

二表面間に働くメニスカスカと表面摩耗の関係

日本大学工学部 ○小林義和, 白井健二
長岡技術科学大学 柳 和久

要 旨

磁気ディスク表面は高記録密度の要求によりますます滑らかになってきている。そのためヘッドスライダとの接触によって生じる吸着現象が磁気ディスクドライブの信頼性および耐久性に大きな影響を及ぼしている。本研究ではその吸着力（メニスカスカ）を二表面間に存在する液体膜厚さに対して解析的に算出し、磁気ディスク表面の摩耗との関係を調べた。その結果、液体膜厚さが増加するとメニスカスカも増加し、それに伴い摩耗も進行する。

1. 緒言

一般的に二表面間の摩耗量と押しつけ荷重の間には相関関係が存在する¹⁾。磁気ディスクドライブにおける磁気ディスクとヘッドスライダのような二表面が非常に滑らかな表面の接触においては、接触界面に存在する液体膜（本研究では磁気ディスク表面に塗布した潤滑剤を液体膜としている）の影響から見かけ上の荷重より実際に働く荷重は大きくなる。この現象は液体のメニスカスカ現象が原因と考えられ、その力をメニスカスカと呼んでいる。このメニスカスカは液体膜の厚さ LL に依存することから、 LL と表面凹凸形状および摩耗量の関係を調べることは磁気ディスクドライブ設計において重要であると考えられる。本研究では同一製造された磁気ディスクを用い、 LL に対する摩耗進行過程の表面凹凸を AFM (Atomic Force Microscope) により測定し、得られたデータを定量化する。そして、得られた評価パラメータを用い摩耗進行とメニスカスカとの関係を算出した。その結果、 LL の増加により二表面間に働く力は増加し、真実接触面積は増加する。しかし、摩擦係数は単調に増加するのではなく $LL=2\text{nm}$ 付近で最小となりそれ以降単調増加する。これは液体膜の存在が摩擦係数を減少させるが最適値が存在することを意味するものと考えられる。

2. 磁気ディスクとヘッドスライダ界面に働くメニスカスカ

磁気ディスクとヘッドスライダ界面のモデル図を図 1 に示す。電源 OFF 時（静止時）には図 1 のように両表面は液体膜を通して接触している。また、電源 ON 時には磁気ディスクが回転するため両表面間に摩擦が生じ、このとき表面摩耗が進行しその量は静止時の押しつけ荷重に依存すると考えられる。磁気ディスク表面は表 1 に示すように LL の異なる 7 種類を用意し、ドラッグテスト（ヘッド面圧 30kPa, 10 回転）を行った後、表面を測定し解析を行った。一例として試料表面の鳥瞰図を図 2 に示す。

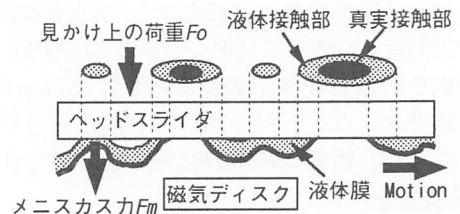


図 1 磁気ディスクとヘッドの接触

表 1 本研究で用いた試料

	LL0	LL1	LL2	LL3	LL4	LL5	LL8
LL (nm)	0	1	2	3	4	5	8

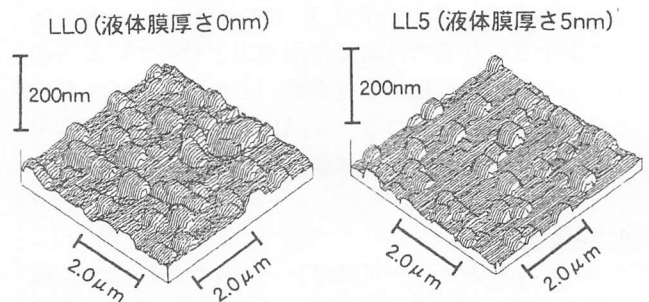


図 2 磁気ディスク表面鳥瞰図

3. 摩耗した磁気ディスク表面の凹凸評価

3.1 頂上高さ分布

二表面間で摩耗が発生する場合、相対的に高い位置に存在する突起から摩耗が進行すると考えられる。従って、高い位置に存在する突起を抽出し、局所的に摩耗解析を行うことは試料間の有意差を明確にする。頂上の抽出方法は平滑化微分法を三次元に拡張した方法²⁾を用いた。抽出された頂上の高さ分布は各試料ごとに異なる分布形となる。その一例を図 3 に示す。液体膜厚さの増加により高い位置にある頂上は減少し、低い高さの確率密度が増加していることが分かる。図 3 中の実線は頂上高さ ($\mu + \sigma$) (ここで μ は抽出される全頂上高さの平均値を、 σ はその標準偏差を示している) からベアリングカーブ上で 0.01% となる高さま

での間において式 (1) に示す指数分布を当てはめた曲線である。

$$\phi(z) = \frac{C}{\lambda} \exp\left(-\frac{z}{\lambda}\right) \quad (1)$$

ここで、 λ は当てはめ区内に存在する頂上の標準偏差、 C は任意定数である。

3.2 頂上近傍の形状

頂上形状を表す評価パラメータとして頂上近傍の曲率半径 R を採用した。本研究では抽出された頂上近傍の x,y 両方向に最小自乗円を当てはめ曲率半径の算出を行った。その結果、 LL と R の相関関係は見られなかった。以上の評価パラメータの値をまとめて表2に示す。

