スキーズ空気軸受によるディスクフラッタの制振*

前田 英太郎^{*1}, 小 野 京 右^{*2}, 山 浦 弘^{*2}

Suppression of Disk Flutter by Squeeze Air Bearing

Eitaro MAEDA, Kyosuke ONO^{*3} and Hiroshi YAMAURA^{*3} Tokyo Institute of Technology, Dept. of Mechanical Engineering and Science,
2-12-1, Ohokayama Meguro-ku, Tokyo, 152-8552 Japan

Due to the need for an increase in rotational speed of hard disk spindles, disk flutter has become one of the largest disturbance for the head positioning servomechanism in high track density recording. As a means of suppressing disk flutter, we propose a squeeze air bearing plate, which is positioned close to the rotating disk, and investigate the flutter-suppressing effect of the bearing both experimentally and theoretically. It was found that the squeeze air bearing plate with a radial width of 15 mm, angular length of 90 degrees, and bearing gap of 170 microns can decrease the disk flutter near the leading edge of the bearing to less than one third of the original disk flutter.

Key Words: Hard Disk Drive, Disk Flutter, Squeeze Air Bearing, Vibration Control, Finite Element Method, Modal Analysis, Information Processing Equipment

1. 緒 言

近年、磁気ディスク装置のデータ処理速度の向上のため、ディスク回転速度を増大させることが要求されているが、高回転速度化によりディスクへの空力励振力が增大し、ディスクフラッタが生じるため、ヘッド位置決め誤差を引き起こすことが問題となっている。一方では磁気ディスク装置の大容量化のため高トラック密度化も大きな課題であるが、高トラック密度化に伴いトラック間隔が狭くなるのでディスクフラッタによる振動外乱を低減する必要がある。したがって高速・大容量の磁気ディスク装置を実現するためには、ディスクフラッタを低減することが最大の課題となっている。このためこれまでに様々なフラッタ低減法の研究がなされてきた。

現在最も多く検討されているものは、従来のアルミニウムに代わるディスク材質として AlBC(aluminum-boron-carbide) などのヤング率・密度比の大きい材料または2枚を接着材ではり合わせて減衰を高めた材料を用いる方法である^[2]。ディスクフラッタは14インチ(350mm径)ディスク時代に問題となり、ディスク層間に生じる乱流や渦流の発生を抑制し、周辺の圧力変動を小さくすることによって空力励振力を小さくするため、

ディスク中央クランプ部のスペーシングに孔をあけ中央吹き出し構造にする方法^[3]、ディスク層間にスポイラーと呼ばれる平板を局所的に挿入する方法^{[4][5]}^[6]、ディスクを囲むシュラウド構造を工夫する方法^[7]などが提案された。最近今井らは3.5インチディスクの面外フラッタ振動振幅の約1/27がトラックずれに寄与することを示し、中央吹き出し構造とすることにより回転速度7,200rpmにおいてフラッタが約40%~60%に低減できることを示した^{[8][9]}。

一方Shenらはディスク面上方に0.635mm程度のすきまで円環状板を粘弾性支持しておき、この板に音響的に伝達された振動を動吸振器として減衰させる方法^[10]を提案している。

本研究ではディスク面の一部の領域に、部分環状の平滑な固定壁面を平行に0.3mm以下に近接させ、ディスク面と固定壁面との間にスキーズ空気膜を形成することで、スキーズ空気膜の減衰効果によりディスクフラッタを制振する機構を提案し、その有効性を実験的、理論的に明らかにする。文献^[10]の方法では、環状円板に伝達した振動をそれを支持する粘弾性材で吸収しようとするのに対し、本研究では空気膜厚さを少なくとも文献^[10]におけるその半分以下とし、空気膜自体の減衰効果を利用するという点で原理を異にする。

まず4種類の異なる形状の軸受面をもつ部分環状スキーズ空気軸受板(以下、スキーズ板と略称する)を

* 原稿受付 1999年12月28日。

^{*1} 東京工業大学大学院(〒152-8552 東京都目黒区大岡山2-12-1)。^{*2} 正員、東京工業大学工学部。

E-mail: ono@mech.titech.ac.jp

作成し、95mm(3.5 インチ) 径単板ディスク回転装置を用いて、フラッタ制振効果に及ぼす軸受すきまと軸受面積の影響を実験的に測定した。次に部分環状スキーズ軸受と等価的な矩形スキーズ軸受の減衰効果の解析式から減衰力の大きさと特性を評価した。さらに単板ディスクの周波数応答特性を部分環状スキーズ軸受の減衰力をも考慮して解析し、実験結果とはほぼ同様な結果を得ることができたので以下に報告する。

