

# 高速回転下における保持器音および振動・挙動の解析

多田誠二

## Dynamic Analysis of Sound, Vibration and Motion of Cages in High Speed Ball Bearings

S. TADA

In a high speed ball bearing, the analysis of cage vibration is extremely difficult, because it is a typically non-linear vibration. The cage sound of high speed rolling bearings has been described as a random vibration without particular vibration components. It may occur at low temperature or in high viscosity oil lubrication. Abnormal cage vibration can cause serious damage to the cage. Therefore, the analysis of cage vibration is very important to the design of optimized bearings.

This paper describes the experimental and theoretical investigation on sound, vibration and motion of cage in a high speed ball bearing. Cage sound, radial vibration and radial motion are explained through the results of the experiment. The experimental parameters are temperature, oil viscosity, pre-load, rotor acceleration, and cage unbalance. In addition to these parameters, cage clearance, traction coefficient and radial load are applied by theoretical analysis. This paper also discusses the vibration components of cage angular vibration in the frequency domain.

**Key Words:** ball bearing analysis, cage, sound, vibration, motion, non-linear vibration

### 1. はじめに

低速回転下において、軸受の性能評価は静解析によってほぼ満足する。しかしながら、高速回転時では静解析で得られない不可思議な挙動が発生する。軸受の振動は、高速回転になるほど、顕著に発生することは経験上明らかである。その中でも保持器の振動は、明確な支持部材がないことから振動学的には“がた系の非線型振動”と呼ばれ、“蛙音(かわず音)”と呼ばれる保持器音を発生する場合がある。

高速回転時の保持器音は、一定の周波数を持たないランダム振動として認知されており、HDDスピンドル用の軸受や工作機械主軸用の軸受などで確認できることがある。この振動は、経験的に低温下での駆動や潤滑油の粘度が高いときに発生しやすい。この発生メカニズムは非常に複雑で、ある回転速度域に不安定領域が必ず存在する。また、影響するパラメータが非常に多く、低温下であっても運転状態によって発生したりしなかったりと、非常に不安定な挙動を示す。さらに、発生時には強烈な振動を伴い、時には保持器の損傷にまで至ることもある。したがって、保持器の最適設計のためには、保持器振動の解析は重要である。

本報では、保持器音の本質と保持器振動・挙動の実験・数値解析結果について報告する。実験パラメータとして、温度、粘度、予圧、回転加速度、保持器アンバランスをとり上げた。また数値解析では、実験パラメータに加え、保持器のすきま(レース案内すきま、ポケットすきま)、保持器と他要素間のトラクション係数、ラジアル荷重などについても検討した。最後に、実験では測定困難な保持器周方向の挙動を把握するために、保持器の自転および振れ回り周波数、玉周方向の変動周波数、保持器幾何学中心と質量中心のなす角度の関係についても数値解析を行った。

### 2. 試験軸受・保持器と試験装置

表1、図1に試験軸受および装置を、図2に試験で用いた保持器を示す。現在使われている保持器は樹脂製のものが多くなっているが、保持器挙動解析時は、渦電流式の非接触変位計で検出できるように黄銅製保持器を使用した。黄銅保持器Aには振動低減対策の一例として、

- ・外輪(内輪併用)案内保持器：通常外輪案内だが、保持器弾性変形時に内輪でも案内する保持器(外輪案内すきまを0.3mm、内輪 - 保持器間の

すきまを0.4mm(すきま差0.1mmにした保持器)  
 ・内径側逃げの付与：潤滑性能の向上と、オイルエア潤滑による保持器挙動の安定化  
 の2点を取り上げ、実験でその効果を確認した。黄銅保持器Bと樹脂保持器は、通常の外輪案内・内径側逃げなしである。また黄銅保持器では、保持器アンバランスを約30g・mmとした。なお、これらの実験条件の中には保持器音再現のために、非常に厳しい運転条件が多くある。通常の状態では保持器音が出ることがまれであることを付け加えておく。ただし、悪条件が重なれば、保持器音が発生することも事実である。

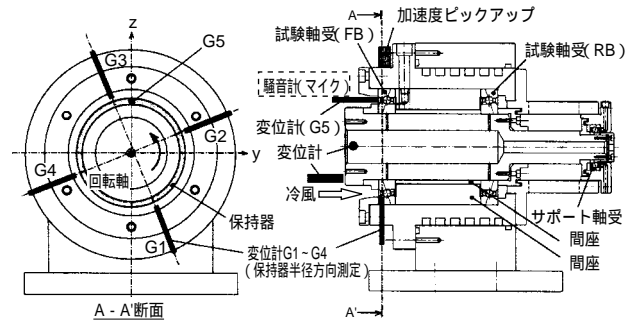


図1 保持器振動・挙動測定装置

Measuring apparatus for cage vibration and behavior

表1 試験軸受  
Test bearing

試験軸受	工作機械主軸用セラミック玉軸受
内径×外径×幅	80×140×22
玉径(玉数)	9.525(27個)
保持器材質	フェノール樹脂
潤滑方法	オイル&エア潤滑
回転速度	内輪回転 0～15 000min <sup>-1</sup>
予圧方式	定位置予圧

