

衝撃を受けるコンタクトヘッド・回転磁気ディスク系の ヘッド跳躍特性*

江 鐘 偉^{*1}, 渥 美 勝^{*2}
田 中 真 美^{*1}, 長 南 征 二^{*1}

Shock Response of Contact Recording Head-Disk Assembly System

Zhongwei JIANG, Masaru ATSUMI,
Mami TANAKA and Seiji CHONAN

This paper presents a theoretical study on the shock response of a contact recording head when a half-sine acceleration impulse is applied to the head-disk assembly system. The contact head is modeled by a cantilever beam with a concentrated mass at the tip. The surface undulation and the vibration of disk are both taken into account in the analysis. The contact force between the head and the disk is assumed to follow the Hertz theory. The head jumping height and the contact force between the head and the disk are studied in detail. The obtained results show that the maximum jumping height and contact force are significantly dependent on the amplitude and duration of the applied impulsive disturbance.

Key Words: Shock Response, Head-Disk System, Jumping Height, Contact Force

1. 結 言

現在のハードディスク装置は動圧効果を用いた空気膜潤滑による非接触記録方式が取られている。ディスクの回転とともに磁気ヘッドはディスク表面から微小隙間をもって浮上し、信号を記録・再生する。このような浮上型磁気ディスク装置の面記録密度は現在数100 Mbit/inch²のオーダーであるが、磁気ヘッド媒体の面記録密度は数10 Gbit/inch²の潜在能力があることが知られている。この記録密度低下は、磁気ヘッド・ディスク間の浮上隙間により生ずるスペーシングロスが主原因とみられ、磁気ディスク装置の高記録密度化のためには浮上隙間をできる限り小さくする必要がある。

また、現在のハードディスク装置における浮動スライダの浮上量は 0.02 μm ~ 0.07 μm 程度であるが、さらなる浮上隙間の減少のため、ヘッドをディスクに極限まで近づけるいわゆるコンタクト記録方式^[1]が考えられている。コンタクトヘッドについて、質量および押付け荷重を従来の浮動スライダに対しておおよそ1/100としたものが試作され^[2]、実験で高記録密度化への可能性が示されている。

コンタクト記録方式をとる場合、数 nm の極低浮上領域ではヘッドとディスクの接触現象を考慮したヘッド・ディスク系の設計が必要となり、さらに、振動や衝撃を受ける状況下で使用される機会が増えてくるため、それらの耐震性向上が重要な研究課題である。小野ら^[3]はディスク表面の弾性変形を線形ばねで近似した1自由度接触モデルについてヘッドの跳躍量の抑制と追従特性を理論的に解析し、安食ら^[4]は実験よりスライダ質量と押し付け荷重のヘッド跳躍特性への影響を調べた。また、Kouheiら^[5]は衝撃を受けたヘッドサスペンションの振動様子を高速カメラで撮影し、ヘッドとディスク衝突速度を低減させるジャンプストパを提案した。さらに、Kumarら^[6]はある高さから落とされたヘッドディスク装置についてヘッドとディスク衝撃応答を実験と理論により解析し、衝撃パルスの高さと幅がヘッド跳躍に大きく影響することを示した。

しかしながら、これらの研究ではヘッドサスペンション・回転ディスク連成系に対してヘッドの跳躍特性が衝撃のパルス幅や高さにどう影響されるか未だ十分に解明がされていない。この点に鑑み本研究は、ヘッドサスペンションを先端質量を有する片持ちはりとしてモデル化し、ディスクの振動ならびに表面粗さを考慮したヘッド・ディスク連成系の衝撃解析モデルを組み立て、衝撃入力ならびにディスクの連成振動がヘッド跳躍特性に及ぼす影響を詳細に示すものである。

* 原稿受付 1998年5月20日。

^{*1} 東北大学工学部 (☎ 980-8579 仙台市青葉区荒巻字青葉)。

^{*2} 東北大学大学院。

E-mail: jiang@rose.mech.tohoku.ac.jp

2. 理論解析

◎ ヘッド・ディスク連成系解析モデル

図1および2に、コンタクトヘッド・回転ディスク系の解析モデルを示す。ヘッドサスペンションは先端質量を有する等断面はりでモデル化する。回転ディスクは内周が固定され、シャフトを中心に一定角速度 Ω で時計回りに回転しているものとする。また、ディスク表面粗さのうねりは正弦合成波で近似する。ヘッドはサスペンションに初期たわみを与えることでディスクに押付けられており、接触状態ではヘッドおよびディスクに等しい反力がもたらされている。ヘッド・ディスク間の接触力算出は、ヘルツの接触理論を用いて行う。

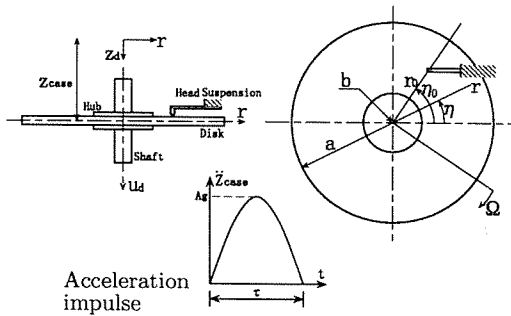


Fig.1 Geometry of problem and coordinates

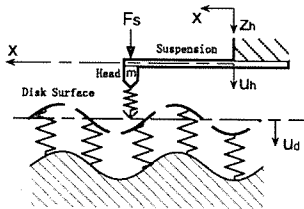


Fig.2 Disk surface and coordinates.