2. スキーズ空気軸受の実験的研究

2.1 実験装置概要 図1に部分環状スキーズ軸受によるディスクフラッタ制振特性を測定した実験装置の概要を示す。空気軸受支持ディスクスピンドルに取り付けた3.5 インチ(95mm 径)ディスクの上方に、スキーズ板を1対のブロックゲージを用いて $50\mu\text{m}$ ～ $270\mu\text{m}$ のすきまで設置し、スキーズ空気膜によるフラッタ減衰効果を調べた。スピンドルの最大回転速度は9,600rpmであり、本実験は7,200、9,600rpmの2通りの回転速度で行った。スキーズ板は厚さ5mm、平面度 $3\mu\text{m}$ の金属板であり、表1に示す4種類の異なる形状のスキーズ板(SABP:squeeze air bearing plate)を製作した。ここで、 l_r 、 θ_s はそれぞれ半径方向幅(有効軸受幅)、円周角を表し、SABPの番号は有効軸受面積が小さい方からの順番である。

実機においてはスキーズ板はヘッド近傍に設置することを想定しているので、本実験ではスキーズ板のディスク回転上流側のディスク面の振動をLDVで測定し、FFTアナライザーで分析する。

Fig.1 Experimental setup.

Table 1 Specification of four kinds of SABPs.

PLATES' name	l_r	θ_s
SABP1	10(mm)	90°
SABP2	15(mm)	90°
SABP3	10(mm)	180°
SABP4	15(mm)	180°

Fig.2 Disk flutter spectrum with and without SABP2 (7,200rpm).

Fig.3 Disk flutter spectrum with and without SABP2 (9,600rpm).

2.2 実験結果 図2および3はそれぞれディスク回転速度を7,200rpm、9,600rpmとし、SABP2を用いてスキーズ板とディスクとのすきまを $h = 200, 150, 100, 50\mu\text{m}$ と変えたときのディスク振動のスペクトルをスキーズ板がないときと比較して示したものである。スキーズ板の有無に影響されない等間隔の鋭いピークはディスク表面の形状うねりによる成分である。それ以外の幅の広いピークが空力励振されたディスク振動の成分で、ディスクの固有振動成分が励振されている。これらのスペクトル波形は、320ms間の時間波形をFFTして得られたスペクトルを、連続的に80データ分取り込み、加算平均したものである。ところで、図2、3の

Fig.4 Natural frequency of a single rotating disk with 95mm diameter.

Fig.5 Amplitude ratios of flutter components damped by SABP2 (7,200rpm).

Fig.6 Amplitude ratios of flutter components damped by SABP2 (9,600rpm).

Without plate のスペクトルが示すように、測定した全周波数領域にわたりディスク振動のピークが生じてい

ることから、ディスクの高速回転がディスク周辺に乱流を生じさせ、ディスク面にランダムな空力励振力が加わることににより固有振動数が励起されたものである。したがって、実際のディスク振動の最大振幅値はそれぞれのピークの3倍以上あると予想される。また、この振動現象は自励振動ではなく強制振動なので学術的には“フラッタ”ではなく“パフェティング”と呼ぶべきものである。しかし、これまでの磁気ディスク振動関連の論文において、ディスク周辺の気流に起因したディスク振動を総じて“ディスクフラッタ”と呼ぶ慣例があるので、本論文においてもそれに従うことにする。

図4に回転する3.5インチディスクの固有値解析から得られた固有振動数の回転速度による変化を示す。ここで、図中の(0,4)_fなどの記号は(節円の数, 節直径の数)、添え字のf, bはそれぞれ前進波, 後進波であることを表している。図2, 3のフラッタ成分の振動数と解析値の図4とを比較すると分かるように、両者はよく一致している。図4から分かるように、回転速度7,200rpmにおいて500Hzにあるピークは(0,1)_bと(0,2)_bとの2つのモードが重なり合っており、このためか図2において最も制振されにくい。その他のピークは図4との比較により、634Hz((0,0)), 747Hz((0,1)_f), 828Hz((0,3)_b), 981Hz((0,2)_f), 1453Hz((0,4)_b), 1540Hz((0,3)_f), 2319Hz((0,5)_b), 2400Hz((0,4)_f)である。また回転速度9,600rpmにおいては、図3と図4の比較により、447Hz((0,2)_b), 480Hz((0,1)_b), 640Hz((0,0)), 725Hz((0,3)_b), 800Hz((0,1)_f), 1078Hz((0,2)_f), 1309Hz((0,4)_b), 1678Hz((0,3)_f), 2134Hz((0,5)_b)である。回転速度7,200rpm, 9,600rpm双方において、軸受すきま h が50 μ mならば、フラッタはほぼ完全に抑圧できることが分かる。

