低 S/N 信号のバイスペクトル解析による
転がり軸受の異常診断*
(転がり軸受の新しい異常診断法)

網 田 芳 明*¹, 久保木 正喜*², 北 川 孟*³

Bispectrum analysis of low S/N mechanical vibration signals
(A New Diagnostic Method for Ball Bearing)

Yoshiaki OHDA, Masaki KUBOKI and Hajime KITAGAWA

Since vibration excited by a flaw from assembled ball bearing is very weak, the flaw signal is usually buried in background noises. In order to detect such a weak signal, a new analytical method is proposed in this paper. The method makes use of a bispectrum analysis for flaw diagnosis in the assembled ball bearing. As previous works in this field, tests were performed for ball bearings which were not assembled in a machine. In those tests, vibration signals from flaws had relatively high S/N's. However when the flaw diagnosis of a ball bearing installed in a machine is intended, a new signal processing method must be developed to reduce the noise level. In this study, we use ball bearings with artificially dented flaws on the innerrace. The bearings are installed in a rotating machine. Then vibration of rotating machine is measured and flaw signals are extracted from background noises. Flaw signals are analysed by the bispectrum method. The newly developed bispectrum analysis proved to be a very effective method for vibration signals of low S/N obtained both from simulation and from ball bearing tests. This bispectrum analysis seems to be applicable to an on-line flaw diagnostic method for the ball bearing and other mechanical elements installed in a machine.

Key Words: Low S/N Signals, Bispectrum Analysis, Ball Bearing, Diagnostic

1. 結 言

転がり軸受は回転機等の重要な機械要素であり、その故障は機械に大きな影響を与える。そこで動作中の故障現象を解明するために、欠陥を持つ転がり軸受の振動を回転中に測定し欠陥からの信号の特徴解析を試みた研究が数多く行われている^{(1)~(4)}。しかしこれら研究のほとんどは、転がり軸受の外輪をゴム製プレローダ等で固定し、外部からの雑音を遮断し、センサを外輪に直接取付けた状態で振動測定が行われている。このような軸受単体の測定方法では S/N の大きい振動波形が検出できるが、動作中の故障現象の解明に適用するには多くの問題点を含んでいる。その一つは、回転機等に組込まれた軸受に発生した欠陥を動作中に早期に検出する場合には S/N の大きな振動波形が得られない、という点である。このような状態では、駆動源、可動部分のゆるみ、潤滑や材質の不均一性などからの雑音の影響が大きく、軸受のレース上の局部的損傷の特徴量を再現性よくかつ効率的に抽出することは困難である。

本研究では、回転機に組込まれた軸受に発生した欠陥を動作中に検出することを目的とし、雑音に埋もれている欠陥信号を抽出する新しい方法を提案し、転がり軸受の損傷の有無の早期判定に関する可能性を検討した。

2. 実 験 方 法

2.1 試験軸受 実験に用いた試験軸受は単列深溝玉軸受 6203-2 NK である。その主要諸元を図 1 と表

表 1 試験軸受の寸法

The number of balls	$Z = 8$
Ball diameter	$d = 5.6 \text{ mm}$
Pitch diameter	$D = 28.5 \text{ mm}$
Contact angle	$\beta_0 = 0 \text{ deg}$

図 1 転がり軸受の主要諸元

* 原稿受付 平成 2 年 9 月 6 日。
*¹ 学生員, 豊橋技術科学大学大学院 (〒441 豊橋市天伯町字雲雀ヶ丘 1-1) [現(株)東芝]。
*² 学生員, 豊橋技術科学大学大学院。
*³ 正員, 豊橋技術科学大学。

1に示す。本実験では軸受内輪の1円周上に1個の微小な圧痕状の傷を加工した。圧痕形状は軸受に一定のスラスト荷重が加わるとボールと内輪との接触位置が変化するため、図2のようにだ円形状とした。表2に3種類の圧痕傷の円周方向の最大幅と最大深さを示す。