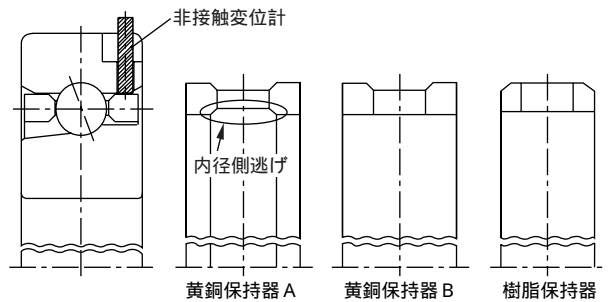


図2 試験保持器と非接触変位計取り付け位置

Test cages and setting position of sensor

### 3. 保持器音の特徴

図3に樹脂保持器を用いた0～15 000min<sup>-1</sup>の加速・減速試験結果を示す。

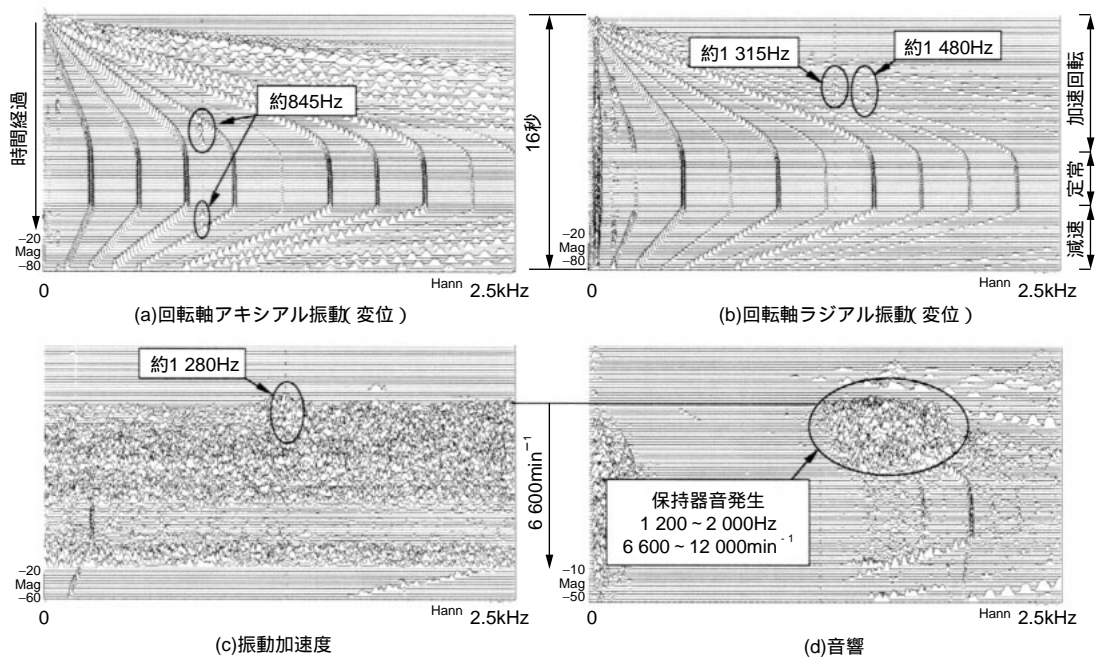


図3 樹脂保持器を用いた加速・減速試験の3次元周波数分析

加速・減速：0～15 000min<sup>-1</sup>  
 油：VG68  
 外輪温度：13

3-dimension frequency analysis of resin cage

同図は回転軸のアキシャルおよびラジアル振動, 振動加速度, 音響値を同時測定した結果で, 保持器音は6 000min<sup>-1</sup>付近から発生し, 12 000min<sup>-1</sup>付近で消滅する. 装置の振動加速度を見ると, 保持器音発生時に測定周波数全域で白色雑音的 (White noise) な振動が認められる. これに対し, 音響値では保持器音発生時に約1 200~2 000Hz付近にピークが認められる. この付近には試験装置における回転系のラジアル1~2次およびアキシャル1次の固有振動数が存在していることをモード解析および打撃試験で確認している. 回転軸のラジアル・アキシャル振動もそれらの振動数付近で若干のピークが認められる. なお, 一連の加速・減速を1サイクルとした場合, サイクルを数度繰り返すと保持器音はサイクルごとに小さくなっていき, 最終的に消滅する. このことは, 軸受の昇温によって潤滑油の粘度が低下したためと考える.

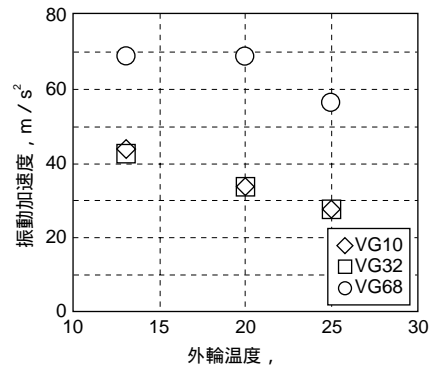
以上の結果から, 保持器音とはある回転速度の範囲で発生し, その振動はランダム振動であり, それが試験装置を打撃して回転系の固有振動数で音 (通常保持器音といわれる音) が発生していると言える.

