小型流体軸受における軸受端テーパシールからの 油漏れに関する基礎研究*

(第2報, 漏洩限界回転速度の理論的検討)

菱田 典明^{*1}, 橋本 賢樹^{*2}, 平山 朋子^{*1}
松岡 敬^{*1}, 矢部 寛^{*3}

Fundamental Study on Oil Leakage from Tapered Seal at the Ends of Fluid Film Bearing for Precision Equipments (2nd Report, Theoretical Study on Critical Speed for Oil Leakage)

Noriaki HISHIDA^{*4}, Masaki HASHIMOTO, Tomoko HIRAYAMA,
Takashi MATSUOKA and Hiroshi YABE

^{*4} Department of Mechanical Engineering, Doshisha University,
1-3 Miyakodani, Tatara, Kyotanabe-shi, Kyoto, 610-0394 Japan

Typical function of a tapered seal widely applied in the fluid film bearing is to prevent oil leakage when the rotor is rotating at a high speed. In this paper, the sealing capacity for oil leakage is discussed theoretically. The profile of meniscus is obtained by integrating Laplace's equation relating the surface tension and the pressure difference across the fluid surface, where the pressure difference is obtained by the pressure field analysis based on Navier-Stokes equation. Three kinds of probable situations, under which the meniscus burst and the consequent oil leakage may be induced, are supposed. The calculated results are summarized in a form of the critical rotational speed of the rotor for the combinations of the taper angle and the fluid depth.

Key Words: Tapered Seal, Fluid Seal, Oil Leakage, Fluid Dynamics, Surface Tension, Interfacial Phenomena, Lubrication

1. 緒 言

テーパシールは軸受端の一部をテーパ形状とし, 表面張力によるシール機能を利用して潤滑流体の漏洩を防止する装置である. 本研究では, 流体軸受に使用されるテーパシールを対象にし, スリーブ回転時の潤滑流体の漏洩防止性能について検討する.

第1報⁽¹⁾では, テーパシールについて, シール作動原理を明らかにするとともに, シール性能を評価するための指標値を提案し, いくつかのシール諸元・仕様に対して指標値を示した. この指標値はシール性能の優劣を示すものであるが, 使用機器によっては必要なシール特性の評価方法が異なってくることに留意しなければならない. 例えば, 回転速度の上昇, 衝撃, 軸の偏心, 形状精度, 異物侵入などに起因して生じる潤滑流体の漏洩の有無がその例である⁽²⁾⁽³⁾.

ところで, 前報で導入したシール指標値は, 流体圧

力が仮想ピストンに推力として作用するものとし, 単位体積の流体の移動に対する推力の増加割合がシール性能を表すものとして定式化したものである. つまり, 推力という代表された一つの力を用いてシール性能を定義している. しかし, スリーブの回転にともなって生じる流体の漏洩現象は推力だけで説明できるものではなく, シールすきま内の圧力分布による流体現象や, 流体と固体壁面の接触状態の変化などの影響による局所的な流動現象も含めて引き起こされるものである.

このような背景にたつて, 本報告では, スリーブ回転にともなうシール内流体の挙動の解析をもとにして, 流体の漏洩を誘引する要因を分析し, 漏洩限界について理論的に検討することとする.

2. 主な記号

本報告で用いる主な変数はつぎのようである. 小文字は有次元量を, 大文字は無次元量を示す. なお, 本報告では, 基本的には, 諸式は無次元化した形で表示する. なお, 第5章での具体的な数値解析に際しては, 有次元での寸法諸元を想定し, それに基づいて諸無次元パラメータの値を設定している.

* 原稿受付 2009年4月13日.

^{*1} 正員, 同志社大学大学院工学研究科(〒610-0394 京田辺市多々羅都谷1-3).

^{*2} 福井県工業技術センター(〒910-0102 福井市川合鷺塚町61字北稲田10).

^{*3} 正員, 名誉員, 元: 京都大学大学院工学研究科.

