

卒業論文

宇宙機器用転がり軸受における
保持器挙動についての機構解析
p.1~p.51 完

平成 26 年 1 月 31 日提出
指導教員 酒井 信介 教授
120210 館 祐樹

目次

第1章	序論.....	7
1.1	リアクションホイールにおける軸受.....	7
1.2	アンギュラ玉軸受.....	8
1.3	研究背景.....	9
1.4	先行研究.....	9
1.5	研究目的.....	10
1.6	本論文の構成.....	10
第2章	解析手法.....	11
2.1	緒言.....	11
2.2	剛体解析モデル.....	12
2.2.1	記号.....	12
2.2.2	モデル概要.....	13
2.2.3	力・モーメントの定義.....	15
2.3	弾性体導入モデル.....	20
2.4	解析条件.....	21
第3章	解析結果.....	23
3.1	緒言.....	23
3.2	剛体解析モデルによる解析結果.....	24
3.2.1	保持器重心の挙動.....	24
3.2.2	摩擦トルク, 接触法線力, 摩擦係数.....	26
3.2.3	保持器変位の周波数応答.....	29
3.2.4	考察.....	31
3.3	弾性体導入モデルによる解析結果.....	32
3.3.1	固有モード形状.....	32
3.3.2	保持器重心の挙動, 摩擦トルク.....	35
3.3.3	摩擦トルク, 接触法線力, 摩擦係数.....	36
3.3.4	保持器変位の周波数応答.....	39
3.3.5	考察.....	41
3.4	実験値との比較.....	43
3.4.1	保持器重心の挙動, 摩擦トルク.....	43
3.4.2	保持器変位の周波数応答.....	46
3.4.3	考察.....	47
第4章	結論.....	48

4.1	総括.....	48
4.2	今後の展望.....	48
	参考文献.....	49
	謝辞.....	50

目次

図 1-1	リアクションホイールの断面図 ^[1]	7
図 1-2	単列アンギュラ玉軸受 ^[2]	8
図 2-1	解析モデル図.	14
図 2-2	解析モデルの各部品.	14
図 2-3	転動体にかかる力・モーメント.	15
図 2-4	膜圧比とトラクション係数の関係.	17
図 2-5	外輪と保持器の接触.	19
図 2-6	剛体から弾性体への変換.	20
図 3-1	転動体の分類.	23
図 3-2	$\mu=0.2$ における0~0.1sにおける保持器重心軌跡.	25
図 3-3	$\mu=0.6$ における0~0.1sにおける保持器重心軌跡.	25
図 3-4	$\mu=0.2$ における摩擦トルク.	27
図 3-5	$\mu=0.2$ において転動体から保持器にかかる法線方向接触力.	27
図 3-6	$\mu=0.2$ において外輪から保持器にかかる法線方向接触力.	27
図 3-7	$\mu=0.2$ における転動体_0と外輪間の摩擦係数.	27
図 3-8	$\mu=0.6$ における摩擦トルク.	28
図 3-9	$\mu=0.6$ において転動体から保持器にかかる法線方向接触力.	28
図 3-10	$\mu=0.6$ において外輪から保持器にかかる法線方向接触力.	28
図 3-11	$\mu=0.6$ における転動体_0と外輪間の摩擦係数.	28
図 3-12	摩擦係数0.2における保持器X方向変位についての周波数応答.	29
図 3-13	摩擦係数0.6における保持器X方向変位についての周波数応答.	30
図 3-14	転動体_0のY方向変位.	31
図 3-15	モード1 8261Hz.	32
図 3-16	モード2 10741Hz.	32
図 3-17	モード3 10878Hz.	32
図 3-18	モード4 14367Hz.	32
図 3-19	モード5 15441Hz.	33
図 3-20	モード6 18513Hz.	33
図 3-22	モード8 20241Hz.	33
図 3-21	モード7 20147Hz.	33
図 3-23	モード9 23186Hz.	33
図 3-24	モード10 23351Hz.	33
図 3-25	モード11 26058Hz.	34

図 3-26	モード 12	27508Hz.	34
図 3-27	モード 13	27898Hz.	34
図 3-28	モード 14	28837Hz.	34
図 3-29	モード 15	32118Hz.	34
図 3-30	$\mu = 0.2$ における 0~0.1s における保持器重心軌跡(弾性体導入モデル).		35
図 3-31	$\mu = 0.6$ における 0~0.1s における保持器重心軌跡(弾性体導入モデル).		35
図 3-32	$\mu = 0.2$ における摩擦トルク.		37
図 3-33	$\mu = 0.2$ の時に転動体から保持器にかかる法線方向接触力.		37
図 3-34	$\mu = 0.2$ の時に外輪から保持器にかかる法線方向接触力.		37
図 3-35	$\mu = 0.2$ における転動体_0 と外輪間の摩擦係数.		37
図 3-36	$\mu = 0.6$ における摩擦トルク.		38
図 3-37	$\mu = 0.6$ の時に転動体から保持器にかかる法線方向接触力.		38
図 3-38	$\mu = 0.6$ の時に外輪から保持器にかかる法線方向接触力.		38
図 3-39	$\mu = 0.6$ における転動体_0 と外輪間の摩擦係数.		38
図 3-40	$\mu = 0.2$ における保持器 X 方向変位についての周波数応答(弾性体導入モデル)		39
図 3-41	$\mu = 0.6$ における保持器 X 方向変位についての周波数応答(弾性体導入モデル).		40
図 3-42	$\mu = 0.6$, 0.05264 秒後の保持器形状.		41
図 3-43	$\mu = 0.6$, 0.05264 秒後の保持器形状.		41
図 3-44	油量 4 mg, 回転速度 6000 rpm における保持器の挙動と摩擦トルク.		44
図 3-45	油量 12 mg, 回転速度 6000 rpm における保持器の挙動と摩擦トルク.		45
図 3-46	保持器重心 X 方向変位の周波数応答(実験値).		46

表目次

表 2-1 記号一覧.	12
表 2-2 軸受要素の材料物性値.	22

第1章 序論

1.1 リアクションホイールにおける軸受

軸受は回転体の荷重を受けながら支持する部品であり、様々な機械製品に用いられてきた。その役割は宇宙機器においても同様であり不可欠なものになっている。回転体を含み軸受の役割が大きい宇宙機器の例としてリアクションホイールが挙げられる。内部に回転する円盤があり、回転速度と回転方向を変えることで人工衛星の姿勢を維持または変更させる装置である。この機器には玉軸受が用いられており、 ± 5000 rpm の範囲で減加速するロータ部分を支持する役割を持つ。摩擦低減のために潤滑油を用いるが、潤滑油の粘性の影響により回転を妨げる方向にトルクが生じる。この抵抗を低減するために潤滑油は極微量しか用いられない。このような厳しい条件下で稼動させる上に、宇宙機器は交換が困難なためリアクションホイールには長期間(10 年以上)の稼動が求められる。

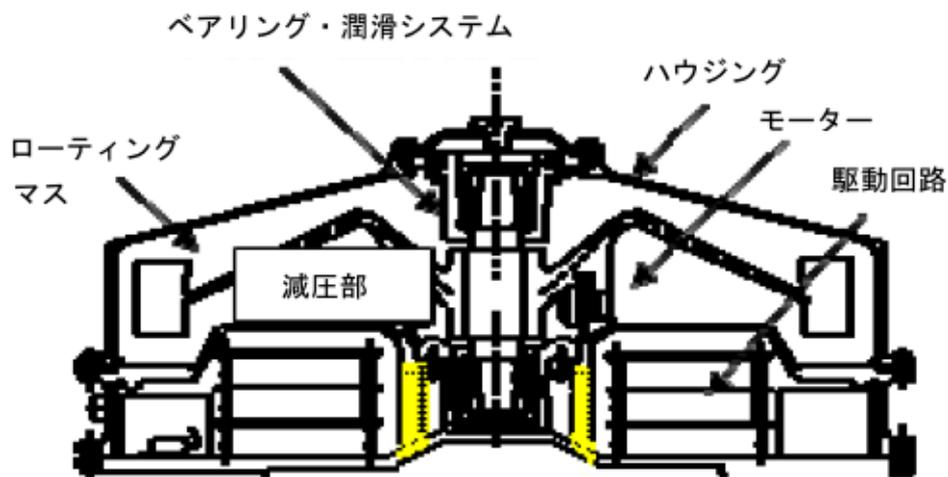


図 1-1 リアクションホイールの断面図^[1].

1.2 アンギュラ玉軸受

リアクションホイールで用いられているアンギュラ玉軸受の構成を図 1-2 に示す。外輪・内輪からなる 2 つの軌道輪，その間を転がりながら荷重を支える転動体(玉)，そして転動体同士の間隔を調整し互いの接触を防ぐ保持器から構成される。外輪はハウジング，内輪は軸に固定して使用される。保持器は転動体・軌道輪に対して隙間を持つのでこれらの要素と接触しながら 3 次元空間の並進・回転によって 6 自由度の運動をする。

組み立ての際，回転による振動を抑制するために軌道輪と転動体の間のすき間をなくし転動体に圧縮応力がかかるように組み立てる。これを予圧という。

アンギュラ軸受では転動体と外輪・内輪との接触点を結ぶ直線が中心軸と直交しない。角度が付くことで，半径方向だけでなく軸方向の荷重を支えることができる。

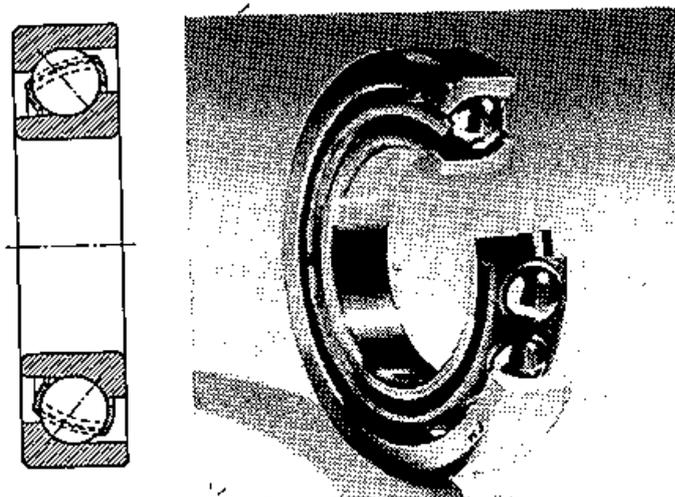


図 1-2 単列アンギュラ玉軸受^[2].

1.3 研究背景

リアクションホイールの故障の原因のほとんどが軸受の故障であり、軸受の寿命が機器全体の寿命を決める上でのボトルネックとなっている。従って軸受の寿命を延ばすことができればリアクションホイールの寿命が延びる可能性があり、軸受の故障を予測・予防する手法が確立できれば長期運用する人工衛星の安全性に大きな効果をもたらすと考えられる。軸受の故障を引き起こす主な原因がフレーキング(剥離)である。これは、転動体-軌道面にかかる圧縮力によって表面が剥離する現象である。一般的にフレーキングが起こるまでの期間を寿命と定義されている。

この現象が起きる一つの原因は軸受の保持器挙動である。軸の回転時において保持器の運動に起因して異音や摩擦トルクが発生する場合があります、この現象は **Retainer Instability**(以下、**RI**)と呼ばれる^[3]。

以上より、保持器の挙動を把握し **RI** が起こるメカニズムを解明できれば軸受の故障を予測・予防する手法を確立するにあたり大きな役目を果たすことができると考えられる。

1.4 先行研究

宇宙空間のような真空・微小重力下での実験は困難であり、要素間の力など実験だけではわからないような部分を把握することが必要である。このため、シミュレーションが一つの手段として用いられている。試作品を製作し試験するコストや時間を抑えることができるため、様々な軸受形状を効率よく解析することができる。

軸受の解析手法はおおまかに分けると **FEM**・機構解析の 2 種類が存在するが本研究では機構解析に着目する。機構解析は全ての構成要素を剛体とみなし、各要素にかかる力をもとに運動方程式を立て数値積分を行う手法である。円筒ころ軸受・玉軸受に代表される転がり軸受の機構解析はすでに研究されており、先行研究例として、小原による、玉軸受の保持器挙動解析^[3]および、坂口らによる、円筒ころ軸受の保持器挙動解析^[4]などが挙げられる。

まず、小原^[3]による研究内容を以下に示す。

アンギュラ玉軸受の機構解析モデルを作成し、保持器の転動体・軌道輪に対する摩擦係数をパラメータとして解析を行い **RI** の発生の有無を調べた。摩擦係数が大きくなるほど **RI** が発生しやすく、回転軸と平行な方向に重力がかかる場合および無重力の場合では **RI** が発生しにくいことが確認された。

次に、坂口ら^[4]による研究内容を以下に示す。

自由度をラジアル面(回転軸に対し垂直な面)内の運動に限定して、円筒ころ軸受の機構解析モデルを作成し、保持器中心の挙動およびころとの接触力について解析を行った。保持器中心の挙動について測定結果を検証しその妥当性を確認した。その結果保持器中心の挙動は、負荷域後半のころからの干渉力に大きく影響を受けることがわかった。

これらの研究では軸受構成要素全てを剛体とみなしているため、要素の剛性の違いから生じる変形を考慮していない。軌道輪・転動体の剛性は約 200 GPa である。これに対し、保持器は樹脂でできているため剛性は約 7 GPa である。この違いが保持器の挙動に影響する可能性がある。

1.5 研究目的

1.4 節で示したように、先行研究では全ての構成要素を剛体とみなしたモデルを作成し、RI が起こりやすい条件の考察、実験結果との整合性が検証されている。そこで、本研究では 1.2 節で説明したアンギュラ玉軸受について保持器を弾性体に置き換えた転がり玉軸受の機構解析モデルを作成することを目的とする。本提案モデルを解析して RI が起きる条件と RI 発生時・非発生時の軸受状態の違いを議論する。そして、実際に軸受を回転させて測定した実験結果^[10]と比較し本提案モデルの問題点・改善点を考察する。

