

工作機械用軸受に生じる保持器音の発生機構 Mechanism for Generating Cage Noise in Machine Tool Bearings

NSK (正) *竹島 一帆 NSK (正) 武藤 圭祐 NSK (非) 今西 賢治 NSK (正) 大嶋 俊一 NSK (正) 柴崎 健一

Kazuho Takeshima*, Keisuke Mutoh*, Kenji Imanishi*, Shunichi Oshima*, Kenichi Shibasaki*

*NSK Ltd.

1. はじめに

一般的な転がり軸受では、各転動体を等間隔に保つために保持器が設けられる。転動体と保持器は互いに相互作用を及ぼすが、自転する転動体と保持器間のすべり摩擦により、保持器の振れ回りが生じるケースがある (文献 1)。高速で振れ回る保持器は、転動体との衝突時に軌道面に対するすべりを引き起こし得る。この際に生じる回転に同期しない振れ (NRRO) は、軸受の回転精度を著しく低下させる。したがって、高精度の求められる工作機械主軸の保持器では、転動体と保持器の相互作用を低減するために、保持器外径面と外輪肩部の接触を促す設計が施される。これを外輪案内保持器と呼び、Fig.1 に示す 2 種類のクリアランスが存在する。この問題点として、ポケットすきま c_p と案内すきま c_g の関係が $c_p > c_g$ のときに、保持器と外輪間のすべり摩擦によって、外輪肩部に沿う形で保持器が振れ回ることがある (文献 2)。この際に、保持器音と呼ばれる激しい異音が発生し、品質低下に繋がる。

本稿では、外輪案内保持器の振れ回りを対象として、保持器挙動の可視化試験と軸受動解析により発生機構を検討した。

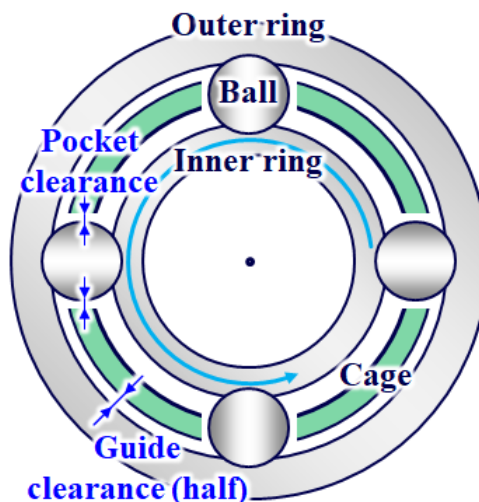


Fig. 1 Schematic diagram of cage clearance in outer ring guide type

2. 保持器挙動の可視化試験

2.1. 試験方法

試験機概念図を Fig.2 に示す。試験用軸受には、開放型のアンギュラ玉軸受 (軸受寸法系列 70, 外径 110 mm×内径 70 mm×幅 20 mm) を利用した。保持器には、樹脂材の円筒もみ抜きタイプ (外輪案内) を利用した。潤滑剤には、鉱油系の極圧グリースを利用した。試験用軸受の内輪を、同型のアンギュラ玉軸受で支持されたシャフトに取り付けた。試験用軸受の外輪を、固定されたハウジングにはめ込み、動きを拘束した。保持器由来の異音を計測するために、ハウジング端面から 40 mm の位置にマイクロホンを設置した。保持器の剛体運動を可視化するために、高速度カメラをシャフトと同軸上に設置した。高輝度 LED 照明を併用した。ハウジングに接続したエアシリンダを用いて、一定のアキシャル荷重 F_a を負荷した。シャフトに接続したモータを用いて、一定角速度 ω_z の回転を与