E-mail: ANA31146@nifty.com

- A : 流体界面の投影面積
 c_r, Ψ : 半径すきま, $\Psi = c_r / r_0$
 f, F : 力, $F = f / (p_a r_0^2)$
 p, P : 流体の圧力, $P = p / p_a$
 p_a, P_a : 周囲圧力, $P_a = p_a / p_a = 1$
 r, R : 半径方向座標, $R = r / r_0$
 r_0 : 軸半径
 R_1, Z_1 : スリーブ面上での界面端座標
 u, U : 流体の半径方向速度, $U = u / (r_0 \omega)$
 v, V : 流体の軸方向速度, $V = v / (r_0 \omega)$
 w, W : 流体の周方向速度, $W = w / (r_0 \omega)$
 z, Z : 軸方向座標, $Z = z / r_0$
 α : 流体と壁面の接触角
 δ : スリーブ壁面の傾斜角度
 σ, T : 表面張力, $T = \sigma / (p_a r_0)$
 μ, ρ : 流体の粘度, および密度
 ω : スリーブロータの回転角速度

また, つぎの無次元パラメータを用いる.

- J_0 : 密度パラメータ, $J_0 = \rho p_a r_0^2 / \mu^2$
 Λ : 回転速度パラメータ, $\Lambda = \mu \omega / p_a$

3. 流れ場および界面形状の解析

3・1 解析条件の設定 図1に, 本報告で対象とするテーパシールを模式的に示す. 軸とスリーブによって軸受が構成され, 軸受端でスリーブ壁面がテーパ状に加工されている. このテーパ部に作動流体が充たされており, 流体界面での表面張力によって流体を保持している.

シールすきま内の流体の挙動の解析に際し, 本報告では, 第1報と同様, 2ステップから成るモデルを適用する. 第1ステップはシールすきま域での流れ場の解析であり, 第2ステップは, 第1ステップで得た流

体圧力分布をもとにした界面形状解析である.

解析の手順は第1報⁽¹⁾でのそれと同様であるので, ここでは概略のみを述べる.

解析に際し, 以下の条件を設定する.

- ① 系は軸対称とする.
- ② 軸固定, スリーブ回転の構成とする.
- ③ 流体は非圧縮性ニュートン流体とする.
- ④ 流体の流れは定常層流とする.
- ⑤ 温度は一定で, したがって流体の密度, 粘度, 表面張力および接触角は一定であるとする.
- ⑥ 流体に作用する重力の影響は無視する.

なお, 実際にはシール延長上に軸受部が存在するが, 軸受油膜圧力は, 軸受すきま終端において, シール部での流れには影響を与えないとし, また, 軸受すきまからシールすきまへの流体の出入りはないとする.

3・2 流れ場の解析 流れ場の解析は, 第1報⁽¹⁾と同様, 図1に示した①-②-③-④で囲まれた台形状領域を対象にし, したがって, 流体界面は平面としている⁽⁴⁾.

上記の仮定の下で, 遠心力項以外の慣性力項を無視したときの Navier-Stokes の運動方程式, および流量連続の式は, 円柱座標系表示で, 以下のようになる.

$$-J_0 \Lambda \frac{W^2}{R} = -\frac{1}{\Lambda} \frac{\partial \bar{P}}{\partial R} + \left(\frac{\partial^2 U}{\partial R^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial U}{\partial R} + \frac{\partial^2 U}{\partial Z^2} - \frac{U}{R^2} \right) \quad (1)$$

$$J_0 \Lambda \frac{UW}{R} = \frac{\partial^2 W}{\partial R^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial W}{\partial R} + \frac{\partial^2 W}{\partial Z^2} - \frac{W}{R^2} \quad (2)$$

$$0 = -\frac{1}{\Lambda} \frac{\partial \bar{P}}{\partial Z} + \left(\frac{\partial^2 V}{\partial R^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial V}{\partial R} + \frac{\partial^2 V}{\partial Z^2} \right) \quad (3)$$

$$\frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} (RU) + \frac{\partial V}{\partial Z} = 0 \quad (4)$$

式(1)~(4)を, 図1中に記した境界条件のもとで解く. 数値計算には差分法 [SIMPLER 法⁽⁵⁾] を適用した.