#### 4. 保持器半径方向の振動・挙動解析

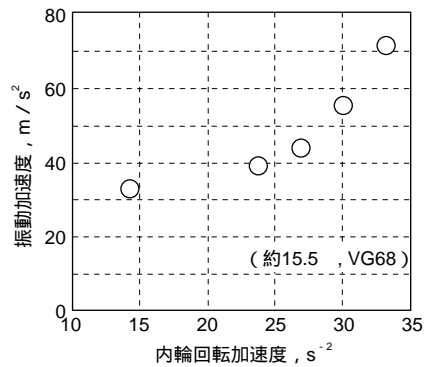
##### 4.1 実験結果

図4に樹脂保持器を用い, 運転条件をパラメータとした振動加速度の測定結果を示す. ここでいう振動加速度とは, 保持器音発生時のオーバーオール値である. ここで, 図(c)の軸受予圧において横軸を試験装置の締め付けトルクとしたが, 初期予圧は軸受外輪押え蓋の締め付けトルクを大きくするほど低下する構造となっている. これらの結果を見ると運転条件によって, 保持器振動 (音) の大きさに違いが生じていることがわかる. つまり, 軸受温度が低く, 油粘度が高く, 内輪回転加速度が大きく, 軸受予圧が低くなるほど保持器音が発生しやすい. なお, 振動加速度が約40m/s<sup>2</sup>以下では保持器音を聞き取ることはできなかった.

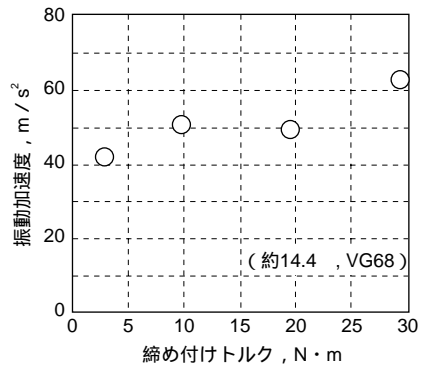
図5に黄銅保持器Bを用いた加速回転時における保持器幾何学中心y方向(水平方向)の挙動と振動加速度を同時測定した結果を, 図6に黄銅保持器AおよびBの幾何学中心挙動(ラジアル方向のリサージュ図)の代表例を示す. 図5より, 保持器音の発生前後で保持器挙動に明らかな違いがあることが分かる. 図6上図のリサージュ図を見ると, 保持器の挙動が低速時に案内面の1点に集中しているものが, ある回転速度を境に不安定な挙動になっていることがわかる. なお, 図中のスケ



(a)油粘度, 外輪温度の影響



(b)内輪回転加速度の影響



(c)軸受予圧の影響

図4 運転条件による樹脂保持器振動

Cage vibration by operating conditions

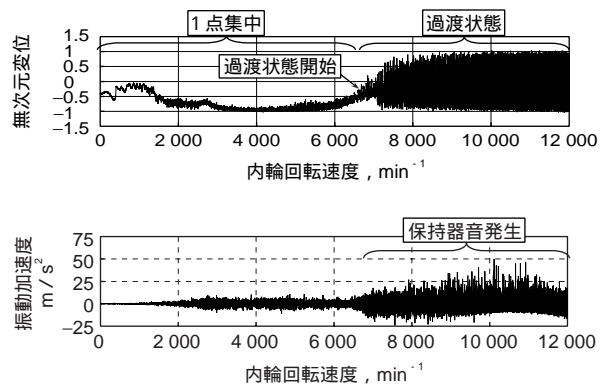


図5 加速回転時の保持器変位と保持器振動の関係(黄銅保持器B)

Displacement and vibration of cage (brass cage B)

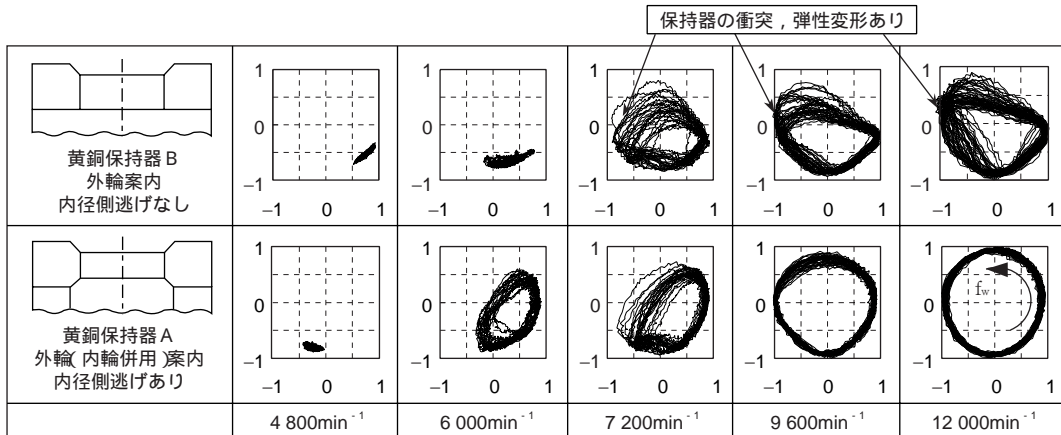


図6 定速回転時の保持器の挙動(VG68, 外輪温度約15 )