図5および6は、SABP2を用いたときの各モード成分における振幅を、スキューズ板がないときに最大振幅を有するそれぞれ(0,1)_bと(0,2)_bモードおよび(0,3)_bモードの振幅を1としてプロットしたものである。ただし、減衰作用のために振幅が小さくなり、かつ、固有振動数が若干変化するために回転速度の整数倍成分に隠れてしまい同定できなくなったモードは除いている。

$h = 100\mu$ m程度では、最も制振されにくい7,200rpmにおける500Hzのピークを除いては0.1以下にまで低減しており、 $h = 200\mu$ mでも0.4以下に抑制されている。7,200rpmにおける500Hzのピークが制振されにくいのは2つのモードが重なっているためであると考えられるが、なぜ2つのモードが重なると1つのそれよりも

著しく制振されにくいのは不明である。

2.3 4種類のスキーズ板によるフラッタ低減効果の比較 図7および8に、それぞれ、ディスク回転速度7,200rpmおよび9,600rpmにおいて最大振幅を有する前記の振動モード成分に関して、スキーズ板を設置した場合の振幅をスキーズ板がない場合の振幅に対する比として示す。異なる軸受形状を有する4種類のスキーズ板についてのフラッタ低減効果を比較する。

図7および8から、SABP2とSABP3はほぼ同じフラッタ低減効果をもっているといえる。これより、半径方向幅10mm、円周方向角度90°のSABP1を基準に考えると、半径方向幅を1.5倍する(SABP2)だけで、円周方向角度を2倍長くする(SABP3)場合とほぼ同等の効果が得られることが分かる。3章の解析で詳説するが、これは減衰力が単に軸受面積に比例するのではなく、短辺長さの3乗と長辺長さとの積に比例していることに起因している。ただし半径方向幅を15mmより大きくとったとしても、ディスク中心に近づくにつれてフラッタ振幅が小さくなるため、同様な減衰効果の向上は望めないと考えられる。

図8の回転速度9,600rpmにおいて、SABP4を用いた場合、軸受すきまを200 μ mとしても振幅比0.3まで減衰していることも注目すべきである。

スキーズ板を用いることによるマイナス因子としてはモータ駆動電流(トルク)の増大、発熱等が挙げられる。そこで最も軸受面積の大きいSABP4を軸受すきま50 μ mで設置した場合のモータ駆動電流を測定したところ、約10%の電流値増加があった。実機でスキーズ板を用いた場合、本実験の様な開放空間よりももとの風損トルクが小さいと考えられるので、電流増加率は実機の方が大きくなる可能性がある。

ここで図7, 8の実験値に基づき、トルクの増加を小さくして、できるだけ大きな減衰効果を得るには軸受すきまと軸受面積をどのように選べばよいかを考察する。例えば図8から分かるように、回転速度9,600rpmにおいて振幅比0.3を実現するには、SABP1では130 μ m, SABP2では170 μ m, SABP3では165 μ m, SABP4では200 μ mとする必要がある。一般的に粘性摩擦トルクは軸受すきまに対する軸受面積の比に比例すると考えられるので、この場合のトルク増加の比はそれぞれ、1, 1.18, 1.53, 1.95となる。よってトルク増加率に対する振幅減衰率の比はそれぞれ1, 0.85, 0.65, 0.51となり、これから同じトルクの増加で減衰効果を高めるには、まず軸受すきまを小さくし、次に軸受幅を大きくし、最後に

Fig.7 Amplitude ratios of the lowest frequency mode at 7,200rpm as a function of bearing gap for four kinds of S-ABPs.

Fig.8 Amplitude ratios of the lowest frequency mode at 9,600rpm as a function of bearing gap for four kinds of S-ABPs.

