

弾性特性を考慮した機構解析用 転がり軸受モデルの開発

Development of Rolling Bearing Model for Mechanical Dynamic Analysis
Considering Elastic Properties

齋 藤 淳 也*
Junya SAITO

岩 本 達 也*
Tatsuya IWAMOTO

工 藤 修*
Osamu KUDO

要 旨

単気筒小型エンジンに多用される組立型クランクシャフト系の機構解析において、シミュレーションの計算精度向上のためには、変形や接触、減衰などの物理現象を模擬した転がり軸受の詳細なモデル化が重要である。今回、弾性特性を考慮した三次元接触が表現可能な転がり軸受モデルを開発し、解析精度の向上を実現した。また、これを組立型クランクシャフト系の機構解析に適用し、実機運転時におけるクランクシャフトの変位とひずみの相関を確認した。その結果、転がり軸受モデルは、組立型クランクシャフト系の設計段階における強度評価において実用十分な精度であることが確認された。

ABSTRACT

To enhance the accuracy of simulation for mechanical analysis of an assembled crankshaft often used in single cylinder, small displacement engines, it is important to make a detailed model of rolling bearings simulating physical phenomena such as deformation, contact, and damping. A rolling bearing model that permits simulation of three-dimensional contact considering elastic properties was developed, and the analysis accuracy was increased. By applying the rolling bearing model to the mechanical analysis of the assembled crankshaft, the correlation between the crankshaft displacement and the strain during actual engine operation was confirmed. As a result, it was confirmed that the rolling bearing model is practically accurate enough for strength computation in the design stage of the assembled crankshaft system.

1. はじめに

近年、エンジン開発におけるクランクシャフト系の機構解析は、設計初期段階の仕様熟成をおこなうために非常に重要なツールとなっている。多気筒エンジンに用いられる一体型クランクシャフト系の機構解析⁽¹⁾技術については、当社で構築を完了しており、机上検討ツールとして実機エンジン開発に適用されている。また、各CAEソフトウェア会社からは汎用ソフト等も市販され一般的になっている。しかし、二輪車の単気筒小型エンジンに多く採用されている組立型クランクシャフト系については、メインジャーナル部に転がり軸受を使用していることが前者と大きく異なる特徴となっている。

一体型クランクシャフト系ではすべり軸受が採用されており、軸受のモデル化手法には流体潤滑理論を用いて、解析精度を向上させることが主流となっている。それに対し、転がり軸受のモデル化手法には従来から簡易的に線形および非線形の単純ばね・ダンパモデルを用いてきた。しかし、クランクシャフトのような変動大荷重を受ける機構解析には、解析精度が不十分となっていた。

そこで今回、転動体と軌道輪との弾性特性を考慮し、三次元接触状態を模擬できる転がり軸受モデルを開発した。また、それを組立型クランクシャフト系の機構解析に適用した。

2. 転がり軸受モデル

組立型クランクシャフトを採用している二輪車の単気筒エンジンの構造図をFig. 1に示す。転がり軸受はクランクケースのメインジャーナル部に配置され、クランクシャフトをクランクケースに保持する役割を持つ。転がり軸受はその構造上複数の転動体が保持器によって内外輪の間に配置されているために軸の挙動状態(回転数や回転変動)によって、常に接触状態が変化する非常に複雑な挙動を示す。ベアリングメーカー各社から転がり軸受の挙動に関する論文が発表されている^{(2), (3)}が、これらは軸受そのものの解析が目的であり、そのままではクランクシャフト系全体の機構解析には適さない。そこで、変動大荷重に対し比較的影響が小さいと考えられる転がり軸受自体の挙動は考慮せずにいくつかの仮定を前提として転がり軸受モデルを開発した。

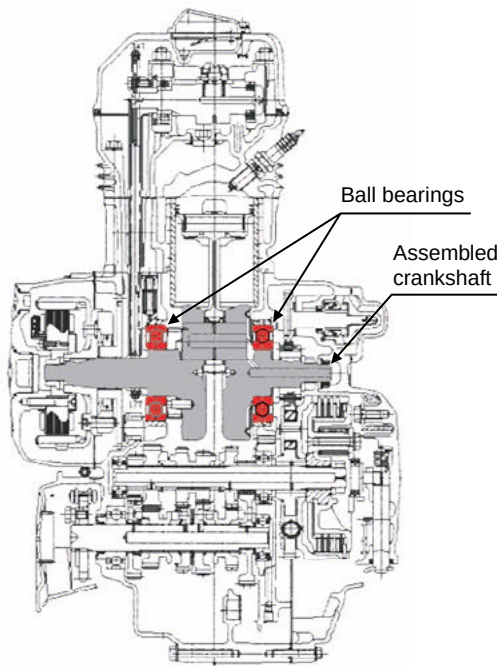


Fig. 1 Structure of single-cylinder engine

2.1. 開発要件

従来、転がり軸受のモデル化手法としては、線形および非線形の単純ばね・ダンパモデルによるものが一般的であることを既に述べたが、これは転動体と内外輪の軌道面とのラジアル方向およびアキシャル方向の接触剛性をばね特性に置換させる方法である。当初、この手法を用いて組立型クランクシャフト系の機構解析に適用を試みたものの、クランクシャフトの挙動結果が精度不十分であった。そのため、解析精度の向上に必要な条件を考慮して開発要件を決定した。以下にその開発要件を示す。