1.6 本論文の構成

本論文は全 4 章から構成される。

第 1 章では、本研究の背景・先行研究・目的を述べた。

第 2 章では、本研究で作成した解析モデルについての詳細を説明する。

第 3 章では、解析の結果をまとめ、実験結果との比較を行う。

第 4 章では、本研究を通じた総括を述べ、今後の展望について論じる。

第2章 解析手法

2.1 緒言

本章では、アンギュラ玉軸受をモデル化し解析する手法を説明する。2.2 節で全ての要素を剛体とみなした機構解析モデルの形状，力要素の定義を説明する。2.3 節で保持器を弾性体に置き換える手法を説明する。2.4 節で拘束条件・物性値などの解析条件を述べる。

2.2 剛体解析モデル

2.2.1 記号

モデルの概要・詳細を述べる際に式で使われる記号を説明する。添え字については、**b** が転動体を表し、**r** が軌道輪を表す。

表 2-1 記号一覧.

a	接触楕円の長軸の長さの 1/2 [m]	U	無次元代表速度 $(= \eta_0 \bar{u} / E'R_x)$
b	接触楕円の短軸の長さの 1/2 [m]	W	無次元荷重パラメータ $(= P / (E'R_x^2))$
D	無次元デボラ数 $(= \eta_0 e^{\alpha_0 \bar{p}} \bar{u} / G'b)$	α_0	常温での潤滑油の圧力粘度指数 [Pa ⁻¹]
E'	等価ヤング率 [Pa]	δ	幾何学的干渉量 [m]
G	無次元材料パラメータ $(= \alpha_0 E')$	η_0	常温・常圧での潤滑油の粘度 [Pa•s]
G'	潤滑油のせん断弾性係数 [Pa]	Λ	膜厚比 $(= H_c / \sigma)$
H_c	中央油膜厚さ [m]	Λ_{bd}	境界潤滑とみなす最大膜厚比
k	接触楕円比 $(= a / b)$	Λ_{hd}	流体潤滑とみなす最小膜厚比
P	法線方向の接触力 [N]	μ_{bd}	境界潤滑状態の摩擦係数
\bar{p}	接触における平均面圧 [Pa]	μ_{hd}	流体潤滑状態の摩擦係数
R_x	転がり方向の等価半径	σ	軌道輪・転動体の表面粗さ [m]
u	表面速度 [m/s]	Σ	無次元せん断速度 $(= \eta_0 e^{\alpha_0 \bar{p}} \Delta u / \tau_0 H_c)$
\bar{u}	平均表面速度 [m/s] $(= 0.5 u_b + u_r)$	τ_0	潤滑油の特性応力 [Pa]
Δu	表面速度差 [m/s] $(= u_b - u_r)$		

2.2.2 モデル概要

本研究で用いた剛体解析モデルを図 2-1 に示す。軌道輪(内輪と外輪)、保持器、転動体(玉)を全て剛体とみなし、各要素にかかる力とモーメントを定義し運動方程式を立てて数値積分する、という形で動力学解析を行う。

拘束及び力の定義をするにあたって、以下の条件を仮定する。

- ①外輪は慣性系に固定する。
- ②内輪の自由度は図 2-2 の Z 軸まわりの回転のみとし一定速度で回転する。
- ③保持器・転動体には拘束をかけず 6 自由度運動をする。
- ④各要素間で幾何学的干渉が生じた場合、弾性接触理論を用いて法線力を決定する。
- ⑤転動体-軌道輪間の接触にでは、村木・木村の理論式^[4]を用いて接触力を決定する。
- ⑥転動体-軌道輪間の油膜による転がり粘性抵抗を考慮する。
- ⑦油膜の圧力に起因するスクイーズ膜効果は考慮しない。
- ⑧保持器-転動体・保持器-軌道輪間の摩擦については、④で求めた法線力に一定の摩擦係数をかけた値を接線力とする。
- ⑨重力を設定する場合は、図 2-1 の -Y 方向に設定する。

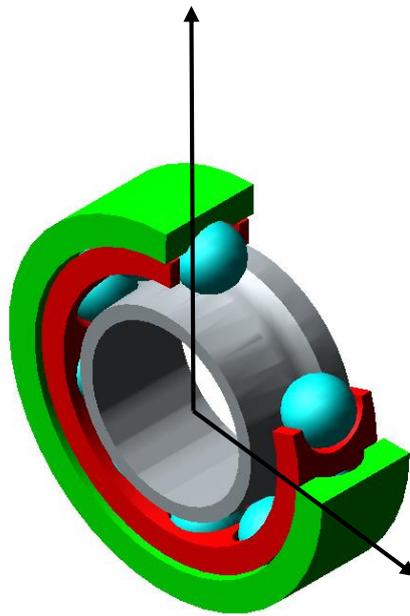


図 2-1 解析モデル図.

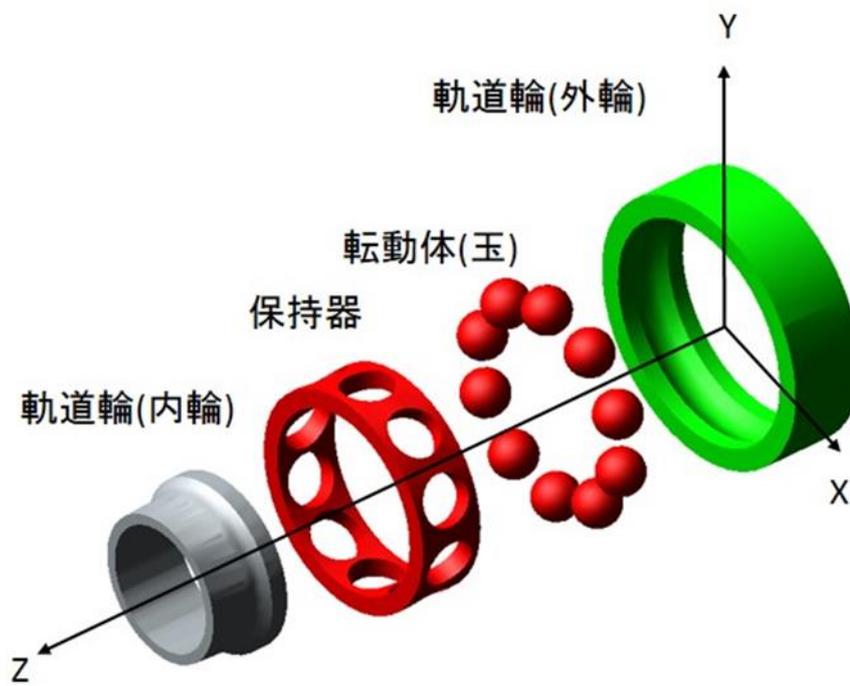


図 2-2 解析モデルの各部品.

2.2.3 力・モーメントの定義

各要素にかかる力，モーメントの定義は以下のとおりである．

・転動体-軌道輪間

内輪から転動体にかかる力とモーメントを図 2-3 に示す．外輪からの場合も同様である．①法線力，②接線力，③転がり粘性抵抗の定義を以下で説明する．

①法線力

転動体と軌道輪の接触面は極めて小さいため，接触部に大きな圧力がかかり弾性変形が生じる．ここでは全ての要素を剛体とみなすため，両者の幾何学的干渉量から Hertz の弾性接触理論による以下の式を用いて法線力を求める^[5]．

$$P = E'R^{\frac{1}{2}}\delta^{\frac{3}{2}} \quad \text{式(2-1)}$$

②接線力

軌道輪，転動体の回転により潤滑油が両者の隙間に入り込み，圧力が上がり粘度が高くなる．これと接触する固体の弾性変形の効果により，面圧が大きい接触面の間にも固体の表面粗さに相当する厚さの油膜が存在する．この状態を弾性流体潤滑と呼ぶ．油膜厚さは表面速度と法線方向の接触力によって計算される．表面粗さに対し油膜が十分に厚い場合，表面の速度差によって油膜に接線方向のせん断力が生じる．この状態を流体潤滑と呼ぶ．一方で表面粗さに対し油膜が薄い場合，要素同士が直接接触する境界潤滑となる．境界潤滑状態下では，法線力に一定の摩擦係数をかけることによって接線力を求める．境界潤滑・流体潤滑の判定および接線力の計算方法を以下に示す．

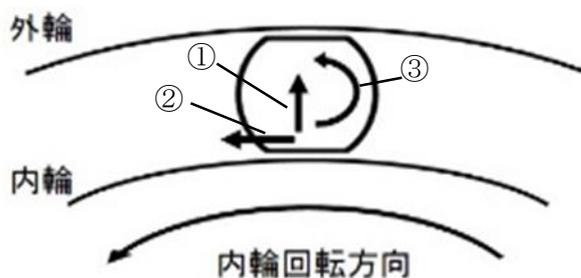


図 2-3 転動体にかかる力・モーメント．

最初に、①で示した法線力を用いて油膜厚さを算出する．次式に示す，点接触に対する Hamrod-Dowson による膜圧計算式^[6]を用いる．

$$H_c = 2.69G^{0.53}U^{0.67}W^{-0.067}(1-0.61\exp(-0.73k)) \quad \text{式 (2-2)}$$

流体潤滑の場合，油膜厚さをを用いてトラクション係数 μ_{hd} を算出する．字式に示す簡易理論式^[7]を用いる．

$$X_c \leq 2: \bar{S} = \frac{D}{\Sigma}$$

$$X_c < 2: \bar{S} = \sinh^{-1} \Sigma \left\{ 1 - \left(\frac{D}{4\Sigma} \sinh^{-1} \Sigma \right) \right\} \quad \text{式 (2-3)}$$

$$\mu_{hd} = \tau_0 \frac{\bar{S}}{P}$$

油膜厚さの低下による潤滑状態の変化を考慮し，トラクション係数 μ を次式により算出する．ここで， $\sigma = 0.25 [\mu m]$ とし， $\mu_{bd} = 0.1$ ， $\Lambda_{bd} = 0.06$ ， $\Lambda_{hd} = 3.0$ とした^[4]．

$$\mu = \begin{cases} \mu_{bd} & (\Lambda \leq \Lambda_{bd}) \\ \left\{ \mu_{bd} - (\mu_{bd} - \mu_{hd}) \left(\frac{\Lambda - \Lambda_{bd}}{\Lambda_{hd} - \Lambda_{bd}} \right)^2 \left(3 - 2 \frac{\Lambda - \Lambda_{bd}}{\Lambda_{hd} - \Lambda_{bd}} \right) \right\} & (\Lambda_{bd} < \Lambda < \Lambda_{hd}) \quad \text{式 (2-4)} \\ \mu_{hd} & (\Lambda_{hd} \leq \Lambda) \end{cases}$$

以上をもとに，接線力 F は次式で与えられる．

$$F = \mu P \quad \text{式 (2-5)}$$

式 (2-5) で示した, 膜厚比とトラクション係数の関係を図 2-4 に示す.

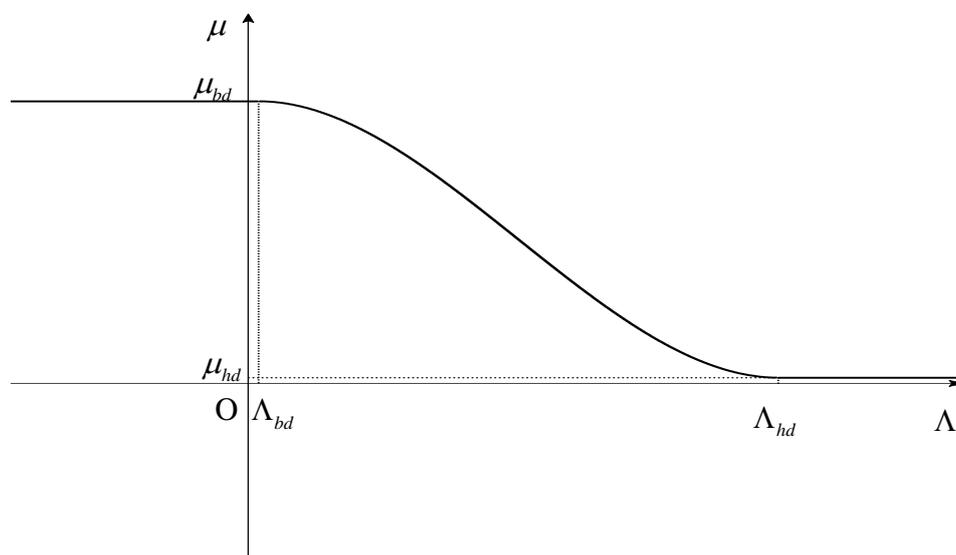


図 2-4 膜厚比とトラクション係数の関係.

