

液体メニスカスが局在する固体平行平面間に生ずる液体反力の解析 (接触角が変化する場合)

C9

鳥取大・院（学）＊松本 俊二
鳥取大・工（正） 松岡 広成

鳥取大・院（学） 森下 裕司
鳥取大・工（正） 福井 茂寿

1. はじめに

ハードディスク装置のさらなる高記録密度化のためには浮上量の低減が必須であり、新しいヘッドディスクインターフェイス(HDI)の方式としてコンタクト方式の研究が進められている^[1]。このコンタクト方式では、従来の空気浮上方式とは全く異なる解析や設計が必要となる。その一つとして、ヘッドと液体膜の接触部に形成されるメニスカスが挙げられるが、最近ようやく、動的なメニスカス解析の例として、非常に狭いすきまで隔てられた固体面間に液体のメニスカスを局在させ、固体面を微小振動させた場合の液体反力の基本動特性が明らかにされつつある^[2, 3]。

本研究では、液体メニスカスが局在する非常に狭い固体平行平面間で、固体上面を微小振動させた場合の液体反力の理論解析を接触角が変化する場合について行い、その基本動特性を明らかにするとともに、境界位置が変化する場合^[2]と詳細に比較した。

2. 解析モデルおよび基礎式

2.1 メニスカス形状

本研究では、Fig. 1のように、平行平面間における2通りのメニスカス形状について、液体反力の解析を行った。

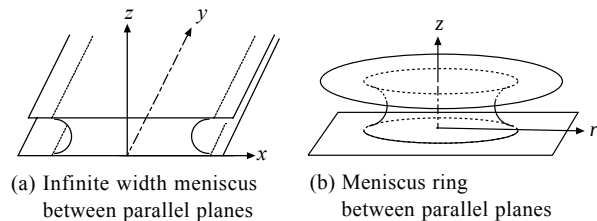


Fig. 1 Geometry of solid surface and meniscus

2.2 解析に用いる仮定

液体反力の解析を行うにあたり、以下の仮定を用いた。

- (1) 液体は非圧縮である。
- (2) 熱力学的に平衡である。
- (3) 液体膜の境界位置は固定し、接触角変化を考慮する。
- (4) 上面の振動は平均すきま h_0 と比較して十分小さく、その微分も十分小さい。つまり、
 $h(t) = h_0(1 + \delta(t))$, $\delta(t) \ll 1$, $\dot{\delta}(t) \ll 1$ である。
- (5) 固体表面は平滑である。
- (6) メニスカスの断面形状は、常に円の一部分である。
- (7) 局在する液体膜の全質量は変化しない。
- (8) h/l_{10} , h/r_{10} は十分小さい。

2.3 上面の微小振動によるメニスカスの変化

本研究では、Fig. 2(a)のように、境界位置を固定し、接触角変化を考慮した(仮定(3))。また、Fig. 2(b)のように、境界位置変化を考慮し、接触角を 0° とした解析モデル^[2]との比較を行った。

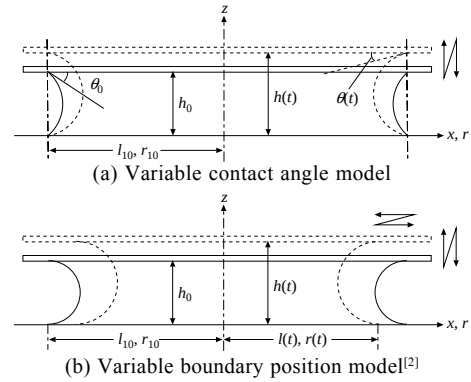


Fig. 2 Analytical models

2.4 解析に用いる基礎式

液体反力の解析を行うにあたり、流体潤滑の式である Reynolds 方程式は次式で与えられる^[4]。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 12\eta_0 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (1)$$

また、メニスカスが形成される境界位置での圧力は Laplace 圧力とし、次式で与えられる^[5]。

$$p_2 - p_1 = -\gamma \left(\frac{1}{r_m} - \frac{1}{r_l} \right) \quad (2)$$

ここで、 p_1, p_2 は気体および液体の境界面近傍での圧力であり、 r_m, r_l はメニスカスの縦断面、横断面の曲率半径、 γ は液体の表面張力、 η_0 は液体の粘性係数である。

