

## 回転磁気ディスク・ヘッド連成系の衝撃応答 ならびにヘッドの耐衝撃設計について\*

江 鐘 偉<sup>\*1</sup>, 高 島 和<sup>\*2</sup>, 長 南 征 二<sup>\*1</sup>

### Shock-Proof Design of Head Disk Assembly Subjected to Impulsive Excitation

Zhong-wei JIANG, Kazu TAKASHIMA and Seiji CHONAN

This paper presents a study of the transient response of HDA subjected to a half-sine shock pulse in the axial and pitching directions. The solution is obtained using the multi-modal expansion approximation and applying the Galerkin method of the resulting equations. Numerical results are obtained using the Newmark  $\beta$  method for a 3.5" hard disk-head system. It is found that the relative distance between the disk and the head becomes maximum when the input duration  $\tau$  is about 1.5 times the natural half-period of the fundamental (0, 0) mode. Results also show that the air film stiffness between the head and the disk should be high in order to realize a shock-proof head.

**Key Words:** Transient Response, Natural Frequency, Head Disk Assembly, Half-Sine Shock Pulse, Shock-Proof Design, Galerkin Method, Newmark  $\beta$  Method.

#### 1. 緒 言

近年, 情報通信分野の発展にともないコンピュータや関連機器に対する高性能化の要求が高まっている。特に磁気ディスク等の外部記憶装置には大容量化, 高密度化, 高速化が望まれており, 最近では容量が大きくアクセス時間の短いハードディスクが広く普及している。更にノート型パソコン等, 携帯用機器にもハードディスクの内蔵が一般的になっており, 着脱可能なカートリッジタイプのハードディスクも商品化され始めている。

ハードディスク装置では非接触記録方式がとられており, 磁気ヘッドはディスク面上に微小な空気膜を介して浮上している。記録密度を高めるためには浮上すきまをできるだけ小さくする必要があるが, 反面ヘッドとディスクが接触し易くなり傷つきやアクセスエラー等の危険性が高まる。携帯用機器は振動や衝撃を受け易い環境で使用されるため, ディスク装置の耐振性向上の問題は情報機器分野における重要な課題である。

回転ディスクに関する研究は応用範囲が広くこれまで幾つかなされている。小野・前野・海老原<sup>[1]</sup>はディスクケース中に納められたディスクを一樣な減衰および

弾性床で支持されたディスクにモデル化し集中荷重に対する応答を有限要素法によって解析した。長南・江<sup>[2]</sup>は軸方向およびピッチング方向に加振される回転ディスクの定常振動特性を解析した。更に Jiang-Chonan-Abé<sup>[3]</sup>は軸方向に加振される回転ディスク・ヘッド連成系の定常振動特性を解析している。本田・松久・佐藤<sup>[4]</sup>は集中調和外力を受ける回転円板の定常振動特性を固有関数展開法を用いて解析した。Yano-Kotera<sup>[5]</sup>は外周の一点をバネ支持された内周固定回転ディスクの安定性について解析した。また磁気ディスク装置におけるヘッドスライダの研究もたくさんなされている。小野・木暮・三矢<sup>[6]</sup>は媒体面の微小変動に対するスライダの追従特性を空気の平均自由行程を考慮して解析した。更に福井・木暮・三矢<sup>[7]</sup>は媒体面のピッチング振動に対するスライダの追従特性を解析した。また尾高・田中・竹内・斎藤<sup>[8]</sup>は複雑な形状をもつスライダの追従特性を有限要素法を用いて解析した。

更に長南・江・高島<sup>[9]</sup>は正弦半波の衝撃を受ける回転ディスクの応答を解析し, 衝撃によってディスクに生ずる変位や加速度は衝撃入力作用時間がディスクの(0, 0)モードの固有半周期の1.5倍程度のときに最大となることを示した。しかしながら解析では磁気ヘッドによる影響は考慮していない。振動や衝撃を受け易い環境で

\* 原稿受付 平成4年3月27日。

\*<sup>1</sup> 正員, 東北大学工学部(〒980 仙台市青葉区荒巻字青葉)。

\*<sup>2</sup> 東北大学大学院。

使用される磁気ディスク装置の耐振性向上を図るためには更にディスクとヘッドの相互干渉の問題を検討する必要がある。この点に鑑み、本研究は軸方向およびピッチング方向に正弦半波の加速度衝撃を受ける回転磁気ディスク・ヘッド連成系を取り上げ、ディスクおよびヘッドの衝撃応答特性を明らかにする。更に衝撃に対するヘッド浮上量の変動を求め、浮上量を安定化させる耐衝撃ヘッドの設計について検討する。

2. 理論解析

図1は衝撃加速度を受ける回転ハードディスク・ヘッド連成系を示したものである。ディスクは外径  $2a$  で自由、内径  $2b$  でハブに固定されており、シャフトを中心に一定角速度  $\Omega$  で回転している。磁気ヘッドは質量・ばね系で、磁気ヘッドとディスクの間の微小空気膜は、弾性係数  $k_{air}$  のばねでモデル化している。また装置全体は  $z$  方向に衝撃加速度  $\ddot{z}_{case}$  を受け作動している。以下ケースから見たディスクおよびヘッドの変位応答を観察するために、ケースに固定された座標系  $(u, r, \eta)$  を導入して理論解析を行う。まず回転ディスクの横変位  $u$  に対する運動方程式は次のようになる。

$$D\left[1 + c\left(\frac{\partial}{\partial t} - \Omega\frac{\partial}{\partial \eta}\right)\nabla^4 u + \rho h\left(\frac{\partial}{\partial t} - \Omega\frac{\partial}{\partial \eta}\right)^2 u - \frac{h}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(\sigma_r r\frac{\partial u}{\partial r}\right) - \frac{h}{r}\frac{\partial}{\partial \eta}\left(\sigma_\eta r\frac{\partial u}{\partial \eta}\right) + k_{air}(u - u_H)\delta(\eta - \eta_0)\frac{\delta(r - \xi)}{r}\right] = -\rho h\frac{\partial^2 z_{case}}{\partial t^2} \quad (1)$$