◎ ヘッドサスペンションの運動方程式

ヘッドサスペンションの運動方程式の導出にあたり、空間に固定された座標系 (z_h, x) およびケースに固定された座標系 (u_h, x) の2つの座標系を導入し解析を行う。ここで、 z_h および u_h はともにサスペンションの変位も表すこととする。

ヘッドの質量を m 、サスペンションの密度、断面積、断面2次モーメントおよび縦弾性係数をそれぞれ ρ 、 A 、 I および E とし、先端に加える静的押付け荷重を F_s 、ディスクとの接触によりヘッドにかかる接触力を F_c と

する。ケース全体が軸方向に衝撃加速度 \ddot{z}_{case} を受けるものとする。ケースに固定された座標系 (u_h, x) から見たヘッドサスペンションの運動方程式は次のように与えられる。

$$[\rho A + m\delta(x-l)] \frac{\partial^2 u_h}{\partial t^2} + \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[EI \left(1 + c \frac{\partial}{\partial t} \right) \frac{\partial^2 u_h}{\partial x^2} \right] = (F_s - F_c) \delta(x-l) - [\rho A + m\delta(x-l)] \ddot{z}_{case}(t) \quad (1)$$

式(1)の解をモード関数 $W(x)$ および時間関数 $f(t)$ を用いて

$$u_h(x, t) = \sum_{n=1}^N W_n(x) f_n(t) \quad (2)$$

とおく。上式を式(1)に代入すると

$$\sum_{n=1}^N [\rho A + m\delta(x-l)] W_n(x) \ddot{f}_n(t) + \sum_{n=1}^N EI \frac{d^4 W(x)}{dx^4} [f_n(t) + c \dot{f}_n(t)] = (F_s - F_c) \delta(x-l) - [\rho A + m\delta(x-l)] \ddot{z}_{case}(t) \quad (3)$$

となる。さらに式(3)にガレルキン法を適用しモード関数の直交性を用い以下のマトリクス表示の運動方程式が得られる。

$$M_H \ddot{\mathbf{F}} + \Gamma_H \dot{\mathbf{F}} + K_H \mathbf{F} = -R_H F_c + R_H F_s - S_H \ddot{z}_{case}(t) \quad (4)$$

ここに、マトリクスの要素はそれぞれ

$$\begin{aligned} m_{Hij} &= \int_0^l [\rho A + m\delta(x-l)] W_j(x) W_i(x) dx \\ \gamma_{Hij} &= \int_0^l c EI \frac{\partial^4 W_j(x)}{\partial x^4} W_i(x) dx \\ k_{Hij} &= \int_0^l EI \frac{\partial^4 W_j(x)}{\partial x^4} W_i(x) dx \\ r_{Hi} &= \int_0^l \delta(x-l) W_i(x) dx \\ s_{Hi} &= \int_0^l [\rho A + m\delta(x-l)] W_i(x) dx \end{aligned} \quad i = j = 0, 1, 2, \dots, n$$

◎ 回転ディスクの運動方程式

ディスクは外径 (= $2a$) で自由、内径 (= $2b$) で固定されており、シャフトを中心に一定角速度 Ω で回転している。またディスクはヘッドとの接触によりヘッド位置に F_c の接触力を受けているものとする。

以下、回転しない軸方向座標が空間に固定された座標系 (z_d, r, η) とケースに固定された座標系 (u_d, r, η) を導入して解析を行う。また z_d と u_d は同時にその座標系に関するディスク変位をも表すこととする。 ρ, h, E および ν をそれぞれディスクの密度、厚さ、縦弾性係数およびポアソン比、 $D(= Eh^3/12(1-\nu^2))$ を曲げ剛さとする。さて、回転ディスクが軸方向に衝撃加速度 \ddot{z}_{case} を受ける場合、ケースに固定された座標系 (u_d, r, η) からみた回転ディスクの運動方程式は次のように与えられる。

$$D\nabla^4 u_d + \rho h \left(\frac{\partial^2}{\partial t^2} - 2\Omega \frac{\partial}{\partial \eta} \frac{\partial}{\partial t} + \Omega^2 \frac{\partial^2}{\partial \eta^2} \right) u_d - h \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \sigma_r \frac{\partial u_d}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \eta} \left(\sigma_\eta \frac{\partial u_d}{\partial \eta} \right) \right] = F_c \frac{\delta(\eta - \eta_0) \delta(r - r_0)}{r} - \rho h \ddot{z}_{case} \dots \dots \dots (5)$$