3・3 界面形状の解析 3・2 で得られた圧力分布解 $\bar{P} = \bar{P}(R, Z; \Lambda)$ を用いて流体界面の形状解析を行う. 界面形状解析の基礎式は, 表面張力と圧力差の関係式 (Laplace の式), および Frenet-Serret による曲率の式を合成して得られ, 次式で表される⁽¹⁾⁽⁶⁾⁽⁷⁾.

$$Z'' + (1 + Z'^2) \cdot \frac{Z'}{R} - \frac{1}{T} (P_a - P) \cdot (1 + Z'^2) = 0 \quad (5)$$

ただし, $Z = Z(R)$, $Z' = dZ/dR$, $Z'' = d^2Z/dR^2$ である. また,

$$P = \bar{P}(R, Z; \Lambda) + P_0 \quad (6)$$

で, $\bar{P}(R, Z; \Lambda)$ は境界条件 $\bar{P}(1, 0; \Lambda) = 0$ の下での式(1)~(4)の解, P_0 は $(R, Z) = (1, 0)$ での圧力である. P_0 の決め方については第1報を参照されたい.

Fig. 1 Area for flow analysis and boundary conditions

式(5)に対する境界条件はつぎのように設定する。

- (i) 軸面上では、流体は、物理定数として与えられる接触角 α_0 [表1参照] をなすものとする。
- (ii) スリーブ面は、図1での点③より上部には撥油剤が塗布されているとし、流体界面はスリーブ面上では常にこの位置に保たれるものとする。スリーブ面上での接触角はシール作動条件 (スリーブ回転速度) により変化する。
- (iii) 流体は、スリーブ非回転時に、スリーブ面上での接触角がちょうど α_0 になるような量だけ注入されており、スリーブ回転時にも流体体積はこの値を保つものとする。

4. 流体漏洩の誘引要因の解析

4・1 界面形状の変化 ここではまず、スリーブ回転速度の上昇に伴う界面形状の変化について、例を用いて説明する。スリーブ壁面の傾斜角度を $\delta=10.0^\circ$ 、無次元液面高さを $Z_1=0.2$ とし、作動流体を後述の表1中の流体 I (合成油) としたときの界面直下での圧力分布と界面形状の計算結果を、スリーブ回転速度 (無次元量 A) をパラメータとして、図2(a), (b) に示す。

低回転速度域では流体界面は半円に近い形状を呈している。スリーブ回転速度の上昇に伴い、スリーブ壁

面近傍での圧力が大きくなり、界面はスリーブ壁面側では上昇し、流体体積が一定であるため、軸面側では界面は降下し、同時に最低部位が軸面側に移動する。さらに回転速度が上昇すると、スリーブ壁面近傍で界面は隆起し、図の条件の場合、無次元回転速度 $A=12.88 \times 10^{-5}$ で、スリーブ面上での接触角が最大値 $\alpha_{\max}$ ($=100^\circ$) に達する。それ以上の回転速度では、スリーブ面での接触角が限界値を超えることになり、これは、流体の漏洩発生を意味する。

4・2 漏洩誘引要因 以上のような考察を一般化して行くと、シールからの流体漏洩を誘引する要因として、つぎの3つが考えられる。

4・2・1 漏洩誘引要因(A) 上述のように、スリーブ回転速度の上昇とともに、スリーブ壁面での流体の接触角が大きくなり、ある回転速度で、接触角の最大値 (限界値) $\alpha_{\max}$ に達する。それ以上の回転速度では、スリーブ面上で、表面張力による流体保持能力が不足し、流体は漏洩することになる。このような漏洩誘引要因を、本研究では、「要因(A)」と呼ぶことにする。

