

第3章 実験方法

図3-0-1に実験方法の全容を示す。ヘッドに働く力、ヘッドの変位、ヘッドとディスクとの接触、ディスク速度、等を表3-0-1に示す方法で調べた。個々の方法は本章の各項で詳細に説明する。

本測定で用いる座標を図3-0-2に示す。

本研究では常に従来型のサスペンション（図1-2-8に示した）を、ヨー角（図1-2-11のskewのこと。スライダの長手方向とディスク回転の接線方向との間の角度）が0度となるようにヘッドアームに固定した。このように、ヘッドアーム・サスペンション・ヘッド・ディスクの4者の位置関係は常に固定されているので、この座標はこれらの測定系全体に固定された座標になっている。

ヘッドのスライダの長手方向をx軸とする。これはディスク回転の接線方向でもある。正方向をヘッド前方に向かう方向としたので摩擦力は負になる。

x軸に垂直方向でディスク表面に平行な平面上にある軸をy軸とする。つまり、ヘッドのスライダの幅方向である。これはサスペンションの長手方向、またはディスクの半径方向である。正方向はヘッドからヘッドアームに向かう方向（ディスク外径に向かう方向）としたので、ヘッド流入端がつんのめる動きは正になる。

xとy軸に垂直な軸をz軸とする。ディスク表面に垂直な軸である。正方向はディスク表面上方に向かう方向で、接触垂直力や流体力学的負荷容量は正になる。

表3-0-2に、本報告の図表に用いる記号類をまとめる。

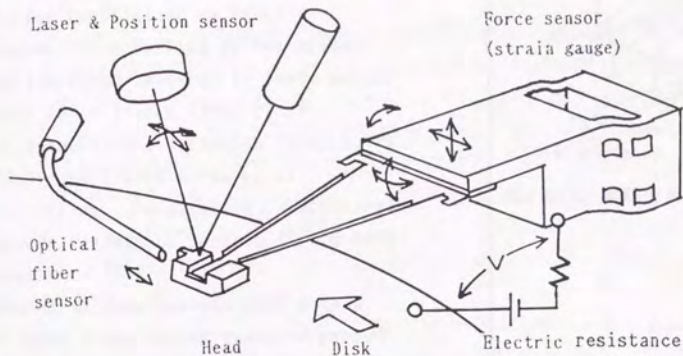


図3-0-1 実験方法の概要

表3-0-1 実験方法の概説

Parameter	Measuring value	Instrument
Force	Deformation of thin plate on head arm	Strain gauge on thin plate
	Deformation of head	Piezo on head back-surface
Displacement	Angle change of reflex on head back-surface	Laser + O/E array converter
	Distance change between fiber & head side-surface	Optical fiber + O/E converter
Contact	Electric resistance change between disk & head	Battery + Voltage-meter
Velocity	Angle of disk rotation	Photo-sensor + Black&white hub

表2-0-2 本文で用いる記号

F_i	Force in i -direction ($i=x, y, z$)
F_a	Average of F_x (friction force)
μ	Friction coefficient ($= F_a/L$)
F_o	Friction force working on the slider
F_n	Friction force measured by force sensor
M_i	Moment round i -axis ($i=x, y, z$)
i	Displacement in i -direction ($i=x, y, z$)
θ_i	Angle round i -axis ($i=x, y, z$) (θ_x :rolling, θ_y :pitching, θ_z :yawing)
R	Electric resistance between disk & head
$1/R$	Conductance of R
E	Measured voltage between disk & head
n	Collision times during measured period
a	Area of real contact point
s_a	Length of real contact point
Δt	Contact time on real contact point
A	Total area of real contact points ($=n \cdot a$)
N	Number of real contact points at measured time
V	Disk tangential velocity
V_t	V in taking off
H_{fa}'	Average of head fly height on real disk
H_{fi}	Inaginary head fly height
H_{fit}	H_{fi} at take-off velocity
L	Load of load arm on suspension
l	Slider length
b	Slider width
$f_{\Delta t}$	Impulse at small real contact point
P_{Vi}	Inaginary disk roughness (peak to valley)
F_n	Contact force normal to disk surface
F_l	Hydrodynamic load
Tex.	Textured disk
Lub.	Lubricated disk
Sub.	Substrate
Al	Aluminium substrate

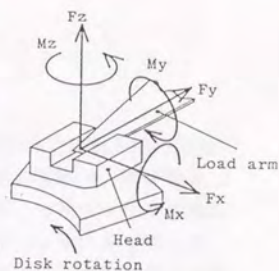


図3-0-2 実験で用いた座標系

3-1 力の測定方法

3-1-1 力を測定する位置の検討

図3-1-1に本測定系の力の流れを示す。ヘッドにはディスクとの接触で生じる力、ディスクとの間の空気流体で生じる力、ヘッド本体が動く時の慣性力、等が働く。これらの力は、ヘッド・ジンバル・ロードアーム・ヘッドアーム・シーク機構部品・フレーム・スピンドル・ディスクと次々に伝達して、再びヘッドに戻ってくる。力を測るためにはこの流れのどこかにセンサーを組み込めばよい。もし、どこかでこの力の流れが切断されているとすると、次のような事態、すなわち加速度が生じて分解している、振動を吸収して高温になっている、もう一つの力発生機構が釣り合う力を発生している、等の事態を考えないといけない。しかし、実際はこのような事態はいずれでも発生していない。

カセンサーを組み込む部品としてはヘッドアームが最適である。力が流れる断面積が小さいこと、回転や並進の運動がなく信号が取り出し易いこと、ヘッドに近い所にあり外乱が少ないこと、等による。ここの変形を歪ゲージで測ればよい。そのうえ、各方向に選択的に変形する薄肉部を形成すれば、その変形を増幅して各方向ごとの力が得られる。ここにカセンサーを組み込む場合の欠点はヘッドで発生する力のうち高周波成分が測定できないことである。柔らかなジンバル・ロードアームに力が流れると、その共振周波数以上の高周波成分は熱に変化して濾過されてしまうからである。

その欠点を除くためには、ジンバル・ロードアームの前のヘッド自身で力を測定することが好ましい。ヘッド自身の変形を測ること、もしこの変形が小さいならヘッドに薄肉部を設けて増幅すること、等が考えられる。

前者はヘッド上にピエゾを張り付けて発生電圧を測る方法として広く用いられている⁽⁶⁾。計算は後述するが、ヘッド上のピエゾはヘッド上の約 $0.1\mu\text{st}$ の歪まで測定でき歪ゲージより歪に対する感度がよい。しかし、後者の変形の増幅は約 $4\times 3\times 1\text{mm}$ と小さいヘッドに薄肉部を設ける加工が難しいこと、薄肉部の変形でスライダ面が $0.01\mu\text{m}$ 以上と大きくたわんで浮上状態が変化すること、等により敬遠されている。

また、図の力の流れの矢印を逆にたどれば、ディスクまたはスピンドルに薄肉部を付けて力を測ることも考えられる。x方向の力(F_x と略す)と F_z だけならトルクと軸力から求めることができる。だが、 F_y やモーメントの測定は困難である。

以上の検討から、本研究では次の方法を行うことにした。

- (1)ヘッドアームに薄肉部を設けて歪ゲージの出力を測る。(本報告ではこのヘッドアーム全体をカセンサーと呼ぶ)
- (2)ヘッド背面上にサスペンションと並んで薄片状のピエゾ素子をはりつけて励

起した電圧を測る。

本節ではこの二つを説明する。実際にこれらを用いて力を測ったところ、次のことがわかった。

(1)カセンサーはヘッドアームに伝達してくる力を正確に測ることができる。しかし、ロードアームがその共振周波数以上の成分を吸収するため、カセンサーではその高周波成分が測定できない。

(2)ピエゾで測った電圧には、ピエゾ素子自身の曲げ振動による歪とヘッドの曲げ振動による歪との両者の情報が重畳している。後者の出力信号はノイズの2倍と小さく、出力とヘッドにかかる力との関係が定量的に求められない。

この結論から、本研究の力の測定は(1)のカセンサーのみを用いる。高周波成分の力信号は第2章で述べた力積モデルを用いて、カセンサーで得られた信号から推測する。

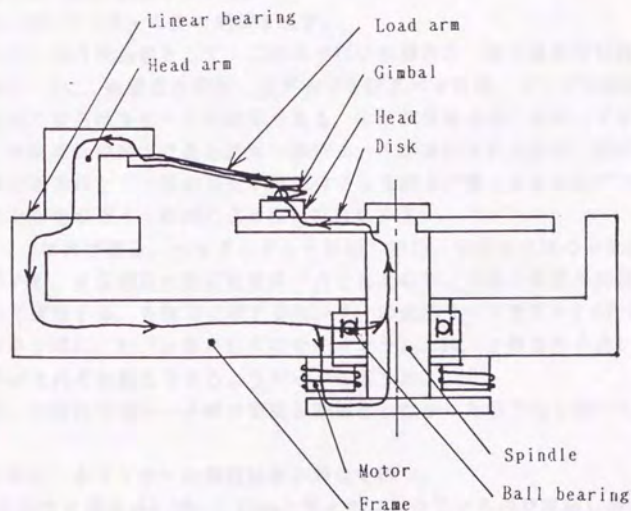


図3-1-1 本測定系の力の流れ

3-1-2 カセンサーの構造とその性能

(1) 特長

本センサーは東京大学畑村教授が設計した。基本構造は彼の設計した一連のセンサーと同じである⁽¹⁷⁾。

このカセンサーを用いた測定の特長は次の三点である。

(a) センサーが高剛性なのでセンサーの有無で測定系が変化しない。力は変形(歪)から変換して求めているが、仮にセンサーの剛性が小さい場合にはセンサーの変形量が大きかったりセンサー自体が低い周波数で共振し始めたりして、新たな力学現象を測定系に追加してしまうが、このセンサーではこうした欠点が生じない。

(b) センサーが5軸力計なので多軸力を同時に測定できる。

(c) センサーは実機のヘッドアームと同形状なので実装状態で測定できる。

(2) 構造

図3-1-2は本センサーを用いた測定を説明する図である。ディスク・ヘッドとカセンサーとの位置関係がわかる。

図3-1-3はセンサー本体の形状を示す。

センサーは力検出部として、二組の平行平板構造と一組の放射平板構造とから成る。図3-1-4に、両構造の形状、歪ゲージを貼るべき位置、ゲージの配線、等を示す。同図の変形は主モードの変形である。平行平板構造の二次モードを図3-1-5に示す。それぞれの軸力で最も変形し易いモードが選択されるので、歪ゲージの貼る位置を変えることで一組の平行平板構造でも6軸力が検出できるはずである。しかし、 F_x と M_x をのぞく4軸力による歪は非常に小さい。

図3-1-2に再び戻る。ヘッドの方から放射、平行、平行と三組の平板構造が形成されている。平板構造の間には剛体が介されており、三組の構造が別個に各軸力に反応して変形する。各軸力に対するセンサーの変形モードを図3-1-6に示す。ヘッドの方から順に、 M_y (y 軸まわりのモーメント)、 F_z (z 軸方向の力)と M_z 、 F_x と M_x 、等がそれぞれ検出できるようゲージを貼った。

なお、本研究ではシーク時の挙動を対象としなかったので F_y を除く5軸力計とした。

その他に、本センサーの構造は次の特長を持つ。

(a) 変形する薄板が $0.20\sim 0.23\text{mm}$ と薄く加工されているので変形し易い。このため、小さな力に対し歪が大きく分解能 2mN と高感度である。

(b) 変形が大きいかかわりなくセンサーの質量が小さいので、取扱時の不慮の落下事故でも壊れにくい。また、薄肉部に小さな塑性変形が生じて、ブリッジ回路を用いているので引張・圧縮が相殺され再び使用できる。

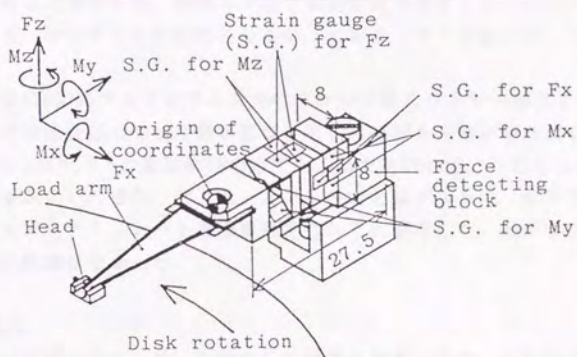


図3-1-2 カセンサーを用いた力測定系

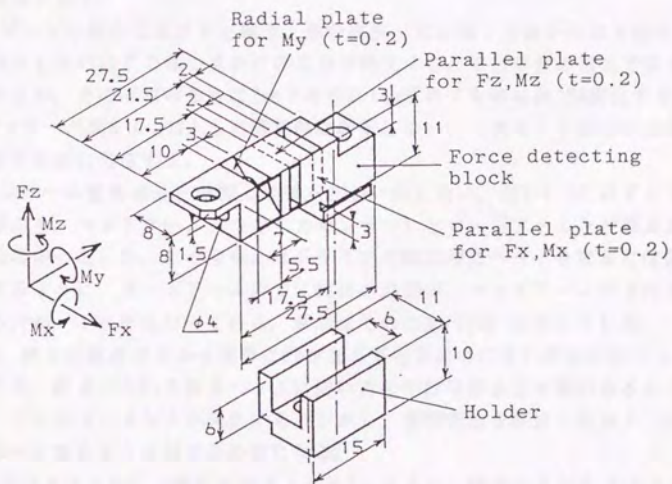


図3-1-3 カセンサーの形状

(c) 薄板と剛体が一体構造なので、それらの境界面の変形回復が原因の力のオフセット（経時変化）やヒステリシスがなない。仮に両者を別々に作って締結した構造を採用した場合には、長期の使用で塑性変形で固定したつもりの境界面に滑りが生じ、オフセットの原因になるが、このセンサーではこうした欠点が生じない。

本センサーはA2017のアルミニウム合金のブロックからワイヤー加工で切り出した。切削加工では残留応力や加工熱が影響してこの薄板を正確に切り出せない。また、薄肉部の 500×10^{-6} の歪は約5Nの力で生じるため30cm落としたぐらいではこわれず使い勝手がよい。また、センサーとフレームとはボルトで、センサーとロードアームとはシアノアクリレート系接着剤でそれぞれ固定した。力のオフセットやヒステリシスに問題はなかった。

(3) 検定結果

次に歪ゲージを貼ったセンサーを検定した結果を示す。なお、これから述べる歪は動歪計の基準出力で較正した4ゲージ分の「歪出力」であり、材料の「歪」そのものではない（が「歪出力」は「歪」の約4倍である）。単位は $\times 10^{-6}$ [-]、または μst を用いる。

ある軸力を単独にセンサーに加えても歪はその軸以外にも生じる（干渉するという）。理由として、

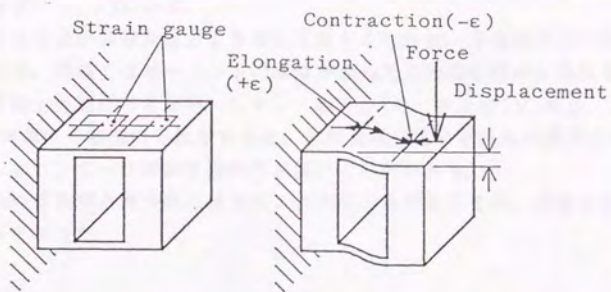
(a) 歪ゲージの貼る位置が不正確で、その変形では引張・圧縮が相殺され歪出力が発生しないはずの軸に見かけの出力が発生する。平行平板の根元で歪が最大になるが、その平板の長さは2mmであり0.1mmずれても歪は約10%変化する。

(b) センサーが図3-1-6のように理想的に変形しない。二次モード成分が変形しないはずの軸に発生する。

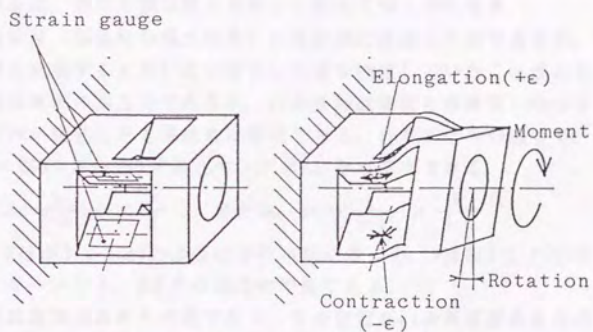
(c) センサーの変形部分と座標上の原点とが一致しない。図3-1-2に示すように座標原点を、ヘッドアーム（つまり力センサー）とロードアームとが接着される部分の中心とした。その部分にはドライブの組立時にヘッドを容易に位置決めできるように、ロードアームの方に筒状の凸部が、ヘッドアームの方にその入る穴が、それぞれ付いている。原点はその凸部（穴）の中心とした。

(c)は、例えば原点の上から純粋に F_z を加えても歪出力には F_z と M_x が生じることの意味する。原点から M_x を測るヘッドに近い方の平行平板まで距離があるので、 M_x のゲージにはモーメントが発生する。しかし、座標原点を決定した以上、計算によって $M_x=0$ になるような補正が必要になる。

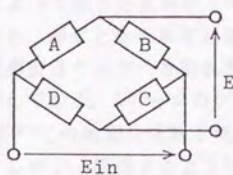
5軸の力ベクトルを F 、5軸の歪ベクトルを S とすると、検定によって $S=A \cdot F$ の関係が得られる。 A は 5×5 の行列で特性行列と呼ぶ。ここでは、センサーに残りの1軸の F_y を加えても他の軸に出力干渉が生じないと仮定した（仮に生じるとしても実際の測定系では F_y が発生しないので問題はない）。



a) Parallel plates structure



b) Radial plates structure



$$\frac{E_{in}}{E_{out}} = \frac{\Delta R}{R} = K \cdot \epsilon$$

c) Bridge circuit

A, C: Strain gauges which expand (+ ΔR)
 B, D: Strain gauges which contract (- ΔR)
 R: Initial gauge resistance
 ΔR : Change of resistance
 K: Gauge factor

図3-1-4 力検出部の基本構造

実際の測定では得られた歪から未知の力を計算するのだから、 $F=B \cdot S$ という関係の方が重要である。Bは5×5の行列でAの逆行列であり、補償行列と呼ぶ。カセンサーのAとBを表3-1-1と2に示す。

AやBの対角成分が非対角成分より著しく大きくなれば、選択性のよいセンサーであるといえる。同表ではモーメントの単位が $mN \cdot m$ で力の単位の mN と異なるため、単純に各成分同士を比較できない。しかし、表3-1-2の、左上の2×2成分、右下の3×3成分、の同単位の範囲内で比較すると、非対角成分はいずれも対角成分の0.5%以下である。本センサーは極めて選択性が良いことがわかる。

なお、力の増加時と減少時には歪にヒステリシスが生じるが、大きさは測定誤差範囲内と小さかった。

(4) 特性

表3-1-3は、本センサーの特性一覧表である。これらの値が本測定に満足する値であるか否かは、系に必要な値と比較して初めて明らかになる。

a)の定格荷重(常用時の最大荷重)は設計前に決定した値であるが、b)の実際の常用出力例と比較するとだいたい好ましい値を推定していたことがわかる。

c)は定格荷重時の歪出力であるが、d)の設計計算値とほぼ等しかったことがわかる。薄板だけが変形したと帰納的に証明できる。計算式は次の通りで、薄板の歪Sは、長さL×幅B×厚みTの寸法とヤング率Eとから算出できる。

$$S = \frac{3 \cdot L}{E \cdot B \cdot T^2} \times \frac{F}{2} \quad \text{または、} \quad S = \frac{3 \cdot L}{E \cdot B \cdot T^2} \times \frac{M}{4 \cdot R}$$

ここに、Fは図3-1-4(a)のように平行平板に働く力、Mは図3-1-4(b)のように放射平板に働くモーメント、Rはその偶力の半径である。

e)の感度は基本力あたりの歪であり、その逆数がg)の基本歪あたりの力である。感度としては後者を用いた方がわかりやすい。感度が本系に十分であるか否かは、熱膨張歪によって生じた見かけ上の力変化(ドリフトと呼ぶ)と解析に必要な分解能との二者と、感度とをそれぞれ比較すればよい。

f)の温度感度はセンサーを恒温槽に入れ、センサー全体を均一に温度変化させた場合の歪変化である。4ゲージのブリッジを組み、かつ銅線で温度補償しているため、 $20 \times 10^{-6} / ^\circ C$ の熱膨張係数を持つ材料でも温度感度は $0.25 \times 10^{-6} / ^\circ C$ と極めて小さくなる。しかし、後述するように個々のゲージが別々の温度を持つと、このように小さくはならない。4ゲージが同温になるよう対策した後のドリフトをh)に示す。

ここでg)の感度と比較する。表からg)とh)はほぼ等しいことがわかる。このh)は最小分解能の意味も持つので、カセンサーの最小分解能は $1 \mu st$ での力(基本歪である $1 \mu st$ あたりの力であるからg)のことである)を見込んでおけばよいという経験則が成立している。

i)は解析に必要な分解能で1 CSSサイクル中の力の変化量の1/10とした。i)もg)

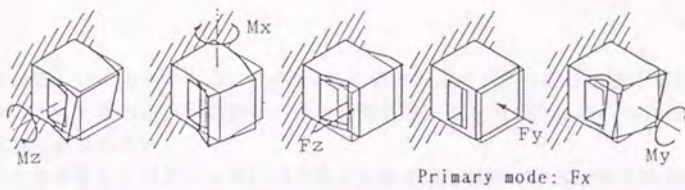


図3-1-5 平行平板構造の二次変形モード

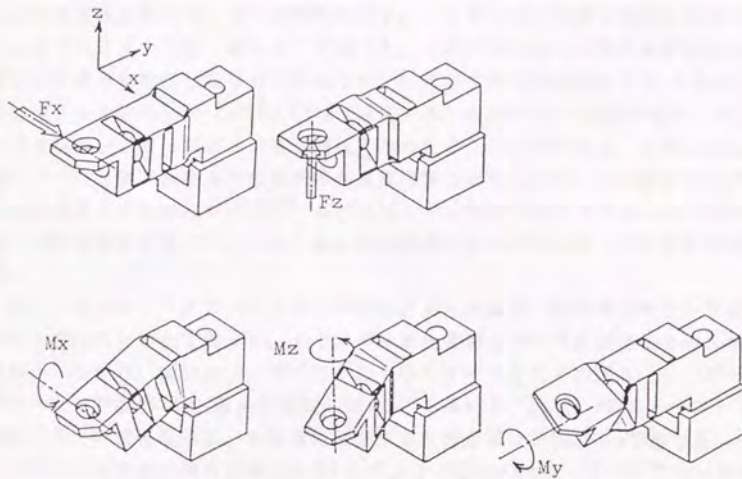


図3-1-6 各軸力によるカセンサーの変形モード

表3-1-1 カセンサーの特性行列

$$\begin{bmatrix} E f_x, 10^{-6} \\ E f_z, 10^{-6} \\ E m_x, 10^{-6} \\ E m_y, 10^{-6} \\ E m_z, 10^{-6} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0.3748 & -0.0016 & 0.1060 & -0.2430 & 0.5410 \\ -0.0004 & 0.5361 & 0.5840 & -0.4560 & 0.0811 \\ -0.0127 & -0.1304 & 7.7900 & -0.7660 & 0.1930 \\ 0.4716 & -0.0038 & 0.0545 & 188.0 & 2.026 \\ 0.1259 & -0.0125 & -0.0174 & -0.3540 & 9.640 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_x, \text{mN} \\ F_z, \text{mN} \\ M_x, \text{mN}\cdot\text{m} \\ M_y, \text{mN}\cdot\text{m} \\ M_z, \text{mN}\cdot\text{m} \end{bmatrix}$$

表3-1-2 カセンサーの補償行列

$$\begin{bmatrix} F_x, \text{mN} \\ F_z, \text{mN} \\ M_x, \text{mN}\cdot\text{m} \\ M_y, \text{mN}\cdot\text{m} \\ M_z, \text{mN}\cdot\text{m} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 2.713 & -0.0045 & -0.0370 & 0.0031 & -0.1522 \\ -0.0035 & 1.832 & -0.1374 & 0.0041 & -0.0133 \\ 0.0046 & 0.0306 & 0.1260 & 0.0006 & -0.0032 \\ -0.0064 & 0.0000 & 0.0000 & 0.0053 & -0.0008 \\ -0.0357 & 0.0025 & 0.0005 & 0.0002 & 0.1057 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E f_x, 10^{-6} \\ E f_z, 10^{-6} \\ E m_x, 10^{-6} \\ E m_y, 10^{-6} \\ E m_z, 10^{-6} \end{bmatrix}$$

にほぼ等しいことがわかる。この2つの比較より本センサーの感度は本測定系に満足するものであることがわかる。最小分解能は、 F_x と F_z で 2mN 、 M_x と M_z で $100\text{nN}\cdot\text{mm}$ 、 M_y で $5\text{nN}\cdot\text{mm}$ である。

j)の出力電圧比はブリッジに1V入力した時の定格負荷下の出力電圧を示す。耐電気ノイズを表す値で各軸は 0.1mV のオーダーの値を示す。本系のノイズが定量的に測れなかったので、これの是非のための比較はできなかった。

k)の固有振動数はセンサーの剛性を示す。ハンマー法（実際は剛球を原点に落としたりピンセットで軽く叩いた）で調べた。これで得られた性能は実測定系の最も柔らかな部分と比較しなければならない。k)に示す固有振動数は $2.9\sim 3.3\text{kHz}$ で、サスペンションの $1.5\sim 2.5\text{kHz}$ （4-2で詳述する）と比べると約2倍大きい。センサーの方がロードアームより大きな剛性を持っていることがわかる。このことより、センサーの有無で測定系の最低次の共振周波数は変化しないことがわかったが、その周波数以上の信号はロードアームが吸収しセンサーで測定できないこともわかった。本節の冒頭で述べたように、力の伝達経路においたセンサーの位置が問題である。

また、センサー・サスペンションの変位と力との関係（変形率と呼ぶ）を図3-1-7に示す測定台の上で調べた。スライダ面をX軸ステージに固定しそのステージを動かしながら、変位をレーザーで、力をセンサーでそれぞれ測る。レーザードップラー計（HP製5528A、最小分解能 $0.01\mu\text{m}$ ）を用いる。図3-1-8にロードアームの変位と力との関係を示す。x方向に注目すると変形率は $8.3\text{nN}/\mu\text{m}$ であった。一方、センサーのx方向の関係は図3-1-9に示すように $63\text{nN}/\mu\text{m}$ と、ロードアームのそれに比べ8倍大きい。センサーの方がロードアームより大きな剛性を持つことがわかった。

この二つの検討より、センサーを組み込むことで測定系の振動状態は変化しないことがわかる。測定系全体の振幅（変形量）はセンサーを組み込むことで約10%大きくなるが、この程度の振幅増加で他の部品と干渉したりヘッ드의浮上特性が変化したりすることはない。また、最低の共振周波数は変化しないので、新たに自励振動を起こすような力学的現象を付加することもない。この意味で測定系の振動状態が変化しないと考えた。

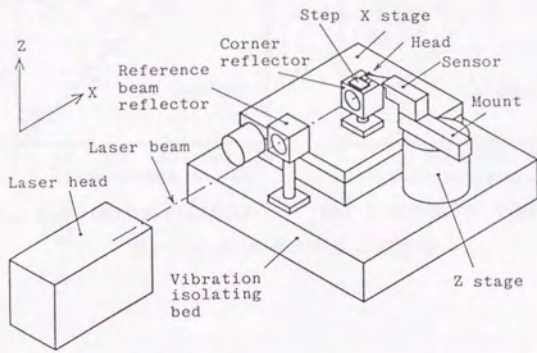
力センサーは計三種類作った。上述のセンサー（B型と命名）と、B型から放射平板を除いた構造を持つ寸法等はB型と全く同じセンサー（A型）と、A型と全く同じ構造であるがダイナミックローディング機構と一体に設計されたセンサー（C型）との計三種類である。構造や特性はほぼ同じであるが、AとC型は放射平板を含まない分だけ固有振動数が 4.5kHz とB型より高く、剛性がやや高くなっていることがわかる。

(5) 使用時の問題点

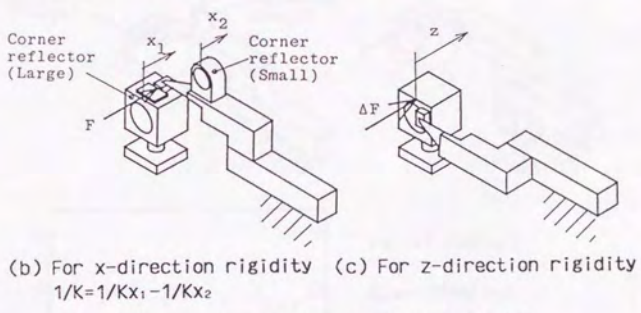
表3-1-3 カセンサーの特性

	unit	Fx	Fz	Mx	My	Mz
a) Rated Load	*	500*	500*	15000*	1500*	15000*
b) Example of force	*	30*	150*	4300*	50*	1000*
c) Nominal stress	μst	187	268	117	282	145
d) Designed stress	μst	273	273	138	351	138
e) Force sensitivity	$\mu\text{st}/\text{mN}$	0.38	0.54	0.0078	0.19	0.0096
f) Heat sensitivity	$\mu\text{st}/^\circ\text{C}$	0.05	0.25	0.25	-0.25	0.25
g) Force per 1 μst	*	2.7*	1.8*	130*	5.3*	110*
h) Force drift in 1 CSS	* * *	2 * *	1 * *	100*	5 * *	100*
i) Necessary resolution	* * *	2 * *	2 * *	100*	10 * *	100*
j) Output per 1V Input	mV	0.094	0.13	0.058	0.14	0.072
k) Resonance frequency	kHz	3.28	2.88	2.88	3.28	3.28