2・2 実験装置 図3に示す装置のモータと反対側の軸受ハウジング内に試験軸受を組込んだ。モータは三相誘導モータで、インバータによって回転速度の調節を行う。また、軸の中央にラジアル荷重の印荷装置を設けた。ラジアル荷重とスラスト荷重は一定（それぞれ約300 N、約30 N）として回転時の振動を測定する。装置はベースと床の共振を防ぐためにタイヤチューブの上に設置した。

振動の測定系を図4に示す。試験軸受の半径方向の振動は加速度ピックアップを用いて測定した。得られた振動信号は増幅器を経由してFFTアナライザに取り込まれる。FFTアナライザで量子化された振動信号はGP-IBを介してコンピュータに取り込まれ、各種信号処理を行う。

表2に示すような3種類の損傷を持つ転がり軸受は、490、980、1 225 rpmと3種の軸回転速度で回転させ振動データを採取した。軸回転速度490、980 rpmの場合、サンプリング間隔は0.05 msである。1 225 rpmの場合サンプリング間隔は0.02 msである。バースペクトルを計算するのに2 048点のデータを用いるため、

Bearing type	Flaw depth μm	Flaw width mm
A	6	0.96
B	10	1.15
C	19	1.31

図2 試験軸受の圧痕傷形状

図3 実験装置概観

490 rpm の場合、観測時間0.102 sで内輪が1回転する。同様に、980 rpm の場合、観測時間のうち内輪が2回転する。1 225 rpm では上記のサンプリング間隔で内輪が1回転する。

3. 解析方法

3・1 振動の発生モデル 転がり軸受の損傷によって励起される振動の発生は、一般に次のようなメカニズムによって説明できる^{(1)~(4)}。転がり軸受の内輪、外輪またはボール表面にある局部的損傷上を回転する素子またはレース面が通過することによって一つの衝撃が発生する。一定の回転速度ではそれらの衝撃は周期的に発生し、転がり軸受部分やその保持機構部の形状によって決まる固有周波数で励起される。励起された振動の過渡応答は機構部と設定状態に依存する固有の減衰定数をもつ。

各局部的損傷 j からの振動特性は一定の繰返し周期 T_j で発生し、指数減衰正弦波でモデル化すると次のような式で表される⁽³⁾⁽⁴⁾。ただし、 $n(0 \leq n \leq N-1)$ をサンプル番号、 Δt をサンプル間隔、時刻を $t = n\Delta t$ とする。

$$x_j(n) = g_j(n) * \sum_{k=0}^{N-1} \delta(n - kT_j) \dots \dots \dots (1)$$

$$g_j(n) = A_j \cdot \exp(-\alpha_j n) \cos(\omega_{cj} n) \cdot u(n) \dots \dots (2)$$

ここで、

$$\delta(n) = \begin{cases} 1, & \text{if } n=0 \\ 0, & \text{otherwise.} \end{cases}$$

$u(n)$ は単一ステップ関数、 $*$ はコンボリューション、 ω_{cj} と α_j はそれぞれ第 j 次モードの角周波数と減衰定数である。

実際の転がり軸受では、ボールの直径がケージ穴の幅よりわずかに小さいため、ボールの滑り等により、損傷によって励起される衝撃パルスの繰返し周期は不規則に変動する。したがって、転がり軸受に1個の損傷があり、繰返し周期の変動を考慮したモデル式は次式となる。

図4 振動測定と解析器の構成

$$x(n) = g(n) * \sum_{k=0}^{N-1} \delta(n - kT - \Delta_k) \quad \dots\dots\dots (3)$$

ここで、 Δ_k は kT 時に現れる第 k 次の遅れ (ラグ) を表しており、平均値 0、標準偏差 σ とし正規確率密度関数 $P(\Delta_k; x) = N(0, \sigma^2; x)$ に設定される⁽⁴⁾。