軸受長を大きくするのがよいと考えられる。

3. スキーズ空気軸受の減衰効果の理論解析

3.1 矩形スキーズ軸受の減衰力解析 スキーズ板による減衰効果を評価するために、矩形スキーズ軸受による減衰力の解析を行なった。図9(a)のような、矩形浮上物体と $z = a \sin(\omega t)$ で調和振動する加振面のすきまにある矩形スキーズ気体膜の動圧力の解析式は小野によって与えられている[11]。ただし、スキーズ板は固定支持されているため、矩形浮上物体の慣性は無限大とした式を用いる。平均空気膜厚さ(軸受すきま)を h_0 とすると、空気膜内変動圧力 Ψ は次式で与えられる。

Fig.9 Analytical model for squeeze air bearing plate.

$$\Psi = \frac{ap_a}{h_0} [R_e \{E(i)\} \sin(\omega t) + I_m \{E(i)\} \cos(\omega t)] \quad (1)$$

ここで $E(i)$ は,

$$E(i) = \sum_{m,n=1,3,5,\dots}^{\infty} \frac{-16\sigma_s \sin\left(\frac{\pi m x}{l_x}\right) \cdot \sin\left(\frac{\pi n y}{l_y}\right)}{\pi^2 m n \{ \pi^2 (m^2 + \delta^2 n^2) i - \sigma_s \}} \quad (2)$$

である。 σ_s はスキーズナンバで $\sigma_s = 12\mu\omega(l_x/h_0)^2/p_a$ であり、 $\delta = l_x/l_y$ ($l_x < l_y$)、 μ は空気の粘性係数、 p_a は大気圧である。式(1)の第2項は加振面に減衰力として作用する圧力成分である。従って、式(1)の $\cos(\omega t)$ の係数を矩形板面積分だけ積分することにより加振面に作用する減衰力を求めることができる。スキーズ板に寸法を対応させるため、スキーズ板半径方向幅 l_r を矩形板短辺 l_x に、スキーズ板の内周弧と外周弧の平均長さを矩形板長辺 l_y に代入した。

減衰係数を c_s とすると、減衰力は $F = ac_s\omega$ と表すことができる。図10に、SABP2に相当する矩形板の減衰力 $F/a = c_s\omega$ の周波数特性を平均軸受すきま $h_0 = 40 \sim 250\mu\text{m}$ について示す。 $h_0 = 40\mu\text{m}$ では、減衰力 $c_s\omega$ が周波数に関して飽和しており、このことから減衰係数 c_s は周波数に関して一定ではなく、ある周波数以上になると減少していくことが分かる。式(1)、(2)より、 $c_s\omega$ は軸受すきまに対する軸受面積の比 $(l_x l_y / h_0)$ に比例し、スキーズナンバ σ_s の関数である。また、 σ_s の小さい領域では $c_s\omega$ は σ_s に比例し、従って $c_s\omega$ は $\omega l_y (l_x / h_0)^3$ に比例する。しかし、 σ_s の大きな領域になると気体の圧縮性が支配的になり、 σ_s がある値以上になると減衰力は単調減少し始める。図10から、実用的な $h_0 = 70\mu\text{m}$ 程度以上では、 $\omega/2\pi = 5\text{kHz}$ 程度以下で空気軸受が粘

Fig.10 Frequency characteristics of damping force (SABP2).

Fig.11 Damping force at 450Hz for four SABPs as a function of mean bearing gap.

性減衰力として作用することが分かる。

図11に450Hzにおけるスキーズ空気軸受の減衰力 $c_s\omega$ を、4種類のスキーズ板について比較したものを横軸に軸受すきまをとって示す。図11では、式(1)に関する上記の考察通りに、減衰力は軸受すきまの3乗に反比例している。一方実験では、既に図5、6、7、8で示したように、軸受すきまを大きくしていくとすきまの2乗程度に比例して制振効果が弱くなっている。この解析と実験との不一致の要因は明確ではないが、一般に励振力の作用点、減衰力の作用点および応答観測点が一致しない場合には、応答は必ずしも減衰力に比例しないためと考えられる。その他の注目すべきことは、SABP2の方がSABP3よりも減衰力が大きいのということである。これは平均軸受すきま h_0 と振動数 ω が一定の条件下では、減衰力は $l_x^3 l_y$ に比例することに起因している。実験においても図7、8で示した様にその傾向は見られるが、必ずしも全てのすきまにおいてSABP2

の制振効果が上回る結果にはなっていない。これはディスク内側の方が振幅が小さいので、振動振幅が一樣と仮定した理論結果より減衰効果が薄れるためと考えられる。

3.2 スキューズ軸受-ディスク連成系の周波数応答解析 次に、前述の矩形スキューズ軸受の減衰特性の解析値を用いて、部分環状スキューズ軸受とディスクとの連成系の振動解析を行った。部分環状スキューズ軸受に関しては、式(1)の l_x に l_r 、 l_y に平均円周方向長さを代入して、円周角 10° に相当する刻み長さで分割し、それぞれの要素の減衰係数を求め、ディスク面上の各要素中央部に離散的な減衰力を分布させた。一方、フラッタの要因である空力励振力の数式モデル化は容易ではないので、ここでは図9(b)に示すように、ディスク面のA点を面外方向に励振させ、スキューズ板の上流側のB点における応答振幅の周波数特性を求めた。