ここで、 $(r, \eta) = (r_0, \eta_0)$ はヘッドとディスクの接触位置を表す。

以下、解析を簡単にするためディスクの振動については節円、節直径ともに0である1次振動モードのみを考慮することとする。この場合、式(5)の解は次のように与えられる。

$$u_d(r, \eta, t) = C_{00}(t) R_{00}(r) \dots \dots \dots (6)$$

ここに、 $R_{00}(r)$ は境界条件を満足するディスクの節円、節直径ともに0である静止円板の変位モード関数であり、 $C_{00}(t)$ は対応する1次振動の時間関数である。なお、変位モード関数の導出は文献[7]による。さて、式(6)を式(5)に代入し整理すると

$$\rho h R_{00} \ddot{C}_{00} + \left[D k_{00}^4 R_{00} - h \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \sigma_r \frac{\partial R_{00}}{\partial r} \right) \right] C_{00} = F_c \frac{\delta(\eta - \eta_0) \delta(r - r_0)}{r} - \rho h \ddot{z}_{case} \dots \dots \dots (7)$$

となる。さらにガレルキン法を適用することによりディスクの運動方程式がマトリクス表示で次のように得られる。

$$M_D \ddot{C}_{00} + \Gamma_D \dot{C}_{00} + K_D C_{00} = R_D F_c - S_D \ddot{z}_{case}(t) \quad (8)$$

ここに

$$\begin{aligned} M_D &= 2\pi \rho h \int_b^a r R_{00}^2(r) dr \\ \Gamma_D &= 0 \\ K_D &= 2\pi D k_{00}^4 \int_b^a r R_{00}^2(r) dr \\ &\quad - 2\pi h \int_b^a \frac{\partial}{\partial r} \left(r \sigma_r \frac{\partial R_{00}(r)}{\partial r} \right) R_{00}(r) dr \\ R_D &= R_{00}(r_0) \end{aligned}$$

$$S_D = 2\pi \int_b^a r R_{00}(r) dr$$

◎ ディスクの表面変位とヘッド・ディスク間の接触力

ディスク表面のうねりを正弦波の合成で近似すると、ヘッド位置におけるディスクの表面変位 u_{ds} は次式のように表せる。

$$u_{ds} = u_d + \sum_{p=0}^P A_{dp} \sin \left[2\pi \frac{r_0(\eta_0 + \Omega t - \theta_p)}{\lambda_p} \right] \dots (9)$$

ここで、 A_d は表面うねり振幅、 λ は表面うねり波長、 θ はうねりの初期位相である。なお、添字 p はディスクの表面うねりの近似項数を表す。

一方、ヘルツの接触理論を適用するとヘッド・ディスク間の接触力 F_c は次のように得られる。

$$F_c = \begin{cases} n_1 (u_h - u_{ds})^{3/2} & \text{for } u_h \geq u_{ds} \\ 0 & \text{for } u_h \leq u_{ds} \end{cases} \dots \dots \dots (10)$$

ここに、 n_1 はヘッドおよびディスクの物性値より求まる定数である。

◎ 軸方向衝撃加速度

本解析ではケースに作用するディスクの軸方向の衝撃加速度 \ddot{z}_{case} を図1に示すような正弦半波形で仮定する。すなわち

$$\frac{\partial^2 z_{case}}{\partial t^2} = \begin{cases} A_g \sin \frac{\pi}{\tau} t & \text{for } 0 \leq t \leq \tau \\ 0 & \text{for } \tau \leq t \end{cases} \dots \dots (11)$$

ここに、 A_g は衝撃加速度振幅であり、 τ は衝撃の作用時間を表す。なお、 $1/2\tau$ は式(11)の正弦半波を連続に並べた波の周波数にあたるため、ここでは $1/2\tau$ を正弦半波周波数 f と呼ぶ。以下、衝撃加速度の波形を振幅 A_g と正弦半波周波数(以後衝撃周波数と略す) f を用いて表わすこととする。

◎ ヘッド・ディスク連成系の運動方程式

ヘッドの運動方程式(4)とディスクの運動方程式(8)をまとめ、以下のようなコンタクトヘッドとディスクの連成マトリクス運動方程式を得る。

$$M \ddot{X} + \Gamma \dot{X} + K X = R_1 F_c + R_2 F_s - S \ddot{z}_{case}(t) \quad (12)$$

ここで、

$$M = \begin{bmatrix} M_H & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & M_D \end{bmatrix}, \quad \Gamma = \begin{bmatrix} \Gamma_H & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \Gamma_D \end{bmatrix},$$

$$K = \begin{bmatrix} K_H & 0 \\ 0 & K_D \end{bmatrix}, \quad X = \begin{bmatrix} F \\ C_{00} \end{bmatrix},$$

$$R_1 = \begin{bmatrix} -R_H \\ R_D \end{bmatrix}, \quad R_2 = \begin{bmatrix} R_H \\ 0 \end{bmatrix}, \quad S = \begin{bmatrix} S_H \\ S_D \end{bmatrix}$$

