

論文 / 著書情報
Article / Book Information

題目(和文)	コンタクト・ニアコンタクトスライダの動的特性に関する基礎的研究
Title(English)	
著者(和文)	飯田浩平
Author(English)	
出典(和文)	学位:博士(工学), 学位授与機関:東京工業大学, 報告番号:甲第5019号, 授与年月日:2002年3月26日, 学位の種別:課程博士, 審査員:
Citation(English)	Degree:Doctor (Engineering), Conferring organization: Tokyo Institute of Technology, Report number:甲第5019号, Conferred date:2002/3/26, Degree Type:Course doctor, Examiner:
学位種別(和文)	博士論文
Type(English)	Doctoral Thesis

コンタクト・ニアコンタクトスライダの
動的特性に関する基礎的研究

機械工学専攻

飯田 浩平

目 次

第1章 緒論	1
1.1 研究の背景	1
1.2 従来の研究	6
1.3 本研究の目的と本論文の構成	8
第2章 調和うねりに対するコンタクトスライダの接触追従性に及ぼす各種パラメータの影響と接触追従条件	12
2.1 諸言	12
2.2 解析モデルおよび基礎式	13
2.2.1 解析モデル	13
2.2.2 基礎方程式	14
2.2.3 スライダ接触面形状と接触剛性の関係	14
2.2.4 接触減衰比の同定	21
2.3 スライダの跳躍振動特性に及ぼす接触剛性, 接触減衰およびスライダ質量の影響	22
2.3.1 低剛性領域におけるスライダ跳躍振動の典型例	22
2.3.2 最大跳躍高さに及ぼす影響	24
2.3.3 うねり周波数と跳躍振動数との同期条件	29
2.3.4 追従性に及ぼす接触剛性, 接触減衰およびスライダ質量の影響	29
2.3.5 振幅が周波数の二乗に逆比例するうねりに対するスライダの跳躍振動特性	31
2.4 スライダの接触力に及ぼす接触剛性, 接触減衰およびスライダ質量の影響	33
2.4.1 最大接触力のうねり周波数特性に及ぼす接触剛性, 接触減衰およびスライダ質量の影響	33
2.4.2 うねり振幅が周波数の二乗に逆比例する場合	39
2.5 スライダの跳躍振動に関する理論的考察	41

2.5.1	跳躍振動する周波数領域	41
2.5.2	臨界周波数と数値シミュレーションとの比較	43
2.6	完全接触追従条件	46
2.6.1	完全接触追従するための必要条件	46
2.6.2	完全接触追従条件と数値シミュレーション結果との比較	47
2.7	摩耗耐久性条件	48
2.7.1	接触剛性および許容接触力と接触面積との関係	48
2.7.2	摩耗耐久性のための必要条件	50
2.8	コンタクトスライダの設計指針	50
2.8.1	完全接触追従性と摩耗耐久性の両方を満足する設計条件	51
2.8.2	コンタクトスライダの設計例	52
2.9	結言	55
第3章	ランダムうねりに対するコンタクトスライダの接触追従条件と設計論	57
3.1	諸言	57
3.2	解析モデルおよび基礎式	57
3.3	ランダムうねりディスク面の生成	58
3.3.1	修正中点変位法	59
3.3.2	フーリエフィルタリング法	63
3.4	ランダムうねりディスク面におけるスライダの跳躍振動	71
3.5	ランダムうねりディスク面における完全接触追従条件	74
3.5.1	ディスクの周波数成分が既知のときの完全接触追従条件	74
3.5.2	完全接触追従条件と数値シミュレーション結果との比較	75
3.6	完全接触追従条件の実験による検証	80
3.6.1	実験装置	80
3.6.2	実験における模擬球面コンタクトスライダ機構の諸元の同定	81
3.6.3	接触剛性の同定	85
3.6.4	完全接触追従するための限界荷重	90
3.6.5	スライダ摺動実験および理論結果との比較	92
3.7	完全接触追従条件に対する帯域幅の影響	101
3.8	最大接触力	103
3.9	コンタクトスライダの設計指針	106

3.9.1	完全接触追従性と摩耗耐久性の両方を満足する設計条件	106
3.9.2	コンタクトスライダの設計例	107
3.10	結言	110
第4章	トライパッド形コンタクトスライダのランダムうねりに対する追従性	112
4.1	緒言	112
4.2	解析モデルおよび基礎式	112
4.2.1	解析モデル	112
4.2.2	運動方程式および物理パラメータ値	115
4.3	ランダムうねりディスク表面におけるスライダ応答	119
4.4	スライダ挙動に及ぼす摩擦力の影響	123
4.5	完全接触追従条件に及ぼす各設計パラメータの影響	124
4.6	静的ピッチ角の前側浮上量に及ぼす影響	129
4.7	トライパッド形コンタクトスライダの設計指針	130
4.8	結言	132
第5章	トライパッド形ニアコンタクトスライダのランダムうねりに対する追従性	134
5.1	緒言	134
5.2	解析モデルおよび基礎式	134
5.3	ニアコンタクト領域におけるスライダ振動応答	137
5.3.1	後側空気膜剛性の影響	139
5.3.2	ヘッドギャップ—後側空気膜中心間距離の影響	139
5.4	各設計パラメータの追従性と耐久性に及ぼす影響	143
5.4.1	空気膜剛性の影響	143
5.4.2	摩擦係数の影響	145
5.4.3	ディスク面のマイクロウェーブネスとヘッド—後側空気膜中心間距離 の影響	146
5.5	分布定数系の前側空気膜による解析	149
5.6	結言	151
第6章	粗さを考慮したコンタクト・ニアコンタクトスライダ挙動解析	153
6.1	緒言	153
6.2	粗さ接触モデルと解析法	153

6.2.1	接触モデル	153
6.2.2	接触解析法	155
6.3	粗さ接触解析結果	156
6.3.1	GW モデルとの比較	157
6.3.2	実際のパッドにおける解析	159
6.3.3	パッド面積および突起密度の影響	162
6.4	コンタクト・ニアコンタクトスライダの設計指針	164
6.4.1	追従性解析	166
6.4.2	摩耗耐久性解析	167
6.4.3	追従性と耐久性を満足するスライダ・ディスク面設計条件	169
6.5	メニスカスの影響を考慮した粗さ接触解析	173
6.5.1	メニスカスモデル	173
6.5.2	接触特性に及ぼすメニスカスの影響	174
6.5.3	メニスカスを含む粗さ接触における各パラメータの影響	176
6.5.4	メニスカスによるスライダ挙動のヒステリシスの解析	179
6.6	結言	184

第7章 結論

186

記号

本論文で使用する主な記号を各解析モデルごとに以下に記す.

● 1 自由度解析モデル (第 2 章, 第 3 章, 第 6 章)

$A(f_d)$	: ディスク表面のうねりの振幅
c	: 支持ばね減衰係数
c_c	: 接触減衰の等価減衰係数 (接触減衰係数)
E_1	: スライダ材のヤング率
E_2	: ディスク材のヤング率
E^*	: 等価ヤング率 ($1/E^* = (1 - \nu_1^2)/E_1 + (1 - \nu_2^2)/E_2$)
F	: スライダ荷重
F_{al}	: 摩耗限界接触力, 許容接触力
f_c	: スライダ跳躍振動における臨界周波数
f_d	: ディスク表面のうねり周波数
f_{cl}	: 極限臨界周波数
f_r	: スライダー-支持ばね系の固有周波数
h	: スライダー-ディスク間のスペーシング ($h = z - z_d$)
k	: 支持ばね剛性
k_c	: 接触剛性
m	: スライダ質量
p	: 修正中点変位法における平滑パラメータ
R	: 球面コンタクトスライダの接触面の曲率半径 円筒面コンタクトスライダの接触面の曲率半径 (第 6 章では粗さ表面における突起頂点の曲率半径)
t	: 時刻歴解析における時刻
S	: 接触パッド面積
T	: ランダムディスク表面の周期
V	: ディスク周速
z	: スライダーの変位
z_d	: ディスク表面変位

- β : ランダムうねりディスク面における振幅の roll-off 特性
- δ : 静的押し込み量 ($\delta = F/k_c$)
- ζ : スライダー支持ばね系の減衰比
- ζ_c : スライダーの接触時の減衰比 (接触減衰比)
- ν_1 : スライダー材のポアソン比
- ν_2 : ディスク材のポアソン比
- σ : ディスク面うねりの標準偏差
- σ_s : スペーシング変動の標準偏差

● 2 自由度解析モデル (第 4 章, 第 5 章)

- a : スライダー長さ
- $A(f_d)$: ディスク表面のうねりの振幅
- b : スライダー高さ
- c : 支持ばねの z 方向 (ディスク面に対し垂直方向) 減衰係数
- C : 減衰マトリクス
- c_c : 接触減衰の等価減衰係数 (接触減衰係数)
- c_f : 前側空気膜減衰係数
- c_r : 後側空気膜減衰係数
- c_θ : 支持ばねのピッチング方向減衰係数
- E_1 : スライダー材のヤング率
- E_2 : ディスク材のヤング率
- E^* : 等価ヤング率 ($1/E^* = (1 - \nu_1^2)/E_1 + (1 - \nu_2^2)/E_2$)
- F_{al} : 許容接触力
- F_c : 動的接触力
- F_{c0} : 静的接触力
- f_d : ディスク表面のうねり周波数
- FH : 静的浮上量
- f_{ni} : スライダーの各振動モードの固有周波数
- h : スライダー-ディスク間のスペーシング ($h = z_p - z_d$)
- J : スライダーピッチング方向慣性モーメント
- k : 支持ばねの z 方向剛性

$\mathbf{K}$	: 剛性マトリクス
k_c	: 接触剛性
k_f	: 前側空気膜剛性
k_r	: 後側空気膜剛性
k_θ	: 支持ばねのピッチング方向剛性
l_{ni}	: スライダの各振動モードのノード点位置
m	: スライダ質量
$\mathbf{M}$	: 質量マトリクス
p	: 修正中点変位法における平滑パラメータ
r	: 前後空気膜剛性比 ($r = k_r/k_f$)
S	: 接触パッド面積
t	: 時刻歴解析における時刻
T	: ランダムディスク表面の周期
V	: ディスク周速
x	: ディスク走行方向変位
x_{cr}	: ヘッドギャップ-後側空気膜中心間距離
z_d	: ディスク表面変位
z_G	: スライダ質量中心の z 方向変位
z_p	: スライダ後端接触点 (ヘッドギャップ位置) の z 方向変位
δ	: 静的押し込み量 ($\delta = F_{c0}/k_c$)
ζ	: 支持ばねの z 方向減衰比
ζ_c	: スライダの接触時の減衰比 (接触減衰比)
ζ_f	: 前側空気膜減衰比
ζ_r	: 後側空気膜減衰比
ζ_θ	: 支持ばねのピッチング方向減衰比
θ	: スライダピッチング方向変位
μ	: 摩擦係数
ν_1	: スライダ材のポアソン比
ν_2	: ディスク材のポアソン比
σ	: ディスク面うねりの標準偏差
σ_s	: スペーシング変動の標準偏差

● 粗さ接触解析モデル (第 6 章)

A_r	: 真実接触面積
d	: 接触パッド-ディスク面間距離 (スライダ挙動解析における h と同義)
E_1	: スライダ材のヤング率
E_2	: ディスク材のヤング率
E^*	: 等価ヤング率 ($1/E^* = (1 - \nu_1^2)/E_1 + (1 - \nu_2^2)/E_2$)
F_c	: 接触力
F_{al}	: 許容接触力
h_l	: 潤滑膜厚
k_c	: 接触剛性
P_a	: 見かけの接触面圧 ($P_a = F_c/S$)
P_{al}	: 真実接触面にかかる面圧の平均値の許容値
P_{rmean}	: 真実接触面にかかる面圧の平均値
R	: 突起先端曲率半径
S	: パッド面積
z_{sm}	: 突起高さの平均値
z_{σ}	: 突起高さの標準偏差
γ	: 潤滑剤の表面張力
ν_1	: スライダ材のポアソン比
ν_2	: ディスク材のポアソン比
ρ_a	: 突起密度

第1章 緒論

1.1 研究の背景

現代生活においてコンピュータに代表される情報関連機器はもはや欠くことのできない情報処理ツールであり、またその市場規模から言っても現代産業の根幹をなすものの一つある。情報関連機器の中でも、磁気ディスク(ハードディスク, HDD), CD, DVD に代表される情報(データ)を格納する記憶装置は最も重要な構成要素の一つである。その中でも図 1.1 に示す磁気ディスク記憶装置は大容量・低ビットコスト・高速アクセス・ランダムアクセス性に優れ、記憶装置における中心的な役割をしめ、盛んに研究・開発が行なわれている。最近では 70GByte (1Byte=8bit) を越える記憶容量をもつドライブが出荷されるかわら、磁気ディスク記憶装置が搭載された DVD 録画機も市販されるなど、HDD はこれまで磁気テープ・光ディスクの独擅場だった音声・映像の分野でも利用されるようになってきている。DVD の映像記録方式である MPEG-II 方式の場合、1 秒あたり 4Mbit のデータであり、1 時間あたり 1.8GByte のデータとなるため、70GByte のドライブでは約 40 時間録画することができる。

このように磁気ディスク記憶装置が主流となってきた背景には、磁気ディスクの記憶密度向上に伴う大容量化、低コスト化がある。磁気ディスクの面記録密度はトラック密度(TPI: Track per inch)と線記録密度(BPI: Bit per inch)の積で決まり、前者は位置決め機構の精度で決まり、後者はスライダに搭載された記録/再生ヘッドとディスク媒体とのすきま(磁気的スペーシング)を小さくすることで向上できる。現在、市場にでている HDD に搭載されているスライダはすべて浮上形のスライダであるが、スライダおよびディスクには保護膜が形成され、さらにディスク面には潤滑剤が塗布されているため、浮上すきま(機械的スペーシング)と磁気的スペーシングは一致せず、図 1.2 に示すような関係がある。しかし、数年前までは浮上すきまが大きく磁気的スペーシングの大部分を機械的スペーシングが占め、それ以外の要素は無視できる程であったため、線記録密度の向上は専ら浮上すきまの低減で為されてきた。図 1.3 に記録密度と浮上すきまの変遷⁽¹⁾を示す。図 1.3 中のスペーシングは機械的スペーシング、すなわち浮上すきまである。図 1.3 より、浮上すきまが下げ

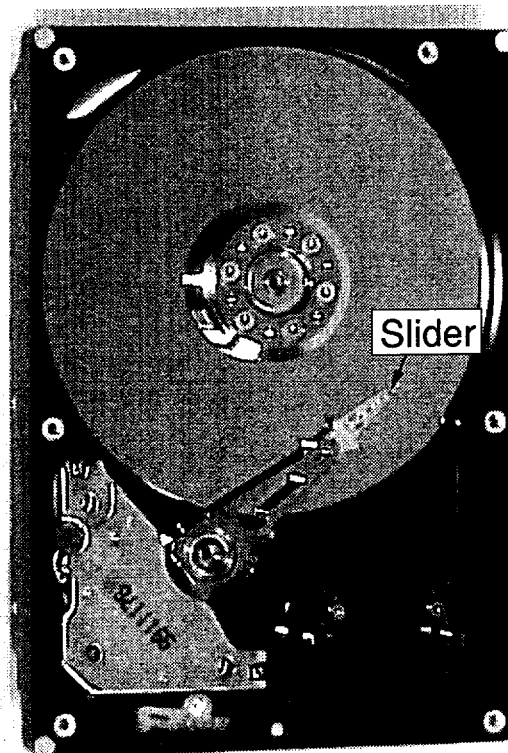


図 1.1: 磁気ディスク記憶装置の内部

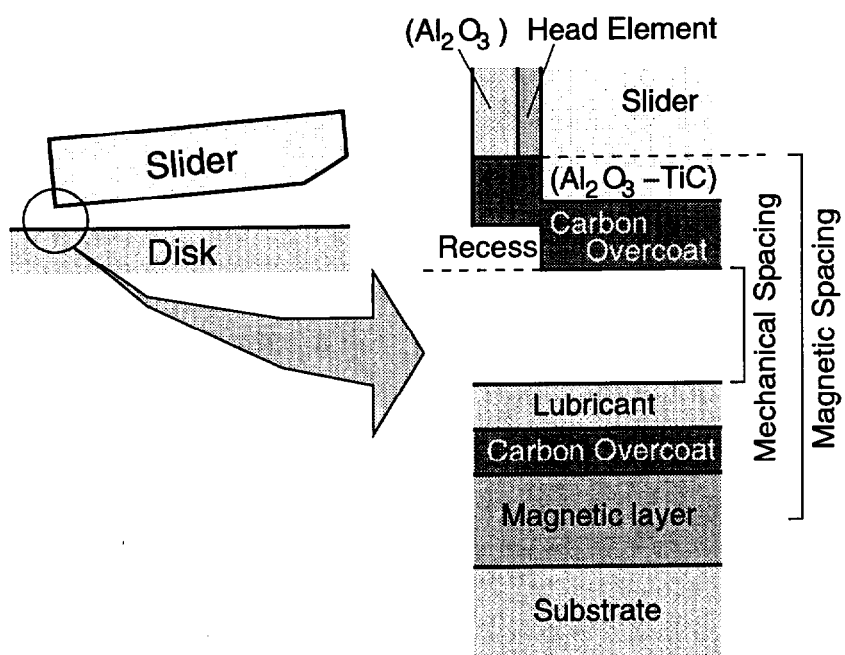


図 1.2: 機械的スペーシングと磁気的スペーシング

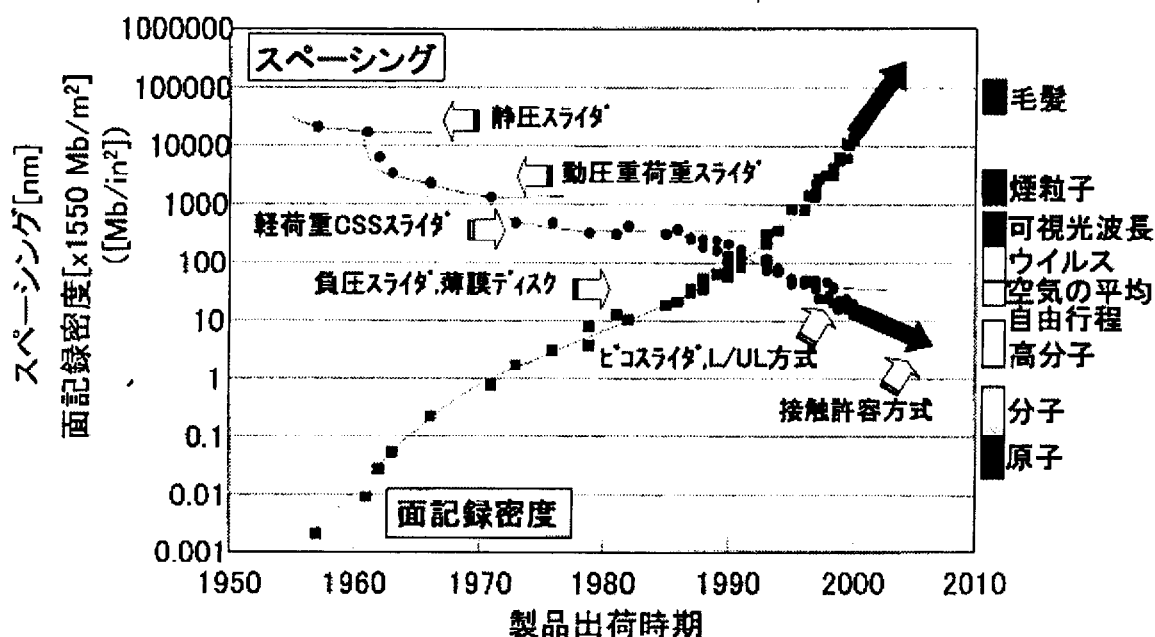
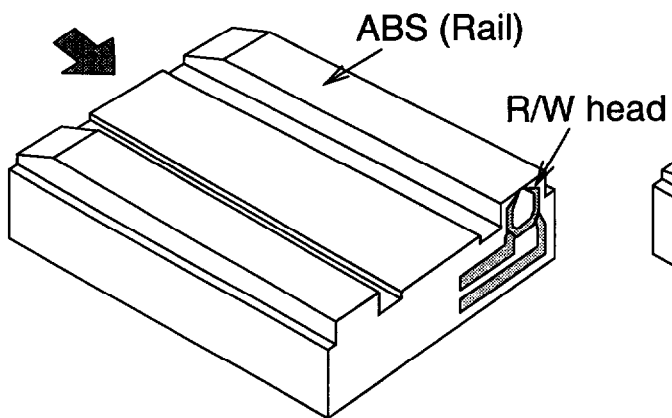


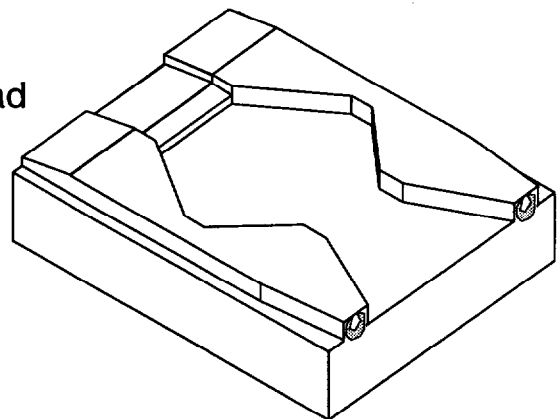
図 1.3: 磁気ディスク記憶装置における記憶密度とスライダ浮上量の変遷⁽¹⁾

止まったときに新たな技術が開発され、再び浮上すきまが小さくなるということが繰り返されていることがわかる。そして1990年ころから記録密度向上とスレーシングの低減の速度が上昇し、記録密度は近年、年率100%の割合で向上し、浮上すきまも急速に10nmに近づいている。前述の70GByteの記憶容量をもつドライブの面記録密度は約20Gbit/inch²である。また、ごく最近では2001年9月に米Maxtor社から160GByteの記憶容量のドライブが発売されており、このドライブではディスク1枚あたり40GByteの容量となっている。

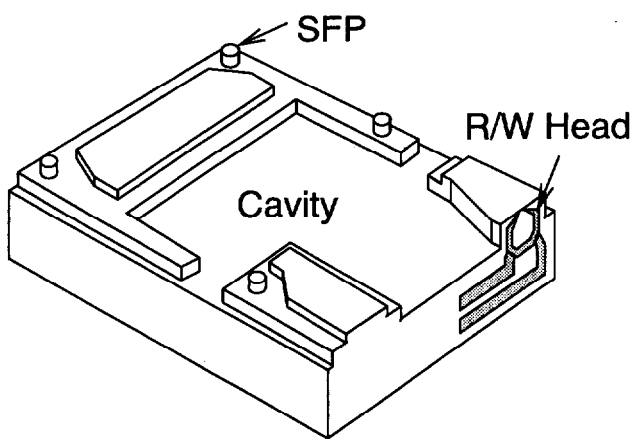
このような記録密度向上の過程で用いられてきたスライダの代表例を図1.4に示す。図1.4(a)は1974年から1995年頃にかけて浮上すきまが500nmから50nm位まで低減していった過程で一般的に用いられてきたテーパフラット形スライダである。大きさは長さ3mm、幅2.4mm、高さ0.6mmでそれ以前に使われていたミニスライダよりも小さいことからマイクロスライダと呼ばれた。この時代のスライダは小型化することにより浮上すきまを小さくしており、同じ形で大きさの小さい、長さ2mm、幅1.6mm、高さ0.4mmのスライダはマイクロスライダに対してナノスライダと呼ばれた。図1.4(b)は(a)のテーパフラット面による正圧発生軸受面の中央部に逆ステップ部を設けることにより負圧発生軸受領域をもたせたテーパフラット形負圧スライダである。この場合スライダ荷重を小さくしてもディスク定常回転時のスライダ荷重を負圧で与えることができるので、ディスクの周速が小さい領域から容易に浮上し、かつ運転速度領域ではディスクの外周・内周でディスク周速が異なってもほぼ一定の浮上すきまを保つことができ、さらに大気圧の変化によるすきま変化をも抑圧できる。