また、今回開発対象とした転がり軸受は、深溝玉軸受(以下、ボールベアリングという)である。

(1) はん用機構解析ソフトを用いたクランクシャフト系の機構解析において使用可能なボールベアリング機構解

析モデル(以下、ボールベアリングモデルという)であり、実機エンジン開発におけるクランクシャフトの強度評価が可能であること。

(2) 転動体(ボール)と内外輪の軌道面との三次元接触が正確に表現されること。

(3) 転動体(ボール)と内外輪の弾性特性(剛性と減衰)が正確に計算されること。

2.2. モデル概要

ボールベアリングモデルを機構解析に適用するモデル化手法は、ボールベアリング特性作成部と主計算部の二つの部分より構成される。また、ボールベアリングモデルを作成するためのシステム全体手順を Fig. 2 に示す。

2.2.1. ボールベアリング特性作成部

ボールベアリングモデルを構成するボール一つ分の三次元接触定義をおこない、特性ファイルを作成する部分である。特性ファイル作成部は、Fig. 2 に示すようにプリプロセッサ部、線形静解析部、コンタクトプロセッサ部の三つの部分で構成される。

・プリプロセッサ部

ボールベアリングの形状諸元を入力し、線形静解析に必要なボールと軌道輪の有限要素法(以下、FEMという)データを作成する部分である。また、FEMデータには形状メッシュ、荷重、境界条件が付加される。

・線形静解析部

プリプロセッサ部で作成されたFEMデータを用いて、はん用構造解析ソフトにて線形静解析をおこなう部分である。線形静解析をおこない、コンタクトプロセッサにて使用するための節点剛性データを作成する。

・コンタクトプロセッサ部

線形静解析で作成された節点剛性データを用いて、ボールベアリングのボールと軌道輪との三次元接触解析をおこなう部分である。Fig. 3に示すように、ボール数から公転配