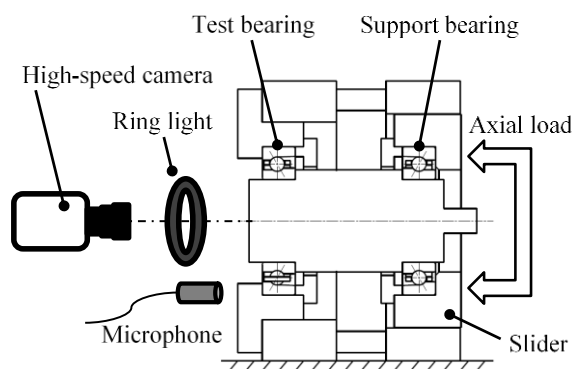


Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus

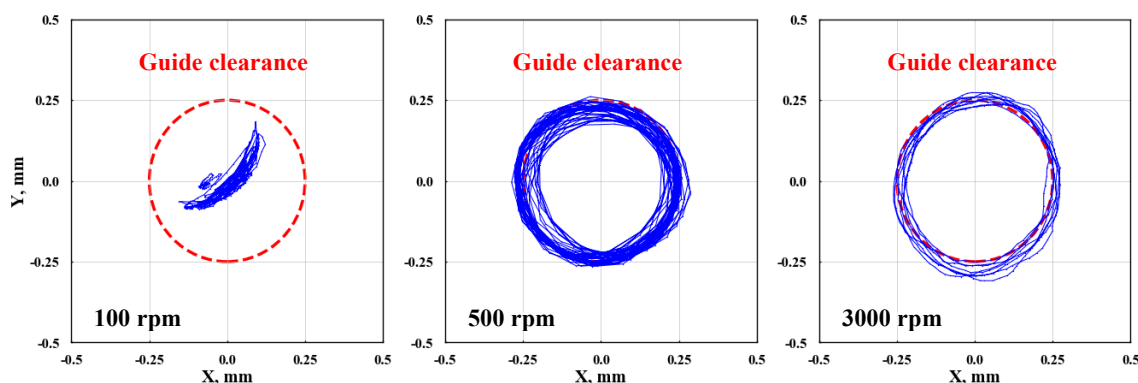


Fig. 3 Trajectories of cage center during one cage rotation in experiment ($F_a = 687 \text{ N}$, $\omega_z = 100, 500, 3000 \text{ rpm}$)

えた。2時間の慣らし運転後、マイクロホンによる音圧と高速度カメラによる光学像を同期計測した。計測時間をシャフトが 50 回転以上する時間とした。本稿では、試験条件を $F_a = 687 \text{ N}$, $\omega_z = 50 \text{ to } 8,000 \text{ rpm}$ とした場合の結果を述べる。なお、ポケットすきま $c_p = 0.6 \text{ mm}$, 案内すきま $c_g = 0.5 \text{ mm}$ の保持器を利用した。

2.2. 保持器中心の軌跡

試験結果から保持器中心の軌跡を取得するために、別報で報告予定である独自の画像処理技術を利用した。本技術を高速度カメラで計測した光学像に適用することで、Fig.3 に示す保持器中心の軌跡を得た。同図では、保持器中心の慣性座標について、ラジアル 2 方向を縦軸と横軸に取って整理しており、保持器 1 自転中の結果を示している。案内すきまを直径とする円を併記した。代表的な軌跡として、 $\omega_z = 100, 500, 3000 \text{ rpm}$ の結果を載せた。なお、各条件の原点は、画像処理の都合でシャフトの中心ではなく、保持器中心の軌跡の重心座標とした。

$\omega_z = 100 \text{ rpm}$ では、保持器中心が揺動運動しており、三日月形状の軌跡を描いている。保持器由来の異音は確認されなかった。 $\omega_z = 500, 3000 \text{ rpm}$ では、案内すきまを直径とした円運動をしている。保持器 1 自転中に複数回転の公転運動をしており、公転方向は自転方向と反対である。このとき、保持器由来の異音が確認された。

保持器に作用する力として、転動体から受ける接触力および摩擦力、外輪から受ける接触力および摩擦力、重力の 5 種類が考えられる。特に、ポケットすきま c_p と案内すきま c_g の関係が $c_p > c_g$ のとき、外輪との相互作用が支配的となる。 $\omega_z = 100 \text{ rpm}$ では、外輪から受ける摩擦力と、Y 軸負方向に作用する重力のつり合い位置を中心に、保持器が揺動していると解釈できる。揺動半径は案内すきまの $1/2$ ($= c_g / 2$) と概ね一致しており、外輪肩部に沿って揺動していると考えられる。 $\omega_z = 500, 3000 \text{ rpm}$ でも同様の力が作用するが、回転数の増加にともない保持器に作用する遠心力が増加するので、外輪から受ける接触力および摩擦力が増加する。すなわち、重力よりも外輪から受ける摩擦力が支配的となり、振れ回りが生じたと考えられる。

2.3. 保持器音に及ぼす保持器の振れ回りの影響

Figure 3 から保持器の中心座標と原点の成す角度を求め、時間微分を取ることで、保持器の公転角速度を算出した。保持器 1 自転中の公転角速度および音圧の時間平均をそれぞれ求め、Fig.4 に示すグラフに整理した。横軸は公転角速度の時間平均、縦軸は音圧の時間平均である。公転角速度について、保持器の自転方向と同方向に公転している場合には正となり、逆方向に公転している場合には負となる。聴感による判断で、保持器音が発生したケースを赤色でプロットし、発生しなかったケースを青色でプロットした。なお、保持器由来の異音が断続的に生じるケースがあったので、1 条件につき開始時、中間、終了時の 3 点のデータをプロットした。