ここに  $D$  はディスクの曲げこわさ、 $c$  は内部減衰係数、 $h$  はディスク厚である。また  $\sigma_r, \sigma_\eta$  は回転により生ずるディスク内の半径方向および周方向面内応力である。一方ヘッドの変位  $u_H$  に関する運動方程式は以下のように与えられる。

$$m\frac{\partial^2 u_H}{\partial t^2} + (k + k_{air})u_H - k_{air}u = -m\frac{\partial^2 z_{case}}{\partial t^2} \quad (2)$$

ケースに加わる加速度はメーカーの衝撃試験で使用される正弦半波形を仮定すると次のように表される。

$$\frac{\partial^2 z_{case}}{\partial t^2} = \begin{cases} G_a \sin \omega t + G_p \left(\frac{r}{a}\right) \cos \eta \sin \omega t & \text{for } 0 \leq t \leq \tau \\ 0 & \text{for } \tau < t \end{cases} \quad (3)$$

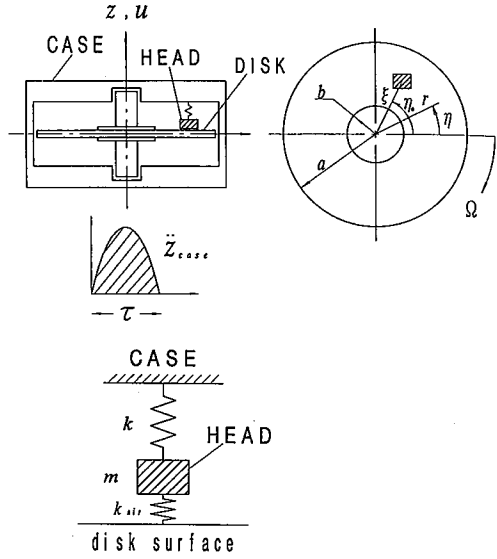


図1 回転磁気ディスク・ヘッド連成系の座標系

ここに  $\tau = \pi/\omega$  は衝撃の作用時間である。また  $G_a, G_p$  は軸方向および  $\eta = 90^\circ$  の軸を中心に回転するピッチング方向の加速度振幅を表す。さて式(1),(2)を解くにあたりモード級数展開法を用いる。まずディスクの変位  $u$  を次のようにおく。

$$u(r, \eta, t) = \sum_{m=0}^M \sum_{n=0}^N [C_{mn}(t) \cos(n\eta) + S_{mn}(t) \sin(n\eta)] R_{mn}(r) \quad (4)$$

ここに  $m$  は節円の数、 $n$  は節直径の数を表す。  $R_{mn}(r)$  は境界条件を満足する変位モード関数であり本解析では静止円板のモード関数を用いることにする。また  $C_{mn}(t), S_{mn}(t)$  は時間の未知関数である。さて式(1)を解くにあたりガレルキン法を適用する。始めに式(4)を式(1)に代入し、更に  $rR_{ql}(r) \cos(l\eta) d\eta dr$  を掛け  $r$  に関して  $b$  から  $a$  まで、 $\eta$  に関して  $0$  から  $2\pi$  まで積分すると次式を得る。

$$\sum_{m=0}^M \sum_{n=0}^N \left[ \alpha_{mn} \ddot{C}_{mn} + \varepsilon_{mn} \ddot{S}_{mn} + \lambda_{mn} \dot{C}_{mn} + \mu_{mn} \dot{S}_{mn} + \phi_{mn} C_{mn} + \nu_{mn} S_{mn} \right]_{ql} + \Lambda_{Hql} u_H = f_{ql} \quad (5)$$

$$q = 0, 1, 2, \dots, M; l = 0, 1, 2, \dots, N$$

同様に  $rR_{ql}(r) \sin(l\eta) d\eta dr$  を掛けて積分すると次式を得る。

$$\sum_{m=0}^M \sum_{n=0}^N \left[ \bar{\alpha}_{mn} \ddot{S}_{mn} + \bar{\varepsilon}_{mn} \ddot{C}_{mn} + \bar{\lambda}_{mn} \dot{S}_{mn} \right]$$

$$\begin{aligned}
 & + \bar{\mu}_{mn} \dot{C}_{mn} + \bar{\phi}_{mn} S_{mn} + \bar{\nu}_{mn} C_{mn} \Big]_{ql} \\
 & + \bar{\Lambda}_{Hql} u_H = \bar{f}_{ql} \\
 & q = 0, 1, 2, \dots, M; l = 1, 2, \dots, N
 \end{aligned} \quad (6)$$