静止円筒座標系 $O-r\theta z$ におけるディスクの面外方向変位 w に関する基礎式は次式で書ける[12]。

$$\begin{aligned} & \rho H \left(\frac{\partial}{\partial t} + \Omega \frac{\partial}{\partial \theta} \right)^2 w + \frac{EH^3}{12(1-\nu^2)} \nabla^4 w \\ & - H \frac{\partial}{r \partial r} \left(\sigma_r r \frac{\partial w}{\partial r} \right) - H \frac{\sigma_\theta}{r^2} \frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2} \\ & + \sum_{i=1}^q \left\{ \frac{1}{r} c_{s,i} \frac{\partial w}{\partial t} \delta(r-\xi) \delta(\theta-\eta_i) \right\} \\ & = \frac{1}{r} F \delta(r-\xi_f) \delta(\theta) \end{aligned} \quad (3)$$

ここで、 ρ はディスク密度、 H はディスク厚さ、 Ω はディスク回転角速度、 E はヤング率、 ν はポアソン比、 σ_r 、 σ_θ はそれぞれ r 、 θ 方向のせん断応力であり、 $c_{s,i}$ はスキューズ軸受の i 番目要素の (ξ, η_i) に作用する減衰力の減衰係数である。また励振力 $F(t)$ の作用点の座標を $(\xi_f, 0)$ とする。

ディスクの面外方向変位 w を次式で近似する。

$$w = \sum_{l=0}^m (G_l(r, t) \cos l\theta + K_l(r, t) \sin l\theta) \quad (4)$$

ここで l は節直径の個数を表す。式(4)を式(3)に代入し、三角関数の直交性を利用して式展開すると、 $G_l(r, t)$ 、 $K_l(r, t)$ に関する式が得られる。この式にガレルキン法に基づく有限要素法を適用し離散化すると、 l 次モードの半径方向要素節点の変位に関する次の式が得られる。

$$M_l \ddot{\mathbf{X}}_l + C_l \dot{\mathbf{X}}_l + K_l \mathbf{X}_l + \sum_{l'=0}^M C'_{ll'} \dot{\mathbf{X}}_{l'} = \mathbf{F} \quad (5)$$

左辺第4項目より、局所的減衰作用によって全てのモードが連成していることが分かる。式(5)を全ての円周方向モード($l=0 \sim M$)について重ね合わせると次式が得られる。

Fig.12 Calculated frequency response for SABP2 (7200rpm).

$$M\ddot{\mathbf{X}} + C\dot{\mathbf{X}} + K\mathbf{X} = \mathbf{F} \quad (6)$$

ここで $\mathbf{X}$ は、半径方向要素節点における変位と傾きから成るベクトルである。式(6)に $\mathbf{F} = e^{j\omega t} \mathbf{F}'$ 、 $\mathbf{X} = e^{j\omega t} \mathbf{X}'$ を代入すると、節点における変位の周波数応答は、結局次のように求められる。

$$\mathbf{X}' = [-\omega^2 \mathbf{M} + j\omega \mathbf{C} + \mathbf{K}]^{-1} \mathbf{F}' \quad (7)$$

ここで、ディスク任意点における周波数応答を求めるには、式(7)で得られる値を半径方向変形の近似に用いた内挿多項式に代入し、その値を式(4)に代入すれば良い。

図12にSABP2を用いたときの周波数応答関数を示す。ここではスキューズ板の設置中心と円周方向に 180° ずれたディスク面のA点($\theta=0, r=47.5\text{mm}$)を励振させ、スキューズ板の上流側のB点($\theta=3\pi/4, r=47.5\text{mm}$)における応答振幅を示すことにする。図2の実験結果は空力励振された振動のスペクトルであるのに対し、図12はA点を調和加振したときのB点の変位の周波数応答関数なので、振幅値の絶対値を比較することはできないが、スキューズ板が無いときのグラフの形状を見比べると非常に良く似ていることから、実験時の空力励振力が $0 \sim 2.5\text{kHz}$ の周波数領域においてはほぼ一定値で入力されていると考えることができる。スキューズ板がある場合のグラフの形状を比較すると、解析においても高周波のモードは良く制振され 500Hz のモードが最も制振されにくいなどの特徴が現れており、図2の実験結果に非常によく一致しているといえる。また、軸受すきまに対する制振効果も定性的にはほぼ一致