また、ラジアル荷重を受ける転がり軸受では、図 5 に示すような負荷分布⁽⁵⁾を生じる。図 5 ではラジアル荷重 Q が軸に負荷されたときの内輪に現れる負荷分布である。図中の矢印は負荷の大きさとその方向を示している。このような負荷分布が内輪にあると損傷によって励起される振動の振幅は一定とならず、図 6 に示すように内輪の回転に同期した振幅変調を受けた振動波形となる。以上の影響を式 (3) に加えると次式となる。

$$x(n) = \left\{ g(n) * \sum_{k=0}^{N-1} \delta(n - kT - \Delta_k) \right\} \times \{a - b \cdot \cos(\omega_r n)\} \quad \dots\dots\dots (4)$$

ここで、 ω_r は軸回転角周波数であり、 a, b は定数であり、それぞれ 0.7, 0.3 とした。

転がり軸受に 1 個の損傷がある場合、励起される振動の繰返し周波数 (以下、傷周波数と呼ぶ) は、損傷のある箇所により内輪の回転速度と軸受の形状寸法の値から、それぞれ次のような式で決まる⁽⁶⁾。

$$f_i = \frac{f_r}{2} \left(1 + \frac{d}{D} \cos \beta \right) Z \quad \dots\dots\dots (5)$$

$$f_o = \frac{f_r}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \beta \right) Z \quad \dots\dots\dots (6)$$

$$f_b = \frac{f_r}{2} \cdot \frac{D}{d} \left\{ 1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \cos^2 \beta \right\} Z \quad \dots\dots\dots (7)$$

ここで、 f_i と f_o はそれぞれ内輪または外輪の一点がボールと接触する周波数、 f_b はボールの一点が内輪または外輪と接触する周波数である。 f_r は軸の回転周波数、 d はボールの直径、 D は軸受のピッチ円直径、 β

は接触角、 Z はボールの個数である。

3.2 従来の解析方法 雑音に埋もれた周期信号から雑音を低減し、周期信号の周期およびスペクトルを求める代表的な方法は、周波数領域での加算平均である。この方法では雑音が軸受の損傷によって励起される振動信号より小さくしなければならない。

今、時間軸信号 $y(n)$ は周期信号 $x(n)$ とランダムな雑音成分 $n(n)$ との和で成り立っているものとする。

$$y(n) = x(n) + n(n) \quad \dots\dots\dots (8)$$

$y(n), x(n), n(n)$ フーリエ変換を離散周波数を q としそれぞれ $Y(q), X(q), N(q)$ とする次式が成り立つ。

$$Y(q) = X(q) + N(q) \quad \dots\dots\dots (9)$$

したがって、パワースペクトルは次式で与えられる。

$$|Y(q)|^2 = |X(q)|^2 + X^*(q)N(q) + X(q)N^*(q) + |N(q)|^2 \quad \dots\dots\dots (10)$$

ここで、 $*$ は共役複素数、 $—$ は加算平均を表す。式 (10) の第 2 項と第 3 項は周期信号 $x(n)$ と雑音成分 $n(n)$ が互いに無相関であることから、平均化を重ねるに伴い零に収束する。第 4 項は雑音が白色雑音に近い性質を持っていると仮定すれば、周波数に関係なく一定値に収束する。しかし、その仮定が成り立たなければある周波数分布を示す。したがって、雑音のパワーが損傷によって励起される振動信号のパワーより小さくなるには、式 (10) の右辺の第 4 項が第 1 項より小さくしなければならない。

ほかにパワースペクトルを用いた転がり軸受の損傷に対する信号処理方法⁽⁶⁾がある。この信号処理方法は図 7 に示すようにセンサによって得られた振動信号をハイパスフィルタ処理する。これは、軸回転周波数成