③転がり粘性抵抗

油膜がある場合，転動体にかかる法線力の作用点が転動体の重心からずれる．それによって転動体の回転を妨げる方向にモーメントが生じる．このモーメントを転がり粘性抵抗と呼び，転動体の回転を妨げる方向に作用する．転がり粘性抵抗は次式によって算出される^[8]．

$$F_R = 2.86E'R_x^2k^{0.348}G^{0.022}U^{0.66}W^{0.47}$$
$$M_R = R_bF_R$$
式 2-6

・保持器-軌道輪間

接触における法線力は転動体-軌道輪間の場合と同様に Hertz の弾性接触理論を用いる。保持器は 6 自由度の運動をするため、保持器と外輪の接触は図 2-5 のように点接触状態になる。接触力を求める際に、保持器と外輪のすき間は小さいので保持器の軸と外輪の軸が平行であると仮定し、転がり方向の曲率半径は保持器の外半径と等しいと近似した。また、転がり方向と直交する曲率半径は保持器の角の半径とした。これらから等価半径を求め、Hertz の弾性接触理論による式 2-1 を用いて法線力を求める。

この法線力に摩擦係数(定数)をかけて接線力とする。接線力の方向は外輪と保持器の相対表面速度方向であり、X-Z 平面上に存在する。

また、転動体と保持器との接触においては表面速度差が非常に大きく接線力が支配的になるため転がり粘性抵抗を無視する。

この解析モデルにおいて保持器と内輪のすき間は外輪とのすき間より十分大きいいため、保持器と内輪が接触することはない。

・転動体-保持器間

接触における法線力は転動体-軌道輪間の場合と同様に Hertz の弾性接触理論を用いる。この法線力に摩擦係数(定数)をかけて接線力とする。

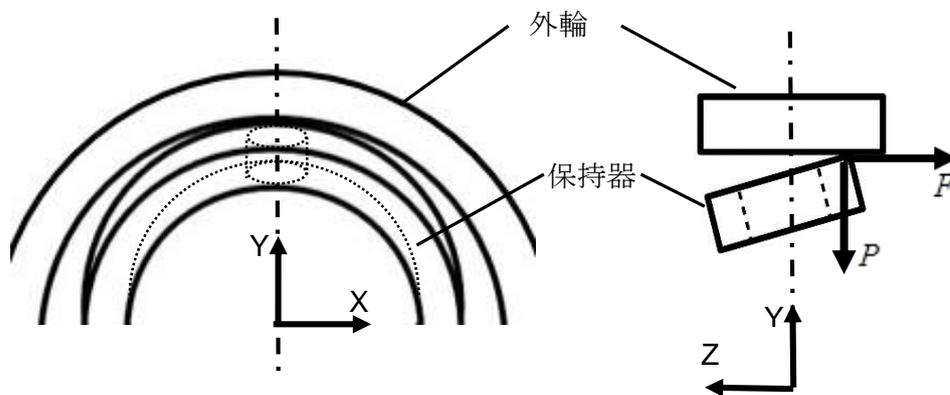


図 2-5 外輪と保持器の接触.

2.3 弾性体導入モデル

FEM を用いて，外力に対する部品の変形を把握することができる．しかし，全ての部品を有限要素法のみで解析すると解析時間が長くなる．従って本研究では，解析時間を短くすることができる剛体運動シミュレーションと変形を把握することができる有限要素解析を組み合わせたモード合成法の一つである **Craig-Bampton 法**¹⁹⁾ という手法をとる．あらかじめモーダル解析を行い，弾性体のモード形状と固有振動数を固有ベクトル・固有値の形で把握する．モード形状の数は 15 とした．保持器変形のモード数依存性については 3.3.5 項で考察する．そして外力に応じた変形を，モーダル解析で求めたモード形状の線形結合として表現する．本手法により弾性体を含むモデルでも効率的に解析できる．

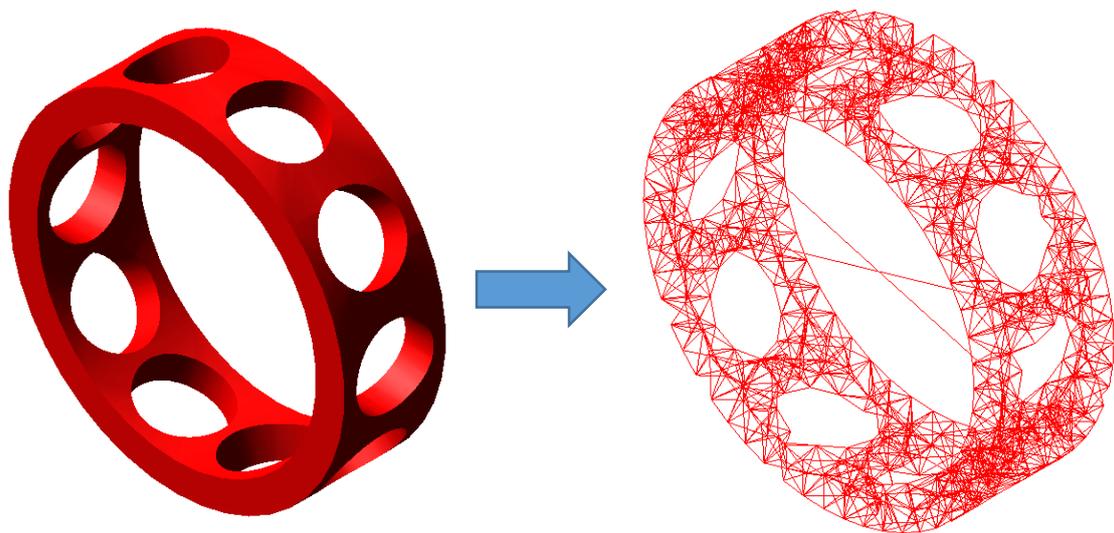


図 2-6 剛体から弾性体への変換.

2.4 解析条件

軸が回転する際の保持器-転動体間および保持器-軌道輪間の接触も保持器の挙動に影響を与えると考えられる。従って転動体・軌道輪に対する保持器の摩擦係数をパラメータとして設定し、0 から 0.1 秒まで、時間刻み幅を 0.05 ms として解析する。それによる保持器挙動の変化および摩擦トルクを観察する。解析モデルにおける摩擦トルクは、拘束した外輪にかかるトルクを測定している。内輪と同じ方向に回転させようとするトルクを正とする。

・解析ソフト

MSC Software 株式会社の Adams2013. 2 を使用した。接触・摩擦など非線形性が高く短い時間で起こる現象が多いため、計算を収束させるために陽解法による解析を行った。

・拘束条件

2.2.2 項で述べた仮定条件の通り、外輪は並進 3 自由度・回転 3 自由度の計 6 自由度を拘束する。内輪は Z 軸まわりの回転を残し、それ以外の 5 自由度を拘束して一定速度で回転させる。回転速度は 6000 rpm である。

・初期条件

軸受を組み立てる際に、転動体に半径方向の圧縮応力がかかるように組み付ける。これを予圧という。本研究でのモデルにおいても予圧を発生させるため、JAXA の軸受データに記載された予圧の条件を満たすように転動体と軌道輪の間にあらかじめ幾何学的干渉が生じるように設定した。

また、 $t=0$ のとき保持器は中心軸が軌道輪の中心軸と同じ直線状に置かれるように設定する。保持器は転動体・軌道輪に対してすき間を持つため、 $t=0$ のときはどの要素にも接触していない。

・材料物性値

軸受要素の材料物性値を表 2-2 に示す.

表 2-2 軸受要素の材料物性値.

物性値 (軌道輪・転動体)	密度	7801.0 kg/m ³
	ヤング率	200 GPa
	ポアソン比	0.3
物性値 (保持器)	密度	1300 kg/m ³
	ヤング率	7.2 GPa
	ポアソン比	0.3

第3章 解析結果

3.1 緒言

本章では剛体解析モデル・弾性体導入モデルによる解析結果をまとめて考察を行い実際に軸受を回転させた実験^[10]の結果と比較する。これにあたり、複数ある転動体を位置によって分類する。解析モデルの転動体の分類を図 3-1 に示す。

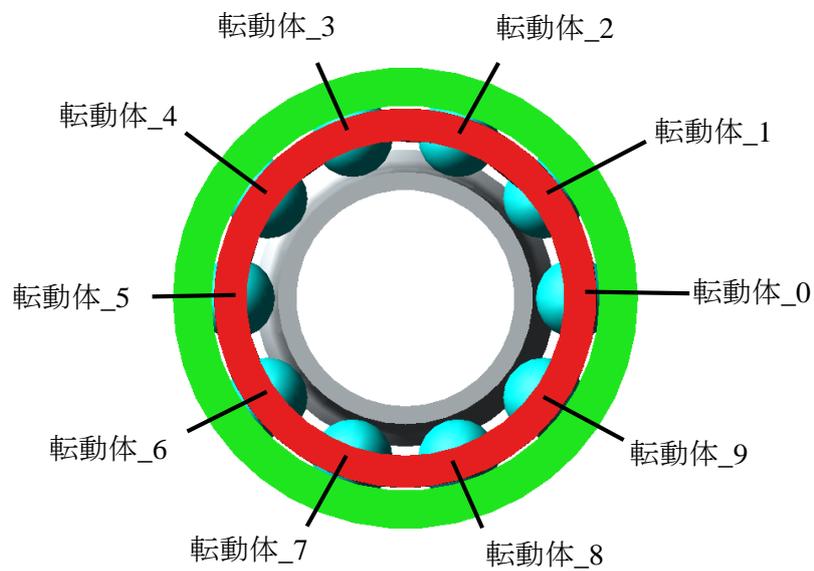


図 3-1 転動体の分類.

3.2 剛体解析モデルによる解析結果

3.2.1 保持器重心の挙動

転動体・軌道輪に対する保持器の摩擦係数 μ が 0.2, 0.6 における挙動を図 3-2, 図 3-3 に示す。保持器挙動のグラフの縦軸と横軸は、軸受中心から保持器重心までの Y 方向変位・X 方向変位である。以後、保持器の変位を表す時の原点は軸受中心とする。保持器の外半径と外輪の内半径の差は 0.2mm なので、黒い円周上にある時は保持器の中心軸と外輪の中心軸が平行な状態で互いが接触している状態を表す。

図中の線が黒い円周と接しないのは、図 2-5 のように保持器が傾いた状態で外輪に接触しているからである。

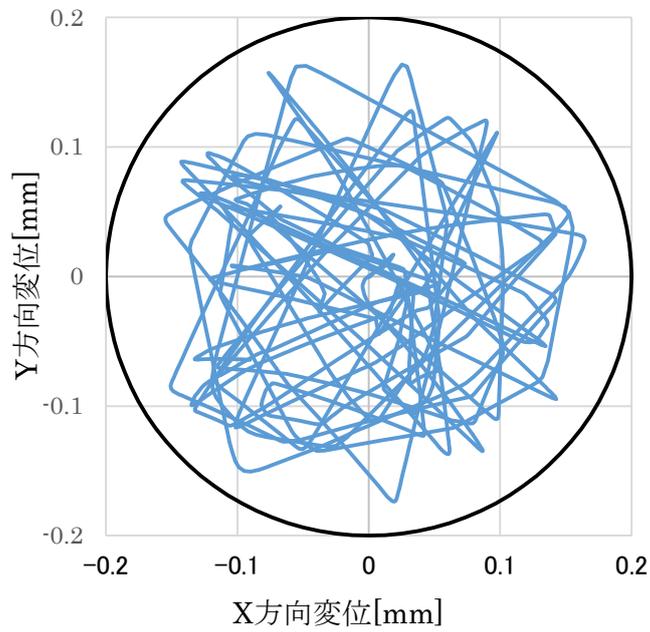


図 3-2 $\mu = 0.2$ における 0~0.1 s における保持器重心軌跡.

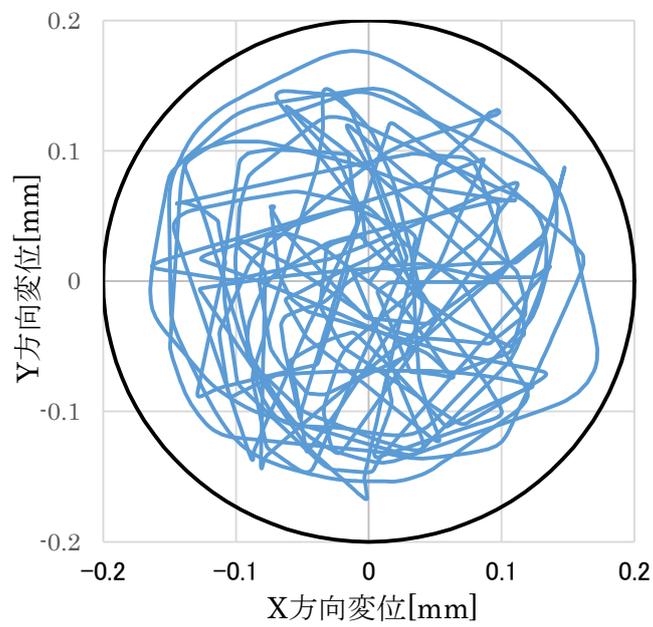


図 3-3 $\mu = 0.6$ における 0~0.1 s における保持器重心軌跡.

3.2.2 摩擦トルク，接触法線力，摩擦係数

$\mu=0.2, 0.6$ における摩擦トルク，保持器にかかる法線方向の接触力，及び油膜厚さによって変動する転動体-外輪間の摩擦係数を図 3-5～図 3-11 に示す．保持器-転動体間の接触については，転動体_0 から転動体_9 までの接触力を足し合わせた．

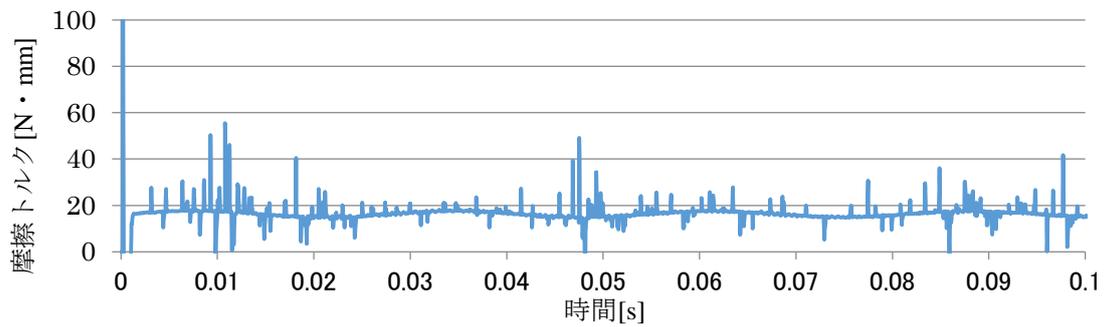


図 3-4 $\mu = 0.2$ における摩擦トルク.