ここに

$$\begin{aligned}
 \alpha_{mn} &= \bar{\alpha}_{mn} = \langle R_{mn}^2 \rangle \delta_{mq} \delta_{nl} \\
 \varepsilon_{mn} &= \bar{\varepsilon}_{mn} = 0 \\
 \lambda_{mn} &= \bar{\lambda}_{mn} = c \bar{k}_{mn}^4 \langle R_{mn}^2 \rangle \delta_{mq} \delta_{nl} \\
 \mu_{mn} &= -2n \bar{\Omega} \langle R_{mn}^2 \rangle \delta_{mq} \delta_{nl} \\
 \bar{\mu}_{mn} &= 2n \bar{\Omega} \langle R_{mn}^2 \rangle \delta_{mq} \delta_{nl} \\
 \phi_{mn} &= (\bar{k}_{mn}^4 - n^2 \bar{\Omega}^2) \langle R_{mn}^2 \rangle \delta_{mq} \delta_{nl} \\
 & + \langle \sigma R_{mn}^{ql} \rangle \delta_{nl} + \frac{1}{\beta_l} \bar{k}_{air} \langle C_{nl} R_{mn}^{ql} \rangle_i \\
 \bar{\phi}_{mn} &= (\bar{k}_{mn}^4 - n^2 \bar{\Omega}^2) \langle R_{mn}^2 \rangle \delta_{mq} \delta_{nl} \\
 & + \langle \sigma R_{mn}^{ql} \rangle \delta_{nl} + \bar{k}_{air} \langle S_{nl} R_{mn}^{ql} \rangle_i \\
 \nu_{mn} &= -n \bar{c} \bar{\Omega} \bar{k}_{mn}^4 \langle R_{mn}^2 \rangle \delta_{mq} \delta_{nl} \\
 & + \frac{1}{\beta_l} \bar{k}_{air} \langle S_n C_l R_{mn}^{ql} \rangle_i \\
 \bar{\nu}_{mn} &= n \bar{c} \bar{\Omega} \bar{k}_{mn}^4 \langle R_{mn}^2 \rangle \delta_{mq} \delta_{nl} \\
 & + \bar{k}_{air} \langle C_n S_l R_{mn}^{ql} \rangle_i \\
 \Lambda_{Hql} &= -\frac{1}{\beta_l} \bar{k}_{air} R_{ql}(\bar{\xi}) \cos l \eta_0 \\
 \bar{\Lambda}_{Hql} &= -\bar{k}_{air} R_{ql}(\bar{\xi}) \sin l \eta_0 \\
 \langle R_{mn}^2 \rangle &= \int_{b/a}^1 \bar{r} R_{mn}^2(\bar{r}) d\bar{r} \\
 \langle \sigma R_{mn}^{ql} \rangle &= \int_{b/a}^1 -\left[ \frac{\partial}{\partial \bar{r}} (\bar{\sigma}_r \bar{r} \frac{\partial R_{ml}(\bar{r})}{\partial \bar{r}}) \right. \\
 & \left. - \frac{l^2}{\bar{r}} \bar{\sigma}_\eta R_{ml}(\bar{r}) \right] R_{ql}(\bar{r}) d\bar{r} \\
 \langle C_{nl} R_{mn}^{ql} \rangle_i &= \cos n \eta_{0i} \cos l \eta_{0i} R_{mn}(\bar{\xi}_i) R_{ql}(\bar{\xi}_i) \\
 \langle S_n C_l R_{mn}^{ql} \rangle_i &= \sin n \eta_{0i} \cos l \eta_{0i} R_{mn}(\bar{\xi}_i) R_{ql}(\bar{\xi}_i) \\
 \langle C_n S_l R_{mn}^{ql} \rangle_i &= \cos n \eta_{0i} \sin l \eta_{0i} R_{mn}(\bar{\xi}_i) R_{ql}(\bar{\xi}_i) \\
 \langle S_n l R_{mn}^{ql} \rangle_i &= \sin n \eta_{0i} \sin l \eta_{0i} R_{mn}(\bar{\xi}_i) R_{ql}(\bar{\xi}_i) \\
 \beta_l &= \begin{cases} 2 & \text{for } l = 0 \\ 1 & \text{for } l \neq 0 \end{cases}; \quad \delta_{ij} = \begin{cases} 1 & \text{for } i = j \\ 0 & \text{for } i \neq j \end{cases} \\
 f_{ql} &= \begin{cases} -[\bar{G}_a \langle \bar{r} R_{ql} \rangle \delta_{l0} + \bar{G}_p \langle \bar{r}^2 R_{ql} \rangle \delta_{l1}] \sin \bar{\omega} T & \text{for } 0 \leq T \leq \bar{\tau} \\ 0 & \text{for } \bar{\tau} < T \end{cases} \\
 \bar{f}_{ql} &= 0
 \end{aligned} \quad (7)$$

またヘッドの式(2)に式(4)を代入して整理すると

$$\alpha_H \ddot{u}_H + \phi_H u_H + \sum_{m=0}^M \sum_{n=0}^N [\Phi_{mn} C_{mn} + \Psi_{mn} S_{mn}] = f_H \quad (8)$$

ここに

$$\begin{aligned}
 \alpha_H &= \bar{m} \\
 \phi_H &= \bar{k} + \bar{k}_{air} \\
 \Phi_{mn} &= -\bar{k}_{air} R_{mn}(\bar{\xi}) \cos n \eta \\
 \Psi_{mn} &= -\bar{k}_{air} R_{mn}(\bar{\xi}) \sin n \eta
 \end{aligned}$$

$$f_H = \begin{cases} -\bar{m} [\bar{G}_a + \bar{G}_p \bar{\xi} \cos \eta_0] \sin \bar{\omega} T & \text{for } 0 \leq T \leq \bar{\tau} \\ 0 & \text{for } \bar{\tau} < T \end{cases} \quad (9)$$

上式において無次元化パラメータは次のように与えられる。

$$\begin{aligned}
 T &= \left( \frac{D}{\rho h a^4} \right)^{\frac{1}{2}} t & \bar{\tau} &= \left( \frac{D}{\rho h a^4} \right)^{\frac{1}{2}} \tau \\
 \bar{\sigma}_r &= \left( \frac{h a^2}{D} \right) \sigma_r & \bar{\sigma}_\eta &= \left( \frac{h a^2}{D} \right) \sigma_\eta \\
 \bar{\Omega} &= \left( \frac{\rho h a^4}{D} \right)^{\frac{1}{2}} \Omega & \bar{\omega} &= \left( \frac{\rho h a^4}{D} \right)^{\frac{1}{2}} \omega \\
 \bar{c} &= \left( \frac{D}{\rho h a^4} \right)^{\frac{1}{2}} c & \bar{m} &= \frac{1}{\rho h a^2 \pi} m \\
 \bar{k} &= \frac{a^2}{D \pi} k & \bar{k}_{air} &= \frac{a^2}{D \pi} k_{air} \\
 \bar{r} &= \frac{r}{a} & \bar{\xi} &= \frac{\xi}{a}
 \end{aligned} \quad (10)$$