以下、式(12)を0次ホルダーで離散化し、数値計算により解を求めることとする。

3. 結果および考察

3.1 各種パラメータの設定

表1および2に、数値計算で用いるヘッドサスペンションとディスクの寸法および物性値を示す。サスペンションの材質はオーステナイト系ステンレス鋼、ヘッドの材質はアルチック(Al₂O₃-TiC)とした。また、ディスクの材質は硬質アルミニウムとし、式(9)におけるディスク表面粗さの近似項を $P = 1$ 、ヘッドの半径位置 r_0 を $r_0/a = 0.7$ とした。これらの値を用いた場合、先端を自由としたヘッドサスペンションの固有振動数は306Hz、回転ディスクの固有振動数は640Hzとなる。図3に、(a)ヘッドとディスクの変位、および(b)ヘッドの跳躍量の時間変化を示す。ここで、ヘッドの跳躍量とはヘッドとディスク表面との相対変位をいう。初期条件としてヘッドをディスクから10nm変位させ落下させた。図より、ヘッドとの接触で振動する回転ディスク上をヘッドが跳躍している様子が見られる。以下、ヘッド・ディスク連成系に衝撃が作用したときのヘッドの最大跳躍量に注目し、解析を進めていく。

Table 1 Properties of contact head and suspension

Young's Modulus	E	193×10^9 (Pa)
Density	ρ	8.03×10^3 (kg/m ³)
Length	l	8.0 (mm)
Sectional Area	A	0.5×0.04 (mm ²)
Damping Ratio	ζ	0.1
Head Mass	m	0.5×10^{-6} (kg)
Pre-load	F_s	0.5×10^{-3} (N)

3.2 ヘッドおよびディスク単体の衝撃応答

ヘッド・ディスク連成系の衝撃応答について解析する前に、ヘッドおよびディスク単体の衝撃特性を調べる。図4にヘッドサスペンションおよび回転ディスク単体の最大衝撃変位の周波数特性を示す。なお、衝撃加速度振幅 A_g は5Gとした。図より、ヘッドサスペン

Table 2 Properties of disk

External Diameter	a	47.0 (mm)
Internal Diameter	b	15.5 (mm)
Thickness	h	0.8 (mm)
Density	ρ	2700 (kg/m ³)
Young's Modulus	E	70.56 (GPa)
Poisson's Ratio	ν	0.33
Wave Amplitude of Surface Undulation	A_d	2.0 (nm)
Wave Length of Surface Undulation	λ	200 (μ m)
Rotating Velocity	Ω	3600 (rpm)

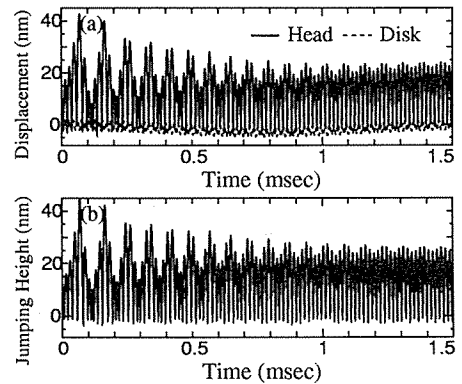


Fig.3 Time history of (a) displacements of head and disk and (b) jumping height. $A_g=0G$.

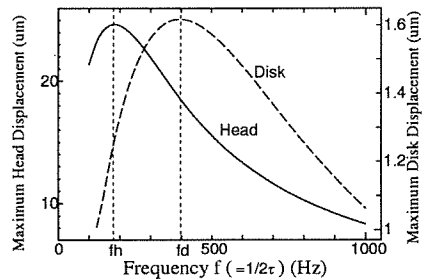


Fig.4 Variations of maximum amplitudes of head and disk as a function of impulse duration τ . $A_g=5G$.

ションは $f=180\text{Hz}$ 、回転ディスクは $f=400\text{Hz}$ 近傍で最大変位がピークに達することが分かる。これらはそれぞれ、ヘッドおよびディスク単体の固有振動数の約2/3の衝撃固有周波数 f に対応している。以後、これらの振動数をそれぞれの単体における最大ピーク周波数

f_h および f_d と呼ぶこととする。すなわち $f_h=180\text{Hz}$, $f_d=400\text{Hz}$ 。

3.3 ヘッド・ディスク連成系の衝撃応答

ヘッド・ディスク連成系のヘッド跳躍特性を明らかにするため、まずディスクが完全剛体、すなわち外乱衝撃によってディスクが振動しないと仮定した解析を行う。次に衝撃によって生じるディスクの弾性振動を考慮したヘッドの跳躍特性を調べる。