なお、本研究では、軸対称条件を仮定している。実際のシールでは、特に高回転速度域では、円周方向への界面のうねりが生じ、これが流体の漏洩を促進すると考えられる。したがって、「要因(A)」は、漏洩限界速度の最大値を与えるものと解釈しなければならない。

4・2・2 漏洩誘引要因(B) 図2(a)において、スリーブの回転速度が高い場合には、流体界面直下の圧力は、スリーブ壁面側で、周囲圧力よりも高くなる。界面直下での圧力がちょうど周囲圧力と等しくなる半径位置を図中に記号「C」で示す。位置Cはスリーブ回転速度に応じて変化する。位置Cとスリーブ面上での界面位置 (記号「B」で表す) の間では、界面形状は上に凸、位置Cと軸面上での界面位置 (記号「A」で表す) の間では界面は下に凸となる [図2(b) 参照]。位置Cが界面形状の変曲点であり、この位置で界面形状の傾きが極大となる。

図2(b) では、位置Cでも界面形状の傾きは比較的緩やかであるが、シール諸元や作動条件によっては、この変曲点位置での界面の傾きが急峻になることも考えられる。スリーブ回転速度を上昇させたとき、スリーブ面上での接触角が最大値 $\alpha_{\max}$ となる回転速度に達するまでに、もし、位置Cでの傾きが無限大になるような状態が生じれば、これも1つの漏洩誘引要因となる。本研究ではこのような要因を「要因(B)」と呼ぶ。

「要因(B)」はつぎのように定式化できる。

式(5)を解析的に1回積分し、スリーブ面上で接触角が $\alpha = \alpha_s$ であるとの境界条件を用いると、

(a) Pressure distributions

(b) Meniscus profiles

Fig. 2 Pressure distributions and the corresponding meniscus profiles

Fig. 3 Explanatory figure for condition (B)

$$T\{R\cos\phi - R_1\cos(\alpha_s + \delta)\} = \int_R^{R_1} (P - P_a)RdR \quad (7)$$

を得る. ここに, $\phi = \cot^{-1}(dZ/dR)$ である. 位置 C の半径座標を R_c , 界面傾き角の補角を ϕ_c とすれば,

$$\cos\phi_c = \frac{1}{R_c} \left\{ \frac{1}{T} \int_{R_c}^{R_1} (P - P_a)RdR + R_1\cos(\alpha_s + \delta) \right\} \quad (8)$$

である. スリーブ回転速度が上昇し, 圧力 P が増加して, 式(8)の右辺の値が 1 に達したときが上述の「要因(B)」での限界となる.

式(7)あるいは式(8)の関係はつぎのように解釈できる. すなわち, 式(8)は, C-B 間で界面を介して存在する圧力差による力 $F_{p'}$

$$F_{p'} = 2\pi \int_{R_c}^{R_1} (P - P_a)RdR \quad (9)$$

が, スリーブ面上での表面張力の軸方向分力 F_1 [$= -2\pi R_1 T \cos(\alpha_s + \delta)$] と, 位置 C でそれより内周側の流体から受ける表面張力の軸方向分力 F_c [$= 2\pi R_c T \cos\phi_c$] の和と釣り合うという条件

$$F_c + F_1 = F_{p'} \quad (10)$$

に他ならない. 図3参照. 言い換えれば, 「要因(B)」は, 位置 C での局所的な表面張力の釣り合いの限界に注目したものである.

4・2・3 漏洩誘引要因(C) 流体が減圧されるとキャビテーションが発生し, これが流体漏洩の誘引要因となる可能性がある. このような要因を「要因(C)」と呼ぶ. なお, キャビテーションの主要原因には, ①蒸気圧よりも低い圧力になった場合, ②気泡核が存在し, 流体圧力が臨界圧力より低く, かつ, 気泡が成長する低圧持続時間がある場合, ③液体中に溶解している気体が過飽和になった場合, などがある⁽⁸⁾⁽¹⁰⁾.