式(5)、(6)および(8)を  $m, n$  について展開し、すべての  $q, l$  に対して連結すると次のような  $[(M+1)(2N+1)+1] \times [(M+1)(2N+1)+1]$  のマトリクス運動方程式が得られる。

$$M \ddot{X} + C \dot{X} + K X = F \quad (11)$$

ここにベクトル  $X$  は  $C_{mn}, S_{mn}$  および  $u_H$  である。式(11)は本研究における基礎式である。式(11)からディスクおよびヘッドの応答を求めるには直接積分法の一つであるニューマーク  $\beta$  法を用いて数値計算を行うことにする。したがってベクトル  $X$  はニューマーク  $\beta$  法によって次式のように求められる。

$$\begin{aligned}
 & [M + \frac{1}{2}(\Delta t)C + \beta(\Delta t)^2 K] X_{s+1} \\
 & = (\Delta t)^2 [\beta F_{s+1} + (1-2\beta)F_s + \beta F_{s-1}] \\
 & + [2M - (1-2\beta)(\Delta t)^2 K] X_s \\
 & - [M - \frac{1}{2}(\Delta t)C + \beta(\Delta t)^2 K] X_{s-1} \quad (12)
 \end{aligned}$$

### 3. 結果および考察

以下 3.5" ハードディスクを対象に数値計算を行う。ディスクの物性値を表1に示す。また文献[6][7][8]を参考に決定した磁気ヘッドの物性値を表2に示す。ヘッド・ディスク間の微小空気膜の剛性  $k_{air}$  は、すきまの大きさやヘッドの形状などによって異なるため2つの値について計算を行う。

まず固有振動数の計算結果を図2に示す。級数解の打切項数は  $M=3, N=6$  とした。以下、節円数  $m$ , 節直径数  $n$  を有するディスクの振動モードを  $(m, n)$  で表す。図2aは空気膜の剛性  $k_{air}$  を0とした場合の結果である。破線で示した、ヘッドが主に振動する連成系の固有振動数  $f_{head}$  は約 30 Hz でかなり低いことがわかる。図2bおよび図2cは  $k_{air} = 1 \times 10^5, 5 \times 10^5 \text{ N/m}$  として計算した結果である。図より  $k_{air}$  が大きくなるにつれ  $f_{head}$  は約 3 kHz (図2b), 約 5.6 kHz (図2c) と上昇していくことが分かる。すなわち  $f_{head}$  は空気膜の剛性によってかなり高くなっていることがわかる。

表1 3.5" ハードディスクの物性値

|                  |                             |                       |
|------------------|-----------------------------|-----------------------|
| Outer radius     | a (m)                       | $47.5 \times 10^{-3}$ |
| Inner radius     | b (m)                       | $15.5 \times 10^{-3}$ |
| Thickness        | h (m)                       | $1.25 \times 10^{-3}$ |
| Young's modulus  | E (N/m <sup>2</sup> )       | $7.06 \times 10^{10}$ |
| Density          | $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> ) | $2.66 \times 10^3$    |
| Poisson's ratio  | $\nu$                       | 0.33                  |
| Revolution speed | $\Omega$ (rad/s)            | 377.0 (3600 rpm)      |

表2 磁気ヘッドの物性値

|           | Mass<br>m ( $\times 10^{-4}$ kg) | Stiffness<br>k (N/m) | Air Stiffness<br>$k_{air}$ ( $\times 10^5$ N/m) |
|-----------|----------------------------------|----------------------|---|
| Paper [6] | 3.43                             | 10.8                 | 1-5.  |
|           | 3.06                             | 10.8                 | —   |
| Paper [7] | —                                | —                    | 2-4.  |
| Paper [8] | 2.35                             | 14.7                 | —   |
|           | 1.57                             | 7.35                 | —   |
| Here      | 3.                               | 10.                  | 1-5.  |

またヘッドと連成するディスクの(0,0)モードの固有振動数はいずれも約 1 kHz 程度で、 $k_{air}$  による影響は小さいといえる。

次に衝撃に対する過渡応答の計算結果を示す。計算はニューマーク  $\beta$  法を用いて  $\beta=1/4, \Delta t=0.02 \text{ ms}$  として行った。図3は軸方向衝撃によって 3.5" ハードディスクおよびヘッドに生じた変位の時間変化を示したものである。入力加速度の大きさは  $5g(49 \text{ m/s}^2)$  とし、ディスク変位の観測位置  $(\bar{r}, \eta)$  はヘッドの位置 (0.7, 0) とした。実線はディスク、破線はヘッドの応答であり両者の初期変位は0としている。図中の一点鎖線は衝撃の作用時間  $\tau$  を表しており、各図において (a)  $\tau=0.1 \text{ ms}$ , (b)  $\tau=1 \text{ ms}$ , (c)  $\tau=11 \text{ ms}$  である。ディスクの内部減衰係数  $c$  は実験により測定された値  $c=1.406 \times 10^{-6}$  (s) を用いている。またヘッドの各パラメータは表2より  $m=3 \times 10^{-4} \text{ kg}$ ,  $k=10 \text{ N/m}$ ,  $k_{air}=1 \times 10^5 \text{ N/m}$  としている。図よりヘッドはディスクと同位相で振動しておりその振動数は約 1 kHz、ディスクの(0,0)モードの固有振動数とほぼ一致していることがわかる。これは図2bで示した  $f_{head} \approx 3$  (kHz) とは一致していない。この理由は以下のように考えられる。ディスクの慣性力はヘッドの慣性力に比べて非常に大きいため、衝撃を受けた後の自由振動においてはヘッドが空気膜を介してディスクにより変位加振される状態になる。このときヘッドの取付剛性  $k$  に比べ空気膜の剛性  $k_{air}$  が非常に大きいため、ヘッドがディスクに拘束され同位相で揺れると考えられる。またヘッドに生ずる振幅はディスクの振幅に比べ大きく、更にヘッドおよびディスク両者のピーク変位はいずれもある衝撃作用時間に対して最も大きくなる事がわかる。