図 5 負荷分布図

図 6 傷軸受の振動波形例

図 7 従来法の信号処理例

図 8 図 7 に示す方法による低 S/N 比信号解析例

分などの低周波数成分を取り除くためである。次に絶対値処理を施しその包絡線を求め、パワースペクトルを計算する。

本研究で得られた振動信号にこれらの方法を適用した結果を図 8 に示す。図 8 は表 2 に示す軸受 C を軸回転速度 980 rpm で回転させ、サンプリング間隔 0.05 ms で採取した振動信号のパワースペクトルを求め、周波数領域上で 6 回の加算平均をしたものである（ハイパスフィルタの遮断周波数は 1 kHz）。この場合の傷周波数 f_i は式 (5) から 80 Hz となるが、図 8 では 80 Hz の周波数にピークがみられず損傷の検出は雑音の影響で不可能であることがわかる。

3.3 本研究において新しく提案する方法

3.3.1 バイスペクトル⁽⁷⁾について 振動解析による設備診断の特徴は、被検査系の内部状態の変化が、早期に発見できることである。その理由は、これらの変化が振動の変化に比較的早く反映されるからである。このような方法では、まず雑音から目的とする信号を分離し、次に高感度かつ安定な異常検出パラメータを抽出することが重要である。

機械系からの振動は周辺環境の影響により、不規則信号となる場合が多い。しかし、機械系そのものはある目的の運動をするように設計されたものである。したがって、その振動は系の構造あるいは駆動源の特性に依存するある種の規則性を持つ周波数成分が互いに重畳した、いわゆる非正規性信号と考えられる。一方、検出雑音は周囲のいろいろな機械系からの雑音や、センサ等の電気系での雑音が重畳したものと考えられるから、中心極限定理によりほぼ正規性雑音とみなせる場合が多い。したがって、バイスペクトルなどの高次スペクトルを用いて異常検出ができれば、機械系から出る振動そのものの変化だけをとらえることができるため、S/N の優れた一つの検出法としての可能性がある。

まず、パワースペクトルとバイスペクトルとの比較をする。自己相関関数（二次キュムラント関数）のフーリエ変換がパワースペクトルと呼ばれるのに対し、バイスペクトルは三次キュムラント関数の二次元フーリエ変換として定義される。以下で取扱う信号 $x(t)$ は実数値であり平均値が零の定常不規則信号とする。平均が零であるから三次までのキュムラント関数とモーメント関数とは一致する。したがって、三次キュムラント関数は次式で与えられる。

$$\phi_{xxx}(t_1, t_2, t_3) \equiv E[x(t_1)x(t_2)x(t_3)] \quad \cdots \cdots (11)$$

ここで、 $E[\quad]$ は集合平均であり、エルゴード性が成り立つとすれば集合平均が時間平均で置き換えられ

る。すなわち、 $t_1 = t_3 + \tau_1$, $t_2 = t_3 + \tau_2$ と置けば式 (11) は

$$\phi_{xxx}(\tau_1, \tau_2) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x(t + \tau_1)x(t + \tau_2)x(t)dt \quad \cdots \cdots (12)$$

となる。この三次キュムラント関数の二次元フーリエ変換がバイスペクトル密度である。すなわち、

$$\Phi_{xxx}(f_1, f_2) \equiv \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \phi_{xxx}(\tau_1, \tau_2) e^{-j2\pi(f_1\tau_1 + f_2\tau_2)} d\tau_1 d\tau_2 \quad \cdots \cdots (13)$$

が定義式である。バイスペクトルは、一般に複素数である。

3.3.2 本研究において提案する方法 ここで、バイスペクトルを用いた低 S/N 信号による転がり軸受の異常診断に有効な信号処理方法を提案する。信号処理は次の順に行われる。

- (i) 帯域制限信号を計算する。
- (ii) 二乗信号を計算する。
- (iii) 直流成分と高周波成分を除去する。
- (iv) 自己相関関数を計算する。
- (v) バイスペクトルを計算する。

以下、(i)～(v)の概要を説明する。

(i) 帯域制限信号の計算

転がり軸受のボールが損傷に接触したときの振動信号は式 (1), (2) で表される。したがって、式 (2) の ω_{cj} を中心とした狭帯域周波数特性を持つバンドパスフィルタ (BPF) にて計測された信号を処理し、低周波数成分と高周波数成分の雑音を取り除く。