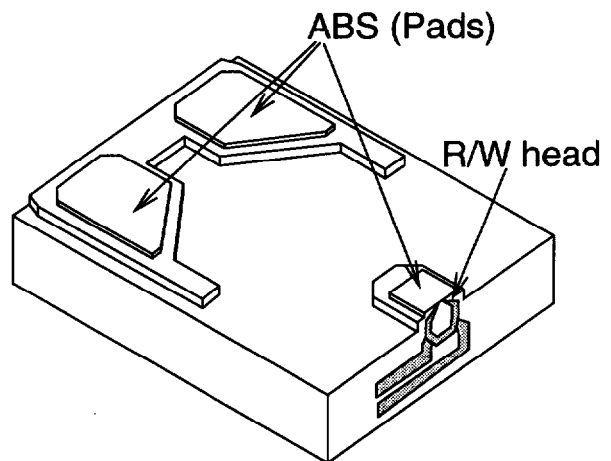
(a) テープフラット形スライダ



(b) テープフラット形負圧スライダ



(c) スティックションフリースライダ



(d) L/UL 方式で用いられているスライダ

図 1.4: 磁気ディスク装置で使われた, もしくは使われているスライダの代表例

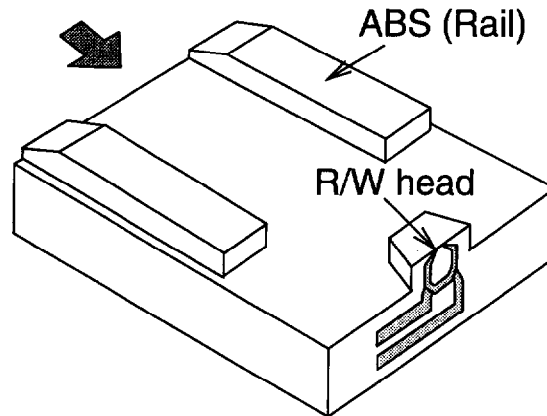


図 1.5: かつて開発されたトライパッド形コンタクトスライダ

浮上形スライダにおいて、ディスクと接触させることなく浮上すきまを小さくするにはディスク面の粗さを小さくすることも重要であるが、ディスクが平滑になると従来の CSS 方式ではディスク停止時にスライダがディスク面に吸着するようになる。そこでディスク内周側のある幅だけレーザ加工により突起を設け、ディスク停止時にはスライダをその突起の上で停止させる LZT (レーザーゾーンテクスチャ) 方式が用いられるようになった。

しかし最近では浮上すきまが 20nm を下回るようになり、突起高さより低くスライダが浮上しているため、レーザーゾーンにスライダが来れなくなってしまった。そのため、ディスク停止時にはスライダをディスク径外まで退避させる L/UL (ロード／アンロード) 方式⁽²⁾を採用するか、または図 1.4(c) に示すようにスライダ面に微小な突起を設け、停止時のディスクとの接触面積を極力小さくすることによって吸着を避けるスティクションフリー方式⁽³⁾が採用されている。L/UL 方式で用いられているスライダの一例を図 1.4(d) に示す。図 1.4(c), (d) に示すように、最近のスライダはそれぞれの空気軸受面が短くなっていく傾向にある。現在使われているスライダのサイズは前述のナノスライダよりもさらにひとまわり小さい長さ 1.25mm、幅 1mm、高さ 0.3mm でピコスライダと呼ばれている。スライダサイズと浮上すきまのおおよその関係を図 1.6 に示す⁽⁴⁾。

以上は浮上形スライダの話であったが、「コンタクト」と名のつくスライダが無かったわけではなく、再生ヘッドが従来のインダクティブヘッドから MR ヘッドに移行する 1996 年頃に、インダクティブヘッドの延命策として図 1.5 に示すスライダが開発された⁽⁵⁾。このスライダは図 1.5(a) のテーパフラット形スライダの空気軸受面を短くし、流出端の中央にヘッドを配し、この部分を微小接触力でディスク面と連続接触摺動させるものであった。これは当時 MR ヘッドを生産する技術をもたないメーカに注目された⁽⁶⁾が、結局、摩耗の問題から普及するには至らなかった。しかし、スライダ流出端中央にヘッドを設けるとい

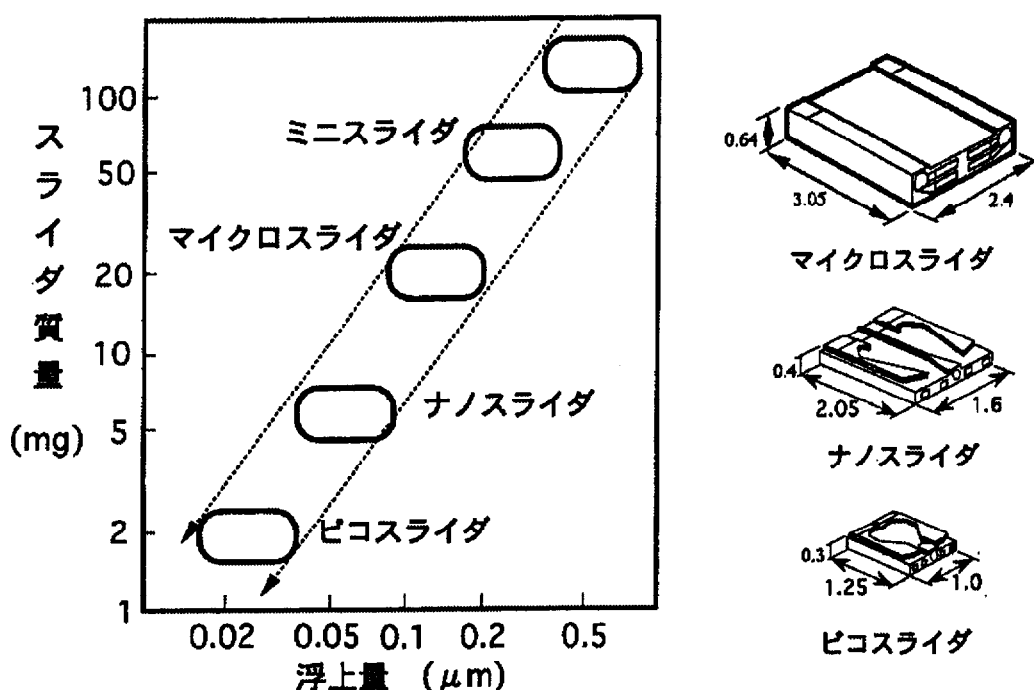


図 1.6: 浮上すきまの減少にともなうスライダのダウンサイジング⁽⁴⁾

う発想はトライパッド形スライダとしてその後も図 1.4(d) に示したスライダのように継承されている。MR ヘッドは温度変化に敏感でディスクとの接触による TA(サーマルアスペリティ) の問題があり、その後しばらくコンタクトスライダに関する開発は下火になったが、100Gbit/in² の記録密度達成のためには、MR ヘッドをつかっても浮上すきまを 6nm 程度以下にしなければならないと予想され⁽⁷⁾、そのような低浮上すきま領域ではスライダとディスクとの間欠的接触は不可避であるため、接触が介在するなかでの追従性および耐久性を満足するニアコンタクトスライダの実現への要求が再び望まれている。また、摩耗耐久性さえ満足できるヘッド・ディスクインタフェースが設計できれば、常に接触走査するコンタクトスライダも期待されている。

1.2 従来の研究

前節では、本研究の背景として主に市場を中心に論じた。本節では、コンタクトスライダに関する従来の研究について概観を述べる。

磁気ディスク記憶装置において、1991 年に Hamilton らによりコンタクトスライダの開発研究⁽⁸⁾ が報告されてまもなく、小野らによりコンタクトスライダの力学モデルに基づく解析的研究が開始され、まずコンタクトスライダの 1 自由度モデルの調和うねりディス

ク面に対する追従性が数値シミュレーションにより解析された⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾。しかし、Hamiltonらのコンタクトスライダはモノパッド形で、接触面積が大きく、接触剛性も大きかったため、それを基準とした解析では基本的に完全接触追従条件は得られなかった。その後、丸山らにより微小な弾性ビームで支持された球面模擬スライダの接触追従特性が実験的に明らかにされ⁽¹¹⁾、またランダムうねりディスク面モデル⁽¹²⁾を用いた数値シミュレーションと実験が定量的に一致する結果も得られ⁽¹³⁾、数値シミュレーションの妥当性が示された。さらに、高橋ら⁽¹⁴⁾は前述のトライパッド形コンタクトスライダを2自由度でモデル化し、調和うねりディスク面に対する接触追従性と接触力に注目した摩耗耐久性を数値シミュレーションにより明らかにした。シミュレーションによるトライパッド形コンタクトスライダの追従性解析は、他にも幾人かの研究者により行なわれている。Tsuchiyama⁽¹⁵⁾は3点接触形トライパッドスライダを2自由度でモデル化し、その調和うねりディスク面に対する追従性を解析した。また、Katoら⁽¹⁶⁾⁽¹⁷⁾⁽¹⁸⁾は球面接触パッドを仮定し、メニスカス力を考慮して1自由度モノパッドコンタクトスライダおよび3自由度3点接触形トライパッドスライダモデルの接触挙動を解析した。しかし、接触追従条件は必ずしも明確ではなく、摩耗耐久性条件も示されていない。他に、Chaら⁽¹⁹⁾も接触を考慮した挙動解析を行なっているが、積極的に接触を許容するコンタクト・ニアコンタクトスライダを対象とはしていない。

一方、実験を主体とした研究は企業を中心として数多く為されている。スライダとディスクの接触に関する実験的研究は、まず、浮上形スライダにおいて浮上すきまが小さくなるに従い、ディスクと接触する確率が増えると考えられたことから、接触の検知という観点から始まった。O'Brienら⁽²⁰⁾およびKnigeeら⁽²¹⁾はAE(Acoustic Emission)センサ、もしくは電歪素子を用いて、スライダ自身の振動モードの固有周波数に注目し、スライダとディスクとの接触を検知する方法を提案した。また、Khurshudovら⁽²²⁾はAEの出力から接触力を推定する方法を提案した。そして、本格的なコンタクト・ニアコンタクトスライダに関する実験的研究として、以下のようなものがある。Yanagisawaら⁽²³⁾は最適な潤滑剤を用いることにより、接触時の減衰効果を向上した3点接触形のコンタクトスライダを試作した。Itohら⁽²⁴⁾⁽²⁵⁾はスライダ後端部の空気膜パッドをできるだけ小さくし、荷重点をスライダの前方に移して押しつけ荷重の大部分を前側で支え、後端接触点における接触力を極力小さくしたコンタクトスライダを試作した。Kohiraら⁽²⁶⁾およびWang⁽²⁷⁾らは既存の低浮上形スライダに対し、ディスク回転速度を小さくすることにより空気膜力を弱め、ディスクと接触させスライダの挙動を調べた。Kohiraらはスライダ上の3点の振動振幅をレーザードップラ振動計(LDV)を用いて測定することでスライダの振動モードを実

験的に明らかにした。一方、Wang らは接触の頻度を AE センサで測定すると同時に、ひずみゲージを用いて摩擦力も測定し、その 2 つからスライダ、ディスクの位置関係を浮上領域、ニアコンタクト領域、コンタクト領域に分け、トラックずれによる読みだし信号の劣化を用いて、それぞれの領域におけるスライダ挙動を測定し、スライダのトラックずれのおこる度合がサスペンション形状にかなり影響されることを明らかにした。また、Tanaka らは既存の低浮上形スライダに対し、周囲を減圧することによりディスク回転速度を低下させずにスライダをディスクに接触させ、Kohira らと同様 LDV を用いて平滑ディスク面とテクスチャの施されたディスク面におけるスライダ挙動の違いについて調べた。

コンタクトスライダ実現の大きな壁となっているのが摩耗の問題であるが、スライダ・ディスク間のようなナノスケールにおける摩耗の理論はまだ確立されておらず、実験がほぼ唯一の方法となっている。川久保ら⁽²⁸⁾は透明しゅう動子をもちいて、磁気ディスクの破壊過程を観察し、磁気ディスクの破壊寿命に対するしゅう動子の硬さの影響を調べた。しかし、現在では摩擦面積の違いから、ディスクの摩耗よりもヘッドの摩耗の方が問題になると考えられており、久住ら⁽²⁹⁾および Itoh ら⁽²⁵⁾はスライダヘッド保護膜の摩耗深さから装置寿命を考察している。また、Kohira ら⁽³⁰⁾はラマン分光を用いて保護膜厚さを計測する方法を提案している。

磁気ディスクから離れて、一般的な接触振動に関しては数多くの研究発表が為されている。Nayak⁽³¹⁾および Gray ら⁽³²⁾は粗さを有する弾性体が接触しているときの振動を解析している。また、Hess ら⁽³³⁾⁽³⁴⁾⁽³⁵⁾は正弦波力励振、もしくはランダム力・変位励振による応答を解析している。Soom ら⁽³⁶⁾⁽³⁷⁾はランダム表面によって引き起こされる垂直力および摩擦力の変動を調べた。さらに Soom ら⁽³⁸⁾はランダム表面における球接触面スライダの挙動をヘルツ理論による接触剛性および区分線形ばねを用いて解析し、実験と良い一致を得た。しかしながら、これらの一般的な接触振動に関する研究は接触剛性の非線形性の垂直振動、接触力、および摩擦係数に及ぼす影響を明らかにすることを主目的としており、追従性と摩耗耐久性の両立という観点からはあまり議論されていない。

1.3 本研究の目的と本論文の構成

本研究では、以上に述べた状況を鑑み、磁気ディスク記憶装置のためのコンタクト・ニアコンタクトスライダの接触挙動を明らかにするとともに、追従性および摩耗耐久性を満足するスライダ・ディスク面設計条件を明らかにし、コンタクト・ニアコンタクトスライダの実現可能性を探ることを目的とする。前節で述べた従来の研究においても、コンタク

トスライダとニアコンタクトスライダの区別は明確ではないが、本研究においては以下のようにコンタクトスライダおよびニアコンタクトスライダを定義する。まず、コンタクトスライダは連続接触摺動することを目的とし、静的釣り合い状態においてスライダがディスク面に押し込まれているスライダと定義する。一方、ニアコンタクトスライダは浮上スライダの延長として、静的釣り合い状態においてスライダはディスク面に対し浮上しているが、間欠的にディスク面と接触するスライダと定義する。ディスク面の粗さを無視した場合の解析(第2章～第5章)では上記定義で十分であるが、ディスク面の粗さを考慮した場合ディスク面に押し込むという定義があいまいになるが、これについては第6章の粗さを含んだ解析において改めて考察する。

上記目的を達成するために、本研究では、まず、最もシンプルなモデルである1自由度コンタクトスライダ、調和うねりディスク面モデルを用いて、スライダ挙動に及ぼす接触剛性、接触減衰およびスライダ質量の影響を明らかにし、スライダ挙動特性を支配する指標を導くとともに、全周波数領域に渡ってスライダがディスク面から離れない完全接触追従条件式を導き、その妥当性を数値シミュレーションにより確認した。

つぎに、調和うねりディスク面における完全接触追従条件式をランダムうねりディスク表面に拡張し、拡張された条件式の妥当性を数値シミュレーションおよび実験により確認するとともに、完全接触追従条件を導くにあたり、考慮すべき周波数帯域を明らかにした。さらに、接触パッド面にかかる許容面圧の観点から摩耗耐久性を評価し、完全接触追従性と摩耗耐久性の両方を満足するスライダ・ディスク面の設計条件を示した。

つぎに、空気膜パッドを有するトライパッド形スライダを垂直方向並進、ピッチ方向回転の2自由度にモデル化しコンタクト領域におけるスライダ挙動に及ぼす前側および後側空気膜剛性、摩擦係数、接触剛性の影響を明らかにし、1自由度モデルとの比較を行ない、1自由度モデルによる近似の適用範囲を明らかにするとともに、接触追従性および摩耗耐久性を満足するトライパッド形スライダの設計指針を示した。さらに、トライパッド形スライダのニアコンタクト領域における挙動を解析し、記録・再生ヘッド位置におけるすきま変動および接触力・摩擦力に及ぼす各設計パラメータに及ぼす影響を明らかにするとともに、すきま変動の小さいスライダ設計指針を示した。

最後に、スライダ・ディスクの接触特性を粗さ接触および表面全体の変形を考慮した接触解析により明らかにするとともに、GreenwoodとWilliamsonによる解析モデル(GWモデル)⁽³⁹⁾の適用限界を明らかにした。また、接触解析により得られた接触特性を用いてスライダ挙動を解析し、粗さを考慮したディスク面におけるコンタクト・ニアコンタクトスライダの設計条件を数値シミュレーションにより明らかにした。さらに、メニスカス力を

考慮した接触解析も行ない、スライダ挙動に及ぼすメニスカス力の影響を明らかにした。

本論文の各章の概要は以下のとおりである。

「第2章 調和うねりに対するコンタクトスライダの接触追従性に及ぼす各種パラメータの影響と接触追従条件」では、まず、コンタクトスライダの追従性に大きな影響を及ぼすパラメータが接触剛性であることを示し、接触剛性とスライダ接触面形状との関係を明らかにし、スライダ挙動に及ぼす各設計パラメータの影響を十分広いパラメータ値領域で明らかにするとともに、スライダ跳躍振動特性を支配する指標を導いた。次に、調和うねり面に対し、スライダが全周波数領域にわたりディスク面から離れない完全接触追従条件式を導き、その妥当性を数値シミュレーションにより示した。さらに、許容接触面圧の観点からスライダの摩耗耐久性条件を導き、完全接触追従性と摩耗耐久性の両方を満足するスライダ・ディスク面設計条件を示した。

「第3章 ランダムうねりに対するコンタクトスライダの接触追従条件と設計論」では、第2章で求めた調和うねりディスク面に対する完全接触追従条件式を統計学的にランダムうねりディスク面に拡張し、その妥当性を数値シミュレーションおよび実験により示した。また、スライダの追従性解析に及ぼす周波数帯域幅の影響を明らかにし、追従性を評価する際に考慮すべき周波数帯域を明らかにした。さらに、第2章と同様に許容接触面圧の観点から摩耗耐久性条件を求め、ランダムうねり面における、接触追従性と摩耗耐久性の両方を満足するスライダ・ディスク面設計条件を示した。

「第4章 トライパッド形コンタクトスライダのランダムうねりに対する追従性」では、スライダ前方および後端中央に空気軸受面、後側空気軸受面内に接触パッドをもつトライパッド形コンタクトスライダを垂直方向並進およびピッチ方向回転の2自由度にモデル化し、ランダムうねりディスク面におけるスライダ挙動に対する前側および後側空気膜剛性、摩擦係数、接触減衰の影響を数値シミュレーションにより調べた。また、1自由度解析と比較することにより、1自由度モデルの適用範囲を明らかにした。さらに、接触追従性と許容接触面圧の観点からの摩耗耐久性の両方を満足するスライダ・ディスク面設計条件を数値シミュレーションにより明らかにした。

「第5章 トライパッド形ニアコンタクトスライダのランダムうねりに対する追従性」では、第4章と同じ解析モデルを用い、解析範囲をスライダが静的には浮上し、かつ間欠的にディスク面と接触するニアコンタクト領域に広げ、ニアコンタクト領域におけるスライダ挙動に及ぼす空気膜剛性、摩擦係数、後側空気膜中心-接触パッド(ヘッドギャップ)間距離の影響を明らかにし、追従性に優れるスライダの設計指針を明らかにした。さらに、分

布定数系の空気膜モデルを用いることにより、前側空気膜長さ(スライダレール長)の影響を調べた。

「第6章 粗さを考慮したコンタクト・ニアコンタクトスライダ挙動解析」では、第2章～第5章で用いた接触モデルをより実際に近いものにするため、GWモデルに表面全体の変形を考慮するよう修正を加えたモデルを導入し、接触パッド面積、突起密度の接触特性に及ぼす影響を明らかにするとともに、表面全体の変形を考慮しないGWモデルの適用限界を明らかにした。また、得られた接触特性を用いて、数値シミュレーションによりコンタクト・ニアコンタクトスライダのための設計条件を明らかにした。さらに、簡単なメニスカス力モデルを上記モデルに適用し、接触特性に及ぼすメニスカス力の影響を明らかにするとともに、メニスカス力を含んだ接触特性を用いて数値シミュレーションによりスライダ挙動を解析し、実験データと比較検討した。

「第7章 結論」では、本研究で得られた結論をまとめた。

第2章 調和うねりに対するコンタクトスライダの接触追従性に及ぼす各種パラメータの影響と接触追従条件

2.1 諸言

本章では、1自由度コンタクトスライダ—調和うねりディスク面モデルを用いて、スライダ跳躍振動特性、追従特性および接触力特性を明らかにする。小野ら⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾は、接触面積が $100\mu\text{m} \times 10\mu\text{m}$ 程度の剛体のパッドが一様面圧でガラスディスクに接触したとき、 10^7N/m オーダの接触剛性を有し、 1mg 前後の質量を有するコンタクトスライダの跳躍振動特性を数値解析している。しかし丸山らによる実験的研究⁽¹¹⁾で用いた球面模擬ヘッドは曲率半径 1mm 以下のガラスなので、接触面積は $10\mu\text{m}^2$ のオーダ、接触剛性は $10^4 \sim 10^5\text{N/m}$ のオーダで、接触時の共振点も前者より1桁小さい数 10kHz のオーダである。このように、接触剛性は接触面形状、接触面積で大きく変化する。また質量については、第1章で述べたように現在のところスライダサイズは小型化していく方向にあるが、Yanagisawaら⁽⁴⁰⁾はスライダ質量は数 mg 程度の大きい方が追従性がよいと述べている。

そこで本章では、各設計パラメータの跳躍振動に及ぼす影響を十分広いパラメータ値領域で明らかにする。また、各接触面形状、接触面積と接触剛性の関係を述べたのち、接触剛性が小さい場合のスライダ跳躍振動の特徴を述べる。次に、接触剛性、スライダ質量、接触減衰、ディスク面うねり周波数を広範囲に変化させたときの、それらの準定常状態における跳躍振動に及ぼす影響を示すとともに、スライダ跳躍振動を支配するパラメータを明らかにする。そして完全接触追従条件を理論的に求め、その妥当性を数値シミュレーションにより検証する。さらにスライダ・ディスクが塑性変形しないという観点での摩耗耐久性も考慮し、完全接触追従性と摩耗耐久性の両方を満足するスライダ・ディスク面設計条件を導く。