Figure 4 より、今回の試験条件では Table.1 に示す 3 種類の保持器挙動に大別される。便宜上、文献 2-3)に基づいて、保持器の自転方向と同方向の振れ回りを正のホワール、逆方向の振れ回りを負のホワールと表現する。Fig.4 より、保持器音の発生には負のホワールが強く影響していると推測される。負のホワールが確認された代表的な 1 条件について、公転角速度および音圧の時間変化を調査した。Fig.5 にその結果を示す。上段は公転角速度の時間変化、下段は音圧の時間変化である。両者間で変動のタイミングが概ね一致しており、負のホワールが原因で保持器音が生じたといえる。第 3 章では、負のホワールに着目した保持器挙動のシミュレーションを実施した。

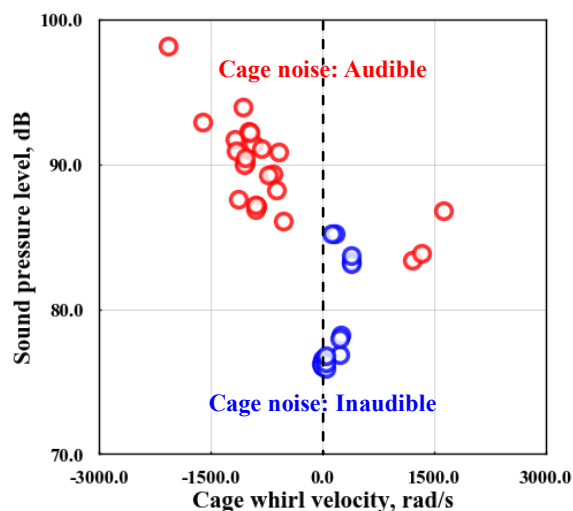


Fig. 4 Relationship between cage whirl velocity and sound pressure level by microphone in experiment (Red plots mean the cage noise generation, and blue plots mean no cage noise generation.)

Table. 1 Definition for 3 types of cage motion

Type of cage motion	Cage noise
Steady (Absolute value of cage whirl velocity is less than 500.)	Inaudible
Positive whirl (Cage whirl velocity is more than 500. Direction of cage rotation and cage whirl is same.)	Audible
Negative whirl (Cage whirl velocity is less than -500. Direction of cage rotation and cage whirl is different.)	Audible

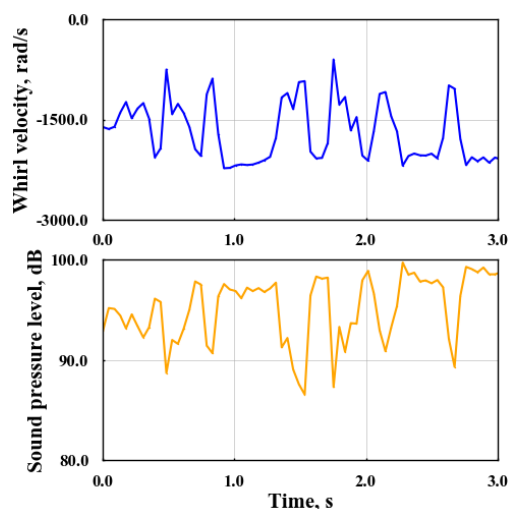


Fig. 5 Comparison between temporal changes in whirl velocity (first row) and sound pressure level (second row) at 3000 rpm in experiment

3. Coulomb 摩擦モデルによる保持器挙動のシミュレーション

3.1. 解析方法

現象の本質理解および計算コストの削減のために、最小限の要素で構成される力学モデルを取り扱う。保持器挙動に着目した軸受動解析に関して、文献 4-5) では剛体保持器の面内運動を考慮しており、この仮定が妥当であることを実験検証で確認している。文献 2) によれば、負のホワールは保持器と外輪間のすべり摩擦が主要因とされる。そこで、本稿では剛体保持器の面内運動を扱い、転動体と軌道輪間の相互作用を無視する。すなわち、各転動体は等間隔で理論公転するものとする。したがって、保持器の運動方程式のみを考える。