3.3.1 ディスクの振動を考慮しない場合の跳躍特性

図5に、ディスクの振動を考慮しないときの軸方向衝撃周波数 $f = (1/2\tau)$ に対するヘッドの最大跳躍量の変化を示す。なお、衝撃加速度振幅 A_g はそれぞれ 50, 55, 70, 100G とした。図より、 $A_g=50\text{G}$ のときはヘッドの最大跳躍量に対して衝撃周波数の影響はあまり顕著でないが、55G以上になると最大跳躍量は $f=0\sim 200\text{Hz}$ でピークを持つことが分かる。またピークの位置は A_g の増加に伴い高周波数側に移動する傾向が見られる。この原因は、以下のように考えられる。ヘッドは押付け荷重によってディスクに押付けられている。ヘッドに作用する衝撃力が押付け荷重 F_s より小さい場合、その合力はディスク表面方向に作用する。一方、衝撃力が押付け荷重を上回るとヘッドに上向きの合力が作用する。衝撃力が押付け荷重を上回る衝撃加速度の閾値を D_g とすると、ヘッドの1次モードのみ考慮した場合 D_g は式(4)より次式と求まる。

$$D_g = \frac{r_{H11}}{s_{H11}} F_s \dots\dots\dots (13)$$

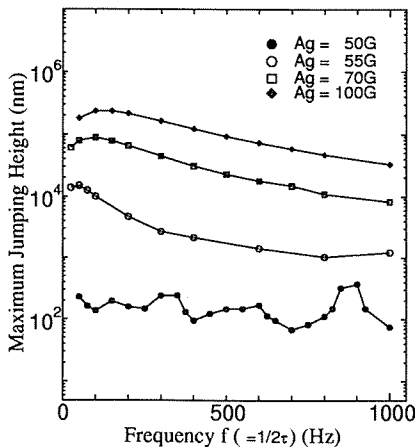


Fig.5 Variation of maximum jumping height as functions of impulse duration τ and amplitude A_g (without consideration of disk vibration).

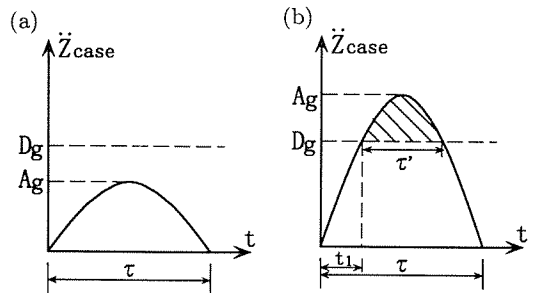


Fig.6 Threshold D_g against acceleration amplitude A_g for (a) $A_g < D_g$ and (b) $A_g > D_g$.

図6に閾値 D_g と衝撃加速度波形の関係を示す。図より $A_g < D_g$ である場合、衝撃力は押付け荷重によって打ち消されるため跳躍中のヘッドには常に下向きの合力がかかる(図6a)。一方、 $A_g > D_g$ であると図(b)中の斜線で示した範囲においてヘッドに上向きの合力がかかる。閾値 D_g は表1および2のパラメータの値に対して $D_g=51.55\text{G}$ と求まる。従って $A_g=50\text{G}$ と $A_g=55\text{G}$ 間にはヘッドに加わる合力の方向が変化する境界があるため、ヘッドの最大跳躍量が急激に増加し周波数特性に大きな差が生じたものと考えられる。また $A_g > D_g$ のとき、図(b)より合力が上向きとなる作用時間 τ' は衝撃作用時間 τ より短くなり

$$\tau' = \tau - 2t_1 \dots\dots\dots (14)$$

となる。ここで

$$A_g \sin \frac{\pi}{\tau} t_1 = D_g \dots\dots\dots (15)$$

より、 t_1 は

$$t_1 = \frac{\tau}{\pi} \arcsin \left(\frac{D_g}{A_g} \right) \dots\dots\dots (16)$$

さて、上向きの合力の波形(図6b斜線部分)を作用時間 τ' の正弦半波形で近似すると、正弦半波周波数は $f' = 1/2\tau'$ となり、さらに $\tau = 1/2f$ の関係を用いると式(14)および(16)より、 f および f' の関係が次式のように求まる。

$$f = f' \left[1 - \frac{2}{\pi} \arcsin \left(\frac{D_g}{A_g} \right) \right] \dots\dots\dots (17)$$

f' がヘッドサスペンション単体に対する最大ピーク周波数 f_h に一致したときヘッド跳躍量が最大となると近似される。よって跳躍量がピークとなる周波数 f_{max} は近似的に

$$f_{max} = f_h \left[1 - \frac{2}{\pi} \arcsin \left(\frac{D_g}{A_g} \right) \right] \dots\dots\dots (18)$$