している。ただし、500Hzのモードについて、軸受すきま $h_0 = 200\mu\text{m}$ の方が $h_0 = 100, 150\mu\text{m}$ よりも振幅が小さくなっているが、この点では前述のように2つのモードがほぼ重なっており、すきま h_0 によって重なり具合が微妙に変化するためと考えられる。

4. 結 言

本研究では、3.5インチディスクの回転速度7,200rpmおよび9,600rpmにおけるフラッタ振動のスキューズ軸受による減衰効果を実験と解析により明らかにした。得られた主な結果を以下に記す。

(1) 軸受幅10mm、円周角90°のスキューズ板(SABP1)でも、軸受すきまを $50\mu\text{m}$ とすればフラッタはほぼ完全に抑制できる。

(2) SABP1を基準に考えて、半径方向幅10mmを1.5倍する(SABP2)だけで、円周方向角度90°を2倍の180°とする(SABP3)のとはほぼ同じ効果がある。これはスキューズ軸受の減衰力が円周方向長さに比例し、半径方向長さの3乗に比例していることに起因している。

(3) SABP1では $130\mu\text{m}$ 、SABP2では $170\mu\text{m}$ 、SABP3では $165\mu\text{m}$ 、SABP4では $200\mu\text{m}$ とすることで、最大振幅のフラッタ成分の振幅比を0.3に抑えられる。駆動電流の増加を抑えて大きなフラッタ制振効果を得るためには、軸受すきまを小さくし、次に軸受幅を大きくし、最後に軸受円周角を大きくするのがよい。

最後に、研究助成を受けた情報ストレージ研究推進機構(SRC)および供試ディスク装置を提供いただいた富士通株式会社の関係各位に感謝する。

文 献

- (1) McAllister, J.S., "The effect of disk platter resonances on track misregistration in 3.5 inch disk drives", IEEE Transactions on Magnetics, **32**-3 (1996), 1762-1766.
- (2) McAllister, J.S., "Characterization of Disk Vibrations on Aluminum and Alternate Substrates", IEEE Transactions on Magnetics, **33**-1 (1997), 968-973.
- (3) Kaneko, R., Oguchi, S. and Hoshiya, K., "Hydrodynamic Characteristics in Disk Packs for Magnetic Storage", Rev.Comm.Lab, **25** (1977), 1325-1336.
- (4) Lennemann, E., "Aerodynamic Aspects of Disk Files", IBM J.Res.Dev., **18** (1974), 461-474.
- (5) Abrahamson, S.D., Koga, D.J. and Eaton, J.K., "The Flow between Shrouded Corotating Disks", Phys.Fluids A, **1** (1989), 241-251.
- (6) Abrahamson, S.D., Chiang, C. and Eaton, J.K., "Flow Structure in Hard-Disk Assemblies and Implications for Design", Adv.Info.Storage Syst., **1** (1991), 111-132.
- (7) Harrison, J.C., Miller, C.M. and Talke, F.E., "Disk Surface Acceleration Effects Due to Air Flow Induced by Rotation", Adv.Info.Storage Syst., **1** (1991), 155-169.
- (8) Imai, S., Okazaki, T., and Mori, K., "Flutter Reduction by Centrifugal Airflow for High-Rotational-Speed Disks", Adv.Info.Storage Syst., **9** (1998), 5-17.

- (9) 今井郷充, 徳山幹夫, 山口雄三, "シュラウド～ディスク隙間減少によるディスクフラッタ低減の実験的検討", IIP'98 情報・知能・精密機器部門講演会講演論文集 No.98-26(1998), 34-38
- (10) Bittner, H., Shen, I.Y., "Taming Disk/Spindle Vibrations through Aerodynamic Bearings and Acoustically Tuned-Mass Dampers", IEEE Transactions on Magnetics, **35**-2 (1999), 827-832.
- (11) 小野京右, "圧縮性スキューズ膜に関する基礎的研究", 潤滑, **21**-9 (1976), 589-597.
- (12) 小野京右, 前野隆司, "フレキシブルディスク装置におけるヘッド・媒体インタフェースの研究(第3報, 点接触ヘッドによって生じる3.5インチディスクの動的変形特性)" 機論, **52**-484, C(1986), 3100-3107.