保持器に作用する主な力を Fig.6 に示す。2-2 節で記したように、転動体から受ける接触力と摩擦力、外輪から受ける接触力と摩擦力、重力の 5 種類の力を考える。接触力と摩擦力の算出方法は 3.1.1 節、3.1.2 節に示した。

剛体保持器の運動方程式は、並進 2 自由度、回転 1 自由度を考えればよく、式(1)-(3)で表される。

$$m\ddot{x} = F_x \quad (1)$$

$$m\ddot{y} = F_y \quad (2)$$

$$I_z\ddot{\theta} = M_z \quad (3)$$

ただし、 m は保持器の質量、 I_z は保持器の慣性モーメント（自転軸まわり）、 F_x は x 方向の合力、 F_y は y 方向の合力、 M_z はモーメントの合力（自転軸まわり）である。

保持器挙動のシミュレーションでは、転動体や外輪との接触有無が経時変化する問題を扱うため、式(1)-(3)は Stiff な微分方程式である。これを解く数値積分アルゴリズムとして、LSODAR を利用した。Stiff な問題と Non-Stiff な問題の積分方法を自動的に切り替えながら、効率的に計算することの特徴とする。

解析条件は第 2 章で実施した実験と同等とした。回転数には、実験で負のホワールが生じた 3000 rpm を選んだ。解析時間は、保持器挙動が定常状態に至る 100 ms とした。この間に、保持器は約 4.5 回の自転運動をしている。

3.1.1. 転動体および外輪から受ける接触力

接触モデルとして、線形ばねとダッシュポットの並列接続から構成される Voigt モデルを適用した。ばね定数には、FEM 解析より算出した値を使用した。減衰比には、別途実施した剛球と保持器の衝突試験より求めた値を使用した。

3.1.2. 転動体および外輪から受ける摩擦力

Coulomb 摩擦モデルを適用した。摩擦力の向きはすべり速度と反対である。負のホワールを再現するために、保持器と外輪間の摩擦係数 μ_{co} を 0.9、保持器と転動体間の摩擦係数 μ_{cb} を 0.3 とした。

3.2. 結果および考察

保持器中心の変位、および、保持器の公転角速度の時間変化を Fig.7 に示す。下段の公転角速度には、第 2 章の可視化試験の結果を時間平均したもの、直線で併記した。

上段に着目すると、 $t > 46$ ms にて保持器中心の x 座標と y 座標の位相は $\pi/2$ ずれており、円運動していることがわかる。このとき下段の公転角速度は概ね一定の負値を示しており、定常状態では連続的な負のホワールが生じているといえる。負のホワールの発生は実験結果と同様であるが、解析では実験よりも公転角速度が 12 倍ほど大きい。また、Fig.7 上段よ

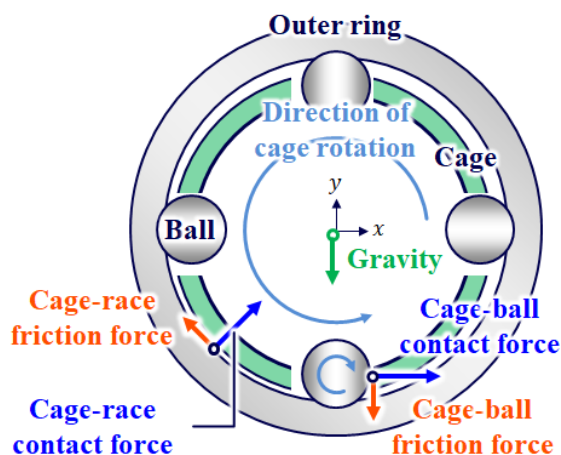


Fig. 6 Schematic diagram of forces on cage

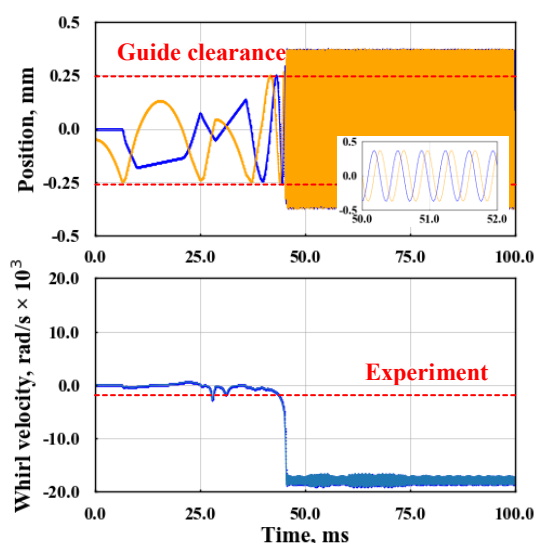


Fig. 7 Temporal changes in cage center position (first row), and cage whirl velocity (second row) in analysis under Coulomb friction model

