 4, pp. 323-328 (2006).
- [7] 山浦義郎, “ひずみ計測の基礎と応用”, 精密工学会誌, Vol. 73, No. 7, pp. 772-775 (2007).
- [8] 林洋次, “滑り軸受(1)”, ターボ機械, Vol. 10, No. 6, pp. 366-372 (1982).
- [9] 村木正芳, 図解 トライボロジー 摩擦の科学と潤滑技術, 初版(2007), p. 177, 日刊工業新聞社.
- [10] “AVL EXCITE™ | AVL”: <https://www.avl.com/ja-jp/simulation-solutions/software-offering/simulation-tools-a-z/avl-excite-m> (アクセス日: 2025/5/14)

■ 著者



井上 祐人

Yuto Inoue

技術・研究本部
デジタル開発統括部
MBSE 推進部



高比良 拓人

Takuto Takahira

技術・研究本部
技術開発統括部
エネルギーマネジメント研究部



藤田 英之

Hideyuki Fujita

技術・研究本部
デジタル開発統括部
MBSE 推進部



小林 光司

Koji Kobayashi

技術・研究本部
技術開発統括部
人間研究部



近藤 拓

Taku Kondoh

技術・研究本部
技術開発統括部
プロジェクト推進部



高橋 徹

Toru Takahashi

マリン事業本部
開発統括部
実験部