

# 動圧軸受( S G B )の潤滑油漏れに関する研究

## Research on Lubricant Leakage in Spiral Groove Bearing

荻本健治 T. OGIMOTO 高橋 毅 T. TAKAHASHI

In recent years, bearings for spindle motor have been required of high rotating accuracy under high-speed rotation along with remarkable improvement of storage capacity and processing speed in digital devices. In order to comply with such requirement, Spiral Groove Bearing (SGB) has been adopted in the spindle motor.

Despite the excellent features, SGB has a practical problem of causing leakage of lubricant. Therefore, from the viewpoint of design, the critical issue is to establish certain countermeasure against the leakage.

This paper describes the analysis focused on the tapered radial clearance, which is the main cause of the leakage, and shows that it coincided with the experimental results.

**Key Words:** fluid dynamic bearing, radial clearance, lubricant leakage, spiral groove bearing

### 1. はじめに

近年、情報機器における記憶装置の記憶容量・処理速度の向上は目覚しく、それに伴いスピンドルモータの高回転精度・高回転速度化は著しく進んでいる。(一例のHDD: 図1参照)



図1 HDD装置  
HDD

従来、スピンドルには転がり軸受が用いられてきたが高回転速度化において、騒音・非繰り返し回転精度(NRRO)・耐衝撃性・耐振動特性・コンパクト性の点で要求性能を満たすことが難しくなってきた。

このような要求に対応して、流体動圧軸受(FDB), 中でも高い回転精度が期待できる油を潤滑流体としたスパイラル溝軸受(SGB)の適用が進んでいる。

SGBの特徴は、動圧溝のポンピング作用によ

り潤滑流体(潤滑油)を軸受すきま内に保持し、外部からの潤滑油の供給がなくても完全な流体潤滑状態(非接触状態)を保つことで、低騒音・低NRROが可能となる。また、油を潤滑流体にすることで、強いダンピング特性が得られ、耐衝撃・耐振動特性も兼ね備えている。

しかし、これら優れた特性を持ちながらも、実用上の問題として、しばしば、潤滑油が漏れ出すという現象が起こり、その対策が設計の重要ポイントとなっていた。

特にHDDへの適応においては、この潤滑油漏れ出しは磁気ヘッド・ディスクに対するコンタミネーションの発生であり、ならびに軸受性能劣化にも繋がり、スピンドルモータの致命傷となりかねなかった。

そこで本報では、Koyoにおいて解析した潤滑油漏れ出しのメカニズムと検証結果を報告する。

### 2. 潤滑油漏れのメカニズム

SGBは動圧溝のポンピング作用により、運転中は自己シールされる仕組みとなっている。にもかかわらず、連続運転中に潤滑油の漏れ出しが確認された。潤滑油の熱膨張ならびに姿勢変更、外部振動などによる潤滑油の動きはラジアル軸受部と大気との間に設けたキャピラリ・シール部(毛細管現象と表面張力を利用したシール機構)にて抑制される。それでもなぜ潤滑油が漏れるかについては、軸受内部で設計上意図せぬ潤滑油の流れが発生しているからに他ならないと考えられた。

潤滑油に流れを生む要因はいくつかあるが、本

報では、最も顕著な作用として現れたラジアルすきまの傾斜について考察する．図2にラジアルすきまの傾斜の概念を示す．ラジアルすきまが傾斜するとラジアル動圧軸受の対称性がくずれ、すきまの狭い側の発生圧力がすきまの広い側の発生圧力よりも高くなる．その発生圧力の差が、流れを生む原因となる．