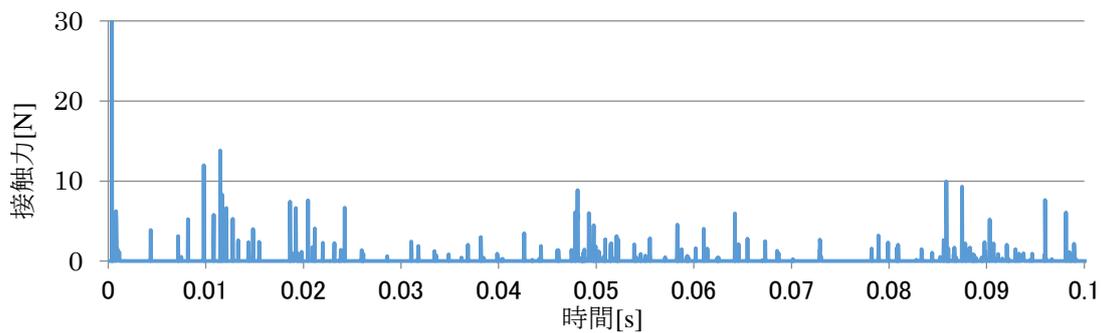


図 3-5 $\mu = 0.2$ において転動体から保持器にかかる法線方向接触力.

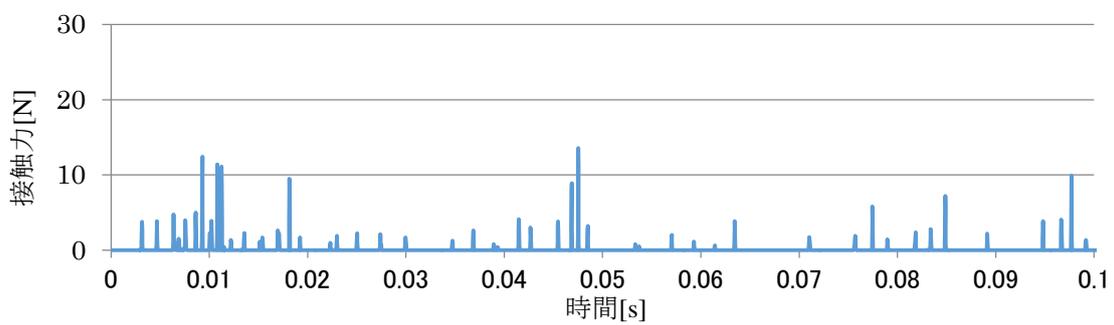


図 3-6 $\mu = 0.2$ において外輪から保持器にかかる法線方向接触力.

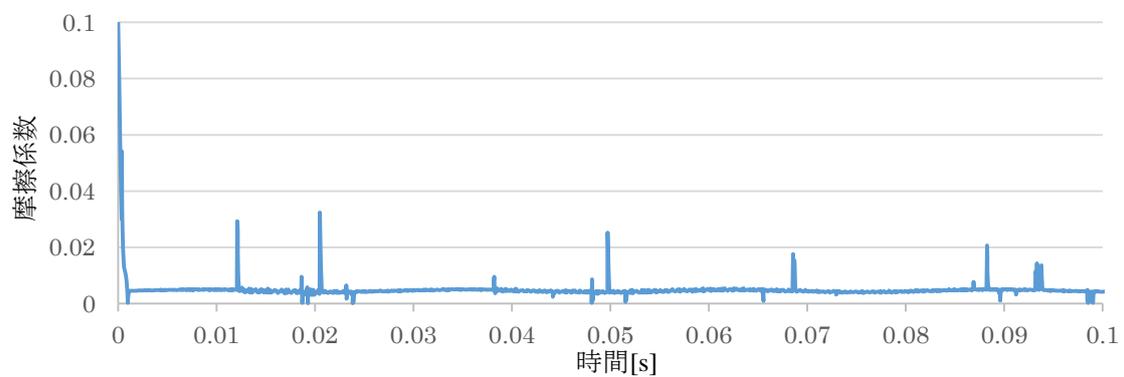


図 3-7 $\mu = 0.2$ における転動体_0 と外輪間の摩擦係数.

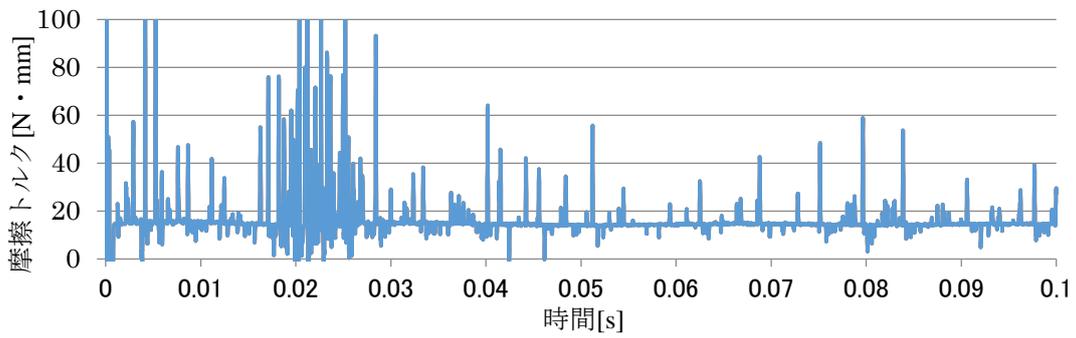


図 3-8 $\mu=0.6$ における摩擦トルク.

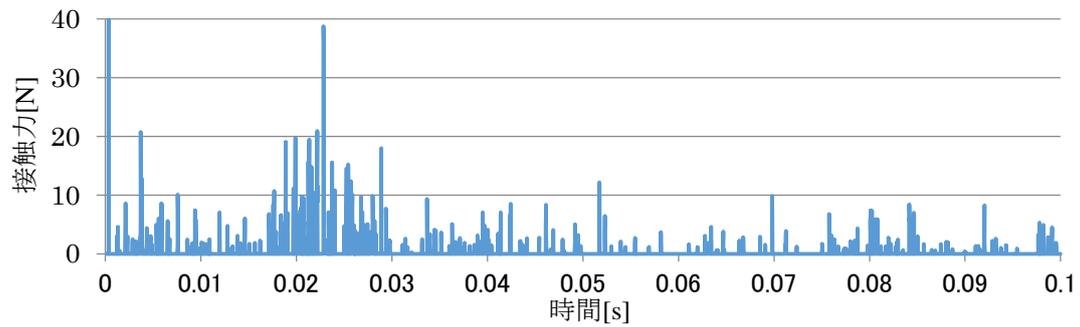


図 3-9 $\mu=0.6$ において転動体から保持器にかかる法線方向接触力.

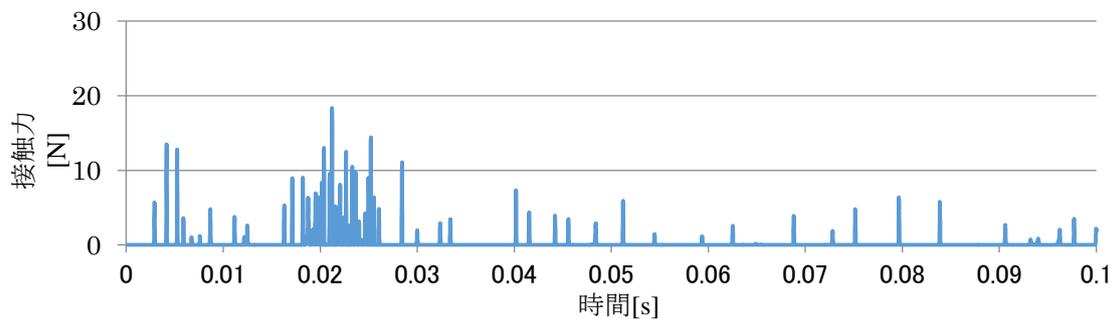


図 3-10 $\mu=0.6$ において外輪から保持器にかかる法線方向接触力.

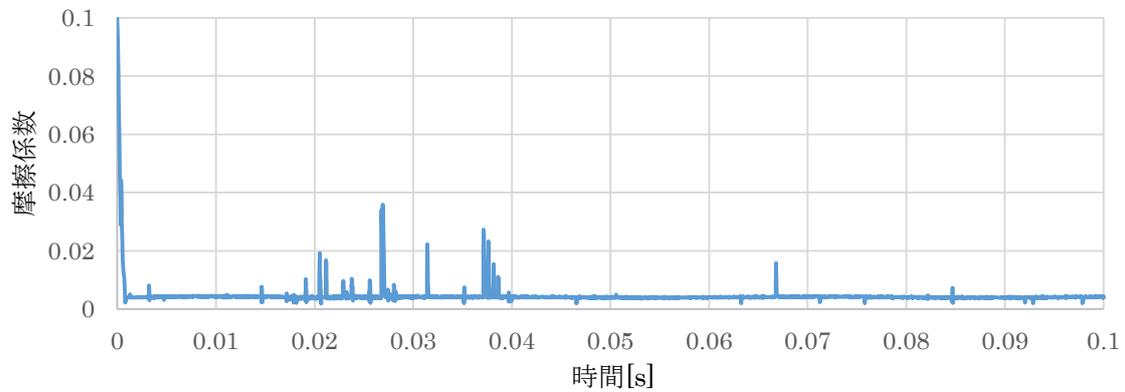


図 3-11 $\mu=0.6$ における転動体_0と外輪間の摩擦係数.

3.2.3 保持器変位の周波数応答

保持器重心の X 方向(水平方向)の変位についてフーリエ変換を行った。転動体・軌道輪に対する保持器の摩擦係数 μ が 0.2, 0.6 における 2 種類の状態で解析を行った。各状態における周波数応答を図 3-12 および図 3-13 に示す。1000Hz 以降ではピークが現れなかったため、1000Hz 以下の周波数応答を示す。

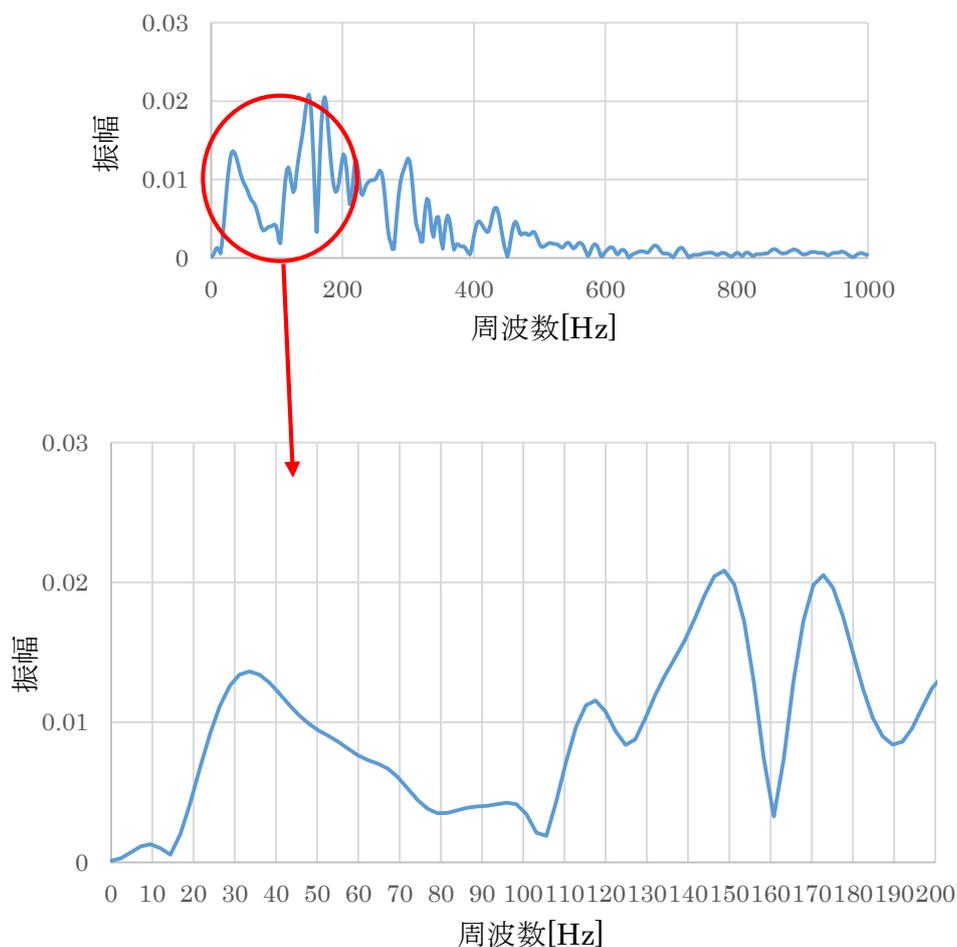


図 3-12 摩擦係数 0.2 における保持器 X 方向変位についての周波数応答.