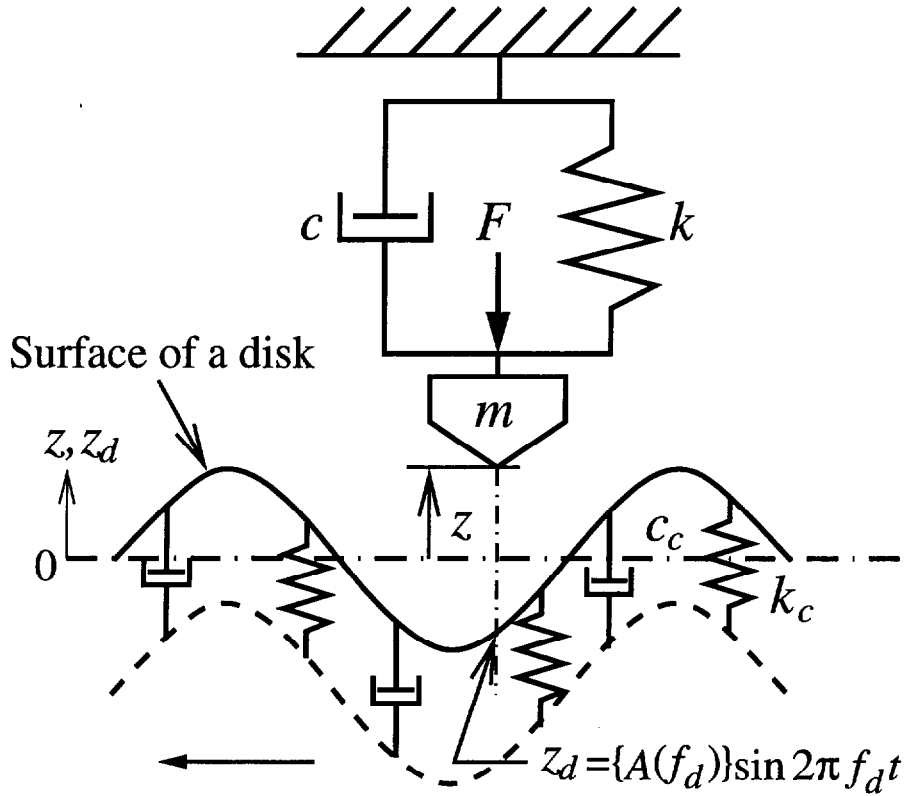


図 2.1: 1 自由度コンタクトスライダ-調和うねりディスク面モデル

2.2 解析モデルおよび基礎式

本節では 1 自由度コンタクトスライダのモデル化，その系を支配する基礎方程式および用いたパラメータ値について説明する．

2.2.1 解析モデル

図 2.1 に 1 自由度コンタクトスライダおよび調和うねりディスク面モデルを示す．スライダの質量を m とし，スライダ支持ビームを上下方向のみに自由度を有する 1 自由度系として，支持ばね剛性 k および支持ばね減衰 c で表し，スライダには静荷重 F が作用している．また，スライダとディスク面との接触特性はディスク面の弾性変形を接触剛性 k_c で，接触時のエネルギー損失を接触減衰 c_c で表す．ディスク面については，最もシンプルな形である単一の周波数成分しかもたない調和うねり面を仮定する．

2.2.2 基礎方程式

次にスライダの運動方程式を導出する。スライダがディスク面に接触していないときには、スライダの振動は支持アームによってのみ支配されるため、運動方程式は次のように表される。

$$m\ddot{z} + c\dot{z} + kz = -F \quad (z > z_d) \quad (2.1)$$

また、接触時にはスライダはディスク面より動的接触力 F_c を受けるため、運動方程式は次のようになる。

$$m\ddot{z} + c\dot{z} + kz = -F + F_c \quad (z \leq z_d) \quad (2.2)$$

ここで、動的接触力 F_c はスライダのディスクに対する押し込み量 δ と、接触ばね剛性 k_c および接触減衰 c_c を用いて次式で表される。

$$F_c = c_c \dot{\delta} + k_c \delta \quad (2.3)$$

$$= c_c (\dot{z}_d - \dot{z}) + k_c (z_d - z) \quad (2.4)$$

ここで、 z_d は変形前のディスク面変位で

$$z_d = \{A(f_d)\} \sin 2\pi f_d t \quad (2.5)$$

と表す。ここで f_d はうねり周波数で、 $A(f_d)$ はそのうねり周波数 f_d におけるうねり振幅である。

数値シミュレーションでは、あらかじめ式 (2.1) および式 (2.2) の厳密解を求めておき、ディスク面に対し初期高さ $z_0=10\text{nm}$ 、初速度 0 でスライダを落下させた後の時刻歴応答を、非接触 ($z > z_d$)・接触 ($z \leq z_d$) の状態に応じて式 (2.1) の解および式 (2.2) の解を変位・速度の連続条件を満たすように切替えながら計算した。非接触・接触の状態の判定は時間誤差 10^{-16}s の精度で行った。そして十分時間が経過した後 (11.6 ~ 12.0ms) の追従性に深く関わるスライダの変位の最大値 (最大跳躍高さ) z_{max} もしくはそのディスク面に対する相対量 (最大すきま) h_{max} および摩耗耐久性に深く関わる動的接触力の最大値 F_{cmax} に注目した。

数値シミュレーションにおいて用いた物理パラメータの値を表 2.1 に示す。

次節より、接触面形状と接触剛性の関係および接触減衰比の同定についてのべる。

2.2.3 スライダ接触面形状と接触剛性の関係

スライダの追従特性に影響を及ぼす接触剛性はディスクとスライダの材質と共にスライダ接触面形状に強く依存する。このうちスライダとディスク材質はあまり変化させること

表 2.1: 数値シミュレーションで用いた設計パラメータの値

スライダ荷重 F (mN)	0.5
スライダ質量 m (mg)	0.5, 2.0, 10.0
支持ばね剛性 k (N/m)	4.9
支持ばね減衰比 $\zeta(= c/(2\sqrt{mk}))$	0.002
接触剛性 k_c (N/m)	1.5×10^5 , $\times 10^6$, $\times 10^7$
接触減衰比 $\zeta_c(= c_c/(2\sqrt{mk_c}))$	0.01, 0.1, 0.2

表 2.2: スライダおよびディスク面のヤング率・ポアソン比

	Young's modulus (GPa)	Poisson's ratio
Slider	70.4	0.244
Disk	71	0.3

ができないので、接触剛性は接触面形状により変化させることになる。現在、磁気ディスク記憶装置ではスライダ材としては $\text{Al}_2\text{O}_3\cdot\text{TiC}$ 、ディスクは主にアルミディスクを用いている。一方、丸山らはガラス製の球面模擬スライダを用いて実験を行なった⁽¹¹⁾。そこで、ガラススライダ・アルミディスクを用いたときの 1.5×10^5 , 1.5×10^6 , $1.5 \times 10^7 \text{N/m}$ の接触剛性を与えるスライダ接触面形状について考察する。スライダ材およびディスク材のヤング率・ポアソン比を表 2.2 に示す。

なお、ここではスライダ接触面およびディスク面に存在するアスペリティの剛性に及ぼす影響を無視し、突起のない面に対する Hertz 接触理論が適用できると仮定する。また、ここで示す接触剛性は、静的荷重 F による押し込み量 $\delta = \delta_0$ の位置でのポテンシャルエネルギーが等しい線形ばねのばねこわさを用いた。すなわち次式を満たす k_c を接触剛性とした。

$$\begin{aligned}\frac{1}{2}k_c\delta_0^2 &= \int_0^{\delta_0} F(\delta)d\delta \\ k_c &= \frac{2}{\delta_0^2} \int_0^{\delta_0} F(\delta)dh\end{aligned}\quad (2.6)$$

まず接触剛性 $k_c=1.5 \times 10^5 \text{N/m}$ を与えるスライダは、球接触面をもつスライダが考えられる。接触形状を図 2.2 のように仮定すると、接触領域は半径 a の円となり、Hertz の接触理論によれば、スライダの曲率半径を R としたときの静的荷重 F と接触半径 a の関係は次

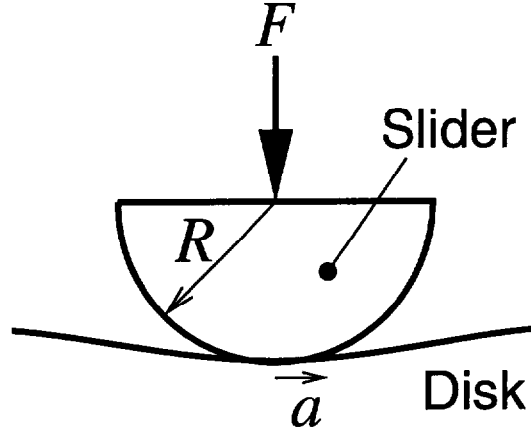


図 2.2: 球接触面スライダ

式となる.

$$a^3 = \frac{3FR}{4E^*} \quad (2.7)$$

ここで E^* は等価的なヤング率で,

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (2.8)$$

で表される. また, 静的荷重 F と押し込み量 δ の関係は

$$\delta^3 = \frac{9F^2}{16RE^{*2}} \quad (2.9)$$

となる. 式 (2.6), (2.9) より k_c と δ_0 の関係は

$$k_c = \frac{16\sqrt{RE^*}}{15} \sqrt{\delta_0} \quad (2.10)$$

となり, 静的荷重 F と接触剛性 k_c の関係は次式となる.

$$k_c = \frac{8}{15} (6FRE^{*2})^{\frac{1}{3}} \quad (2.11)$$

式 (2.7), (2.11) より, 静的荷重 F に対する接触剛性 k_c ・ 接触半径 a を図 2.3 にそれぞれ実線・破線で示す. 接触剛性・接触半径とも, 荷重 F の 3 乗根および曲率半径 r の 3 乗根に比例している. 図 2.3 からスライダの曲率半径を $R=5.0\text{mm}$ とすると, 押付力 $F=0.5\text{mN}$ のとき接触剛性が約 $1.5 \times 10^5 \text{N/m}$ となり, 接触半径 a は約 $3.6 \mu\text{m}$ となる.

次に接触剛性 $k_c=1.5 \times 10^6 \text{N/m}$ を与えるスライダとして, 円筒接触面をもつスライダが考えられる. 接触形状を図 2.4 のように仮定すると, 接触領域は幅 l , 長さ b の矩形となる. 円筒の半径を R とすると静的荷重 F と接触長さ b の関係は次式となる.

$$b^2 = \frac{16FR}{\pi l E^*} \quad (2.12)$$

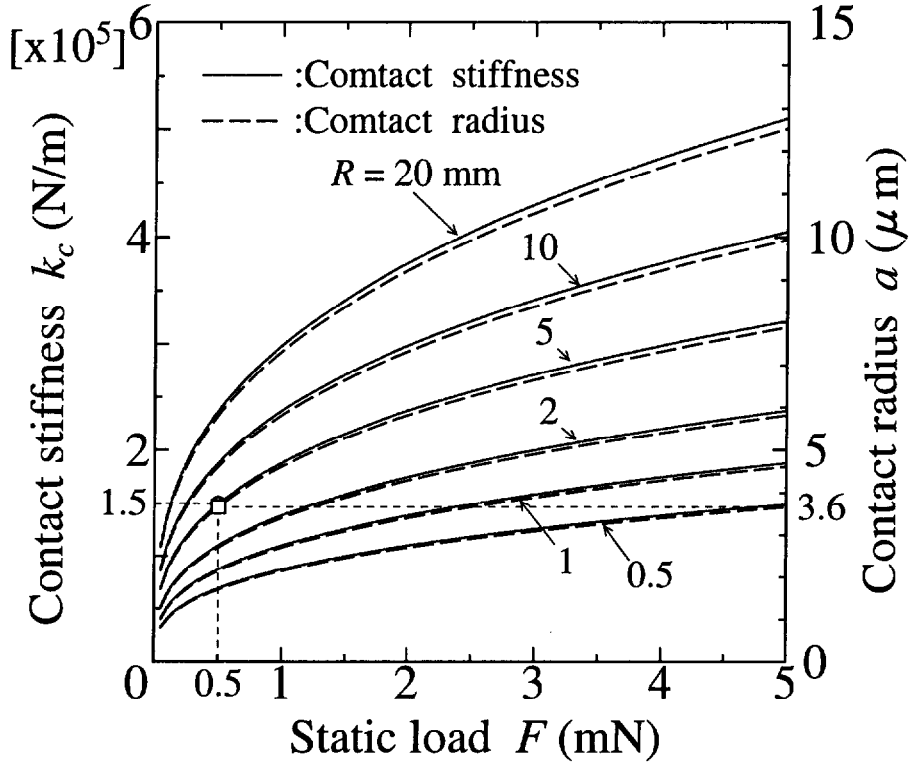


図 2.3: 球接触面スライダにおける接触剛性および接触半径と接触力の関係

また, Lundberg の式によれば静的荷重 F と押し込み量 δ の関係は

$$\delta = \frac{2F}{\pi l E^*} \left(1.8864 + \ln \frac{l}{b} \right) \quad (2.13)$$

となる. 式 (2.13) の b は F の関数であるため, 式 (2.13) を F について解くことは容易ではない. したがって, 数値積分を用いて F と k_c の関係を求めた.

静的荷重 F に対する接触剛性 k_c および接触長さ b をそれぞれ実線と破線で図 2.5 に示す. 図 2.5 より, 接触剛性 k_c は接触幅 l に比例し, 円筒の半径 R の影響はあまり大きくない. また, 荷重による変化はあまり大きくなく線形ばねに近い. 一方, 接触長さ b は半径・荷重によって大きく変わっている. よって, スライダ接触面に円筒面を用いれば円筒の半径を変えることにより, 接触剛性を変えずに接触長さをかなり自由に得ることが可能であることが予測される. 図 2.5 から接触幅を $l=150\mu\text{m}$, 円筒の半径を $r=20\text{mm}$ とすると, 押付力 $F=0.5\text{mN}$ のとき接触剛性が約 $1.5 \times 10^6 \text{N/m}$ となり, 接触長さは約 $3\mu\text{m}$ となることが分かる. このとき接触領域の形状は約 $3\mu\text{m} \times 150\mu\text{m}$ の矩形となる.

一方, 接触剛性 $k_c=1.5 \times 10^7 \text{N/m}$ という高い接触剛性を得るにはかなり大きな接触面積が必要となる. スライダ接触面形状を図 2.6 に示すような矩形の一様面圧接触面とし, 接触領域の形状が押し込み量によって変化しないと仮定する. このとき荷重と押し込み量との関係は, 半無限体に集中力が作用したときのグリーン関数を接触領域で積分すれば求め

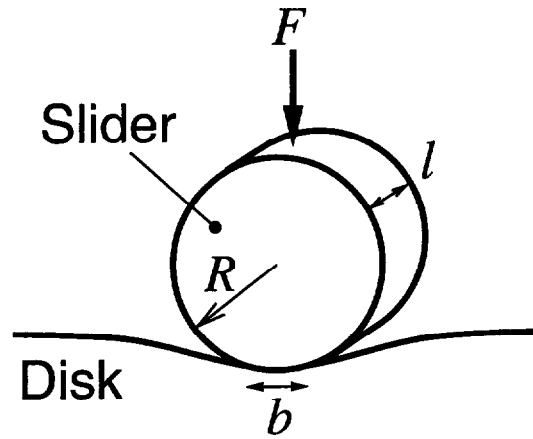


図 2.4: 円筒接触面スライダ

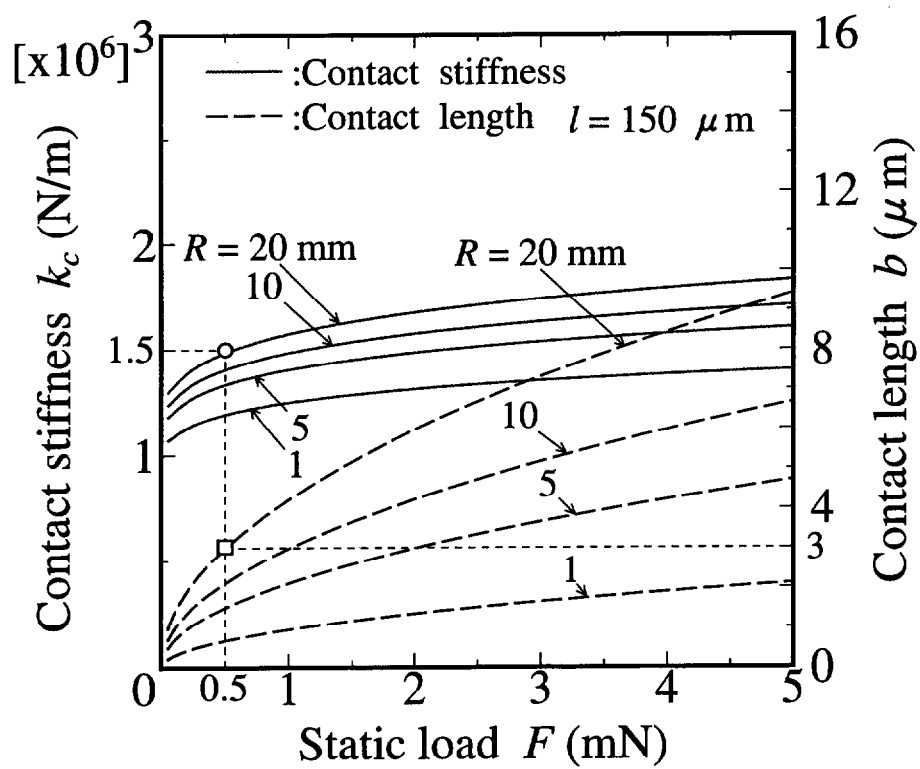


図 2.5: 円筒接触面スライダにおける接触剛性および接触長さと接触力の関係

られる⁽⁴¹⁾。この場合には接触剛性は荷重によって変化せず，接触ばねは線形ばねとなる。接触幅を l ，接触長さを b としたとき， l をパラメータとして， b と k_c の関係は図2.7となる。

図2.7より，接触剛性 $k_c = 1.5 \times 10^7 \text{N/m}$ を与えるスライダ接触面はいろいろ考えられるが，以後は代表例として $l \times b = 300 \times 150 \mu\text{m}$ の一様面圧接触面をもつスライダを考える。

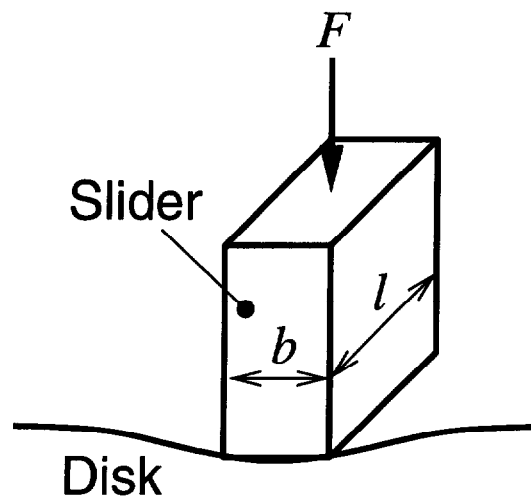


図 2.6: 一様面圧の矩形接触面をもつスライダ

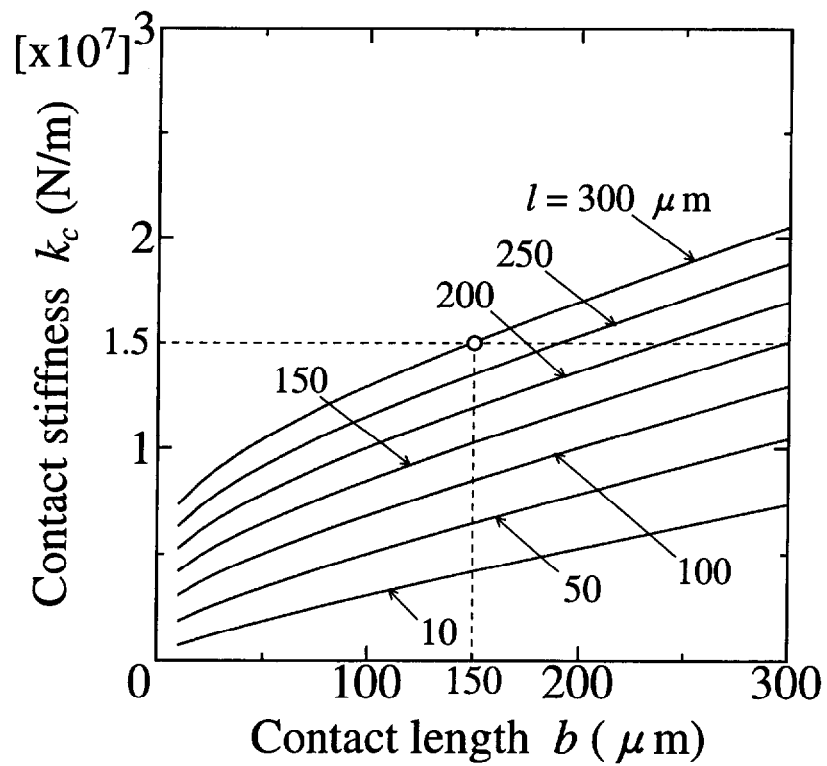


図 2.7: 一様面圧の矩形接触面をもつスライダにおける接触剛性と接触力の関係

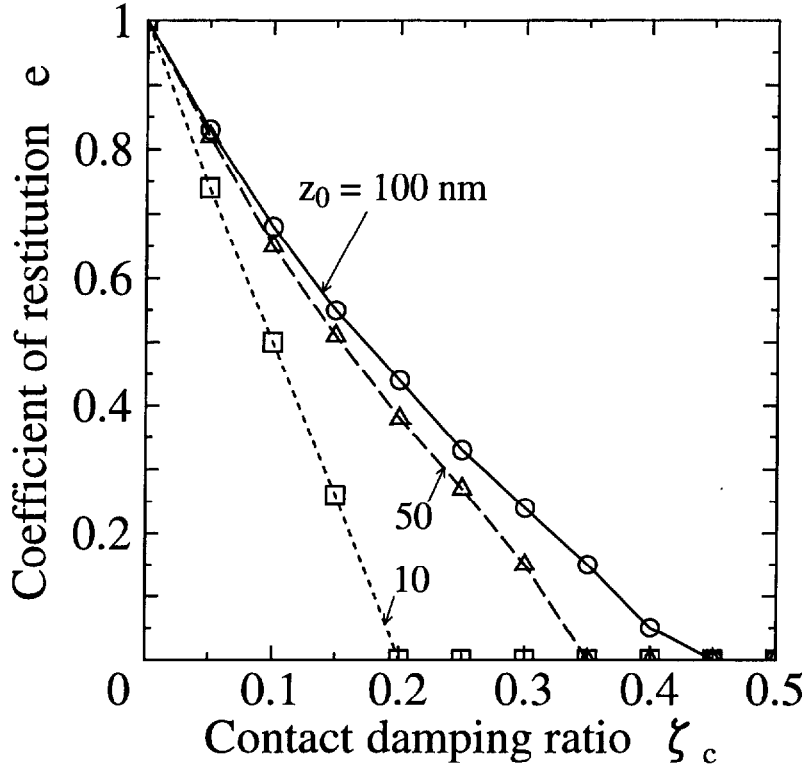


図 2.8: 接触減衰比と反発係数との関係 ($m = 1.0\text{mg}$, $\zeta = 0$, $k_c = 1.5 \times 10^5\text{N/m}$)