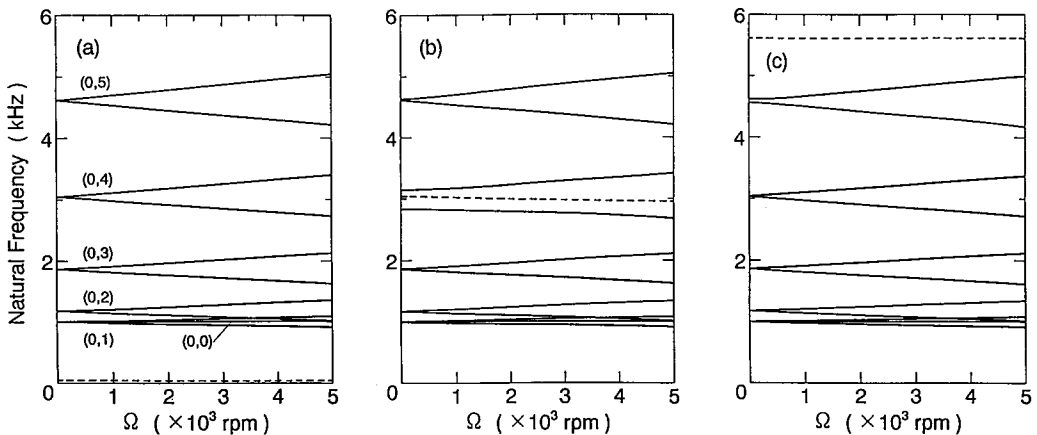


図2 回転数  $\Omega$  に対する 3.5" ハードディスク・ヘッド連成系の固有振動数の変化;  $m=3 \times 10^{-4} \text{ kg}$ ,  $k=10 \text{ N/m}$ , (a)  $k_{air}=0$ , (b)  $k_{air}=1 \times 10^5 \text{ N/m}$ , (c)  $k_{air}=5 \times 10^5 \text{ N/m}$ .

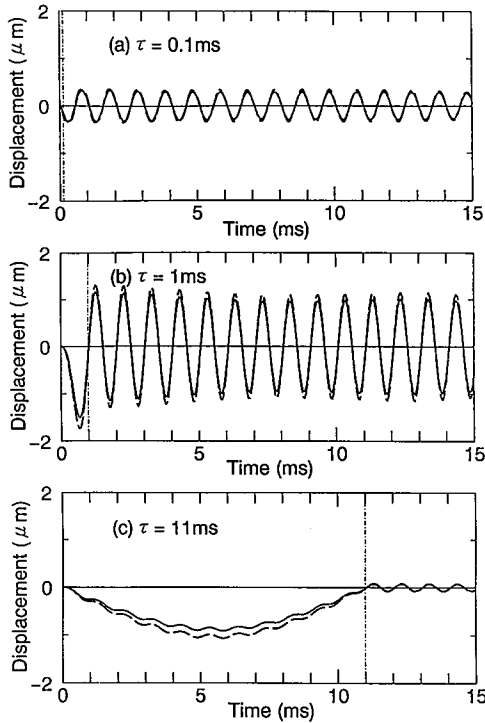


図3 軸方向に衝撃を受けたときの3.5"ハードディスクおよびヘッドの過渡応答;  $m = 3 \times 10^{-4}$  kg,  $k = 10$  N/m,  $k_{air} = 1 \times 10^5$  N/m,  $G_a = 5g$ ,  $G_p = 0$ ,  $(\bar{r}, \eta) = (\xi, \eta_0) = (0.7, 0)$ .

次に図3で示したヘッドの変位からディスクの変位を差し引いて得られるヘッド・ディスク間の相対変位の時間変化を図4に示す。ヘッドおよびディスクの初期変位はいずれも0としているため相対変位がマイナスになる場合はヘッドがディスクよりも下にあることになるが、実際にはヘッドがディスク面からある距離をもって浮いており、その浮上量は図の相対変位のマイナス方向ピーク値より上まっているため(参考文献[6][7][8]参照)5gの衝撃入力に対して両者が接触することはない。図より相対変位のマイナス方向ピーク値もある衝撃作用時間に対して最も大きくなるのがわかる。

図5, 7はディスクおよびヘッドに生ずる変位のピーク値, 図6, 8はヘッド・ディスク間の相対変位のマイナス方向ピーク値を衝撃作用時間の関数として示したものである。図5, 6は軸方向衝撃に対する結果, 図7, 8はピッチング衝撃に対する結果である。横軸にはいずれも衝撃の作用時間 $\tau$ をディスクの(0,0)モード固有半周期 $\tau_{00}$ で無次元化した値を取っている。ここに固有半周期とは固有振動数の逆数の半分であり, 衝撃作用時

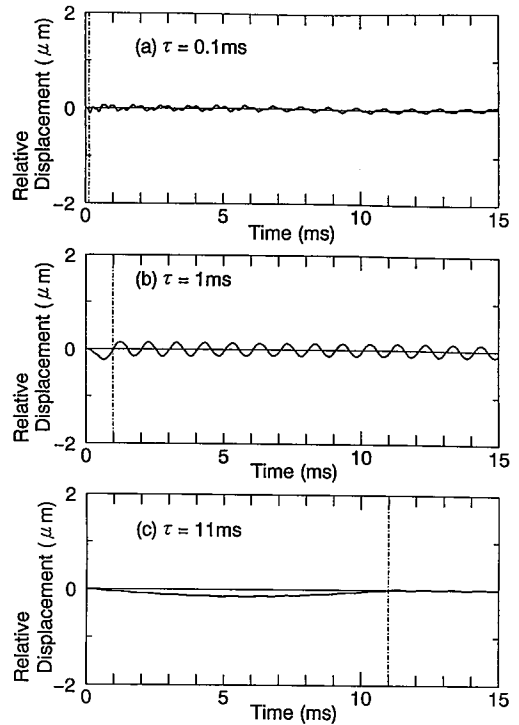


図4 軸方向に衝撃を受けたときの3.5"ハードディスク・ヘッド間相対変位の時間変化;  $m = 3 \times 10^{-4}$  kg,  $k = 10$  N/m,  $k_{air} = 1 \times 10^5$  N/m,  $G_a = 5g$ ,  $G_p = 0$ ,  $(\bar{r}, \eta) = (\xi, \eta_0) = (0.7, 0)$ .