Cage behaviour at constant rotation

ールは実際の変位を案内すきまで除して無次元化しており、スケール“1”は外輪案内面に接触した状態に相当する。

一方、黄銅保持器Aの挙動は、9 600min<sup>-1</sup>以上では外輪案内面一杯に振れ回っており、その中間に不安定な領域があることが分かるが、保持器音は発生しなかった。よって保持器挙動形態は、回転速度の増加とともに通常、

一点集中      過渡状態      円形振れ回り

へと変化しており、黄銅保持器Bでは、過渡状態で保持器音が発生している。保持器音発生時は非常に不安定な三角形状をしており、保持器が外輪案内面に衝突して弾性変形を起こしている( 図中矢印で示した案内面を超えた領域)ことが確認できる。ここで、以降、保持器音が発生する起点、つまり挙動が1点集中から過渡状態に入る回転速度を過渡状態開始回転速度と呼ぶことにする。なお、保持器の不安定な振動は自励振動の一種であるが、詳細は割愛する。また、黄銅保持器Aにおいて、非常に悪条件を課したにも関わらず、保持器音は発生しなかった。よって、ここで示した保持器音低減の手法は保持器音対策の一助となると考える。

図7に加速回転時における軸受予圧と油粘度をパラメータとした黄銅保持器Bの幾何学中心y方向における解析結果を示す。同結果より、予圧が小さく、油粘度が高いほど過渡状態開始回転速度が高くなっている。図5の結果と総合すると、保持器音は過渡状態開始回転速度が高いほど発生しやすく、振動レベルが高いと言える。

4.2 数値解析結果

図8に軸受動解析ソフト“ADORE(Advanced Dynamics of Rolling Elements)”<sup>1)</sup>を用いた保持

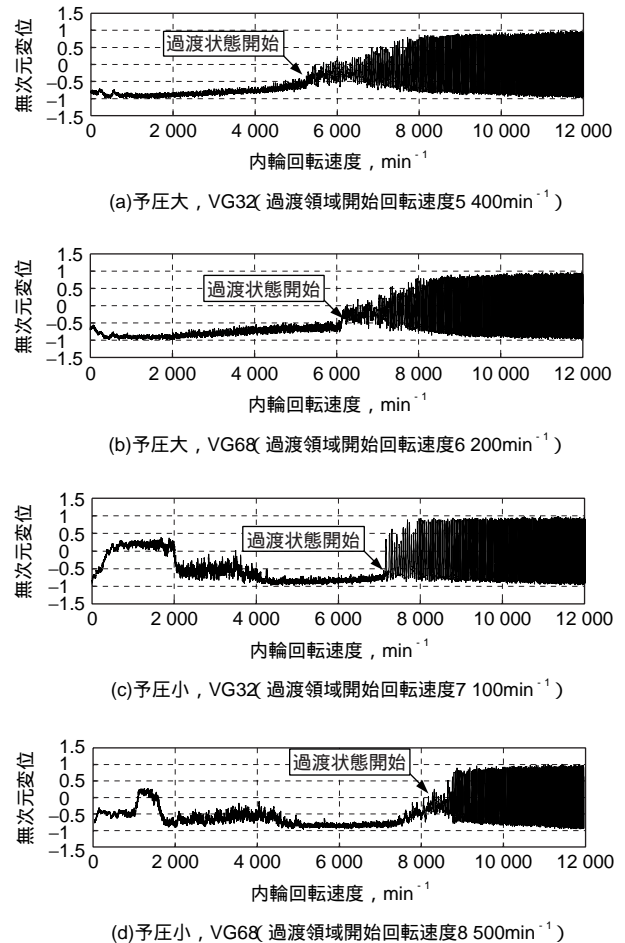


図7 内輪加速回転時の保持器挙動(黄銅保持器B)

Cage behavior at acceleration

器幾何学中心挙動の動解析結果の一例を示す。

この結果は、黄銅保持器Bに相当する解析モデル(内径側逃げなし)で、アンバランス10g・mmとした場合の解析結果である。同結果より、その挙動形態は図6に示した黄銅保持器Aの実験結果と良く一致していることがわかる。また、過渡状態時に、保持器が案内面と衝突して弾性変形を起