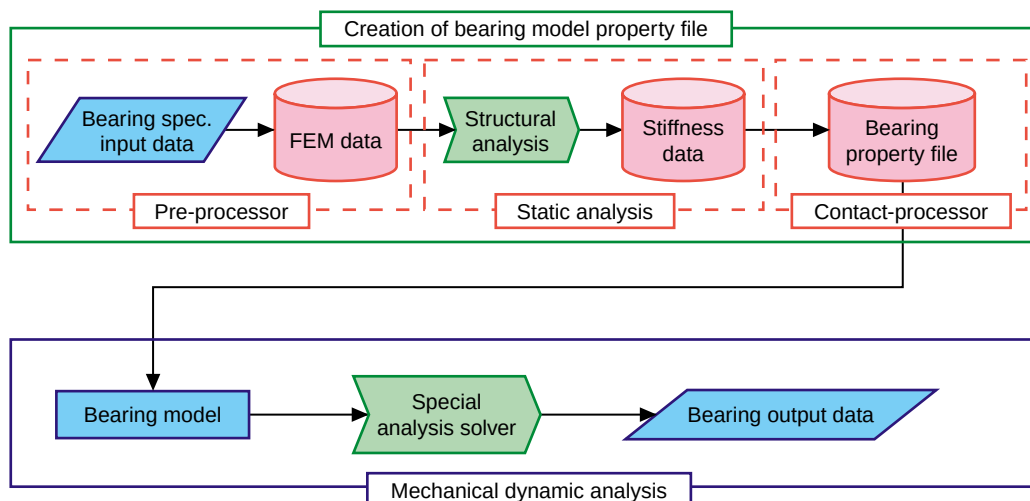


Fig. 2 System flow

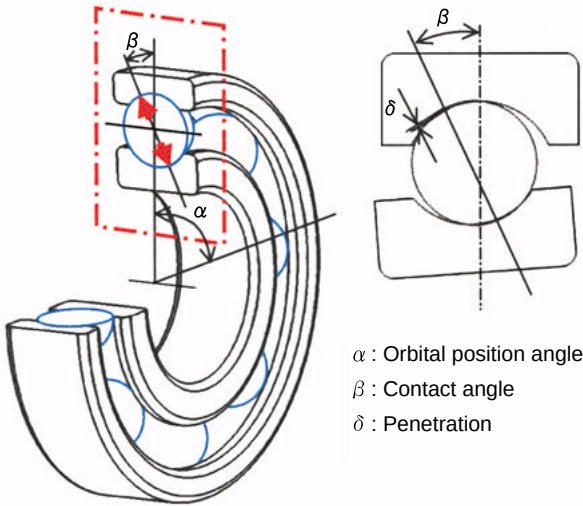


Fig. 3 Figure of contact method

置角 α が決定され、角度 α 上のラジアル平面内での接触を考える⁽⁴⁾。ボールと軌道面との貫通量 δ 、接触角 β とし、節点剛性データを用いて貫通量 δ と接触角 β を関数とした接触荷重 f を求める。これらの貫通量 δ 、接触角 β 、接触荷重 f を用いて内輪、外輪それぞれの三次元接触関数を求め、それをボールベアリングモデル特性ファイルとして出力する。

2.2.2. 主計算部

ボールベアリングモデルを機構解析に適用するためには、時間領域での数値積分法を用いた計算手法に追従可能であることや、クランクシャフトの変形・挙動により発生した軸受荷重を、クランクケースに伝達するための6軸方向荷重を計算する必要がある。さらに、現在使用しているはん用機構解析ソフト上で適用するため、ユーザサブルーチンを用いた専用の組込解析ソルバを開発した。

組込解析ソルバの6軸方向荷重の出力手順を以下に示す。

- (1) ケースジャーナル中心点からシャフトジャーナル中心点の変位、角度、速度、角速度を計算する。
- (2) ボールベアリングモデル特性ファイルからボール一つ分の接触荷重と減衰を求める。
- (3) 全てのボールに対する接触荷重、軸周りトルク、減衰を計算し、ボールベアリングモデルとして6軸方向荷重を出力する。

ボールベアリングモデルの接触荷重ベクトル $\{F\}$ の定義式を式(1)に示す。ここで、 $\{F_i\}$ はボール一つ分の接触荷重ベクトル、 f は特性ファイルから得られた接触荷重、 C は減衰パラメータ、 $\{v_i\}$ は並進速度ベクトルである。

$$\{F\} = \sum_{i=1}^n \{F_i\} = \sum_{i=1}^n \{f(\delta_i, \beta_i) + C(f(\delta_i, \beta_i)) \cdot \{v_i\}\} \quad (1)$$

同様に、ボールベアリングモデルの軸周りトルクベクトル $\{T\}$ の定義式を式(2)に示す。ここで、 $\{T_i\}$ はボール一つ分の軸周りトルクベクトル、 $\{l_i\}$ はケースジャーナル中心点からの接触点距離ベクトルである。

$$\{T\} = \sum_{i=1}^n \{T_i\} = \sum_{i=1}^n \{f(\delta_i, \beta_i) + C(f(\delta_i, \beta_i)) \cdot \{v_i\}\} \cdot \{l_i\} \quad (2)$$

3. モデル検証

作成したボールベアリングモデルの機能検証をおこなった。検証内容は、ボールベアリングモデル自体の単体機能検証とクランクシャフト系の機構解析モデルにボールベアリングモデルを適用したアセンブリ機能検証の二種類である。

3.1. 単体機能検証

事前に実ボールベアリングとFEMにて作成したモデルとの静的剛性検証をおこなった結果、両者の荷重-変位に良い相関が得られることがわかった。機構解析モデルの拘束条件と実機の拘束方法が異なるために、単体機能検証にはFEMとボールベアリングモデルとの静的剛性検証を適用した。

3.1.1. 検証方法

Fig. 4 に示すように、軸方向に対して直角なラジアル方向荷重 F_r と、軸方向と平行なアキシャル方向荷重 F_a の二種類の荷重を与える線形静解析をおこなった。

また、ラジアル方向の線形静解析において、ボールの公転配置角によって初期接触状態のボールの数とラジアルすきまが異なるため、Fig. 5 に示すように配置(a)と配置(b)を考え、それぞれに対し解析をおこなった。

3.1.2. 検証結果

単体機能検証に用いたボールベアリングの諸元をTable 1 に示す。内輪内側に配置したシャフトモデルに対し静的な

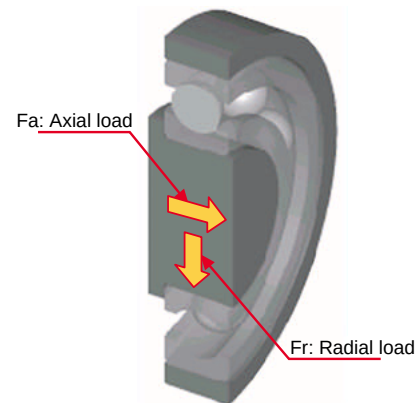


Fig. 4 Figure of component static analysis

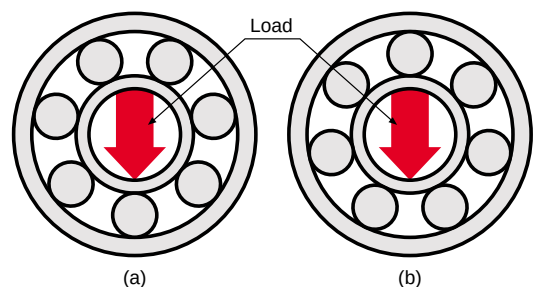


Fig. 5 Figure of balls layout

Table 1 Ball bearing specifications

Outside diameter	72 mm
Inside diameter	35 mm
Width	15 mm
Diameter of ball	7/16 inch
Number of balls	9