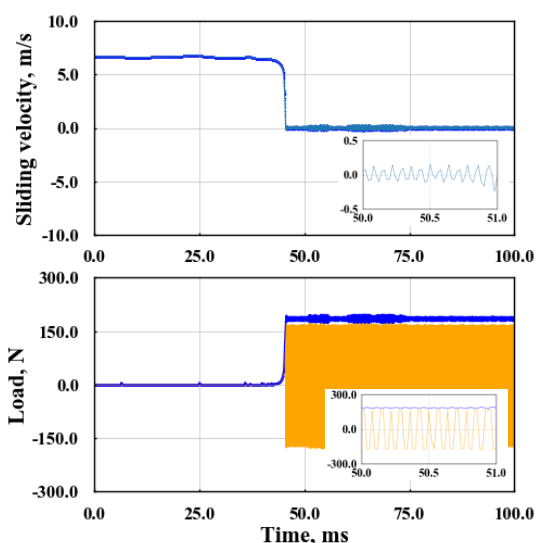


Fig. 8 Temporal changes in sliding velocity (first row), and contact (blue line) & friction (orange line) force (second row) on cage-race in analysis under Coulomb friction model

り、公転半径が案内すきまの 1/2 よりも上回っている．すなわち、保持器と外輪間に大幅な干渉が生じている．

本解析では、保持器と外輪間のすべり摩擦を Coulomb 摩擦モデルで表現しており、すべり速度がゼロでない限りは摩擦力が発生する．ここで、保持器と外輪間のすべり速度 v_s は式(4)で与えられる．

$$v_s = v_c + r_c \omega_c \quad (4)$$

ただし、 v_c は保持器の接線方向の並進速度、 r_c は保持器外径面の半径、 ω_c は保持器の自転角速度である．式(4)より算出した保持器と外輪間のすべり速度 v_s 、接触力 F_c 、および、摩擦力 F_f の時間変化を Fig.8 に示す．上段のすべり速度 v_s に着目すると、 $t > 46$ ms で $v_s = 0$ を中心とした微小振動をしており、これと同周期で下段の摩擦力 F_f にも $F_f = 0$ を中心とした振動が生じている．この振幅は接触力 F_c に摩擦係数 μ_{co} ($= 0.9$) を乗じた値と一致している．

連続的な負のホワールが生じる $t > 46$ ms に着目すると、すべり速度 $v_s \approx 0$ である．このとき接線方向の並進速度 v_c は、公転半径 r_w と公転角速度 ω_w の積で近似できる．したがって、式(4)を用いて、定常状態の公転角速度 ω_{ws} は式(5)で与えられる．

$$\omega_{ws} = -\frac{r_c}{r_w} \omega_c \quad (5)$$

式(5)の右辺の負号は、自転方向と公転方向が反対向きであることを意味する．また、 $v_s = 0$ としたので、保持器が外輪を純転がりするときの公転角速度の理論式となる．本条件では $r_c/r_w \approx 120$ であるので、 $\omega_{ws} \approx -120\omega_c$ となる．この値が Fig.7 下段の解析値と概ね一致することを確認した．しかし、同図の実験値とは 12 倍程度の差がある．すなわち、Coulomb 摩擦モデルなど、すべり速度 $v_s = 0$ で定常状態となる摩擦モデルでは実験を定量評価できない．これは、外輪肩部に介在する潤滑剤の影響を無視できないことを示唆する．第 4 章では、流体潤滑を考慮した摩擦モデルを検討する．

4. 保持器と外輪間のすべり摩擦モデルの高度化

4.1. 接触部の弾性変形の影響調査

保持器の流体潤滑を検討するに際し、接触部の弾性変形を考慮する必要があるか否かを検討する．そこで、保持器と外輪の接触に着目した点接触 EHL 解析を実施した．荷重と速度の入力値には、第 3 章の動解析から得られた代表的な値を使用した．EHL 解析の結果より、高荷重下でも接触部の弾性変形が生じないことを確認した．したがって、以下では流体潤滑を仮定して摩擦モデルを構築した．

