

単気筒エンジンにおける組立型クランクシャフト系の動的挙動シミュレーション技術の開発

Development of Simulation Technology for Dynamic Behavior of Assembled Crankshaft Systems in Single-cylinder Engines

岩 本 達 也*

Tatsuya IWAMOTO

齋 藤 淳 也*

Junya SAITO

要 旨

単気筒エンジンに多用される組立型クランクシャフトの動的挙動をシミュレーションする場合、クランクピン圧入の影響やクランクシャフトに直接配置される Alternating Current Generator(ACG)ロータの動的特性、および転がり軸受の特性を正確に表現することが、計算精度を向上するうえで重要である。これらの特性の変化を単体試験により検証するとともに、確認された動的特性を正確に表現したクランクシャフト系の機構解析モデルを構築し、さらに三次元弾性接触特性を表現できる転がり軸受モデルを開発した。これらを機構解析に適用することにより、組立型クランクシャフト系の動的挙動を、強度評価上実用十分な精度でシミュレーションできることを確認した。

ABSTRACT

When simulating an assembled crankshaft system of the type often used in single-cylinder engines, it is important, in terms of the accuracy of calculations, to adequately represent the influences of crankpin press fitting, the dynamic characteristics of the alternating current generator (ACG) rotor directly mounted to the crankshaft, and the characteristics of the rolling bearing. Actual measurements were performed to verify these characteristics, and a mechanical dynamic analysis model, which accurately represents the dynamic characteristics of the crankshaft system, was established. Also a rolling bearing model that represents the characteristics of three-dimensional elastic contact was developed. Using these in a mechanical dynamic analysis, the dynamic behavior of assembled crankshaft systems was simulated with enough practical accuracy for strength evaluations.

1. はじめに

二輪車やAll Terrain Vehicle(ATV)などに搭載されている単気筒エンジンのほとんどに組立型クランクシャフトを使用しており、適用機種が広範囲におよぶことから、単気筒エンジン開発において組立型クランクシャフトの耐久性を予測する技術は非常に重要である。しかしながら組立型クランクシャフトにおいては、クランクピンの両側あるいは片側をクランクウェブに圧入することで組み立てられている構造と、クランクシャフトに直接配置されている Alternating Current Generator(ACG)ロータの運動特性の影響により、従来のシミュレーション手法では精度不足であった。また、転がり軸受を一般的に使用することから、軸受のモデル化手法がシミュレーションの精度に大きく影響すると考えら

れる。これに対し、多気筒エンジンに使用されている一体型クランクシャフトの開発では、早くから機構解析を使った動的挙動シミュレーション技術^{(1), (2)}により耐久性を予測することが可能であった。

本稿では、組立型クランクシャフトに特有のそれらの影響についての単体計測による検証内容と、機構解析モデルにその特性を取り込むことによる、シミュレーションによる予測精度の向上について述べる。

2. 組立型クランクシャフトの特徴

Fig. 1に代表的な組立型クランクシャフトの構造を示す。単気筒エンジンに使用されている組立型クランクシャフトの特徴として、下記の5点が挙げられる。

*二輪開発センター

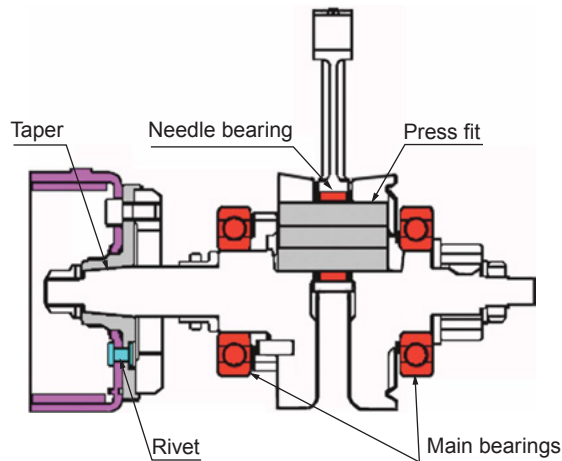


Fig. 1 Structure of assembled crankshaft

- (1) 左右軸あるいはそのどちらか一方がクランクピンとクランクウェブ間で圧入により結合されている。
- (2) 軸受に主に転がり軸受を使用している。
- (3) ACG ロータとクランクシャフトの慣性質量がほぼ同等であり ACG ロータの動的特性がクランクシャフトの挙動に影響するものと思われる。
- (4) クランクシャフト上に遠心式クラッチやベルトコンバータなどの動力伝達装置が直接取り付けられることが多い。
- (5) コンロッドとクランクピンの摺動にはニードルタイプの転がり軸受が使用される。

クランクピンの圧入構造や、ACG ロータに使用されるリベット結合構造などは、接触が介在することから一体構造のものに比べて、固有振動数や減衰への影響があると考えられる。また、軸上に取り付けられる動力伝達部品は、それぞれの動的特性がクランクシャフト挙動へ影響をおよぼすと考えられる。さらに転がり軸受は、その構造が油膜により支持されるプレーンタイプのベアリングと違い転動体により支持されるため、その数や大きさ、形状により軸受支持剛性や減衰特性が変化すると考えられる。