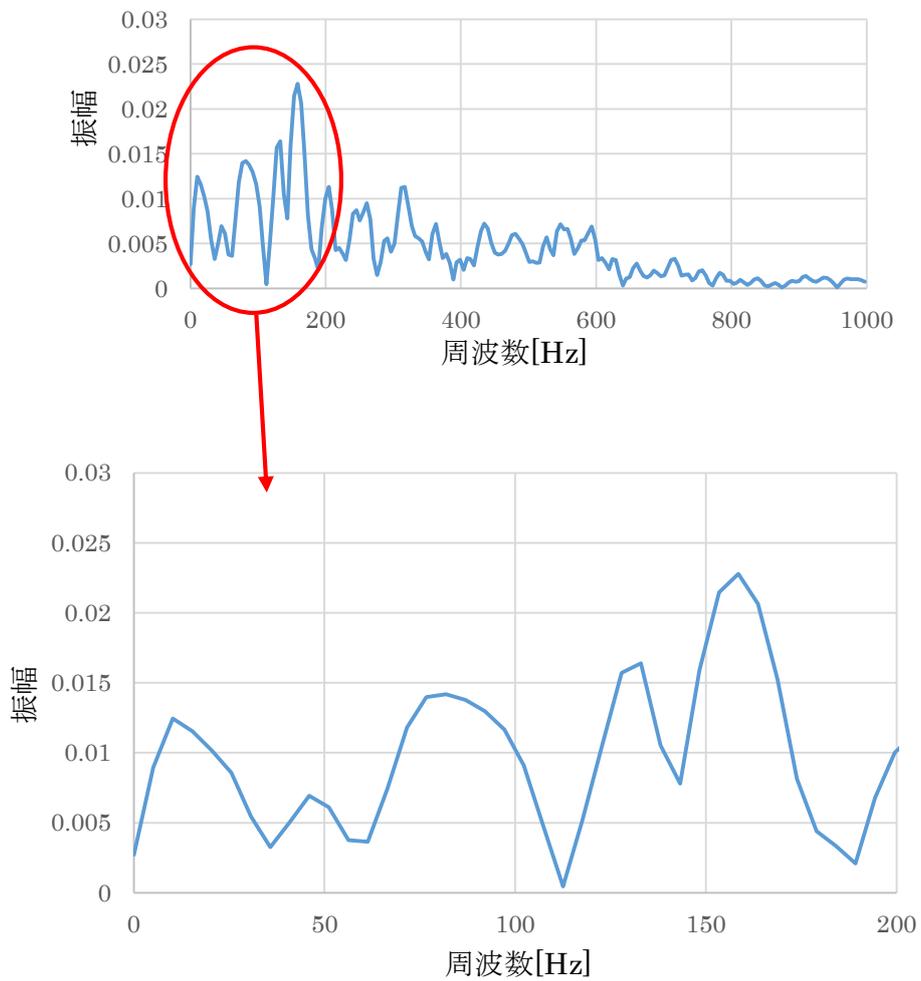


図 3-13 摩擦係数 0.6 における保持器 X 方向変位についての周波数応答.

3.2.4 考察

保持器の摩擦係数が大きい場合に摩擦トルクが大きくなり、RI と呼ばれる現象が発生した。保持器の摩擦係数が RI 現象に影響していることがわかる。

$\mu=0.2$ 、 $\mu=0.6$ の保持器挙動を比べると、 $\mu=0.2$ の場合は外輪に接触すると法線方向の接触力で跳ね返されて先が尖った形の軌跡を示す。一方、 $\mu=0.6$ の場合は外輪に接触すると外輪に沿って運動し全体的に丸い形ですき間全域にわたるホワール運動(外輪に沿って転がるような運動)の軌跡を示した。このため $\mu=0.6$ の場合のほうが保持器と外輪が接触する時間が多い。保持器と外輪の摩擦が摩擦トルクに影響していると考えられる。

法線方向の接触力が大きくなる時、転動体-外輪間の摩擦係数が大きくなる時、そして摩擦トルクが大きくなる時が一致した。保持器が転動体に接触し転動体-外輪の摩擦係数が変化し外輪へ及ぼす力が変化して摩擦トルクが変化すると考えられる。 $\mu=0.2$ の時よりも $\mu=0.6$ における方が接触力が大きい。一方で転動体-外輪間の摩擦係数の大きさは同程度である。 $\mu=0.2$ の時において摩擦係数が大きくなる時の摩擦トルクが RI 時ほど大きくならないことから、摩擦トルクの変化は法線方向の接触力の大きさ及び摩擦係数が大きくなる頻度に依存していると考えられる。

$\mu=0.2$ における周波数応答を見ると 30Hz, 100Hz あたりでピークが現れる。これは、軸の回転速度 100Hz, 保持器の自転速度 38Hz と大きく関係していると考えられる。一方 $\mu=0.6$ (重力あり)の時は 50Hz, $\mu=0.6$ (無重力)の時は 10, 80, 130, 160Hz 付近でピークが現れ、軸や保持器の回転速度と一致しない。RI 状態ではこれらの回転速度とは関係ない周波数で振動していることがわかった。保持器の自転速度は転動体の公転速度から求めた。転動体_0 の Y 方向変位を図 3-14 に示す。この変位の周期を保持器の自転周期とした。

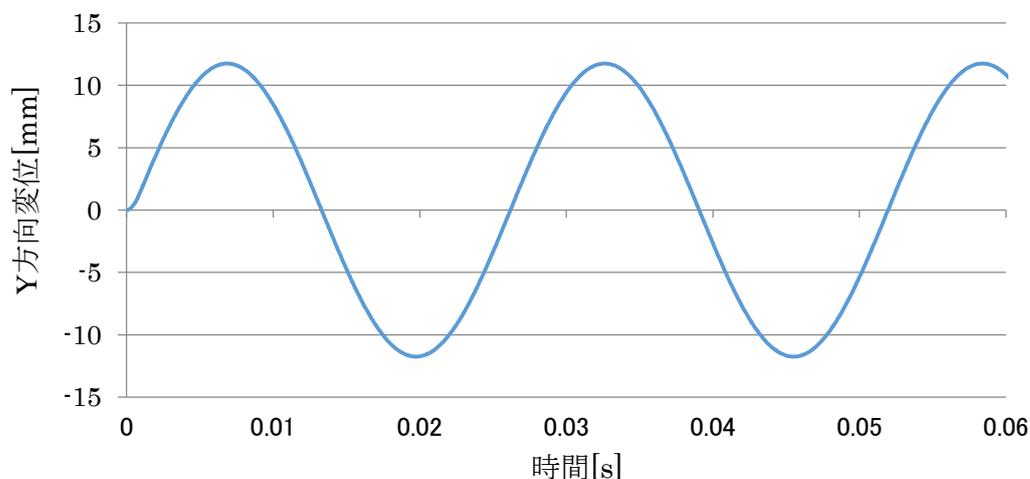


図 3-14 転動体_0 の Y 方向変位.

3.3 弾性体導入モデルによる解析結果

3.3.1 固有モード形状

モーダル解析で得られた固有モード形状を固有周波数が低次のものから順に図 3-15 から図 3-29 にそれぞれ示す。初期形状を青，最大変位を赤とする。

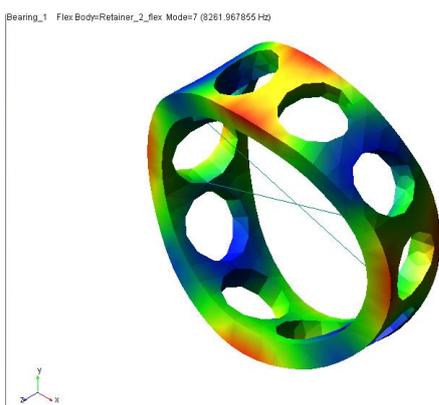


図 3-15 モード 1 8261Hz.

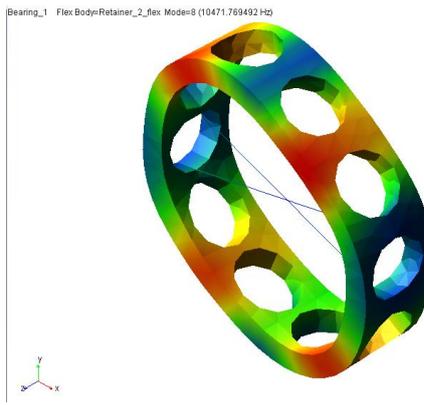


図 3-16 モード 2 10741Hz.

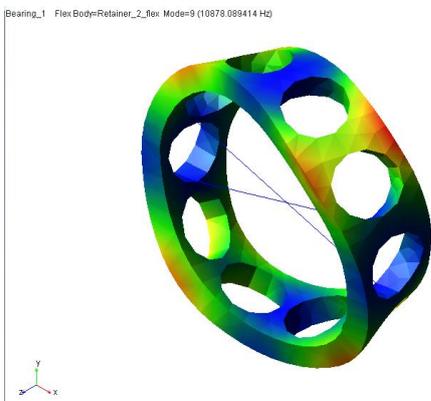


図 3-17 モード 3 10878Hz.

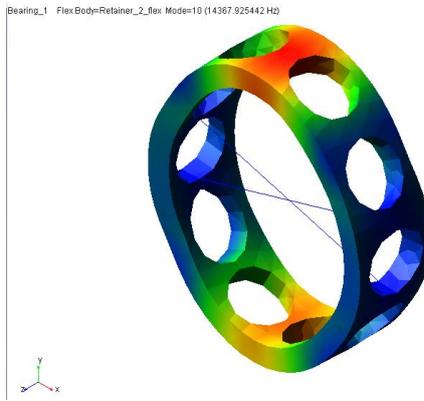


図 3-18 モード 4 14367Hz.

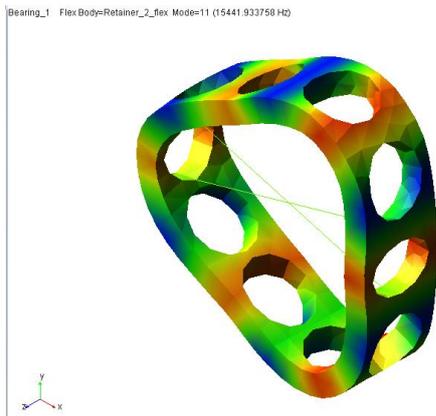


図 3-19 モード 5 15441Hz.

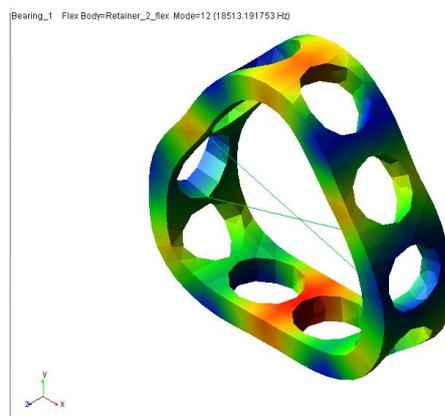


図 3-20 モード 6 18513Hz.

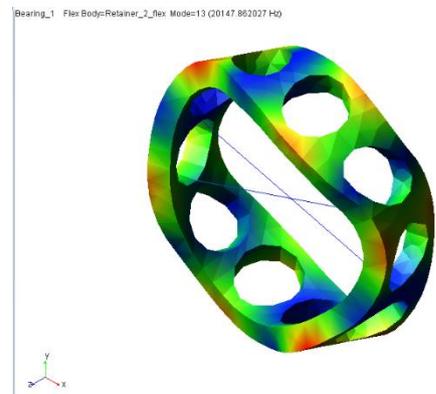


図 3-21 モード 7 20147Hz.

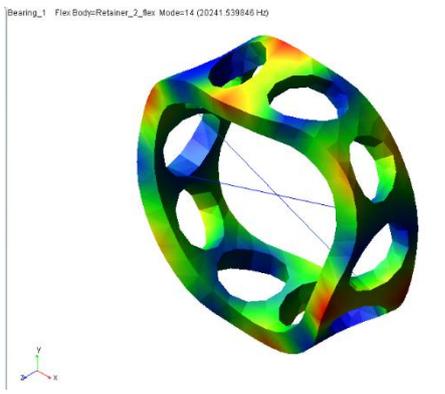


図 3-22 モード 8 20241Hz.

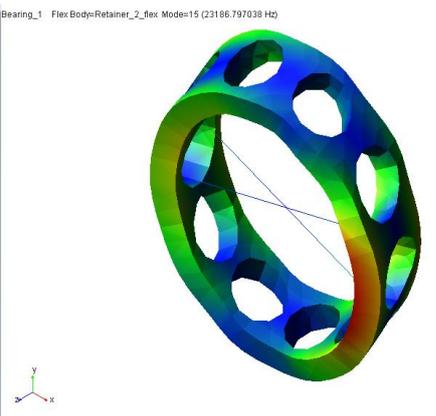


図 3-23 モード 9 23186Hz.

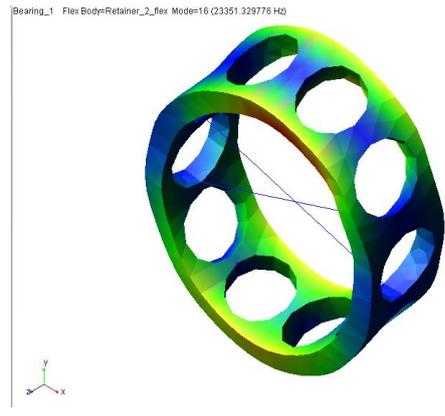


図 3-24 モード 10 23351Hz.

Bearing_1 Flex Body=Retainer_2_flex Mode=17 (26058.555297 Hz)

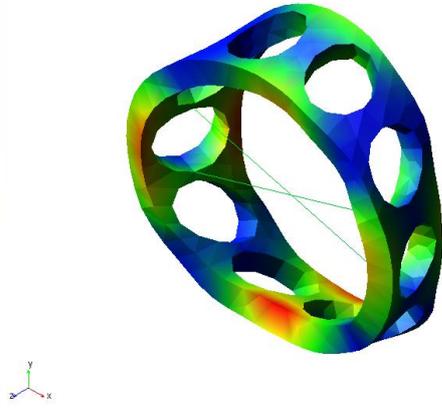


図 3-25 モード 11 26058Hz.

Bearing_1 Flex Body=Retainer_2_flex Mode=18 (27508.679218 Hz)

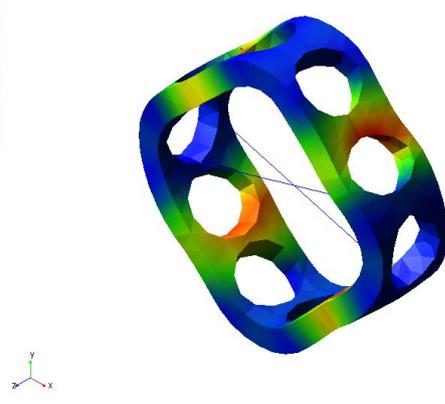


図 3-26 モード 12 27508Hz.