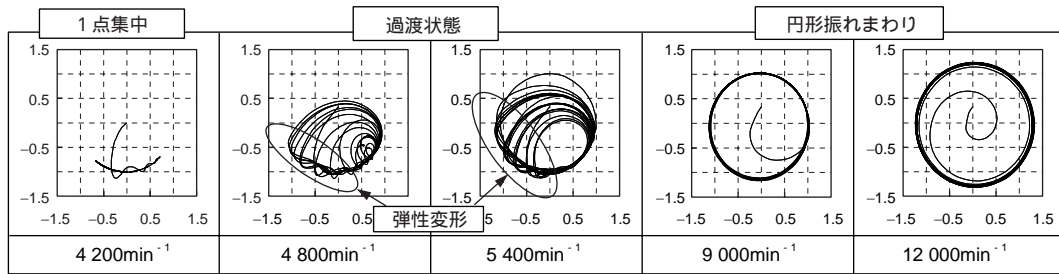


図8 ADORE解析結果

〔黄銅製保持器  
アンバランス10g・mm〕

ADORE analysis

こしていることが確認できる。なお、今回の解析モデルでは、保持器音に相当する三角形の挙動は得られなかった。

### 4.3 保持器半径方向挙動のまとめ

実験、数値解析でパラメータの影響を検証した結果を表2に示す。解析では、保持器音の発生に関わる明確な挙動の変化は確認できなかったが、過渡状態開始回転速度に変化が認められた。これらの結果のうち、保持器アンバランスのみ遠心力の影響によって他のパラメータと傾向が異なるが、それ以外では、過渡状態をできるだけ低速回転で開始させることが、安定した保持器挙動で運転できると考える(ただし、保持器アンバランスは小さいほどよい)。これらのパラメータは、任意のものを変更するだけでも効果がある。

## 5. 保持器周方向の振動解析

保持器音発生時の振動はランダム振動であり、保持器半径方向の挙動も同様であることは、3.1で述べた。また、これらの周波数は、ランダム振動を除き、保持器自転速度および公転速度(振れまわり速度)と一致しているが、ここでは保持器周方向(角方向)の振動に着目し、自転周波数と振れ回り周波数が一致しない理由を解説する。考察は、保持器、玉の周方向振動に着目して数値解析を行った結果を紹介する。ここで考察するパラメータは、保持器回転角変動と玉ピッチ誤差変動である。次項でこれらの定義について概説する。

### 5.1 保持器回転角変動と玉ピッチ誤差変動

図9(a)に外輪および保持器中心の位置関係を示す。保持器の中心には2通りの見方がある。つまり、保持器の幾何学中心(Geometric Center)Ggと質量中心(Mass Center)Gmである。両者の関係を正確に把握するために、軸受本来の回転中心である外輪(静止輪)の幾何学中心Goを用いた。

表2 実験および解析結果

Experiment and calculation results

(a)実験による考察(加速回転, 定速回転)

No.	パラメータ	保持器音	過渡状態開始 回転速度
		小 ← → 大	低 ← → 高
1	軸受予圧	大 ⇔ 小	大 ⇔ 小
2	油粘度	低 ⇔ 高	低 ⇔ 高
3	保持器アンバランス	小 ⇔ 大	大 ⇔ 小
4	内輪回転加速度	小 ⇔ 大	小 ⇔ 大
5	保持器内径側逃げ	有 ⇔ 無	対策保持器では 保持器音なし
6	保持器案内方式	内・外 輪併用 ⇔ のみ	

(b)数値解析による考察(定速回転)

No.	パラメータ	過渡状態開始 回転速度	
		低 ← → 高	
1	予圧(定位置予圧の場合)	高 ⇔ 低	
2	油粘度	ほとんど変化なし	
3	保持器アンバランス	大 ⇔ 小	
4	内輪回転加速度		
5	トラクション係数	保持器 - 外輪間	変化なし
		保持器 - 玉間	変化なし
		玉 - レース間	高 ⇔ 低
6	すきま	保持器 - 外輪間	大 ⇔ 小
		保持器ポケット	変化なし
7	ラジアル荷重の方向	1点集中の収束 位置が変化	

過渡状態開始回転速度で  
相関あり

図(a)のようにy軸上を回転角の原点とし、外輪幾何学中心Goから保持器質量中心Gmおよび保持器幾何学中心Ggを結ぶ線分のなす角(総回転角)をそれぞれ および とする。この時、 - を以降、保持器回転角変動と呼ぶことにする。

図9(b)に、任意の時間における玉位置の模式図を示す。反時計回り(回転方向)に沿って玉に番号

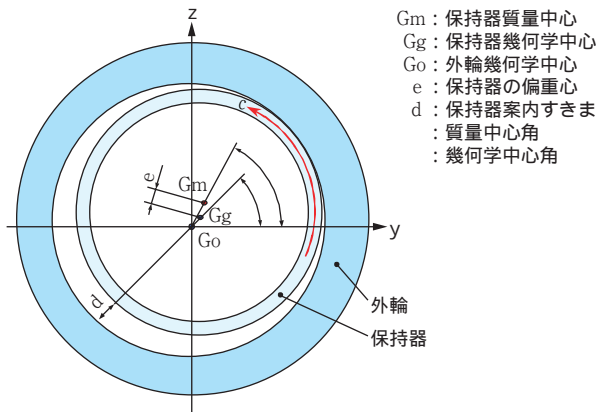
を付け、玉 $B_1 \sim B_3$ に注目する。回転角の原点を $y$ 軸上にとり、 $B_1 \sim B_3$ のなす角をそれぞれ $\theta_1 \sim \theta_3$ とすると、