4.2. 保持器と外輪間のすべり摩擦モデル

構築した摩擦モデルの概念図を Fig.9 に示す．同図は、保持器中心が ε だけ偏心した場合を示す．本稿はグリース潤滑を対象としており、案内すきまにグリースが満たされているとは限らない．そこで、外輪肩部に均一な厚さ h_L の潤滑剤が介在すると仮定する． h_L は入力値かつ一定値として、側方漏れや掻き分けを考量しないものとする．潤滑剤により、保持器には油膜圧力とせん断力が作用する．これらの発生領域を、保持器と潤滑剤が幾何学的に接触する領域 ($\angle POQ$ to $\angle POQ'$) とする．ただし、キャビテーションを簡易的に表現するために、負圧領域では油膜圧力とせん断力をゼロとする．

本解析では衝突現象を扱うために、いくつかの考慮が必要である．まず、流体潤滑モデルに対して、粘度の圧力依存性を Barus の式で表現した．また、保持器と外輪に干渉が生じ

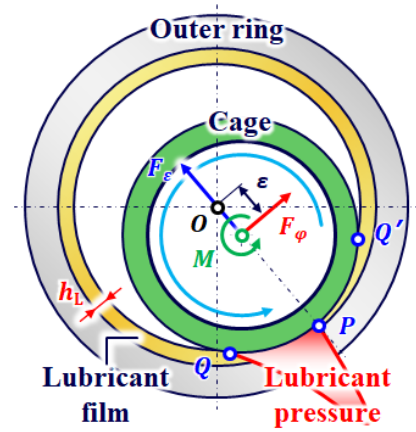


Fig. 9 Schematic diagram of lubricant forces on cage-race (Balls were excluded for visibility.)

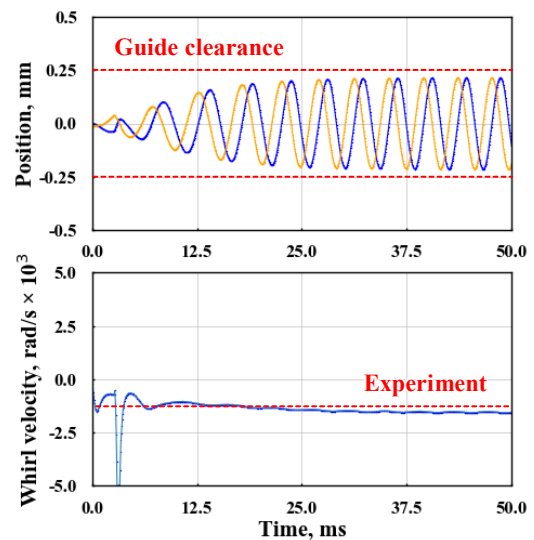


Fig. 10 Temporal changes in cage center position (first row), and cage whirl velocity (second row) in analysis under new friction model

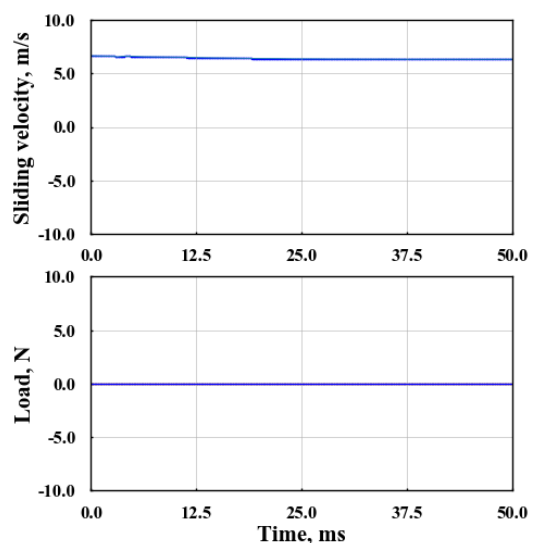


Fig. 11 Temporal changes in sliding velocity (first row), and contact (blue line) & friction (orange line) force (second row) on cage-race in analysis under new friction model

Table. 2 New friction model on cage-race

Force acting on cage		Forces acting in each region		
		$c_g/2 - h_L \geq \varepsilon$	$\varepsilon > c_g/2 - h_L$	
			$\Lambda > 0$	$0 \geq \Lambda$
Fluid lubrication	Force due to lubricant pressure (Reynolds equations)	-	Adoption	-
	Force due to shear (Reynolds equations)	-	Adoption	-
Solid contact	Contact force (Voigt model)	-	Adoption	Adoption
	Friction force (Coulomb friction model)	-	Adoption	Adoption