2.2.4 接触減衰比の同定

振動現象において減衰は重要なパラメータの一つである。解析において適切な減衰比を用いるために以下のようにして減衰比を同定した。

丸山らが行なった実験的研究⁽¹¹⁾におけるスライダ・ディスク面の反発係数はスライダ材質がガラスの場合は0.6程度であった。またそのときの接触剛性は $10^4 \sim 10^5\text{N/m}$ のオーダーであった。そこで解析する際の適当な接触減衰比を調べるため、接触剛性 $k_c = 1.5 \times 10^5\text{N/m}$ 、支持ばねの減衰比 $\zeta = 0$ 、スライダ質量 $m = 1\text{mg}$ とし、うねり振幅 $A(f_d) = 0$ nmの平らなディスク面にスライダを初期高さ $z_0 = 10, 50, 100\text{nm}$ の3通りから落下させ、接触減衰比 ζ_c と反発係数 e の関係を調べた。その結果を図2.8に示す。反発係数 e は接触直前のスライダ速度 v_{in} とディスク面から離れた直後のスライダ速度 v_{out} の比

$$e = -\frac{v_{out}}{v_{in}} \quad (2.14)$$

で求めた。

図2.8より、実験時の初期高さは少なくとも50～100nmはあると考えられるので、接触減衰比は $\zeta_c = 0.1$ を基準とし、低い場合の $\zeta_c = 0.01$ 、高い場合の $\zeta_c = 0.2$ の3水準に変化させ解析した。

2.3 スライダの跳躍振動特性に及ぼす接触剛性，接触減衰およびスライダ質量の影響

本節では，まず低接触剛性領域におけるスライダ振動について説明し，各設計パラメータの跳躍振動に及ぼす影響について述べる．

2.3.1 低剛性領域におけるスライダ跳躍振動の典型例

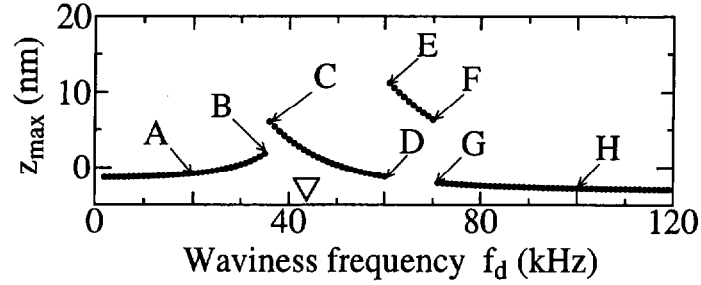
まず，低剛性領域におけるスライダ跳躍振動の数値シミュレーション結果の一例として，スライダ質量 $m = 2\text{mg}$ ，接触剛性 $k_c = 1.5 \times 10^5 \text{ N/m}$ ，接触減衰比 $\zeta_c = 0.1$ の場合における結果を図 2.9 に示す．なお，この解析結果はうねり振幅がうねり周波数に対し $A(f_d) = 2\text{nm}$ と一定の場合の結果である．図 2.9(a) はうねり周波数 f_d と最大跳躍高さ z_{max} との関係を示し，図 2.9(b) は典型的なスライダ跳躍振動の時刻歴応答を示している．図 2.9(b) の A ～ H は図 2.9(a) の A 点 ～ B 点に対応している．また図 2.9(a) 中にはスライダ質量 m と接触剛性 k_c から決まる接触共振点 $f_r (= (1/2\pi)\sqrt{k_c/m}) = 43.6 \text{ kHz}$ を▽印で示す．

図 2.9 より，スライダは B 点:35kHz 以下と G 点:71kHz 以上の周波数領域でディスク面変位より下で振動している．これはディスク面がスライダのところまで変形させられていて，スライダはディスク面に接触追従していると考えることができる．一方，C 点:36kHz から D 点:60kHz までは，スライダはディスク面と同じ周波数で跳躍振動し，E 点:61kHz から F 点:70kHz まではディスク面の半分の周波数で跳躍振動している．

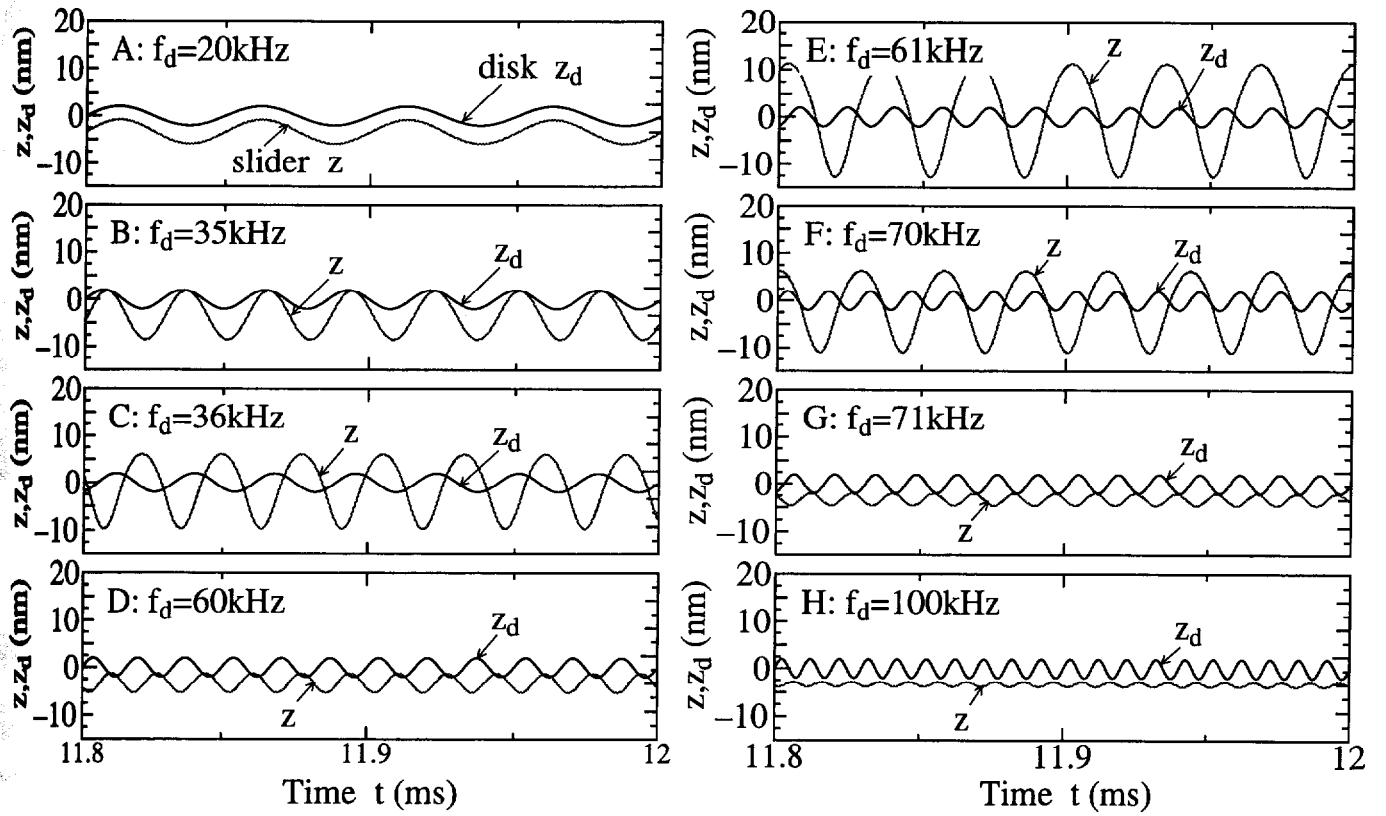
うねり周波数が 35kHz から 36kHz になるときに最大跳躍高さが急激に変化するのは，軟性ばねによる非線形振動系のジャンプ現象と考えられる．これを確かめるため，質量および接触剛性は変えずに初期高さを 0nm とし，スライダをディスク面に接触させた状態で時間的に徐々にうねり周波数を変化させたときのそれぞれの周波数に対する跳躍高さを調べた．図 2.10 にその結果を示す．

図 2.10 から分かるように，低周波数から高周波数に向けて掃引させたときに比べ，高周波数から低周波数に向けて掃引させたときのほうが飛び移り点が低周波数側にずれている．図 2.1 のスライダの接触時の共振点は 43.6kHz であるが，スライダの振幅が大きくなってディスク面から離れるようになると剛性が 4 桁下がる領域を含むようになるので，C 点では共振点を越えた状態となり，軟性ばね非線形振動系特有のジャンプ現象を呈するものと考えられる．

ジャンプ現象を呈するうねり周波数に対して，減衰比 $\zeta_c = 0.1$ のときは初期高さ 10nm



(a) 最大跳躍高さとうねり周波数との関係



(b) 典型的なスライド跳躍振動の時刻歴応答

図 2.9: 最大跳躍高さとうねり周波数との関係および典型的なスライド跳躍振動 ($m = 2.0\text{mg}$, $k_c = 1.5 \times 10^5\text{N/m}$, $\zeta_c = 0.1$, $A(f_d) = 2.0\text{nm}$)

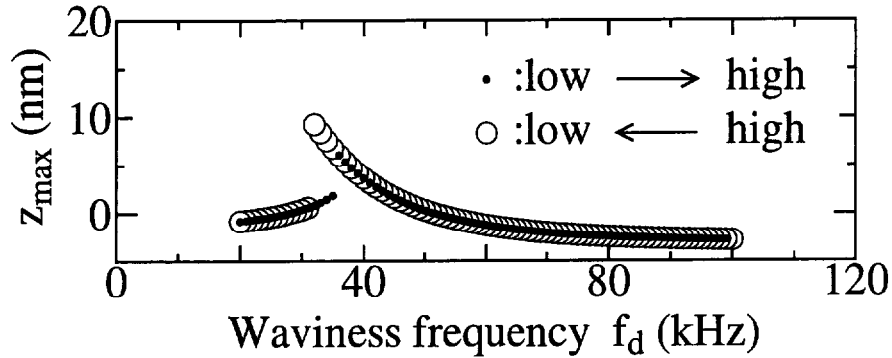


図 2.10: 周波数掃引したときの最大跳躍高さとうねり周波数との関係 ($k_c = 1.5 \times 10^5 \text{ N/m}$, $m = 2.0 \text{ mg}$, $\zeta_c = 0.1$)

の影響はほとんど見られなかったが、減衰比を $\zeta_c = 0.01$ と小さくすると初期高さの影響が残り、図 2.9(b) に示す B の状態を経ずして跳躍する結果も得られた。なお E, F の領域は非対称折線ばねによる軟性ばね非線形系の $1/2$ 次分数調波共振現象に相当していると考えられる。

以上より、 $k_c = 1.5 \times 10^5 \text{ N/m}$ と小さい場合には、スライダは非線形共振現象的な跳躍振動をするといえる。一方、接触剛性が $k_c = 1.5 \times 10^7 \text{ N/m}$ の場合の解析においては、スライダは衝突現象的な跳躍振動を呈した⁽¹⁰⁾。この 2 つの跳躍現象を分ける境界については第 2.3.2 節および第 2.5.1 節で述べる。

2.3.2 最大跳躍高さに及ぼす影響

接触減衰比が $\zeta_c = 0.01, 0.1$, および 0.2 の場合について、質量を $m = 0.5, 2.0, 10.0 \text{ mg}$, 接触剛性を $k_c = 1.5 \times 10^5, 1.5 \times 10^6, 1.5 \times 10^7 \text{ N/m}$ と変化させうねり周波数と跳躍高さとの関係を解析した結果を図 2.11 ~ 2.16 に示す。図 2.11, 2.13, 2.15 は 1 kHz から 120 kHz までを 1 kHz おきに解析したもので、図 2.12, 2.14, 2.16 は 10 kHz から 1200 kHz までを 10 kHz おきに解析したものである。実際のディスク面のうねり振幅は周波数の 1 乗以上に逆比例して減少するが、図 2.11 ~ 2.16 は振幅 $A(f_d) = 2 \text{ nm}$ で一定としたときの結果である。それぞれの図において、(a) (b) (c) が接触剛性 $k_c = 1.5 \times 10^5 \text{ N/m}$, (d) (e) (f) が $k_c = 1.5 \times 10^6 \text{ N/m}$, (g) (h) (i) が $k_c = 1.5 \times 10^7 \text{ N/m}$ である。また、(a) (d) (g) が質量 $m = 0.5 \text{ mg}$, (b) (e) (h) が $m = 2.0 \text{ mg}$, (c) (f) (i) が $m = 10.0 \text{ mg}$ である。そしてそれぞれの状態においてスライダ質

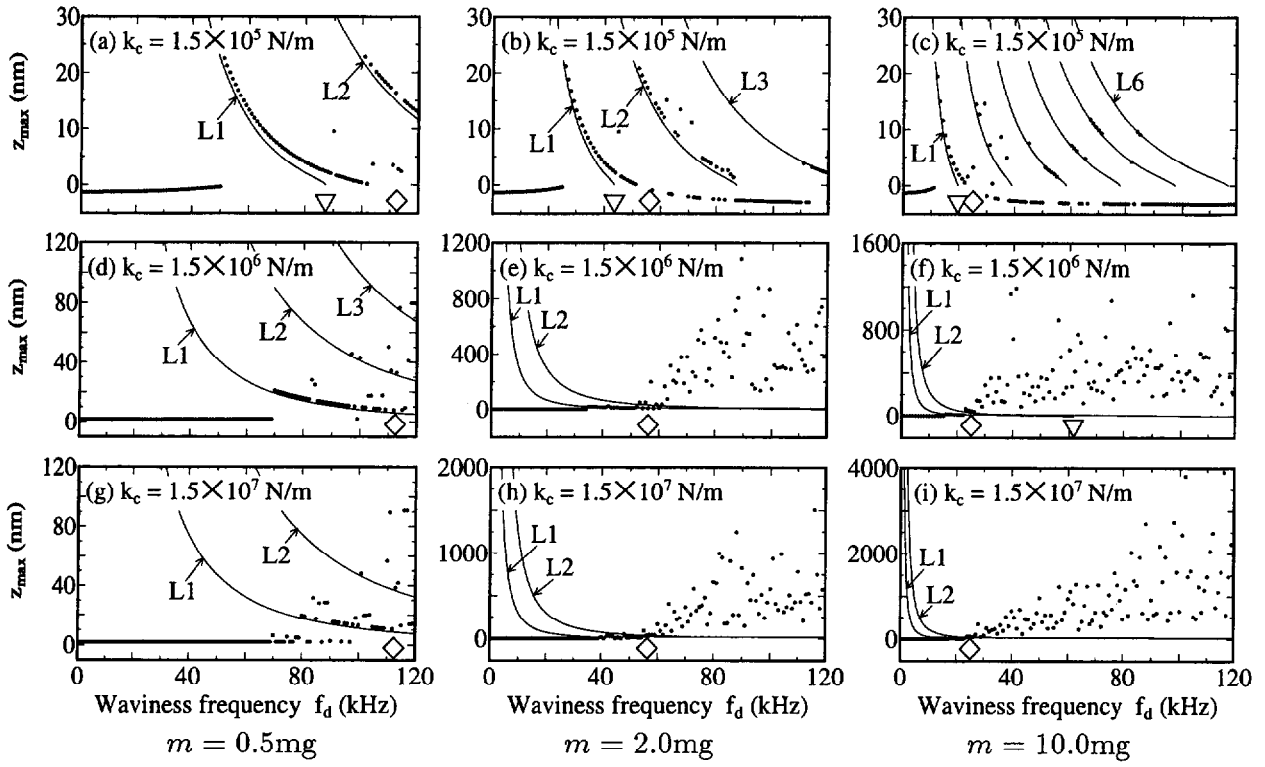


図 2.11: 準定常状態における最大跳躍高さとうねり周波数との関係 ($\zeta_c = 0.01$, 1-120kHz)

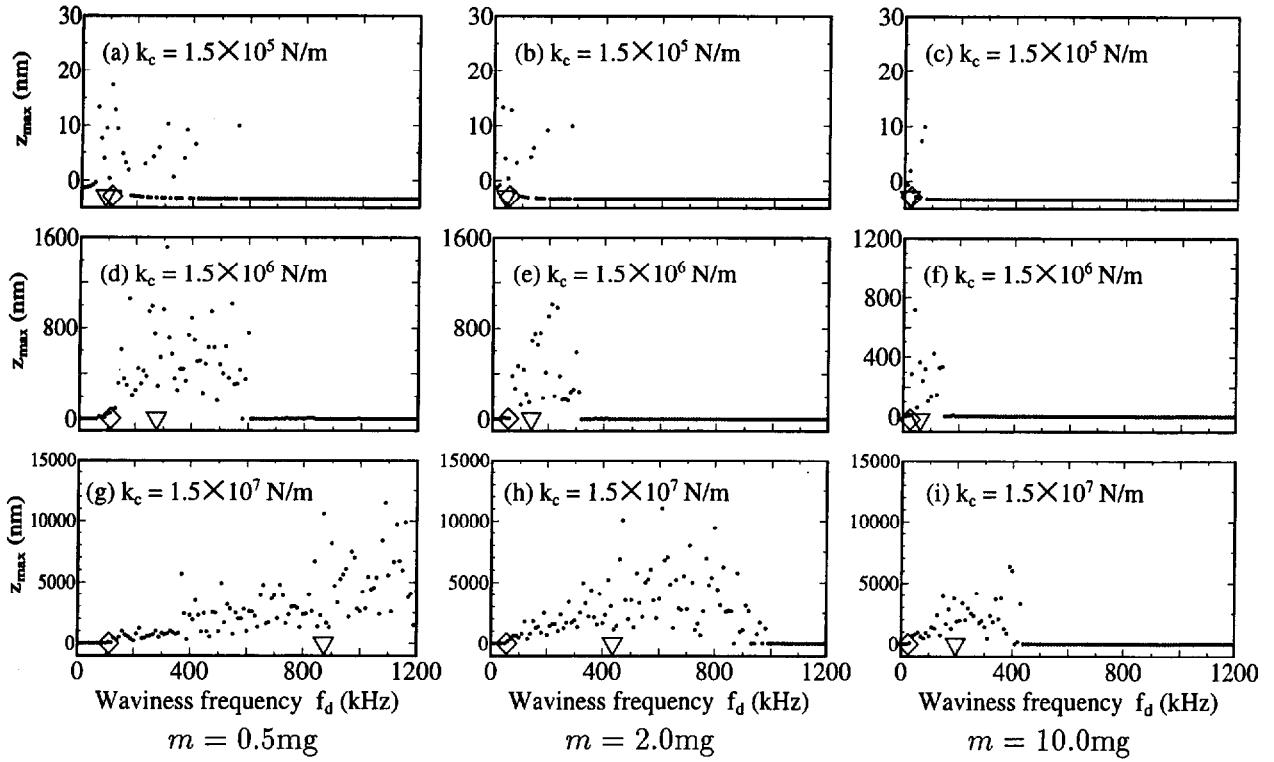


図 2.12: 準定常状態における最大跳躍高さとうねり周波数との関係 ($\zeta_c = 0.01$, 10-1200kHz)

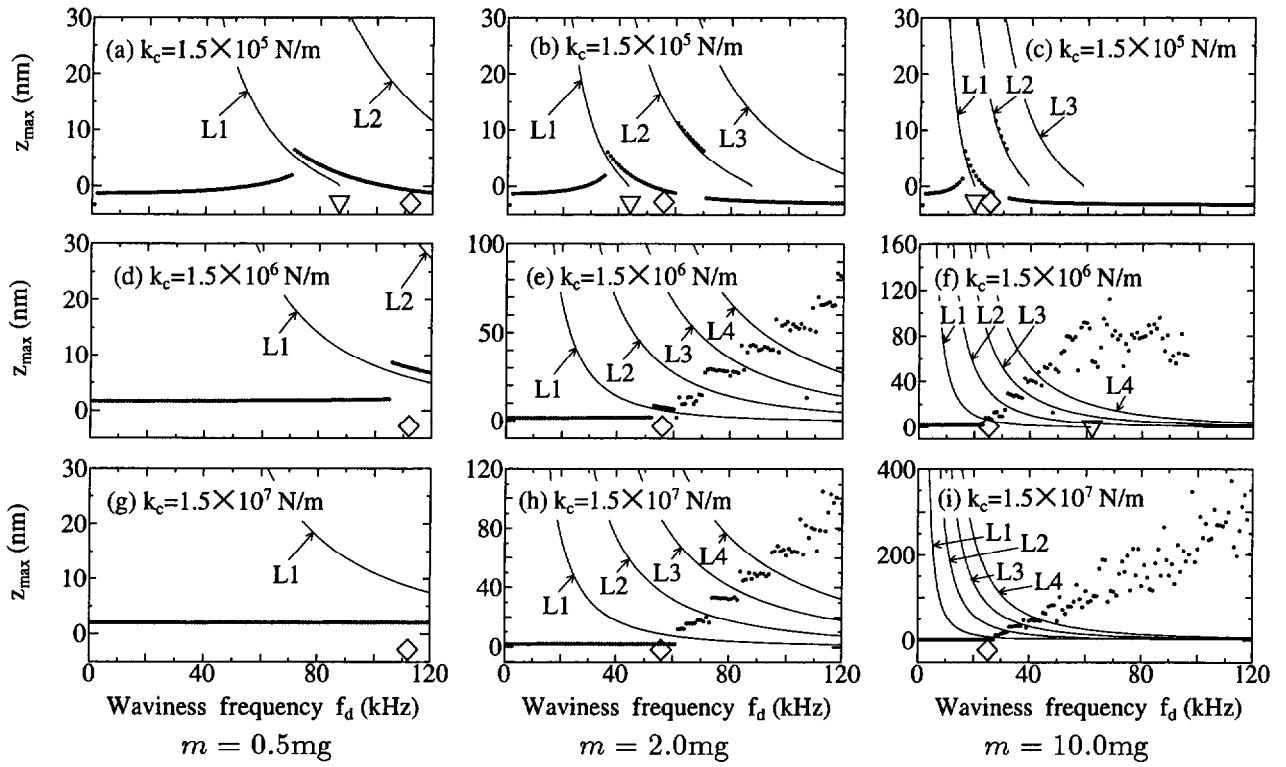


図 2.13: 準定常状態における最大跳躍高さとうねり周波数との関係 ($\zeta_c = 0.1$, 1-120kHz)