3. 解析結果

3.1 接触角

微小振動するすきま量 $h(t) = h_0(1 + \delta(t))$ に対して、接触角が $\theta(t) = \theta_0(1 + a\delta(t))$ の形で求まる。これは、上面が平均すきま h_0 から $\delta(t)$ の割合で変動すると、接触角は θ_0 から $a\delta(t)$ の割合で変動することを示している。ただし、 a は式(3)のようになり、 $0 < \theta_0 < \pi/2$ において $a < 0$ である。

$$a = \frac{(\pi - 2\theta_0)(\tan^2 \theta_0 + 1) - 2 \tan \theta_0}{2\theta_0(\tan^2 \theta_0 + 1)\{(\pi - 2\theta_0)\tan \theta_0 - 2\}} \quad (3)$$

つまり、すきま量が増加すると、液体の質量を一定に保つために、メニスカスの接触角は小さくなる(Fig. 2(a)参照)。

Fig. 3 は、平均の接触角 θ_0 と接触角変化の割合の係数 a との関係を表したグラフである。

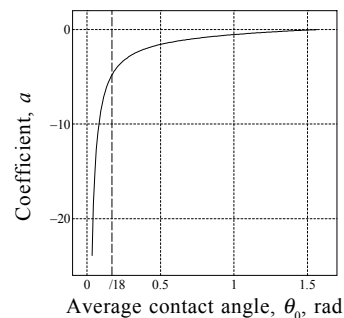


Fig. 3 Relation between average contact angle and coefficient a

ここで、係数 a は、 θ_0 が $a\delta(t)$ の割合で変動することから、1 のオーダー以下である必要がある。よって、Fig. 3 より、接触角 $\theta(t) = \theta_0(1+a\delta(t))$ の適用範囲は、 θ_0 が $\pi/18$ 程度 (約 10°) から $\pi/2$ 程度のときであることが分かる。

3.2 平行平面間・円環メニスカスの解析結果

第2章で述べた仮定および基礎式より導出した液体反力の式を以下に示す。

・発生圧力 $p(r, t)$

$$p(r, t) = \frac{3\eta_0}{h_0^2} (r^2 - r_{10}^2) \dot{\delta}(t) + \frac{2\gamma}{h_0} \cos\theta_0 (1 + \theta_0 a \tan\theta_0) \dot{\delta}(t) - \gamma \left(\frac{2}{h_0} \cos\theta_0 - \frac{1}{r_{10}} \right) \quad (4)$$

・負荷容量 $F(t)$

$$F(t) = -\frac{3\pi\eta_0 r_{10}^4}{2h_0^2} \dot{\delta}(t) + \frac{2\pi\gamma r_{10}^2}{h_0} \cos\theta_0 (1 + \theta_0 a \tan\theta_0) \dot{\delta}(t) - 2\pi\gamma r_{10}^2 \left(\frac{1}{h_0} \cos\theta_0 - \frac{1}{2r_{10}} \right) \quad (5)$$

式(4)、(5)より、圧力および負荷容量は、右辺第1項が粘性によるスクイズ項(減衰項)、第2項が動的Laplace圧によるばね項、第3項が静的Laplace圧によるメニスカス力項とで表わされることがわかる。

接触角 θ_0 は、ばね項およびメニスカス力項に影響し、スクイズ項には影響しないことがわかる。また、境界位置変化の場合の解析結果^[2]と比較すると、スクイズ項は同じであるが、ばね項およびメニスカス力項が異なる。

Fig. 4は、式(4)に以下のようなパラメータを用いることによって得られた圧力分布のグラフである。

$$\begin{aligned} f &: 100 \text{ Hz} & \gamma &: 75 \times 10^{-3} \text{ N/m} \\ h_0 &: 0.5 \text{ } \mu\text{m} & \delta &: 1.0 \times 10^{-3} \sin(\omega t) \\ r_{10} &: 5.0 \text{ mm} & \eta_0 &: 1.0 \times 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s} \\ \theta_0 &: 30 \text{ deg.} \end{aligned}$$

圧力はFig. 4(a)、(b)から分かるように、平均の接触角 θ_0 が大きくなるほど静的Laplace圧力の絶対値が小さくなるので、接触角変化の場合と境界位置変化の場合との差が大きくなる。これは、式(4)の右辺第2項、第3項から分かるように、Laplace圧力に対して、接触角が $\cos\theta_0$ の形で影響するためである。また、 θ_0 が変化することにより、式(4)の右辺第1項のスクイズ圧力は変化せず、右辺第2項、第3項のLaplace圧力が変化する。