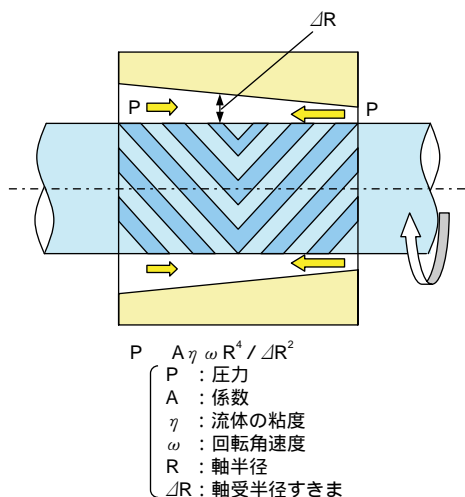


図2 ラジアルすきま傾斜による潤滑油の流れ  
Lubricant flow due to tapered radial clearance

### 3. 解析モデル

本報で用いた S G B の構成を図3に示す．

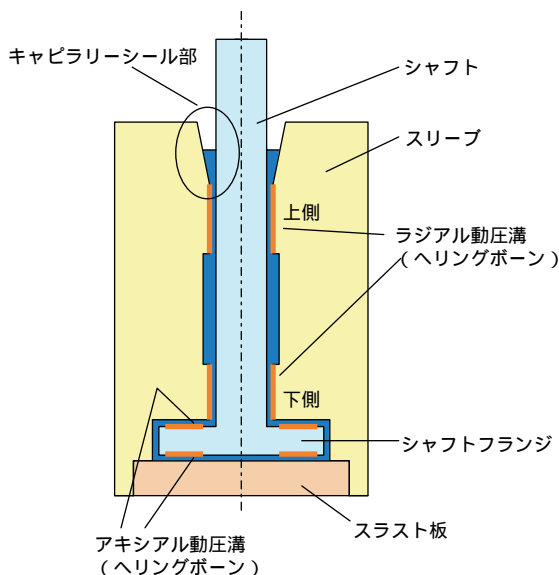


図3 解析モデル  
Analysis model

この S G B は軸回転型で、回転軸( シャフト )の上下2箇所にラジアル軸受部を設け、その動圧溝は対称型のヘリングボーン形状を用いている．そしてシャフトの底部端にフランジを設け、こ

の表裏面にアキシャル軸受を形成し、挟み込みタイプの表裏とも同一仕様の動圧軸受を形成している．この動圧溝もヘリングボーン形状である．また、上部ラジアル軸受から上端にかけてテーパ状にすきまを広げたキャピラリーシール部を形成している．

本来、ラジアルすきまの傾斜による潤滑油漏れを解析するのであればアキシャル動圧軸受を有さないラジアル動圧軸受のみを解析モデルとすべきであるが、数値解析において潤滑油の流れる力をそのまま潤滑油漏れ量に換算するためには、多くの仮定を設けなければならず、また検証実験における定量も難しい．

そこで、一端部( アキシャル動圧軸受側 )を密閉構造とすることで、ラジアル動圧軸受の潤滑油の流れる力が、軸方向発生圧力( アキシャル動圧軸受の発生圧力によらないアキシャル軸受部全体の雰囲気圧力 )となり、アキシャル浮上量が変化することに着目した．すなわち、アキシャル軸受部全体の圧力が高くなればシャフトは、フランジ上下の投影面積差により上部に動き、アキシャル軸受部全体の圧力が負圧になれば、同じ理由でシャフトが下部に吸い付く単純な現象を利用した．図4はこの現象の概略である．

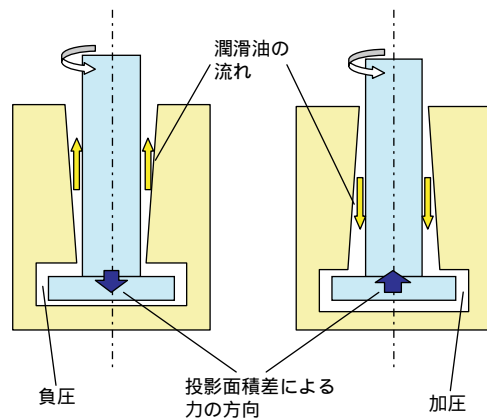


図4 潤滑油の流れと投影面積差による力の方向  
Lubricant flow and force direction due to difference in projection areas

したがって本モデルを使用することで、数値解析が容易となり、かつ検証においても、直接潤滑油の漏れ量を測定するよりもアキシャル方向の変位として捕らえられるので、確実な測定が可能となる．詳細な軸受諸元を表1に示す．