ところでシールすきま領域内では, 流体に作用する遠心力のため, 第1報の図3の圧力分布の解析結果にも示されているように, 図1中の①の位置で圧力が最低となる. この位置での圧力は式(6)中の P_0 で与えられる. そこで, 「要因(C)」の指標値として, 圧力 P_0 を

用いることとする.

5. 結果と考察

5・1 解析条件 数値解析に際し, 作動流体として, 汎用のハードディスクスピンドル用潤滑油(合成油), および次報での実験結果との対比を考慮して, 参考として, 水 (20℃) を想定する. 各流体の物理定数等を表1に示す. また, シール諸元として, 軸半径を $r_0 = 6.0$ mm, すきま比を $\psi = c_r / r_0 = 0.01/6.0$ とする. なお, 接触角 α_0 は実験部品と同材質の試験片で, 最大接触角 $\alpha_{\max}$ は同試験片に典型的な撥油剤被膜処理を施した場合についての実測値をもとにして設定した.

表1に示した設定の下で, スリーブ壁面の傾斜角度 δ および液面高さ Z_1 をパラメータとし, それぞれの誘引要因による漏洩限界の回転速度 [無次元限界回転速度を A_{cr} とする] を求める. なお, 表1の仕様の場合, 無次元回転速度 $A = 1.0 \times 10^{-5}$ は, 流体 I (合成油) では, スリーブ回転速度 1290 min^{-1} に, 流体 II (水) の場合, 9653 min^{-1} に相当する.

5・2 誘引要因(A)および(B) 誘引要因(A)あるいは(B)による漏洩限界の回転速度の解析結果を, 流体 I および流体 II について, それぞれ, 図4(a) および (b) に示す. 図の計算条件範囲内では, いずれの流体についても, 漏洩限界は要因(A)によるものであり, 要因(B)による限界は生じなかった.

図より, スリーブ壁面の傾斜角度が小さいほど, また, 液面高さが小さいほど, 漏洩を生じる回転速度は高くなる. また, 水は油よりも高速回転に耐えることがわかる [注: 回転速度の無次元化の際の粘性係数が両流体で異なることを考慮し, 有次元での回転速度で比較する]. 漏洩を誘引する作用としての遠心力を規定する流体密度の差よりも, 保持能力をもたらす表面張力の差の方が大きく影響していることがわかる.

Table 1 Specifications of the fluids

	Fluid I	Fluid II
Material	Synthetic oil	Water
Physical properties		
Density ρ [kg/m ³]	925.5	998.2
Viscosity μ [Pa·s]	0.00750	0.00100
Surface tension σ [N/m]	0.0304	0.0728
Contact angle α_0 [deg]	15.0	3.0
Max. contact angle $\alpha_{\max}$ [deg]	100.0	100.0
Dimensionless parameters		
Density parameter J_0	6.0×10^7	3.63×10^9
Surface tension parameter T	0.50×10^{-4}	1.20×10^{-4}

つぎに、図4(a) および (b) において、 δ については $2.5^\circ \sim 20^\circ$ を 2.5° 毎に、 Z_1 については $0.05 \sim 0.25$ を 0.05 毎に、合計 $8 \times 5 = 40$ 個の格子点について、各条件下での漏洩限界回転速度を、流体界面の無次元投影面積 A $[= \pi(R_1^2 - 1)]$ に対して、両対数線図上にプロットする。結果を図5に示す。いずれの流体の場合も、漏洩限界回転速度は、界面投影面積 A に対して極めてよい直線関係にあり、その傾きがほぼ -1 であることから、両者は、大略、反比例の関係にあることが分かる。

最小自乗法による近似式 [図中に破線で示す] とばらつきの幅は、

$$\text{流体 I} : \Lambda_{cr} = (2.854 \pm 0.126) \times 10^{-5} / A^{1.027} \quad (11)$$

$$\text{流体 II} : \Lambda_{cr} = (0.5233 \pm 0.0235) \times 10^{-5} / A^{1.069} \quad (12)$$