* mN for Fx or Fz, mN·mm for Mx, My, or Mz

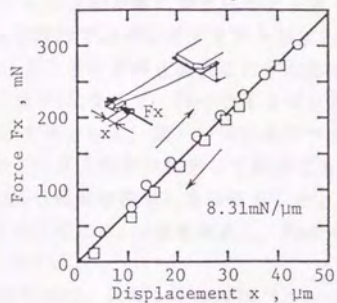


(a) Measuring method of suspension rigidity

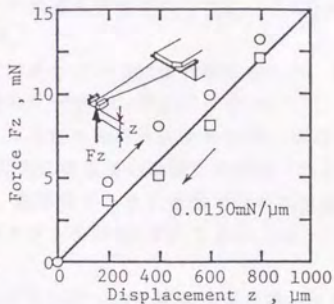


(b) For x-direction rigidity (c) For z-direction rigidity
 $1/K=1/Kx_1+1/Kx_2$

図3-1-7 サスペンションの剛性を測る方法



(a) X-direction rigidity



(b) Z-direction rigidity

図3-1-3 サスペンションの剛性

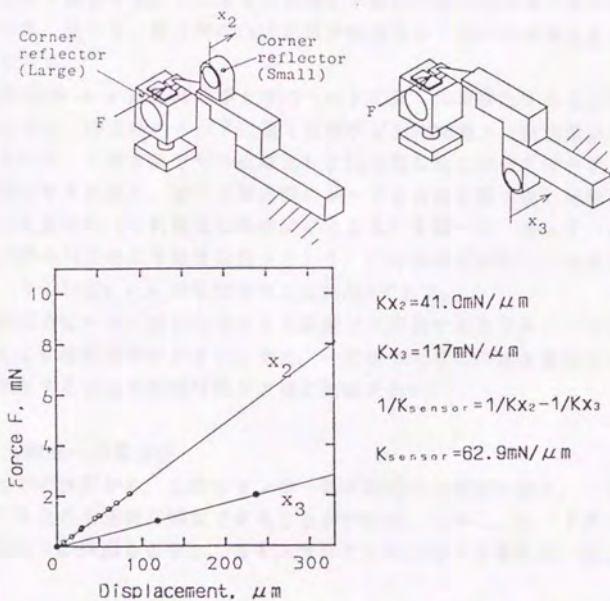


図3-1-9 カセンサーの剛性を測る方法とその結果

実際に使用して明らかになった問題点は、次の二点である。

(a) ディスクの回転に伴う風がセンサーの温度分布を不均一にし、1 CSS サイクル後には F_x で約 10mN のドリフトが生じた。

(b) スピンドルが停止直前にわずかに正逆どちらかに微動回転するので、静止時の F_x が 0 にならず、 $F_x=0$ とするゼロ点のセッティングができない。

(a) の対策として、図 3-1-10 に示すアクリル製のカバーとクロロプレンゴム製のすきまふさぎ（引戸が変形して閉めても完全に閉じない場合に寒風流入防止用にすきまに貼る商品を生用）をつけること、熱容量が小さい実機では暖気運転を 30 分以上することとの、2 点を実施し、 F_x のドリフトを 2mN 以下にできた（表 3-1-3 の h) に示した）。

(b) の問題は、スピンドルが DC ブラシレスモーターの磁極安定点で静止するために発生する。停止直前のヘッドには摩擦力が働いているが、滑走状態から固着状態に変化すると摩擦力を解放すべくスピンドルが逆転し、摩擦力が零になる位置でディスク・ヘッドが静止するはずである。しかし、モーターの磁極が引き合う力が大きく、ディスクは摩擦力が零になった位置では静止せず、引き合う力と摩擦力とが釣り合う位置で静止する。この動きは正逆いずれかの方向の回転であり停止位置によって異なる。従って、静止時の F_x は正の静摩擦力から負の静摩擦力まで広い範囲の値を取りうる。

これは 3600r.p.m. の回転時の浮上時のヘッドに働く F_x を零とすることで解決した。この方法では、浮上時のヘッドに働く流体が原因の摩擦力（粘性抵抗力と呼ぶ）を零とするので、この方法でゼロ点補正した F_x は流体抵抗力の分だけ小さく表示される。これを補正するために、モーター停止時にシークを何度も繰り返し磁極が引き合う力を解放した後の F_x （これは真に零のはずである）を測った。そして、この静止時の F_x と浮上時の F_x との差を粘性抵抗力として、この方法で求めた F_x の測定値に測定後加えた。その 3600r.p.m. の粘性抵抗力は約 5mN である。

粘性抵抗力はヘッド形状とディスク速度とに関係する力であり、センサーのオフセット量より時間変動が小さいと考え、一度測ったらこの値を数時間用いた。この方法を採用することで実験時間が大幅に短縮された。

(6) 本研究への適用性

これまでの検討から、この力センサーは本研究の力測定に適し、ヘッドアームに伝達してきた力を正確に測定できることがわかる。しかし、ロードアームがその共振周波数以上の成分を吸収し、力センサーではその成分を測れないこともわかった。

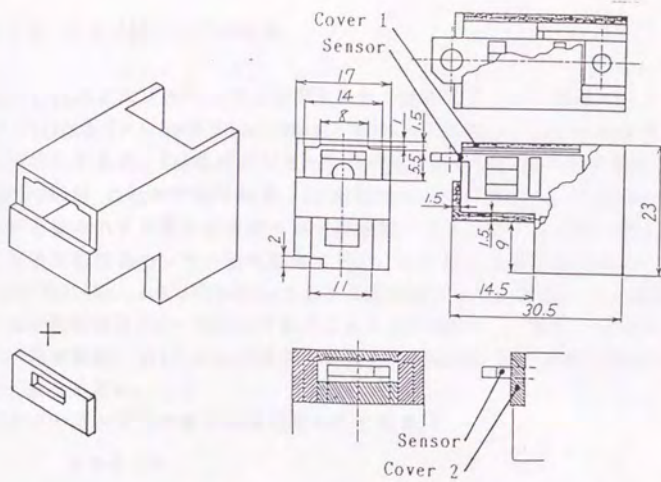


図3-1-10 カセンサーの定温対策用カバー

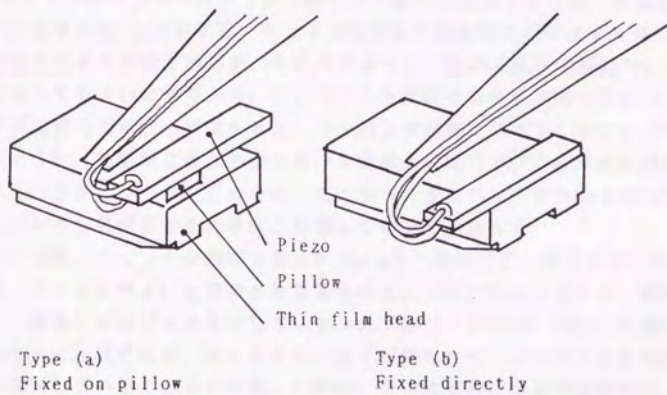


図3-1-11 ピエゾ付ヘッドの形状

3-1-3 ピエゾ付ヘッドの性能

図3-1-11にピエゾ付ヘッドの形状を示す。配線していない薄膜ヘッドの背面にピエゾ (a)は $3.5 \times 1.5 \times 0.50\text{mm}$ 、(b)は $5.0 \times 1.0 \times 0.44\text{mm}$ の素子をエポキシ系接着剤で固定してある。(a)はピエゾとヘッドの間に枕を置いたタイプで出力が高い (S/N比 $>30\text{dB}$) ことが特徴である。(b)は枕なしのものであり、片端の配線部だけヘッドからはみ出すが残りは直接ヘッドに接触するようにピエゾ素子が貼られている。

これらの剛性をハンマー法で測定すると、出力電圧の最低次で最大の卓越振動数は(a)で約 50kHz 、(b)で約 150kHz であることがわかった。薄膜ヘッド本体の曲げ振動の固有振動数は $300 \sim 400\text{kHz}$ でありこれらより高い⁽⁷⁾。また、ピエゾ内で弾性波の共振周波数は、(b)のピエゾ素子で縦長方向 360kHz 、厚み方向 7.2MHz であり、やはりこれより高い。

ピエゾの歪と電圧の関係は次の式で表される。

$$A \cdot S + B \cdot E = F$$

ここに、Sはピエゾの歪、Eはピエゾに発生する電圧、Fはピエゾに働く外力、A、Bは定数である。

(a)のタイプのピエゾが片持ち梁のように曲げ振動しているとしたら、境界条件は $F=0$ で歪Sと電圧Eとは比例する。片持ち梁の曲げ振動数を計算すると、 45kHz と実測の電圧の卓越振動数にほぼ等しいことがわかった。

(b)のタイプのヘッド・ピエゾが一体でかつ剛体であるとしたら、境界条件は $S=0$ で外力Fと電圧Eとは比例する。ヘッド内を伝達する衝撃力がピエゾを押し力になり電圧が生じると説明されるが、それならばピエゾの厚み振動の周波数に実測のそれが重なってもよいはずである。そこでこれも配線のために片端のみみでている部分の曲げ振動の周波数を計算すると、 160kHz と実測値にほぼ等しいことがわかった。

このように、最低次で最大出力を持つ卓越振動数はピエゾ自身の曲げ振動の周波数であることがわかった。このため、出力の大きさはヘッドにかかる力ではなく、ピエゾの慣性力を発生させる加速度に影響していると思われる。

図3-1-12は、ヘッドの仮想浮上量を $0.15\mu\text{m}$ と一定にして、異なる高さを持つ線上突起 (パンプと呼ぶ) に衝突させた場合のピエゾ出力を示している。横軸にパンプ高さ、縦軸にピエゾ出力を示している。左下のパンプ高さ $0.075\mu\text{m}$ に衝突させた場合の出力に注目すると、ディスクとヘッドが接触していないにもかかわらず、出力が発生していることがわかる。これは、空気流が突起前面で圧縮され、ヘッドの前端が持ち上がったためである (データは図4-6-2にて詳細に説明する)。持ち上がりの急激な動きによってピエゾが出力したのであり、力によってではない。

滑走状態の判定にピエゾまたはアコースティックエミッション (AEセンサーと呼ばれる。ピエゾにおもりをつけたもので加速度計として広く使われている。これを

ヘッドアームに接着する)の出力を用いる報告⁽⁷⁾⁽³⁴⁾も多くあるが、ヘッドに摩擦力が働かなくともピエゾに出力が生じるので、この出力から滑走状態を判断することは危険である。

ヘッドの変形に起因する周波数は約300~400kHzである⁽⁷⁾⁽⁵³⁾ため、図3-1-11(b)のピエゾ出力を200~500kHzのバンドパスフィルタに通せばその高次の成分のみを分離できる。しかし、出力はノイズレベルの約2倍と小さく、ヘッドに働く力と出力との関係を定量的に求めることは困難であった。バンド幅を300kHzから10kHzにするとS/N比が30dBも向上するというデータ⁽⁷⁾も報告されているので、個々のヘッドごとに固有振動数を測定しそれを中心にしてバンド幅を狭める方法を探ればよかったと考えられる。

このことから、ピエゾ付きヘッドをカセンサーとして用いるためには、なお一層の検討が必要ながわかった。本研究ではこれをカセンサーとして用いないことにする。

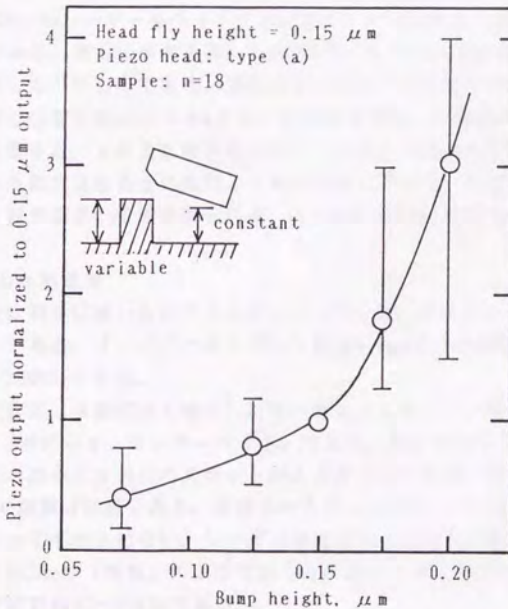


図3-1-12 高さの異なるパンプに衝突した場合のピエゾ出力

3-2 変位の測定方法

(1) 測定系とその測定原理

緒言で述べたように、ドップラー効果や光干渉を原理とするレーザー測定器を用いればヘッドの変位は容易に測定できる。また、ファイバーを併用して多数点を同時測定すればローリング・ピッチングも測れる。しかし、測定器が高価であることが欠点である。本研究ではその1/10と安価な(百万円以下)測定器を用いた。測定原理が異なり測定精度はやや劣るが、本研究の解析には十分な分解能を持つ。

測定系を図3-2-1に示す。3軸を同時測定した。x軸方向の変位(略してx)、y軸回りのピッチング(θ_y または θ_p)、x軸回りのローリング(θ_x または θ_r)の3軸である。

xは光ファイバーセンサーを用い、ファイバー先端とヘッド前面との距離から求められる。センサーの原理を図3-2-2に示す。光が入射ファイバーから広がる角度または反射ファイバーに吸収される角度は常に一定であるから、反射光ファイバーを通る光量はファイバー同士の位置関係とファイバー・反射面間の距離とで幾何学的に決定される。

θ_x と θ_y はHe-Neレーザーをヘッド背面に当て、その反射角の変化を光電素子で測ることで求める。測定の原理を図3-2-3に示す。本方法は長岡科学技術大学の矢嶋教授が考案した⁽¹⁾⁽²⁾のものである。反射光を二次元フォトセンサー素子に当て、そのスポット重心位置の変化から θ_x と θ_y の変化を得る。反射光によって励起された素子内の光電子は、xの正方向の極と負方向の極とに分かれて素子内の抵抗体を流れる。流れた抵抗体の長さに比例して電圧が生じるから、その二極の電圧比を求めることで反射光の重心位置が得られる。y方向の極も同様である。

(2) 使用した測定器

x方向の変位測定に用いた光ファイバーセンサーは、フォトニック櫛型フォトニックセンサーである。ファイバーのスポット径は0.8 μm で、分解能は0.2 μm 、追従周波数はDC~100kHzである。

θ_x と θ_y の測定(θ 測定法と略す)に用いたフォトセンサー素子は、浜松ホトニクス櫛型PSH(ポジションセンサーヘッド)である。素子を取り付けた3次元テーブルを動かしてこの中に反射光のスポットが入るようにするが、受光面積が10 \times 10 μm^2 と広いので調整は容易である。反射光のスポット形状は丸である必要はなく、どんな形であってもかまわない。レーザー発生器から出力された入射光のスポット形状は、長さ約3 μm の「帯星」のようであったが測定には問題がなく、使い勝手はよい。追従周波数はDC~50kHzである。

角度を微小変化できるテーブルに載せた反射鏡によって、反射角の変化と電圧比の変化とを検定し θ と出力との比例定数を求める。素子の分解能は10 μm なので、

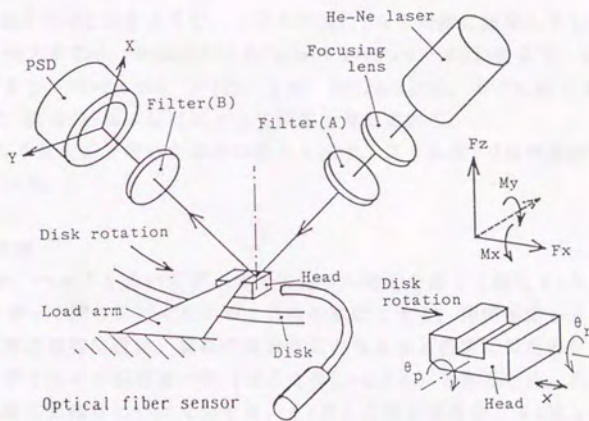


図3-2-1 変位の測定系

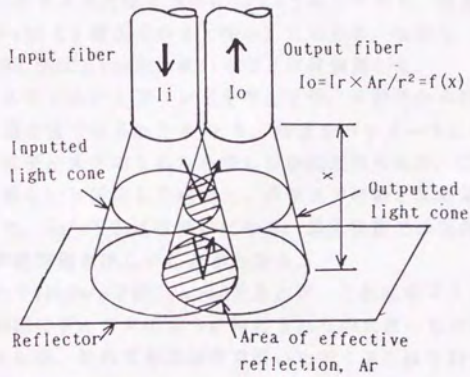


図3-2-2 x軸方向の変位を測る原理

図3-2-3より、 $2 \cdot \theta \cdot L = 10 \mu\text{m}$ 、 $L = 890\text{nm}$ だから、 $\theta = 6 \mu\text{rad}$ が最小分解能になる。測定時にはヘッド(63ng)の背面にガルバノメータ用反射鏡(0.5ng)をつけて反射光量を増やし感度を向上させた。

本方法は図3-2-4に示すように、 z 方向の変位 H も θ 同様に検出してしまふ。素子の分解能を代入すると、 $H \cdot \sin(2 \cdot \phi) / \cos(\phi) = 10 \mu\text{m}$ 、 $\phi = 25$ 度より、 $H = 12 \mu\text{m}$ が得られる。つまり、 $\theta = 6 \mu\text{rad}$ 、 $H = 0$ と、 $\theta = 0$ 、 $H = 12 \mu\text{m}$ とは、素子に同じ出力を発生させるので、後者の H は θ 測定にとって誤差と見なされる。

表3-2-1に θ 測定系で用いた部品の諸元を示す。フィルターAは光量調節、Bは迷光防止に用いた。

(3) 測定例

図3-2-5は、ヘッドを除いてディスクに直接入射光を当てて得た θ_x と θ_y と、静電容量センサーで測ったディスクの z 方向の変位 z とを、同時測定して比べたものである。後者の測定位置は、前者の反射位置のちょうど裏側に当たるディスク裏面上である。ディスクの板厚は一定(ばらつき $1 \mu\text{m}$ 以下)であるため、表面の z 変化と裏面の z 変化とは等しいと見なせる。 θ_x は z と同じ波形を、 θ_y は z の微分波形と同じ波形を持つことがわかる。表面平坦度測定装置で測ったところ、図の左下に示すように、ディスクが変形していることがわかった。表面の曲面は、ある直線の一端を固定しもう一端を上下にうねるように動かしながら一周する場合の直線の軌跡に等しい。この結果より、 θ の値はディスクのうねりを正確に測定できることがわかった。なお、このディスクは z 方向に $33 \mu\text{m}$ うねっており、前述の検討によるとこの値は θ の $17 \mu\text{rad}$ (z 補正分の θ と呼ぶ)に当たる。しかし、ディスクの θ_y 、 θ_x とも値が、 $4000, 3000 \mu\text{rad}$ と大きいのでこれは無視した。

図3-2-6は、ガラスディスク上でヘッドを浮上させ、干渉光から得られた浮上時のピッチ角 θ_y と本測定法で得られた θ_y とを、周速をパラメータにして比べた結果である。後者の θ_y はディスクのうねりを差し引かねばならぬが、この図の場合、 10m/s での値が両者等しいと仮定して求めた。ガラスでの●と本測定法での○とを 10m/s で一致させると、 0m/s で○はほぼ零になる。静止状態では当然 $\theta_y = 0$ であるから、本測定法の θ の絶対値も正しいことがわかる。

この図の滑走時の θ_y は 2m/s で約 $30 \mu\text{rad}$ であるが、これはディスクに起因する θ 成分より小さい。前図のディスクのように特にうねりの大きいものは予め選別して実験には用いながったが、それでも本研究で用いたディスクはうねっていて約 $100 \mu\text{rad}$ の θ 成分があった。本研究で「ヘッド本来の θ_x や θ_y 」と断わる場合は、この図のようなディスクのうねりの θ とディスクの z 補正分の θ とを測定値から差し引いて求める。

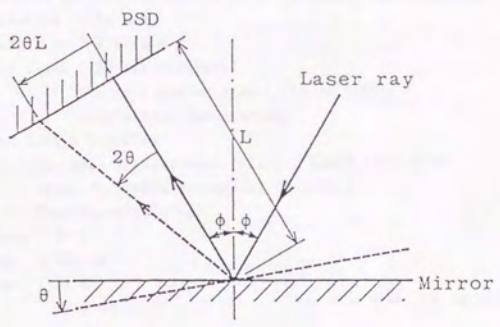


図3-2-3 ピッチング・ローリングを測る原理

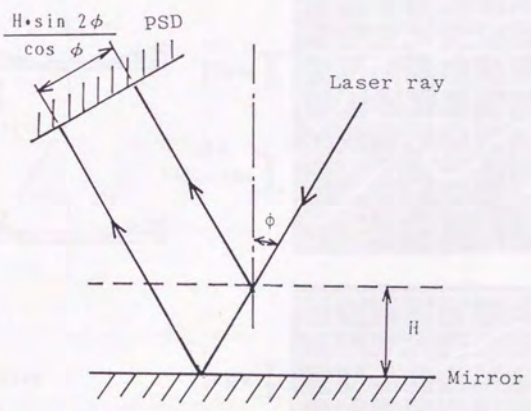


図3-2-4 z軸方向の変位が原因の θ 測定系の誤差

表3-2-1 各測定部品の諸元

- He-Ne laser : GLG-5350 (NEC)
 - Wave length : 632.8 nm
 - Output : 5 mW
 - Beam diameter : 0.8 mm
- PSD : Position sensitive device ; C1454-03 (Hananatsu Photonics K.K.)
 - Resolution : 10 μ m
 - Sensitivity : 5 mV/ μ m
 - Noise level : 80 mVp-p(10kHz)
- Focusing lens : Spherical convex lens ; SLB-30-1000P
(Sakaigarasu Engineering)
 - Focal length : 1000mm
- Filter(A) : Variable transmission filter ; small type S-24
(Chuo Precision Industrial Co.,LTD.)
- Filter(B) : Interference filter
 - ϕ type : 20 $\%$
 - λ max : 630 nm
 - T max : 38 $\%$
 - λ 1/2 : 10.5 nm

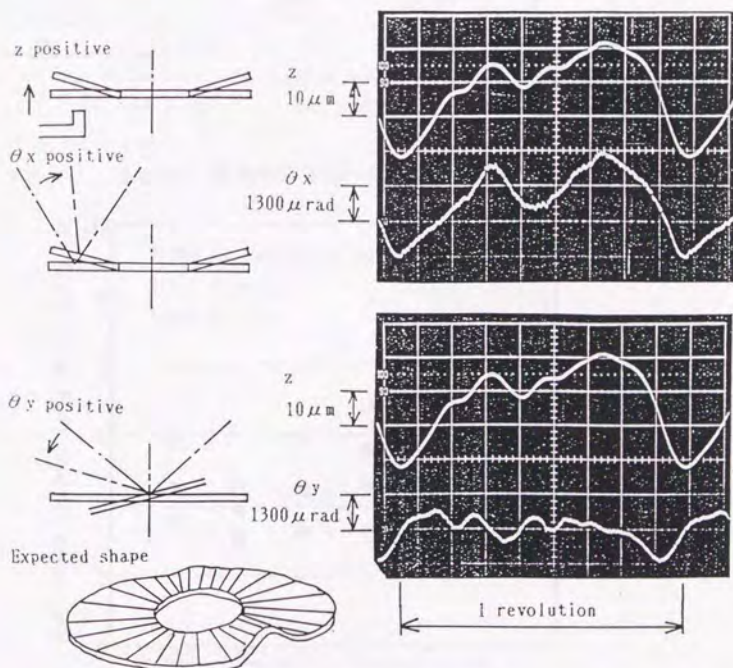


図3-2-5 θ 測定系で測ったディスクのうねり

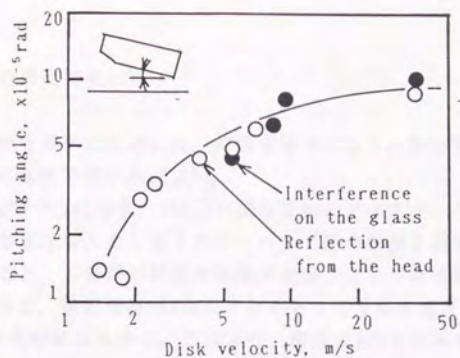


図3-2-6 θ 測定系で測った浮上中のヘッドのピッチング

Ball & Spring sputtered with gold

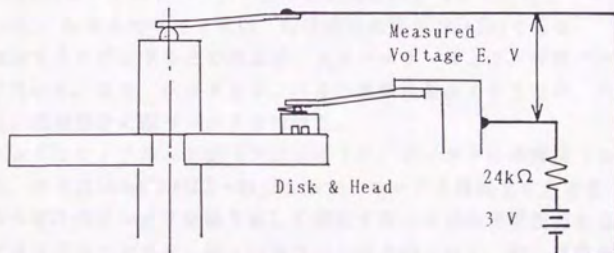


図3-3-1 電気抵抗を用いた接触の測定系

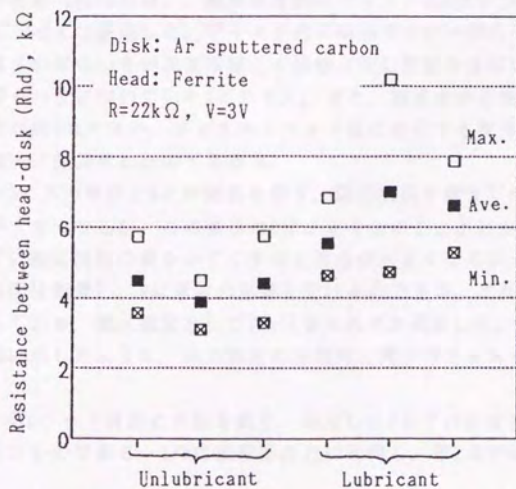


図3-3-2 潤滑液の有無による接触抵抗のちが

3-3 接触の測定方法

接触の有無を調べるためには、緒言で述べたように測定方法としてディスク・ヘッド間の電気抵抗を用いればよい。

測定系を図3-3-1に示す。24k Ω の固定抵抗とディスク・ヘッド間の抵抗を直列につなぐ。3Vの電圧を入力しディスク・ヘッド間の電圧を測定する。ヘッドがディスクから離れると、回路が切れ接触抵抗が無限大になり測定電圧は3Vになる。逆に両者が密着すると、接触抵抗が24k Ω より小さくなり測定電圧も約0.5Vと小さくなる。測定電圧Eは次の関係を持つ。これより、接触抵抗Rを計算する。

$$E = \frac{E_0}{1 + \frac{R_0}{R}}$$

ここにEはディスク・ヘッド間の測定電圧[V]、Rはディスク・ヘッド間の接触抵抗[k Ω]、E₀は入力電圧で3[V]、R₀は固定抵抗で24[k Ω]である。

回転するスピンドルとの接点は、スチールボールとリン青銅パネ板とを金メッキして用いた。また、ヘッドとジンバルの導電性を良くするため、ヘッド側面の可動しない接触部分に銀ペーストを付けた。

ヘッドにモノリシック型（フェライト）、ディスクに薄膜型（カーボン）を用いると、押付力100mNでRは3~6k Ω を示す。ヘッドを接触させたまま、場所を変えずに入力電圧のオンオフを繰り返して測定すると $\pm 2\%$ の再現性があるが、一度持ち上げて再び接触させると、約 $\pm 5\%$ 異なった値が得られる。微小距離だけずれて真実接触点が異なったのであろう。図3-3-2は、ディスクとその中の場所を変えて測定した結果である（R₀=22k Ω ）。潤滑液の有無のディスク各3枚ずつ、各ディスクで場所を変えて20点ずつ測定した。ディスク内の場所で $\pm 20\sim 30\%$ もばらつくことがわかる。面粗さのばらつきが真実接触点の接触点数に影響を及ぼしたと考えられる（面粗さのばらつきについて3-4-2に示す）。また、潤滑液の有無で平均を比べると、有りの方が約40%大きい。ディスク・ヘッド間に存在する潤滑液の大きな電気抵抗が接触抵抗に加算されたのであろう。

図3-3-3に入力電圧とRとの関係を示す。固定抵抗を変えずに入力電圧を高くすると電流が大きくなるが、この場合のRは小さくなることがわかる。また、入力電圧を変えずに固定抵抗の値を小さくすると電流が大きくなるが、この場合もRは小さくなる（図は割愛）。Rは電流の影響を受けるのである。これらの検討より、入力電圧として3Vを、固定抵抗として24k Ω をそれぞれ決定した。電流は約0.1mAである。また、図に示したように、入力電圧の増加時と減少時でヒステリシスは生じなかった。

図3-3-4はヘッド背面に分銅を載せ、測定したRをその逆数のコンダクタンス1/Rでまとめたものである。1/Rは接触垂直力に比例し、第2章で仮定したモデルの小仮

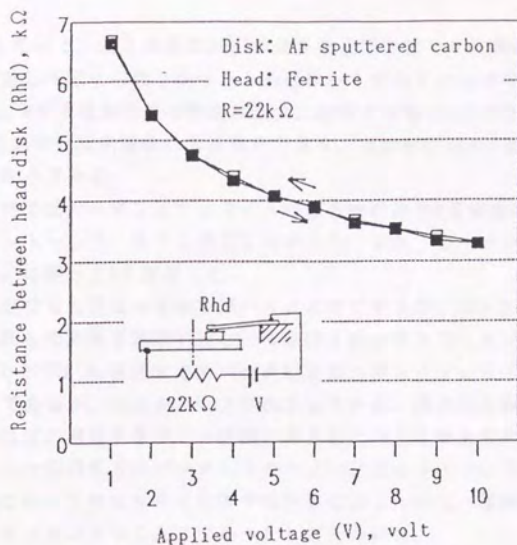


図3-3-3 接触抵抗に及ぼす入力電圧の影響

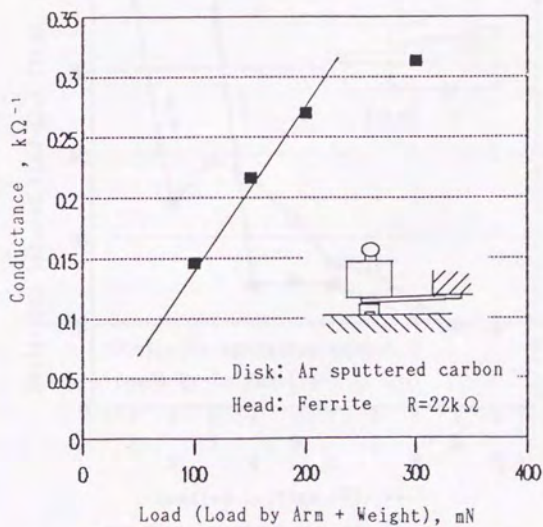


図3-3-4 接触抵抗に及ぼす接触垂直力の影響

定(9)が成立している。右上の点は20gfの大きな分銅を載せた結果だが、分銅の体積が大きく安定して載せられなかったから直線からずれているのであろう。

本研究では、Rを接触垂直力や測定摩擦力と比較する場合に1/Rに変形して用いた。それは1/Rがそれらと比例関係にあるからであり、反比例になるRよりわかりやすい図が得られるからである。

なお、本研究ではカーボンとフェライトの組合せのみでRを取扱い、塗布ディスク、コンポジットヘッド、等では測定しなかった。また、カーボンもAr雰囲気ですパッタしたものに限ってRを測定した。