(ii) 二乗信号の計算

帯域制限信号をそのままフーリエ変換しても、繰返し周期に相当する周波数は得ることができないので二乗信号を計算し低周波成分を得る。帯域制限信号の二乗信号を計算する方法は雑音に埋もれている周期振動信号を強調するという利点がある⁽³⁾。

(iii) 直流成分と高周波成分の除去

二乗帯域制限信号の直流成分と高周波数成分を除去するため再び BPF に通す。

(iv) 自己相関関数の計算

自己相関関数を計算することにより、不規則信号中の周期性成分を求めることができる⁽⁸⁾。この処理は、本研究で用いたような回転装置に組込んだ転がり軸受の振動解析には特に有用である。

式 (4) で表される振動信号に対して、自己相関関数を計算すると、繰返し周期を含む成分が強調され、不規則な周期の雑音の影響が軽減される。

(v) バイスペクトルの計算

次に (iv) の処理で得られた自己相関関数のバイスベ

クトルを計算する。実際のバイスペクトルの計算は三次のキュムラント関数の二次元フーリエ変換を計算するのではなく、次式によって計算する。

$$\phi_{xxx}(f_1, f_2) = \frac{1}{T} X(f_1) X(f_2) X^*(f_1 + f_2) \quad \cdots (14)$$

ここで、

$$X(f) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-j2\pi f t} dt$$

であり、*は複素共役を表している。バイスペクトルには、ガウス性不規則信号のバイスペクトルは零であるという物理的性質と、周波数相互間の従属関係を表すという物理的性質があり、これらを利用すると雑音の低減のみならず、パワースペクトルでは抽出されない周波数相互間の関係が明らかになる。

以上の提案法を用いて、まずシミュレーションを行った。シミュレーションに用いる信号は式(1)～(4)と式(8)を用いたものである。転がり軸受の内輪に1個の損傷があり、傷周波数 f_i が 80 Hz の場合をシミュレートした。式(8)の雑音項 $n(n)$ はガウス性不規則雑音とした。式(2)の α_j は 0.1, ω_{cj} は $\omega_{cj} = 2\pi f_{cj}$

図 9 二次元表現によるバイスペクトル

図 10 提案法によるバイスペクトル

図 11 提案法による雑音信号のバイスペクトル

として $f_{cj} = 2 \text{ kHz}$ とした。 Δt の σ は $\Delta t = 0.05 \text{ ms}$ とし、0, 0.2, 0.4 ms とした。また、データのサンプル数は 2048 点である。

図 9 はこの条件で、S/N が -2.2 dB の高 S/N 信号を提案法によってシミュレーションした結果である。ただし、この場合は式(4)の振幅変調項は含まれておらず、 $\sigma = 0 \text{ ms}$ とした。狭帯域特性をもつ BPH 遮断周波数は、低周波数側が 1.5 kHz, 高周波数側が 2.5 kHz である。式(13)からわかるようにバイスペクトルは二次元の周波数平面で表現される。しかし、知りたい傷周波数の断面のみを解析するために、図 9 の周波数軸 f_2 の f_i 断面を、周波数軸 f_1 方向から見る。この結果が図 10 である。

図 11 は雑音信号だけのバイスペクトルである。雑音だけでは傷周波数 f_i にピークが現れない。

図 12 は式(4)を用いた、S/N が -15.2 dB の低 S/N 信号のシミュレーション解析例である。この図からもわかるように、繰返し周期の変動が大きくなるほどバイスペクトルのピークは明りようになる。また、 f_i の他のピークは f_i の高調波および雑音に起因するものである。比較のために、同じシミュレーション信号