得るので、保持器の偏心量 ε に応じて、接触モデルおよび摩擦モデルを切り替える。保持器の表面粗さにより固体接触と流体潤滑が共に作用し得るので、文献 6) に示される金属接触割合 λ_r を導入する。 λ_r は式(6)で与えられる。

$$\lambda_r = 1 - \exp(1.8\Lambda^{1.2}) \quad (6)$$

Λ は膜厚比であり、保持器と外輪間の最小油膜厚さを表面粗さで除した値を利用する。

以上より構築した保持器と外輪間の摩擦モデルを Table.2 に示す。保持器と外輪の接触状態には、次の 3 パターンを考慮した。

4.2.1. $c_g/2 - h_L \geq \varepsilon$ の場合

保持器と潤滑剤が幾何学的に接触しないパターンである。このとき保持器と外輪間の相互作用は生じない。

4.2.2. $\varepsilon > c_g/2 - h_L$ かつ $\Lambda > 0$ の場合

保持器と潤滑剤が幾何学的に接触し、かつ、膜厚比 $\Lambda > 0$ の場合である。このとき固体接触と流体潤滑が共に作用し得るので、金属接触割合 λ_r を用いて連成する。

4.2.3. $\varepsilon > c_g/2 - h_L$ かつ $\Lambda \leq 0$ の場合

保持器と潤滑剤が幾何学的に接触し、かつ、膜厚比 $\Lambda \leq 0$ の場合である。 $\Lambda \leq 0$ であることは、剛体保持器と外輪が干渉していることを意味する。これは過渡的な状態であると考え、固体接触のみを考慮する。

5. 高度化した摩擦モデルによる保持器挙動のシミュレーション

5.1. 解析方法

3.1 節に記載した解析方法に基づき、3.1.2 節の保持器と外輪間のすべり摩擦を、Coulomb 摩擦モデルから第 4 章で記した摩擦モデルに置き換えて解析した。ここで、潤滑膜厚さ h_L を案内すきまの $1/2$ ($= c_g/2$) とし、保持器と外輪間の摩擦係数 μ_{co} を 0.3 とした。

5.2. 結果および考察

保持器中心の変位、および、保持器の公転角速度の時間変化を Fig.10 に示す。下段の公転角速度には、第 2 章の可視化試験の結果を時間平均したものを、直線で併記した。上段に着目すると、 $t > 25$ ms にて保持器中心の x 座標と y 座標の位相は $\pi/2$ ずれており、円運動していることがわかる。このとき下段の公転角速度は概ね一定の負値を示しており、定常状態では連続的な負のホワールが生じている。本解析の公転角速度は、実験結果のばらつき範囲内に収まっ

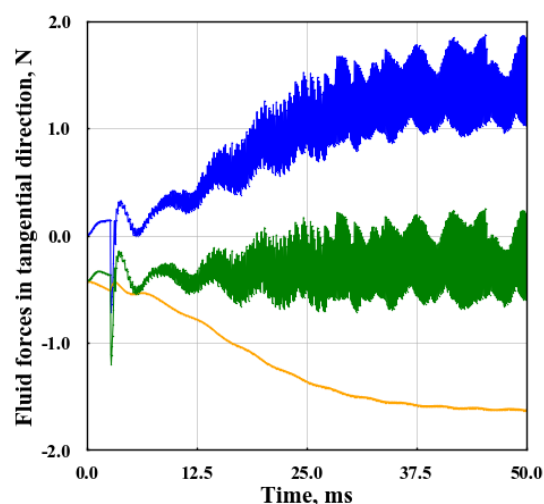


Fig. 12 Temporal changes in fluid forces on cage-race in tangential direction in analysis under new friction model (The blue line means the force due to lubrication pressure, the orange line means the force due to shear, and the green line means combined fluid force.)

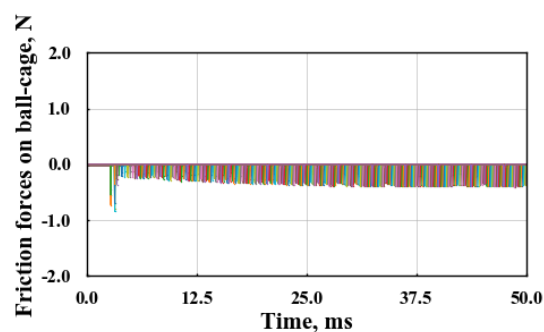


Fig. 13 Temporal changes in friction forces on ball-cage in analysis under new friction model (All ball-cage friction forces are described and color-coded for each ball.)