今回、圧入やリベット結合といった組立型クランクシャフトに一般的に用いられるものについて、動的特性の変化を単体試験により検証し、さらにその特性を機構解析モデルで表現する手法を構築した。また、軸受については、現在量産されている単気筒エンジンのほとんどに対応できるように深溝玉軸受(以下、ボール BRG という)、円筒ころ軸受(以下、ローラ BRG という)、針状ころ軸受(以下、ニードル BRG という)の機構解析モデルの開発をおこなった。

3. クランクシャフト系の動特性単体計測結果

3.1. クランクシャフトの圧入による特性

クランクシャフトの圧入代の変化による動特性の変化を見るために、テストピースを作成しその変化をハンマリング試

験により計測した。Fig. 2にテストピースの構造を示す。ピンの圧入には、量産クランクシャフトで使用される代表的な圧入代を設定し、圧入代違いによる固有振動数および減衰比の変化を確認した。また、圧入部分を一体化したクランクシャフトも作成し、圧入の有無による変化も検証した。

Fig. 3は、各圧入代違いによる主要振動モードにおける固有振動数の一体成形品に対する変化率を、Fig. 4は減衰比の変化を示したものである。この結果から、振動モードにかかわらず、圧入代の変化による固有振動数の差はほとんどなく、圧入の有無によって固有振動数に差が発生することがわかった。その変化は、一体型のものと比較して Mode 1 や Mode 4 の縦曲げモードで特に変化が大きく、最大で2%程度低下することが確認された。また、圧入による減衰比の変化については、一体成形品と比較すると大きくなっているが、その絶対値は小さく、圧入による変化はほとんどないと言える。

3.2. ACG ロータの締結構造による特性

ACG ロータの動的特性に大きく寄与する構造としては、クランクシャフトとボルト結合されるテーパ構造と、ボス部とロータ部を接続するリベット構造がある。これらの接続構造による動特性の変化を見るために、ACG ロータ部を模擬したテストピースを作成して、圧入の場合と同様にハ

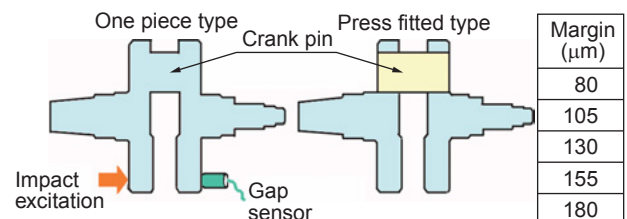


Fig. 2 Figure of press fit test piece

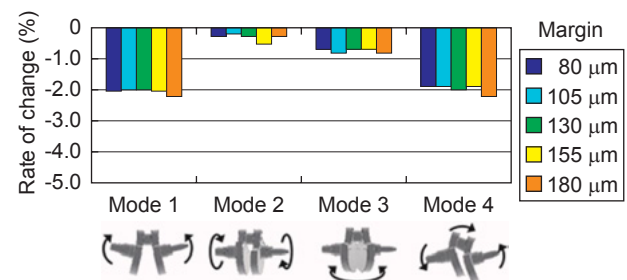


Fig. 3 Rate of eigen frequency with press fitting

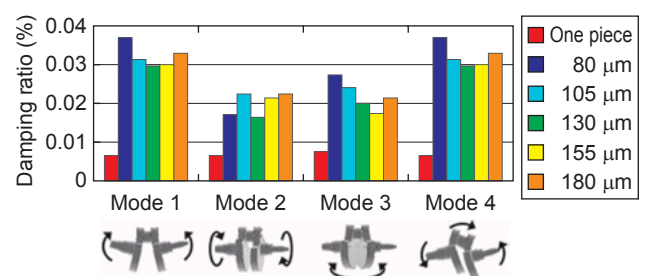


Fig. 4 Damping ratio with press fitting

ンマリング試験をおこない、周波数特性と減衰比を測定した。使用したテストピース形状を Fig. 5 に、測定した各仕様の組み合わせを Table 1 に示す。

Fig. 6 に各仕様違いにおける主要振動モードでの固有振動数の一体成形品に対する変化率を示す。この結果より、テーパの有無による固有振動数の変化は、振動モードによる差異はあるものの 2 - 3 % 程度低下することがわかった。これに対しリベット接続については、一体成形品と比べ固有振動数が大きく低下し、その変化率はモードによって異なり、最も変化率の大きい Mode 3 の軸方向振動モードで、リベットのみの影響としては約 14 % の低下が確認された。