Bearing_1 Flex Body=Retainer_2_flex Mode=19 (27898.120979 Hz)

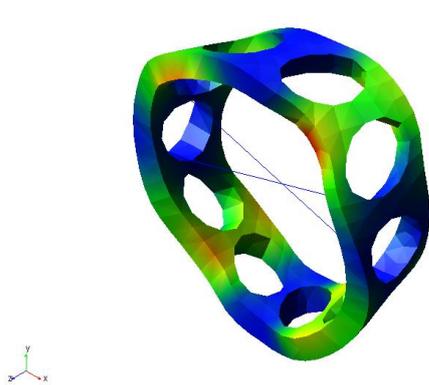


図 3-27 モード 13 27898Hz.

Bearing_1 Flex Body=Retainer_2_flex Mode=20 (28837.709597 Hz)

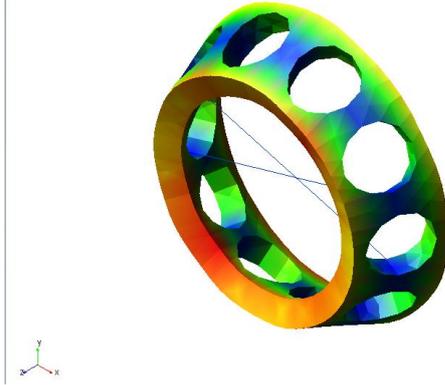


図 3-28 モード 14 28837Hz.

Bearing_1 Flex Body=Retainer_2_flex Mode=21 (32118.284888 Hz)

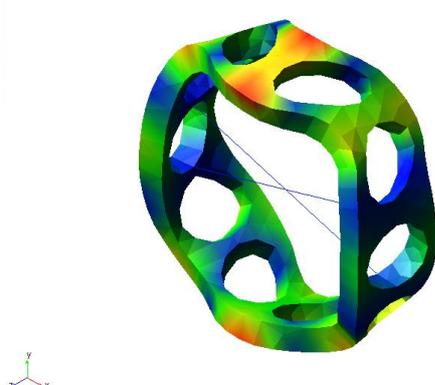


図 3-29 モード 15 32118Hz.

3.3.2 保持器重心の挙動，摩擦トルク

転動体・軌道輪に対する保持器の摩擦係数 μ が0.2, 0.6における保持器重心の挙動を図 3-30 および図 3-31 に示す。

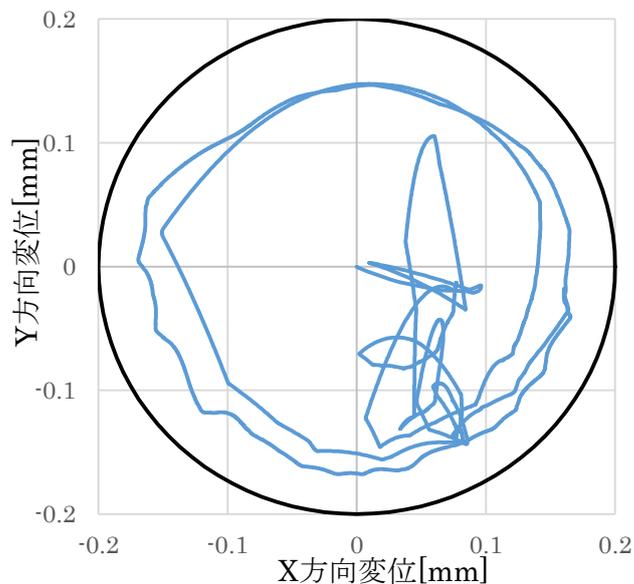


図 3-30 $\mu = 0.2$ における0~0.1sにおける保持器重心軌跡(弾性体導入モデル).

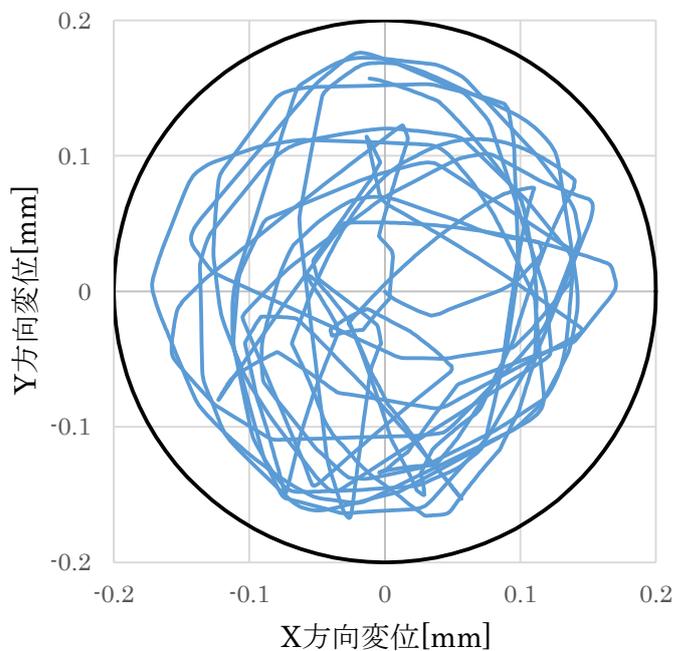


図 3-31 $\mu = 0.6$ における0~0.1sにおける保持器重心軌跡(弾性体導入モデル).

3.3.3 摩擦トルク，接触法線力，摩擦係数

$\mu=0.2, 0.6$ における摩擦トルク，保持器にかかる法線方向の接触力，及び油膜厚さによって変動する転動体-外輪間の摩擦係数を図 3-32 から図 3-39 に示す．保持器-転動体間の接触については，転動体_0 から転動体_9 までの接触力の絶対値を足し合わせた．

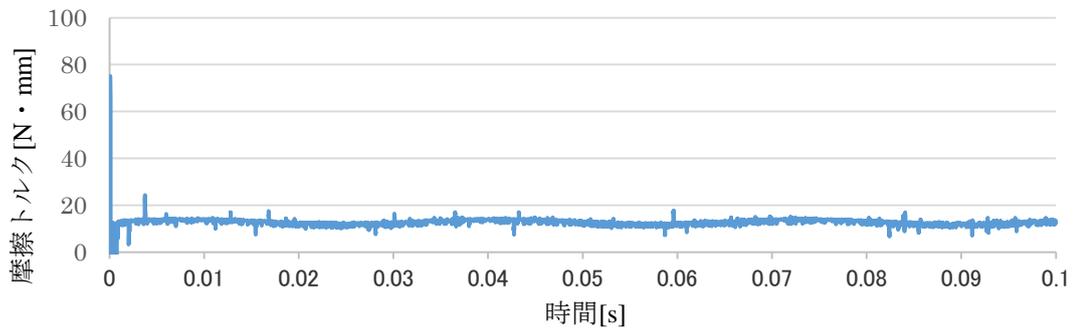


図 3-32 $\mu = 0.2$ における摩擦トルク.

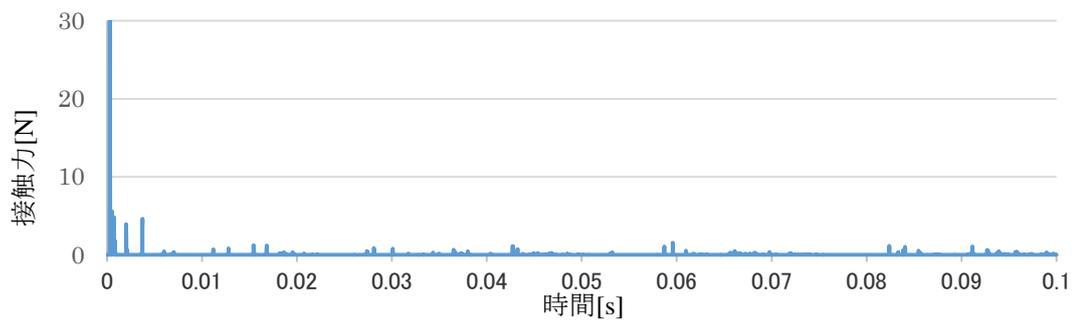


図 3-33 $\mu = 0.2$ の時に転動体から保持器にかかる法線方向接触力.

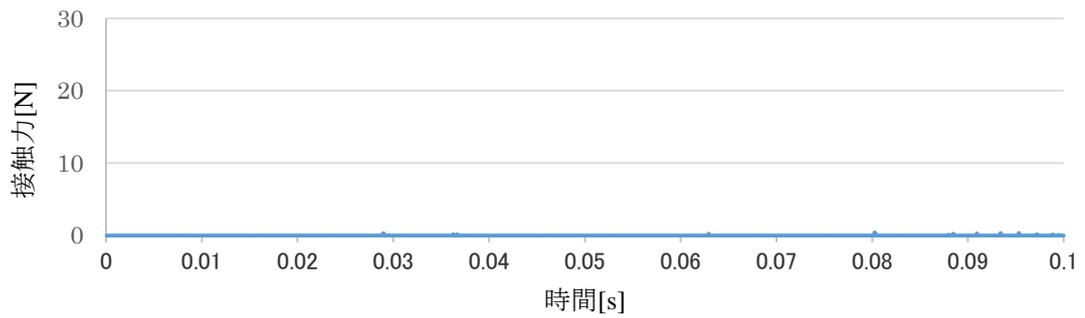


図 3-34 $\mu = 0.2$ の時に外輪から保持器にかかる法線方向接触力.

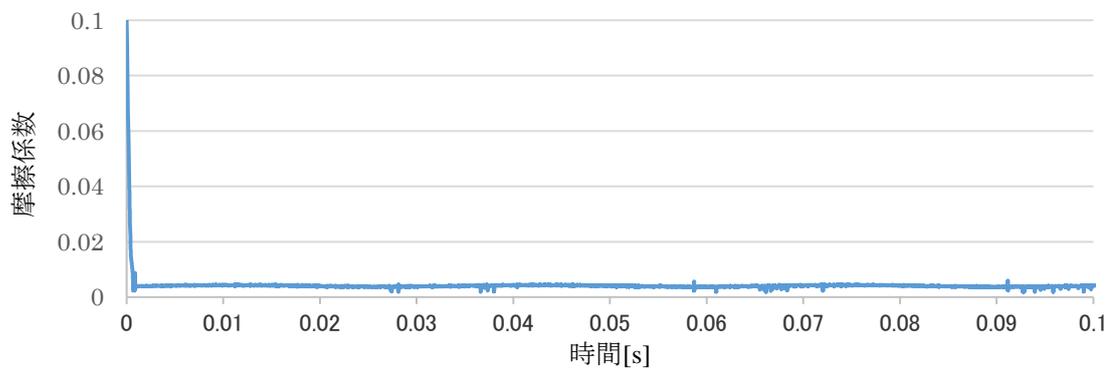


図 3-35 $\mu = 0.2$ における転動体_0 と外輪間の摩擦係数.

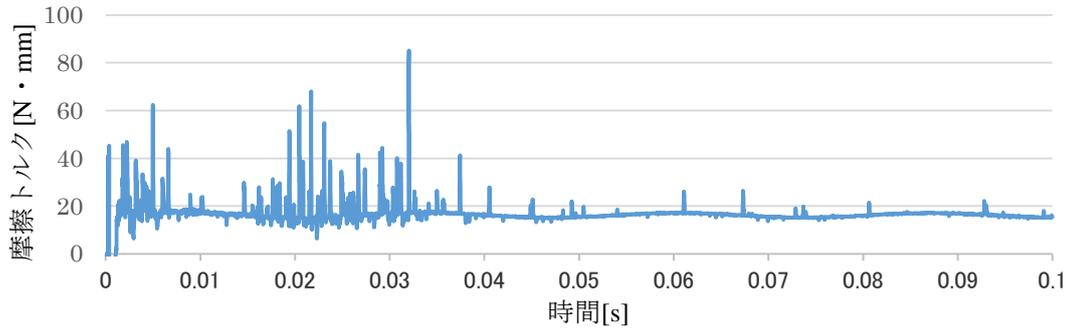


図 3-36 $\mu = 0.6$ における摩擦トルク.

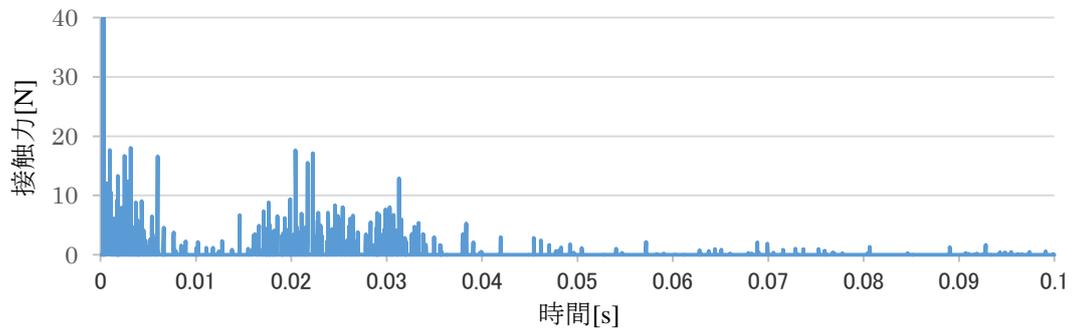


図 3-37 $\mu = 0.6$ の時に転動体から保持器にかかる法線方向接触力.

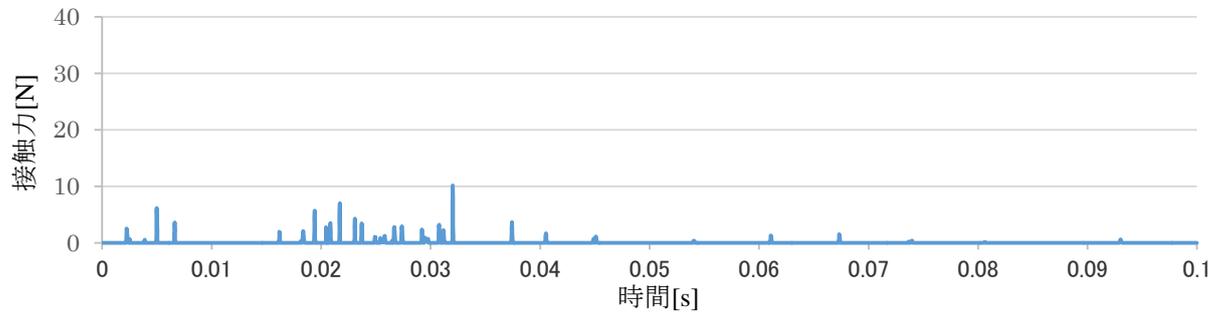


図 3-38 $\mu = 0.6$ の時に外輪から保持器にかかる法線方向接触力.