荷重を与えると、ボールと軌道面との接触面に弾性変形が生じる。ラジアル方向の弾性変形量 δ_r とラジアルすきま clr の和を変位 dr とし、また、同様にアキシャル方向の弾性変形量 δ_a とアキシャルすきま cla の和を変位 da としたときの荷重—変位結果を Fig. 6 に示す。

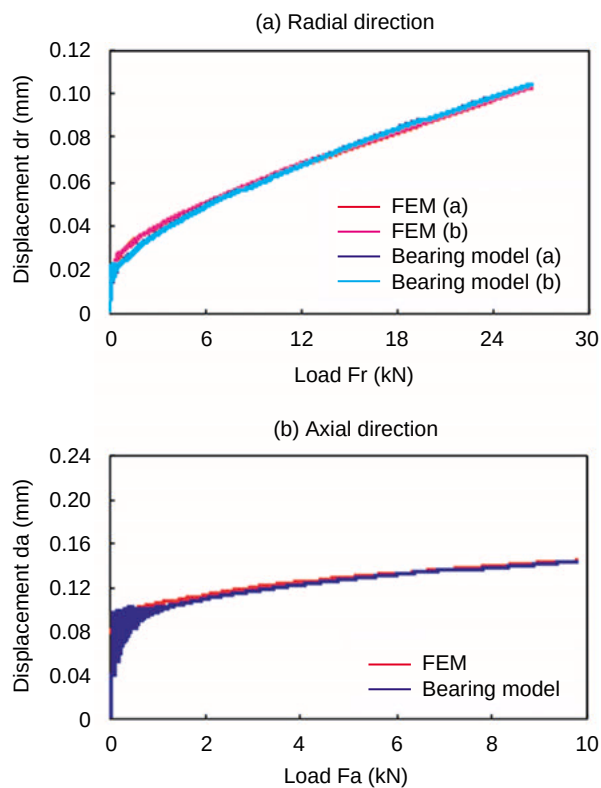


Fig. 6 Results of component static analysis

FEMとボールベアリングモデルの解析結果の荷重—変位には、低荷重から高荷重までボールの三次元接触状態をきちんと捕らえ、非常に良い相関が得られることがわかった。この結果から、ボールベアリングモデルは機構解析におけるボールベアリングの静的な機能を十分満足しているといえる。

3.2. アセンブリ検証

単体機能検証で用いたボールベアリングモデルを、アセンブリ機能検証に適用した。実測用簡易形状のクランクシャフトとケースを作成し、実測と計算結果の相関性検証をおこなった。Fig. 7 に測定装置の全体写真と測定部のモデル図を示す。

測定部の左をL側、右をR側とする。クランクケースの黄色で示した部分は変位測定用のギャップセンサであり、L側とR側の上部と、L側とR側のクランクウェブ横に合計4つ配置している。

3.2.1. 検証方法

クランクシャフトのクランクピン部にボルトを締結し、油圧試験器により引っ張り荷重を与えた。このボルトはあらかじめ設定荷重において破断するように加工しておき、その破断によって生じる衝撃を加振力とする衝撃加振試験をおこなった。ボルトの破断前を静的領域、破断後を動的領域とし、ケースに固定した4つのギャップセンサによりクランクシャフト各部の変位を測定し検証をおこなった。

3.2.2. 静的検証結果

ボルトが破断に至るまでの引っ張り荷重とL側上部センサの変位との、荷重—変位線図を Fig. 8 に示す。

実測と解析結果との相関は、引っ張り荷重の増分に対しきちんと変位が追従し非常に良好である。アセンブリ解析の静解析においてもボールベアリングとしての剛性と三次元接触状態がきちんと計算され、ボールベアリングモデルは機能的に十分満足しているものといえる。

3.2.3. 動的検証結果

設定荷重に達したところでボルトが破断し、破断による衝撃と弾性変形によってクランクシャフトが加振される。クランクシャフトの動挙動状態における時系列変位結果をFig. 9に示す。