4. 液体膜厚さに対するメニスカスの算出

磁気ディスクとヘッドスライダ間に働く力 Fr は見かけ上付加する荷重 Fo とメニスカス力 Fm より次式で表せる。(図1)

$$Fr = Fo + Fm \quad (2)$$

また、メニスカス力 Fm は統計的手法³⁾を用いると式(3)で求められる。

$$Fm = f_m N \int_{zf-LL}^{zs} \phi(z) dz \quad (3)$$

ここで、 N は $\phi(z)$ を近似するための頂上数、 f_m は単一突起に働くメニスカス力を表し式(4)となる⁴⁾。 zs, zf はそれぞれ押し込み開始高さとして終了高さを表す。式(3)において γ_L は液体膜の表面エネルギー(本解析では $0.07N/m$)、 θ_h は接触角度(本解析では 60°)を表す。

$$f_m = 4\pi R \gamma_L (1 + \cos \theta_h) \quad (4)$$

以上の計算式を用いて解析した結果を図4に示す。図4(a)は Fo と Fr より計算される見かけ上の面圧 Po と実際に二表面間に働いている面圧 Pr の関係を示す。図4(b)には Pr と真実接触面積比 Ar/Ao の関係を示す。 Ao は真実接触面積、 Ao は見かけ上の接触面積を表す。また、この Ar は摩擦係数に関するパラメータとされている。これらの図より LL の増加によってメニスカス力が増加することで Pr も単調に増加する。また、 Ar も Pr とともに増加する。しかし、図5に示す LL と摩擦係数の関係図を見ると $LL=2nm$ 付近が摩擦係数最小になっており Ar との関係は必ずしも一致しない。これは液体膜が潤滑剤として最適に作用する厚さが存在することを意味すると考えられる。

5. 結言

二表面間に働くメニスカス力を解析的に求め、表面の摩擦と摩擦力の関係について研究を行った。その結果、以下のようにまとめられる。

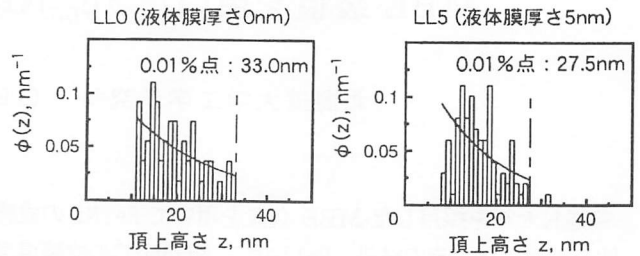


図3 摩耗過程における頂上高さ分布

表2 評価パラメータの値 (代表的な試料)

	λ (nm)	C	μ (nm)	σ (nm)	R (nm)	DN^* (μm^2)
LL0	18.7	2.60	10.6	9.6	989	1.08
LL2	15.1	2.20	7.9	7.5	1018	1.08
LL5	14.3	2.35	8.0	8.5	811	0.99

*: DN は頂上密度を表す。

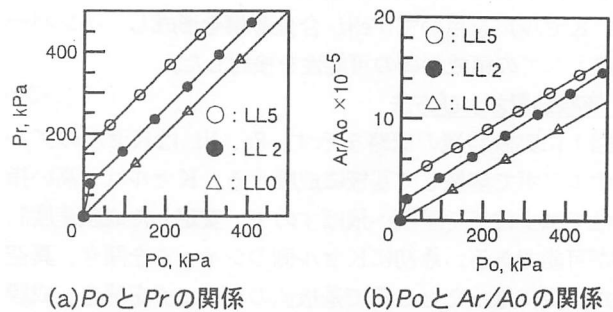


図4 解析結果

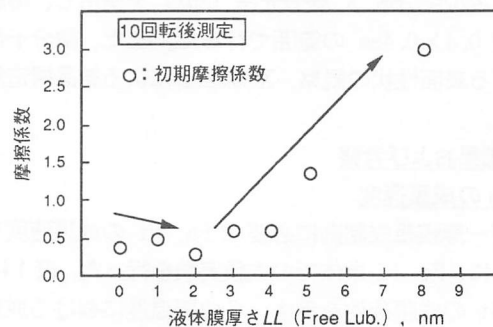


図5 液体膜厚さ LL と初期摩擦係数の関係

- (1) 液体膜厚さの増加により二表面に働く力も増加する。この力の増加に従い、突起先端部は摩擦し高い位置に存在した頂上は減少する。
- (2) 二表面に働く力の増加により真実接触面積は増加するが、摩擦係数との関係は必ずしも一致しない。これは液体膜が潤滑剤として最適に作用する厚さが存在するためである。

参考文献

- 1) F.P.Bowden & D.Tabor 曾田範宗 訳, 固体の摩擦と潤滑, 丸善
- 2) 柳和久・小林直規, 日本設計工学会誌, Vol.31, No.1 (1996年1月) 27.
- 3) CHAO GAO, XUEFENG TIAN & BHARAT BHUSHAN: STLE, 38 (1995) 2 201-212.
- 4) J.N.イスラエルアチヴィリ: 分子間力と表面力, 近藤保/大島宏行 訳