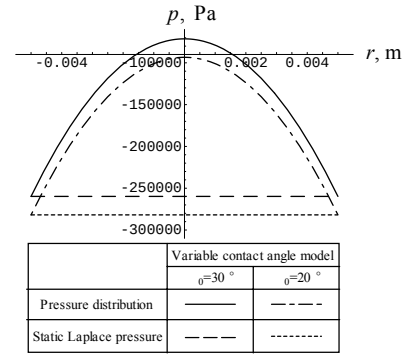
Fig. 5は、式(5)に圧力と同様のパラメータを用いることによって得られた負荷容量のグラフである。Fig. 5(a)、(b)から分かるように、負荷容量も圧力の場合と同様に、平均の接触角 θ_0 が大きくなるほど静的なメニスカス力の絶対値が小さくなるので、接触角変化の場合と境界位置変化の場合との差が大きくなる。

また、ここでは述べていないが、平行平面間・無限幅メニスカスの解析結果についても、圧力および負荷容量に同様の傾向が見られた。

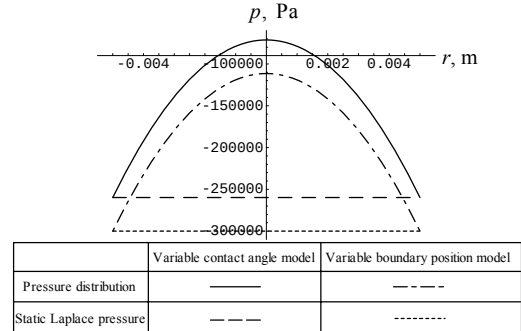
4. まとめ

本研究では、上面が微小振動する際の、動的な液体反力の解析を行った。その結果、圧力・負荷容量は、右辺第1項が粘性によるスクイズ項(減衰項)、第2項が動的Laplace圧力によるばね項、第3項が静的Laplace圧力によるメニスカス力項とで表されることが分かった。また、接触角は、Laplace圧力のみに影響し、スクイズ圧力には影響し

ない。また、平均の接触角が大きいほど、Laplace圧力の絶対値が小さくなることが分かった。

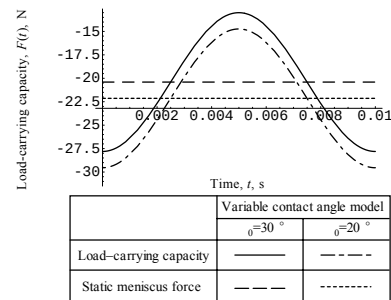


(a) Effect of average contact angle on pressure distribution

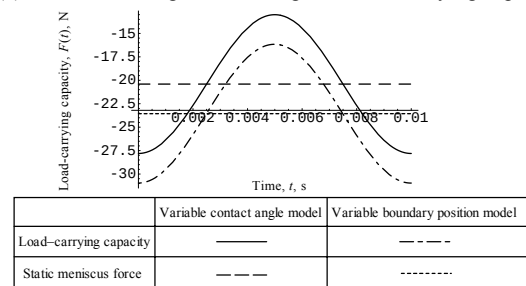


(b) Comparison of pressure distributions between variable contact angle model and variable boundary position model

Fig. 4 Pressure distribution



(a) Effect of average contact angle on load-carrying capacity



(b) Comparison of load-carrying capacities between variable contact angle model and variable boundary position model

Fig. 5 Load-carrying capacity

参考文献

- [1] T. Kato, S. Watanabe and H. Matsuoka: "Dynamic Characteristics of an InContact Headslider Considering Meniscus Force: Part 1 - Formulation and Application to the Disk with Sinusoidal Undulation," Transactions of the ASME, Journal of tribology, Vol. 122, pp. 633, (2000)
- [2] 森下裕司, 松岡広成, 福井茂寿: 液体メニスカスが局在する固体面間に生ずる液体反力の解析(平行平面間の場合), IIP2001 情報・知能・精密機器部門講演会講演論文集, pp. 43, (2001)
- [3] 松岡広成, 福井茂寿, 加藤孝久: マイクロメニスカスの振動伝達特性に関する研究(動的ばね定数および減衰係数の周波数依存性), トライボロジスト, 第45巻, 第10号, pp. 757, (2000)
- [4] 山本雄二, 兼田博宏: トライボロジー, 理工学社, (1998)
- [5] ランダウ, リフシッツ, 竹内均訳: 流体力学1, 東京図書, (1970)