で与えられる。このように衝撃加速度振幅 A_g が閾値 D_g を越える場合、跳躍量が最大となる衝撃周波数 f_{max} は、ヘッド単体のピーク周波数 f_h と閾値 D_g から求めることができる。特に $A_g \rightarrow \infty$ のとき $f_{max} \rightarrow f_h$ 、また $A_g \rightarrow D_g$ のとき $f_{max} \rightarrow 0$ となる。本研究で用いているパラメータに対し $D_g=51.55G$ 、 $f_h=180Hz$ であることより、最大跳躍量がピークとなる周波数は $A_g=55G$ に対して $f_{max}=40.8Hz$ 、 $A_g=70G$ に対して $f_{max}=85.4Hz$ 、また $A_g=100G$ のとき $f_{max}=117.8Hz$ と求まり、いずれも図 5に見られるピーク周波数にほぼ一致していることが分かる。

3.3.2 ディスクの振動を考慮した場合の跳躍特性

図 7 にディスクの弾性振動を考慮した場合の衝撃周波数 $f = 1/2\tau$ に対するヘッドの最大跳躍量の変化を示す。衝撃加速度振幅 A_g を 40~200G とした。なおディスクの振動を考慮した場合周波数特性が衝撃加速度振幅 A_g によって大きく変化するため、(i) A_g が閾値 D_g より十分小さいとき、(ii) A_g が閾値 D_g より十分大きいとき、および(iii) A_g が閾値 D_g の近傍にあるときの3領域に分けて以下考察を行う。

(i) 衝撃振幅 A_g が閾値 D_g より十分小さいとき

図 7 より、 $A_g=40G$ の場合には衝撃周波数によるヘッドの最大跳躍量の変化に大きな違いの見られないことが分かる。これは A_g が閾値 $D_g=51.55G$ を大きく下回り、衝撃力が押付け荷重によって打ち消されてい

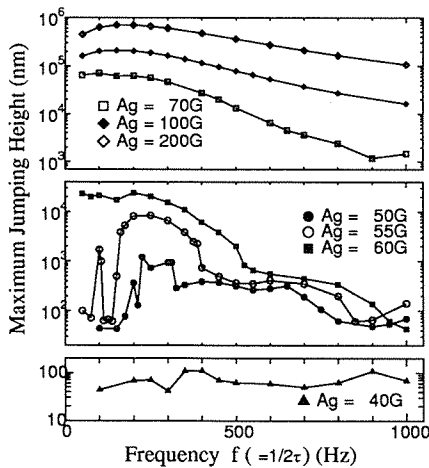


Fig.7 Variation of maximum jumping height as functions of impulse duration τ and amplitude A_g (with consideration of disk vibration).

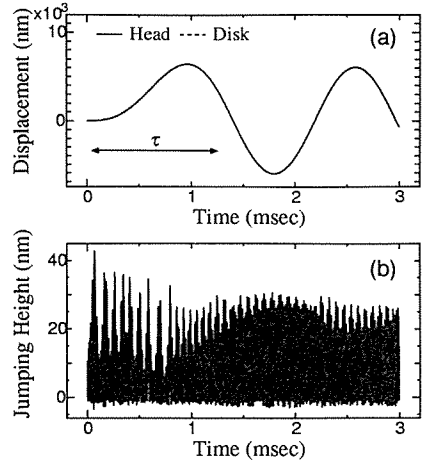


Fig.8 Time history of (a) displacements of head and disk and (b) jumping height. $A_g=20G$ and $f=400Hz$.

るためである。このような特徴は、前節で述べたディスクの振動を考慮しない場合の結果と同様である。図 8に、 $A_g = 20G$ および $f = 400Hz$ の衝撃が作用したときの(a)ヘッドとディスクの変位および(b)ヘッド跳躍量を示す。図より、このような衝撃が作用した場合ディスクは大きく振動するものの、図 3に示した $A_g = 0$ の場合に比してヘッド跳躍量に大きな変化は認められず、ディスクの振動の影響は小さいといえる。

(ii) 衝撃振幅 A_g が閾値 D_g より十分大きいとき

図 7 より、 $A_g \geq 70G$ となると最大跳躍量のピークが衝撃周波数 $f=200Hz$ 以下で現れてくることが分かる。これはディスクの振動を考慮しない場合と同様な傾向である。図 9 に、 $A_g=100G$ および $f = 300Hz$ の衝撃が作用したときの(a)ヘッドとディスクの変位、および(b)ヘッド跳躍量を示す。図より、ヘッドが衝撃によって自ら跳ね上げられディスクから大きく離れるため、ディスクの振動がヘッド跳躍の時間変化に与える影響は小さいことが分かる。この場合の最大跳躍量のピーク周波数 f_{max} は式(18)によって近似的に求めることができる。ただし、ヘッドとディスクは接触時に同方向に振動しているため、ヘッドの跳躍量はディスクの振動を考慮しない時に比べ全体的に低い値となっている。