$$B_2 - B_1: \theta_2 - \theta_1 - (360 / Z)$$

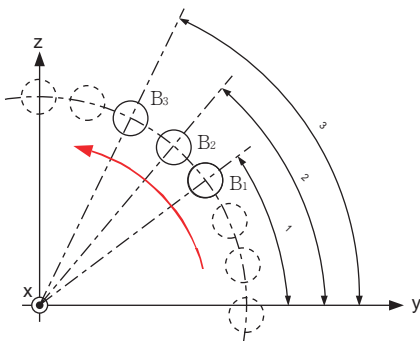
$$B_3 - B_1: \theta_3 - \theta_1 - (360 / Z)$$

(ただし、 $Z$ : 玉数)

を玉のピッチ誤差変動と呼ぶことにする。この値は、等配された玉からの周方向の相対的なずれを把握するために用いた。



(a)保持器質量中心と幾何学中心の位置関係



(b)玉の位置関係と周方向の玉ピッチ誤差

図9 保持器回転角変動と玉ピッチ誤差変動の定義

Definition of cage turning angle and ball pitch error fluctuation

5.2 数値解析による各要素の周波数解析結果

ここでは、保持器の振れ回り速度および自転速度と、前述のパラメータを用いて、これらの関係を論じる。表3は解析に用いたパラメータをまとめたものである。なお、表中のパラメータ記号の添字は、周波数の低い順に付与している。

表3 周波数解析パラメータ  
Parameters of frequency analysis

動解析パラメータ	周波数記号
保持器自転周波数(玉公転周波数)	$f_c$
玉ピッチ誤差変動周波数	$f_{p1}, f_{p2}, f_{p3}$
保持器回転角変動周波数	$f_{g1}, f_{g2}, f_{g3}$
保持器振れ回り周波数	$f_w$

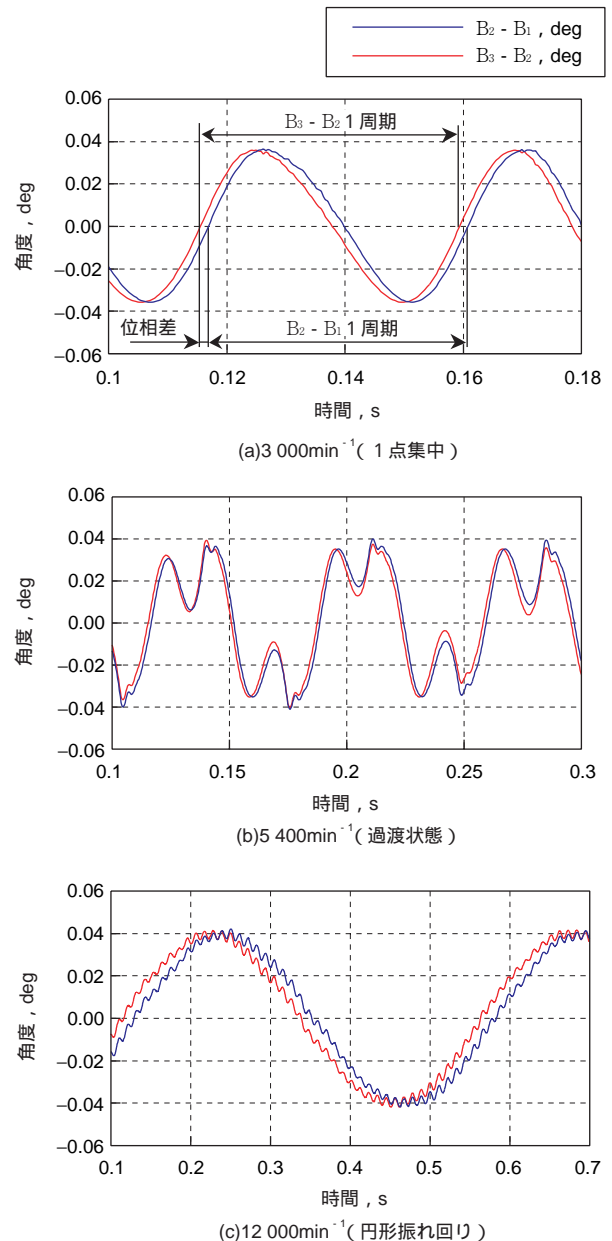


図10 玉ピッチ誤差変動波形  
Waveform of fluctuation of ball pitch error

図10に保持器挙動形態ごとの、玉ピッチ誤差変動波形を示す。ここで、解析モデルは、図8の解析と同様だが、保持器アンバランスの影響を極力小さくするため、 $0.1g \cdot mm$ とした結果である。図(a)の保持器挙動が1点集中の時は、玉ピッチ誤差変動波形は単一な正弦波になっている。位相差に着目すると、 $B_3 - B_2$ に対して $B_2 - B_1$ の波形が $360^\circ / \text{玉数}$ だけ位相が遅れていることから、玉間ピッチがある基点で最小、その対角地点( $180^\circ$ 進んだ地点)で最大になっており、すべての玉が同じ挙動をしていた。この現象は、ラジアル荷重の影響によると思われる(ラジアル荷重の付加方向によって一点集中の位置が変化することも解析で確認されている; 表2に表記)。図(b), (c)に示