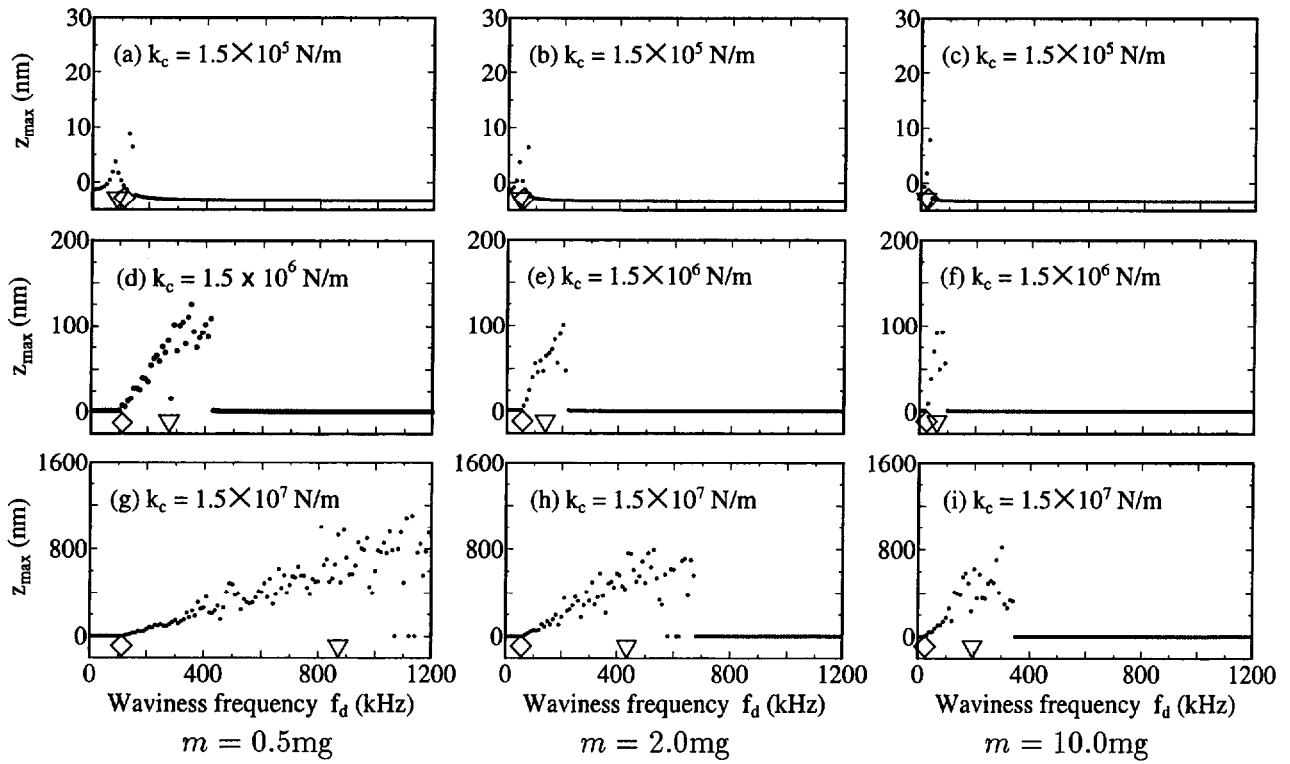


図 2.14: 準定常状態における最大跳躍高さとうねり周波数との関係 ($\zeta_c = 0.1$, 10-1200kHz)

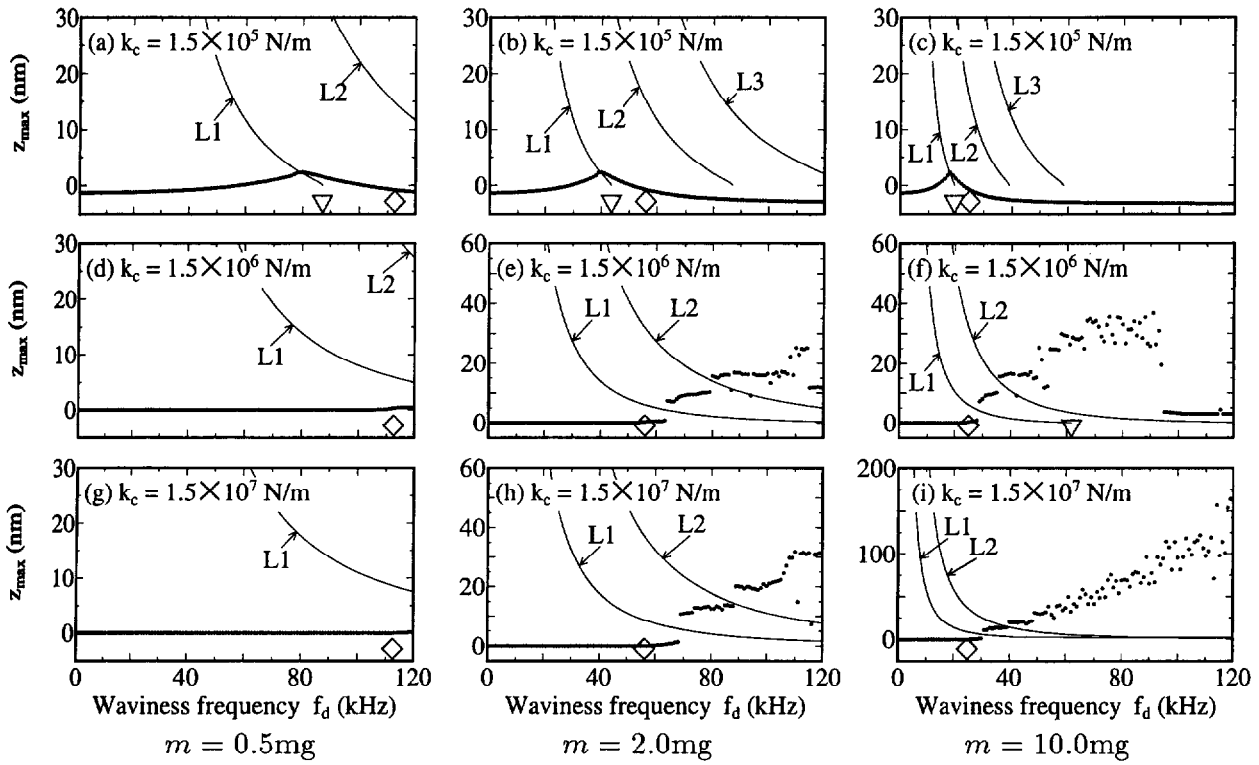


図 2.15: 準定常状態における最大跳躍高さとうねり周波数との関係 ($\zeta_c = 0.2$, 1-120kHz)

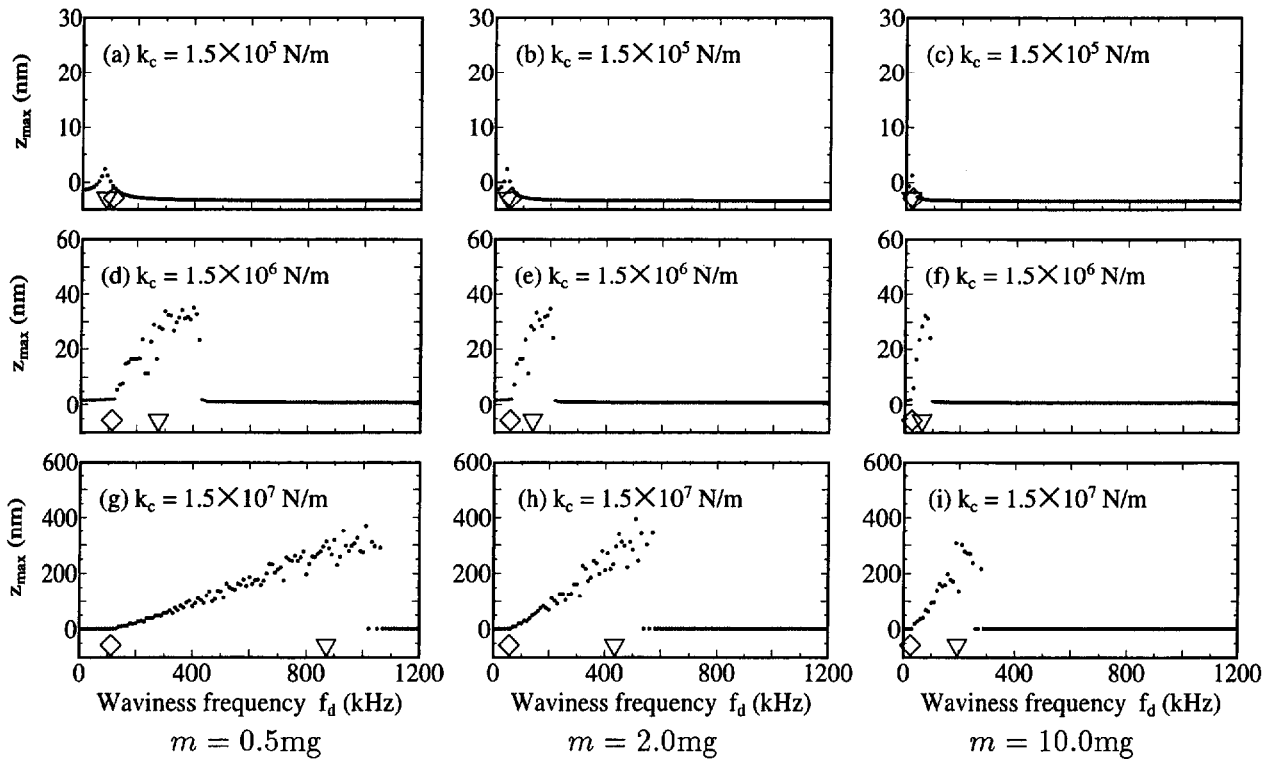


図 2.16: 準定常状態における最大跳躍高さとうねり周波数との関係 ($\zeta_c = 0.2$, 10-1200kHz)

量と接触剛性から決まる接触共振点 $f_r (= (1/2\pi)\sqrt{k_c/m})$ を▽印で示す．図 2.13(b) は図 2.9(a) と同じデータである．

一方，ディスクおよびスライダを剛体とみなしたときに，ディスク面の下向きの最大加速度が押し付け力によるスライダの下向きの加速度よりも大きくなるとスライダは跳躍振動してしまうと考えられる．その条件は次式となる．

$$f_d > \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{F}{mA}} = f_c \quad (2.15)$$

そこで式 (2.15) のうねり周波数 f_c を臨界周波数と呼ぶことにする．臨界周波数 f_c はスライダ質量が 0.5, 2.0, 10.0mg に対し，それぞれ 112, 56, 25kHz となり，図 2.11 ～ 2.16 に◇印で表す．

図 2.11～ 2.16 の (a) ～ (i) を比較すると，接触剛性の違いにより，跳躍振動の周波数特性が大きく変化している．特に (a) ～ (c) の接触剛性 $k_c = 1.5 \times 10^5$ N/m から (d) ～ (f) の接触剛性 $k_c = 1.5 \times 10^6$ N/m への変化が著しい． $k_c = 1.5 \times 10^5$ N/m の場合は，接触減衰比 ζ_c が小さいときには f_c 以上でも跳躍振動するが，その振幅はかなり規則的であり，図示していないが振動波形も定常的である．また ζ_c を大きくすると▽印の接触共振点近傍のみで跳躍振動するようになる． k_c が 1.5×10^6 N/m 以上になると f_c より大きいうねり周波数で著しく跳躍し振幅も規則性がなくなり，カオス的な振動となる．

跳躍振動の周波数特性が変化する要因として，接触共振点と臨界周波数との大小関係が挙げられる．まず，うねり周波数が臨界周波数を上回るとスライダは著しく跳躍するが，うねり周波数が接触共振点を越えると励振力となるディスク面の接触ばねの復元力よりもスライダの慣性力が大きくなるため，スライダは跳躍しなくなると考えられる．跳躍がほぼ零となる高域の周波数は，接触剛性 k_c が小さいほど，質量 m が大きいほど，また接触減衰 ζ_c が大きいほど接触共振点に近づき，逆に k_c が大きく， m が小さく， ζ_c が小さいとうねり周波数が接触共振点よりかなり大きくなると跳躍は零にならない．図 2.12, 2.14 の (g) の状態では 1400kHz まで解析しても跳躍振動は零にならなかった．臨界周波数よりも接触共振点のほうが小さい場合，跳躍振動は非線形の共振現象として捉えることができ，且つ臨界周波数の近傍以上でスライダの慣性力が接触剛性反力に勝るので，臨界周波数以上でも跳躍振動は発生しない．一方，臨界周波数よりも接触共振点の方が大きい場合，臨界周波数以上の領域でも接触剛性反力がスライダ慣性力より支配的となり，跳躍振動が発生する．この場合の跳躍振動は共振よりもすでに前報⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾で述べた衝突現象として捉えることができる．

2.3.3 うねり周波数と跳躍振動数との同期条件

接触剛性が小さい場合、および接触剛性が大きい場合にも接触減衰が小さいときには臨界周波数以下で、跳躍高さ z_{max} とうねり周波数 f_d との関係に規則性がみられる。そこでこの規則性は跳躍周期がうねり周期の整数倍に同期する現象と考えて、理論的に関係式を求める。式を単純化するため、図 2.17 に示すように、スライダがうねり振幅 $A(f_d)=0\text{nm}$ 、接触減衰比 $\zeta_c=0$ のディスク面と $z=0\text{nm}$ で接触してめり込んだ後、 $z=0\text{nm}$ でディスク面から離れると仮定する。 n をディスクうねり周期の倍数とすると、跳躍高さ z_{max} とうねり周波数 f_d の関係は次式となる。

$$\begin{aligned}\frac{n}{f_d} &= T_1 + T_2 \\ &= \sqrt{\frac{8mz_{max}}{F}} + 2\pi\sqrt{\frac{m}{k_c}}\left(1 - \frac{2\phi}{2\pi}\right) \\ \phi &= \tan^{-1}\sqrt{\frac{2k_c z_{max}}{F}}\end{aligned}\tag{2.16}$$

式 (2.16) において右辺第 1 項は振動における跳躍時間 T_1 、第 2 項は接触時間 T_2 である。式 (2.16) を図 2.11, 2.13, 2.15 の (a) ~ (i) に実線で示す。なお、L1~L6 はそれぞれ $n=1\sim6$ 、すなわちうねり周期の 1~6 倍の周期の跳躍振動に対応している。ディスクうねり振幅を 0nm とし、接触減衰も無視しているが、定常な跳躍振動をしているときは解析結果とよく一致している。

2.3.4 追従性に及ぼす接触剛性、接触減衰およびスライダ質量の影響

図 2.11 ~ 2.16 (a) ~ (i) を比較し、コンタクトスライダのディスクへの追従特性に及ぼすスライダ質量 m 、接触剛性 k_c および接触減衰 ζ_c の影響について調べ、コンタクトスライダの設計指針について考察する。

まずスライダ質量は接触共振点および臨界周波数をその $1/2$ 乗に逆比例して低下させるから、質量が大きいと最大跳躍高さのピークが低周波数側に移る。特に接触剛性が小さい場合にスライダ質量を大きくすると、数 100kHz 以上の周波数領域で跳躍振動はなくなる。接触剛性が一定の場合、質量が大きいとわずかながらピークの高さが小さくなる傾向にある。Yanagisawa ら⁽⁴⁰⁾ がスライダ質量が大きい方が跳躍振動が小さく AE 出力も小さく望ましいと述べているのはこれらの結果から理解できる。しかし、質量を大きくしても接触共振点 f_r 近傍又は臨界周波数 f_c 以上での跳躍は生じ、しかもディスク面のうねり振幅は普通

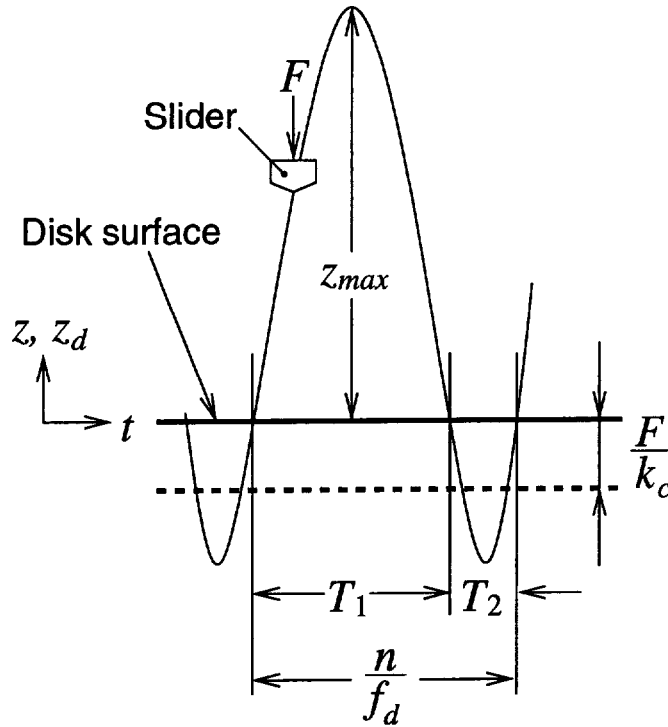


図 2.17: 跳躍振動のモデル

うねり周波数の2乗に逆比例して低周波数域の方が大きいので、跳躍高さは質量の大きい方が高くなると考えられる。

次に接触剛性は接触共振点および跳躍高さに影響を与え、接触剛性が大きいと f_c 以上の領域で現れる跳躍振動の最大跳躍高さが大きくなりピークも高周波数側に移る。最大跳躍高さに対する影響力は質量よりもはるかに大きい。一方、接触減衰は跳躍を抑圧する効果を持ち、 $\zeta_c = 0.01 \sim 0.2$ の範囲においては減衰が大きい方が最大跳躍高さは小さくなり、また跳躍する周波数領域を狭めることができる。

以上のことから、スライダの跳躍振動を抑え追従性の高いコンタクトスライダの設計指針として次の2つが考えられる。第1は接触剛性を下げ接触減衰を大きくすることである。この場合接触共振点で跳躍振動が生じるが、質量を小さくすることにより接触共振点を上げ、さらに接触減衰比を0.1以上に高めることにより跳躍振動振幅を数nm以下に抑えられる。第2は図2.13(g), 図2.15(g)から接触剛性が高い場合でもスライダ質量を小さくして接触共振点を上げ、さらにディスク面を極力平滑にすることにより、 f_c を1MHz以上、できれば無限大に高めることが考えられる。即ちすべての周波数域で振幅成分 $A(f_d)$ が式(2.15)から変形される

$$A(f_d) < \frac{F}{(2\pi f_d)^2 m} \quad (2.17)$$

を満たすようにすることで f_c を無限大にし、さらに $\zeta_c = 0.1$ 程度の接触減衰をもたせるこ

とによって、スライダの跳躍振動を抑えることができると考えられる。

2.3.5 振幅が周波数の二乗に逆比例するうねりに対するスライダの跳躍振動特性

第2.3.4節で述べた第2の設計指針を確かめるため、質量 $m = 0.5\text{mg}$ とし、うねり振幅 $A(f_d)$ を実際の場合により近いと考えられる

$$A(f_d) = B \left(\frac{f_{d0}}{f_d} \right)^2 \quad (2.18)$$

で表される周波数特性をもつとき、うねり周波数と跳躍高さとの関係を調べてみた。ここで B は基準うねり周波数 f_{d0} のときのうねり振幅である。以下では $f_{d0} = 100\text{kHz}$ として、 $B = 2, 0.2, 0.02\text{nm}$ の場合の3水準について解析した。また接触剛性および接触減衰は第2.3.2節と同様の3水準に変化させた。式(2.17)よりいずれの場合も臨界周波数 f_c は無限大である。代表的な計算結果を図2.18に示す。うねり振幅が周波数に依存し、絶対変位ではスライダの追従性を評価しにくいので、ディスク面からの相対変位 $h(= z - z_d)$ の最大値 h_{max} をうねり周波数 f_d の関数として示す。接触剛性については、(a) ~ (e) は $k_c = 1.5 \times 10^7\text{N/m}$ 、(f) ~ (j) は $k_c = 1.5 \times 10^5\text{N/m}$ である。接触減衰比については、(c), (e), (h), (j) は $\zeta_c = 0.01$ 、(a), (d), (f), (i) は $\zeta_c = 0.1$ 、(b), (g) は $\zeta_c = 0.2$ である。また比例定数については、(a), (b), (f), (g) は $B = 2\text{nm}$ 、(c), (d), (h), (i) は $B = 0.2\text{nm}$ 、(e), (j) は $B = 0.02\text{nm}$ である。また、それぞれの状態における接触共振点 f_r を▽印で表す。図示していないが $k_c = 1.5 \times 10^6\text{N/m}$ の場合については、おおよそ $k_c = 1.5 \times 10^5\text{N/m}$ と $k_c = 1.5 \times 10^7\text{N/m}$ の中間の性質を示していた。

図2.18(a), (b)より、 $B = 2\text{nm}$ 即ちうねり周波数 $f_d = 100\text{kHz}$ のとき振幅 $A(f_d) = 2\text{nm}$ の場合、接触減衰比が0.1程度以上あれば接触剛性が高くても非定常な著しい跳躍はなくなる。しかし完全には跳躍はなくなり、(b)の $\zeta_c = 0.2$ でもうねり周波数と跳躍振動数の同期による跳躍が生じている。一方、図2.18(f), (g)より $B = 2\text{nm}$ のとき、接触剛性 $k_c = 1.5 \times 10^5\text{N/m}$ と低い場合、共振点におけるうねり振幅が大きいため、相対変位も大きくなっている。単一の周波数成分をもつうねり面では接触剛性は高い方が跳躍高さは低くなっているが、跳躍を起こす周波数領域が広いため複数の周波数成分をもつ実際のディスク面では低い接触剛性の方が追従性がよくなる可能性も考えられる。また、全周波数域で一切跳躍させないためには、接触剛性が高い場合も低い場合も図2.18(d), (i)に示すように $B = 0.2\text{nm}$ とし、接触減衰比 $\zeta_c = 0.1$ 以上もたせるか、もしくは図2.18(e), (j)に示すよ