間を対比させるために導入したものである。本研究の計算対象である3.5"ハードディスクの場合 $\tau_{00} = 0.5$  msである。図5, 7より, ディスク, ヘッドいずれも衝撃の作用時間が $\tau_{00}$ の約1.5倍の場合に最も変位が大きくなるのがわかる。これは著者らが前報[9]で示したヘッドを無視した場合の解析結果とも一致する。更に図6, 8より相対変位についても同様のことが言えることがわかる。現在メーカーで一般に使用されている作用時間11 msの衝撃入力に対してはディスク, ヘッドに現れるピーク値は最大値の高々60-70%程度に過ぎないことが図よりわかる。

次に空気膜の剛性 $k_{air}$ を表2における大きい方の値( $k_{air} = 5 \times 10^5$  N/m)にした場合の結果を図9に示す。図より $k_{air}$ が小さい場合(図3)に比べ, ディスクに対するヘッドの追従性が向上していることがわかる。このことから, 空気膜の剛性はヘッドの追従性に大きく寄与しておりヘッドを設計する際には空気膜の剛性が高くなるような形状の方が望ましいことがわかる。

次にヘッドに関する3つのパラメータのうち実際の設

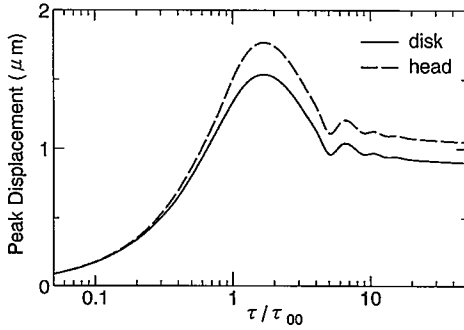


図5 衝撃作用時間  $\tau$  の変化によるディスクおよびヘッドのピーク変位の変化 (軸方向衝撃);  $m = 3 \times 10^{-4}$  kg,  $k = 10$  N/m,  $k_{air} = 1 \times 10^5$  N/m,  $G_a = 5g$ ,  $G_p = 0$ .

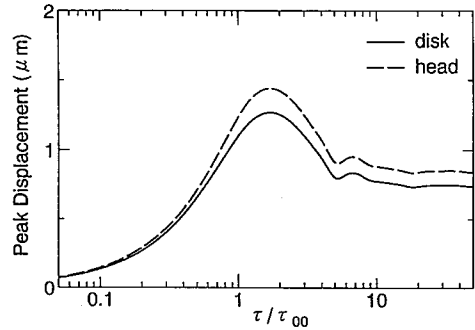


図7 衝撃作用時間  $\tau$  の変化によるディスクおよびヘッドのピーク変位の変化 (ピッチング方向衝撃);  $m = 3 \times 10^{-4}$  kg,  $k = 10$  N/m,  $k_{air} = 1 \times 10^5$  N/m,  $G_a = 0$ ,  $G_p = 5g$ .

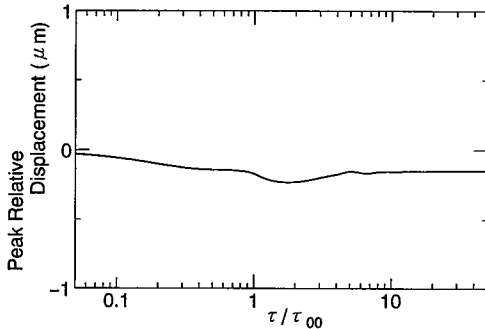


図6 衝撃作用時間  $\tau$  の変化によるディスク・ヘッド間相対変位のマイナス方向ピーク値の変化 (軸方向衝撃);  $m = 3 \times 10^{-4}$  kg,  $k = 10$  N/m,  $k_{air} = 1 \times 10^5$  N/m,  $G_a = 5g$ ,  $G_p = 0$ .

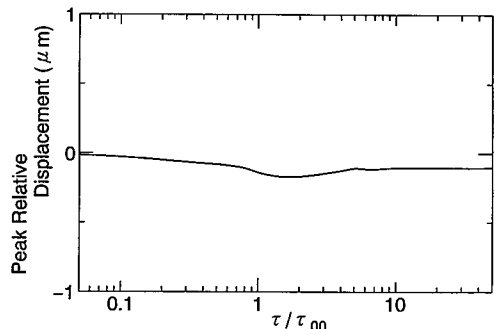


図8 衝撃作用時間  $\tau$  の変化によるディスク・ヘッド間相対変位のマイナス方向ピーク値の変化 (ピッチング方向衝撃);  $m = 3 \times 10^{-4}$  kg,  $k = 10$  N/m,  $k_{air} = 1 \times 10^5$  N/m,  $G_a = 0$ ,  $G_p = 5g$ .