その他の組合せでも接触の有無を調べることはできるが、図3-3-3のように入力電圧と接触抵抗との関係を測定すると、増加時と減少時とでヒステリシスが発生する。例えば図3-3-5はCH₄雰囲気ですパッタしたカーボンとフェライトとを組み合わせた場合の例であるが、ヒステリシスが発生している。膜の絶縁破壊が生じたようにある電圧で抵抗が激減するが、一度減少すると元の大きな抵抗に戻りにくくなる。本研究で用いたAr雰囲気ですパッタしたカーボンとフェライトとの組合せでは、何度測定してもこのようなヒステリシスが発生しなかったので、接触時に放電して別の物理現象が生じるようなことはなかったと考えられる。

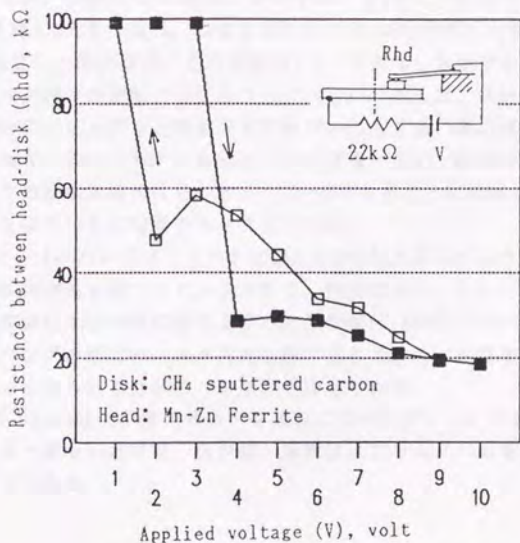


図3-3-5 接触抵抗に及ぼす入力電圧の影響
(ヒステリシスの発生例)

3-4 実験に供したディスク・ヘッド等の諸元

本節では実験に用いたディスク・ヘッドを説明する。次に、5-2で使うダイナミックローディング装置と、5-3で使うスティックスリップ防止HGAとを、それぞれ説明する。

3-4-1 ディスク

ディスクの諸元を表3-4-1に示す。薄膜型はSputteredと記されている。Sub.は基板材質、Tex.はテクスチャーの有無、Lub.は潤滑液の有無、Thick.は潤滑液の膜厚を示している。RoughnessのRaとPVは1-3-1の面粗さの項で述べた干渉縞走査式のワイコ(TOPO-2D,WYCO社製)を用いて測定した値である。対物レンズは10倍で測定長は1.32nmである。2次元の測定でかつレンズの倍率の小さいものを用いたが、これは研究開始当初これしか使用できなかったためである。研究の連続性を考慮してこの値を記す。

対物レンズ10倍(測定長1.32nm)と40倍(同0.25nm)とでは2次元のPVの値に大きなちがいが無い。40倍にして2次元(半径方向)と3次元とを比べると、3次元の方が2次元より約30%大きくなる。つまり表のPVの値の約30%増した値が、40倍のレンズで3次元測定した値になる。この値は図1-3-9で説明した値である。

一枚のディスク内での面粗さのばらつきは大きい。例えば、40倍・3次元測定の場合、PV平均で約60nmだとすると標準偏差は約10nmにもなる。表の値は3回の測定の平均データだから、数nmのちがいを言及しても意味がない。前節の図3-3-2で一枚のディスク内での接触抵抗のばらつきが $\pm 20\sim 30\%$ あることを指摘したが、これは面粗さの大きなばらつきに起因すると考えられる。

ディスク#D1~D4のバンプディスクとは図3-4-1の左上に示すように、半径線上に細長くつけた線状突起を持つディスクである。突起はスパッタしたチタン(#D1,D2,D4)や、傷の脇に土手の様に盛り上がった塑性変形(#D3)である。図3-4-1に断面例を示す。バンプの幅はディスク円周方向の長さである。自動車を徐行させるために道を横切って作られる凸状のバンプから命名された。

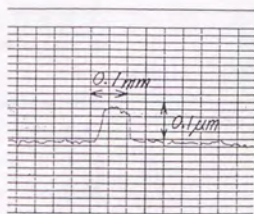
ディスク#E1,E2,E6は化学強化ガラスを基板に用いたディスクである。硬質下地膜・テクスチャーがないだけで、磁性膜・保護膜はアルミニウムを基板にしたディスクと全く同じである。

表3-4-1 実験に供したディスクの緒元

#	Disk			Lub. Thick.	Roughness		Bump		
	Structure	Sub.	Tex.		RA	PV	Height	Width	
A	Coated	Al	---	yes	---	22	nn	227	nn
B	Sputtered	Al	yes	yes	22	A	7.0	56	
C	Sputtered	Al	yes	no	---	4.1	36		
E1	Sputtered	Glass	no	yes	22	0.56	3.5		
E2	Sputtered	Glass	no	no	---	0.58	4.2		
E3	Sputtered	Al	yes	yes	22	5.6	42		
E4	Sputtered	Al	yes	no	---	6.2	40		
E5	Sputtered	Al	no	yes	22	2.5	18		
E6	Sputtered	Glass	no	yes	17	0.67	6.7		
D1	Bump	Al						0.13	μ n 0.1
D2	Bump	Al						0.09	0.1
D3	Bump	Al						0.14	0.2
D4	Bump	Al						0.18	0.42



Bump #D2



Bump #D3

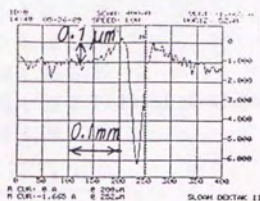


図3-4-1 バンプディスクの断面

3-4-2 ヘッド

ヘッドの諸元を表3-4-2に示す。

モノリシック型とコンポジット型のヘッドを用いた。#1~6,8,9は一個のヘッドのデータを示すが、#7は一つの製作ロットの平均値を示す。全てのヘッドがワトラス型のサスペンションをつけzハイトは2.54mmである。Loadは押付力、b,lはスライダの幅と長さ、A,Bはヘッドの長さと幅である。浮上量は、ガラスディスク上に浮上させた場合に生じる干渉縞から測定した仮想浮上量（理論平滑面上の浮上量で図1-3-16で説明した）である。表にはその近似式の $H_{fi}=a \cdot V^b$ の定数aとbとを記す。

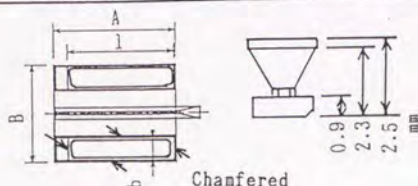
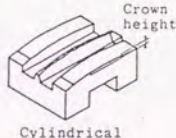
#4のCrownのヘッドとは、表の左下に記したように、中凸のスライダー形状を持つものである。その他のFlatのタイプでも0~10nmの自然なクラウンが付いているが、#4は80nmと故意に大きく付けられている。

#8のRound chamferedのヘッドとは、表の中央下の図の矢印で示した3本のスライダー面の各4辺の角を、幅で約50 μ m、深さで約2 μ m丸く面取りしたものである。砥粒を貼付けたテープで軽く磨くと容易に研磨できる。流体空気がスライダーの長手方向からも入るようになるので、そこから空気が入る条件に変えると浮上状態が著しく変化する。本研究ではヨー角を零としてHGAを固定したのでこの浮上量の変化は無視できる。

表3-4-2 実験に供したヘッドの諸元

#	Head Structure	Load nN	Dimension, nm					$H_{fi}=a \cdot V^b$	
			b	l	A	B	special	$H_{fi}(\mu\text{m}), V(\text{m/s})$	
1	Monolithic	93	0.75	3.58	4.09	3.17		a=0.091 b=0.65	
2	Monolithic	157	0.75	3.63	4.07	3.20		0.070 0.65	
3	Monolithic	189	0.77	3.56		3.07		0.057 0.70	
4	Monolithic	93	0.70	3.62	4.05	3.06	Crown 80nm	0.078 0.66	
5	Composite	100	0.40	4.11	4.65	3.19		0.033 0.65	
6	Composite	147	0.54	3.83	4.26	3.20		0.028 0.87	
7	Monolithic	94	0.78	3.60	4.09	3.22		0.07 0.6	
8	Monolithic	94	0.76	3.60	4.09	3.22	Round chamfered		
9	Monolithic	107	0.62	3.68	4.09	3.20		0.073 0.58	

Note: #4 Crown



3-4-3 ダイナミックローディングの装置

図3-4-2に構造を示す。ソレノイドに電圧を加えると上図のように鉄片の右端が左に引かれピンはばねを縮めながら押し出る。ピンはロードアームの下部を突き上げ、ヘッドはアンローディングされる。逆に電圧を切ると、下図のようにばねが伸びてピンが右へ引き戻されローディングされる。

このピンの動く速度はソレノイドの電圧とばね強さなどで調節する。ところが実際に作動させると、ピンとリニアベアリングとの摺動抵抗が大きいので、ソレノイドの電圧では速度を調節できなかった。低速を要するローディングでは指を鉄片の右端に添えダンパーとして用いた。

この機構の根元には力センサーC型が組み込まれており、4軸力が測定できる。図3-4-3に全容を示す。

3-4-4 スティックスリップ防止HGA

スティックスリップを防止するために考案したHGAを示す。

図3-4-4は「自己剥離型サスペンション」と呼ぶ新サスペンションである。これは畑村教授が考案したものである。二枚の上方斜めに開く板Aがジンバルで、二枚の平行水平板Bがロードアームである。それぞれの板材をSUS304の0.04mm厚の板からエッチングで切り出し、エポキシ系接着剤で組み立てた後、銅ペーストを塗って導電性をもたせた。

x方向のバネ係数は $2.1\text{mN}/\mu\text{m}$ とワトラスに比べ1/4と小さく（柔らかく）、固有振動数も 600Hz で1/3と小さく（柔らかく）なる。押付力は 95mN 、または 190mN になるようにzハイトを変えて調節した。

図3-4-5はサスペンションを変えずにヘッドの方を工夫した4種類のHGAである。(a)はヘッド(64mg)の後ろの部分に鉛(12mg)を貼付けたもの、(b)はヘッドの上にもう一つヘッドを逆さにして貼付けたもの、(c)はジンバルを接着剤で固めたものである。各々スライダ幅 $b=780\mu\text{m}$ (表3-4-2の#7)のモノリシックヘッドを用いた。

これらの変形モード等は5-3-1、5-3-2で詳しく説明する。

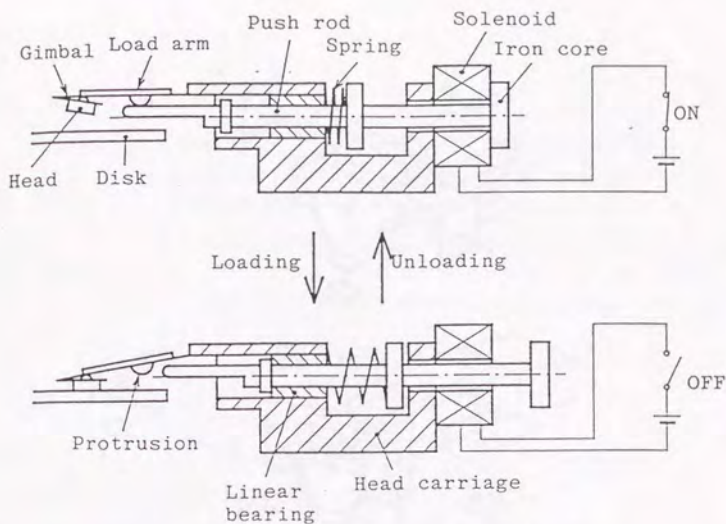


図3-4-2 ダイナミックローディング装置の構造

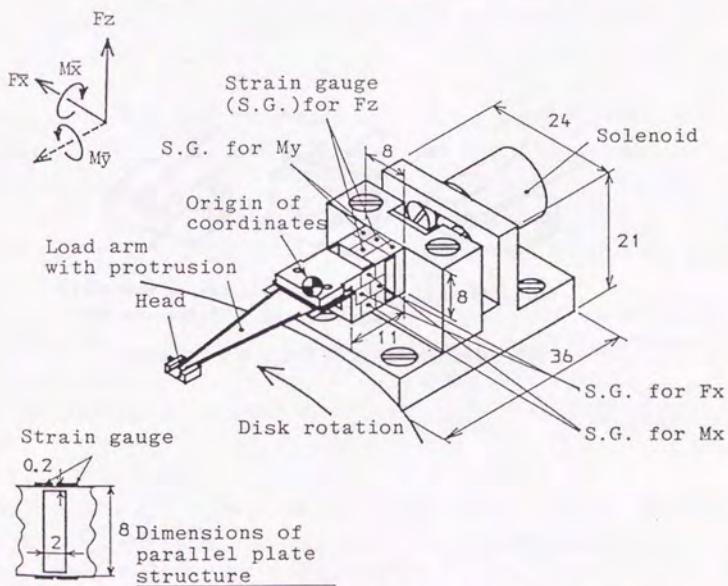


図3-4-3 ダイナミックローディングの挙動を調べる測定系

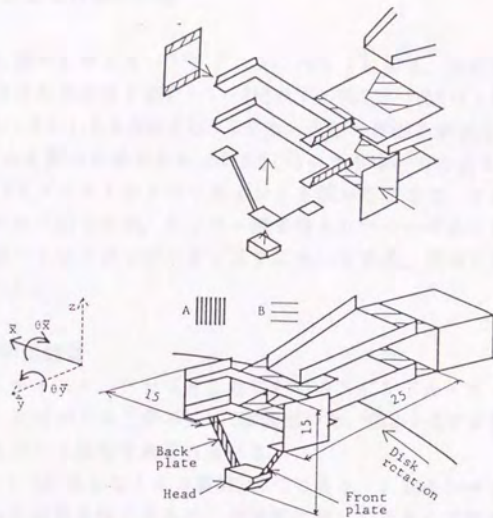
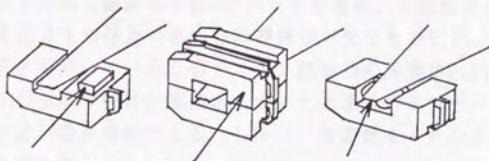


図3-4-4 自己剥離型サスペンションの構造



a) Excess weight on the trail b) Excess weight on the back c) Excess glue

図3-4-5 スティックスリップ防止HGAの形状

3-5 測定系および測定手順

前節までに述べたセンサー・ディスク・ヘッドに加え、補助測定装置・データ処理機器をも含めた測定系を図3-5-1~4に示す。図3-5-1は4-2で5軸力を測定した場合の、図3-5-2は4-1,3,4,6および5-3で力・変位・接触を測定した場合の、図3-5-3は4-1で5軸力を測った場合または4-7でCSSテスト中の力の変化を測定した場合の、図3-5-4は5-2でダイナミックローディングを試みる場合の、それぞれ測定系である。

実験を能率良く行うため、センサー類で得られたデータはリアルタイムでデジタル化し、測定ごとにフロッピーディスクにセーブする。同時に最高8チャンネルでデータを採った。

(1) 補助測定装置

センサー・ディスク・ヘッドを載せるためのスピンドル・モータ・ハウジング(総称して、スピンドルと呼ぶ)は2種類用いた。図3-5-3では実機を図3-5-1,2,4では実験用スピンドルをそれぞれ用いる。

実機は図1-1-1に示したトキコ製DK303-2である。5.25インチディスク2枚で記憶容量10MBytesの低容量機であるが、本実験に対しては多くの利点を持つ。シーク機構がリニア方式であり常に零のヨー角でヘッドを固定できること、モータのトルクが小さくCSS時のディスク加減速が遅いので滑走時のデータが長時間採れること、ヘッドアームの外形が大きいのでこれを力センサーに作り替えやすいこと、等が挙げられる。

実験用スピンドルは三鷹製作所製RVAメータである。本来はディスクのランナウト(うねり)を測るために用いる。回転速度が可変であること、エアスピンドルとオルダム継ぎ手を用いているためディスク回転時の振動が $0.1\mu\text{mpp}$ 以下と小さいこと、スピンドルを取り付けた基盤が大きいので多くのセンサー類をディスク回りに設置できること、等が長所である。しかし、可変速モータからの電磁ノイズが大きいことが短所である。

ディスク速度は、高速時では1パルス/回転のインデックス信号の周期から計算した。低速時には、黒白と15度ごとに色分けしたハブをフォトセンサーで色識別し、その周期より計算した(ただし25r.p.m.以下は認識できない)。

実験の環境は清浄度クラス100、温度 22 ± 2 度、湿度 $50\pm 10\%$ に調節されている。

(2) データ処理機器

データをデジタル化する場合、重要なことはサンプリング周波数とビット数である。サンプリング周波数は少なくとも力センサーの固有振動数の2倍必要である。このため、チャンネルごとの動歪計の搬送周波数を25kHzで、A/D変換の1チャンネル当りのサンプリング周波数を10kHzまたは16.6kHzでそれぞれ測定した。前者は日本

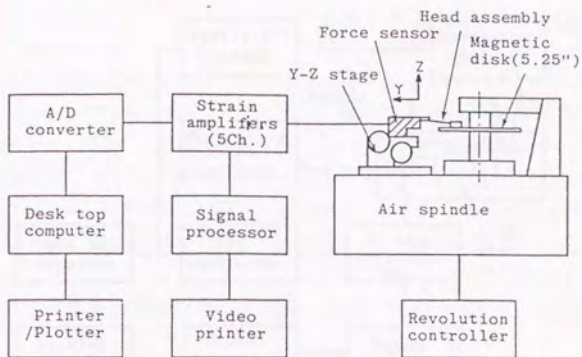


図3-5-1 3軸力を実験用スピンドルを用いて測定する場合の測定系

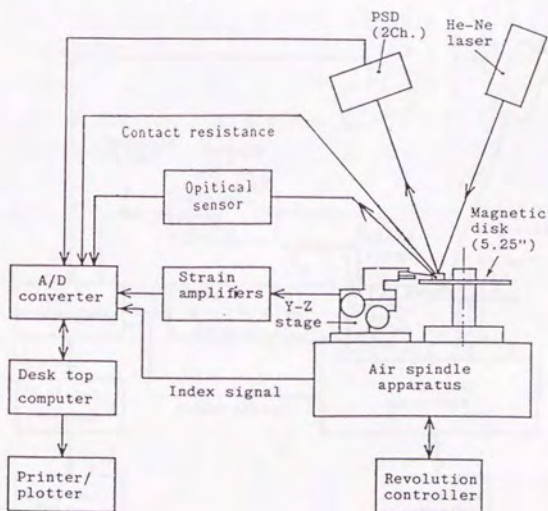


図3-5-2 力・変位・接触を実験用スピンドルを用いて測定する場合の測定系

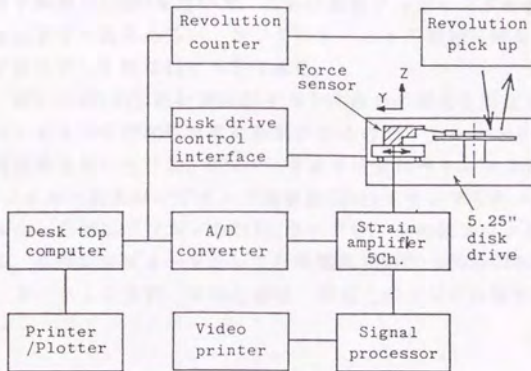


図3-5-3 5軸力を実機を用いて測定する場合の測定系

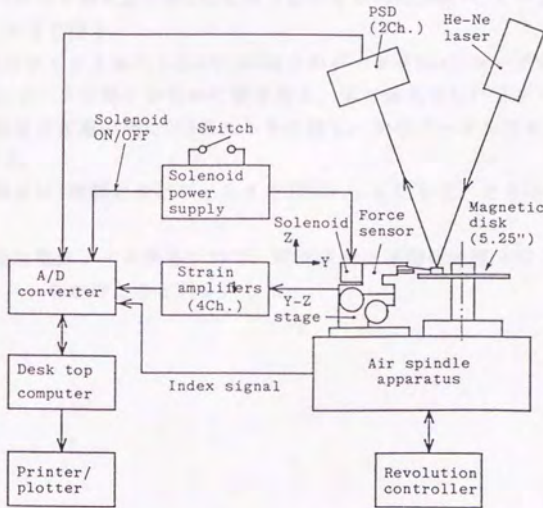


図3-5-4 ダイナミックローディングの挙動を調べる場合の測定系

電気三栄機製6M84を用い、10kHzまで信号の減衰はないことを確認した。後者はカノーパス電子機製ADX-98Eを用いた。これは最高サンプリング周波数100kHz・最大16チャンネルまで可能であるが、サンプルホールドの機能は持たない。なお、デジタル変換されたビット数は12ビットである。

ただし、図3-5-3に示した4-7のCSSテスト中の力の変化を測定する場合は、セーブされるコンピュータの記憶容量に制限されるので、1チャンネル当り1kHzのサンプリング周波数を用いた。A/Dコンバータはマイクロサイエンス機製DAS-1898CPCで、最大8チャンネル・最大サンプリング周波数10kHz・サンプルホールド可能である。

デジタル化した値はパソコンのRAMにセーブし、その後フロッピーディスクにファイルする。このコンピュータとして日本電気機製PC-9800VX2を用いた。歪から力への変換、スペクトル分析、平均化処理、等はこのデジタル値を使って測定後に行なった。

(3) 測定手順

図3-5-1, 2, 4に示す測定系では一回の測定で約300nsecの間のデータを採る。まず、ディスク回転を3600r.p.m.にしてヘッドを浮上させそこでの F_x を零としてからデータを採る。データは一回測定ごとにフロッピーディスクにセーブする。

図3-5-3に示す測定系ではCSSを繰り返しながら約30secのデータを採るため、次のような手順で行う。

- (1) 2 CSSサイクル毎に1 CSS中の5軸力のデータをRAMにセーブする。
- (2) 古いデータは新しいものに置き換え、常に最も新しい2データをセーブする。
- (3) 作業者は任意の時にCSSテストを中断し、そのデータをフロッピーにファイルできる。
- (4) 作業者は1時間おきにディスクを3600r.p.m.にして、その時の5軸力を零とする。
- (5) 実機は電気ノイズが多いので、図作成時は平均化処理(40.3Hzのローパスフィルターをかけたのと同じ)した。

第4章 滑走時のヘッドの挙動を調べる実験の結果およびその検討

本章は7節に分かれる。

4-1で、ヘッドに働く力、ヘッドの変位、ヘッド・ディスクの接触、等を1 CSSサイクル中のデータを用いて説明する。1 CSSサイクル中にヘッドは静止・固着・滑走・浮上の全4状態を通る。その概要を述べる。

次に4-2,3,4で、力、変位、接触の各データを詳細に分析する。

4-5では、前3節の結果を用いて滑走時のヘッドの挙動を明らかにし、緒言で述べた本研究の目的(1)を達成したい。

4-6では、完全に浮上しているヘッドが突起に衝突する時の挙動を調べた。衝突時のヘッドにかかる力は滑走時のそれより大きい場合があり、機械特性に影響を及ぼすと考えられたからである。

4-7ではCSSテスト中の力の変化を調べた。これによつてクラッシュ・ステイキングに至るメカニズムに必要なデータが得られる。

なお、本文や図では薄膜型ディスクに関する名称を次のように略した。

基板材質	: Sub.	アルミニウム基板:	Al
ガラス基板	: ガラス	テクスチャー	: Tex.
潤滑液	: Lub.		

4-1 1 CSSサイクル時の力・変位・接触の測定

本節では1 CSSサイクル中のヘッドの状態変化に注目する。4-1-1に5軸の力の同時測定データを、4-1-2~4に1軸の力・3軸の変位・接触の同時測定データを示す。

4-1-1 1 CSSサイクル時の5軸の力の測定

本項では1 CSSサイクル時の5軸の力の変化を示す。図4-1-1では塗布型ディスクを、図4-1-2では薄膜型ディスクをそれぞれ用いた。横軸は時間で、1 CSSサイクル(85秒間)中の時間変化を示している。

実験に用いたディスクは塗布型(表3-4-1の#A)と薄膜型(同表の#BでSub. A1, tex. 有, Lub. 有)、ヘッドはモノリシック型(表3-4-2の#2と同じ寸法・押付力(L=157mN))、スピンドルは実機(図1-2-1)である。本研究では滑走状態を観察しやすいダウンヘッド(ディスク上面使用、スライダ一面が下向きなのでダウンと呼ぶのみを使用する。また、実機に搭載した2枚のディスクのうち最上面の1面に1個のヘッドを装着して力を調べた。使用半径は45.75mmと38.70mmの2カ所であるが結果がほぼ同じなので後者の図を省略した。サンプリング周波数は1kHz、ローパスフィルタは40.3Hzである。

ディスク回転を3600r.p.m.にして、その浮上時の力を零とした。このため図には、浮上時に実際に作用していたロードアームのばね力を差し引いた値が示されている。つまり、図のFzには測定された力から157mNの流体力学的負荷容量(=押付力)を、Mxには4.31mN・m(=157mN×27.5mm)のそれによるモーメントを、それぞれ差し引いた値が示されている。図で示された値は差し引いた値からの変化分にあたるから、それぞれ ΔF_z 、 ΔM_x と示す。なお、浮上時のFxに働く粘性抵抗力(約5mN)も一度零として実験データをとったが、図のFxにはその差し引いた粘性抵抗力を再び加算した値で示してある。

両図から次の結果が得られる。すなわち、いずれのディスクにおいても次の(a)~(c)の結果が得られる。

- (a) 起動後と停止前の滑走時のFx(約35mN)は、その中間の浮上時のFx(約5mN)より大きい。特に直前と直後が最大である。このFxは負でありヘッドを後ろに引く力である。
 - (b) ΔF_z と ΔM_x は全途中でほぼ零に等しい。
 - (c) My, MzはFxと同じ形の波形を持つ。Myはロードアームの長手方向を軸にしてヘッドを後ろ上方へと回すモーメント、Mzはロードアーム根元の垂直線を軸にしてヘッドを後ろ外周側へと回すモーメントである。
- これらの実験で得られたデータのうち、摩擦係数、離陸速度、原点から着力点ま

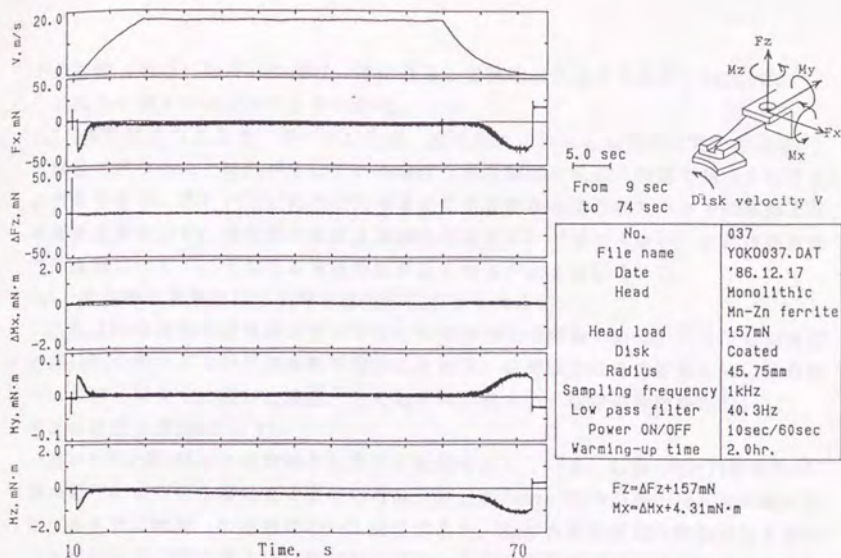


図4-1-1 塗布型ディスクを用いた場合の1 CSSサイクル時の力の変化

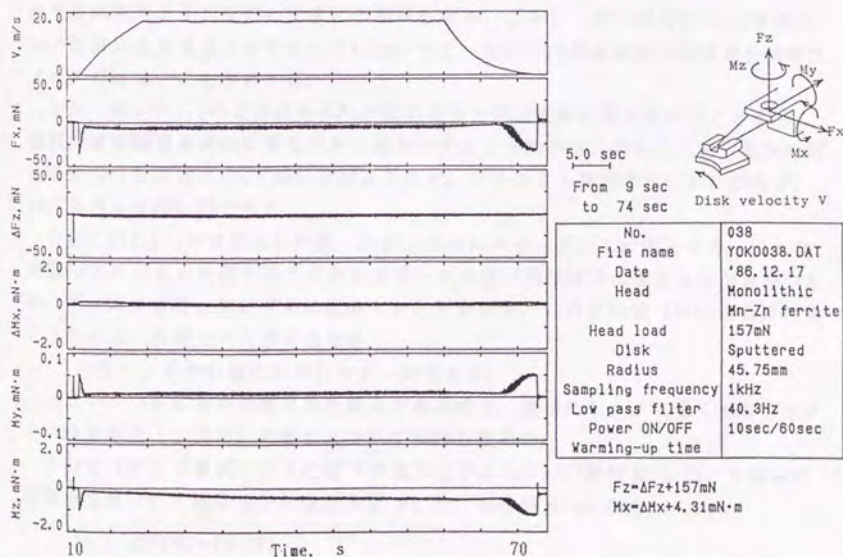


図4-1-2 薄膜型ディスクを用いた場合の1 CSSサイクル時の力の変化

での距離 ($M_x/F_z, M_y/F_x, M_z/F_x$)、等に着目して整理したものを表4-1-1に示す。

これらの結果から次のことがわかる。

(a) 薄膜型で生じる力・モーメントは、塗布型のそれらと本質的に同じである。

両者で異なることは F_x が生じている期間(滑走期間と同じ。次項で明らかにする)の長さである。表4-1-1(b)に F_x がほぼ零になる速度から得られたヘッドの離陸または着陸速度を示す。塗布形は薄膜型の速度の2~3倍と大きい。これは塗布型では離陸しにくく、そのため滑走時間が長くなることを示している。

(b) 滑走時の摩擦力は浮上時の粘性抵抗力より大きい。

これは F_x の波形の直流成分だけでなく交流成分でも同様である。ここでは交流成分は1kHzのサンプリング周波数で測定した波形、直流成分はその波形を40.3Hzのローパスフィルターに通した波形、とそれぞれ定義する。前者の波形を図4-1-3に、後者の波形を前2図に示す。

図4-1-3は前2図より時間軸を拡大して波形を示している。起動(start)後の F_x が最大値をとったのち零に至るまでの時期、停止前(stop)の F_x が零か増え初め最大値に至るまでの時期、の両時期の F_x に注目すると、 F_x は大きな振幅の交流成分を含むことがわかる。特に停止時には回転に同期した大きな振幅のパルスが図中の矢印Aに見られ、このピーク値は直流成分の最大値の2倍の大きさであることがわかる。