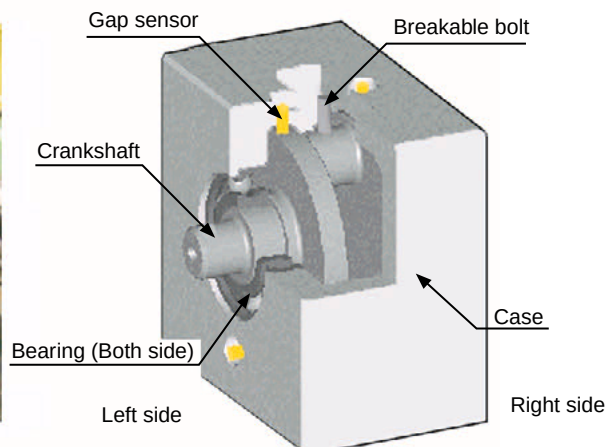
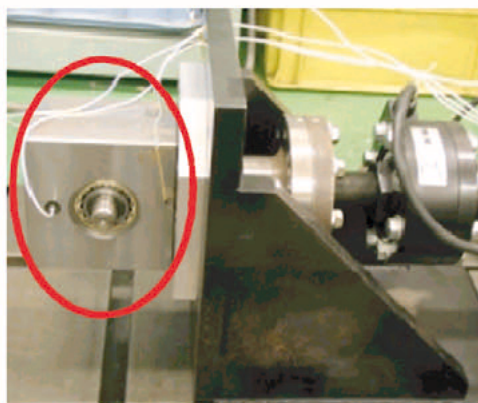