(iii) 衝撃振幅 A_g が閾値 D_g 近傍のとき

衝撃加速度振幅 A_g が閾値 D_g 近傍($A_g = 50, 55, 60G$)にある時、図 7 より衝撃波の周波数によってヘッドの最大跳躍量は複雑に変化することが分かる。この場合、ヘッドの跳躍特性は大別して四つの周波数域に

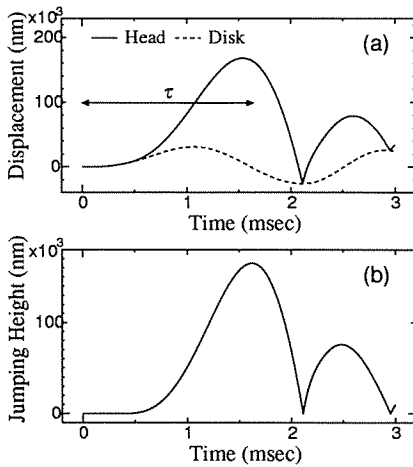


Fig.9 Time history of (a) displacements of head and disk and (b) jumping height. $A_g=100G$ and $f=300Hz$.

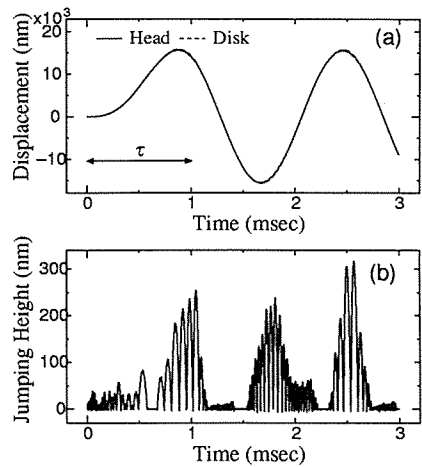


Fig.11 Time history of (a) displacements of head and disk and (b) jumping height. $A_g=50G$ and $f=500Hz$.

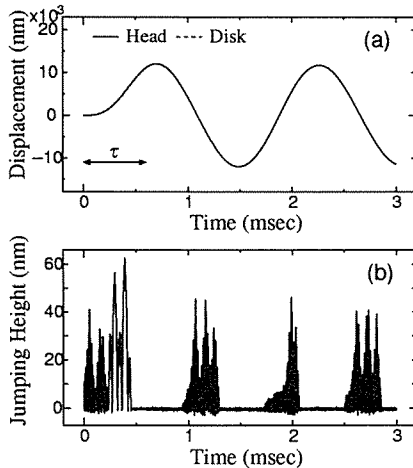


Fig.10 Time history of (a) displacements of head and disk and (b) jumping height. $A_g=50G$ and $f=800Hz$.

分けることができる。大きく見るとヘッドの跳躍量は、(1)高周波領域と(4)低周波領域で低く、(2)ディスク単体のピーク周波数付近($f=400\sim 500Hz$)で増加し、(3) $f=300Hz$ 付近でもっとも大きいことが分かる。以下、各領域におけるヘッドの跳躍特性を調べることにする。

跳躍特性(1): 図10に高周波数域における(a)ヘッドとディスクの変位および(b)ヘッド跳躍量を示す。図中、矢印は衝撃作用時間を示す。衝撃加速度作用中にヘッドは60nmまで跳躍し、その後ディスク振動速度の最大となる近傍でヘッドが周期的に大きく跳躍して

いることが分かる。

跳躍特性(2): 図11に、ディスク単体の最大ピーク周波数近傍における(a)ヘッドとディスクの変位、および(b)ヘッド跳躍量の時間変化を示す。この場合**跳躍特性(1)**と異なり、ディスク振幅が最大となる近傍でヘッドが大きく跳躍していることが分かる。また、衝撃作用中のヘッド跳躍量に比べ、ディスクの振動によって引き起こされるヘッドの跳躍量が大きいことが分かる。

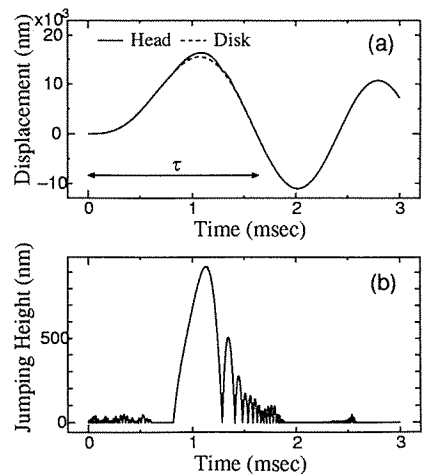


Fig.12 Time history of (a) displacements of head and disk and (b) jumping height. $A_g=50G$ and $f=300Hz$.