図中の矢印Bの60sec時のパルスはモーターのoff信号であり、力センサーの信号処理系は電気ノイズを拾いやすいことがわかる。しかし、図中の矢印Cに示す浮上時の波形には交流成分が含まれていないので、矢印DやAの滑走時の交流成分は電気ノイズではないことがわかる。

また、図4-1-1,2の直流成分の F_x が起動直後と停止直前に最大になることから、摩擦力は極低速滑走時に最も大きい値を示すことがわかる。表4-3-1(a)に最大の直流成分の F_x を押付力の L で除した値 μ を示す。ディスク・測定半径にかかわらず、いずれも μ は約0.21である。

なお、図4-1-1では停止した後、 F_x が正の値にステップして一定となる。これは実機のスピンドルを回すDCブラシレスモーターの極が飛び飛びに安定な角度を持つため、ディスクが停止後わずかに逆転したことを示す。この正の値(時には負になることもある)は停止のたびに異なる。

(c) F_z はヘッドの状態にかかわらず一定である。

F_z はいくつかの力が加算された結果であるので、最初にヘッドに働く力のディスクに垂直方向(z方向)の釣合について検討を進める。

下向き(ヘッドをディスクに近づけようとする方向)の押付力 L と、上向きの接触垂直力 F_n ・流体力学的負荷容量 F_l と、の差が ΔF_z になる。

$$\Delta F_z = L - F_n - F_l$$

また、押付力は浮上時と滑走時とで大きさにちがいがないと考えられる。それは

表4-1-1 1 CSSサイクル時の力のデータから読んだ種々の数値

Result	Disk radius mm	Coated		Sputtered	
		45.75	38.70	45.75	38.70
a) <u>Maximum Fx</u> Load	Start	0.22	0.21	0.22	0.22
	Stop	0.21	0.21	0.21	0.20
b) Take-off velocity, m/s		4.3	4.5	1.5	2.2
	Landing velocity, m/s	4.9	5.0	1.9	2.6
c) Mx / Fz, mm	Start	-27	-27	-26	-26
	Stop	-27	-27	-26	-27
d) My / Fx, mm	Start	-1.5	-1.5	-1.4	-1.4
	Stop	-1.7	-1.7	-1.7	-1.5
e) Mz / Fx, mm	Start	29	29	30	25
	Stop	34	34	38	31

z 変位 (浮上量) の押付力に及ぼす影響が極めて小さいからである。すなわちロードアームの z 方向のばね定数は図3-1-8に示すように0.015mN/ μ mと極めて小さいからである。例えば浮上量が0.2 μ mであるとすると、押付力の変化分は0.003mNで押付力157mNの2/100000にあたり、ちがいがないと考えてよい。z 変位の変化は浮上量よりディスクのうねりが及ぼす影響の方が大きい、うねりが50 μ mと大きくても押付力の変化分は0.75mNとFzの分解能の1mNより小さいため、押付力の変化を無視してよい。

実験結果でFzが一定、 $\Delta Fz=0$ であることがわかった。またLも一定であるから、 F_n+F_l も一定であることがわかる。静止時では速度が零だから $F_l=0$ であり、浮上時では接触しないのであるから $F_n=0$ である。しかし、その中間の滑走時ではわかるのはその和であり、 F_n と F_l との2者の配分比率はFzから知ることができない。

なお、図4-1-3上図の塗布形の ΔFz の交流成分に注目すると、滑走時では図中の矢印Eに示すように ΔFz にもピークで5mNのパルスが見られる。これはヘッドが300 μ mもz方向に変位していることに相当し、ディスクのうねりを差し引いても大きすぎる。また、サスペンションのz方向の共振周波数は80Hzであったから、図のような高周波の交流成分が生じるはずがない。後述の図4-1-9(b)は660mNと大きいFxが発生した例であるが、Fzにも250mNの力が発生している。このFxとFzとは同期した3.4kHzの減衰する振動波形が観察されセンサーが共振していることがわかる。つまり、Fxが大きいとセンサーが共振しFzにも信号が発生するのである。この実験結果から推定すると、図4-1-3で発生した5mNはFxが励起したセンサーの共振によるものと考えられる。このサンプリング周波数が1kHzだったため、Fzに3.4kHzの共振周波数が観察できなかったのである。

Fzの着力点を考える。表4-1-1(c)に M_x/Fz を示す。この商はスライダと原点との距離27mmに等しくなる。 M_x はFzのみに支配されていること、逆にいえば F_y に大きな力が生じていないことを意味する。

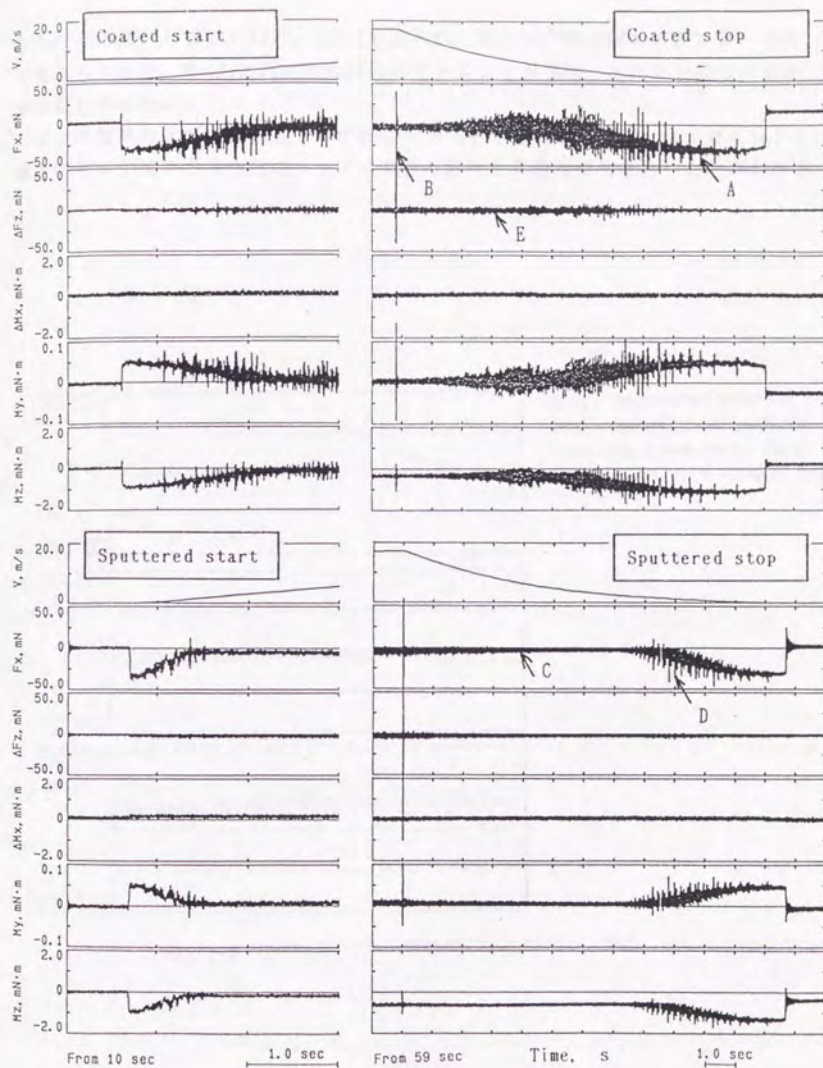
(4) M_y, M_z はFxだけの影響を受ける。

M_y, M_z は、着力点から原点までの距離とFxとの積で決定される。偶力のようなトルクは生じていない。

表4-1-1(d)に M_y/Fx 、(e)に M_z/Fx を示す。それぞれ-1.4~-1.7mm、25~38mmであり、原点からスライダ面までの距離の-2.5mm、27mmにほぼ等しい。つまりFxが M_y と M_z を決定している。

その距離の1CSSサイクル中の変動を明らかにするため、サンプリングしたモーメント・力ごとに M_y/Fx と M_z/Fx を計算した。図4-1-4に結果を示す。前者は約1mm、後者は約30mmと一定であるため、浮上時を含めて力はスライダ面に生じていることがわかる。ロードアームも空気流を遮り空気抵抗力を生むことも予想されたが、その寄与は小さいことがわかる。

なお、図4-1-4ではストップ時にこのドットの絶対値が大きくばらつくことがわ



Head: Monolithic L=157mN, R=45.75mm, Sampling: 1kHz w/o LPF

$F_z = \Delta F_z + 157 \text{mN}$
 $M_x = \Delta M_x + 4.31 \text{mN}\cdot\text{m}$

図4-1-3 高周波成分を含む1CSSサイクル時の力の変化

かる。その傾向は表4-1-1の(d)(e)にも見られ、ストップ時の値の方がスタート時の値より大きい。My, MzにFxとは無関係のモーメントが発生したためと思われるが、原因はわからない。

以上の結果および検討から、いずれのディスクでも滑走中のFx、つまりヘッドを後方に引く力のみが滑走時のヘッドの挙動の解析に有益な情報を持つことがわかる。

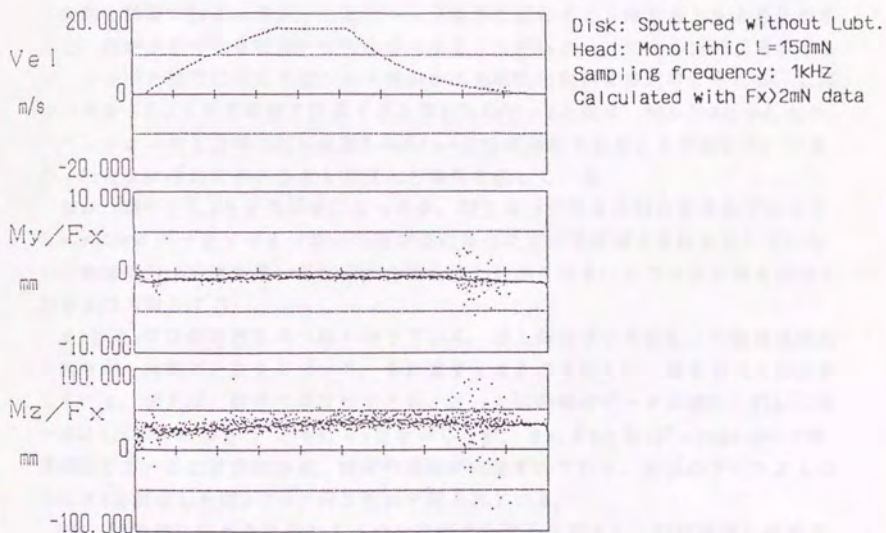


図4-1-4 1 CSSサイクル時のMy/FxとMz/Fxの変化

4-1-2 1 CSSサイクル時の1軸の力・3軸の変位・接触の測定

本項では、ヘッドに働く1軸の力 F_x 、ヘッドの x 方向の変位 x 、ピッチング θ_y 、ローリング θ_x 、および、ヘッド・ディスク間の電気抵抗 R の1 CSSサイクル中のデータを示す。

図4-1-5は、起動時の静止から浮上までのデータである。ディスクは図4-1-2の薄膜型#Bと同じ種類の薄膜型(#E3)、ヘッドも同様に同じ種類のモノリシック(#7)をそれぞれ用いた。この実験はスピンドルの振動がヘッドの変位に重畳すると好ましくないで、実機でなく実験用スピンドルを用いた。ところが、このモータにはブレーキがないのでモータのオフ信号から停止までの時間が著しく長くなり、ストップ時の滑走のデータが取りきれなかった。そこでここでは起動時のデータを示す。

起動と同時に F_x と x が正、つまりヘッド後方に変化する。両者の大きさを比較すると、 F_x が小さくなるに従い x も小さくなるのがわかる。両者の波形は相似であり、ヘッドを後ろに引く力はヘッドが引かれる変位に比例すると考えられる。このデータから F_x/x を各時刻で計算すると常に $7.4\text{ nN}/\mu\text{m}$ となり、図3-1-8に示したサスペンションの x 方向のばね定数 $8.3\text{ nN}/\mu\text{m}$ とほぼ同じであることがわかる。つまり、 F_x と x はばねにかかる力と変位との関係を示している。

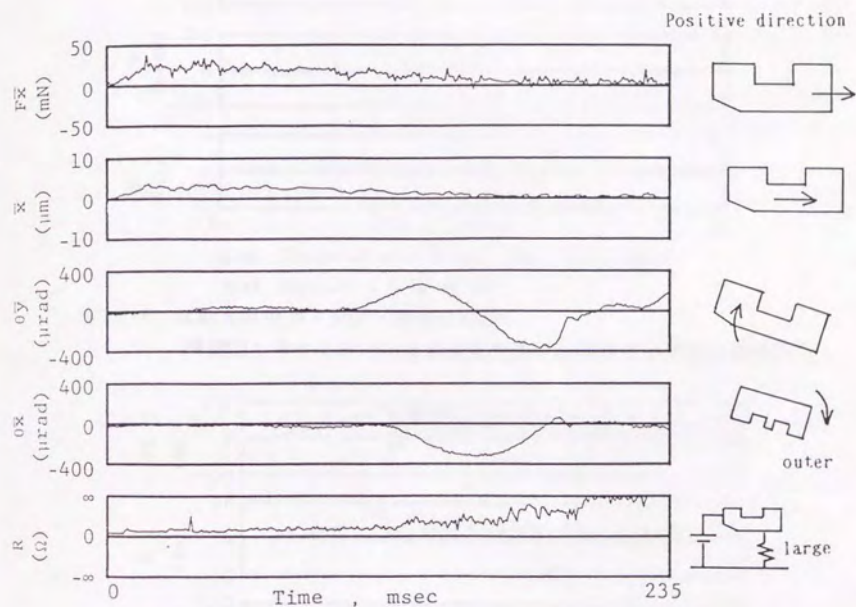
なお、図4-1-1,2と正負が逆になったが、逆になった場合の図の記号は又のように x, y の上にバーをつける(図の天地が逆になっただけで座標自体は変化していない。本文で方向を図を用いて説明する場合は、わかりやすいように正方向を図のとおり上の方向とする)。

θ_x と θ_y には低周波数のうねりがでている。浮上時のデータにもこの低周波数のうねりが一回転ごとに生じていて、それはディスクのうねりに一致することがわかっていて。例えば、後述の測定時間を長くとした起動時のデータの図4-1-9(a)には一周に8パルスの信号 P と θ_x, θ_y とを示したが、 θ_x, θ_y とも $150\mu\text{ radp-p}$ の正弦波が生じていることがわかる。両者の周期が90度ずれており、前述のディスク上の θ_y, θ_x を測定した図3-2-5と同じ傾向が得られている。

R は、起動時に F_x が急増加すると同時にわずかに増大し、 F_x が減少し始めると徐々に増加し始め、 F_x が0に近くなると ∞ になる。起動してから $R=\infty$ となるまでの時間が滑走期間である。この F_x と R の関係からヘッドがディスクに接している時のみ F_x が生じることがわかる。

なお、本論文の図中の R は測定抵抗値ではなく、実際の測定電圧値 E そのものをプロットしている。 $R=\infty$ は $E=3\text{ V}$ であり、 $R=0$ は $E=0\text{ V}$ である。縦軸上のその二者間の中間値 $R[k\Omega]$ はまず $E[V]$ を読み取り、 $R=(3/E-1)^{-1} \times 24$ の数式を用いて求められる。 E は物理的な意味がないから R と置き換え、最大の ∞ と最小の0とを示しておいた。つまり、図上の R の ∞ と0との中間値の絶対値は図の零のラインからの距離に比例しない。

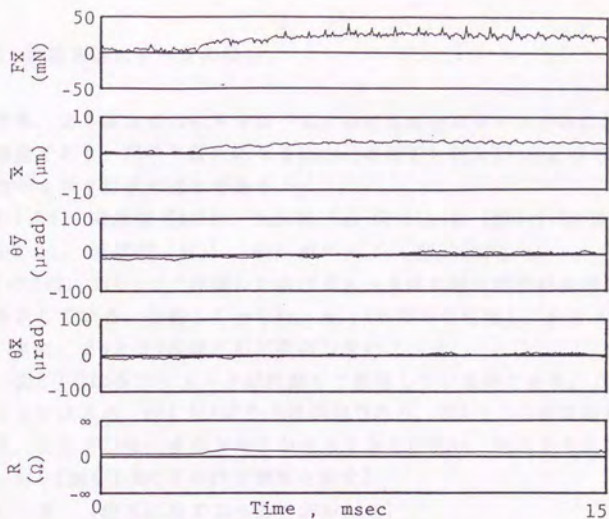
以上の検討から、後ろに引く力 F_x が生じている時のヘッドは、ディスクに接触し
 かつ後方に変位していることがわかる。



Disk: Sputtered with Al-sub. tex. lub. (#E3)

Head: Monolithic L=94 mN (#7)

図4-1-5 薄膜型ディスクを用いた場合の起動時の力・変位・接触の変化

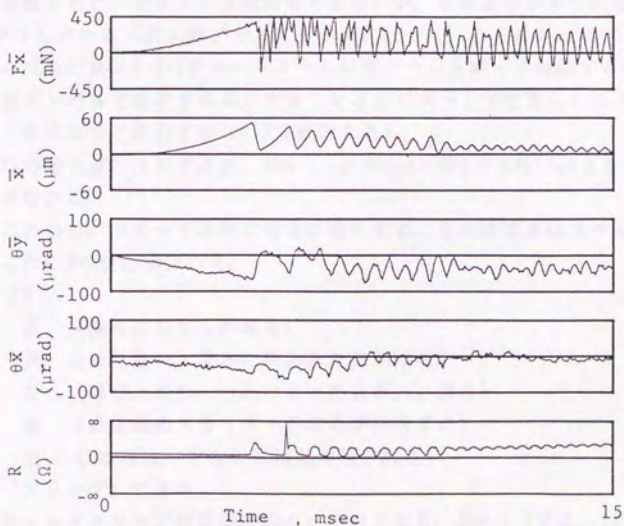


Disk: Sputtered with Al-sub. tex. lub. (#E3)

Head: Monolithic L=94 μN (#7)

図4-1-6 起動直後の力・変位・接触の変化

(薄膜型：テクスチャーと潤滑液付きアルミニウム基板の場合)



Disk: Sputtered with Glass-sub. no-tex. lub. (#E1)

Head: Monolithic L=94 μN (#7)

図4-1-7 起動直後の力・変位・接触の変化、その1

(薄膜型：潤滑液付きガラスポリッシュ基板の場合)

4-1-3 起動直後のデータの検討

本項では、より高周波の成分を調べるため起動直後のデータのみ注目した。速度は極低速であり、図中で最大になる15nsecの時でも約0.25m/sと小さい。

用いたディスクは次の通りである。

図4-1-6: 薄膜型 (#E3)、Sub. Al, Tex. 有, Lub. 有 (図4-1-5と同じ)

図4-1-7: 薄膜型 (#E1)、Sub. ガラス, Tex. 無, Lub. 有

図4-1-6では、図4-1-5で指摘した各パラメータ間の相互関係が高周波でも成立することを示している。起動してから F_x 、 x 、 R が同時に増加し、 F_x と x は相似波形を持つ。また、 θ_y と θ_x はほとんど変化しない。

一方、図4-1-7は各パラメータが同期して振動している例である。これはスティックスリップによる。図4-1-8はその説明図であり、図4-1-7の時間軸を拡大したものである。ここではモータのトルクが大きくなるに従い、次のように変化している。

ステージA (図4-1-8にその該当期間を示す)

F_x : 正 (後ろに引くように力がかかる)

x : 正 (後ろに引かれる)

θ_y : 負 (頭がつんのめる)

θ_x : 負 (内周側のスライダが沈む)

これが「スティック」である。緒言でヘッドの状態を4つに分類したが、その一つの固着状態である。ディスク速度は零ではないが、相対速度が零の状態である。 θ_y で頭がつんのめる (流入端がディスク表面に近づく) ことはロードアームのねじれによる (ねじれは4-3-3でロードアームに歪ゲージを貼って確認する)。小さなねじれはジンバルで吸収するが、大きくなるとピボットが固着しヘッドはロードアームと一体になって変形する (4-3で検討する)。

また、 F_x の最大値に注目すると、図4-1-7は450mNと図4-1-6の35mNより13倍も大きいことがわかる。

次に、これらのパラメータが逆に同時に変化する。その変化率はスティックより大きく、これに R の変化が加わる。

ステージB

F_x : 負 (後ろに引く力が減る)

x : 負 (前に進み、後ろに引かれた量が減る)

θ_y : 正 (頭が上がり、つんのめった分が元に戻る)

θ_x : 正 (内周側のスライダの沈みが回復する)

R : 正 (R は増加、すなわち接触面積が減る)

これが「スリップ」である。

このスティックスリップの周期は徐々に小さくなる。図4-1-7では、11回目のスリップで R がほぼ零の値に戻らなくなり、その後の x や F_x の変動の周波数は2.6kHz

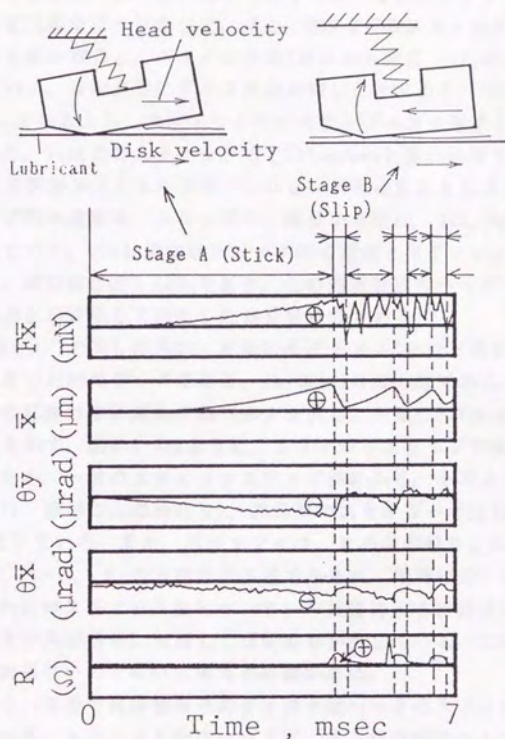


図4-1-8 スティックスリップの説明図

で一定になる。ヘッド (#7) のサスペンションの固有振動数は約3kHzなので、この2.6kHzはその固有振動数であろう。F_xの5回目のスティックまでの波形には4.5kHzの振動が重畳している。これは、カセンサーB形の共振周波数である。

スティック時の速度を検討する。ヘッドとディスクとが固着しているならば、ディスク速度とヘッドの後ろに引かれる速度とが等しくなるはずである。図の速度は、前述したように、最大250nm/secである。15nsec間では、わずか2nmしかヘッドが滑らない。ディスク速度は、黒・白・黒と45度ずつ線を付けたハブより測定したため、このような極低速は測定できなかつた。逆に、図4-1-7のスティック時のヘッド速度をxの波形から読み取ると、スティックの1回目から順に、17,60,77,100,105nm/secと増加していく。等加速度にディスクが回転したとすると、5回目のスティックでは110nm/secであるから、スティック時の速度とディスク速度とはだいたい等しいことがわかる。11回目のスティック時で132nm/secと最大になり、その後は正弦波になる。固着状態がなくなりサスペンションが自由振動を始めた考えられる。

一方、スリップ時の速度は、スリップの一回目から順に、330,260,150,130,110nm/secと減少していく。6回目以降はスリップ時の速度とスティック時のそれとがほぼ等しくなる。周波数は約2.1kHzであり、この周波数はロードアームのばねとスリップ時の摩擦力とが関係して発生した自励振動数である。

図4-1-9は、図4-1-7と同じ組合せ、すなわちディスク (#E1) と同じ形のヘッド (#7) との組合せを用いた別のデータである。(b)は(a)の拡大図である。6段の図の最下図はディスクの45度おきに発生するパルスを示し、一周に8パルス分の時間がかかっていることを示す。図4-1-7のように、スティックスリップの繰り返し波形が観察できなかつたが、一回のスティックスリップがわかる。そのスティックでは、後ろに引かれるF_x、頭がつんのめる θ_y 、外周側のスライダが沈む θ_x 、変化のないF_zとR、等が生じている。また、スリップには、その逆の動きと接触面積が減るようなRとが生じている。 θ_x の方向だけが逆であるが、傾向は図4-1-7と全く同じである。また、F_xにはスティック後にセンサーの共振による振動波形が乗っている。そして、F_zにはその共振波形に同期した振動波形が生じている。この周波数成分はヘッドの挙動と関係ないので省いて考える必要がある。

以上の結果から、平滑で潤滑液有りのディスクはヘッドにスティックスリップを与えることがわかる。スティック時のヘッドは、流入端が前につんのめりながら、後ろに引かれ、後ろ方向に働く摩擦力が著しく大きくなる。

Head: Monolithic (#7)
 Disk: Sub.Glass, No Tex., Lub.

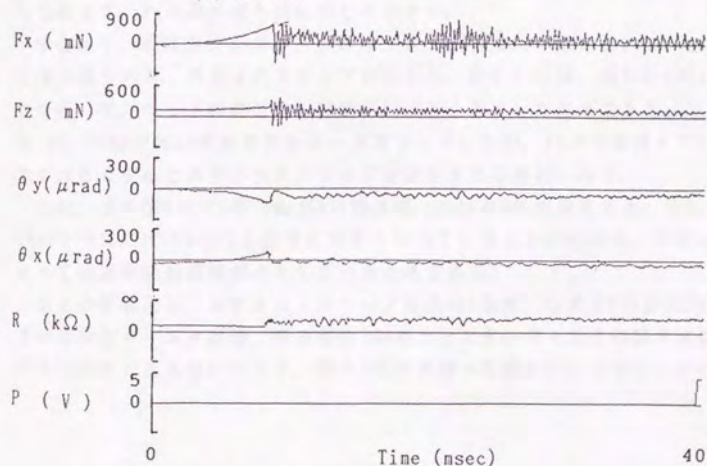
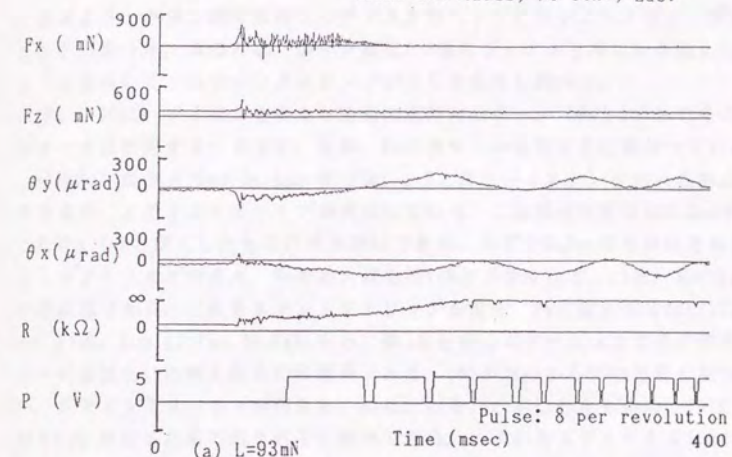


図4-1-9 起動直後の力・変位・接触の変化、その2
 (薄膜型：潤滑液付きガラスポリッシュ基板の場合)

4-1-4 ディスク・ヘッドがスティックスリップに及ぼす影響

前項より、平滑で潤滑液ありのディスクはヘッドにスティックスリップを与えることがわかった。本項では、条件を変えた6種のディスクと押付力を変えた4種のヘッドを用いて、スティックスリップが生じる条件を調べた。

図4-1-10に、ディスクを変えた場合の起動時のデータ (F_x と R のみでその他のパラメータは割愛する)を示す。なお、 F_x のスケールは図ごとに異なっている。

a)はSub.ガラス、Tex.無、Lub.有(図4-1-7と同じディスク)を用いた場合の結果であるが、スティックスリップが発生している。この潤滑液膜厚は 2.2nm であるが、これを 1.7nm と薄くしたものの結果がb)である。わずか 0.5nm のちがいであるが、スティックスリップが消え、 F_x の最大値も約 $1/5$ と小さくなる。c)は、a)のLub無のものの結果である。これもスティックスリップが消え、 F_x の最大値は約 $1/13$ と激減する。d)は、Sub.Al、Tex.無、Lub.有と、前3者と同じポリッシュあがりの平滑な面を持つが基板をAlに変えたものの結果である。PViが 30nm から 65nm と粗くなっているが、スティックスリップが消える。e)は、d)をTex.有にしたものの、f)は、さらにe)をLub.無にしたもののそれぞれ結果である。いずれもスティックスリップは発生しておらず、 F_x の最大値もc)に等しく小さい。

すなわち、ディスクがガラスのポリッシュ面程度の平滑さと 2.2nm と厚い潤滑膜を持つ場合のみ、スティックスリップが生じる。図4-1-11は、図4-1-10(a)のディスクを用いて、ヘッドの押付力を極端に 11mN と小さくした結果である。図は略すが、 $30.95, 190\text{mN}$ ではいずれもスティックスリップしたが、 11mN では消えている。押付力を大きくするとスティックスリップが発生することがわかる。

なお、この図4-1-11のTimeが0の静止時における R に注目すると、図4-1-10(a)の 94mN の $3\text{k}\Omega$ に比べ $14\text{k}\Omega$ と非常に大きくなっていることがわかる。押付力の減少によって総実接触面積が小さくなったためである。

以上の結果より、スティックスリップは次の3条件、つまりPViが約 30nm 以下と小さい平滑なディスク表面、厚みが約 2nm 以上と大きいディスクの潤滑液膜、押付力が約 20mN 以上と大きいヘッド、等の3条件が揃った場合に生じることがわかる。

Head for all sputtered disks: Monolithic L-94 mN (#7)

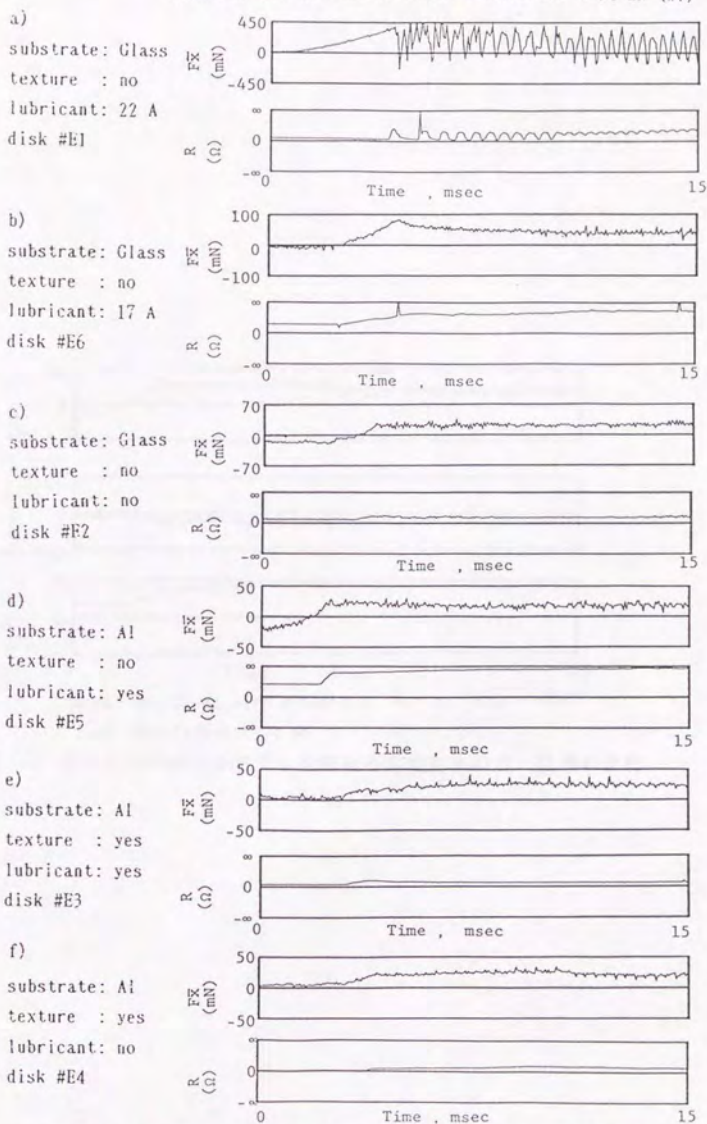
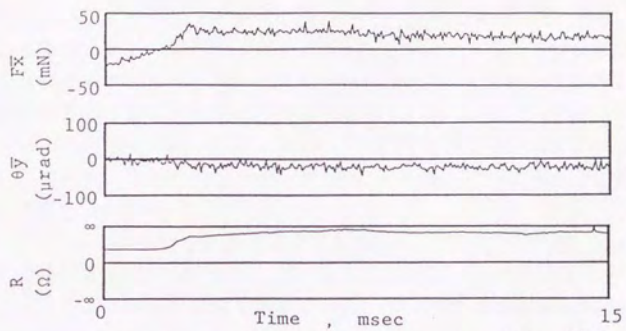


図4-1-10 種々のディスクを用いた場合の起動直後の力・接触の変化



Disk: Sputtered with glass-sub. no-tex. lub. (#E1)

Head: Monolithic L=11 mN

図4-1-11 押付力を11mNと小さくした場合の起動直後の力・接触の変化

Faint, illegible text, likely bleed-through from the reverse side of the page.