次に減衰比の単体計測値を Fig. 7 に示す。減衰について

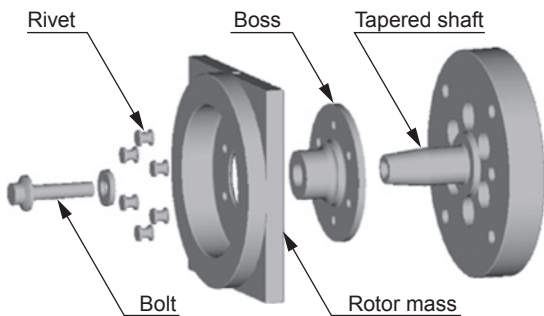


Fig. 5 Structure of ACG rotor test pieces

Table 1 Specifications of ACG rotor test pieces

Type	Between rotor and boss	Between boss and shaft
I	One piece	One piece
II	One piece	Taper & Thread tightening
III	Riveting	Taper & Thread tightening

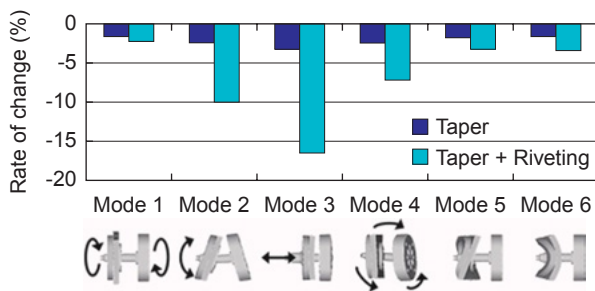


Fig. 6 Rate of change of eigen frequency with taper and rivet

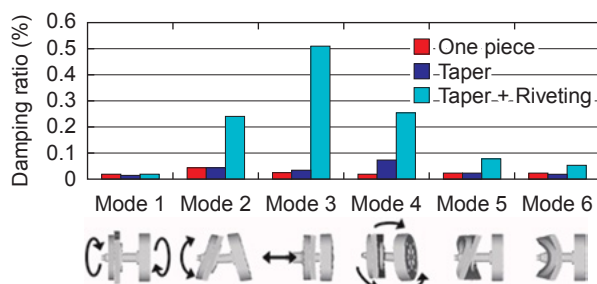


Fig. 7 Damping ratio with taper and rivet

も固有振動数と同様の傾向があり、テーパの有無による変化はほとんどなく、リベット接続の有無により大きく変化することがわかった。固有振動数変化の最も大きかった Mode 3 の軸方向振動モードで減衰比の変化が最も大きく、リベット接続なしで 0.04 % 程度だったものがリベット接続ありでは 0.5 % 程度まで上昇し約 10 倍になることが確認された。

4. 機構解析モデルの構築

クランクシャフトにおいて、機構解析を用いた動的挙動シミュレーションを実施する場合重要となるのが、弾性体モデルの構築方法である。前述の単体試験により、圧入およびリベット結合のクランクシャフト系への動的特性の影響が確認されたことから、それらを弾性体モデルである有限要素モデル(以下、FE モデルという)上で表現し、シミュレーションの精度向上を図った。

また、転がり軸受については、標準的なボール BRG に加え、さらに多様なエンジン仕様にも利用できるようにローラ BRG と、コンロッド大端部などに多用されるニードル BRG についても機構解析モデルの開発をおこなった。

4.1. クランクピン圧入部のモデル化

圧入部については、単体試験で固有振動数の低下が確認されたことから、弾性体モデル作成時に圧入部分の剛性特性を考慮できるようにした。クランクピンおよび左右クランクシャフトを、別体の FE モデルとし、圧入面をばね要素にて接合することにより、圧入による剛性変化を表現した。ばね要素は、クランクピン中心を軸とした円筒座標系にならうように作成し、三軸方向の剛性特性を与えた。ばね剛性の特性については単体試験と FE モデルとの固有振動数を比較し、各振動モードについて差異が最小となるような最適値を導出した。

Fig. 8 にこの手法を用いたクランクシャフト FE モデルの計算と単体試験の固有振動数の差異を示す。この手法により、各主要モードともほぼ 1 % 以内の精度を実現できた。

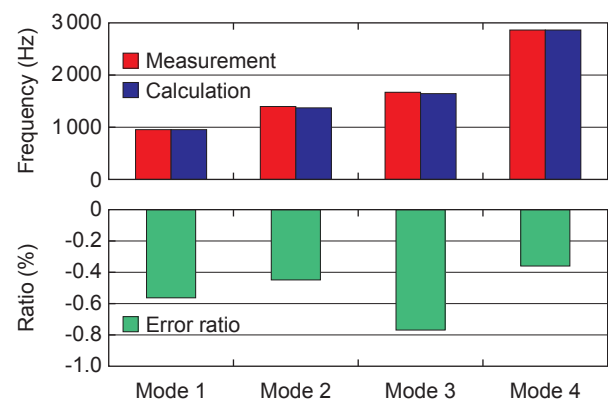


Fig. 8 Comparison of measured and calculated eigen frequencies with press fit

4.2. ACG ロータのモデル化

ACGロータのモデル化については、リベット接続が軸方向振動モードに大きな影響を与えるため、リベット部とボス接触面について剛性特性を表現できるような FE モデルを構築した。各リベットについては三軸ばね接続とし、さらにボスとロータとの接触面の最外周のエッジ部分には接触方向に一軸ばねを追加して結合した。リベット部の三軸ばねの特性については、リベット単体での剛性特性を求めこれを設定した。また、ボス外周の一軸ばね特性については、計測結果との相関をとりながら最適値を設定した。Fig. 9に前述の ACG ロータ計測用テストピースにて、計算と実機計測を比較した結果を示す。この手法により差異1.4%以内の精度を実現できた。