ており、実験に現れる保持器挙動を概ね再現できたといえる。

式(4)より算出した保持器と外輪間のすべり速度 v_s 、接触力 F_c 、および、摩擦力 F_f の時間変化を Fig.11 に示す。上段のすべり速度 v_s に着目すると、初期状態 $t=0$ と定常状態 $t>25\text{ ms}$ の差は約 5% に留まっている。すなわち、構築した摩擦モデルでは $v_s \neq 0$ で定常状態に至り、かつ、負のホワールが発生したことになる。下段の接触力と摩擦力に着目すると、いずれもゼロとなっている。すなわち、本条件では保持器に流体力のみが作用していることになる。

保持器中心に対して接線方向に作用する流体力 F_ϕ の時間変化を Fig.12 に示す。これらは保持器の振れ回りを引き起こす力であり、符号が正の場合には正のホワールを引き起こし、負の場合には負のホワールを引き起こす。Fig.12 より、油膜圧力による力は正のホワールを引き起こし、せん断による力は負のホワールを引き起こすことを示唆する。後者が負のホワールを引き起こす原理は、第 3 章と同様に説明できる。前者が正のホワールを引き起こす原理は、Fig.9 より説明できる。すなわち、定常状態における油膜圧力はくさび効果が支配的となる。くさび効果による油膜圧力は、入口側では正圧、出口側では負圧となる。ただし、4.2 節の通りキャビテーションを考慮しているので、出口側では油膜圧力がゼロとなる。入口側に作用する油膜圧力を円弧 QP に沿って積分すると、保持器中心に対して接線方向に正の力になることがわかる。

Figure 10 より、 $t > 25\text{ ms}$ で定常的に負のホワールが生じており、このとき保持器に作用する力はつり合い状態にあるといえる。そこで、Fig.12 の $t < 25\text{ ms}$ に着目すると、負のホワールを引き起こすせん断による力が、正のホワールを引き起こす（負のホワールを打ち消す）油膜圧力による力よりも先に立ち上がっている。したがって、これが負のホワールの発生要因である。

なお、定常状態である $t > 25\text{ ms}$ では、Fig.12 に示す合力の平均値がやや負の値を取っている。このことは、負のホワールの増大を防ぐ力が作用していることを示唆する。ここで、転動体から受ける摩擦力の時間変化を Fig.13 に示す。転動体から保持器に対して摩擦力が断続的に作用していることから、文献 1) に示される正のホワールの作用が発生していると考えられる。これが Fig.12 の合力による負のホワールの発生を妨げたといえる。

6. おわりに

外輪案内保持器の振れ回りを対象として、保持器挙動の可視化試験と軸受動解析により発生機構を検討した。可視化試験より、保持器音の発生時には、保持器の自転方向と逆方向の振れ回り（負のホワール）が生じることがわかった。負のホワールに着目した保持器挙動のシミュレーションを行うべく、保持器と外輪間のすべり摩擦モデルを検討した。Coulomb 摩擦モデルを適用すると、実験と定量的に一致しない。そこで、流体潤滑を考慮した新たな摩擦モデルを構築した。新しい摩擦モデルを適用すると、実験に現れる保持器挙動を概ね再現可能である。保持器に作用する流体力の時間変化より、負のホワールの発生機構を明らかにした。

負のホワールの発生機構の解明は、静音化に向けた保持器設計の根本的な理解を助ける。今後は、本手法を用いて新たな保持器形状の探索を目指す。

文献

- 1) E. P. Kingsbury: Torque Variations in Instrument Ball Bearings, ASLE Transactions, 8, (1965) 435.
- 2) T. Nogi & K. Maniwa & N. Matsuoka: A Dynamic Analysis of Cage Instability in Ball Bearings, ASME J. Tribology, 140, 11 (2018) 011101.
- 3) P. K. Gupta: Modeling of Instabilities Induced by Cage Clearance in Ball Bearings, Tribology Transactions, 34, 1 (1991) 93.
- 4) J. W. Kannel & S. S. Bupara: A Simplified Model of Cage Motion in Angular Contact Bearings Operating in the EHD Lubrication Regime, ASME J. Tribology, 100, 7 (1978) 395.
- 5) E. A. Boesiger & A. D. Donley & S. Loewenthal: An Analytical and Experimental Investigation of Ball Bearing Retainer Instabilities, ASME J. Tribology, 114, 7 (1992) 531.
- 6) S. Aihara: A New Running Torque Formula for Tapered Roller Bearings Under Axial Load, J. Tribology, 109, 7 (1987) 471.