4-2 力のデータの検討 (特にx方向の力 F_x について)

4-1-1では滑走中のヘッドを後ろに引く力が、ヘッドの挙動を調べるために最も有用な分力であることを述べた。本節では特にこの滑走時の力を考える。

この力を定常的に調べるために、速度を一定にした場合の力信号を4-2-1で検討する。この力信号には図4-1-3に示したように直流成分に交流成分が重畳していることがわかる (直流成分・交流成分は図4-2-4を用いて定義し直す)。4-2-2ではその直流成分を、4-2-3ではその交流成分を各々検討する。

また、ヘッド・ディスクの組合せを増やしそれらが力に及ぼす影響も検討した。本節の実験に用いたディスク・ヘッドの組合せは、表4-2-1に示すようにディスク3種・ヘッド6種を用いた計10組の組合せである。サンプリング周波数は10kHzでローパスフィルターは通さなかった。

本節では一定速度でデータを探ったが、たまたま共振速度で一定にし発散現象が発生した場合、その共振危険速度を瞬時の内に通過するCSS時の力と異なる力が発生することが予想される。CSS時と一定速度時とのヘッドの挙動のちがいにに関する過去の研究を調べると、変位に関する研究ならば報告されている。例えばレーザー干渉光でヘッドのz変位を調べ、CSS時と一定速度時とでz変位とピッチ角 θ_y とにちがいが無いという報告⁽⁶⁹⁾ (図2-1-7として転載した)がある。本節では力に関して両時のちがいを調べてみる。

図4-2-1に本節の実験に前立って行った予備実験の結果を示す。これは、ディスクがほぼ定加速度で3600r.p.m.に達するまでの時間 (加速時間と呼ぶ) と、その加速時間内の最大の F_x との関係を示している。ディスクは薄膜型 (#E3と同じ)、装置はEDC社製の摩擦計 (F_x のみ測れる1軸力センサーで、構造は本研究のセンサーとほぼ同じ)を用いた。 F_x として100msec内の平均値を表示するので、この F_x はその直流成分に当たる。図より F_x の直流成分の最大値は加速時間と無関係であることがわかる。例えば図4-1-2に用いた実機の加速時間は加速8秒・減速13秒 (図の左側)であるが、この場合の F_x は一定速度時 (図の右端)の F_x と同じ値を示す。

図4-2-2はディスク・ヘッドが図4-1-7 (比較のため再掲する)と同じスティックスリップの条件に設定されているが、加速時間が異なる場合のデータである。同時にCSSを行った時の図4-1-7は起動時の、図4-2-2は減速時の、それぞれデータであるが、後者は前者より加速時間が20倍長い。図4-2-2の拡大図4)は図4-1-7の2回目のスティックと同じ力・変位・接触の波形を持つ。同様に3)は3~5回目、2)は6~11回目、1)は12回目以降とそれぞれ両者の各パラメータの波形が酷似している。この図からも数秒以上の加速時間が F_x に及ぼす影響は小さいことがわかる。

また、同様に変位・接触到に加速時間が及ぼす影響も小さいため、以後はCSS時のヘッドの挙動を調べる場合に一定速度時のデータを用いた。

表4-2-1 F_x を測定したディスク・ヘッドの組合せ

Head	Head sample #	1	2	3	4*	5	6
	Head shape Head load, mN	Mono 93	Mono 157	Mono 189	Mono 93	Comp 100	Comp 147
Disk **	A Coated	○	○	○	○	○	○
	B Sputtered	○	○			○	
	C* Spd. no-lubt.	○	○			○	

* Head 4: Crown slider, Disk C: Sputtered without lubricant
 ** Used radius = 45 mm, Verocity = 0.2 - 15 m/s

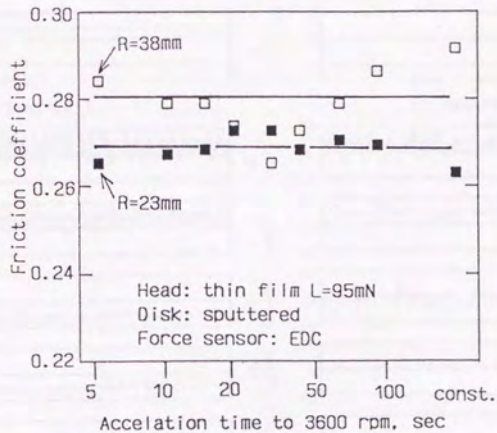
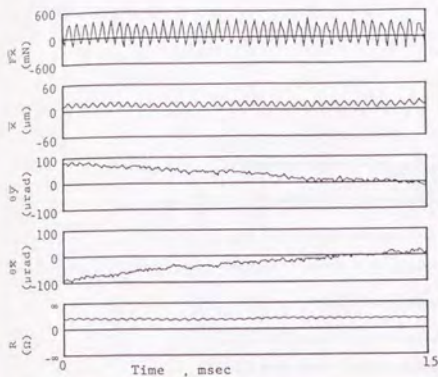
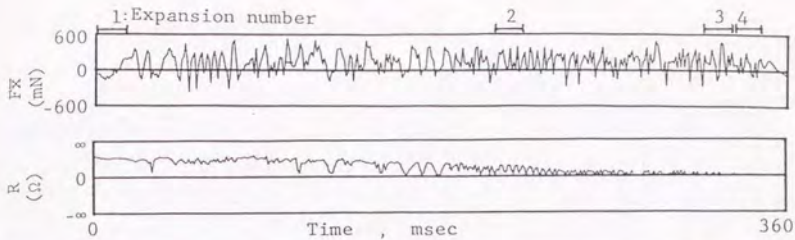
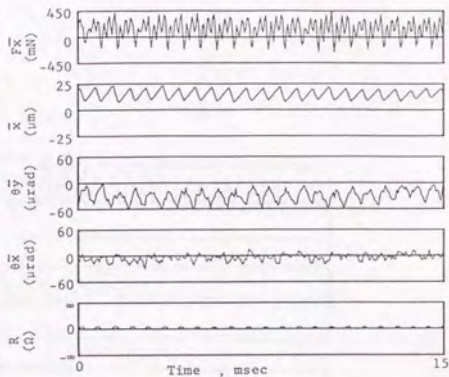


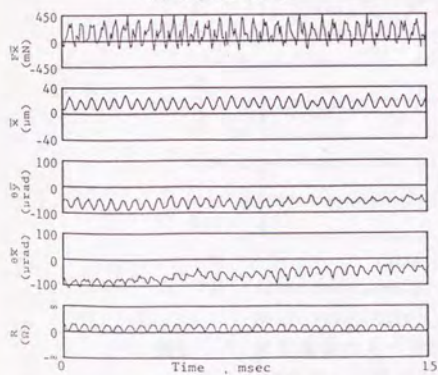
図4-2-1 加速時間と F_x の最大値との関係



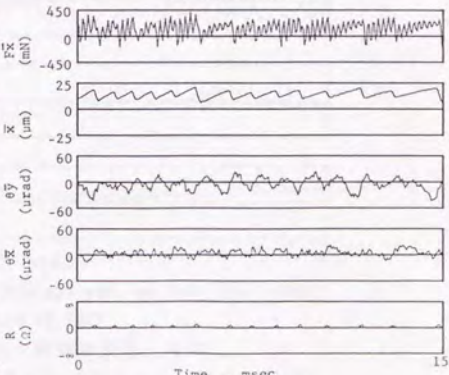
a) Expansion 1



c) Expansion 3



b) Expansion 2



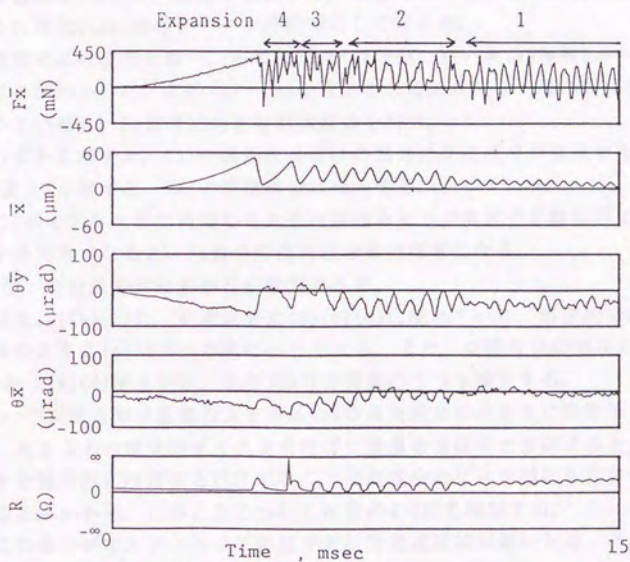
d) Expansion 4

Disk: Sputtered with Glass-sub. no-tex. lub. (#E1)

Head: Monolithic L=94 mN (#7)

図4-2-2 減速時の力・変位・接触の変化

(薄膜型：潤滑液付きガラスポリッシュ基板の場合)



Disk: Sputtered with Glass-sub. no-tex. lub. (#E1)

Head: Monolithic L=94 mN (#7)

図4-1-7 起動直後の力・変位・接触の変化、その1

(薄膜型：潤滑液付きガラスポリッシュ基板の場合)

4-2-1 種々の速度におけるFx信号の観察

本節では、表4-2-1の組合せのうち滑走する速度域が最も長い組合せ、つまり仮想最大面粗さPViが最大のディスクである塗布型(#A)と、仮想浮上量Hfiが最小のヘッドであるコンポジット(#5)とのそれに注目する。

図4-2-3上段に示した図はディスク速度 V を横軸に、 F_x の平均値(F_a と記す)を縦軸にしてまとめた図である。この曲線は図4-1-1の F_x に表されている曲線、つまりCSS起動後の速度増加に従い F_x が徐々に減少する曲線にほぼ等しい。

ここで直流成分と交流成分という表現を用いる。図4-2-4に示すように信号波形の時間平均値で大きさ一定の直流成分(a)と、波形からその直流成分を除いた波状信号分の交流成分(b)とに、波形を分離する。本節で用いる F_x の平均値は直流成分であり、それは200nsec間のデータを時間平均して求めた。

次に各速度での F_x 波形を調べ、その波形は V の増加に従い次の4種類(a)~(d)に大別できることがわかった。この(a)~(d)の波形をとる速度域を上段の図にも示した。

- (a) V が小さい場合、 F_x 信号は大きな直流成分を持つ。
- (b) V がわずかに増すと、(a)の直流成分だけの信号に交流成分が重畳する。
- (c) それより V が増すと、(a)の直流成分は減少する。

時々、ディスク回転に同期した大きな振幅を持つ交流成分が離散的に現れる。

- (d) V が十分大きくなると、 F_x 信号の直流成分はほぼ零になる。

しかし、交流成分がわずかだが観察できる。

直流成分は(a)(b)(c)に、交流成分は(b)(c)(d)に現れている。直流成分の大きさは図の上段のように(a)(b)(c)の順に小さくなる。また、交流成分の振幅の大きさは(c)が大きく(b)(d)は小さい。次の2節で交直流の二つを検討する。

また、(c)の交流成分の振幅の大きさは(a)の直流成分の大きさにほぼ等しいことがわかる。大きな力の授受がディスク磁性膜に損傷を及ぼすと仮定すると、直流成分 F_a の大きな値のみに注目するだけでなく、交流成分のピーク値にも注目しないといけないことがわかる。このことについては後の4-6にて検討する。

なお、この他のディスク・ヘッドの組合せは滑走速度域が短いため、その短さに比例して上記の各(a)~(d)の領域も短くなる。しかし、上記の傾向は図4-2-3と全く同じである。

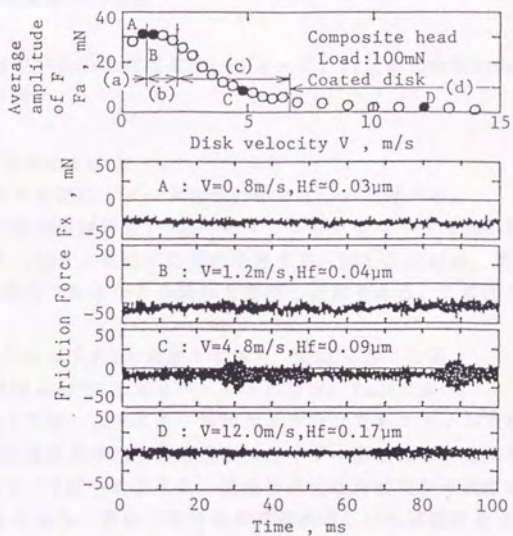


図4-2-3 各速度の F_x 波形

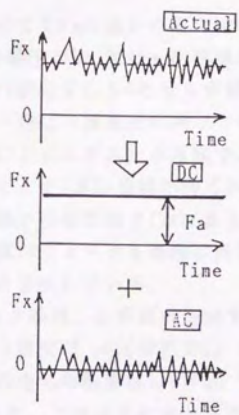


図4-2-4 直流成分と交流成分の説明

4-2-2 F_x の直流成分の検討

本項では滑走中の F_x の直流成分 F_a を考える。 F_a は測定時間200msec内の2000サンプルの平均で求めた。

(1) データのまとめ方

結果を羅列する前に、データのまとめ方について述べる。

スライダ幅がほぼ等しい4種のモノリシック型ヘッド(表4-2-1の#1~4)と塗布型ディスク(#A)とを用いた場合を考える。図4-2-5(a)は、実験中の変数である速度 V と測定結果である F_a との関係を整理した例である。この図から次のことがわかる。

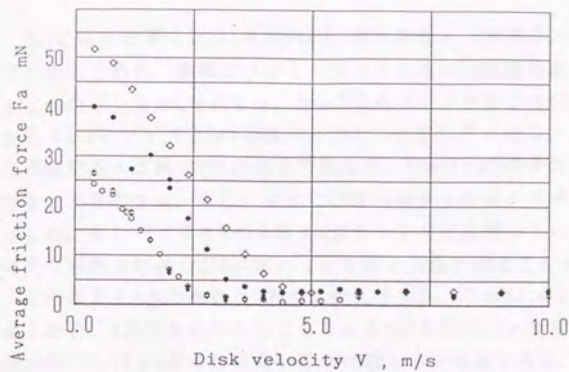
- (a) いずれのヘッドも V を大きくすると、 F_a は小さくなる。
- (b) 同じ V では押付力 L の大きいヘッドの方が、 F_a が大きい。
- (c) 同じ V と L では、スライダ形状がクラウンでもフラットでも同じ F_a をもつ。

結果の(c)は流体力学的負荷容量がスライダ形状によって変化しないことを示している。4-1-1で述べたように、接触垂直力は押付力から流体力学的負荷容量を引いた値であるから、流体力学的負荷容量が等しければ接触垂直力は等しくなる。また第2章のモデルの小仮定(8)から、接触垂直力が等しければ摩擦力も等しくなる(この小仮定の確認は接触電気抵抗のデータによって後で行う)。一方、実験結果は摩擦力が等しいことを示しているのであるから、逆にたどれば流体力学的負荷容量が等しいことになる。

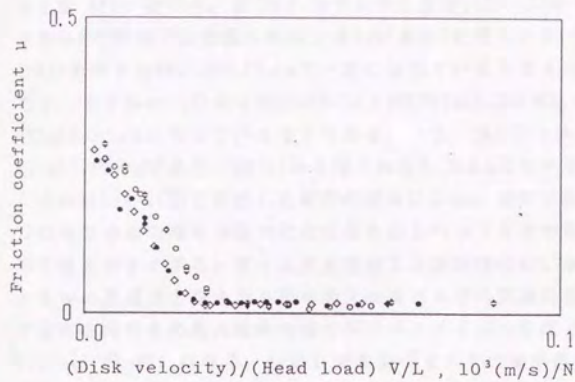
また、どのヘッドにおいても F_a の減少の傾向は V に対し一次関数的である。これは第2章のモデルの(10)の動圧が V に対し一次曲線的に増加することを確認している。なお、離陸速度付近では F_x が必ずしも0にならず裾野を引いているが、これは1-3-1(2)で述べたように一周に一個程度のバリ(テクスチャーの塑性加工による突起)やノジュール(ガスによるふくれ)が原因である。

さて、図(a)は押付力 L ごとに3本の曲線が得られている。3本とも一次関数的に変化しているため、平行移動や相似変換で1本にまとめられる可能性がある。まとめられるということは、従属パラメータを整理し曲線を定める要因を残りの独立パラメータ内に絞り込むことを意味している。

図(b)は「ストライベック線図」と呼ばれる図で、縦軸を摩擦係数 $\mu = F_a/L$ で、横軸を(流体粘度) \times (滑り速度 V) / (押付力 L) で、データをまとめる。温度変化がないと仮定すると20℃の空気の粘度は $1.8 \times 10^{-4} [\text{Ns/m}^2]$ で一定になるので、横軸として図では V/L を計算した。このようにまとめると、4本の曲線がほぼ1本の曲線に重なることがわかる。 μ と V/L との2つの独立パラメータに絞り込めたわけであるが、この図にはディスク・ヘッドの位置関係がわからないという欠点がある。つまり、我々が必要とする浮上量と面粗さとの関係が示されていない。



○	Monolithic (Taper flat) 93mN
●	Monolithic (Taper flat) 157mN
◇	Monolithic (Taper flat) 189mN
◆	Monolithic (Cylindrical) 93mN



Disk: Coated
Head: Monolithic

F_a Fig. (a)

V

F_a/L Fig. (b)
(μ)

V/L

F_a/L Fig. (c)

H_{fi}

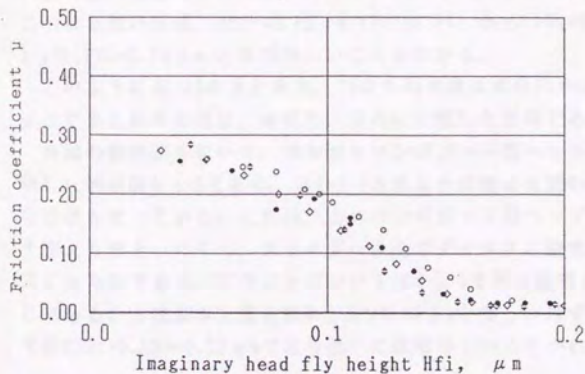


図4-2-5 滑走抵抗力と速度との関係を整理する方法 (モノリシックヘッドの場合)

図(c)は仮想浮上量 H_{fi} を横軸に、摩擦係数 μ (摩擦力/押付力)を縦軸にしてまとめた図である。横軸にヘッド・ディスク間の位置関係を示すパラメータの一つである仮想浮上量 H_{fi} を示した。仮に2枚のディスクのうち1枚のディスクAによる曲線がもう1枚のディスクBの曲線の右方向に位置していたら、もう一つのパラメータである仮想最大面粗さ P_{Vi} が両者で異なり、Aの P_{Vi} はBのそれより大きいと図から読み取ることができる。また、縦軸に凝着の強さを示すパラメータである摩擦係数 μ を示した。もしディスクAの曲線がBより上方向に位置していたら、Aには表面張力等の凝着以外の付加成分がBに加わったと図から読み取ることができる。

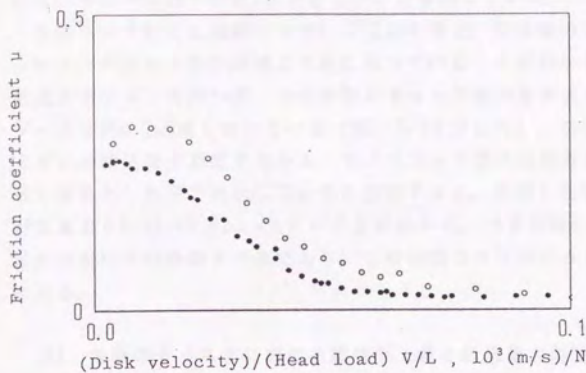
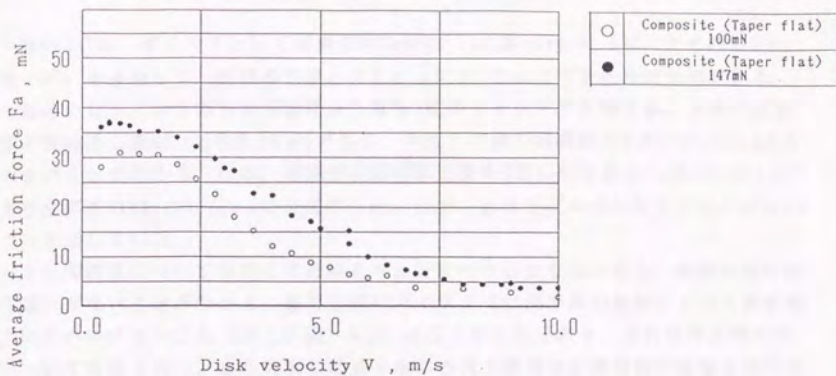
この図でも4本の曲線が1本の曲線に重なる。この H_{fi} は1-3-2で詳述した仮想浮上量である。 H_{fi} を右端からたどるとある H_{fi} で曲線の μ が増加し始める。この増加開始点 $H_{fi}=0.15\mu\text{n}$ が滑走状態と浮上状態との分岐点である。この増加開始点を離陸浮上量 H_{fit} と呼ぶ。第2章のモデルの小仮定(13)(15)から、 H_{fit} より大きい図の右側の H_{fi} 領域では実際平均浮上量 H_{fa}' が H_{fi} に等しいが、 H_{fit} より小さい図の左側の H_{fi} 領域では H_{fa}' が $0.15\mu\text{n}$ で一定になっていると考えられる。これが正しいとすると、モデルの(14)から H_{fit} の $0.15\mu\text{n}$ は P_{Vi} の1/2に等しいはずである。すなわち、 P_{Vi} は $0.30\mu\text{n}$ となっているはずである。一方、表1-3-1からこの塗布型ディスクの P_{Vi} は $0.19\mu\text{n}$ であり、図(c)から得られた $0.30\mu\text{n}$ より小さい。

これは1-3-2(3)で詳述したが次の理由による。実際平均浮上量 H_{fa}' はプロファイルの高さ分布の確率が最大になる高さからヘッドまでの距離であるから、ヘッドの浮上量を小さくするとディスクと接触する滑走時の H_{fa}' が求められ、それはプロファイルの最高点の高さから確率最大の高さまでの距離になる。そこで正規分布の高さ分布を持ちその最大確率の高さがプロファイルの中間である薄膜型ディスクでは $H_{fit}=(1/2)\cdot P_{Vi}$ になる。しかし塗布型ディスクの確率最大の高さは谷部分の樹脂表面に近い高さにあるため、 H_{fit} は1/2より大きい値、例えば $(9/10)\cdot P_{Vi}$ になる。この値を用いれば、 $H_{fit}=0.15\mu\text{n}=(9/10)\cdot P_{Vi}$ から $P_{Vi}=0.17\mu\text{n}$ が得られ、表1-3-1の $P_{Vi}=0.19\mu\text{n}$ とほぼ等しいことがわかる。

このように図(c)のまとめ方、つまり F_x の直流成分 P_a を仮想浮上量 H_{fi} と摩擦係数 μ とでまとめる方法は、本研究の目的に合致した方法であることがわかる。

同様の整理法を用いて、塗布型とコンポジット型ヘッドの組合せの実験結果を整理した例が図4-2-6である。図4-2-5と異なり曲線は左側の低速部分で飽和するような形状をとっている。これは、このコンポジット型ヘッドが図4-2-5のモノリシック型より浮上しにくく、スライダー全面でディスクと接する状態が図の低速部分で生じたためである。このことについては6-3-3で再び説明する。なおディスクは同じであるから離陸浮上量は図4-2-5の $0.15\mu\text{n}$ と等しいはずである。一方、図4-2-6では $H_{fit}=0.13\sim 0.17\mu\text{n}$ であり確かにほぼ等しいことがわかる。

(2) 各種ヘッド・ディスクにおける H_{fi} と μ との関係



Fa Fig. (a)

V

Fa/L Fig. (b)
(μ)

V/L

Fa/L Fig. (c)

Hfi

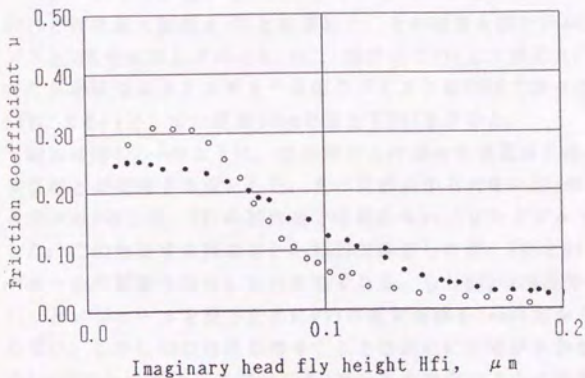


図4-2-6 滑走抵抗力と速度との関係を整理する方法 (コンポジットヘッドの場合)

図4-2-7は、ディスクとして薄膜型のSub.A1, Tex.有, Lub.有 (#B) とそのLub.無 (#C) を追加して、前図の下段と同じようにHfiと μ とでまとめたものである。

曲線の立ち上がり部分から離陸浮上量を3枚のディスクで比較する。上段の塗布型の離陸浮上量Hfitは約 $0.15\mu\text{m}$ であり、中段と下段の薄膜型の $0.07\sim 0.10\mu\text{m}$ より大きいことがわかる。なお、薄膜型の離陸浮上量を2倍してみると $0.14\sim 0.20\mu\text{m}$ であり薄膜型のPViの $0.15\mu\text{m}$ にほぼ等しい。このことはモデルの小仮定(14)が正しいことを示している。

また薄膜型について中段の潤滑液ありと下段のなしとを比べると、曲線の形に何ら違いがないことがわかる。使用初期のディスクでは潤滑液の有無によって静摩擦力のちがいがなく(例えば図1-4-5)は広く知られており、これは滑走時のFaについても成り立つ。また真実接触点で生じる微小摩擦力が潤滑液の影響を受けないというモデルの小仮定(5)が正しいことを示している。

なおヘッドによる曲線のちがいに注目すると、○と●のモノリシック型の曲線は△のコンポジット型の曲線より右に寄っていることがわかる。モノリシック型は三線式スライダーを持つが、その中央のギャップ部があるスライダーは左右のスライダーより約 0.2nm 長くなっている(図1-2-3で示した)。しかし浮上量は左右のスライダーの流出端で測定するから、モノリシック型の実際の最小浮上量がその中央の長く突き出した所で発生していると仮定すると、測定した仮想浮上量は実際の仮想浮上量より $0.01\sim 0.02\mu\text{m}$ 大きいことがわかる。つまり図4-2-7のモノリシック型の波形は左に平行移動すべきであり、この移動でコンポジット型の波形と重なることになる。

(3) 各種のディスクにおける離陸浮上量と仮想最大面粗さとの関係

テクスチャーの粗さを変化させたディスクを用意して、一枚ごとに離陸浮上量Hfitと仮想最大面粗さPViとを求めた。その結果を図4-2-8に示す。WYCOの40倍のレンズと3次元処理とで求めたPVに、触針式とSTMとで求めたPVを加えてPViとした。ただし薄膜型のテクスチャー基板のディスクはWYCOで個々に求めたPVに、触針式とSTMによるPVとして一定値 70nm を加えてPViを求めた。

Hfitは図4-2-9のように、滑走時の μ の減少する直線と浮上時の横軸とほぼ平行な直線とが交差する点とした。その交差点から大きいHfiの方へ裾野のように広がる図中のA部分は、PViの測定法では測れないバリやノジュールに起因するので無視した。この無視する理由は1-3-1(2)で詳述したが、PViとHfitの両方からバリやノジュールの影響を除去したいためである。もしHfitにA部分を含むと定義すると、バリとノジュールを測るためにPViの測定面積を 3nm 四方から全周に広げなければならない。しかし測定面積を増やすことは測定に手間がかかり困難であるため、PViを 3nm 四方と小さくしてHfitにもA部分を含まないように定義した。