4.3. クランク系の減衰の取り扱い

これまでの計測結果から、ACGロータと圧入により、クランクシャフト系としては減衰が増加することがわかった。しかしながら、各単体試験から測定した減衰量は非常に小さく (Fig. 4)、一体成形品と大きく変わらないといえる。クランクシャフト系としては、圧入やACGロータ以外に、動力伝達部品である遠心式クラッチや、ベルトコンバータ、トルクコンバータなどが直接取り付けられており、それぞれの機構によりクランクシャフトに影響する減衰特性は大きく変化すると考えられる。よってクランクシャフト系としては、それぞれの動力伝達部品との組み合わせにより、クランクシャフト系の減衰量を設定する必要がある。これについては、現状では実機計測から推定する以外に方法がない。動力伝達系の違うエンジンについて何種類か測定した結果、二輪車用単気筒エンジンのクランクシャフト系の場合、おおむね1 - 5 %程度の減衰比であることが判明した。これより、クランクシャフトに取り付けられる動力伝達部品に対応する減衰量としては実機計測値をクランクシャフト系に与えてシミュレーションを実施した。

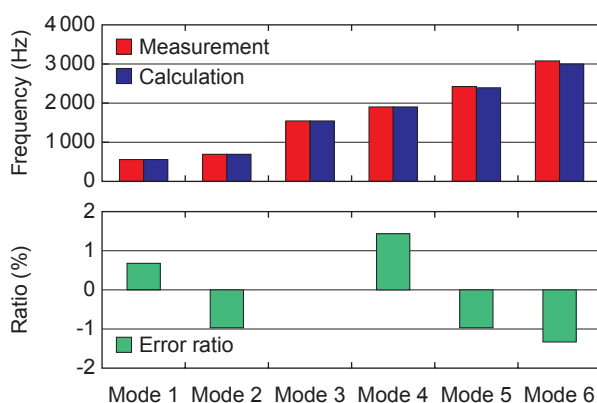


Fig. 9 Comparison of measured and calculated eigen frequencies with taper and riveting

4.4. 転がり軸受のモデル化

クランクシャフトの動的挙動シミュレーションにおいて、軸受部のモデル化手法は重要な課題のひとつである。一体型クランクシャフトでは弾性流体潤滑 (Elasto Hydrodynamic Lubrication: EHL) 理論によるプレーンベアリングモデルを利用することが一般的となっているが、組立型クランクシャフトでは転がり軸受が使用されているため、その三次元的な弾性接触状態を効率よく機構解析の中で取り扱うことが課題となる^{(3), (4)}。単気筒エンジンでは多くの場合、転がり軸受にはボールBRGを使用するが、エンジンの形式によってはローラ BRG を使用しているものもある。ボール BRG モデルの開発については、すでに報告済み^{(5)・(7)}であるため、本稿ではローラ BRG とニードル BRG の機構解析モデルの開発について述べる。

4.4.1. ローラベアリングモデル

ローラ BRG の軸受では、軸の傾きに対する接触点の大きな変化と、それに伴う剛性の変化をいかに表現するかが重要である。ローラ BRG の場合、基本的には軸方向に拘束する部分はないため、実用上は転動体が外輪溝と内輪溝の側辺部に接触するまで剛性は発生しないものとした。接触部の弾性特性は有限要素法を利用し、ひとつの転動体に関するそれぞれの接触面について荷重と反力の関係を事前に汎用構造解析ソフトウェアで計算しておく。この結果を用いて、接触が進行する各状態の剛性変化関数を Fig. 10 に示す接触角度 β を変えながら求める。これをベアリング特性ファイルとして機構解析ソフトウェアから参照し、転動体個々の変位に対する荷重を求める。個々の転動体の変位は、内輪と外輪間の相対的傾きと距離によりその接触状態を判定して求める。転動体それぞれの周方向の相対位置 α は、内輪と外輪の回転差に幾何学的に従うものとした⁽⁸⁾。機構解析ソフトウェアでは、個々の転動体荷重の合力を軸受反力として扱うようにした。

次に、衝撃加振試験装置 Fig. 11 により、単体計測との比較検証をおこなった。クランクピン部をボルトの破断により衝撃荷重を発生させることで加振し、左右クランクウェブの半径方向変位と軸方向変位を、計測結果と計算で比較した。軸受にはローラBRGとスラスト軸受としてボー