計において最も自由度のあるヘッドの取付剛性  $k$  を変えて応答を見ることにする。図10はヘッド・ディスク間の相対変位のマイナス方向ピーク値をヘッドの取付剛性  $k$  の関数として示したものである。3種類の衝撃作用時間に対し結果を示している。図より、相対変位のマイナス方向ピーク値を最小にする  $k$  の値、すなわちディスク、ヘッドを等間隔に保つための最適な  $k$  の値が存在することがわかる。衝撃の作用時間によってその値はわずかに異なっているが大体  $(1 \sim 2) \times 10^4$  N/m となっている。これは空気膜の剛性  $k_{air}$  の10分の1程度の大きさであり、これまでの数値解析で用いてきた  $k = 10$  N/m に比べかなり大きな値である。以下、衝撃作用時間 1 ms の結果に合わせて、最適な  $k$  を  $1.3 \times 10^4$  N/m とする。この最適な  $k$  を用いた場合のディスクおよびヘッドの過渡応答を図11に示す。図より  $k = 10$  N/m の結果 (図3) に比べ、ヘッドの追従性がかなり向上していることがわかる。また、図11と

図9により空気膜の剛性  $k_{air}$  をある程度大きくするとヘッドの取付剛性によらずディスクに対してヘッドがかなりよい追従性を有することが分かる。図12はヘッドの取付剛性  $k$  を  $1.3 \times 10^4$  N/m とした場合のヘッド・ディスク間相対変位のマイナス方向ピーク値 (実線) を衝撃作用時間  $\tau$  の関数として示したものであり、図中の破線は図6の結果である。両曲線を比較すると、実線で示したマイナスピーク値は全体的に減少していることが分かる。すなわち最適な  $k$  の値を用いることは衝撃入力に対してヘッドとディスクを等間隔に保つこと、両者の接触の危険性を減らすために有効であることがわかる。

次に、このような  $k$  の最適値が空気膜の剛性  $k_{air}$  やヘッド質量  $m$  によってどう影響されるかを調べてみる。図13, 14にそれぞれ  $k_{air}$  あるいは  $m$  をこれまでよりも小さくあるいは大きくした場合の結果を示す。図10と比較して最適な  $k$  の値は  $k_{air}$  の変化に対しては一定

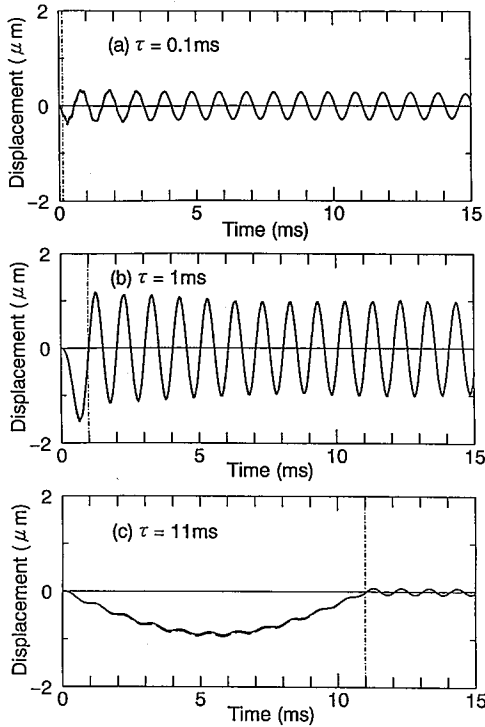


図9 軸方向に衝撃を受けたときの3.5"ハードディスクおよびヘッドの過渡応答;  $m = 3 \times 10^{-4}$  kg,  $k = 10$  N/m,  $k_{air} = 5 \times 10^5$  N/m.

であり、 $m$  の変化に対して上下することがわかる。このことを説明するために空気膜の剛性  $k_{air}$  を0と仮定した場合のヘッドの固有振動数  $(1/2\pi)(k/m)^{1/2}$  をそれぞれの場合について求めた結果を表3に示す。表よりいずれの場合も約1.05 kHzとなりディスクの(0,0)モードの固有振動数  $f_{00}$  にほぼ一致していることがわかる。この結果は次のように説明される。空気膜の剛性を無視した場合にヘッドとディスクが同時に同一の衝撃荷重を受けたとき、相対変位の変動が最も小さくなるのは両者の固有振動数がほぼ一致したときであると考えられる。このとき改めて空気膜の剛性を考えてもそれを介して互いが及ぼしあう力は最も小さく、従って  $k_{air}$  の影響が小さくなると考えられる。以上の結果から耐衝撃ヘッドの設計に際しては最適な  $k$  の値は次式

$$f_{00} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (13)$$

から決めることができることが言える。特に図13より、 $k_{air}$  の値があまり小さい場合ヘッドの取付剛性  $k$  は上式から正確に決めないとディスク・ヘッド間相対変位のマイナス方向ピーク値がかなり大きくなることが分かる。

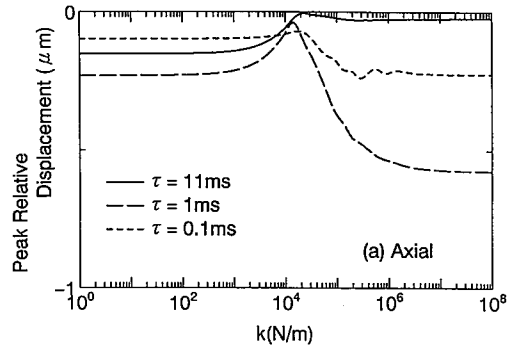


図10 ヘッドの取付剛性  $k$  の変化によるディスク・ヘッド間相対変位のマイナス方向ピーク値の変化 (軸方向衝撃);  $m = 3 \times 10^{-4}$  kg,  $k_{air} = 1 \times 10^5$  N/m.

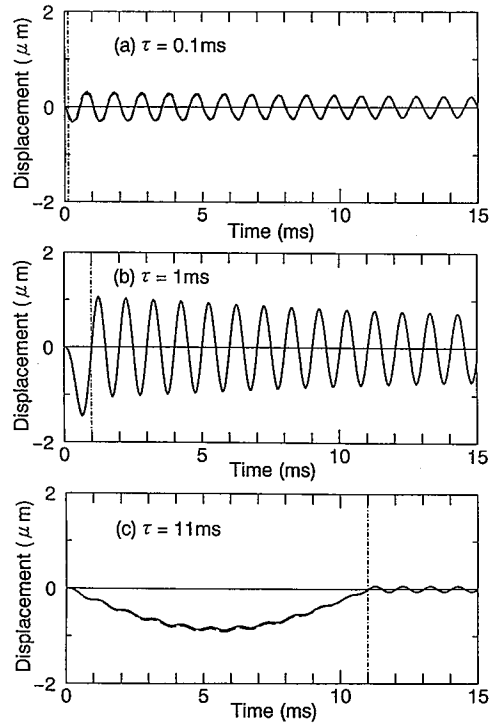


図11 軸方向に衝撃を受けたときの3.5"ハードディスクおよびヘッドの過渡応答;  $m = 3 \times 10^{-4}$  kg,  $k = 1.3 \times 10^4$  N/m,  $k_{air} = 5 \times 10^5$  N/m.