図4-2-8は右上の塗布型を除き、 $Hfit=(1/2)\cdot PVi$ の直線上に全ての点がおおよそ

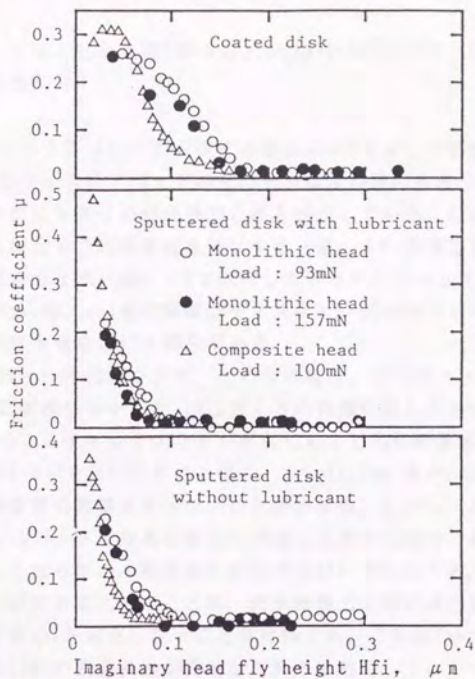


図4-2-7 浮上量と摩擦係数との関係
(各種のディスク・ヘッドの組合せの場合)

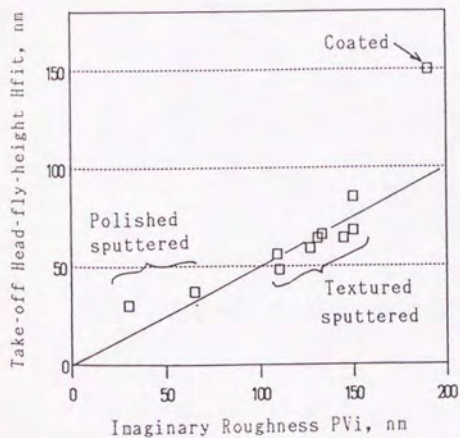


図4-2-8 仮想最大面粗さと離陸浮上量との関係

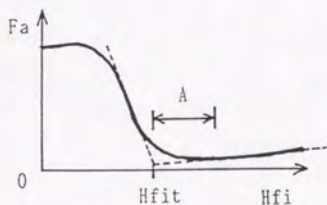


図4-2-9 離陸浮上量 H_{fit} の決定方法

のっている。このことから第2章のモデル(14)の $H_{fit}=(1/2) \cdot P_{Vi}$ の正しさが確認されたことになる。

(4) スティックスリップが発生する場合の H_{fi} と μ との関係

(2)で述べたディスク・ヘッドの組合せでは潤滑液の有無による F_x のちがいはなかった。この他にも多くの組合せでこれを確認している。しかしスティックスリップが発生する組合せでは潤滑液を付与すると著しく F_x が増加し、異なる結果が得られた。この組合せとは、図4-1-7で説明したディスク・ヘッドの組合せ、すなわちSub.ガラス、Tex.無、Lub.有の薄膜型ディスクと $L=95mN$ のワトラスサスペンション付きヘッドとの組合せを用いた場合である。

図4-2-10に V と F_a の関係を示す。この図の場合、一つのヘッドしか用いなかったので H_{fi} と μ に変換しなかった(H_{fi} は上方の横軸に記しておいた)。△印のSub.ガラス、Lub.有のみスティックスリップが生じたので F_a に変動幅を示した。

□と×は図4-2-7で用いたものと同じ、Sub.Al、Tex.有のLub.有と無だが、等しい曲線をもち潤滑液の影響を受けないことがわかる。しかし、△のSub.ガラス、Tex.無、Lub.有は、 V が小さくなるに従い F_a が著しく大きくなり、基板が同じでLub.無の○と F_a が等しくならない。潤滑液の有無でちがいがでてくる。

このちがいが生じるということは、微小摩擦力が潤滑液の影響を受けないというモデルの小仮定(5)が成立しないことを意味する。これは F_a の発生機構が異なるモデルの小仮定(16)の表面張力が発生したためである。

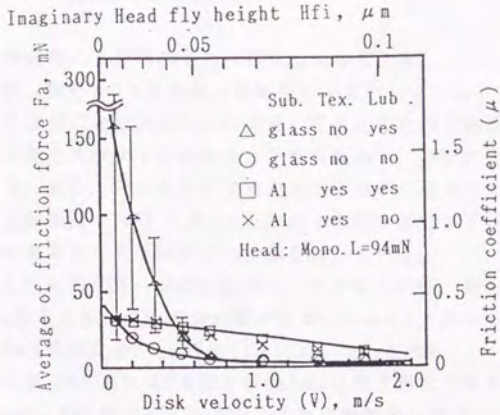


図4-2-10 速度と滑走抵抗力との関係

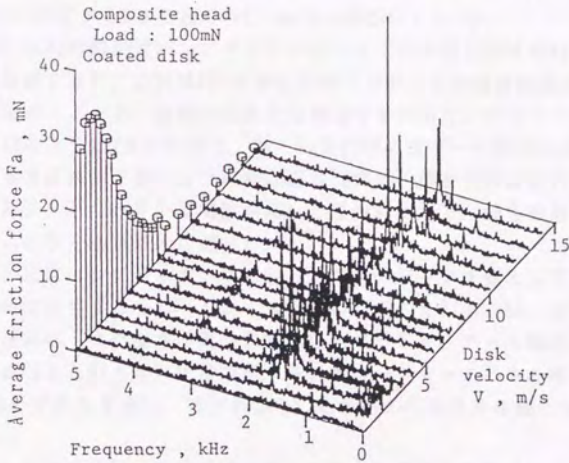


図4-2-11 各速度でのFx信号の周波数分析

4-2-3 F_x の交流成分の周波数分析

本項では滑走時のx方向の力 F_x の交流成分を考える。

図4-2-11は、図4-2-3でまとめた塗布型ディスク・コンボジット型ヘッドの組合せの F_x を、各速度ごとにスペクトル分析してまとめた図である。x軸に速度、y軸に周波数、z軸にスペクトルの強さをそれぞれ示す。分析には力に変換する前の歪出力を用いた。また、デジタル化する前のアナログの歪出力をシグナルプロセッサ(日本電気三栄機製7T21S)に通し、5kHz以上の信号が生じていないことを確認した。図中左端には参考として直流成分 F_a の値を示している。

この図の上には周波数一定の山脈がいくつか見られる。最も背の高いものは1.8kHzに沿う山脈であり、直流成分が零になる $V=15\text{m/s}$ まで続いている。このほかに低い山脈が0kHz(直流成分)、1.0kHz、3.4kHz、4.3kHzにある。

1.8kHzの山脈は V の零から3本目の約2m/sから高さが高くなり約5m/sで最大になる。 $F_a=0$ の10m/sでの値は突出しているが、これは離散的な発生した自由振動による。一周に一回でも接したら滑走状態であるという本論文の冒頭の滑走状態の定義によると、10m/sも滑走である。Hfitを図4-2-9の定義で求めると7m/sになるが、実際はバリ・ノジュールによって10m/sでも離陸していないことがわかる。また、0Hzの直流成分は2本目から5本目までの1~4m/sに発生している。

この1.8kHzの振動はパンプディスクにヘッドが衝突した後の F_x にも現れる(図4-6-1で後述する)。これはFEMで求めたロードアームの固有振動数⁽¹⁹⁾とほぼ等しい。変形モードと力・変形の位相を確認するために、ロードアームに歪ゲージを図4-2-12のように7カ所に貼り、 $F_x \cdot F_z$ と同時に歪データを取った。ロードアームの幅が徐々に狭まる部分には両端に返り(端の一部を直角に折り曲げて曲げ剛性を高める部分)がついていて剛性が高いと思われたので、最も変形しやすいようなロードアームの根元を重点的に調べた。

図4-2-13にパンプディスクに衝突した場合のデータを例として示す。振動する信号の位相に注目する。ロードアーム根元の右端の $\Delta E1$ と $\Delta E2$ 、左端の $\Delta E3$ と $\Delta E4$ が互いに逆位相、また左右の同位置同志を比べてヘッドアーム側の $\Delta E1$ と $\Delta E3$ 、ヘッド側の $\Delta E2$ と $\Delta E4$ も互いに逆位相、そしてロードアームの中心線に並ぶ $\Delta E5$ 、 $\Delta E6$ 、 $\Delta E7$ はいずれも零変位、等がわかる。これらの位相条件を満たすモードはねじれである。

図4-2-14では歪ゲージの伸縮を適当に拡大して変形を図示した。(a)は塗布型ディスクの低速時(図4-2-3の速度域(a)に当たる)の変形である。ヘッドを後ろに引く力によってロードアームが前かがみになるようにねじれている。(b)はそれより V が大きい領域(同図(b)から(c)の速度域)を示し、ねじり変形に加えて変形が戻っては再び大きくねじれる、ねじり振動を重畳させている。(c)はパンプディスクに衝突した直後の状態で、ねじり振動によって F_x と ΔF_z とが同期して振動してい

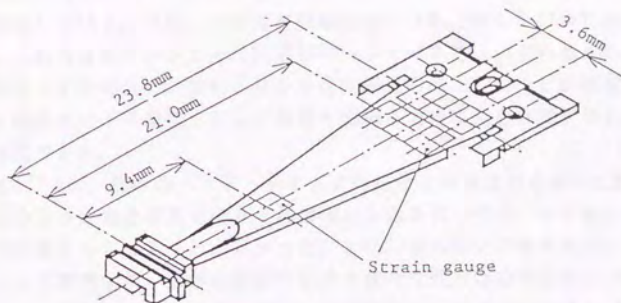


図4-2-12 ロードアーム振動モード測定用の歪ゲージの貼付位置

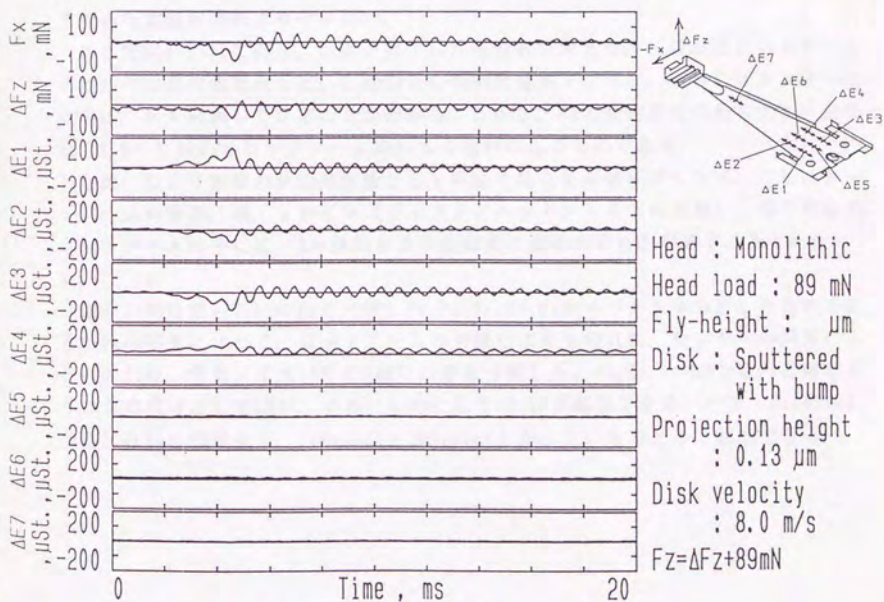


図4-2-13 ヘッドがバンプに衝突した時の
ロードアーム上に貼付した歪ゲージの出力波形

る。Fzが約5mNしか変化しなかった図4-1-1と異なり、図(c)ではFzが約20mNと大きく変化している。また、Fxの固有振動数は1.5kHzと図4-2-11の1.8kHzより小さかった。これらは歪ゲージとその配線がロードアームについているため、ロードアームの質量・ダンピングが変化し見かけばね剛性も変化したことが原因と思われる。しかし振動モードの種類、および振動と力信号との位相を確認するという実験の目的は達成できた。

表4-2-2に、種々のヘッド・ディスクの組合せの場合の卓越周波数を示す。図4-2-11のように力と速度をそれぞれ整理し山脈を見つける。いずれの山脈も速度軸と平行に連なっていることがわかった。±40Hz以内はその差を誤差と見なし同じ周波数として整理する。力学的挙動を示す本質的な成分は◎の記号で示したねじり振動の β と γ である。ディスクにかかわらず発生しヘッド1と5では γ (1.8kHz)に、ヘッド2では β (1.55kHz)に生じる。 δ と ϵ はロードアームの二次モードである曲げ振動によるものと思われる。 α と μ はスピンドル停止時のFxやロードアームに貼つけた歪ゲージの出力にまで現れているので、測定系や環境の電気ノイズと思われる。そこから入までがセンサーの共振に起因するものであろうが、表2-1-3のハンマー法で求めた共振周波数よりやや低い。

ここで図4-2-11に戻り、山脈が発生した周波数を考える。1.8kHzはロードアームのねじり変形の振動成分に、1.0kHzと4.3kHzは電気ノイズに、3.4kHzはセンサーの共振に、各々起因していることがわかる。しかし、Fxの交流成分の最も大きい成分は、1.5~1.8kHzのロードアームのねじり振動によるものである。

なお、ねじり振動の共振周波数として本節では上記の値を示したが、これはロードアームの板厚、幅、zハイト(ディスクとヘッドアームとの距離)、等で異なる。ロードアームの中には、2~3kHzとより高周波の値を示すものがあることもわかった。

図4-2-15は図4-2-11のFxと同様にFx, Fz, Mx, My, Mzをスペクトル分析したものである。Fxの知見によって、ロードアームの共振によるもの(LR)、センサーの共振によるもの(SR)、電気ノイズ(EN)の3種に山脈を分類した。Fx, My, Mzの3つはFxと同じように主な成分としてLRが、小さいものとしてSR, ENが観察できる。一方、Fz, Mxの2つは2.7kHzのSRが主で、1kHzのENと2kHzのLRとが小さいものとして観察できる。

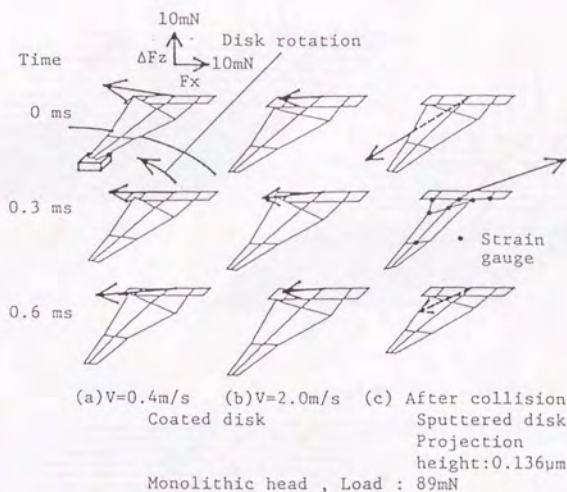


図4-2-14 ロードアームの変形と力センサーで検出する力との関係

表4-2-2 Fx信号に生じる卓越周波数 (各種のディスク・ヘッドの組合せの場合)

Frequency Hz	Disk/Head								
	A/1	A/2	A/5	B/1	B/2	B/5	C/1	C/2	C/5
α 908	○	○	○	○		○	○		○
β 1553		◎			◎			◎	○
γ 1797	◎		◎	◎		◎	◎		◎
δ 2168		○			○			○	
ϵ 2256			○			○			
ζ 2373					○			○	
η 2568		○	○		○				
θ 2695	○		○	○		○			○
ι 2754					○			○	
κ 2949					○			○	
λ 3379			○			○			
μ 4307	○	○	○	○	○	○	○	○	○

◎ : Maximum amplitude

Disk A: Coated

B: Sputtered with Lubt.

C: Sputtered without Lubt.

Head 1: Monolithic L=93mN

2: Monolithic L=157mN

5: Composite L=100mN

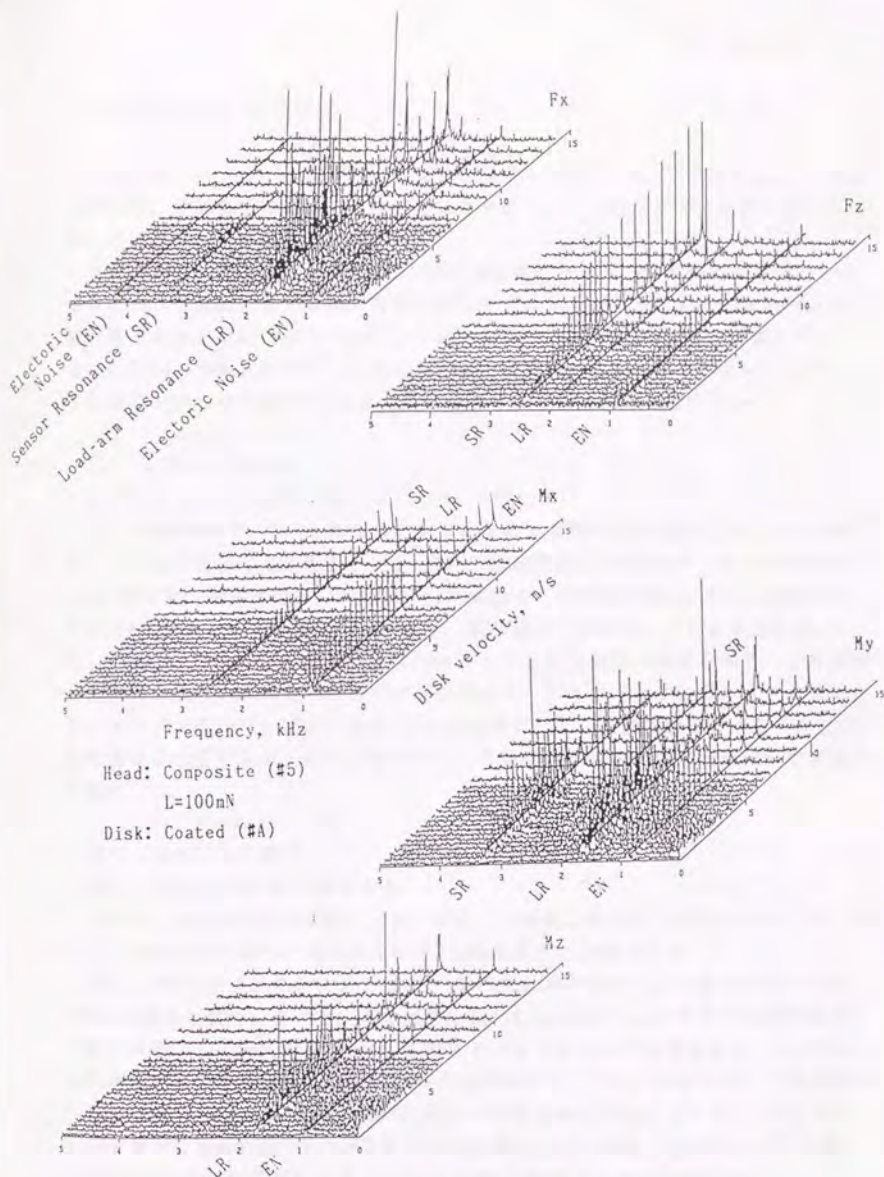


図4-2-15 各速度での力信号の周波数分析

4-3 変位のデータの検討

本項では、ヘッドのx方向の変位 x ・ピッチング θ_y ・ローリング θ_x と、x方向の力 F_x との関係を求める。本項で対象とする θ_y 、 θ_x は、ディスクのうねり分を差し引いたヘッドの振動成分である。

なお、本文に入る前に x と θ_y との関係を整理しておく。 x を測定する光のスポットはヘッド側面にあてるが、その位置はディスク・ピボット間の距離約 1mm の間位置である。仮にヘッドがピボット回りに θ_y で $200\mu\text{rad}$ と大きく回転しても、 x は $0.1\mu\text{m}$ しか変化しない。これは x の最小分解能の $0.2\mu\text{m}$ より小さい。したがって以後においては θ_y が x に及ぼす影響は小さいとして検討を進める。

(1) x と F_x との関係

まず、 x と F_x との関係を調べる。

図4-1-5の検討で、 F_x/x はサスペンションのx方向のばね定数 $8.3\text{nN}/\mu\text{m}$ とほぼ等しいことを指摘した。図4-3-1に、図4-1-9,10で用いた6枚のディスクのCSS時の F_x/x を示す。横軸は図4-1-9の横軸のCSS開始からの時間である。 F_x/x は速度 V や押付力 L にかかわらず $8\sim 9\text{nN}/\mu\text{m}$ であり、ばね定数とほぼ等しいことがわかる。ただし、カセンサの共振波形はサスペンションとは無関係な情報なので、その振幅分は測定された F_x 波形から差し引いて計算した。例えば、そのカセンサの共振波形はスティックスリップした図4-1-7の F_x に現れ、 x と相似の波形の上に高周波成分を重畳させているが、計算に使う F_x はその高周波の振幅の中間値を結んだ曲線上の値にした。

(2) θ_y と F_x との関係

次に、 θ_y と F_x との関係を考える。

前項で、x方向の力 F_x が働くとロードアームがねじれることがわかった。ロードアームがねじれればヘッドもねじれ θ_y も変化すると予想される。

図4-1-7のスティックスリップ時の θ_y は F_x に比例するように見える。そこで θ_y と V との関係を整理してみた。その結果を図4-3-2に示す。これらは一定速度時のデータである。△のSub.ガラス、Lub.有のスティックスリップの場合のみ、 θ_y が負になり頭がつんのめる動作が生じていることがわかる。また、 F_x が大きくなる速度の小さい領域($V < 0.5\text{m/s}$)では θ_y が V に対し一次関数的に変化している。一方、図4-2-10から同じ速度領域で F_a も V に対し一次関数的に変化することがわかっている。これから $\theta_y \propto F_a$ が予想される。 F_a と V との関係を調べると $V < 0.5\text{m/s}$ では、

$$\theta_y = -0.4 \times (F_a - 20)$$

ここに θ_y の単位は $[\mu\text{rad}]$ 、 F_a の単位は $[\text{nN}]$ である。 θ_y は F_a の一次関数で表さ

れるが、ここでは F_a が100mN以上と大きい場合を議論しているので $\theta_y \propto F_a$ と表すことにする。

ところが、両図の他の3条件には比例するような変化が生じていない。図4-3-2の○□×印は、速度が増加したらピッチ角が増加するという一般的な傾向を示す。

つまり、 $\theta_y \propto F_x$ と見えるのは F_x が著しく大きいスティックスリップの場合のみであって、その他の条件では明らかに θ_y は F_x の変化に関係ない。この無関係な例は他にも挙げることができ、例えばCSS時のデータの図4-1-6(発生している F_x は30mN)や、後述のポンプ衝突時のデータの図4-6-2(発生している F_x は50mN)は、 F_x が変化しているのに θ_y は全く変化していない。

$\theta_y \propto F_x$ の場合の比例係数を他のデータから求めてみる。図4-1-7のスティック時は、 F_x の380mNの変化に対し θ_y は70 μ radも変化していた。別のスティック時の図4-1-9の場合は、 F_x の660mNの変化に対し θ_y は190 μ rad変化している。 θ_y/F_x を計算するとそれぞれ-0.2、-0.3 μ rad/mNであり、先の-0.4と一致しないがだいたいオーダーは等しい。ジンバルを接着してヘッドとロードアームとを一体にした場合(使用したヘッドを図3-4-5の(c)に、データを図5-3-10にそれぞれ記す)は、 $\theta_y/F_x = -0.18\mu$ rad/mNであった。先の値とほぼ等しいことがわかる。すなわち、この θ_y はロードアームのねじれを示していると考えられる。

ここで再び強調するが、ほとんどのディスク・ヘッドの組合せで観察される θ_y は、速度が大きくなるに従い徐々に頭を持ち上げる動きをする。ロードアームのねじれと θ_y とは何ら関係がないのである。例外として、スティックスリップする場合のみ $\theta_y \propto F_x$ となるような動きをする。次は、この例外に注目して検討を進める。

(3) ピボットの固着の検討

つんのめるように変化する θ_y はピボットの固着に関係すると仮定する。

図4-3-3の(a)に、うねるディスクに沿ってヘッドが浮上している場合を示す。ヘッドの θ_y は θ_{y0} で示している。ピボット(ヘッドとロードアームとの接触点)は0からCへ半球面上を移動する。ジンバルは図(b)のように変形している。ジンバルの2枚の薄板は、右が伸びなら左は縮みというように伸縮する変形と、ねじれの位置にあるロードアームとヘッドにつながっているために生じるねじれの変形との、二つの変形を持つ。この変形によってモーメント M_g を発生する。ディスクのうねりが水平に戻った場合、この M_g によってヘッドも水平に戻される。

このようにピボット・ジンバルは球面軸受けのようにヘッド・サスペンションの角度にかかわらずz方向の力を伝える働きをする。また M_g によってヘッド・サスペンションを元の平行な位置関係に戻す働きも行う。ただし、ジンバルのばねは柔らかく M_g も小さい。実際に図4-1-1,2のCSS時の5軸の力には M_g による M_y が観察されていない。

図(c)は、 F_x が働いてロードアームがねじれている場合の、ヘッドに働く力を示

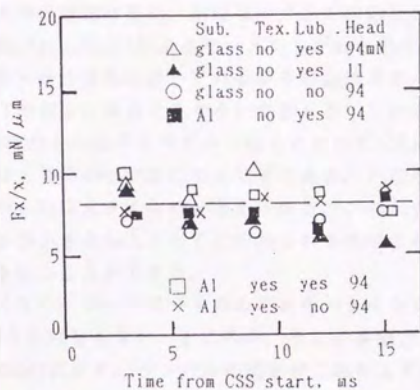


図4-3-1 各速度での F_x/x の値

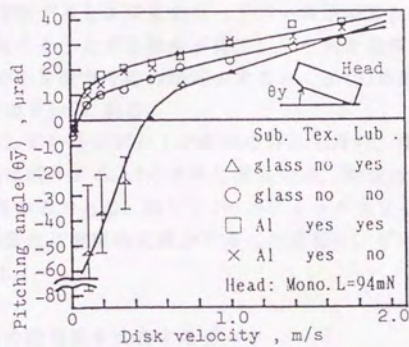


図4-3-2 各速度でのピッチング

(種々のディスクを用いた場合)

している。最初に力の釣合を考える。垂直方向は、接触垂直力 F_n と動圧流体力 F_l と和が押付力 L に釣りあっている。水平方向は、摩擦力 F_x がジンバルのヘッドを支える力 F_g と釣りあっている。ジンバルは板で構成されているため、その板を剪断する F_g の方向の剛性は高い。次にモーメントの釣合を考える。重心回りの M_y を考えると、 F_x, F_g, L, F_n, F_l によるモーメントが M_g と釣りあっている。 M_g のみが、ヘッドをつんのめらせる方向に働いているがその M_g は小さく、接触垂直応力の分布中心がややヘッドの前方に移動するぐらいで釣りあっている。この M_g が仮に大きくと、図(a)の浮上時の θ_{yo} はディスクのうねりに沿って $100 \mu\text{rad}$ 以上と大きくなるので、ヘッドの浮上姿勢が不安定になるはずである。ところが、実際は安定浮上しているのであるから M_g は大きくないと考えられる。このようにロードアームがねじれても、ジンバルが小さな M_g によってこのねじれを吸収するので、ヘッドはディスクと平行な姿勢を保つことができる。

F_x がより大きくなり、ロードアームのねじれも大きくなると、ピボットはAからBへと球面上を滑らねばならない。ところが、その摩擦力 F_p が大きいと滑れなくなり固着する。図(d)に示す。ジンバルの変形がこれ以上大きくならないのだから、ヘッドはロードアームと一体化するように動く。

この一体化し始める時点は常に一定ではないが、それ以後は $\theta_y \propto F_x$ となる。この比例係数は先に求めたロードアームのねじれ変形率である。

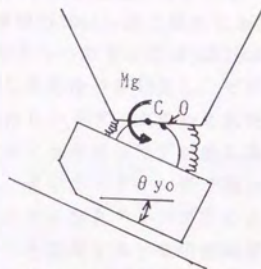
さらに、 F_x が増加するとますますロードアームがねじれる。ヘッドの流入端ではディスクを掘り起こそうとする動きが発生し、それを助長する。ヘッド流入端がディスクのへこみの上を滑りその力が減少すると、図(d)の形のようにピボットが固着したまま図(c)の $\theta_y = 0$ に戻る。

なお、Aで固着しているピボットが何かの外乱で滑り、摩擦力 F_p が零になってBの方に動いても θ_y は減少する。Bの方向に滑るのは、押付力 L が接触点を球面の斜面の下方に滑らせるからである。図4-1-7のスティックスリップのデータを観察する限り、 θ_y が F_x の変化に無関係に減少することはない。ピボットの再滑りは生じにくいと考えられる。

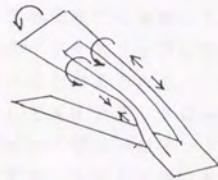
(4) ピボットの固着説を支持するデータ

図4-3-4(a)はCSS起動時のデータであるが、押付力が 30mN と小さいヘッドがスティック後にねじれ振動を発生させている場合を示している。 F_x 、 x 、 θ_x 、 R が同期して振動しているが、 θ_y は振動していない。ねじれ振動は発散しつつあり x は $50 \mu\text{m-p-p}$ と大きく前後運動しているが、ピボットは固着しておらずヘッドの θ_y は変化していない。押付力が小さいのでピボットでの摩擦力も小さく、固着に至らなかったと考えられる。

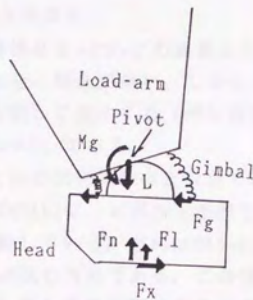
同図の(b)は、CSS減速時に部分的にディスク・ヘッドが接触した場合である。 $V = 0.13\text{m/s}$ である。接触によって R が小さくなったのに同期して F_x 、 x 、 θ_x とが振動



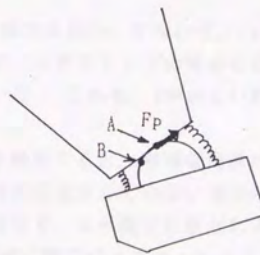
(a) On the waving disk



(b) Gimbal deformation



(c) Balance of force



(d) Sticking on the pivot

図4-3-3 ピボットを中心に回転する動きの模式図

しているが、 θ_y は変化していない。 x は後方に $35\mu\text{m}$ と大きく変位し、発生する F_x も 350mN と大きい。ピボットは固着せず θ_y は発生していない。

同図(c)は、(b)を測定した時刻から0.5秒後のCSS減速時のデータである。(b)では $F_x=350\text{mN}$ でも振動していなかった θ_y が、(c)のように $F_x=250\text{mN}$ と小さく(センサーの共振成分を除く)なった状態で F_x 、 x 、 R と同期して振動している。ピボットが固着する条件は F_x や x の大きさではないこと、何かの要因で固着したら離れずに固着し続ける傾向があること、等が考えられる。