であり、ばらつき幅は $\pm 4.5\%$ 程度である。

図5は、スリーブ面傾斜角度と液面深さの組み合わせに応じて形状が異なる対象に対する解析結果を同一線図に集めたものであり、また、流れ場解析と界面形状解析という独立した2つの解析ステップを経て得られたものである。それに関わらず、図のような良好な直線性が得られているのには、そこに何らかの物理

(a) Fluid I (Synthetic oil)

(b) Fluid II (Water)

Fig. 4 Critical rotational speeds for fluid leakage

Fig. 5 Summarized plots of critical

Fig. 6 Calculated results of minimum

的因果関係が存在するようにも考えられるが、筆者らは未だその説明を得るには至っておらず、今後の検討課題としたい。

5・3 誘引要因(C) シールすきま内での最低圧力は、前述のように、図1の点①での圧力 P_0 である。圧力 P_0 はスリーブ回転速度が大きくなるほど低下する。もし、誘引要因(A), (B)による限界回転速度よりも低い回転速度でキャビテーションが生じるならば、誘引要因(C)による漏洩発生が支配的となる。そこで、スリーブ回転速度としては、図4で示される誘引要因(A), (B)による漏洩限界回転速度とし、そのときの最低圧力値を調べる。結果を、図5と同様、40個の格子点について、無次元界面投影面積に対してプロットし、図6に示す。これより最低圧力は、大略、 9×10^4 Pa 程度あるいはそれ以上であることが分かる。

4・2・3 節で挙げた現象①については、例えば、流体II (水) の蒸気圧 2340 Pa (20°C) に比して上記の値は十分に大きく、現象②も含めて、要因(C)を引き起こすほどの低圧にはなりえないことから、これら2現象については考慮しなくてもよいと結論できる。

現象③については、仮に静止状態で飽和状態まで空

気が溶解しているとして、これに対してスリーブ回転によって減圧域が生じ、飽和溶解度が小さくなったとすれば、気泡が発生する可能性はある。

しかしながら、空気の溶解状態は環境によって大きく変化する。そこで、本報告では、誘引要因(C)については、図6を示すとともに、現象③の過飽和によるキャビテーションを誘引要因とする漏洩に注意する必要があるとのコメントにとどめる。

5・4 スリーブ面接触角の影響 図4の結果は、スリーブ面上の撥油剤塗布位置での最大接触角を、表1に示したように、 $\alpha_{\max}=100^\circ$ と設定して求めたものである。しかし、最大接触角は多くの要因に影響され、その値は確たる物理定数であるとは言い難い。そこで、スリーブ面上での最大接触角の値が変化した場合に、限界回転速度が、図4で示した A_{cr} からどのように変化するかを解析した。結果を図7に示す。図7では、スリーブ面上接触角 α_s の変化に対する限界回転速度を、 $\alpha_s=100^\circ$ の場合の限界回転速度 A_{cr} に対する比の形で示している。接触角 α_s と回転速度 A の関係はシール形状〔スリーブ壁面傾斜角度 δ と液面高さ Z_1 の組み合わせ〕に依存する。そこで、図7では、前述した40個の (δ, Z_1) 格子点で与えられる各シール形状について接触角 α_s に対する回転速度 A を求め、それらの平均と、ばらつき幅を示す意味で、40個の格子点で与えられる (δ, Z_1) の組み合わせの中で、得られた A の値が、この平均値から隔たりが最も大きいケース〔図4中にM($\delta=20.0^\circ, Z_1=0.25$)、およびN($\delta=2.5^\circ, Z_1=0.05$)で示した格子点〕での結果を添えている。図7と図4を併用することにより、スリーブ面での最大接触角が変化したときの限界回転速度を推定することができる。

図7は、上とは逆に、縦軸の A/A_{cr} を独立変数とし、横軸の α_s を従属変数として読むこともできる。この場合は、図7は、スリーブ回転速度 A が変化したときの、スリーブ面上での接触角 α_s の変化を与える図表であるという意味を持つことになる。