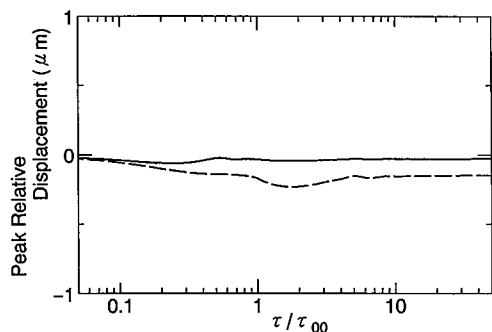


図12 衝撃作用時間 $\tau$ の変化によるディスク・ヘッド間相対変位のマイナス方向ピーク値の変化(軸方向衝撃); 実線: $k = 1.3 \times 10^4$  N/m, 破線: $k = 10$  N/m;  $m = 3 \times 10^{-4}$  kg,  $k_{air} = 1 \times 10^5$  N/m.

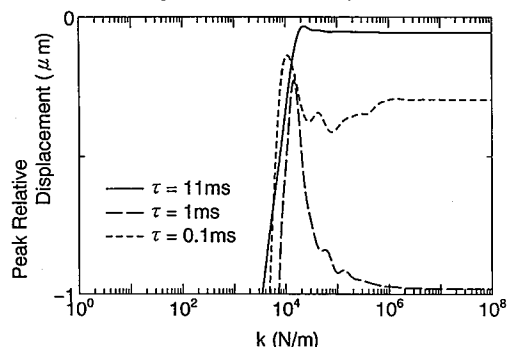


図13 ヘッドの取付剛性 $k$ の変化によるディスク・ヘッド間相対変位のマイナス方向ピーク値の変化(軸方向衝撃);  $m = 3 \times 10^{-4}$  kg,  $k_{air} = 1 \times 10^4$  N/m.

#### 4. 結 言

軸方向およびピッチング方向に衝撃加速度を受ける回転磁気ディスク・ヘッド連成系の応答を理論により解析した。得られた結果を要約すると次のようになる。

(1)ヘッドとディスクの接触問題を考えるときに重要となるヘッド・ディスク間の相対変位のマイナス方向ピーク値は、ディスクの(0,0)モードの固有半周期の1.5倍程度の作用時間を有する衝撃入力がかかったときに最大となる。現在メーカーで一般に使用されている衝撃試験値(作用時間11msec)に対しては、現れるピーク値は最大値の60-70%程度となるに過ぎない。

(2)ヘッド・ディスク間の空気膜の剛性が高い程、ディスクに対するヘッドの追従性が向上する。従ってヘッドを設計する際には空気膜の剛性が高くなるような形状が望ましい。

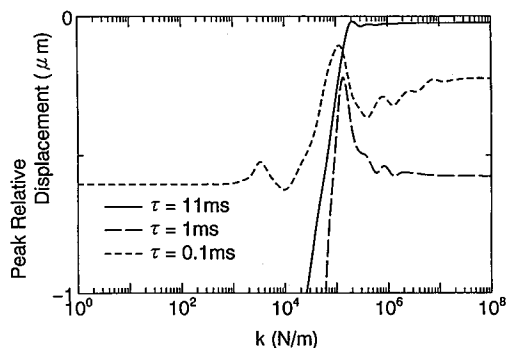


図14 ヘッドの取付剛性 $k$ の変化によるディスク・ヘッド間相対変位のマイナス方向ピーク値の変化(軸方向衝撃);  $m = 3 \times 10^{-3}$  kg,  $k_{air} = 1 \times 10^5$  N/m.

表3  $k_{air} = 0$  場合の磁気ヘッドの固有振動数。

|                                    | Fig. 10 | Fig. 13 | Fig. 14 |
|------------------------------------|---------|---------|---------|
| Mass $m$ ( $\times 10^{-4}$ kg)    | 3.      | 3.      | 30.     |
| Stiffness $k$ ( $\times 10^4$ N/m) | 1.3     | 1.3     | 13.     |
| Natural frequency of head (kHz)    | 1.05    | 1.05    | 1.05    |

(3)ヘッド単体の固有振動数をディスクの(0,0)モードの固有振動数 $f_{00}$ にあわせることによってディスクに対するヘッドの耐衝撃追従性を高めることができる。但し、共振点をこの辺に設定した場合、ディスクランアウトなどに対する追従性ほかについては別途検討が必要であると思われる。

(4)本解析法を用いることでディスク・ヘッド連成系の耐衝撃性を定量的に評価できる。

最後に、本研究を遂行するに際しハードディスクに関するデータを提供して頂いた(株)神戸製鋼機械研究所井上喜雄氏に厚く感謝の意を表します。

#### 文 献

1. 小野・前野・海老原, 機論, 52-437, C(昭61), p.326.
2. 長南・江, 機論, 87-815, C(昭63), p.1181.
3. Z. W. Jiang, S. Chonan and H. Abé, ASME J. Vib. & Acous., 1990, (112), p.53.
4. 本田・松久・佐藤, 機論, 54-507, C(昭63), p.2610.
5. S. Yano, T. Kotera, Arch. Appl. Mech., 1991, 61, p.110.
6. 小野・木暮・三矢, 機論, 45-391, C(昭54), p.356.
7. 福井・木暮・三矢, 機論, 51-469, C(昭60), p.2291.
8. 尾高・田中・竹内・斎藤, 機論, 53-487, C(昭62), p.815.
9. 長南・江・高島, 機論, C(1992), 58-548, p.1105.