(a) $\sigma = 0 \text{ ms}$

(b) $\sigma = 0.2 \text{ ms}$

(c) $\sigma = 0.4 \text{ ms}$

図 12 ラジアル荷重の影響を受けた低 S/N 信号のバイスペクトル

を用いたパワースペクトル解析結果を図 13 に示す。パワースペクトル解析では f_i のピークは明らかに現れていない。

バースペクトル法を用い、回転機械に組込んだ損傷をもつ転がり軸受の振動信号の解析を行い、以下の結果が得られた。

まず、狭帯域特性を持つ BPF の遮断周波数を決定した。BPF 帯域幅を 1 kHz とし、低遮断周波数を 1, 2, ..., 6 kHz と変化させ、計算したバースペクトルの傷周波数にピークがあるかどうかを調べた。そのチェ

図 13 低 S/N 信号のパワースペクトル

図 14 BPF の遮断周波数とピーク出現率の関係

図 15 提案法による正常な軸受のバースペクトル

図 16 提案法による軸受 A のバースペクトル

ックに使用したデータは 3 種類の傷形状と 3 種類の軸回転速度を組合せた 9 種類のデータをである。図 14 に BPF の周波数を変えたときの、ピーク出現率を示す。同図の横軸は BPF の周波数帯域の低周波数側の周波数である。縦軸は 96 個のデータのうち傷周波数にピークがあったデータの個数の比率である。図 14 から BPF の周波数帯域を 3 kHz から 4 kHz にとると、本実験例ではピークの出現率がいちばんよくなり、その最大値は 96 % であった（その出現率は損傷の大きさ、回転速度に関係なくこの帯域で最大値をとる）。

図 15 から図 16 の BPF の周波数帯域を 3 kHz から 4 kHz にしたときの実験結果を示す。これらの図は周波数領域上で加算平均を 6 回行ったバースペクトルである。図 15 は損傷がない正常なころがり軸受のバースペクトルを示す。傷周波数 f_i にはピークが現れない。

図 16 は表 1 に示す軸受 A のバースペクトルである（S/N は、およそ -17 dB）。傷周波数 f_i にピークがあり、正常な軸受のバースペクトルと詳細に比較することにより損傷の検出が提案法によって可能であることがわかる。

5. 結 言

雑音に埋もれた低 S/N 振動信号を用いて、転がり軸受の損傷の検出を行う新しい方法を提案した。

従来の転がり軸受の損傷の検出法では、繰返し周期の変動がある場合、損傷によって生じる振動のパワーが雑音のパワーより小さい場合には損傷の検出ができ

ないことを述べ、シミュレーションによっても実行した。

新しく提案した方法を用いてシミュレーション信号と、実機（回転機械）に組込んだ損傷を持つ転がり軸受の振動信号とを解析し、その有効性を確認した。すなわち、振動波形が複雑になるラジアル荷重を受けた転がり軸受の場合の低 S/N 比シミュレーション振動信号の解析結果においても、明りょうな傷周波数が検出できた。さらに、回転機械に組み込みラジアル荷重を加えた状態の実測振動信号解析結果からも、転がり軸受の傷検出が可能であることを明らかにした。

今後さらに、各種の損傷を持つ転がり軸受の振動データに対しても提案した方法が有効かどうかを確かめるとともに、複雑な回転機械に組み込まれた軸受に対しても確かめる必要があろう。

文 献

- (1) 五十嵐・浜田, 機論, 47-422, C (1981), 1327.
- (2) Koizumi, T., ほか 2 名, *Trans. ASME, J. Vib. Acoust. Stress Reliab. Des.*, 8 (1986), 27.
- (3) Braun, S. and Datner, B., *Trans. ASME, J. Mech. Des.*, 101 (1979), 118.
- (4) Kanai, H., ほか 2 名, *J. Acoust. Soc. Jpn. (E)*, 7 (1986), 121.
- (5) 中野, ころがり軸受, (1963), 59, 日刊工業新聞.
- (6) 日本鉄鋼協会編, 設備診断技術ハンドブック, (1986), 88, 丸善.
- (7) 森下・小畑, 信号処理, (1982), 174, 計測自動制御学会.
- (8) 日野, スペクトル解析, (1985), 48, 朝倉書店.