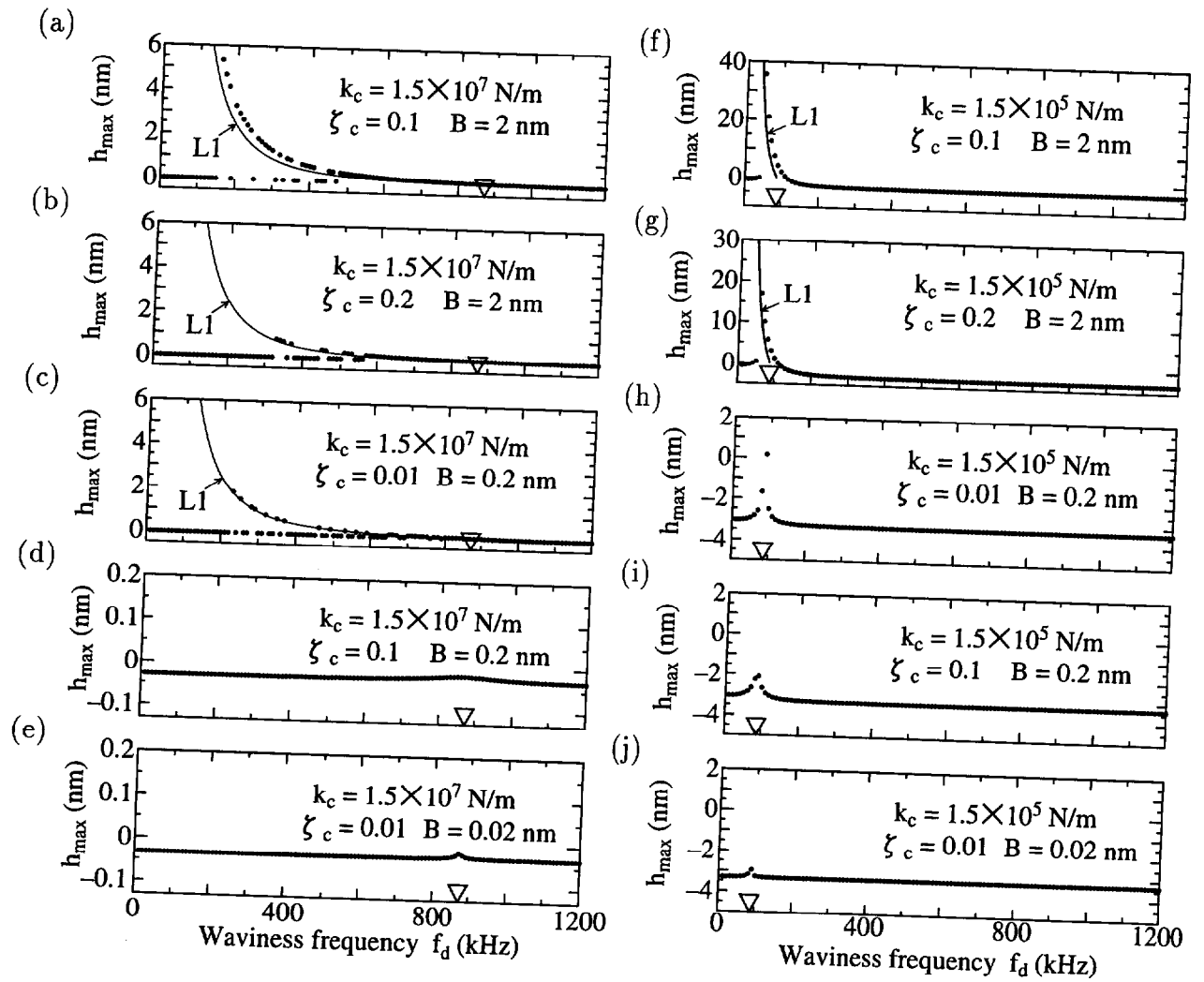


図 2.18: うねり振幅が周波数の二乗に逆比例するときの最大すきまとうねり周波数との関係 ($m = 0.5\text{mg}$)

うに，ディスクうねり振幅をさらに $1/10$ にして $B = 0.02\text{nm}$ とする必要がある．

以上のことから，ディスク面を平滑にして f_c を無限大とし，且つ $\zeta_c = 0.1$ 程度もたせることができれば，接触剛性を問わず全周波数領域で跳躍をなくすることができる．

なお第 2.2.3 節で述べたように，実際のコンタクトスライダで接触剛性を変化させるには接触面積を変化させる必要がある．接触剛性を下げるには接触面積を小さくする必要があるから摩耗耐久性が劣化する．よって実際のコンタクトスライダでは追従性と共に摩耗耐久性をも考慮したスライダ接触面形状の設計が重要であり，次節で摩耗特性を支配する接触応力に及ぼす各設計パラメータの影響を論じる．

2.4 スライダの接触力に及ぼす接触剛性，接触減衰およびスライダ質量の影響

本節では，スライダ動的接触力に及ぼす各設計パラメータの影響を明らかにし，接触応力の観点から摩耗耐久性を論ずる．

2.4.1 最大接触力のうねり周波数特性に及ぼす接触剛性，接触減衰およびスライダ質量の影響

摩耗を防ぐには少なくとも平均接触圧力がディスクおよびスライダの降伏応力以下でなければならない．そこで，ガラスの引っ張り強さは約 40MPa なのでガラスの降伏応力を 40MPa と仮定し，これに各接触剛性条件における接触面積を掛け，摩耗限界接触力を求めると，前述の球面・円筒面・一様面圧面に対して，それぞれ 1.6 ， 18 ， 1800mN となる．ここでは接触力が接触面に均等にかかっていると仮定している．よって面圧分布が一様でない球面接触や円筒面接触，および片当りや面粗さによる局部接触においては局部的にも摩耗しない摩耗限界接触力はこの値よりもさらに小さくなる．

コンタクトスライダおよびディスクの摩耗を防ぐには，式 (2.4) で示した動的接触力の最大値 F_{max} が摩耗限界接触力を超えないことが必要である．そこで，前報で行なった最大跳躍高さの解析に対応させて，スライダ質量については， $m = 0.5, 2.0, 10\text{mg}$ の 3 水準に，接触剛性については， $k_c = 1.5 \times 10^5, 1.5 \times 10^6, 1.5 \times 10^7 \text{ N/m}$ の 3 水準に，接触減衰比については， $\zeta_c = 0.01, 0.1, 0.2$ の 3 水準に変化させ，うねり周波数と最大接触力 F_{max} との関係を解析した．

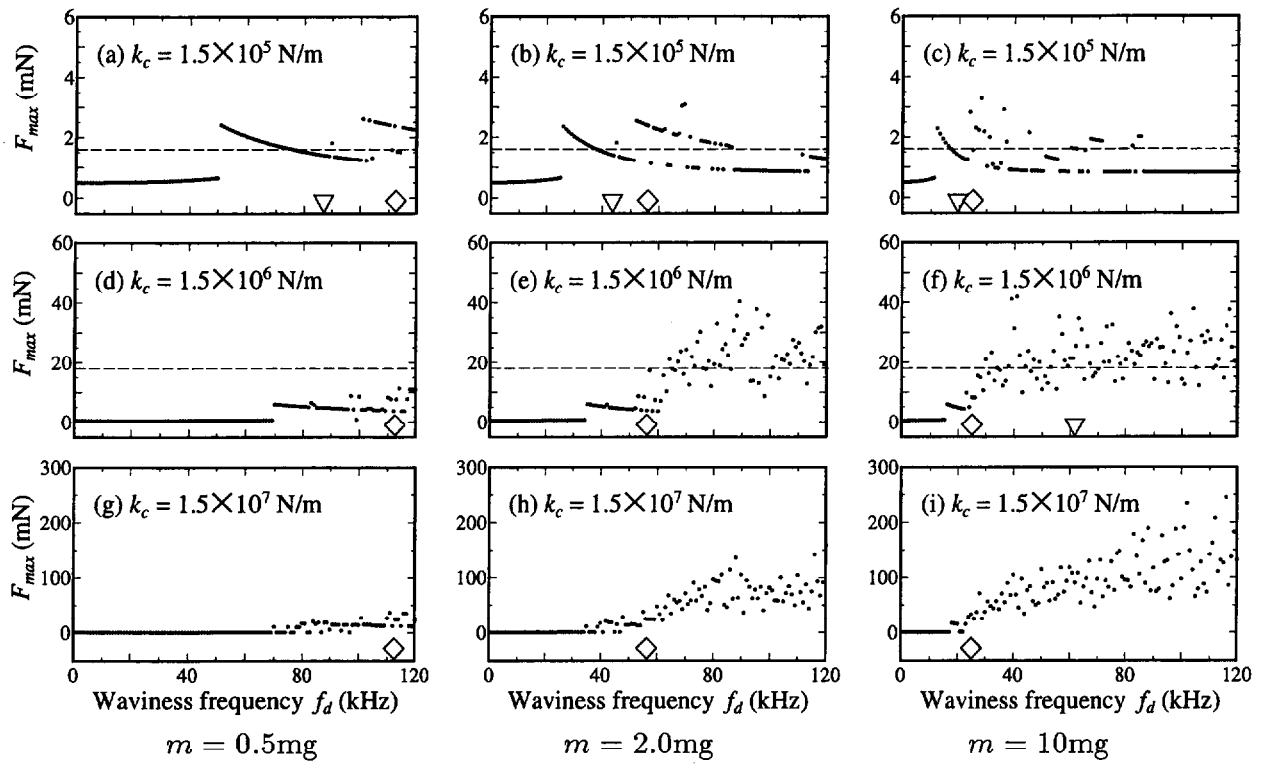


図 2.19: 準定常状態における最大接触力とうねり周波数の関係 ($\zeta_c = 0.01$, 1-120kHz)

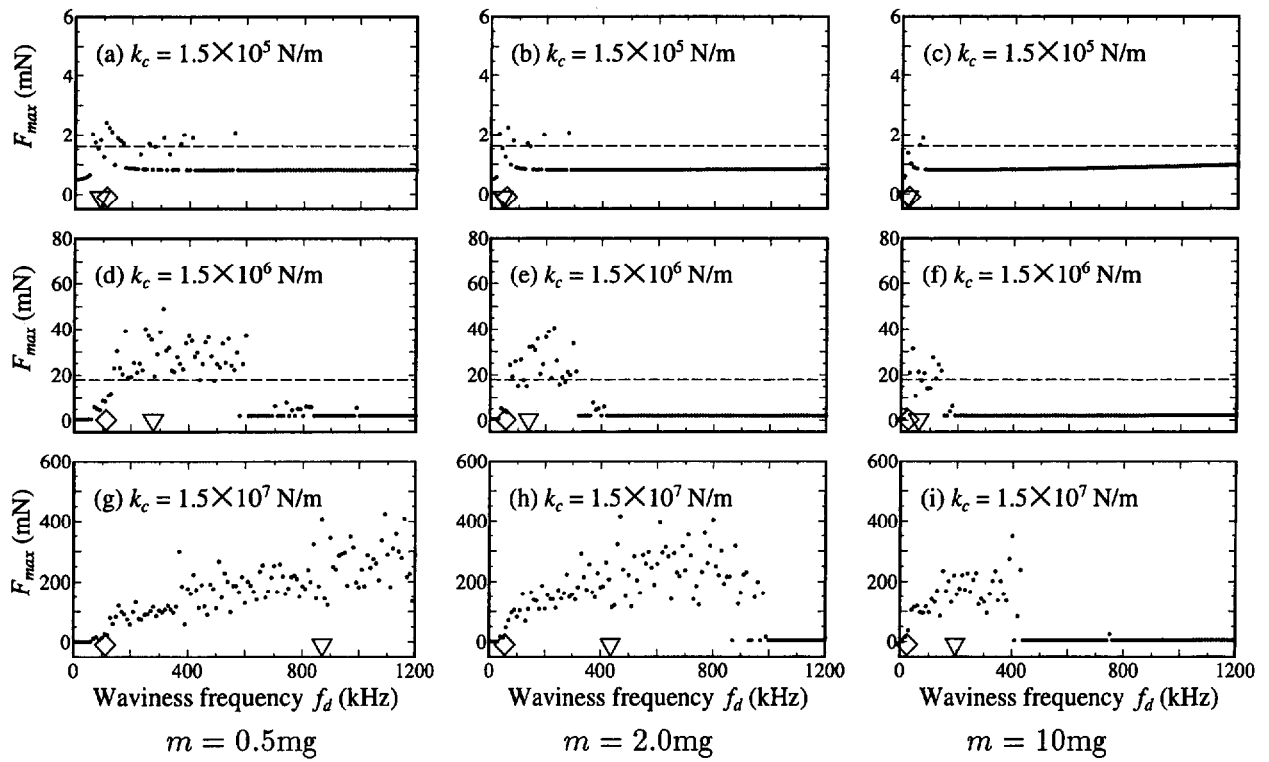


図 2.20: 準定常状態における最大接触力とうねり周波数の関係 ($\zeta_c = 0.01$, 10-1200kHz)

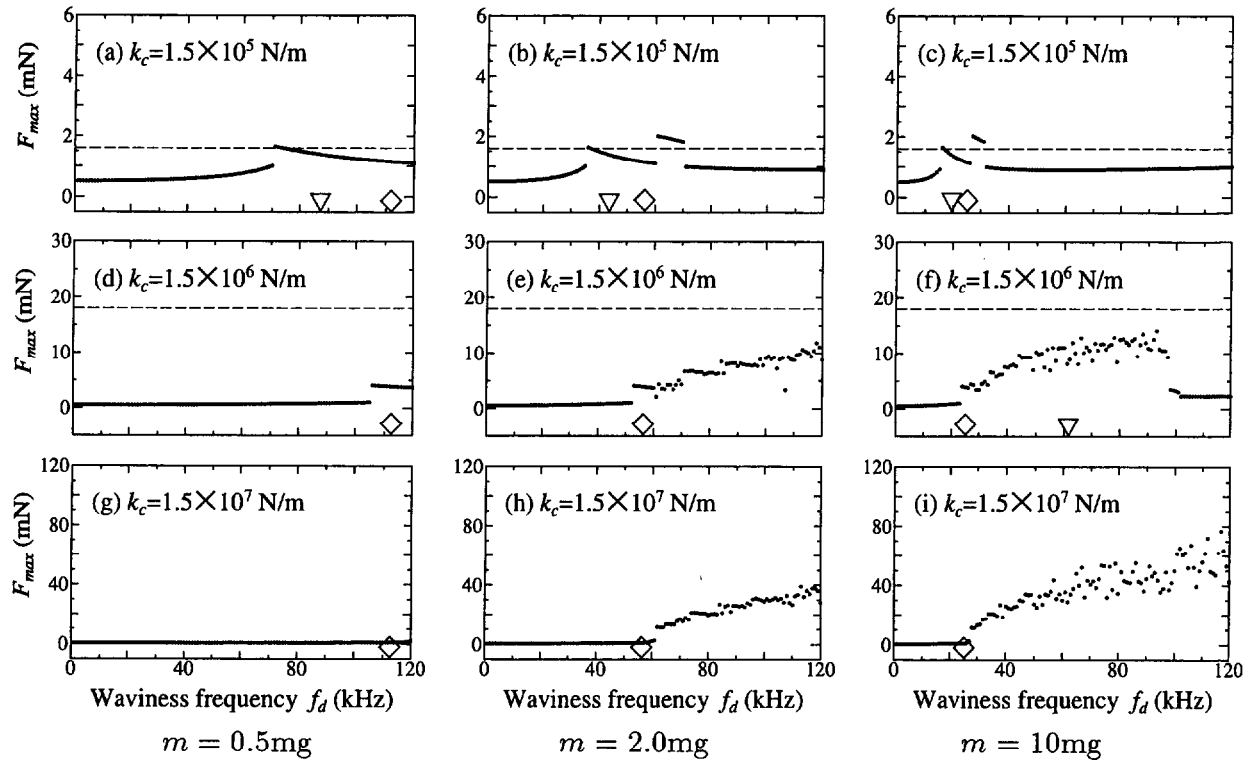


図 2.21: 準定常状態における最大接触力とうねり周波数の関係 ($\zeta_c = 0.1$, 1-120kHz)

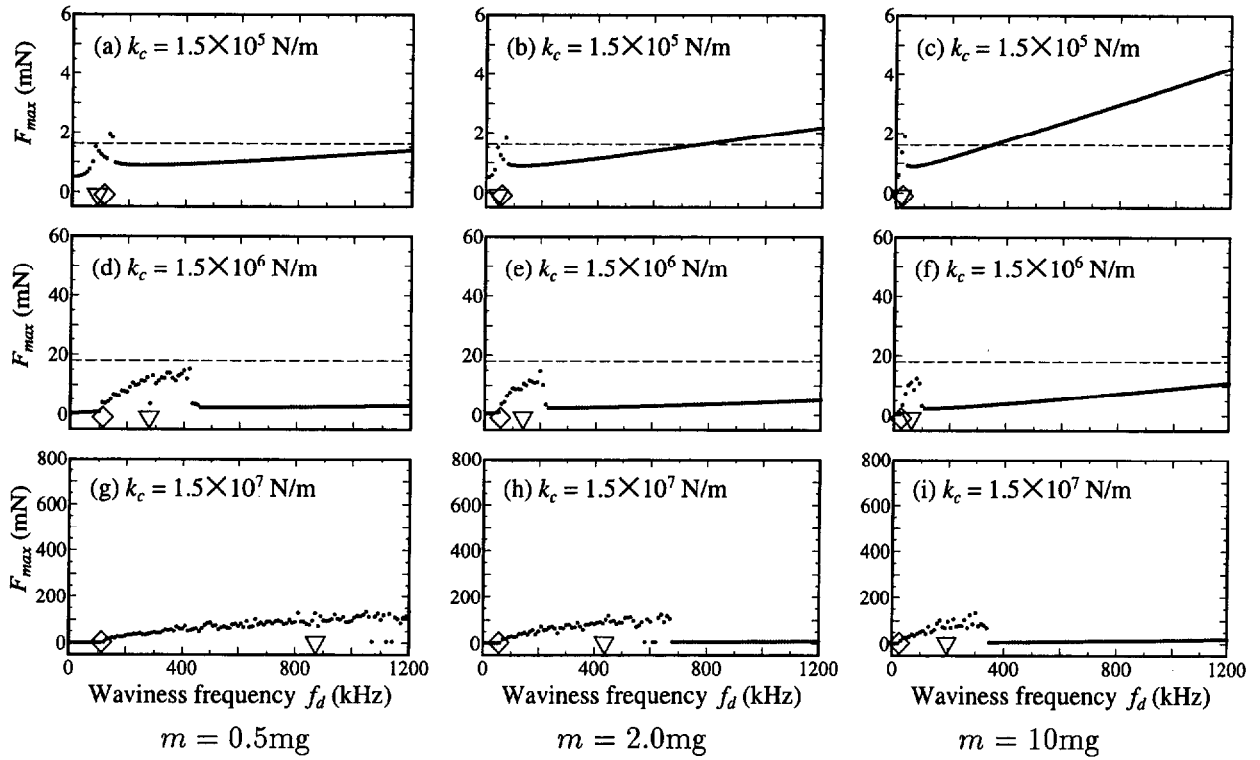


図 2.22: 準定常状態における最大接触力とうねり周波数の関係 ($\zeta_c = 0.1$, 10-1200kHz)

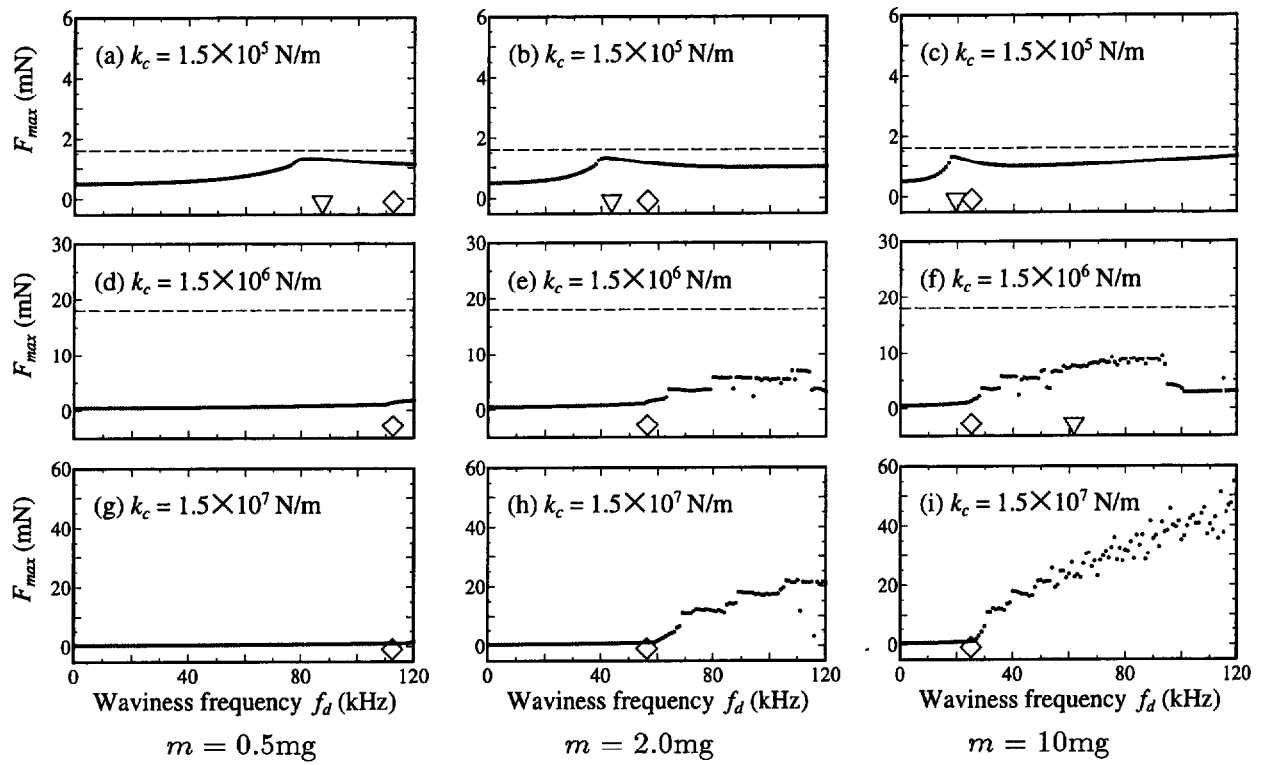


図 2.23: 準定常状態における最大接触力とうねり周波数の関係 ($\zeta_c = 0.2$, 1-120kHz)

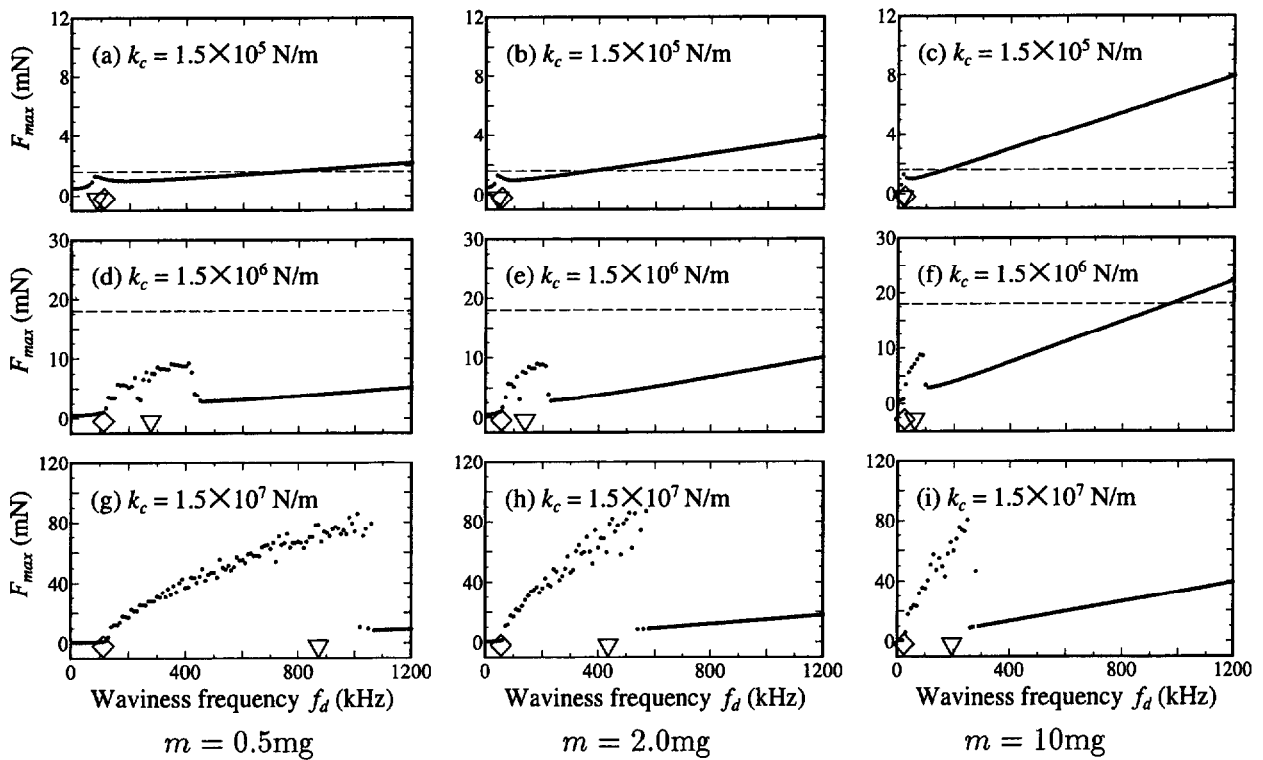


図 2.24: 準定常状態における最大接触力とうねり周波数の関係 ($\zeta_c = 0.2$, 10-1200kHz)