Fig. 7 Figure of test system and measuring device model

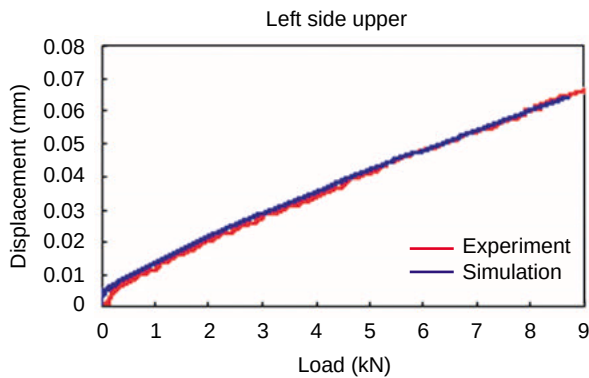


Fig. 8 Result of static assemble analysis

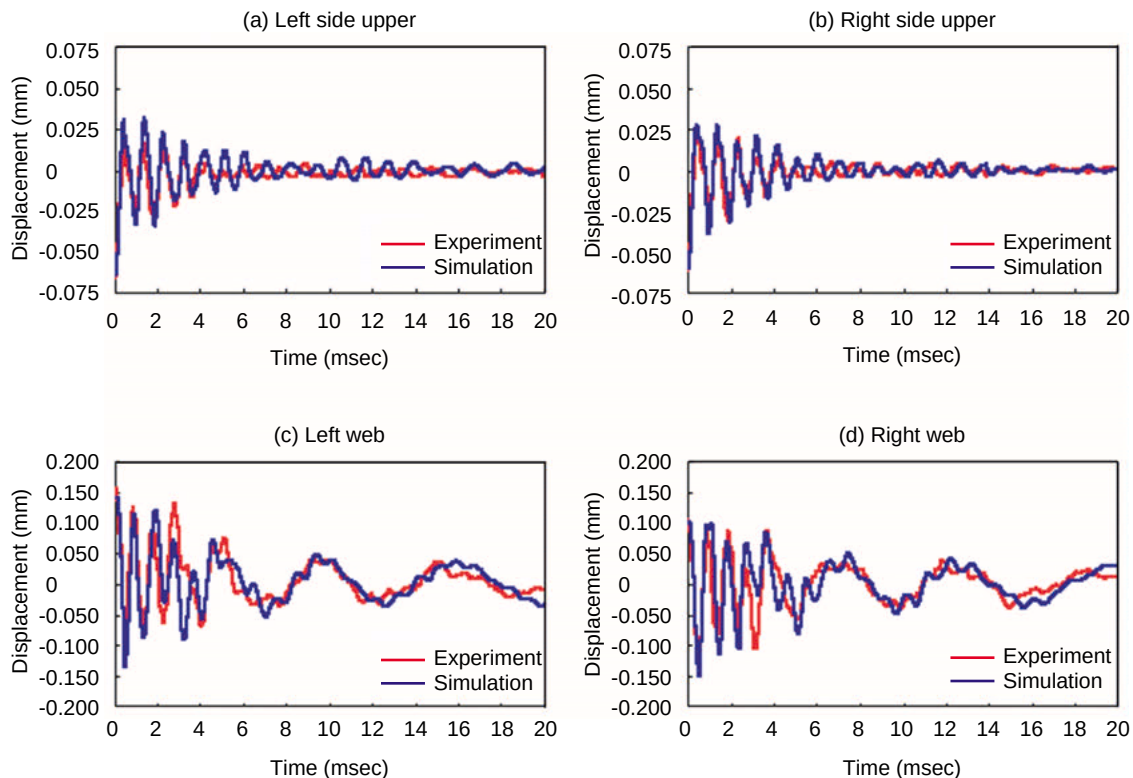


Fig. 9 Results of dynamic assemble analysis

ボルト破断後の衝撃加振状態での変位と振動が収束し始める状態での変位結果も実測に良く合っており、相関は非常に良好である。

次に、時系列変位結果を用いて、一般的な周波数分析であるパワースペクトル密度分析をおこなった。クランクシャフトの動挙動状態における周波数-パワースペクトル密度結果を Fig. 10 に示す。特に、1 kHz 前後において実測と計算結果が良く合っており、相関はおおむね良好である。このことから、動特性においてもボールベアリングモデルは十分な精度が得られていることがわかった。

3.3. モデルの検証まとめ

単体機能検証およびアセンブリ機能検証結果から、作成したボールベアリングモデルは、静的・動的ともに先に示した要件を十分満足している。そのため、組立型クランクシャフト系の機構解析にも十分適用できることがわかった。

4. 適用事例

Fig. 1 に示した二輪車エンジンの組立型クランクシャフト系の機構解析モデルを作成し、実測との相関検証をおこなった。適用したエンジンの諸元を Table 2 に示す。また、解析に用いた機構解析モデル図を Fig. 11 に示す。

4.1. 検証実験内容

運転条件はファイリング全負荷として、回転数は 4 000r/min から 2 000r/min おきに 10 000r/min までの定常回転モードとした。

Fig. 12 に示すように、クランクセンタからクランクピン方向を Y 方向、それと垂直な方向を X 方向としたときのクランクウェブの変位をクランクケースに配置したギャップセンサにより測定した。また、爆発荷重最大時のクランクシャフトのひずみを測定するために、Fig. 13 に示すクランクピンフィレット部の遅角側にひずみゲージを貼付した。

4.2. 1 サイクル中の変位とひずみ

エンジン回転数 4 000r/min 時と 8 000r/min 時における実測と計算のクランクウェブ L 側の Y 方向 1 サイクル変位波形結果を Fig. 14 に示す。また同様に、クランクピンフィレット部 L 側のひずみ 1 サイクル波形結果を Fig. 15 に示す。

変位に関しては、低速域である 4 000r/min 時と高速域である 8 000r/min いずれの場合においても、爆発荷重と慣性力により、クランクシャフトが変形することによる変位波形が、実測結果と良い相関を示している。また、ひず

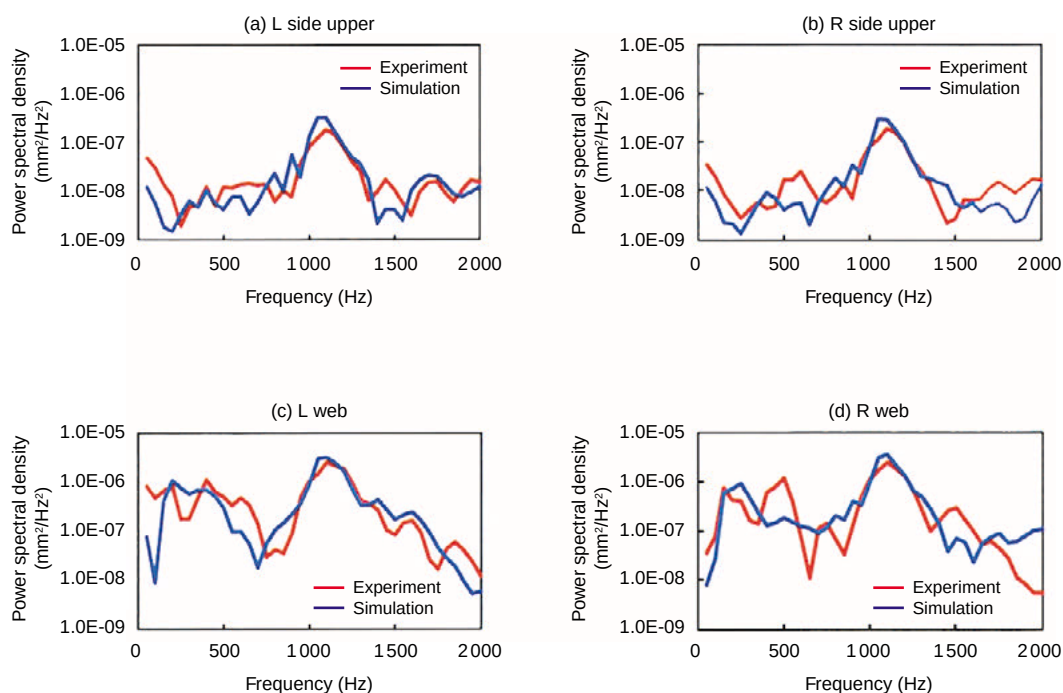


Fig. 10 Results of power spectrum

Table 2 Major specifications of test engine

Items	Specifications
Engine type	4-stroke, single cylinder
Displacement	149.4 cm^3
Valve train	DOHC 4-valves
Clutch type	Multiplate wet clutch
Transmission	6 speeds constant mesh