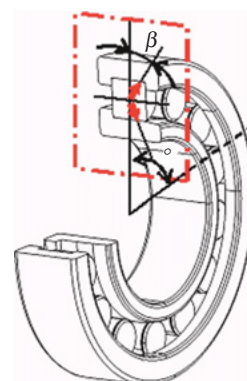


Fig. 10 Roller bearing model

ル BRG を組み合わせて使用した。Fig. 12 に各部の変位を示す。これより、実機挙動を正確にシミュレーションできることが確認された。

4.4.2. ニードルベアリングモデル

コンロッド大端部に使用されているニードル BRG は、ローラ BRG の転動体寸法が極端な場合と考えることができる。しかしながらその転動面であるクランクピンは、圧入されることにより形状が樽型に変形することから、円筒軸方向に曲率を持つことになる。そのためモデル化にあたっては、内輪には軸方向の曲率を表現できるように考慮した。

5. 実機計測との比較

単気筒エンジンの場合、一般的には軸受は二箇所であるが、クランクシャフトからの出力の取り出し方法の違いなどのために、三箇所以上の軸受を持つ単気筒エンジンもある。これまで述べた機構解析モデル化手法の妥当性を確認するため、二種類の軸受数の異なるエンジンを用いてその精度を検証した。

5.1. 二軸受タイプの場合

最も標準的な単気筒エンジンの形式として、Fig. 13のような左右軸受ともボール BRG 仕様の場合について実機計測とシミュレーションの比較をおこなった。このタイプのエンジンの場合、クランクシャフトからの出力の取り出し

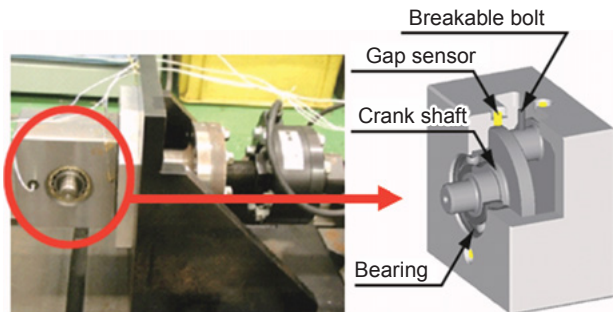


Fig. 11 Impact shaker tester

は直接ギヤを介して取り出されるため、動力伝達系による減衰が最も小さいタイプと言える。

実機計測は、左右クランクウェブでの軸直角方向変位、およびACGの触れ回り変位をギャップセンサにて計測し、さらにACGロータ側クランクシャフトの軸受部隔Rフィレット部に、ひずみゲージを貼り付けることによってひずみの計測をおこなった。

シミュレーションモデルには、前述したクランクピン圧入特性、リベット結合特性を考慮したFEモデルを使用し、軸受にはボール BRG モデルを使用した。

Fig. 14 に、左側ウェブのシリンダ方向変位と軸受部隔Rフィレット部のひずみの実機計測およびシミュレーションの結果を示す。この結果から、実機計測とシミュレーションに良い相関があることがわかり手法の妥当性が確認された。

また Fig. 15 に軸受部隔Rフィレット部のひずみについて、従来手法と本手法のシミュレーション結果と、実機計測との比較を示す。(a)は従来のばねダンパによるベアリングのモデル化手法との比較を示し、(b)はクランクシャフトの圧入部を一体として扱った場合との比較を示す。この結果から、従来手法に比較し本手法は計算精度が向上していることが確認された。