表1 軸受諸元

Specifications of analyzed SGB

ラジアル	軸径 : D	3.5mm
	溝タイプ	対称ヘリングボーン
	溝深さ / すきま	1
	溝角度	20°
	上部の軸受幅 / D	0.9
	下部の軸受幅 / D	0.7
	(平均)すきま	h
アキシアル	軸受外径	6.0mm
	軸受内径	4.0mm
	溝タイプ	ヘリングボーン
	溝深さ(表裏同じ)	0.006mm
	溝角度	14°
	溝本数	20本
	すきま	0.014mm

4. 解析手法

解析には、流体解析システムとして多用されているコントロールボリューム法(有限体積法)<sup>1)</sup>を用いて数値計算した。解析手法は、1個のラジアル動圧軸受をヘリングボーンで分割し、それぞれに所定のすきま、ならびにすきま傾斜を与えて発生圧力を数値計算し、その発生圧力の差が軸方向への流れを生む圧力とした。コントロールボリューム法によって得られたラジアルすきまの発生圧力分布の一例を図5に示す。

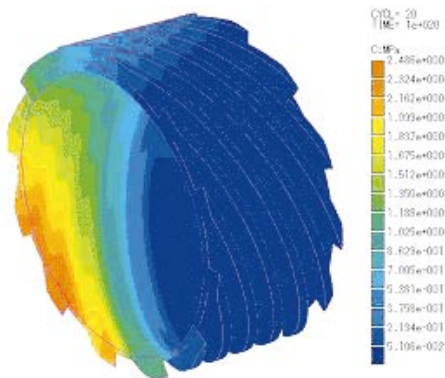


図5 コントロールボリューム法によるラジアルすきまの発生圧力分布

Pressure distribution of radial clearance by control volume method

次に、アキシアル動圧軸受の数値計算を実施し、挟み込みアキシアル動圧軸受での回転体自重を考慮した釣合すきまを求める。この釣合すきまに、ラジアル動圧軸受のすきまの傾斜による力(圧力×投影面積差)を考慮し、アキシアル方向の回転体の変位量として算出した。

5. 検証手法

解析したモデルに対して、ラジアル軸受の傾斜量とアキシアル変位量の関係を実験により定量することで解析結果の妥当性を検証した。

5.1 軸受すきま傾斜の同定方法

図6にすきまの模式図を示す。軸受すきまはスリーブ内径とシャフト外径をそれぞれ測定した値の差で求められるが、その傾斜は必ずしも直線的ではない。そこで軸受幅を7等分した位置での軸受すきまをそれぞれプロットし、その最小二乗近似直線の傾きから傾斜量を算出することとし、溝中心位置のすきまを軸受の平均すきまとした。

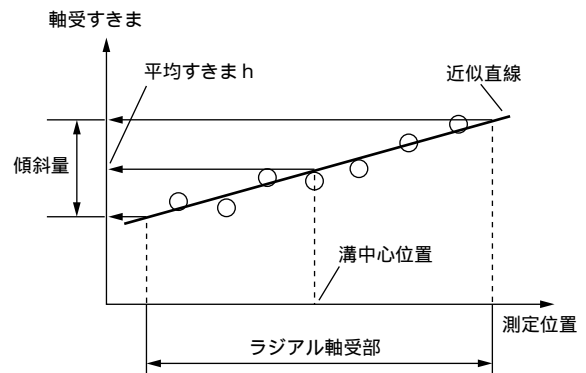


図6 軸受すきまの傾斜

Schematic diagram of tapered clearance

5.2 検証サンプル

上述の方法にて同定した傾斜量をパラメータとした検証サンプルの仕様を表2に示す。上側と下側のラジアル軸受傾斜量は  $-h/3 \sim +h/3$  まで  $h/12$  間隔でそれぞれ変化させた上、平均すきまは、傾斜のみの効果を明確にするため  $h$  と一定にした。

なお傾斜方向はすきまが下方(シャフトフランジ側)に向って広がる方向を+、上方(キャピラリーシール側)に向って広がる方向を-とした。

表2 試験サンプル

Configurations of investigated SGB

No.	すきま傾斜量	
	上側	下側
1 ~ 8	$-h/3 \sim +h/3$	0
9	0	0
10 ~ 17	0	$-h/3 \sim +h/3$

5.3 アクシアル変位の測定方法

シャフトをエアタービンにより回転させ、停止時からのタービンの変位量を非接触変位計により測定した値をアクシアル変位量とした。ここでシャフトとタービンの重さが解析モデルの回転体重量に相当する。