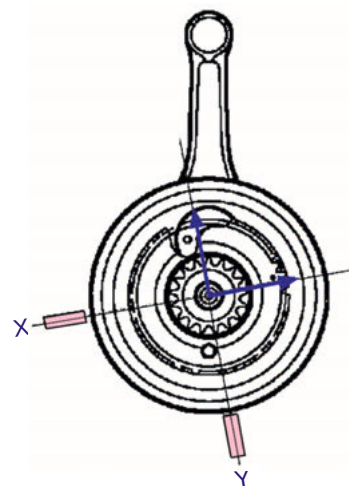


Fig. 12 Position of displacement sensor of Crankshaft-web

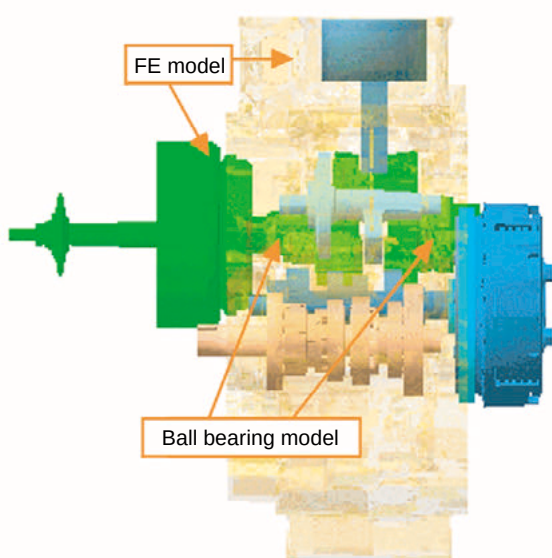


Fig. 11 Figure of mechanical dynamic analysis model

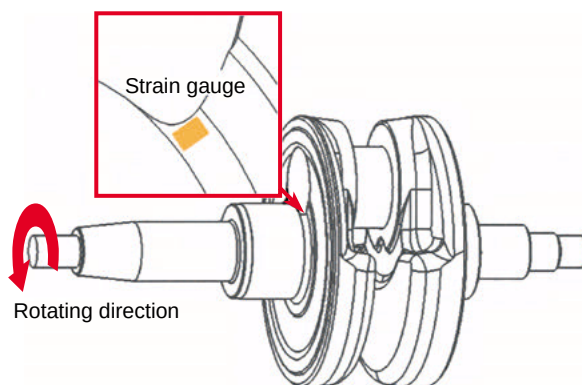


Fig. 13 Strain gage position

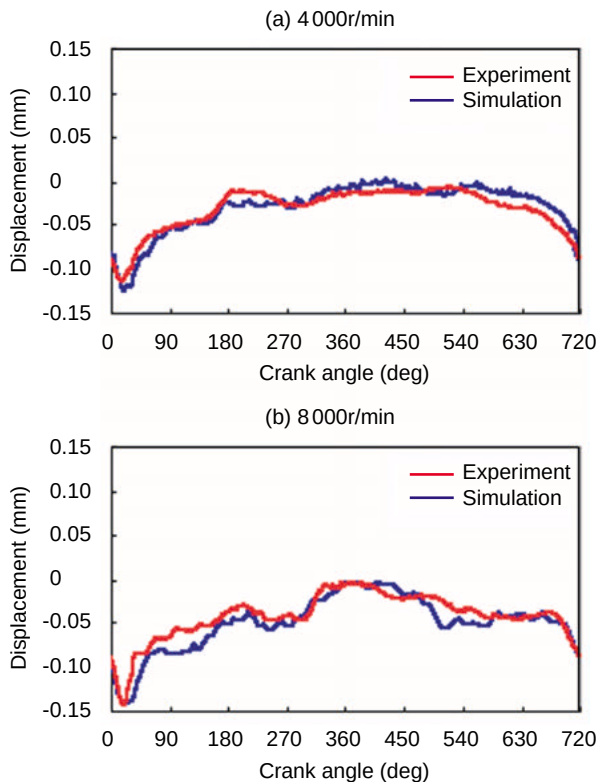


Fig. 14 Correlation results of displacement

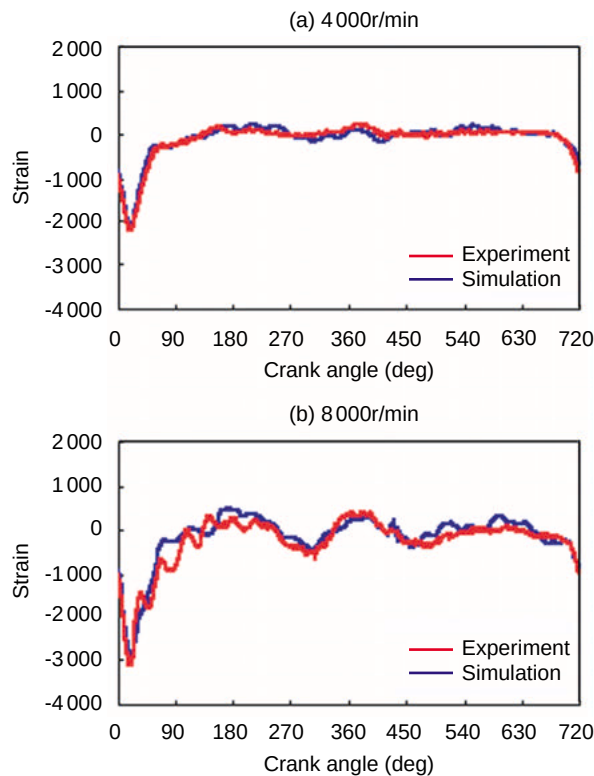


Fig. 15 Correlation results of strain

みにしても同様に、低速域、高速域ともに、爆発荷重によって生じるフィレット部のひずみが、実測と良い相関を示している。

以上の結果から、低速域と高速域の運転状態において、計算結果の変位、ひずみともに実測結果と非常に良い相関が

あり、組立型クランクシャフト系の強度評価において十分な精度を達成した。

4.3. ベアリングモデルと従来の手法との比較

エンジン回転数 10 000r/min 時における実測と、ボールベアリングモデルを用いた場合、従来の手法のばね・ダンパモデルを用いた場合、それぞれのクランクピンフィレット部L側のひずみ1サイクル波形結果を Fig. 16 に示す。

爆発荷重を受けた直後のひずみ最大値のばね・ダンパを用いた結果は、ボールベアリングモデルを用いた結果に比べ、実測に対し約30%ほど大きいことがわかった。また、ばね・ダンパ結果の波形に、実測よりも顕著な高周波振動があることがわかった。

このことから、ボールベアリングモデルを適用した組立型クランクシャフト系の機構解析は、従来の手法に比べ、より精度良く解析できることが証明された。