また、(c)の横軸の20nsec後に現れる最後のスティック時に注目すると、 x が約 $10\mu\text{m}$ と一定になりつつあるのに θ_y は $20\mu\text{radp-p}$ の振幅で独立に振動していることがわかる。先述した再滑りが発生し、ピボットはスティックスリップしながら固着時に大きくなったロードアームのねじれを放出していると考えられる。

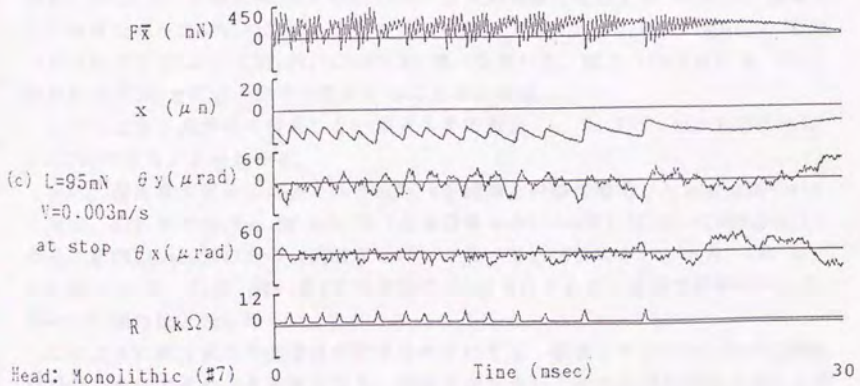
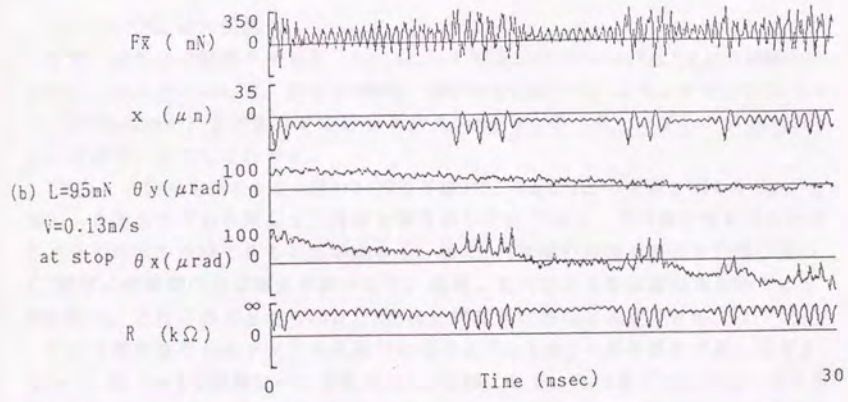
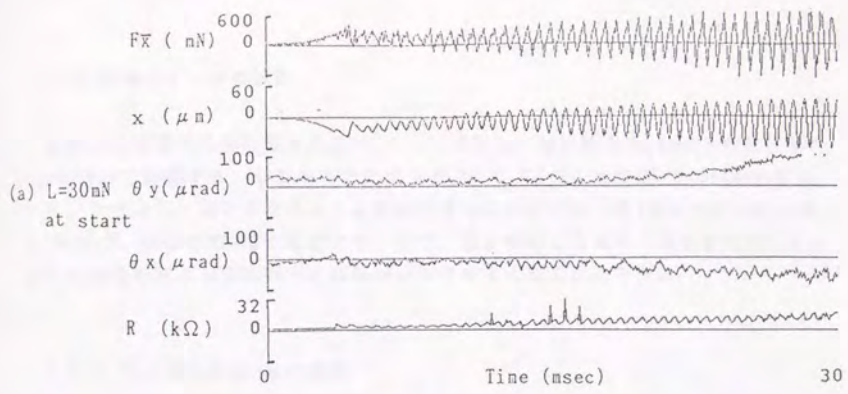
ピボットのスティックスリップが生じる他の例としてダイナミックローディング時が考えられる。アンローディングで離れていたピボットがローディングで接触するが、接触点はスティックスリップするようにしてずれ、ヘッドに振動を与える。しかし、ピボットを潤滑するとその振動が著しく減少する⁽⁶⁵⁾。仮に図4-1-7のヘッドのピボットに潤滑液を塗布すれば、図4-3-4の(a)のようにつんのめらず前後振動するモードに変わると予想される。

(5) θ_x と F_x との関係

θ_x と F_x との関係は θ_y と F_x との関係と同様な傾向を持つ。すなわち、 F_x が小さい場合は θ_x は F_x と全く関係が無い。しかし、スティックスリップの場合には θ_y と同様に θ_x も F_x に同期して変化する(例えば図4-1-7)。これも、 V が小さい範囲に限ってみれば、 $\theta_x \propto F_x$ である。

しかし、 $\theta_x \propto F_x$ の比例係数の正負から動きを検討すると、明確な関係が確立できない。図4-3-4の(b)は、ピボットが滑り θ_y の変化は生じていない場合だが θ_x は F_x と同期して振動している。方向は図4-1-7と同じで、 x が後方に引かれると内周側のスライダが沈む方向である。この両図は全く同じディスク・ヘッドで採ったデータであり、たまたま外周側のスライダかそれが通るディスクトラックに、カーボン摩耗粉が付着し外周側だけが接触した恐れもある。なぜなら、図4-1-9の異なる測定時期のスティック時では外周側のスライダが沈んでおり、図4-3-4の(a),(c)では θ_x が x や F_x と関係なく振動しているからである。すなわち、 θ_x と x との関係は本研究のデータからは明らかにされなかった。 θ_x はヘッドの平面度やスライダ面の一時的なよごれに敏感に関係すると考えられる。

このように θ_y はピボット固着のモデルで x 、 F_x 、 θ_y 、 R との関係が説明できるが、 θ_x はそのように矛盾なく説明できるモデルが得られなかった。本研究は、ヘッドの滑走する方向の動きに注目しているので、後の4-5の滑走時のヘッドの挙動では θ_x の検討を割愛する。



Head: Monolithic (#7)
Disk: Sub.Glass, No Tex., Lub.

図4-3-4 ピボット固着に関する種々のデータ

4-4 接触のデータの検討

本節では接触時の接触電気抵抗 R について解析し、解析結果の F_x と R との関係等を5項に分けて説明する。なお本項ではコンダクタンス $1/R$ を接触抵抗 R の代わりに用いた。なぜなら、コンダクタンスは接触垂直力に比例する（第2章のモデルの小仮定(9)だが、本節の第4項で確認する）ので、図を作成した場合、接触垂直力に反比例する接触抵抗より諸変数との関係が分かりやすくなるためである。

4-4-1 F_x と接触抵抗 R との関係

(1) F_x と R との比例関係

まず、種々の薄膜型ディスク（Sub. Al, Tex. 有とSub. ガラス, Tex. 無との2種類の基板に、それぞれLub. 有、無の計4種類、表3-4-1の#E1~4）とモノリシック型ヘッド（表3-4-2の#7）との組合せでコンダクタンス $1/R$ を調べる。いずれの測定もディスク速度を一定にして行った。

V と F_a との関係を図4-4-1（図4-2-10の再録）に、 V と $1/R$ との関係を図4-4-2に示す。両図から同条件である同記号の曲線を取り出して比べると、どの条件もだいたい同じような形状の曲線であることがわかる。また、2種類の曲線を両図から選び出して2種類の曲線間の位置関係を調べると、両図とも同じような位置関係を持つことがわかる。これらのことから F_x と $1/R$ とは比例関係にあると推定できる。

そこで潤滑液なしのディスクを用いた場合の F_x と $1/R$ との比を検討する。比である $F_x/(1/R)=F_x \cdot R$ を縦軸に一定速度時の V を横軸にして、 $F_x \cdot R$ をプロットしたものを図4-4-3に示す。この縦軸の $F_x \cdot R$ は $F_x \propto 1/R$ の比例係数を意味する。ディスク基板として平滑なガラス($PV_i=30\text{nm}$)とテクスチャー付きアルミニウム($PV_i=150\text{nm}$)の2種類、ヘッドの押付力 L として32, 94, 145 mN の3水準、を用いた。図から $F_x \cdot R$ は V 、 L 、 PV_i にかかわらず $250 \pm 50\text{mN} \cdot \text{k}\Omega$ で一定であることがわかる。

このことから潤滑液を付与しないディスクの場合、 L 、 V 、 PV_i にかかわらず F_x は $1/R$ に比例することがわかる。

次に、潤滑液を付与したディスクの $F_x \cdot R$ を前図と同様に整理したものを図4-4-4に示す。Sub. ガラス, Tex. 無, Lub. 有 (Δ \blacktriangle \circ \bullet \times の5つの印)は500~2000 $\text{mN} \cdot \text{k}\Omega$ であり、前図のLub. 無のもの（前図の \circ 印）に比べて2~8倍大きい。一方、Sub. Al, Tex. 有, Lub. 有 (\square 印)は、各 V での平均で270 $\text{mN} \cdot \text{k}\Omega$ であり、前図で求めた同じ基板のLub. 無の値とほぼ等しい。

このように同じ膜厚の潤滑液が付与されていても、面粗さが小さいと $F_x \cdot R$ は潤滑液がないものそれより大きくなり、面粗さが大きいとそれと同じ値をとることがわかる。また、前者の $F_x \cdot R$ はディスク・ヘッドの組合せごとに大きくばらつくこと

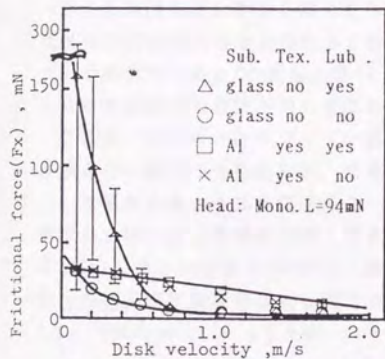


図4-4-1 速度と F_x との関係

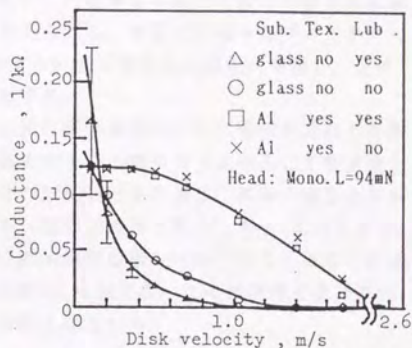


図4-4-2 速度とコンダクタンスとの関係

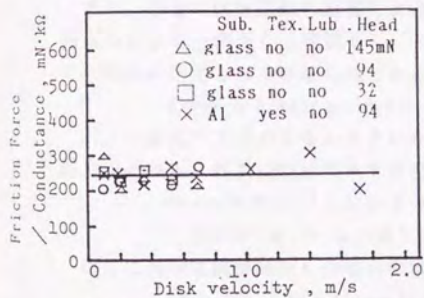


図4-4-3 速度と $F_x \cdot R$ との関係
(潤滑液がない場合)

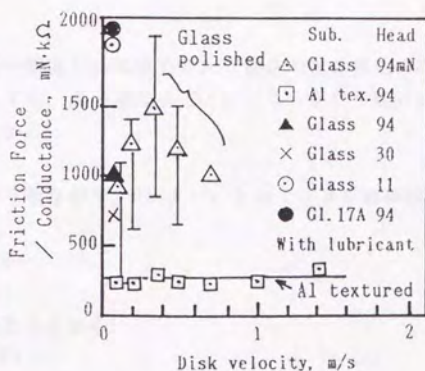


図4-4-4 速度と $F_x \cdot R$ との関係
(潤滑液がある場合)

も図からわかる。

(2) 固体接触率

潤滑液を付与したものの $F_x \cdot R$ は付与しないもののそれより同じかまたは大きいことが前目からわかった。もし R が増加するならばそれは接触抵抗の大きい潤滑液が一部の真実接触点の表面を覆ったためであり、 F_x が増加するならばそれはその真実接触点の表面張力の増加のためであると考えられる。本目では種々のディスク・ヘッドの組合せの F_x と R の変化を調べ、どのくらい潤滑液が真実接触点を覆い、どのくらい表面張力の影響が増大するかを検討する。

ここで、カーボンとスライダ面とが直接に固体接触しそこに電流が流れる真実接触点の一個当りの抵抗 R_c と、潤滑液が真実接触点の間や周りに存在して潤滑液を介して電流が流れる真実接触点の一個当りの抵抗 R_l とを考える。前者の総真実接触面積の全体の総真実接触面積に対する比率（固体接触率と呼ぶ）を α (≤ 1)とする。第2章のモデルの小仮定(4)から一個当りの真実接触面積を一定であると仮定すれば、全体の総真実接触面積はある瞬間の接触点数 N に比例する。この瞬間の全体の抵抗 R は $\alpha \cdot N$ 個の R_c と $(1 - \alpha) \cdot N$ 個の R_l の並列回路になるから、

$$\frac{1}{R} = \frac{\alpha \cdot N}{R_c} + \frac{(1 - \alpha) \cdot N}{R_l}$$

ここで $R_c \ll R_l$ である（潤滑液のなかに検出棒を差し込んで抵抗を測ってもテスターでは抵抗 ∞ としか表示されない）ので、

$$\frac{1}{R} = \frac{\alpha \cdot N}{R_c}$$

また、前者の固体接触の凝着による一個当りの摩擦力を F_c 、後者の液体接触の表面張力による一個当りの摩擦力を F_l とする。真実接触点ごとにどちらかに分類されその総計が測定される摩擦力 F_x であるから、

$$F_x = \alpha \cdot N \cdot F_c + (1 - \alpha) \cdot N \cdot F_l$$

F_l は F_c と比べてどのくらい大きいかわからないので、 $F_l = \beta \cdot F_c$ とおく。 β を液体接触力比と呼ぶ。前式に F_l に代入すると、

$$\begin{aligned} F_x &= \alpha \cdot N \cdot F_c + (1 - \alpha) \cdot N \cdot \beta \cdot F_c \\ &= F_c \cdot N \cdot (\alpha + (1 - \alpha) \cdot \beta) \end{aligned}$$

ここに $F_c \cdot N$ は潤滑液なしの場合の値であるから、

$$F_{xL77} = F_{xL77} \cdot (\alpha + (1 - \alpha) \cdot \beta) \quad \dots\dots(a)$$

この時、潤滑液ありの場合の F_x と摩擦力となしの場合のそれとの比 Rf_x を実験結果から求めることができる。ガラス基板の薄膜型ディスクの場合は、

$$Rf_x = F_{xL77} / F_{xL77} = 1 \sim 8$$

R と F_x の式から潤滑液ありの場合の $F_x \cdot R$ を求めると、

$$(F_x \cdot R)_{L77} = F_c \cdot N \cdot (\alpha + (1 - \alpha) \cdot \beta) \cdot R_c / (\alpha \cdot N)$$

$$=(R_c \cdot F_c) \cdot (\alpha + \beta \cdot (1 - \alpha)) / \alpha$$

ここに $F_c \cdot R_c$ は潤滑液なしの場合の値であるから、

$$(F_X \cdot R)_{L_{滑}} = (F_X \cdot R)_{L_{なし}} \cdot (\alpha + \beta \cdot (1 - \alpha)) / \alpha \quad \dots\dots (b)$$

潤滑液のありの場合の $F_X \cdot R$ となしの場合のそれとの比 $R_{f_{XR}}$ を実験結果から求めることができる。ガラス基板の薄膜型ディスクの場合は、

$$R_{f_{XR}} = (F_X \cdot R)_{L_{滑}} / (F_X \cdot R)_{L_{なし}} = 2 \sim 30$$

(a)式を(b)式に代入すると、

$$\alpha = \frac{R_{f_X}}{R_{f_{XR}}}$$

これを(a)式に代入して、

$$\beta = \frac{R_{f_X} \cdot (R_{f_{XR}} - 1)}{R_{f_{XR}} - R_{f_X}}$$

本章のデータから実験結果を集めると、表4-4-1の結果が得られる。潤滑液が厚くなったり面粗さが小さくなると液体接触の部分が増加する。固体接触率 α は $\alpha = 20 \sim 80\%$ と小さくなり、液体接触力比 β は $\beta = 1 \sim 8$ 倍と大きくなる。

表の実験a)~d)は同じヘッドとディスクとの組合せを用いているが摩擦力は R_{f_X} に示されているように異なる。液体接触する真実接触点の割合は表の α から約20%と同じであるが、そこでの表面張力等の摩擦力が $\beta = 1 \sim 8$ で示されるように異なることがわかる。この β の変化が静止時の接触状態のちがいによってもたらされることを4-4-5で検討する。

表 4-4-1 各種のディスク・ヘッドの組合せの固体接触率 α と液体接触力比 β

実験	ディスク	ヘッド	R_{f_X}	$R_{f_{XR}}$	α	β
a	ガラス基板(#E6)	モノリシック(#7)	1.5	8.0	0.19	1.6
b	ガラス基板(#E6)	モノリシック(#7)	1.0	7.0	0.14	1.0
c	ガラス基板(#E6)	モノリシック(#7)	2.1	8.6	0.24	2.5
d	ガラス基板(#E6)	モノリシック(#7)	5.4	24	0.22	8.4
e	ガラス基板(#E6)	モノ面とり付(#8)	1.3	1.6	0.81	3.8
f	ガラス基板 (stick)	モノリシック(#7)	13	1.0	1.0	---
f'	同(#E1) (slip)	モノリシック(#7)	1.0	2.0	0.50	1.0
g	ガラス基板(#E1)	自己剝離型	1.8	4.0	0.45	2.5
h	Alテクスチャ(#E4)	モノリシック(#7)	1.0	1.0	1.0	---

実験e)は3-4-4で述べたスライダ面の長手方向および幅方向の角を丸く面取りしたヘッド(表3-4-2の#8)を用いた場合の結果である。仮に潤滑液がスライダ面全域で表面に存在し、メニスカスがスライダの縁一周に形成されるとしたら、この面取りヘッドはそのメニスカスを小さくして摩擦力の軽減に効果があるはずである。面取りありは実験e)で、 $\alpha=81\%$ 、 $\beta=3.8$ 、面取りなしが実験a)~d)で、 $\alpha=14\sim 24\%$ 、 $\beta=1\sim 8$ であった。面取りありはなしと比べ、固体接触率 α が81%と著しく大きくなるが液体接触力比 β は3.8と大きな差がないことがわかる。このことは面取りがメニスカス形成を防止し固体接触の部分を残すことに効果があり、形成してしまったメニスカスの表面張力軽減には効果がないことを示している。

実験f)はスティックスリップした場合でfはスティック時の、f'はスリップ時の結果である。スティック時の $\alpha=1$ に比べ、スリップ時は α が50%と小さくなることがわかる。スティック時と比べて液体接触が増加したことが異なる。実験g)は5-3-1で後述する自己剥離型サスペンションを用いた場合でスティックスリップを防止できたが、 α も β もワトラス型サスペンションを用いてスティックスリップが生じない場合の実験a)~d)と大きな差がない。実験h)はディスクの面粗さが大きい場合で $\alpha=1$ と液体接触の影響がない。

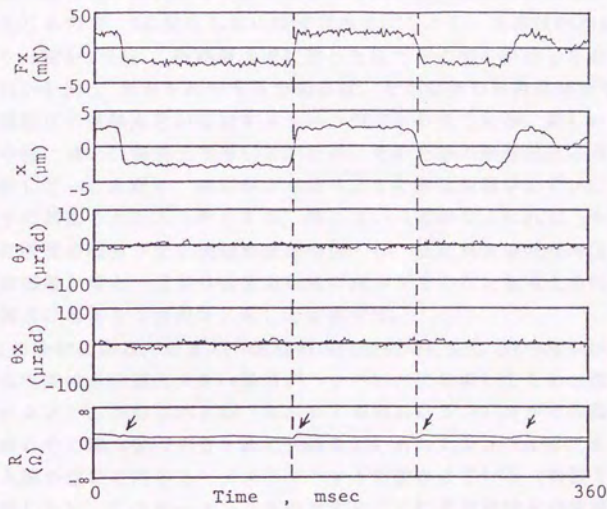
このように α と β で検討すると、面粗さが小さく潤滑液を付与したディスクを用いた場合、スティックスリップのスティック時を除き、液体接触面積の増加とその液体接触面積当りの摩擦力の増加との両方が発生したことがわかる。

(3) 固着状態での F_x と R との関係

次に第1目で述べた $F_x \cdot R$ 一定という結果はヘッドの滑走状態のみで成立し、静止状態・固着状態では成立しないことを示す。固着状態とはディスクの絶対速度が零でないが、ディスク・ヘッドの相対速度が零である接触状態である。

静止時には $F_x=0$ となるが R は ∞ ではなく零に近い小さな値を示し、明らかに $F_x \cdot R$ は滑走状態で得られる値を示さない。また固着時には F_x と $1/R$ とが比例しない。例えば、図4-1-10の8例の起動時の F_x と R のデータで明らかのように、固着時では F_x が0から増加するに従い R が増加($1/R$ が減少)する。これは $F_x \propto R$ であり滑走時の $F_x \propto 1/R$ と逆の傾向を持つ。

固着時の興味あるデータとして図4-4-5が挙げられる。Sub.A1, Tex.有, Lub.有の薄膜型ディスクを用いた場合の停止直前のデータであり、スピンドルが安定磁極点を求めて正逆微動している。ヘッドもディスクに固着した状態を保持して前後に微動していることがxのデータよりわかる。 F_x は正負両方向の静摩擦力(F_{xs} と記す)を交互に示している。ところが R に注目すると、ヘッドが前後に微動した直後はわずかに増加するがその後は漸減している。 R が増加し始めるのは F_x が負から正にまたは正から負に変換した時点であり、最大になるのは F_x が $-F_{xs}$ から $+F_{xs}$ へまたは $-F_{xs}$ から $+F_{xs}$ へと変化した直後である。図に点線を引いて、 R が増加し始



Disk: Sputtered disk with Al-sub. Tex. Lub. (#E3)
 Head: Monolithic, L=94mN (#7)

図4-4-3 停止直前の力・変位・接触の変化

める時刻を示す。変化途中の $F_x=0$ の時点では $R \neq \infty$ なので明らかに $F_x \cdot R$ は一定でない。なおこの固着時の θ_y は全く変化がなく、 R の変化は測定結果に現れるほど大きなピッチング運動を伴わない。

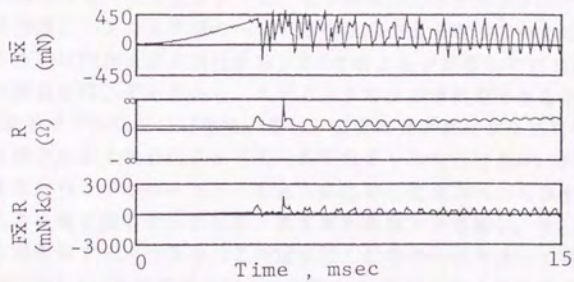
次にこれらの実験結果がどのようなヘッドの挙動で生じるかを検討する。

固着時の F_x は接触角 $\tan^{-1}(F_x/L)$ が増加していく過程を示している。 θ_y の変動はなく R の変動も小さいが、 F_x の変動だけは正負の最大静摩擦力の範囲で大きく振れている。この接触角の変化は、第2章のモデルの小仮定(2)で図2-1-3を用いて説明したように、真実接触点における凝着を剪断しようとする力の変化を示している。

また、この固着時の力発生モデルでは力の増減が真実接触点の接触点数の増減を伴わずに生じるので、 R は変化しないはずである。しかし、実際は F_x 増加時に R は増加しており(図4-1-10)、 F_x が最大値に達した後にその値を保持しておくくと R は漸減する(図4-4-5)。両者を説明するためには、その姿勢の保持時間が増加するに従い真実接触点の接触点数が増加するという仮定が必要である。新しい接触直後は両接触面の特に高い凸部同士で接していたが、その凸部の接触垂直応力が大きいため弾性変形してへこんだり、歯車がかみ合うように両接触面がわずかにずれてその凸部が相手の凹部の中に入ったりする。特に高い凸部がなくなれば、それよりやや低い凸部に接触の機会が生じ接触点数は増加する。他に真実接触点周辺の潤滑液が逃げて固体接触が増え一点当りの電気抵抗の減少が生じたとも考えられる。この保持後の接触点の増加を「面のなじみ」と定義する。

R の変化の検討に戻る。前者の、固着時の F_x 増加時に生じる R の増加は、スライダ一面内の真実接触点密度の大きい場所がヘッド前方に移動したためと思われる。摩擦力でロードアームがねじれるが、ピボットを中心にジンバルがそのねじれを吸収する。しかしその時、吸収するために変形を強いられたジンバルは、その変形を戻そうと流入端が沈む方向のモーメントをヘッドに働かせている(前節で図4-3-3を用いて説明した)。このモーメントを相殺するように真実接触点の密度の大きい場所が前方へずれ、このずれで静止時になじんでいた接触点が離れ R が増加したのである。後者の、固着時の F_x 最大値保持時に生じる R の減少は先に述べた面のなじみそのものが原因である。

このように、ヘッドの滑走時では $F_x \propto 1/R$ であるが、静止・固着時では R のわずかな変化で F_x は $-F_{xs} < F_x < +F_{xs}$ で変化する。



Disk: Sputtered with Glass-sub. no-tex. lub. (#E1)

Head: Monolithic L=94 μ N (#7)

図4-4-3 スティックスリップ時の $F_x \cdot R$ の変化

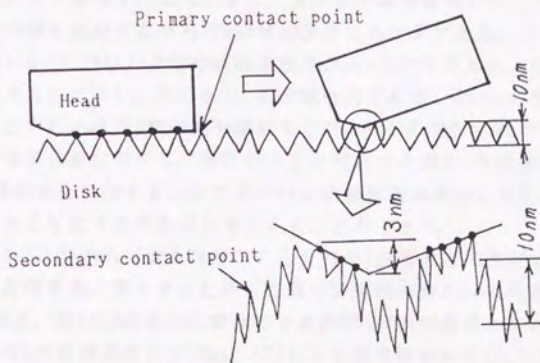


図4-4-7 スティック時のヘッドの「つま先立ち」と二次接触点の増加

4-4-2 スティックスリップ時の接触抵抗の検討

図4-4-6は、スティックスリップした図4-1-7の実験結果を用いて時々刻々の F_x ・ R を計算したものである。スティック時は $200\text{mN}\cdot\text{k}\Omega$ 以下と小さいが、スリップ時は約 $1000\text{mN}\cdot\text{k}\Omega$ と大きくなっている。この結果は、スティック時のヘッドはカーボンに固体接触し、スリップ時のヘッドは潤滑液の上を滑っていることを示す。またスティック時は F_x が大きく変化するのに R がほとんど変化していないという前項の固着時の関係と同じであるから、スティック時は固着状態であると推定できる。

第2章のモデル(16)(17)を用いると、この事実が次のように説明できる。潤滑液の表面張力による吸着はロードアームを大きくねじらせるが、たまたまピボットが固着するとヘッドもロードアームと一体になって前方へつんのめる。ヘッド前端は、ディスクを掘り起こそうとして、ますます摩擦力が増加し、そしてロードアームのねじりが増加する。つまり、この掘り起こし時のヘッドはカーボンと強固に固体接触する。図4-1-7を見るとスティック時の θ_y は負につんのめるように大きくなり、値は最大 $-60\mu\text{rad}$ に達する。これはスライダの流入端が流出端より $0.22\mu\text{m}$ も沈んでいることに相当する。ディスクの仮想最大面粗さ PV_i が $0.03\mu\text{m}$ であることも考え合わせると、ヘッドはディスクと流入端だけで接していると考えてよい。

スティック時では R が大きくなっておらず、逆にわずかに減少している。前述の流入端だけで接触する姿勢により、見かけの接触面積が著しく減少するので、それで接触点数を減少するならば R の増加が生じるはずである。この実験結果を説明するには1-3-1で用いたように表面面粗さがHertzのモデルのようになっていることを用いて考えればよい。図4-4-7はその説明図である。Hertzのモデルでは1次の大きな球面の中に小さな2次球面を配置するが、図4-4-7でも1次の大きな凹凸の中に2次の小さな凹凸を配置する。後者の小さな凹凸の凸部を2次接触点と呼ぶ。この細かい2次接触点に接触することで見かけの接触面積が減少しても、総実接触面積は減少することなく接触垂直力を支えることができる。

図4-4-7に描かれた流入端でへこんだ凹や2次接触点の凸が寸法として妥当であることを説明する。ディスクに平行方向の分解能が約 $2\mu\text{m}$ の場合に観察できる凸部を1次接触点、約 10nm の場合に観察できる凸部を2次接触点とすると、WYCOによる測定結果から1次接触点高さが 10nm 、STMによる測定結果から2次接触点高さが 10nm であることがわかる。一方、ヘッドの押付力が流入端に集中して働き、理想的に平滑なカーボンが弾性変形したと考えると、 $\theta_y=1, 10, 100\mu\text{rad}$ でそれぞれ $1, 2.4\text{nm}$ のへこみが生じる⁽¹⁸⁾。この計算結果から $60\mu\text{rad}$ の場合のへこみ量は約 3nm であるが、理想的に平滑な面と凹凸の面では後者の方が柔らかいのでへこみ量は 3nm 以上と推定できる。ディスクが少なくとも 3nm へこむと、最も高い凸部より 3nm 下の凹部に存在する多くの2次接触点でヘッドは接触する。図4-4-7のように接すると推定して矛盾する点はない。

4-4-3 接触抵抗信号の交流成分の分析

本項では接触抵抗の信号の変動を調べる。ここでも4-2-1で用いたように直流成分と交流成分という表現方法を用いる。

本項も前項と同じディスク・ヘッドの4種類の組合せのデータを用いる。 $V=0.2, 0.7, 1.4\text{m/s}$ (各々、条件A, B, Cと示す) の場合のRを検討する。波形を図4-4-8に示す。このデータのサンプリング周波数は16.6kHz (0.06msecごと) であるから8.3kHzまで周波数を解析できる。

a) のSub. ガラス, Tex. 無, Lub. 有のAの波形は、スティックスリップ時の波形である。後半の9~12msecに2.5kHzの振動が生じている。このロードアームのねじれの共振振動数は2.5kHzなので、この信号はねじれ振動を表していることがわかる。それに重畳して約8kHzの高周波が見えるが原因はわからない。