した過渡状態，円形振れ回り時には，単一波形ではなく，複数の周期が複合されていることがわかる．周波数分析結果は割愛するが，周波数分析によって，基準周期(大きな周期の波形)と，周期の小さい(周波数の高い)2成分の計3成分が存在している．

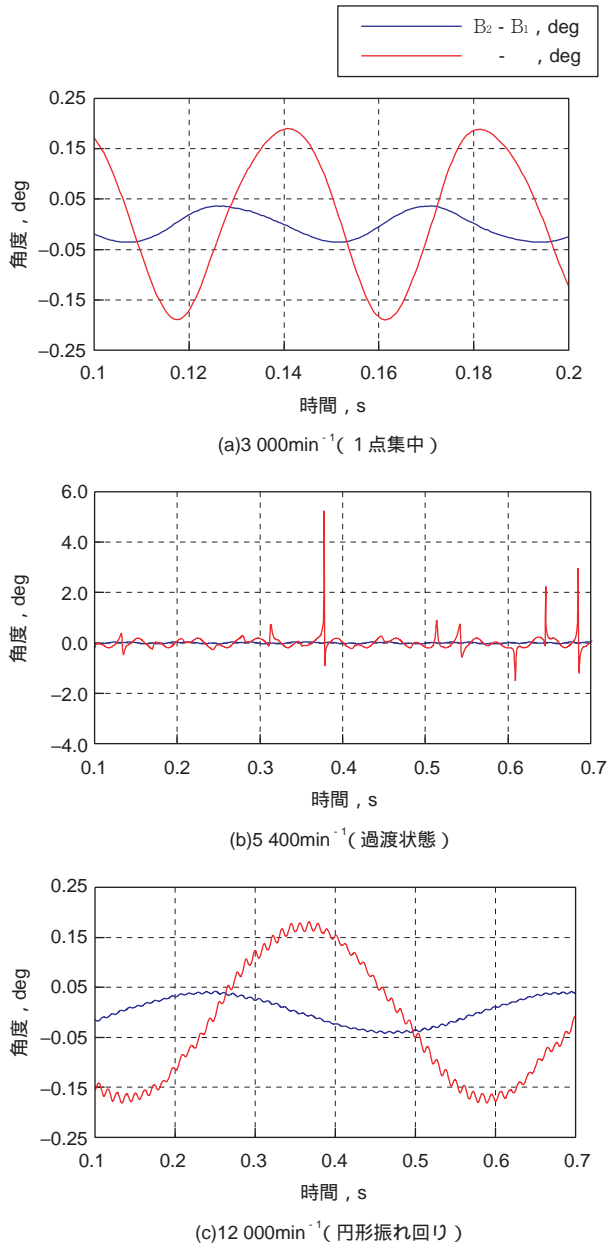


図11 玉ピッチ誤差変動波形と保持器中心角変動波形  
Waveform of fluctuation of ball pitch error and cage central angle

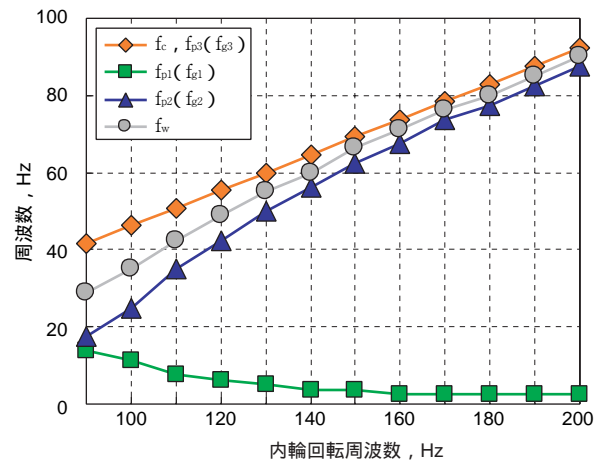
図11に玉ピッチ誤差変動波形と保持器中心角変動波形を示す．同図より，玉ピッチ誤差と保持器中心角の変動波形は周期が等しいことがわかる．このことは，周波数分析でも確認しており，振れ回り時における他の2成分の出現周波数も一致していた．また，保持器挙動が1点集中の時は，