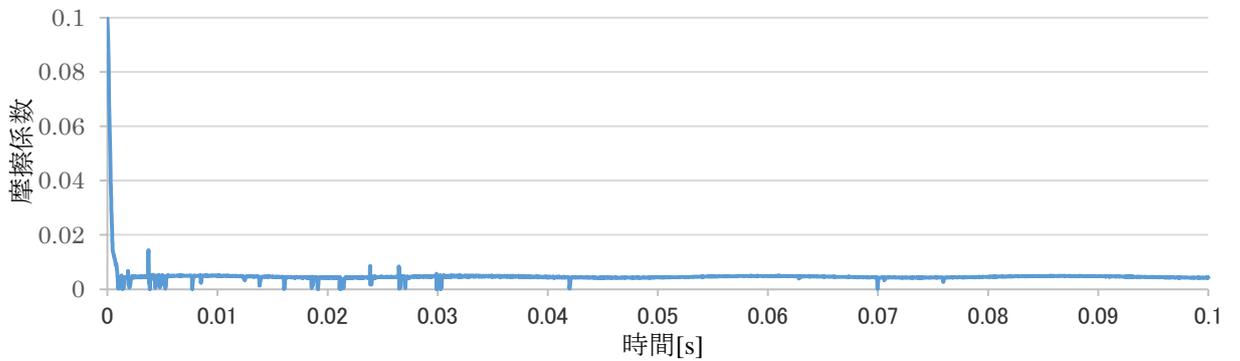


図 3-39 $\mu = 0.6$ における転動体_0と外輪間の摩擦係数.

3.3.4 保持器変位の周波数応答

保持器重心の X 方向(水平方向)の変位についてフーリエ変換を行った。転動体・軌道輪に対する保持器の摩擦係数 μ が 0.2, 0.6 の時 2 種類の状態で解析を行った。各状態における周波数応答を図 3-40 および図 3-41 に示す。1000Hz 以降ではピークが現れなかったため、1000Hz 以下の周波数応答を示す。

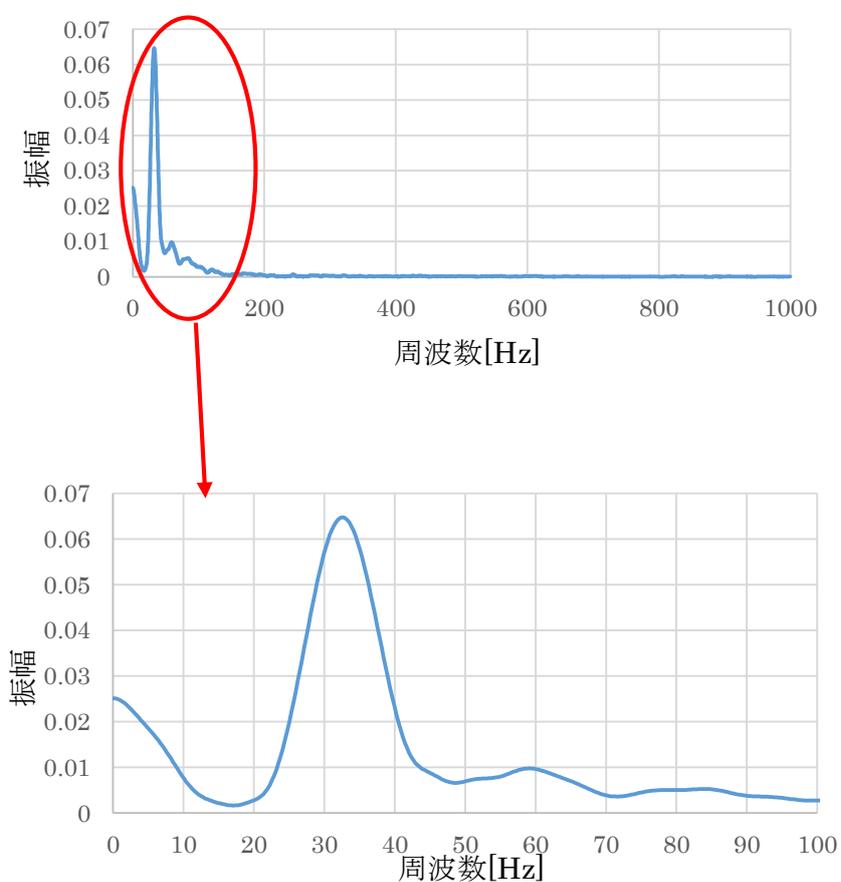


図 3-40 $\mu = 0.2$ における保持器 X 方向変位についての周波数応答(弾性体導入モデル)。

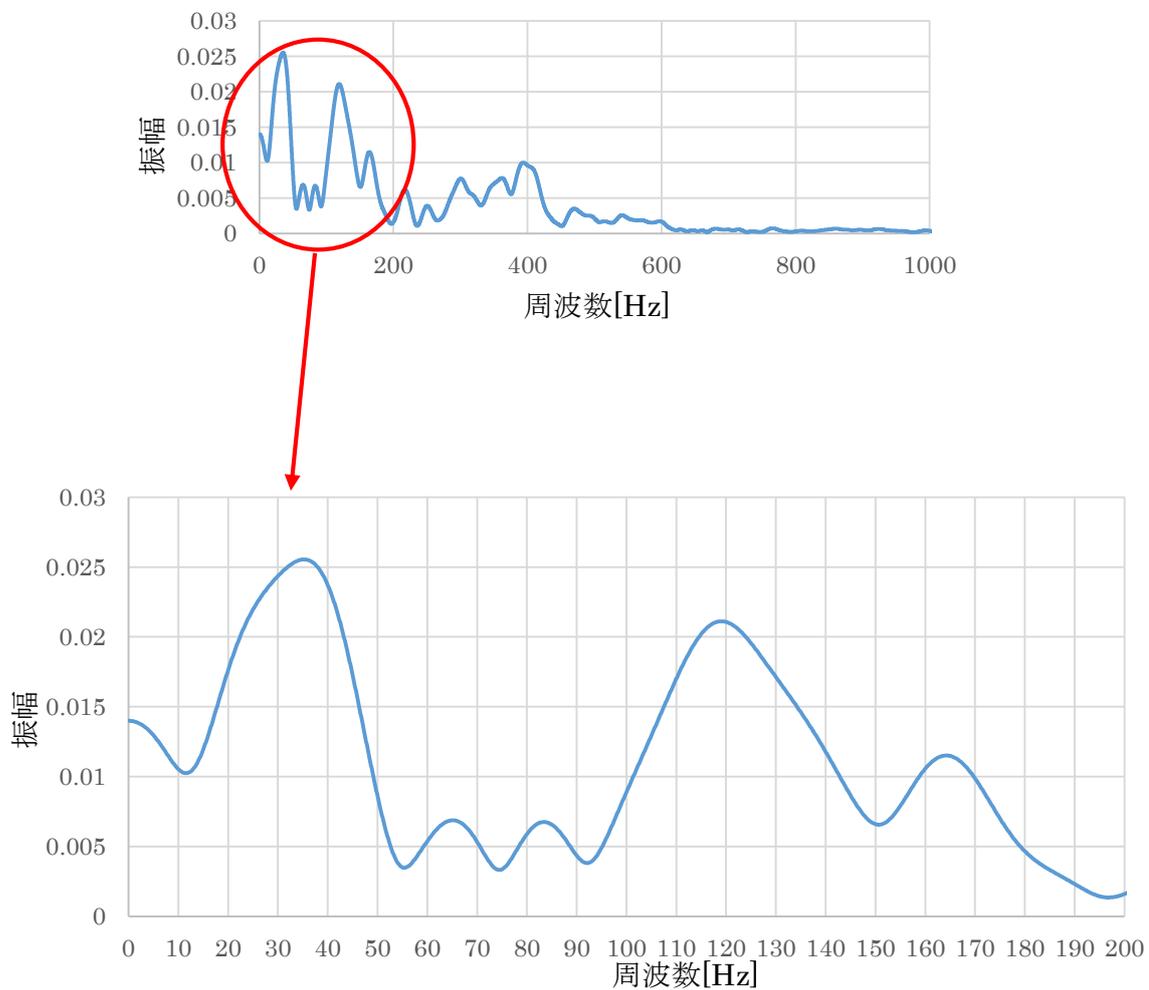


図 3-41 $\mu = 0.6$ における保持器 X 方向変位についての周波数応答(弾性体導入モデル).

3.3.5 考察

剛体解析モデルの場合と異なる結果のみ述べる。 $\mu=0.6$ (RI 発生時)における保持器変位の周波数応答のピークが $\mu=0.2$ における保持器重心の挙動について大きな違いが現れた。 剛体解析の場合は保持器が保持器自転回転数付近に現れた。 外輪に接触した後軸受中心へ向かうように跳ね返される。 一方弾性体解析の場合、0.05s までは転動体や外輪と接触しながら-Y 方向(重力方向)へ下がりそれ以降は外輪に沿うようなホワール運動をしている。

弾性体に置き換えた以外の変更点はないため、置き換えた際の保持器形状の変化がこれらの違いを引き起こす原因の一つだと考えられる。 剛体解析モデルの場合、保持器の穴は円筒型なのに対し弾性体導入モデルの場合は、メッシュが切られていて完全な円筒の形にはならず角柱型の穴になっている(図 2-6 参照)。 接触判定の際に弾性体保持器の穴を角柱とみなして計算している。 これにより接触状態が変わるため保持器挙動の違いが現れると考えられる。 接触力が働くことで保持器が変形するので剛体解析モデルの場合より幾何学的干渉が小さくなる。 これにより保持器のはね返り量が少なくなりホワール運動をしやすくなったと考えられる。

弾性体に置き換える際は、あらかじめモーダル解析を行い得られた固有モードを低次のものから重ね合わせるという方法がとられている。 この場合、局所変形のような高次のモードを表現させるには取得するモード数を多くしなければならない。

固有モード数依存性を考察するために、弾性体導入モデルで用いたモード数が 15 の場合と 40 の場合の解析結果を比較した。 まず、モード数 15 の場合を示す。 $\mu=0.6$ のモデルの保持器形状について、開始から 0.05264 秒の状態を図 3-42 に示す。 転動体_0 が保持器に接触し摩擦力が働いている。 この力を受け 0.05268 秒では図 3-43 のような形状になった。 接触部が外側に広がると同時に右下部分が内側にへこみ左下部分が外側に広がっている。

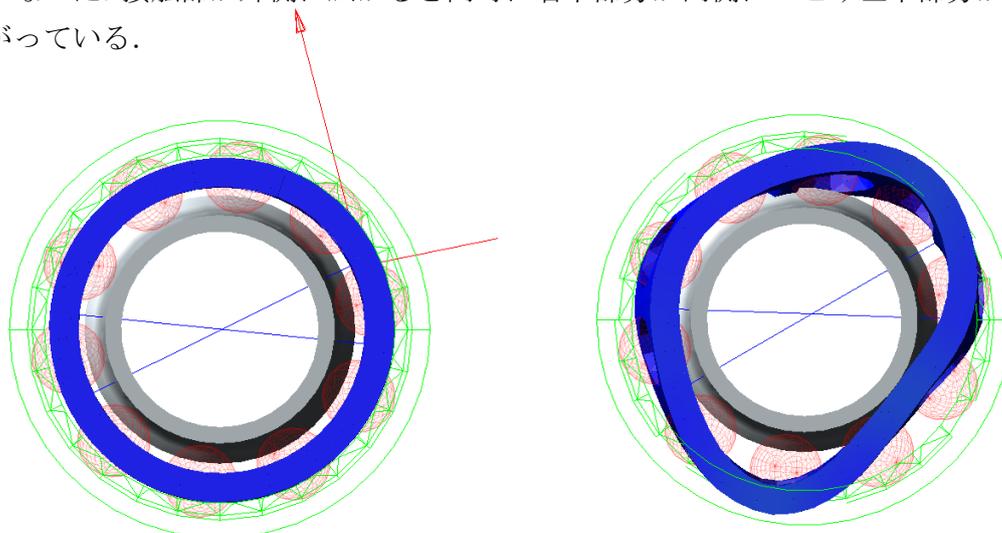


図 3-42 $\mu=0.6$, 0.05264 秒後の保持器形状。 図 3-43 $\mu=0.6$, 0.05268 秒後の保持器形状。

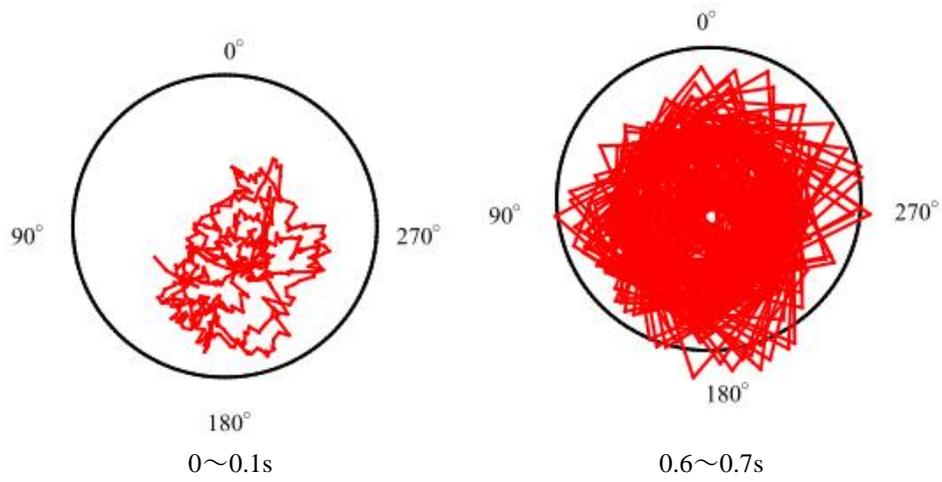
モード数を 40 個に増やした解析においてはこの時間前後で接触が起こらなかった。これは明らかに、取得したモード数によって変形形状が変化し他の要素との接触状態が変化していることを示している。固有モードの重ねあわせで表現される形状が妥当なものなのか、固有モードをどの程度の個数まで取得すればいいのかを確認するためには、保持器に接触荷重を加える実験や保持器の接触に関する有限要素解析を行う必要がある。