本来、潤滑剤の流れによる影響のみを検討するためには回転体重量を省くべきであるが、回転体重量を0にした実測は困難である。そこで、正姿勢、逆姿勢の両方向のアクシアル変位量を測定し比較することとした。図7(a), (b)にそれぞれエアタービン駆動による測定方法とその際のアクシアル方向の変位量を示す。

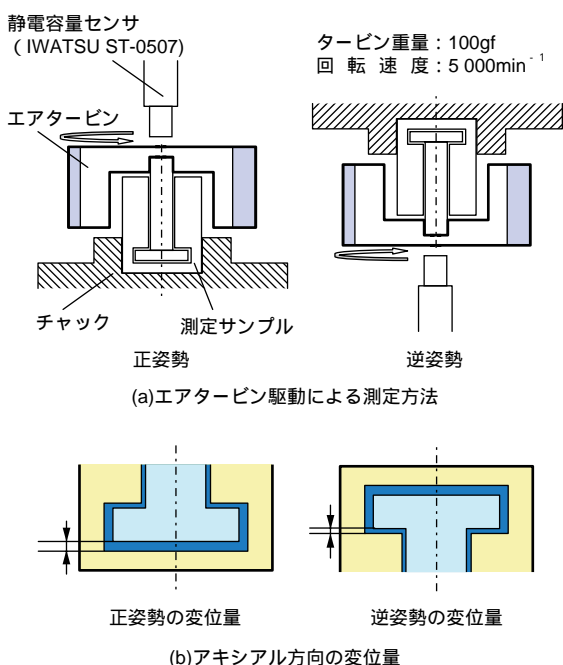


図7 アクシアル方向の変位量測定方法  
Measurement method of axial displacement

5.4 潤滑油漏れの観察

通常キャピラリーシール部には所定の潤滑油量が保持されているが、潤滑油が漏れ出す際はこのキャピラリーシール部の潤滑油量が増加する。この潤滑油量がキャピラリーシール部の容量を超えると、遂には漏れ出しへと至る。

ここではシャフトを固定し、スリーブをエアスピンドルにて5 000min<sup>-1</sup>で30秒間回転させた時の停止時からのキャピラリーシール部の潤滑油増加量を  $v$  として観察した。

キャピラリーシール部の潤滑油量はレーザ変位計により潤滑油液面深さを測定することにて算出した。図8は回転時における潤滑油の液面深さ測定(キャピラリーシール部の潤滑油量変化測定)についての概略である。

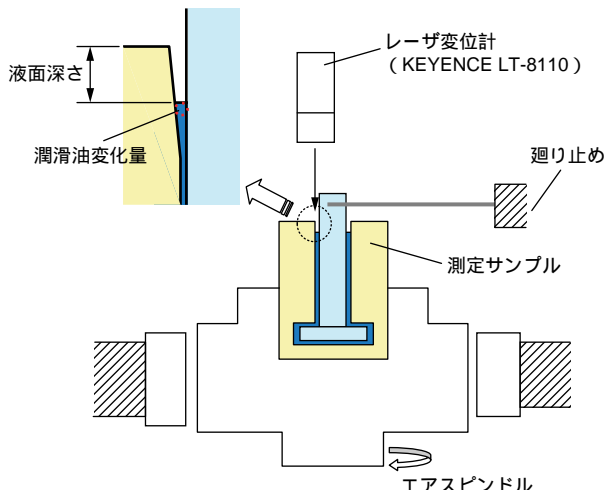


図8 潤滑油液面上昇量の測定  
Measurement of lubricant volume fluctuation in capillary seal area