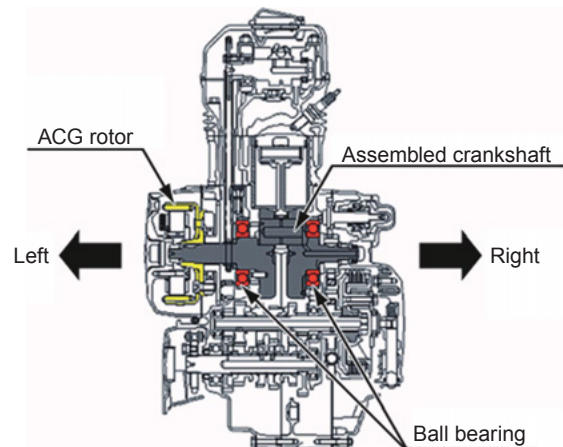


Fig. 13 Structure of 2-bearing type engine

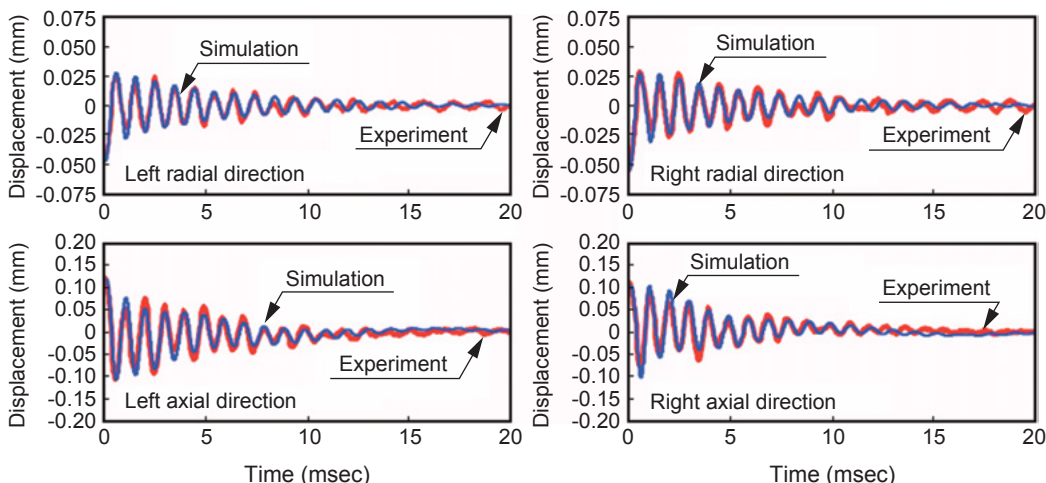


Fig. 12 Comparison of experiment and simulation of impact shaker test

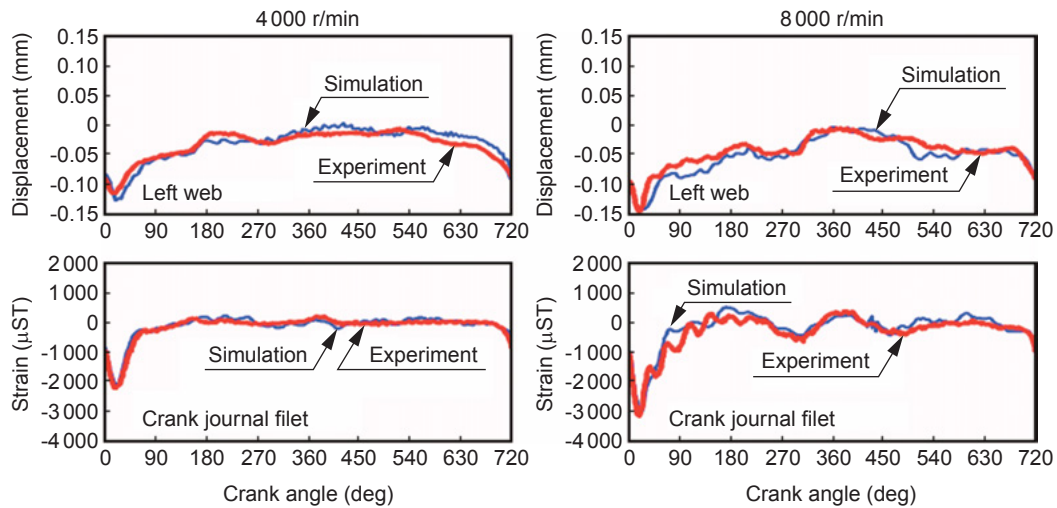


Fig. 14 Comparison of experiment and simulation results of 2-bearing type engine

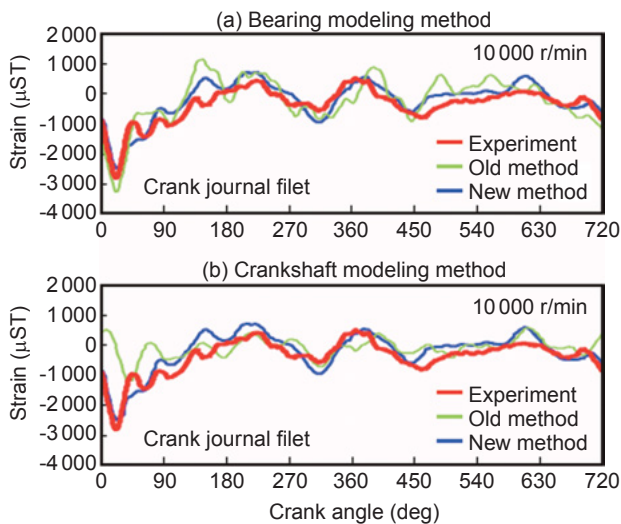


Fig. 15 Comparison of old and new methods of 2-bearing type engine

5.2. 四軸受タイプの場合

特殊な単気筒エンジンの形式として、主軸受二箇所とさらにクランクシャフト両端を支える軸受を持つタイプのエンジンがATVなどで使用されている。また、動力伝達方式としてトルクコンバータが使用されていることもあり、クランクシャフト系としてはさまざまな付加機構が軸上に載っており複雑な形態となっている。この形式のエンジンについても実機計測をおこないシミュレーションとの相関性を検証した。

Fig. 16にエンジンの概略図を示す。実機計測は二軸タイプの場合と同様に、前後クランクウェブおよびACGロータの軸直角方向変位と、前後軸のねじりひずみについて実機計測をおこなった。