3.4 実験値との比較

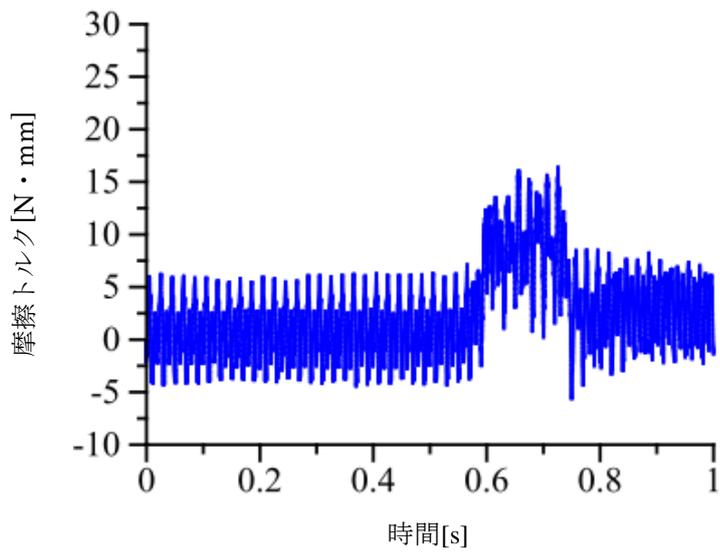
本研究で解析した弾性体導入モデルの保持器重心の軌跡・摩擦トルク・周波数応答を、実際に軸受を回転させた実験結果^[10]と比較する。実験では、塗布する潤滑油の量を変化させて(4 mg, 12 mg)、保持器の挙動及び摩擦トルクを比較している。RI が発生している本研究の $\mu = 0.6$ の場合と実験の 4 mg, RI が発生していない本研究の $\mu = 0.2$ の場合と実験の 12mg をそれぞれ比較し、RI が発生している場合としていない場合の各データの傾向を考察した。

3.4.1 保持器重心の挙動, 摩擦トルク

RI が発生している 4 mg の場合の保持器重心軌跡と摩擦トルクを図 3-44 に示し、RI が発生していない 12 mg の場合の保持器重心軌跡と摩擦トルクを図 3-45 に示す。

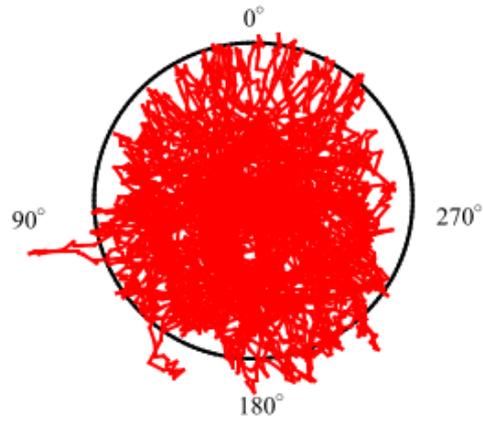


(a)保持器重心の軌跡

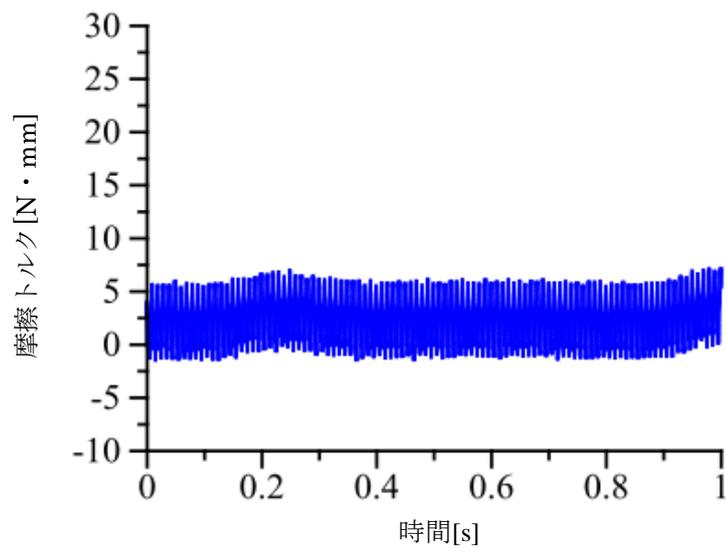


(b)摩擦トルク

図 3-44 油量 4 mg, 回転速度 6000 rpm における保持器の挙動と摩擦トルク.



(a)0~1 s における保持器重心の軌跡



(b)摩擦トルク

図 3-45 油量 12 mg, 回転速度 6000 rpm における保持器の挙動と摩擦トルク.

3.4.2 保持器変位の周波数応答

保持器重心の X 方向(水平方向)の変位についての周波数応答を図 3-46 に示す。4mg(RI)におけるピークは 39Hz, 1170Hz, 2430Hz であり, 12mg(非 RI)におけるピークは 39Hz, 72Hz である。保持器自転速度とその 2 倍, 及び RI 発生時は保持器の固有振動と思われる周波数に依存していることがわかる。

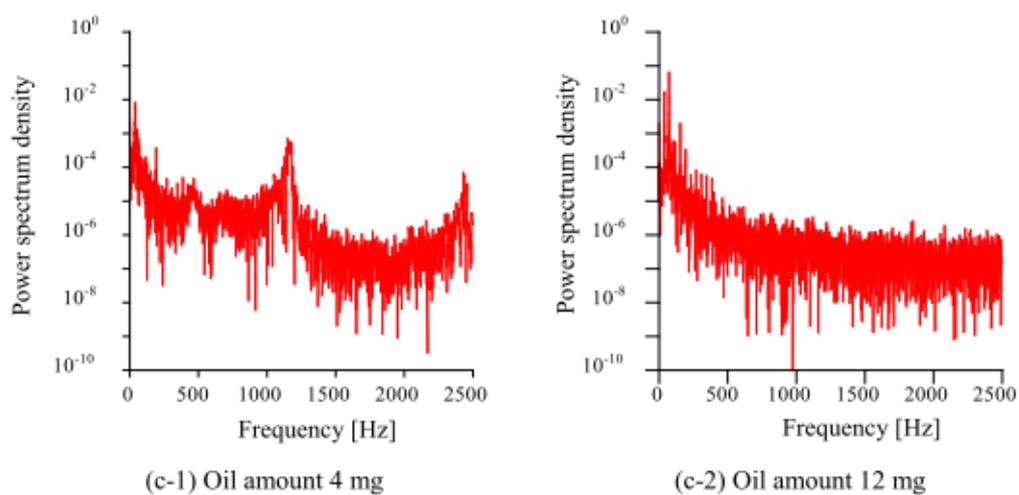


図 3-46 保持器重心 X 方向変位の周波数応答(実験値).

3.4.3 考察

最初に，保持器重心の挙動と摩擦トルクについて考察する．

RI が起きている場合，保持器がすき間をくまなく運動しているという点で解析と実験の傾向が一致した．摩擦トルクについては RI が起きている時に大きくなるという傾向は一致したがトルクの絶対値は解析の方が大きくなった．

RI が起きていない場合，保持器挙動について実験と解析で傾向が異なった． $\mu=0.2$ の 0.5s 以降でホワール運動をするものの転動体や外輪と接触しながら-Y 方向(重力方向)へ下がる運動が，ホワール運動を示す実験結果と一致しない．摩擦トルクの変化が少ないという傾向は一致したがトルクの絶対値は解析の方が大きくなった．

非 RI 時のホワール運動の有無は，保持器-転動体及び保持器-軌道輪間の摩擦力が実験と解析で異なることが原因だと考えられる．摩擦トルクについては，解析モデルにおける摩擦トルクの測定方法が実験と異なることが原因の一つだと考えられる．

次に，保持器変位の周波数応答について考察する．

保持器自転速度付近で現れるピークについては実験と解析が一致した．実験の非 RI 時に現れる自転速度の 2 倍のピークは解析では現れなかった．また，実験の RI 時に現れる，固有振動と思われる高周波数のピークが解析では現れなかった．現れない原因として，保持器にかかる接触力が挙げられる．保持器重心の軌跡の解析結果において，外輪に沿うホワール運動が一部で見られる．ホワール運動のように接触の際入射角が大きいと法線方向の接触力が小さくなる．接触力が小さくなることで保持器の固有振動が励起されなかったと考えられる．

第4章 結論

4.1 総括

本論文では、保持器の弾性変形を考慮した転がり玉軸受の機構解析を行った。保持器不安定現象(RI)時の保持器挙動に着目し、摩擦トルク・接触力・転動体-軌道輪間の摩擦係数との関係を論じ、実験結果と照らし合わせた。

その結果、RI 時の摩擦トルクの変化について実験と解析において定性的な一致を得ることができた。保持器挙動についてはホワール運動の有無という点で定性的な一致は得られなかった。

4.2 今後の展望

考察で述べたように、保持器にかかる摩擦の定義を変更する必要がある。本研究で用いた解析モデルでは、法線力に対して一定の摩擦係数をかけるという定義をしている。つまり境界潤滑状態とみなしている。しかし保持器表面にも潤滑油が塗布されているため、保持器の摩擦においても油膜厚さを考慮した接線力を定義する必要があると考えられる。

弾性体に置き換えた保持器の形状を基に保持器の接触判定がなされるため、接触すると予想される部分のメッシュ密度を高くすることで実際の保持器の接触状態に近くなる。計算時間を抑えながら、実際の接触との大きな違いが現れない範囲で保持器のメッシュを切らなければならない。このメッシュ密度を考察する必要がある。

軸受内部の潤滑油によって引き起こされる接触力の減衰や保持器の粘弾性特性を考慮していない。また、作動滑りやジャイロ滑り、スクイーズ効果などの力要素も本解析モデルでは省略した。これらの要素を導入することができれば、より妥当性が確認できるようなモデルを構築し軸受損傷のメカニズム解明に貢献できると思われる。

参考文献

- [1] 井澤克彦・市川信一郎, 高速回転ホイール(高速回転ホイール開発を通しての知見), 宇宙航空研究開発機構研究開発報告, pp. 1-84 (2008).
- [2] J.ブレンドライン・P.エッシュマン・L.ハスバルゲン・K.ワイガンド(吉武立雄訳), ころがり軸受実用ハンドブック, 岡本純三監修, 工業調査会, p.17(1996).
- [3] 小原新吾, 転がり軸受の保持器挙動解析, 設計工学 Vol.40 No.10, pp. 29-33 (2005).
- [4] 坂口智也・上野馨, 円筒ころ軸受の保持器挙動解析, NTN technical review No.71, pp. 8-17 (2003).
- [5] 加藤孝久・益子正文, トライボロジーの基礎, 培風館, p.28(2004)
- [6] B.J.Hamrock and D.Dowson, Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts, Part II - Ellipticity Parameter Results, Transactions of the ASME Journal of Lubrication Technology Vol.98, pp.375-378 (1976).
- [7] 村木正芳・木村好次, 潤滑油のトラクション特性に関する研究(第2報)-非線形粘弾性モデルによるトラクションの熱的解析-, 潤滑 Vol.28 10号, pp.753-760 (1983).
- [8] Luc Houpert, Ball Bearing and Tapered Roller Bearing Torque: Analytical, Numerical and Experimental Results, Tribology Transactions Vol.45 3 pp.345-353 (2002).
- [9] Craig.R.R and Bampton.M.C.C, Coupling substructures for dynamic analysis, AIAA Journal Vol.6 No.7, pp.1313-1319(1968).
- [10] 菅沼憲太郎, 宇宙用油潤滑玉軸受における保持器挙動と摩擦トルクの関係, 首都大学東京大学院工学研究科航空宇宙工学専攻 2006年度修士論文, (2007).

謝辞

本研究は酒井教授，泉准教授のご指導の下で行われました．ご多忙にもかかわらず一年間指導してくださり深く感謝申し上げます．田中助教にはマルチボディダイナミクスの勉強のため夏学期中毎週輪講会を開いてくださり，中間発表の際には大変お世話になりました．ありがとうございました．

軸受の解析を始めるにあたって先行研究や参考資料など研究に必要な情報を提供してくださり，解析結果の考察・今後の解析方針を提案してくださった宇宙航空研究開発機構の小原様，間庭様，打ち合わせの場をセッティングしてくださった同社西本様・清水様・社会連携講座の研究会を開いてくださった東京大学の井上准教授に感謝申し上げます．

MSC ソフトウェア株式会社様には，機構解析ソフトウェア **Adams** を提供していただきました．同社の山中様には不具合の解決，効率のいい解析方法など，モデリングについてのアドバイスをいただきました．深く感謝いたします．

研究室のいい環境にも助けられ研究を進めることができました．遊ぶときは楽しく遊び，研究するときは黙々と研究するというメリハリのある生活を提供してくれました．院試勉強の時期も卒論執筆の時期も非常に居心地がよかったです．M1 になってからもこの雰囲気を継続できるように努力いたします．

最後に，本研究および卒業論文を書く上でお世話になった皆様に感謝申し上げ，以上を謝辞といたします．

以上

p.1~p.51 完

平成 26 年 1 月 31 日提出
指導教員 酒井 信介 教授
120210 館 祐樹