跳躍特性(3): 図12に $f=300Hz$ 近傍における(a)

ヘッドとディスクの変位, および(b)ヘッド跳躍量の時間変化を示す. 図より衝撃の初期段階でヘッドはディスクの変形とともに押し上げられ, ディスク振幅が最大となる直前でヘッドが大きく跳躍していることが分かる. またこの場合, 衝撃が作用中であるためヘッドが再び跳ね上げられていることが分かる.

跳躍特性 (4) : 図 13 に低周波数域における (a) ヘッドとディスクの変位, および (b) ヘッド跳躍量を示す. 衝撃作用中にディスクは常に高い位置にあるため, ヘッドはディスクによって押し上げられており, 間接的にヘッド押付け力が大きくなることでヘッドの跳躍が抑えられている.

以上より, 衝撃加速度振幅 A_g が閾値 D_g 近傍にあるときはヘッド跳躍にディスクの振動が大きく関与すること分かった. 特に, 衝撃加速度周波数がディスク単体のピーク周波数 f_d 近くにあるときにディスクの振動振幅が大きくなっており, この場合はヘッドの跳躍特性を解明する場合はディスクの振動特性をも考慮する必要のあることが言える.

3.3.3 最大接触力の衝撃周波数特性

図 14 に, 衝撃加速度の周波数 f に対する最大接触力の変化を示す. 図 7 に示すヘッドの最大跳躍量と比較すると, 最大跳躍量が高くなるに従い最大接触力も大きくなっているが, 全体として最大接触力のピーク位置は最大跳躍量のピーク位置よりやや高周波域へ移動している. これは, 作用時間の長い衝撃が加わる場合は一般にヘッドとディスクの接触時の相対速度が小さいため, 接触力が緩和されるものと考えられる.

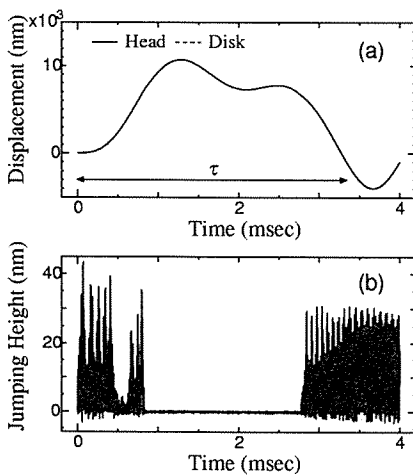


Fig.13 Time history of (a) displacements of head and disk and (b) jumping height. $A_g=50G$ and $f=150Hz$.

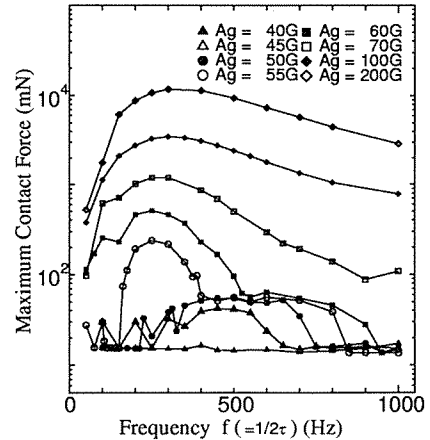


Fig.14 Variation of maximum contact force as a function of impulse duration τ (with consideration of disk vibration).

4. 結 言

コンタクトヘッドと回転ディスクに衝撃が作用する場合, 衝撃パルスの特性がヘッドの跳躍特性に及ぼす影響を調べた. 得られた結果は以下ようになる.

- [1] ヘッドの跳躍特性に衝撃加速度の閾値 D_g が大きく関与することを示し, さらに閾値 D_g の近似算出法を示した.
- [2] 衝撃加速度の作用時間 τ と振幅 A_g を変化させ, ヘッドの衝撃跳躍特性を調べた. 加速度振幅 A_g が衝撃加速度の閾値 D_g より十分大きいあるいは小さい場合, ディスクの振動特性を考慮しない解析と考慮した解析ではヘッドの跳躍特性に大きな違いは見られないが, A_g が D_g 近傍にあるときはヘッド跳躍特性にディスクの振動が大きく影響すること, 特に衝撃加速度の周波数がディスク単体のピーク周波数 f_d の近傍にある場合はヘッドの跳躍特性に対するディスクの振動影響は大きいことが分かった.

文 献

- (1) Hamilton, H., Anderson, R. and Goodson, K., *IEEE Trans. on Magnetics*, MAG-27(1991), 4921.
- (2) 高橋, 日本機械学会講習会教材, 940-52(1996), 85.
- (3) 小野・ほか2名, 機論, C62-601(1996)3387.
- (4) 安食・ほか3名, 日本応用磁気学会誌, 20-2(1996), 97.
- (5) T.Kouhei, T.yamada, Y.Kuroba, K.Aruga, *IEEE Trans. on Magnetics*, 31-6(1995), 3006.
- (6) S.Kumar, V.D.Khanna, M.Sri-Jayantha, *IEEE Trans. on Magnetics*, 30-6(1994), 4155.
- (7) 江・長南, 機論, C54-507(1988), 2669.