それらの解析結果を図 2.19 ~ 2.24 に示す。実際のディスク面のうねり振幅は周波数の 1 乗以上に逆比例して減少するが、図 2.19 ~ 2.24 は振幅 $A(f_d) = 2\text{nm}$ で一定としたときの結果である。図 2.19, 2.21, 2.23 は ζ_c を変えてうねり周波数 $f_d = 1 \sim 120\text{kHz}$ の範囲を 1kHz おきに解析したもので、図 2.20, 2.22, 2.24 は ζ_c を変えてうねり周波数 $f_d = 10 \sim 1200\text{kHz}$ の範囲を 10kHz おきに解析したものである。それぞれの図において、(a) (b) (c) が接触剛性 $k_c = 1.5 \times 10^5 \text{N/m}$ 、(d) (e) (f) が $k_c = 1.5 \times 10^6 \text{N/m}$ 、(g) (h) (i) が $k_c = 1.5 \times 10^7 \text{N/m}$ である。また、(a) (d) (g) がスライダ質量 $m = 0.5\text{mg}$ 、(b) (e) (h) が $m = 2.0\text{mg}$ 、(c) (f) (i) が $m = 10\text{mg}$ である。そして、第 2.3.2 節において跳躍振動現象を支配するパラメータとして定めた接触共振点 $f_r(= (1/2\pi)\sqrt{k_c/m})$ および臨界周波数 $f_c(= (1/2\pi)\sqrt{F/mA})$ を図 2.19 ~ 2.24 にそれぞれ▽印および◇印で示す。また、摩耗限界接触力をこれらの図に点線で示す。図に点線が示されていない場合は摩耗限界接触力が、最大表示値より大きい状態を示す。特に接触剛性 $k_c = 1.5 \times 10^7 \text{N/m}$ のときの摩耗限界接触力は最大表示値の約 3 ~ 30 倍と大きく、図 2.19 ~ 2.24(g) ~ (i) のすべての図で表示範囲外となっている。

これらの図において最大接触力の周波数特性は接触共振特性および衝突振動特性に対応しており、これは跳躍によって接触力が大きくなっていることを示している。しかし、図 2.22, 2.24 に示すように、 ζ_c が 0.1 以上の場合には接触共振点を越え高周波域になると、うねり振幅 $A(f_d) = 2\text{nm}$ で一定としているため接触減衰による反力が大きくなり、スライダの振動は小さく抑えられているにも関わらず、最大接触力は右上がりとなる。

図 2.19 ~ 2.24 から、うねり振幅 $A(f_d)$ をうねり周波数 f_d に対し一定で臨界周波数 f_c が存在するときには次のことがいえる。

接触剛性が $k_c = 1.5 \times 10^5 \text{N/m}$ と低いと最大接触力の値は小さいが、接触面積が小さいので摩耗限界接触力も小さくなり、結局うねり周波数が接触共振点付近になると、接触減衰比が $\zeta_c = 0.1$ 以下のときには最大接触力が摩耗限界接触力を越えてしまう。

一方、接触剛性が $k_c = 1.5 \times 10^6 \text{N/m}$ 以上になると、うねり周波数が臨界周波数を越えたあたりからの著しい跳躍により、最大接触力が大きくなる。このため、 $k_c = 1.5 \times 10^6 \text{N/m}$ の場合、接触減衰比が $\zeta_c = 0.01$ のとき最大接触力が摩耗限界接触力を越えてしまう。しかし、 $k_c = 1.5 \times 10^7 \text{N/m}$ の場合、接触面積が $k_c = 1.5 \times 10^6 \text{N/m}$ の場合に比べて 100 倍と大きく、摩耗限界接触力も 100 倍になるため、すべての接触減衰比、スライダ質量の状態でも最大接触力は摩耗限界接触力を下回っている。

本研究で解析した範囲 ($0.01 \leq \zeta_c \leq 0.2$) での、接触力に対する接触減衰の影響は、うねり周波数が低い領域では接触減衰比が大きい方が接触力が小さくなった。しかし高周波領域になると、うねり振幅を $A(f_d) = 2\text{nm}$ と一定にしているため、ディスク面速度が大きく

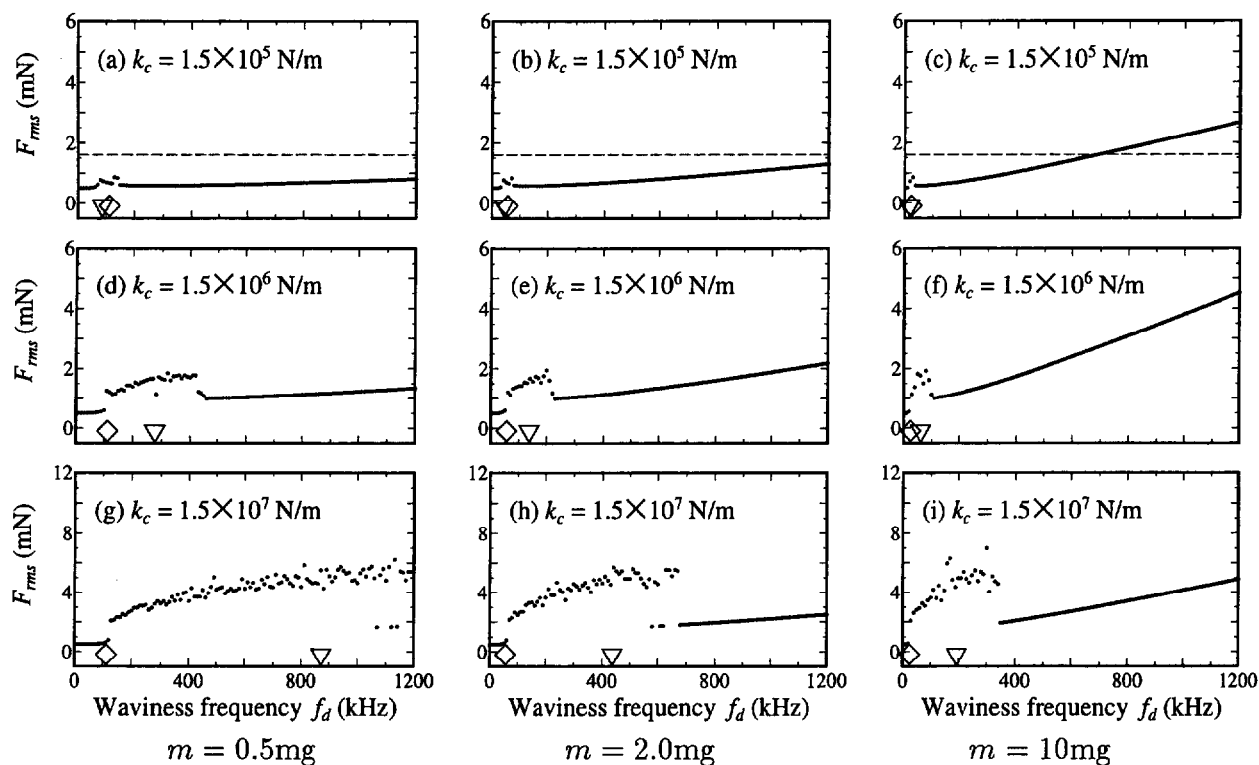


図 2.25: 準定常状態における接触力の RMS 値とうねり周波数の関係 ($\zeta_c = 0.1$, 10-1200kHz)

減衰力による接触力が大きくなった。実際のディスク面は、一般に周波数の 1 乗以上に逆比例して振幅成分が小さくなるので、高周波領域において減衰力が接触力の大部分を占めることはないと考えられる。よって、今回解析した範囲においては、減衰は大きいほうがよいと考えられる。高周波における振幅が小さい場合については第 2.4.2 節で考察する。

接触力に対するスライダ質量の影響としては次のことがいえる。スライダ質量の最大接触力のピーク値に対する影響力は小さい。しかし、スライダ質量が大きいと最大接触力のピークが低周波側に移り、実際のディスク面では低い周波数ほど振幅が大きくなるので、質量は小さいほうがよいと考えられる。

また、最大接触力が摩耗限界接触力を超えないときには、常に接触しているよりも、跳躍し間欠的に接触している方が摩耗量が少ないとも考えられるので、接触力の rms 値についても解析した。その結果を全て示すことはできないので、図 2.22 に対応した結果を図 2.25 に示す。

接触力の rms 値はうねり周波数が低く、かつめり込んで振動しているときには静的なスライダ押付力 ($F = 0.5\text{mN}$) にほぼ等しく、跳躍するとその値は大きくなるが最大接触力のときに比べるとその割合は小さくなっている。しかし跳躍している方が rms 値が大きくなっていることに変わりはなく、跳躍している方が摩耗量が少なくなるという可能性はないと考えられる。

2.4.2 うねり振幅が周波数の二乗に逆比例する場合

実際のディスク面は高周波領域の振幅成分は小さい。そこで第 2.3.5 節と同様にうねり振幅が周波数の 2 乗に逆比例する場合のうねり周波数と最大接触力の関係に及ぼす接触剛性、接触減衰およびディスク面振幅の影響を解析した。スライダ質量 $m = 0.5\text{mg}$ とし、うねり振幅 $A(f_d)$ が式 (2.18) で表される周波数特性をもつとき、うねり周波数と最大接触力との関係を $f_d = 10 \sim 1200\text{kHz}$ の範囲で調べてみた。基準うねり振幅(基準うねり周波数 $f_{d0} = 100\text{kHz}$ におけるうねり振幅)については $B = 2, 0.2, 0.02\text{nm}$ の場合の 3 水準で、また接触剛性および接触減衰は前節までと同様の 3 水準に変化させた。いずれの場合も、全周波数領域でディスク面の下向きの最大加速度が押付力によるスライダの下向きの加速度を越えることはなく、臨界周波数 f_c は無限大と考えることができる。解析結果の代表例を図 2.26 に示す。図 2.26(a)~(j) は図 2.18(a)~(j) に対応している。図中、それぞれの状態における接触共振点 f_r を▽印で示し、摩耗限界接触力 F_{al} を点線で示す。図示していないが $k_c = 1.5 \times 10^6\text{N/m}$ の場合については、およそ $k_c = 1.5 \times 10^5\text{N/m}$ と $k_c = 1.5 \times 10^7\text{N/m}$ の中間の性質を示していた。

これらの図から、うねり振幅をうねり周波数の 2 乗に逆比例させ、高周波領域におけるうねり振幅を小さくすると、高周波領域における減衰力の影響はほとんどなくなり、全周波数領域において最大接触力とスライダ跳躍高さ(相対変位)がほぼ完全に対応していることがわかった。

図 2.26 より、うねり振幅がうねり周波数の 2 乗に逆比例し、臨界周波数が無限大で存在しないとき、次のことがいえる。 $B = 2\text{nm}$ (うねり周波数 $f_d = 100\text{kHz}$ において $A = 2\text{nm}$) の場合、接触剛性 $k_c = 1.5 \times 10^5\text{N/m}$ と低いと、共振点近傍におけるうねり振幅が $A(f_d) = 2\text{nm}$ と一定にしたときよりも大きく、最大接触力も大きくなり、接触減衰比 $\zeta_c = 0.2$ としても共振点における最大接触力が摩耗限界接触力を越えてしまう。接触剛性 $k_c = 1.5 \times 10^6\text{N/m}$ 以上になると、接触減衰比 $\zeta_c = 0.1$ 以上あれば、最大接触力のピーク値が摩耗限界接触力を越えることはない。

$B = 0.2\text{nm}$ とすると、すべての状態で最大接触力が摩耗限界接触力を越えなくなる。さらにうねり振幅を $1/10$ にして、 $B = 0.02\text{nm}$ とすると完全接触追従するようになるため、接触共振点 f_r 近傍を除き、最大接触力は静的押し込み荷重 $F = 0.5\text{mN}$ にほぼ等しくなっている。

第 2.3.5 節における追従性の解析結果も含め、上記の結果から追従性および摩耗耐久性の両面からスライダの最適設計指針を考察すると、次のことがいえる。ディスク面のうねり振幅がうねり周波数の 2 乗に逆比例せず、臨界周波数が存在するときには、接触剛性を低

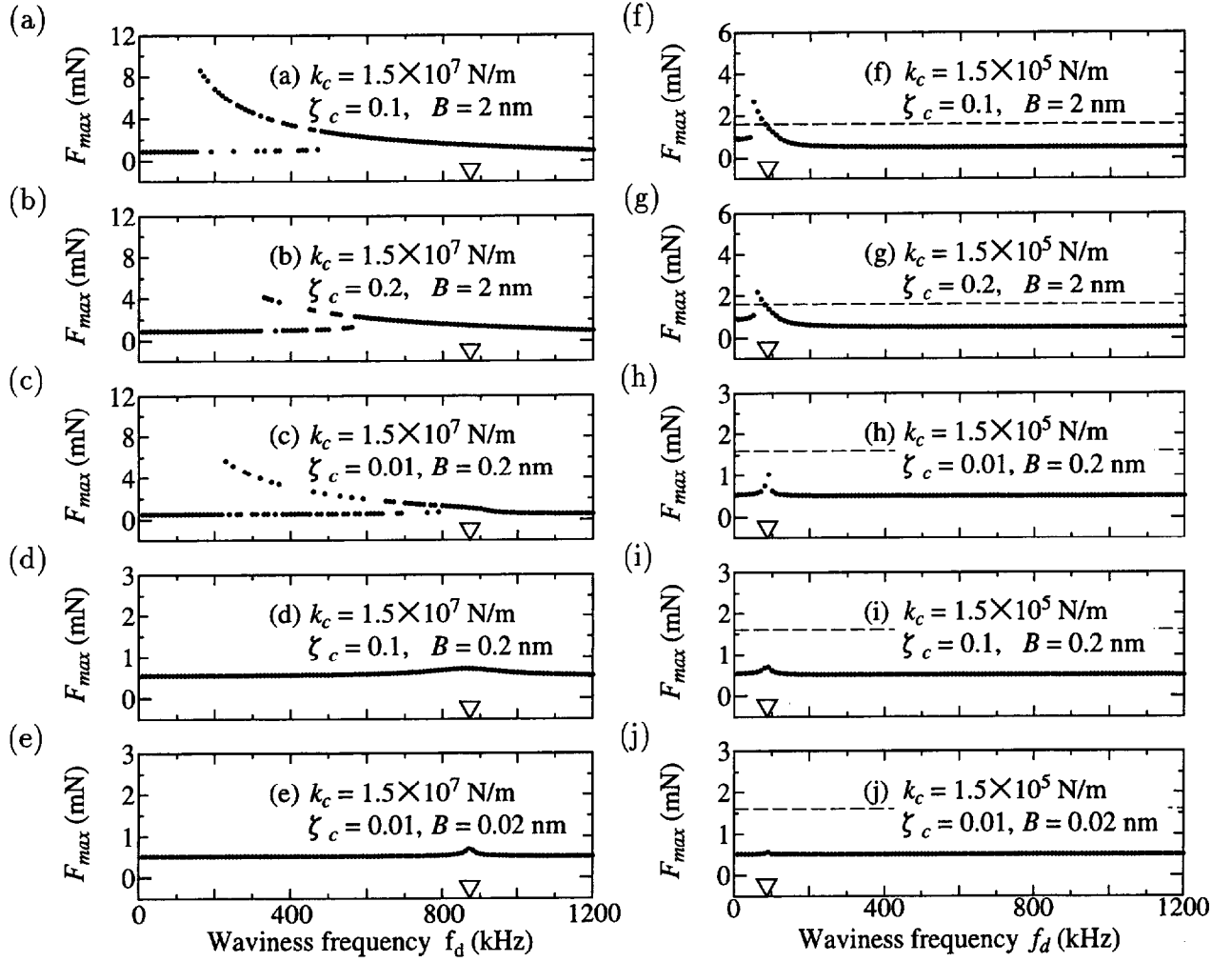


図 2.26: うねり振幅が周波数の二乗に逆比例するときの最大接触力とうねり周波数との関係 ($m = 0.5\text{mg}$)

くして接触共振点を臨界周波数以下にすることにより高周波領域での跳躍を避ける．さらに，接触剛性を低くすると摩耗耐久性への余裕度が小さくなるので，スライダ質量を小さくして接触共振点を高め，共振点におけるうねり振幅を小さくし，かつ減衰を大きくして共振点における最大接触力が摩耗限界接触力を下回るようにする．一方，ディスク面のうねり振幅が小さく，かつうねり周波数の2乗に逆比例して減少し，臨界周波数が存在しないようにできるときには，うねり振幅を十分小さく ($B = 0.2\text{nm}$)，接触減衰比を $\zeta_c=0.1$ にできれば接触剛性の値の如何に係わらず，追従性と摩耗耐久性を満たす設計が可能である．ただし，接触剛性の低い方が追従性に対する余裕度が増し，接触剛性を高くすると摩耗耐久性の余裕度が増す傾向にある．

2.5 スライダの跳躍振動に関する理論的考察

本節では，前節までの数値シミュレーション結果を理論的に考察する．

2.5.1 跳躍振動する周波数領域

図 2.9(a) において，スライダが跳躍する周波数領域はこれまで数値シミュレーションによって調べていたが，本節ではこれを理論的に考察する．

スライダがディスク面から離れる条件は

$$z - z_d > 0 \quad (2.19)$$

である．図 2.1 に示したコンタクトスライダの振動系は非接触時と接触時で剛性が大きく異なる非線形系であるため，理論的にスライダの応答を求めることができない．しかし，スライダが常にディスク面に接触していると仮定すると系は接触時のみの線形系となりスライダの応答を理論的に求めることができるようになる．そして，スライダ支持機構の剛性は接触剛性に比べて 10^4 分の 1 以下と極めて小さく，減衰も $\zeta=0.002$ とほぼ 0 なので支持機構の剛性と減衰を無視して理論的に求めたスライダのディスク面に対する相対振動は次式のように求まる．

$$z(t) - z_d(t) = \{A_s(f_d)\} \sin(2\pi f_d t + \phi) - \delta \quad (2.20)$$

ここで ϕ はスライダ振動のディスク面変位との位相差であり， δ は静的な押し込み量で

$$\delta = \frac{F}{k_c} \quad (2.21)$$

で与えられる。また $A_s(f_d)$ はスライダのディスク面に対する相対振動の振動振幅で

$$A_s(f_d) = H_s(f_d) \cdot A(f_d) \quad (2.22)$$

$$H_s(f_d) = \frac{\left(\frac{f_d}{f_r}\right)^2}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{f_d}{f_r}\right)^2\right)^2 + \left(2\zeta_c \frac{f_d}{f_r}\right)^2}} \quad (2.23)$$

と表される。

スライダがディスク面から離れる条件は、スライダのディスク面に対する相対振動の振幅が静的押し込み量よりも大きいことであると考えることができる。すなわち

$$A_s(f_d) = \frac{\left(\frac{f_d}{f_r}\right)^2 \{A(f_d)\}}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{f_d}{f_r}\right)^2\right)^2 + \left(2\zeta_c \frac{f_d}{f_r}\right)^2}} > \delta = \frac{F}{k_c} \quad (2.24)$$

が満たされる f_d の領域で理論的にスライダは跳躍するといえる。

比較に用いる数値シミュレーションにおいてはうねり振幅をうねり周波数に対して $A(f_d) = 2\text{nm}$ と一定にしているため、ここでも $A(f_d)$ は一定とし、 $A(f_d) = A$ と簡単に表現する。そして式(2.24)を f_d について解いてスライダがディスク面から離れて跳躍振動する周波数領域を求めると以下ようになる。

・接触剛性が小さく $\delta > A$ となるとき、

$$f_c < f_d < f'_c \quad (2.25)$$

ここで跳躍する周波数領域の下限值 f_c と上限値 f'_c はそれぞれ

$$f_c = f_r \sqrt{\frac{-(1 - 2\zeta_c^2)\delta^2 + \sqrt{(1 - 2\zeta_c^2)^2\delta^4 + (A^2 - \delta^2)\delta^2}}{A^2 - \delta^2}} \quad (2.26)$$

$$f'_c = f_r \sqrt{\frac{-(1 - 2\zeta_c^2)\delta^2 - \sqrt{(1 - 2\zeta_c^2)^2\delta^4 + (A^2 - \delta^2)\delta^2}}{A^2 - \delta^2}} \quad (2.27)$$

である。

・接触剛性が大きく $\delta \leq A$ となるとき、

$$f_c < f_d \quad (2.28)$$

ここで跳躍する周波数領域の下限值 f_c は

$$f_c = \begin{cases} f_r \sqrt{\frac{-(1 - 2\zeta_c^2)\delta^2 + \sqrt{(1 - 2\zeta_c^2)^2\delta^4 + (A^2 - \delta^2)\delta^2}}{A^2 - \delta^2}} & (\delta < A) \\ f_r \sqrt{\frac{1}{2(1 - 2\zeta_c^2)}} & (\delta = A) \end{cases} \quad (2.29)$$

となる．なお跳躍する周波数領域の上限値はこの場合には存在せず，理論的には f_c 以上の周波数領域全域でスライダは跳躍振動する．

以後ここで求めた f_c , f'_c を臨界周波数と呼ぶ．

第2.3.2節において，スライダが衝突現象的な著しい跳躍を開始する周波数を，ディスク面を剛体と仮定しディスク面とスライダの加速度の大小関係に注目して，ディスク面の下向きの最大加速度がスライダ荷重によるスライダの下向きの加速度と等しくなる周波数として以下のように求めた．

$$\begin{aligned}(2\pi f_{cl})^2 A &= \frac{F}{m} \\ f_{cl} &= \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{F}{mA}}\end{aligned}\tag{2.30}$$

一方，式(2.29)において k_c を無限大として δ の1次以上の項を無視し， $f_r = (1/2\pi)\sqrt{k_c/m}$ および $\delta = F/k_c$ の関係を代入すると f_{cl} と f_c は等しくなる．したがって以後 f_{cl} を接触剛性が無限大のときの臨界周波数ということから極限臨界周波数と呼ぶ．なお， $f_r < f_{cl}$ であることは $A < \delta$ であることと同値である．すなわち，スライダの振動を抑えるために非線形共振現象的な振動にするには，接触共振周波数 f_r を極限臨界周波数 f_{cl} より小さくする，ないしはうねり振幅 A を静的押し込み量 δ より小さくすればよいといえる．