次にシミュレーションモデルをFig. 17に示す。このエンジンタイプの場合、前側主軸受にローラBRG、後側主軸受にボールBRGを使用し、さらにその両端はエンジンケースカバーとの間がボールBRGにより支持されている。

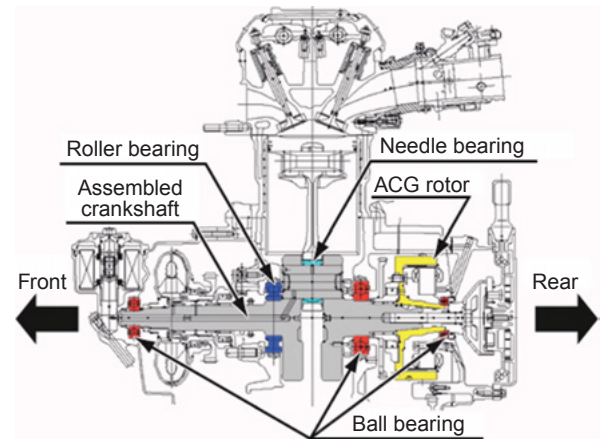


Fig. 16 Structure of 4-bearing type engine

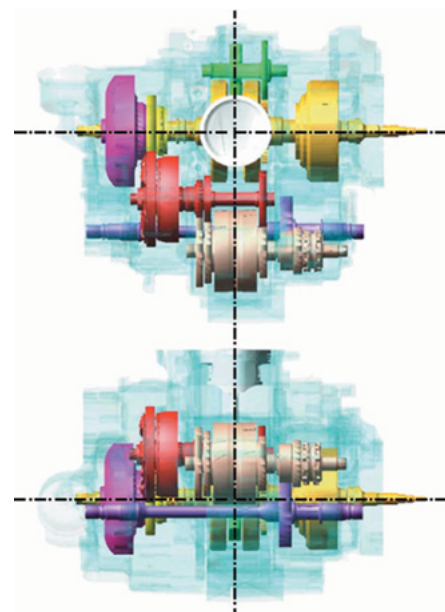


Fig. 17 Mechanical dynamic analysis model for 4-bearing type engine

Fig. 18に実機計測とシミュレーションの変位を示す。前後クランクウェブ変位および ACG ロータの変位についてよい相関があることがわかる。ACG ロータ変位の実機計測値で大きく変位している部分があるが、これはバランス調整用の穴上をセンサが通過したためである。これより軸受数が増え、クランクシャフト系の曲げ挙動が本手法にて精度良くシミュレーションできることが確認された。

次に Fig. 19 にねじりひずみをトルクに換算した値の実機計測と計算結果を示す。これを見ると実機計測とシミュレーションに若干ながら差があることがわかる。これについては、トルクコンバータのモデル表現に要因があると考えられる。

今回のシミュレーションモデルでは、トルクコンバータの機構解析モデルをリジッドモデルとして取り扱ったため、トルクコンバータ自体のねじり剛性や内部のオイルによるねじり振動系に与える影響が表現できていないためと考えられる。