同じ条件のBでの波形は、大部分は $R=\infty$ で一定だが部分的に $R\neq\infty$ の値が発生する。これはヘッドがほとんどの時間で浮上しているが、時々離散的にディスクと接することを示す。Cでは $R=\infty$ と一定で完全に浮上していることを示す。

b) のSub. ガラス, Tex. 無, Lub. 無ではA, B, Cとも直流成分だけで、その直流成分の大きさだけがVの増加に従い増加する。

c) のSub. Al, Tex. 有, Lub. 有ではA, Bに直流成分だけが、Cにランダムなうねりがそれぞれ観察できる。d) のSub. Al, Tex. 有, Lub. 無もc) の同Lub. 有と同様の波形を持つ。Cのランダムな周波数は1~2kHzであり、 $V=1.4\text{m/s}$ よりディスク上では0.6~1.4mm長の周期に相当する。ディスクの表面の周期の長い凹凸に沿って接触したと推定される。

このアルミニウム基板の速度ごとに調べた $1/R$ のデータは、同様に速度ごとに調べた F_x のデータ (図4-2-3で示した) と同じ傾向を持つ。つまり、低速では直流成分のみが観察されるが、高速になると交流成分が重畳し、直流成分は漸次減小していくという傾向である。

なお、この離散的なRのデータで F_x のデータと異なることは、サスペンションの共振成分が含まれていないことである。測定摩擦力である F_x には、実際に真実接触点で発生した実際摩擦力ではなく、サスペンションを通じた過渡応答が観察される。一方、Rはヘッドの接触を直接観察しているので実際の接触を観察できる。そのうえ、滑走時には $F_x \propto 1/R$ であるから潤滑液による影響をディスク・ヘッドごとに補正すれば、 F_x を定量的に測定することも可能である。実際摩擦力を推定するためにRの情報が役にたつことが本項の検討からわかる。

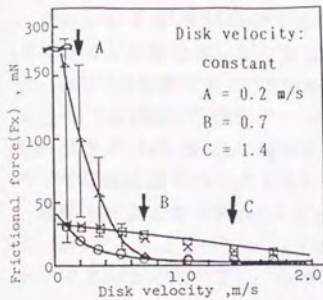
真実接触点ごとの個々の接触を示す信号がパルス状に見えると期待していたが、8kHz以下では観察できないことがわかる。 F_x を解析したようにデジタル化する以前のアナログ信号を用いて周波数分析を行わなかったので、8kHz以上の成分の解析はできない。サンプリング周期は0.06msecであるから、A, B, Cではそれぞれディスク

上の長さで12,42,84 μm ごとのサンプリングに相当する。B,Cでは図4-3-2よりすでにヘッドの流入端が持ち上がっていることがわかっているから、流出端付近では少なくとも42,84 μm に1回はディスクと接していることがわかる。a)のBの波形は離散的に接触していることを示しているが、接触長さに直すと0.2~0.8 nn である。ヘッドは特に高い真実接触点に当たるのでなく、あるうねりの凸部上を摺っている。

これらの検討から速度の変化に対して接触状態がどのように変化するかをまとめる。速度は離陸速度を用いて整理する。

速度が離陸速度の約50%より小さい場合、接触抵抗 R も摩擦力 F_x もおもに直流成分だけで総真実接触面積 A が時間変動しないことがわかる。第2章のモデルの小仮定の(9)の $1/R \propto F_n$ (接触垂直力)、(6)の $A \propto F_n$ 、(7)の $F_x \propto A$ 、であるから、 R と F_x の測定データを一つの A から派生したものととして考えた。6-3で一つの真実接触点での接触時間について検討するが、それは約1 μsec と非常に短く、少なくとも図4-4-8のサンプリング間隔60 μsec より短いと考えられる。それにもかかわらずサンプリングごとの総真実接触面積が変動しないのであるから、常に非常に多くの接触点で接触していると考えられる。

しかし、速度が離陸速度の約50%より大きくなると、接触抵抗も摩擦力も大きな交流成分を含み、総真実接触面積が時間変動すようになる。そして速度が離陸速度と同等になると、接触抵抗にも $R = \infty$ の時間が生じて摩擦力には減衰する正弦波が見られるようになる。これらは非接触の瞬間が増えて一周で数回しか接触しなくなることを示している。このように R や F_x に交流成分が生じる原因、すなわち総真実接触面積が時間変動する原因はディスク表面に凹凸があるためと考えられる。空気膜のばねとヘッドの質量によるヘッドの上下方向の共振、またはサスペンションのばねと衝突時の力によるヘッドの跳ねる動きの共振、等が考えられるが、接触間隔は周期的ではなくこのような共振は考えられない。ディスクには周期が0.5 nn 以上の凹凸があり、流体力学的負荷容量が増加するに従い凸の部分だけで選択的に接するようになると考えられる。

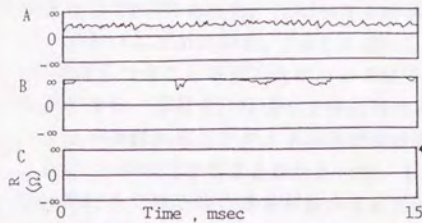


Sub. Tex. Lub..

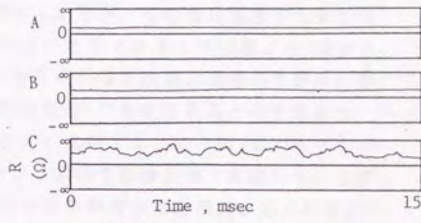
a) \triangle glass no yes
b) \circ glass no no
c) \square Al yes yes
d) \times Al yes no

Head: Mono. L=94mN

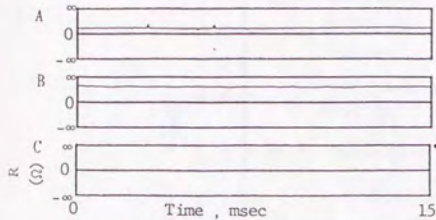
Sampling: 16.6kHz
(every 0.06 ms)



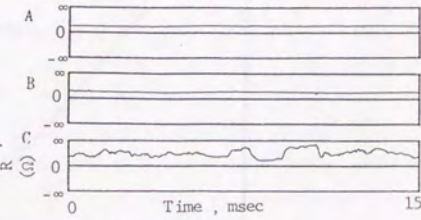
a) Glass-sub. no-tex. lub .



c) Al-sub. tex. lub .



b) Glass-sub. no-tex. no-lub .



d) Al-sub. tex. no-lub .

図4-4-8 各速度の接触抵抗波形

4-4-4 接触垂直力と接触抵抗との関係

本項は静止時のヘッドに働くz方向の力 F_z と接触抵抗 R との関係を検討する。この F_z は流体力学的負荷容量が零の場合の接触垂直力であるから、押付力 L に等しい。

図4-1-11では L を94mNから11mNに小さくすると、静止時の R は3k Ω から14k Ω と大きくなることを指摘した。静止時の R として F_x が増加し始める時点以前での R を用いた。図4-4-9は押付力 L と静止時のコンダクタンス $1/R$ とをまとめた図である。Sub.ガラス、Tex.無、Lub.無のディスクを用いた。 L が大きいと $1/R$ は比例して大きくなる。Sub.ガラス、Tex.無、Lub.有のディスクを用いると、潤滑液の影響でこの直線よりやや下の位置にばらつくようになる(図は略)が、比例関係は同様に得られる。

面粗さによる静止時の R の違いを図4-1-10より調べる。Sub.ガラス、Tex.無の $PVi=30\text{nn}$ のディスクと、Sub.Al、Tex.有の $PVi=150\text{nn}$ のディスクとを比べる。Lub.有のディスク同士を比べると、前者はa)で3.1[k Ω]、後者はe)で2.3(別のデータでは3.5)、Lub.無のディスク同士を比べると、前者はc)で3.5(別のデータでは1.8)、後者はf)で0.7であった。f)に小さめの値がでていますが、その他は両者で大きなちがいがいがないことがわかる。3-3では図3-3-2を用いてディスク上の位置ごとに R が $\pm 30\%$ でばらつきことが示したが、このばらつきを用いると前述の両者のちがいに有意差がない。面粗さに関係なく静止時の接触抵抗は L で決定され则认为られる。

以上の検討からコンダクタンスが接触垂直力に比例するという第2章のモデルの小仮定(9)が成立することがわかった。しかし、本項では静止時で実験しているが、滑走時にまで静止時の結果が拡大されて成立されるか否かは直接確かめられなかった。

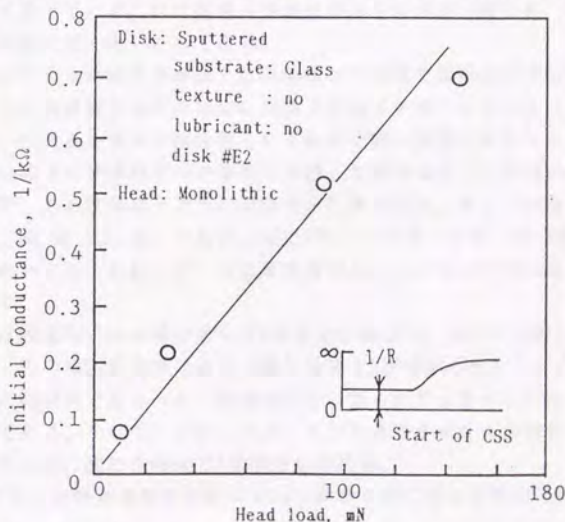


図4-4-9 接触垂直力(押付力)と静止時のコンダクタンスとの関係

4-4-5 静止時の接触状態が起動後の F_x に及ぼす影響

4-4-1(2)では、起動時ごとに潤滑液の液体接触面積比が同じでも、その液体接触部分の摩擦力の大きさには変化があることを指摘した。本項ではその変化する原因として、静止時に接触状態を考える。

図4-4-10の(a)と(b)は同じディスク(Sub.ガラス, Tex.無, Lub.有(17A)(#E6))と同じヘッドの組合せを用いて、ほぼ同じ時に測定したデータである。

固着時の F_x の最大値に注目すると、a)は190[mN]、b)は85[mN]とa)はb)の2倍であることがわかる。またその時の $F_x \cdot R$ はa)で6000[mN·kΩ]、b)で2700であり、a)が著しく大きい値をとることがわかる。両者の θ_y は F_x の増加に比例してスティック時のようにピボットが固着し増加しているが、 F_x 増加時の $F_x \cdot R$ は800[mN·kΩ]以上であるため、 $F_x \cdot R=200$ [mN·kΩ]のスティック時のカーボンの掘り起こしではなく、潤滑液の表面張力が F_x 増加の原因であることがわかる。

これは表4-4-1の実験d)とc)であり、固体接触率は22と24%とほぼ等しいが、液体接触力比が8.4と2.5で約3倍のちがいが生じる。

a)の F_x は最大値をとった後、センサーの共振を伴って半分に減小しているので、滑走時の $F_x \cdot R$ はa)で2300[mN·kΩ]、b)で1800とほぼ等しくなる。a)b)いずれもディスク・ヘッド間に潤滑液が存在している状態である。その潤滑液の影響が滑走時に等しく固着時に異なることがわかる。

次に、この図の静止時の R に注目する。 L は同一であるのにa)は2.7kΩに対しb)は25kΩとa)の10倍になっている。a)は潤滑液なしの場合に等しいが、b)は潤滑液の影響を大きく受けている。b)は固着・滑走時のみならず静止時にも、潤滑液をヘッド・ディスク間に挟んでいたのである。

固着時にa)のように潤滑液が多いと表面張力の影響で摩擦力が増加するが、静止時にb)のように潤滑液が多ければ逆に摩擦力が減少することがわかった。潤滑液の表面張力という欠点を本来の潤滑性という利点で補い摩擦力を小さくできたのである。この潤滑性は液体の流動性なのか層状に堆積した潤滑液分子の層間のずれなのか明らかでないが、ある膜厚以上でその潤滑性が発揮され则认为られる。図4-1-10のd) (Sub. Al, Tex. 無, Lub. 有)でも静止時に29kΩと大きいので、 $F_x \cdot R$ が5500mN·kΩと異常に大きいにもかかわらず、 F_x は潤滑液なしの F_x に等しい40mNと小さい結果が得られている。

また、a)は固着時の F_x の増加途中で R が増加し始める。図4-1-10の(c)と(d)や図4-1-11でも、 F_x の増加開始時ではなく増加途中で R が増加し始める。この4例はいずれも静止時の F_x が負でありヘッドは前方に引っ張られて止まっていた(xの図は略)ことが特徴である。そして、ディスクがヘッドを固着させたまま動き始めて、ちょうど F_x が負から正に変わる時点で R は増加し始める。

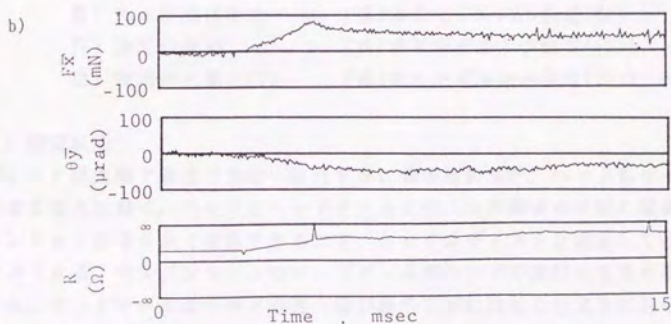
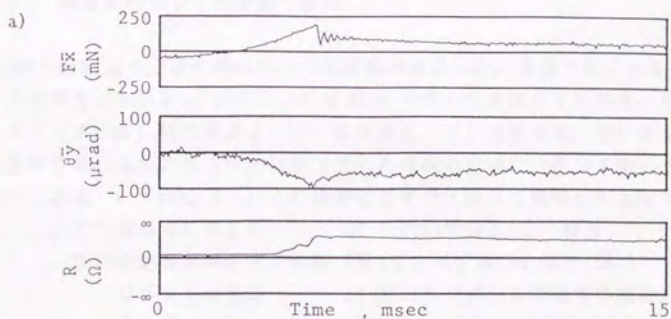
図4-4-5で示した停止直前の挙動にも F_x の負から正に変わる時点で R が増加する現

象が見られた。つまり、 F_x が負から正に変わる時点で負の力が働いていた時になじんでいた真実接触点が離れる。このため、接触点が減少して R が微増したのである。

静止後に固着しなじんで接触点数が増加しても、全ての点の接触垂直応力の総和は変化しないのだから摩擦力も変化しないはずである。しかし、摩擦力に表面張力が含まれるとなじむ時間が摩擦力に影響を及ぼす。液体が真実接触点のまわりに移動し、液体の表面エネルギーが最小になるよう広がると考えられる（潤滑液はカーボン・ヘッドともよくなじみ接触角は4度以下である）。そうすると全ての真実接触点のまわりにメニスカスが形成され摩擦力が大きくなる。一般に吸着テストと呼ばれるヘッドを静止させたまま放置するテストでも、静止時の保持時間を長くすると静摩擦力が大きくなることが知られている。

このように考えれば、静止時に滑走時と逆方向の F_x が働いていた場合は、起動後の F_x の方向変換で静止時のなじみ点が離れて、なじみ点の表面張力が摩擦力に及ぼす影響が消滅し、摩擦力は小さくなったはずである（実際のデータで F_x が小さくなるか否かを明らかにしたかったが答えを示すようなデータは見つからなかった）。

以上の検討のように、静止時の R には滑走時の F_x を変化させる情報が含まれていることがわかった。



Disk: Sputtered with Glass-sub. no-tex. lub .,17 A (#E6)

Head: Monolithic L=94 mN (#7)

図4-4-10 同じ測定条件下での F_x と R のばらつき

4-5 滑走時のヘッドの挙動の解明

本項ではヘッドの挙動を力学的に検討する。つまり、ヘッドがどの方向にどのくらいの大きさの力を受けどのように動くかを記述する。

4-5-1 滑走時のヘッドの挙動の解明

前4節の検討より、滑走時のヘッドの挙動がわかった。本節ではこれをまとめる。ヘッドの挙動は図4-5-1に示すように速度 V が大きくなる順にⅠ) 固着、Ⅱ) スティックスリップ、Ⅲ) 極低速滑走、Ⅳ) 低速滑走、Ⅴ) 高速滑走、Ⅵ) 浮上、の各状態に推移する。なおこれらの各状態で生じる現象の記述に当たって用いた仮定は次の通りである。いずれも()内の場所にてすでに詳しく説明したものである。

- Ⅰ) 接触点のなじみ (4-4-1(3)の F_x と R との関係)
- Ⅱ) 表面張力が原因の摩擦 (第2章のモデルの小仮定(16))
ピボットの固着 (4-3(3)のピボットの固着の検討)
カーボンの掘り起こし (第2章のモデルの小仮定(17))
- Ⅲ) $F_x \propto$ 接触垂直力 (第2章のモデルの小仮定(8))
- Ⅳ) 動圧の増加 (第2章のモデルの小仮定(10))
- Ⅵ) 離陸浮上量と PVi (第2章のモデルの小仮定(14))

Ⅰ) 固着状態

ディスクが肉眼で確認できない位わずかに動き始めると、ヘッドもディスクに接したまま後方に動く。ヘッドとヘッドアームとの二つの剛体の中間に配置されたサスペンションが柔らかく変形できるので、ヘッドはディスクと固着して前後に動くことができる。サスペンションのロードアームがヘッドの変位分を自ら変形して吸収する。ロードアームはヘッドの流入端が後ろ下方に沈むこむようにねじり変形する。ロードアームのねじれ変形量は、その x 方向の成分を x 方向のヘッド変位として測定できる。

ロードアームはねじれてヘッドをピッチング方向に傾けようとするが、ジンバルがロードアームの傾きを吸収し、ヘッドはディスクと平行に保たれる。このためヘッドではピッチング・ローリングが観察できない。ジンバルの変形で発生したモーメントを相殺するために、スライダ面上の接触点分布が流入端の方に移動し、静止時になじんでいた真実接触点が離れる。この減少する接触面積は接触抵抗の増加として測定できる。

ヘッドアームに力センサーが取り付けられているので、測定される力はヘッドで発生しサスペンションに伝達された力である。 x 方向(後方に)動いた変位に比例して

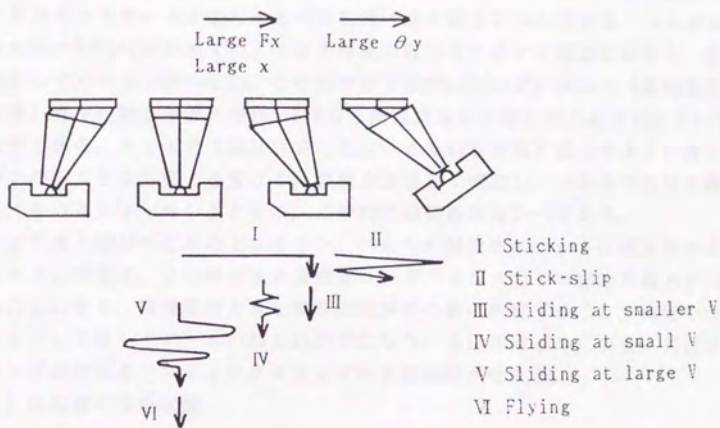


図4-5-1 滑走時のヘッドの挙動

測定摩擦力が増加する。比例係数は $6\sim 9\text{mN}/\mu\text{m}$ である。この後方への変位を前方に戻そうとするサスペンション（ロードアーム）のバネ力は摩擦力と釣りあっている。このバネ力がヘッドとディスクとを固着させていた凝着を剪断すると、ヘッドはディスクと離れて前方に滑走する。この剪断時の最大摩擦係数は $0.2\sim 0.3$ である。

II) スティックスリップ

I) の固着時にヘッドとディスクとが潤滑液の表面張力によって吸着すると、ロードアームがある程度ねじれる。たまたまピボットでの摩擦が大きくなりピボットとロードアームとが固着すると、ヘッドはロードアームと一体になって変形する。ヘッドはロードアームのねじれと一緒に流入端が前方につんのめり、つんのめる量は最大 $50\sim 200\mu\text{rad}$ に達する。ヘッドの流入端はカーボンと強固に接触し、接触点が集まってカーボンがへこむ。この時の固体接触はコンダクタンス（接触電気抵抗の逆数）当りの測定摩擦力が $200\text{mN}\cdot\text{k}\Omega$ と潤滑液なしの値と同じように小さいことで確認できる。ヘッド流入端はさらにそのへこみ前面を掘り起こすように押し、カーボンから大きな抵抗力を受ける。摩擦力は著しく増加し、バネ力では引き離すに小さくなりスティッキングとなる。この時の摩擦係数は $2\sim 7$ である。

ヘッド流入端がへこみの上を滑ると、バネ力が解放されヘッドは潤滑液の上を滑ってスリップする。この時の液体接触はコンダクタンス当りの測定摩擦力が $1000\text{mN}\cdot\text{k}\Omega$ と大きく、潤滑液の大きな電気抵抗がその値に影響することで確認できる。スリップしてロードアームのねじれが零になり、II) のはじめに戻る。再びスティッキングが生じるとスティックスリップの自励振動が始まる。

III) 極低速の滑走状態

I) の後、ロードアームのねじり変形が解放されるはずである。しかし、ディスクの凸部が次々とヘッドに当たって摩擦力を発生させるため、ヘッドは元の位置に戻ることができずロードアームもねじれたままになる。

摩擦力はコンダクタンスに比例する。潤滑液の影響がない場合の比例係数は速度・ディスク面粗さ・押付力にかかわらず約 $250\text{mN}\cdot\text{k}\Omega$ であることが確認できた。この事実は摩擦力が接触垂直力に比例すること、コンダクタンスが接触垂直力に比例すること、の二つで説明できる。ただし、平滑で潤滑液を付与したディスクを用いると潤滑液が一部分の真実接触点を覆うので、 F_x 、 R の両方が増加して、その比例係数は潤滑液なしの値の $2\sim 8$ 倍と増加する。

IV) 低速の滑走状態

もう少し速度が大きくなると、スライダ上の動圧は増加し始める。ディスクの凹凸の中に存在する空気分子が動圧を発生させ、ヘッドの流入端が持ち上がって浮上すると、ロードアームのねじれが戻るようになる。しかし、静止時の元の位置に戻れず再び後ろに引かれる。この時の前後に行き来する周波数は、ロードアームのねじりの共振周波数にほぼ等しい。この周波数は $1.5\sim 3.0\text{kHz}$ である。

V) 高速の滑走状態

より速度が大きくなると、それに比例して動圧も十分に大きくなる。浮上している時間が滑走している時間より長くなるが、1周のうち数回は高い凸部と衝突する。衝突すると一時的にヘッドは後ろに引かれるが、凸部を過ぎるとロードアームのねじれが解放され自由振動が生じる。これもロードアームのねじれの共振周波数で振動するが、減衰して振幅が十分小さくなるまでに約0.1secかかる。

VI) 浮上状態

十分に速度が大きくなると完全に浮上する。ディスク・ヘッドの接触は発生せず、ロードアームも変形していない。x方向の摩擦力に比べ、約4mNと十分に小さな粘性抵抗だけがヘッドに働いている。

なお、滑走状態から浮上状態に移行する離陸浮上量はディスクの仮想最大面粗さの1/2である。この離陸浮上量は1周に1回接触する程度の滑走を浮上と見なして決定する。なぜなら仮想最大面粗さがその1周1回の接触点に相当する異常に高い突起を確実に補足できるほど広い測定面積を求めているからである。

4-5-2 挙動を複雑にしたサスペンションの検討

前項で述べたように、摩擦力がサスペンションを変形させて複雑なヘッドの挙動が生じる。例えば、ロードアームが F_x によってねじれるから、ヘッドがつんのめってスティックスリップが発生したり、衝突後2kHzと低い振動数で共振する。スライダ面とディスク表面との界面で授受される実際の摩擦力は、柔らかいサスペンションを通ると複雑な挙動に変換される。もし、サスペンションが極めて剛であったらヘッド・ロードアーム・ピボット・ジンバル、等の相互の関係を細かく検討する必要はなかった。

もちろん、本研究の1番目の目的はその挙動を調べることであり、それは達成できた。しかし、2番目の目的は実際摩擦力に関することであり、これを得るためには測定摩擦力をサスペンションの伝達関数を用いて逆変換しなければならない。そのために、本項ではサスペンションを検討する。

なお、サスペンションが前述のように極めて剛であると仮定すると、ヘッドの浮上量が制御できない。なぜなら平坦度 $0.1\mu\text{m}$ と小さいディスクや、全ヘッドの z ハイトが $\pm 0.1\text{nm}$ になるような加工公差の小さい部品を、工業的に製作できないからである。それゆえ、必要な剛性を各方向で考え、それに合致したサスペンションを作らねばならない。

本項では、サスペンションとして図1-2-8に示した従来型のワトラス、つまりヘッドを従来通りにロードアームと90度になるようにつけたワトラスタイプを説明する。

表4-5-1でサスペンションの各方向に対する剛性を考える。このサスペンションで変形しやすいところは、ジンバルとロードアームの根元との2カ所である。この2カ所に注目しヘッドの運動方向ごとに剛性を調べた。ただし F_x に対しては、 F_x が働いた場合にヘッドが並進運動する場合と回転運動する場合との二つに分けた。

摩擦力・接触垂直力・流体力学的負荷容量、等はスライダ面上で生じるものである。そこで着力点をスライダ面だけに限定して検討する。表の剛性はそのスライダ面上の力が前述の2カ所に働く場合の剛性である。例えば、スライダ面上に働く純粋な一方の力は、その2カ所ではモーメントとしても働く。図(a)はロードアームの、(b)はジンバルの、(c)は両者の合成の、それぞれの剛性である。合成した剛性(c)は(a)(b)の両者の柔らかな方に等しいとする。

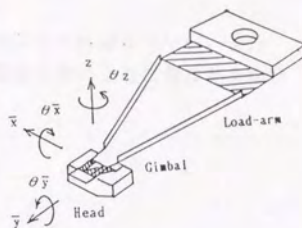
サスペンションに必要な剛性(d)について検討する。下記に各方向の変位がドラッグに及ぼす影響を示す。

θz 剛でなければならない。

θz 方向の変位が生じるとディスク上の記録された磁化反転パターンと、再生ヘッドの記録磁界を拾うギャップとに角度が生じ再生できなくなる。この角度をアジマス(方位角)と呼ぶ。

表4-5-1 サスペンションの各軸の剛性

Force	Displacement	(a) Load-arm	(b) Gimbal	(c) Combination	(d) Necessary
F_x	x	I	R	I	R
F_x	θ_x	R	F	F	F
F_x	θ_y	I	F(R)	F(I)	F
F_x	θ_z	R	R	R	R
F_y	y	R	R	R	R
F_z	z	F	R	F	F
M_x	θ_x	R	F	F	F
M_y	θ_y	I	F	F	F
M_z	θ_z	R	R	R	R



R : Rigid
 I : Inbetween
 F : Flexible

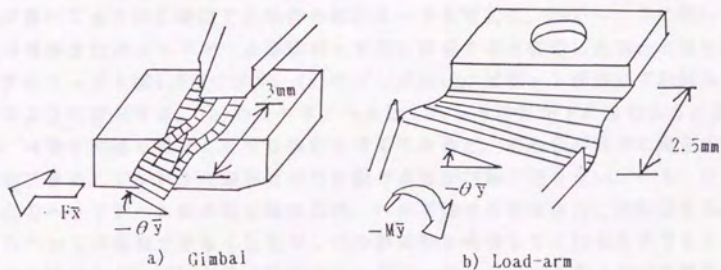


図4-5-2 F_x が働く場合のサスペンションの変形

$y \cdots \cdots$ 剛でなければならない。

y 方向は記録のトラック幅方向であり、ヘッドがこの方向に横移動すると、再生時に隣のトラックから誤情報を受け取ってしまう。このずれをオフトラックと呼ぶ。

$x \cdots \cdots$ 剛でなければならない。

x 方向は記録トラックの円周方向である。これがずれると記録時と再生時とでビット間隔がずれてしまう。このずれをビットシフトと呼ぶ。

$\theta y \cdots \cdots$ 柔でなければならない。

ディスクのうねり・反り・たわみにヘッドが追従しなければならない。また、ディスク上の突起が存在する場合は、その突起と衝突しないように飛び越えなければならない。

$\theta x \cdots \cdots$ 柔でなければならない。

θy と同様。

$z \cdots \cdots$ 柔でなければならない。

θy と同様。

これらの剛柔を相対的に評価した。実際の剛性(c)と必要な剛性(d)とを比べると、 F_x が働いて x と θy 方向に変位した場合のみ(c)は(d)と異なる。 F_x が働くと x 方向の後方にヘッドが引かれることは4-3(1)で説明したが、これは x 方向の剛性が剛でないことを示している。もう一つの θy 方向の剛性は通常は柔であり、 F_x が働いてもジンバルがロードアームのねじれを吸収するので、ヘッドはディスク表面に平行に前後運動し、つんのめるように θy 方向に回転することはない。ただし、ピボットが固着してジンバルの剛性が剛に変わると、合成の剛性が()のようにロードアームのそれと同じになる。この挙動は4-3(3)で詳しく説明した。

F_x が働いて x 方向に変位する場合の変形モードを考える。 F_x がヘッドに働いてジンバル単体またはロードアーム単体が x 方向に変形すると仮定した場合の最も変形しやすいモードを図4-5-2に示す。(a)のジンバルは、ピボットが横にずれ薄板がねじれるように変形する。(b)のロードアームは、ヘッド前方が下に沈むように変形する。両者を片持ち梁として境界条件を考えてみると、どちらが容易に発生するかが推定できる。ジンバルの両端は平行移動できるが回転ができない。一方、ロードアームのヘッドアーム側の端は固定だが、ヘッド側の片端は自由に回転できる。なぜならヘッドが回転できなくともジンバルが回転を吸収してくれるためである。この境界条件のちがいが F_x が働く場合のロードアーム・ジンバルの x 方向の剛性を決定する。すなわち F_x が働くと選択的にロードアームがねじれて x 変位量を吸収するが、それに比べるとジンバルは剛で変形を無視してもよい。

このように F_x の力でロードアームがねじれ変形しヘッドが x 方向と θy 方向とに変位する場合の剛性は、表4-5-1の「中間の」大きさを持つ。この中間の大きさは定性的な表示であるが、上述の必要な剛性に示した剛と柔との中間であるという

意味である。また、このスライダー上に働く F_x はロードアームの根元ではそこまわりの M_y として働き、図4-5-2(b)のねじれを発生させる。

以上の検討からロードアーム根元で働く M_y がヘッドを x と θy 方向に変位させることがワトラス型の唯一の欠点であることがわかる。この M_y に関する剛性が大きければ、ワトラス型は理想的なサスペンションであるといえる。

また、本項では剛性のみに着目したがサスペンションの変形モードも重要である。この剛性に関する欠点とヘッドがつんのめる変形モードの欠点との相乗負効果でスティックスリップは発生する。次章ではこの変形モードに注目してスティックスリップ防止を試みる。