6. 解析と実験結果

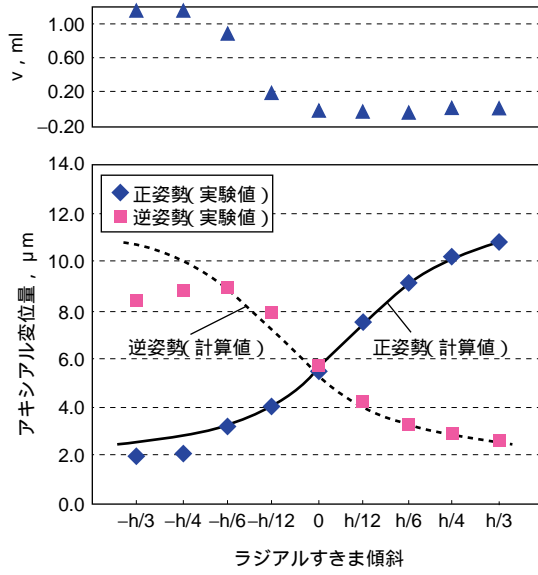
コントロールボリューム法による数値解析にて得られたラジアルすきま傾斜量に対するアクシアル変位量の関係、および検証実験によって得られた結果を図9(a), (b)に示す。

図9(a), (b)はそれぞれ上側のラジアルすきま傾斜とアクシアル変位量、下側のラジアルすきま傾斜とアクシアル変位量の関係である。

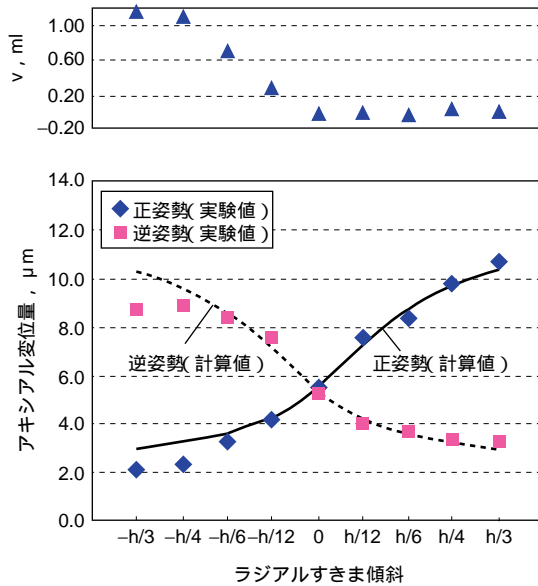
また、ラジアルすきま傾斜に対する潤滑油の増加量  $v$  をアクシアル変位量の上部に示した。

解析結果と検証実験結果はほぼ一致しており、アクシアル変位量がラジアルすきま傾斜0を対称にして、正姿勢と逆姿勢で逆転している。この結果より、潤滑油の漏れの要因として着目したラジアルすきまの傾斜は、ラジアル軸受の対称性をくずし、発生圧力の差を生み、その結果として、潤滑油の流れを与えていることが明確となった。

なお、すきま傾斜のマイナス側 ( $-h/6$ 以下)で検証実験との不一致が生じているのは、潤滑油の増加量(上昇量)が現れるのとほぼ一致している。これは、アクシアル動圧軸受部が負圧になり、エアが巻き込まれた結果、潤滑油液面が上昇していると考えられ、当然それら気液状態を考慮できない解析結果と検証実験のアクシアル変位量が異なったものと推察できる。また、逆姿勢の方が不一致大となっているのも正姿勢よりエアが混入しやすい(エアは軽く上昇の方が容易)ことで説明できる。



(a)上側



(b)下側

図9 すきま傾斜とアキシアル変位置

Relationship between tapered radial clearance and axial displacement

## 7. おわりに

本報では、流体動圧軸受の実用化の是非を決定させると言っても過言ではない潤滑油の漏れについて、数十水準のパラメータ試験ならびに種々の解析を試み、最も顕著な作用として現れ、致命的欠陥と成りかねなかったラジアルすきまの傾斜について報告した。

本報告での主な成果をまとめると以下の通りである。

- (1)ラジアル軸受すきまの傾斜により、ラジアル動圧軸受の対称性がくずれ、発生圧力に差が

生まれ、潤滑油に流れが起こり、潤滑油の漏れに繋がる。

- (2)その発生圧力差は、数値解析できることから、容易に予測できるものであり、設計上の工夫や加工上の寸法精度の制限により、潤滑油の漏れない流体動圧軸受が構成できることが明確になった。

## 8. 参考文献

- 1) Suhas V. Patankar: Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, hemis-pere Publishing Co., (1980).

## 筆者



荻本健治\*

T. OGIMOTO



高橋 毅\*

T. TAKAHASHI

\* 軸受事業本部 解析技術部