4.4. 適用相関まとめ

本開発によるボールベアリングモデルは、転がり軸受として最も厳しい条件下で使用されている組立型クランクシャフト系の機構解析に適用し、精度良く解析するための有効な手法であることが確認された。

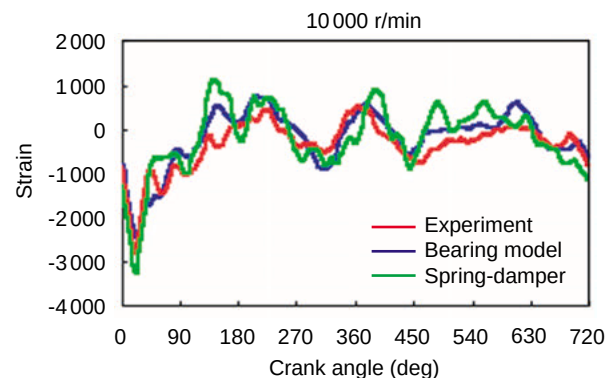


Fig. 16 Comparison of ball bearing model with spring-damper model

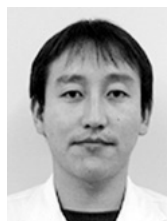
5. 結論

- (1) 転がり軸受の転動体(ボール)と軌道輪との弾性特性を考慮し、三次元接触状態を模擬できる機構解析用転がり軸受モデル(ボールベアリングモデル)を開発した。
- (2) ボールベアリングモデルを組立型クランクシャフト系の機構解析に適用し、ファイアリング運転時の挙動と応力を実機と比較した結果、十分な精度を達成することができ、実機エンジン開発の設計段階におけるクランクシャフトの強度評価において、実用十分な精度であることが確認された。

参考文献

- (1) Niino T. et al.: Development of simulation technology for dynamic behavior of crankshaft systems in motorcycle engines, JSAE Review, Vol.23, Issue 1, p-127-131(2002)
- (2) 坂口智也, 赤松良信: 玉軸受の振動シミュレーション, NTN TECHNICAL REVIEW, No.69, p.69-75(2001)
- (3) 多田誠二: 高速回転下における保持器音および振動・挙動の解析, KOYO Engineering Journal, No.160, p.31-38(2001)
- (4) 中原一郎: 接触応力, 材料力学—下巻一, 東京, 養賢堂, 1966, p.116-132

■ 著 者 ■



齋藤 淳也



岩本 達也



工藤 修