6. まとめ

(1) 組立型クランクシャフトの動的挙動シミュレーションに必要な下記実機特性を確認した。

- ・組立型クランクシャフトの固有振動数は、クランク

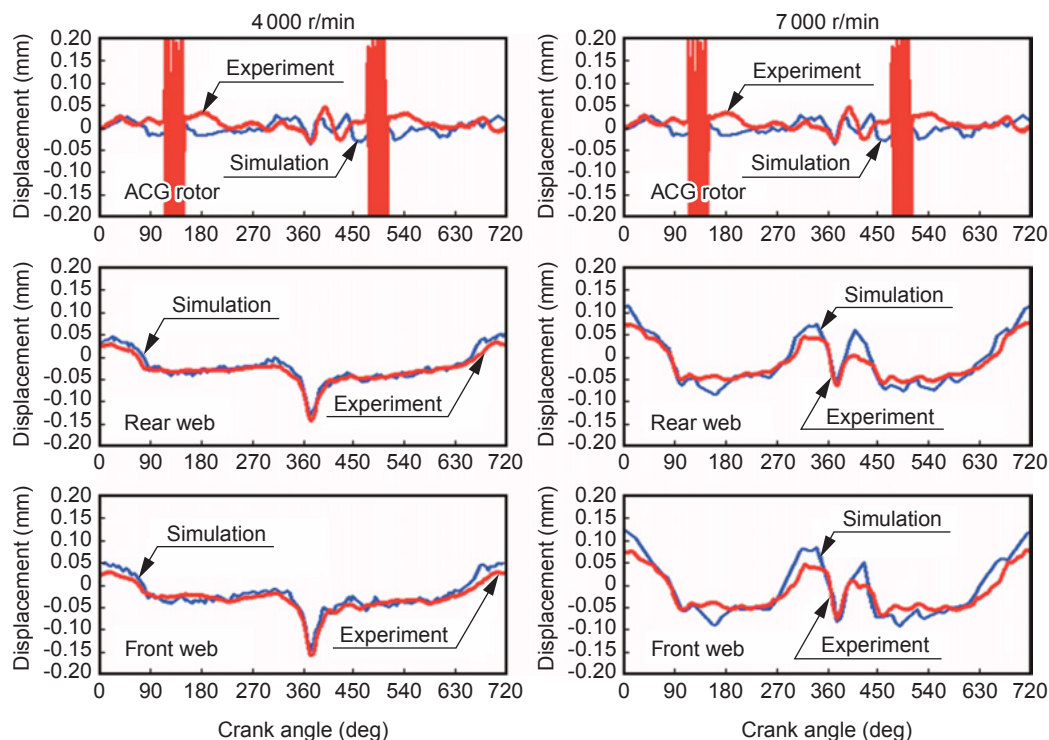


Fig. 18 Displacement of crank-web and ACG rotor of 4-bearing type engine

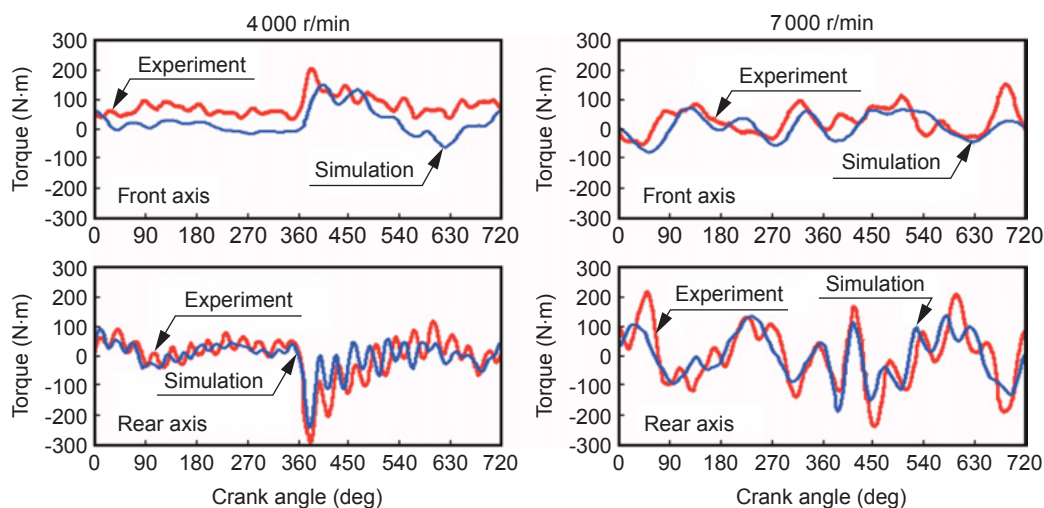


Fig. 19 Axial torque of 4-bearing type engine

ピンの圧入代の大きさにかかわらず一体成形品に比較し2%程度低下するが、圧入による減衰比への影響はほとんどない。

- ・ACGロータのテーパ結合は、一体成形品に比べ固有振動数で3%程度低下させるが、減衰比はほとんど影響しない。
- ・リベット結合は、固有振動数を最大で14%低下させ、減衰を約10倍に増加させる。

- (2) クランクシャフトの圧入およびリベット結合の動的特性を考慮した機構解析用弾性体クランクモデルの構築手法を確立した。
- (3) 転動体の種類の異なる三次元弾性接触を考慮した転がり軸受機構解析モデルを開発した。
- (4) 軸受数の異なる2タイプの単気筒エンジンにて、上記(2)(3)の機構解析モデルを適用したシミュレーションを実施し、実機との比較検証を通して、組立型クランクシャフトの強度評価における実用十分な精度が得られることを確認した。

参考文献

- (1) 新納忠, 岩本達也, 植田真吾: 二輪車用エンジンにおけるクランクシャフト系の動的挙動シミュレーション技術の構築, HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.2, p.135-140
- (2) 新納忠, 岩本達也, 植田真吾: 二輪車用エンジンにおけるクランクシャフト系の動的挙動シミュレーション技術の構築, 自動車技術会 学術講演会前刷集, No.107-00, p.13-16(2000)
- (3) 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)
- (4) 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)
- (5) 齋藤淳也, 岩本達也, 工藤修: 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, Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.1, p.249-256
- (6) Saito, J., Iwamoto, T., Kudo, O.: Development of Rolling Bearing Model for Mechanical Dynamic Analysis Considering Elastic Properties, Small Engine Technology Conference, SAE Paper 2004-32-0026(2004)
- (7) 星野裕昭, Johann Zeischka, 齋藤淳也, 岩本達也: エンジン挙動解析のための転がり軸受のモデル化技術開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, NO.92-04, p.5-8(2004)
- (8) 中原一郎: 接触応力, 材料力学一下巻一, 東京, 養賢堂, p.116-132(1966)

■ 著 者 ■



岩本達也



齋藤淳也