6. 結 言

本報告では、精密小型流体軸受に用いられているテーパシールを取り上げ、スリーブ回転によって生じる流体の漏洩について理論的に検討した。本研究で得られた主な成果はつぎのようにまとめることができる。

- (i) テーパシールを有するスリーブを回転させた場合について、流れ場の解析結果と界面形状解析結果をもとに、テーパシールからの流体漏洩について検討し、3種の誘引要因を提示した。
- (ii) スリーブ壁面の傾斜角度と液面高さをパラメー

Fig. 7 Relationships between rotational speed and contact angle value on sleeve surface

タとして、流体漏洩を引き起こす限界回転速度を求め、図表の形に整理して示した。

- (iii) 作動流体が同じ場合、流体漏洩限界回転速度は、流体界面の投影面積にほぼ反比例することを見いだした。

なお、本研究ではテーパシールの回転による流体漏洩の誘引要因として、界面における力の釣り合いおよびキャビテーションを取り上げた。しかし、実際の使用環境における漏洩現象には、軸の振れまわりによって生じる界面の波動、部品精度に起因する圧力分布のアンバランス、加速・減速時の界面からの空気の巻き込み、異物の混入や摩耗粉の循環、その他の多くの誘引要因があり、通常はこれらの複合現象として生じるものである。また、本報告では、テーパシール部に連なる軸受すきま域での流れはシール域の流れに影響を及ぼさないものと仮定して解析した。実際には軸受すきま内での圧力分布や流動の乱れもシールすきま域の流れに大きく影響し、ひいては、テーパシールからの流体漏洩に影響を及ぼす。本報告の解析ではこれらの副次的な要因の影響を考慮していないことを注記しておく。

文 献

- (1) Hishida, N., Hashimoto, M., Hirayama, T., Matsuoka, T., & Yabe, H., Fundamental Study on Oil Leakage from Tapered Seal at the Ends of Fluid Film Bearing for Precision Equipments - 1st Report: Proposal of Sealing Capacity Index, *Transactions of JSME, Ser. C*, Vol. 75, No. 751 (2009), pp. 727-734.
- (2) Hajota, K., Technical Trend of Spindle Motor for Hard Disk Drive, *The Tribology*, No. 246, (2008), pp. 39-43.
- (3) Ogino, T. and Takahashi, T., Research on Lubricant Leakage in Spiral Groove Bearing, *Koyo Engineering Journal*, No. 165, (2004), pp. 65-69.
- (4) Hirt, C. W., Nicols, B. D & Hotchikiss, R. S., SOLA-VOF:

- A Solution for Transient Fluid Flow with Multiple Free Boundaries, Los Alamos Scientific Laboratory, (1980), pp. 1-32.
- (5) Patanker, S. V., (translated by Mizutani, Y. and Katsuki, S.), Numerical Analysis of Heat and Flow Using Computer, Morikita Publishing, (1985), pp. 116-124.
- (6) Ono, S. (edited by Koide, S. and Otsuki, Y.), Surface Tension, Kyoritsu Publishing, (2005), pp. 14-16, 46-48.
- (7) Gennes, P. G., Quéré, D., & Brochard, W. F., (translated by Okumura, K.), Physics of Surface Tension, Yoshioka Publishing, (2008), pp. 32-37.
- (8) Nakahara, T., Fluid Film Behavior – Cavitation, *J. of Japan Society of Lubrication Engineering*, Vol. 26, No. 3, (1981), pp. 146-152.
- (9) Prandtl, L., (translated by Shirokura, M., Tachibana, F., Akiyama, M., Shioji, S., Sanokawa, Y., & Fukui, T.), Führer durch die Stromungslehre, Corona Publishing, (1969), pp. 257-263.
- (10) Suzuki, N., Handbook of Fluid Dynamics, Japanese Society of Fluid Dynamics, Maruzen Publishing, (1998), pp. 526-529.
-