回転速度が増加とともに周期が短くなるのに対し，過渡状態を境に回転速度の増加とともに，主成分の周期が長くなっていることが確認できた．

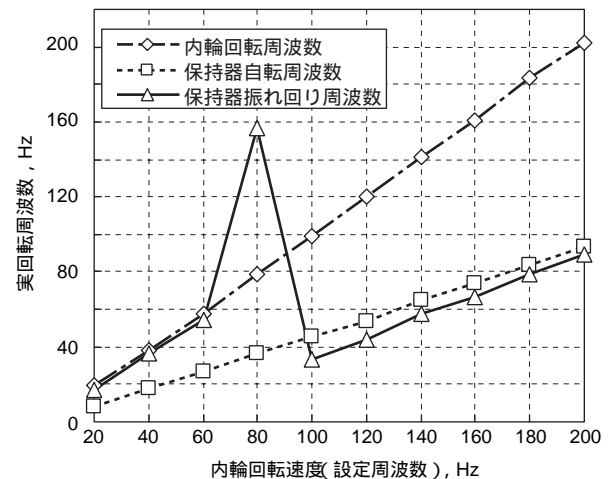
図12(a)は，過渡状態以降で，保持器が振れ回り運動を開始した回転速度以降(過渡状態の一部を含む)の周波数成分をプロットしたものである．この結果より，保持器自転速度 $f_c$ および玉ピッチ誤差変動周波数の3次成分 $f_{p3}$ (保持器回転角変動の3次成分 $f_{g3}$ )は，保持器の振れ回り速度 $f_w$ に対し，玉ピッチ誤差変動および保持器回転変動の1次成分 $f_{p1}$ ( $f_{g1}$ )だけ大きくなっている．一方，玉ピッチ誤差変動の2次成分である $f_{p2}$ および保持器回転角変動の2次成分 $f_{g2}$ は保持器振れ回り速度 $f_w$ に対し， $f_{p1}$ ( $f_{g1}$ )の周波数だけ小さくなっている．これらの関係を式に示すと，

$$f_w = f_c - f_{p1}(f_{g1}) = f_{p1}(f_{g1}) + f_{p2}(f_{g2}) \quad (1)$$

となる．



(a)解析結果



(b)実験結果

図12 内輪回転速度と各周波数成分の推移  
Transition of rotational speed of inner race and frequency components

以上の結果より、保持器回転角変動は玉のピッチ誤差変動と一致しており、玉の振れ回り速度に影響を与えているといえる。なお、純粋な保持器の周方向振動(回転速度変動)では、保持器の回転角変動周波数と一致する成分は認められなかった。よって、保持器単体の周方向振動ではなく、玉の進み遅れなどに関係した成分と思われる。また、今回紹介した結果は、保持器のアンバランスを非常に小さくした(0.1 g・mm)ため、変動波形がほぼゼロ点を中心に変動している。ただし、保持器の回転角変動については、アンバランスを大きくしていくと、回転方向に対し質量中心が絶えず幾何学中心の前方に在ることを、解析結果の挙動から確認している。しかしながら、変動周波数そのものは、(1)式の関係と一致した。参考として、黄銅保持器1で測定した保持器自転周波数 $f_c$ 、振れ回り周波数 $f_w$ の実験結果を図12(b)に示す。実験結果でも、保持器振れ回り(過渡状態開始)以降、計算結果と同様に振れ回り速度が自転速度に対して低く、回転速度の増加とともに、両者が接近していくことがわかる。この原因が、玉のピッチ誤差変動と関係していることは数値解析結果から推定できる。なお、保持器幾何学中心が振れ回りに移行する前の振れ回り周波数は、実際に振れ回りを起こしていないため、参考値である。また、玉のピッチ誤差変動、保持器回転角変動の高精度な計測は現状では困難であり、今回は実現できなかった。

## 6. おわりに

高速回転時の保持器音・振動および挙動について、実験および動解析で得られた結果について報告したが以下にまとめる。

- (1)高速回転時の不安定な保持器振動は白色雑音的なランダム振動であり、保持器が外輪案内面と衝突することによって、試験装置回転系の固有振動数を励振して保持器音が発生している。
- (2)保持器の異常振動を低減するためには、表2に示したパラメータを操作することで可能である。
- (3)保持器の異常振動(音)低減のための指針をまとめると、以下のようになる。
  - (a)軸受運転条件
    - ・定位置予圧：アキシアル荷重を大きくする
    - ・定圧予圧：アキシアル荷重を小さくする
    - ・油粘度を低くする
    - ・軸受回転加速度を小さくする
  - (b)保持器設計
    - ・保持器のアンバランスを小さくする

- ・保持器が自励振動を起こさないように振れ止め効果を付加する
  - ・オイルエア潤滑の場合は、保持器内径側逃げを付加する
  - ・振れ回り時のアンバランス軽減のため、保持器 - 外輪間のすきまを小さくする
  - ・保持器ポケットすきまと案内すきまを同じにする
  - ・案内すきまを小さくする(軸受の低昇温化にも効果あり)
- (4)保持器中心角の挙動は、玉のピッチ誤差変動と密接に関係している。

保持器の不安定な挙動による異常音発生を低減するためには、保持器が絶えず自由な状態にならないように、ポケットすきま、案内すきまを可能な限り小さくすることが重要である。ただし軸受としての性能に対して完全に保持器音を防止することはできないと考える。しかし、ここで述べた内容である程度の対策はできると思われる。

## 参考文献

- 1) P.K. Gupta : Advanced Dynamics of Rolling Elements, Springer-Verlag (1984).

## 筆者



多田誠二\*  
S. TADA

\* 総合技術研究所 基礎技術研究所  
軸受研究部 工学博士