2.5.2 臨界周波数と数値シミュレーションとの比較

図2.27, 2.28に最大跳躍高さ z_{max} とうねり周波数との関係を示す．図2.27が接触減衰比 $\zeta_c=0.01$ の場合の解析結果で，図2.28が接触減衰比 $\zeta_c=0.1$ の場合の解析結果である．どちらの図もうねり周波数 f_d を10~1200kHzまで10kHzおきに变化させている．また横の並びが同じ接触剛性 k_c を表し(a), (b), (c)が $k_c = 1.5 \times 10^5 \text{N/m}$, (d), (e), (f)が $k_c = 1.5 \times 10^6 \text{N/m}$, (g), (h), (i)が $k_c = 1.5 \times 10^7 \text{N/m}$ であり，縦の並びが同じスライダ質量 m を表し(a), (d), (g)が $m = 0.5 \text{mg}$, (b), (e), (h)が $m = 2.0 \text{mg}$, (c), (f), (i)が $m = 10.0 \text{mg}$ である．そして各図中に，それぞれのパラメータから決まる接触共振点 $f_r (= (1/2\pi)\sqrt{k_c/m})$ を▽印で，極限臨界周波数 $f_{cl} (= (1/2\pi)\sqrt{F/mA})$ を▲印で，臨界周波数 f_c, f'_c を◇印で示す．スライダ荷重 F は0.5mN，うねり振幅 $A(f_d)$ は2nmと一定にしているので，接触剛性 $k_c = 1.5 \times 10^5 \text{N/m}$ の場合には静的押し込み量 $\delta=3.3 \text{nm}$ となり，うねり振幅よりも静的押し込み量の方が大きくなるため臨界周波数は式(2.26), (2.27)から f_c, f'_c の2つ存在する．一方接触剛性 $k_c = 1.5 \times 10^6 \text{N/m}$, および $k_c=1.5 \times 10^7 \text{N/m}$ の場合には静的押し込み量 δ はそれぞれ0.33nm, 0.033nmとうねり振幅 A よりも小さくなるため臨界周波数は式(2.29)から f_c

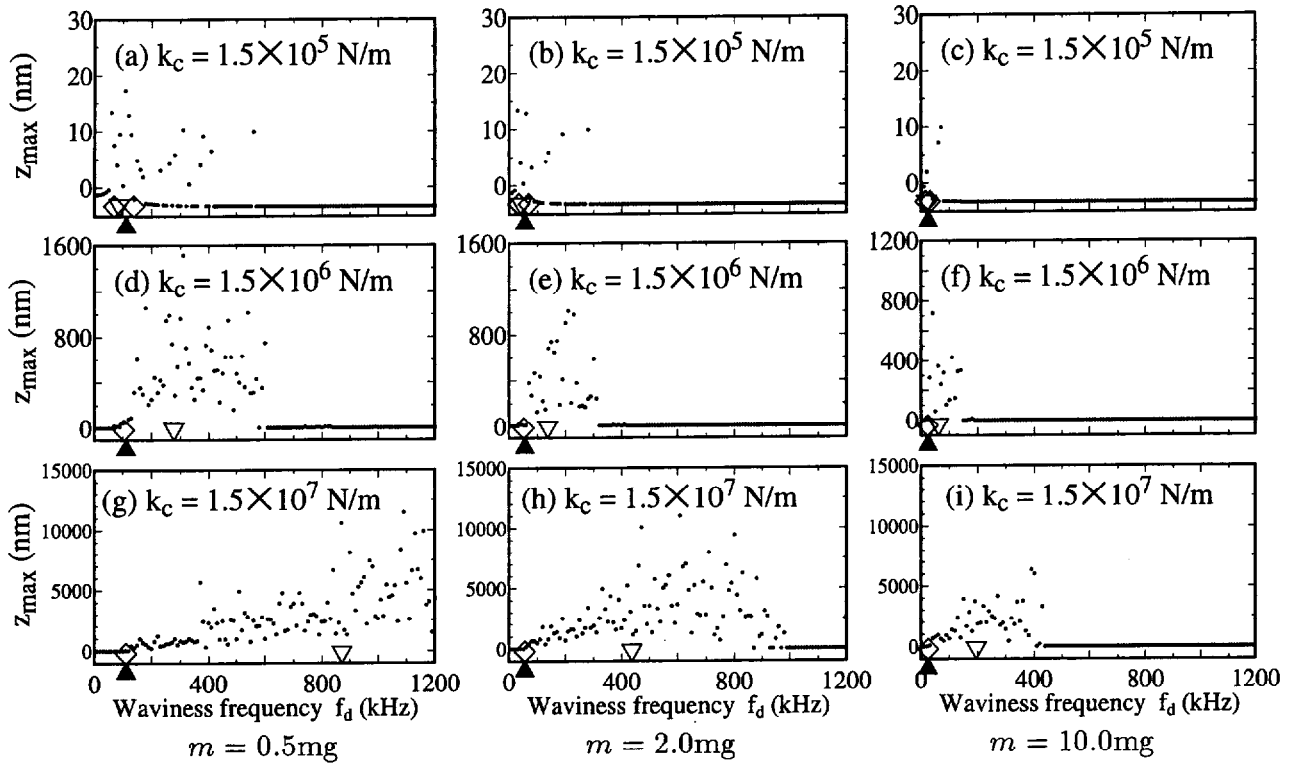


図 2.27: 最大跳躍高さとうねり周波数との関係 ($\zeta_c = 0.01$, $A(f_d) = 2.0$ nm)

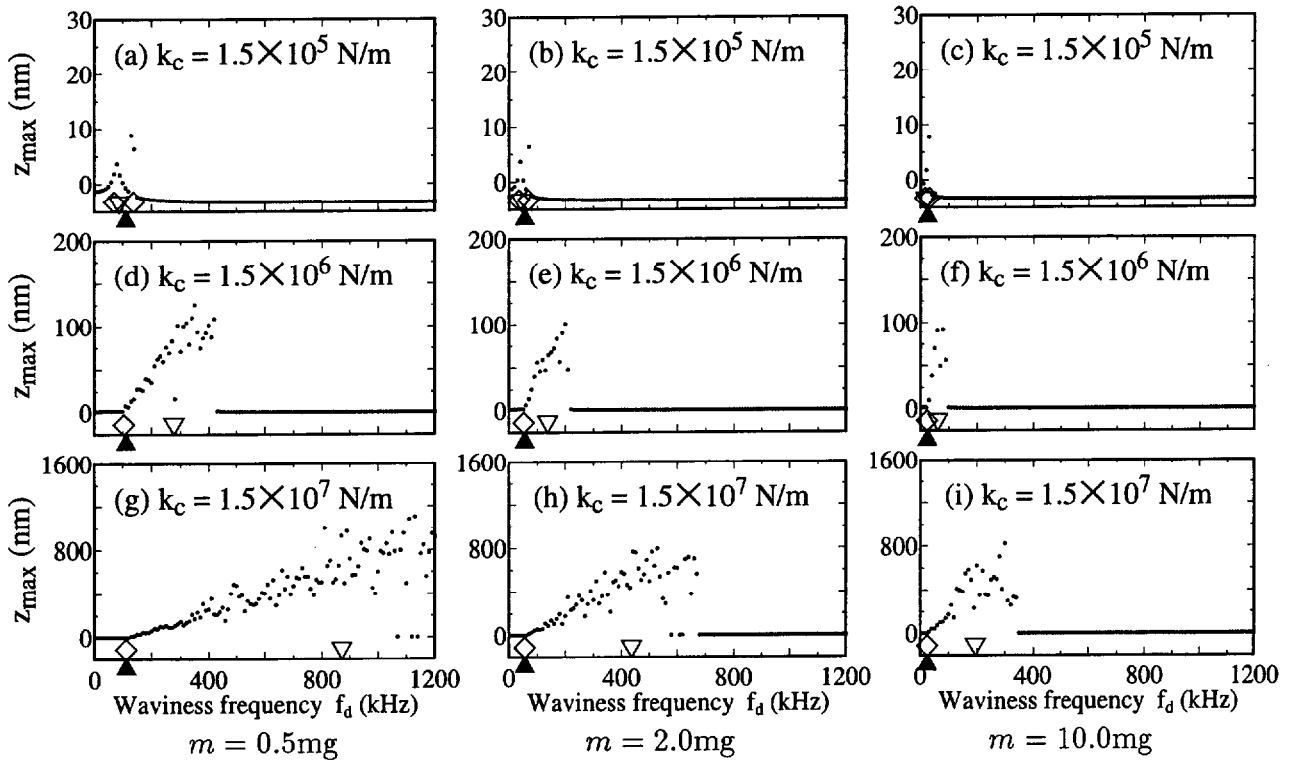


図 2.28: 最大跳躍高さとうねり周波数との関係 ($\zeta_c = 0.1$, $A(f_d) = 2.0$ nm)

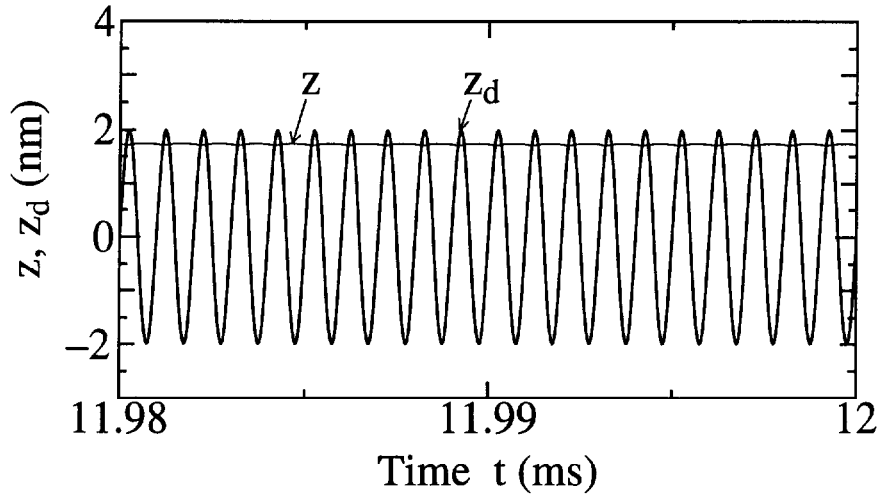


図 2.29: 高周波数領域におけるスライダ振動およびディスク面変位の時刻歴応答 ($k_c = 1.5 \times 10^7$ N/m, $\zeta_c = 0.1$, $m = 2.0$ mg, $f_d = 1000$ kHz)

の1つとなる。

図 2.28 より、接触減衰比 $\zeta_c=0.1$ の場合には臨界周波数 f_c, f'_c がスライダの跳躍する周波数領域と良く一致していることがわかる。図 2.27, 2.28 の (d), (e), (f), (h), (i) の各図において高周波数領域でスライダの跳躍振動がおきまり、追従しているように見える。しかし、一例として $k_c = 1.5 \times 10^7$ N/m, $\zeta_c = 0.1$, $m = 2.0$ (図 2.28(h)) における $f_d=1000$ kHz のときのスライダおよびディスク面の時刻歴応答を図 2.29 に示すように、それはスライダはその慣性力によってほとんど振動しないが、ディスク面とは間欠的に接触している状態である。

一方、図 2.27 の接触減衰比 $\zeta_c=0.01$ の場合では、接触剛性 $k_c=1.5 \times 10^5$ N/m のときが顕著であるが、臨界周波数によって表された理論的に跳躍振動する周波数領域からはずれた領域でもスライダは跳躍振動している。これは、数値シミュレーションにおいては初期高さ 10nm という外乱があり、減衰が小さいためにこの影響が消えないで残っているためと考えられる。したがって、前節で求めた跳躍する周波数領域は跳躍振動に対して必要条件ではなく十分条件であることがわかる。

また、接触剛性 $k_c = 1.5 \times 10^6, 1.5 \times 10^7$ N/m の場合には臨界周波数 f_c と極限臨界周波数 f_{cl} がほぼ一致している。これは接触剛性が十分大きいためで、この場合には極限臨界周波数 f_{cl} でも十分な精度で跳躍する周波数領域を予測することができるといえる。

2.6 完全接触追従条件

本節では、前節における跳躍する周波数領域を求めた方法と同様にして、逆の条件を考えることにより完全接触追従条件を導き、数値シミュレーションによりその妥当性を検証する。

2.6.1 完全接触追従するための必要条件

スライダが接触追従する条件は

$$z - z_d < 0 \quad (2.31)$$

である。そして第2.5.1節と同様にしてスライダの完全接触追従する条件を求める。本章における完全接触追従とは、ある設計パラメータのもとでスライダが全周波数領域にわたり跳躍しないことである。

スライダが完全接触追従するためには全周波数領域でスライダの応答振幅 $A_s(f_d)$ が静的押し込み量 δ を下回っていなければならない。すなわち式(2.24)より、次式が常に成立していなければならない。

$$A_s(f_d) = \frac{A(f_d) \cdot \left(\frac{f_d}{f_r}\right)^2}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{f_d}{f_r}\right)^2\right)^2 + \left(2\zeta_c \frac{f_d}{f_r}\right)^2}} < \delta = \frac{F}{k_c} \quad (2.32)$$

ここでうねり振幅 $A(f_d)$ の周波数特性を次式のように定める。

$$A(f_d) = \{A(f_r)\} \left(\frac{f_r}{f_d}\right)^\beta \quad (2.33)$$

ここで $A(f_r)$ は接触共振点 f_r におけるうねり振幅であり、うねり振幅はうねり周波数の β 乗に逆比例することになる。式(2.32)が全周波数領域で成り立つことは δ が周波数に依存していないので、 $A_s(f_d)$ の最大値が δ よりも小さいということと等価である。これを踏まえて式(2.33)を式(2.32)に代入し、完全接触追従条件を求めると以下ようになる。

・ $0 \leq \beta \leq 2$ のときスライダ応答振幅 $A_s(f_d)$ の最大値 A_{smax} は接触共振点近傍で生じ、完全接触追従条件は次式となる。

$$A_{smax} \doteq \frac{A(f_r)}{2\zeta_c} < \delta \quad (2.34)$$

式(2.34)より完全接触追従には接触共振点におけるうねり振幅と静的押し込み量の大小関係が重要であるといえる。

・ $\beta < 0$ の場合には、 $A_s(f_d)$ は $f_d \rightarrow \infty$ で発散し、また $\beta > 2$ の場合には $f_d = 0$ で発散してしまうためこれらの場合には最大値は無限大となり完全接触追従は為し得ない。

実際のディスク面においては $0 \leq \beta \leq 2$ の範囲に収まっていると考えられるので以後は $0 \leq \beta \leq 2$ の範囲で議論する．なお，ここで求めた条件は，前節で求めた跳躍する条件と裏の関係になるため，完全接触追従に対する必要条件と考えることができる．

2.6.2 完全接触追従条件と数値シミュレーション結果との比較

本節では理論的に求めた完全接触追従条件の妥当性を数値シミュレーションと比較することにより調べる．

比較のための解析に用いたパラメータはスライダ質量 $m=0.5\text{mg}$ ，接触剛性 $k_c=1.5 \times 10^5 \text{ N/m}$ ，接触減衰比 $\zeta_c = 0.1$ である．また $\beta=0$ とし，うねり振幅は周波数に対し $A(f_d) = A$ と一定とした．式(2.34)を用いて完全接触追従に必要なうねり振幅を求めると $A(f_r) = 0.66 \text{ nm}$ となる．うねり振幅を $A=0.6, 0.7, 0.9\text{nm}$ の3水準に変化させてシミュレーションを行った結果を図2.30に示す．図2.30では理解しやすくするため最大跳躍量ではなくスライダのディスク面に対する相対変位 (スペーシング $h(=z - z_d)$) の最大値 h_{max} を示している．図中の破線は $h_{max}=0\text{nm}$ を示しており， h_{max} が負であることはスライダがディスク面にめりこんだまま振動し，ディスク面から離れないことを意味する．図2.30より， $A=0.6\text{nm}$ のときは完全接触追従し， $A=0.7\text{nm}$ 以上では共振周波数近傍で跳躍している．また $A=0.9\text{nm}$ 以上では Soft spring 非線形系に特徴的なジャンプ現象がみられる．したがって調和うねり面における完全接触追従条件は 10nm 程度の初期外乱を含む非線形系のコンタクトスライダの完全接触追従条件とほぼ一致することが確認されたといえる．

一定の振幅 A を有する調和うねりに対する以上の結果から，多くの周波数成分を有するランダムディスク面に対してスライダを完全接触追従させるためには接触剛性を小さくしてすべての周波数成分に対して $A < \delta$ ないし $f_r < f_d$ が成り立つようにし，且つすべてのうねり成分による応答振幅に対して式(2.34)が成り立つようにすればよいことが予想される．

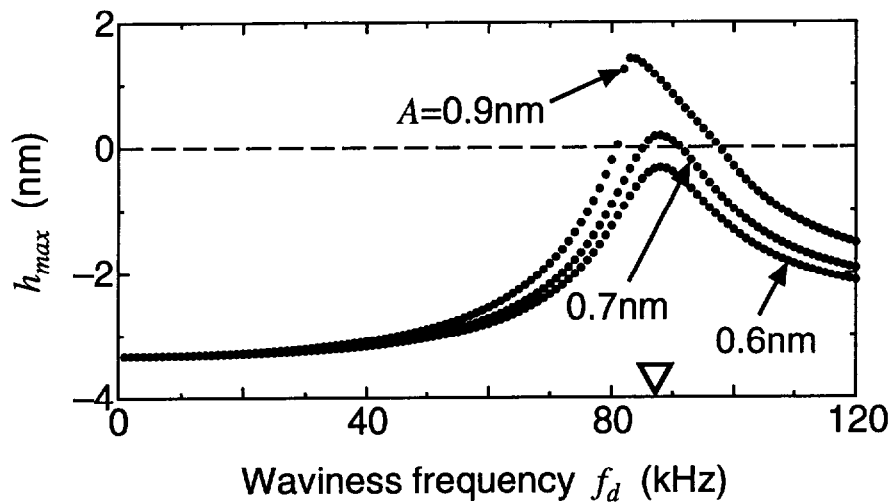


図 2.30: 最大スペーシングとうねり周波数との関係

2.7 摩耗耐久性条件

本節では、完全接触追従性と並んでコンタクトスライダの重要な要素である、摩耗耐久性について許容接触力の概念から摩耗耐久性条件を導く。

2.7.1 接触剛性および許容接触力と接触面積との関係

摩耗耐久性は接触面積と密接な関係があり、接触剛性も接触面積に依存している。そこで、摩耗耐久性を計る指標として許容接触力の概念を導入し、許容接触力と接触面積との関係および接触剛性と接触面積との関係を導く。

図 2.31 にスライダの接触パッドのモデル図を示す。図 2.31 に示すように、スライダの接触パッドは面積 S の正方形で、かつ一様面圧でディスク面に接触していると仮定する。そしてパッド中心部の押し込み量を δ とする。また接触領域の形状は荷重によって変化しないと仮定する。実際のディスク面には微小な粗さがありスライダとディスク面の接触は、まずこの粗さの突起の頂上からはじまるが突起自体の変形量よりもディスク面全体の変形量のほうが支配的と考えられるため、接触パッド面全体で一様面圧と仮定しても実際と大きく異なることはないと考えられる。

面圧分布が既知なので、無限平面に集中力が働いたときの変位分布(グリーン関数)を接触領域内で重ね合わせるによりディスクの変形量を解くことができる⁽⁴¹⁾。スライダ荷

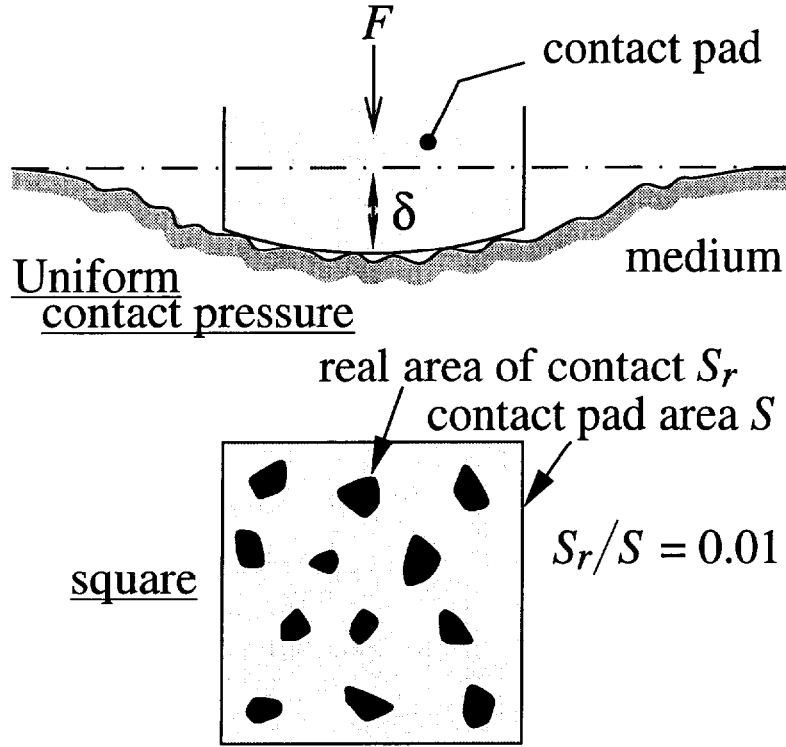


図 2.31: 接触パッドモデル

重を F として接触パッド中心部の変形量すなわち静的押し込み量 δ を求めると次式となる.

$$\delta = \int_{-l/2}^{l/2} \int_{-l/2}^{l/2} \frac{\frac{F}{S}}{\pi E^* \sqrt{x^2 + y^2}} dx dy \quad (2.35)$$

ここで E^* はスライダのヤング率 E_1 , ポアソン比 ν_1 , およびディスクのヤング率 E_2 , ポアソン比 ν_2 から決まる等価的なヤング率で

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (2.36)$$

で与えられる. また l はパッドの1辺の長さで $l = \sqrt{S}$ となる. 荷重によって接触領域の形状が変化しないと仮定しているため, 接触ばねは線形となり接触剛性 k_c は F/δ で与えられる. 式 (2.35) を接触剛性を求める形に整理すると

$$k_c = \frac{F}{\delta} = 1.79 E^* \sqrt{S} \quad (2.37)$$

となる.

一方, 許容接触力については摩耗が生じないパッド面の許容接触面圧 P_a を次のように求める. まず, 図 2.31 に示したようにスライダとディスク面は粗さがあるためパッド面全体が完全に接触していない. そして, 真に接触している領域でも面圧が一定と仮定するとい

ずれの突起も塑性変形しない許容接触面圧 P_a は

$$P_a = H \times \frac{S_r}{S} \quad (2.38)$$

となる。ここで S_r は真実接触面積であり、 H はスライダとディスクのうち弱い方の硬さである。そして許容接触力 F_a は許容接触面圧 P_a と接触面積 S を乗じることで

$$F_a = P_a S \quad (2.39)$$

となる。

2.7.2 摩耗耐久性のための必要条件

スライダおよびディスク面が摩耗しない条件は接触力の最大値 F_{max} が許容接触力 F_a を越えないことである。すなわち全周波数領域において

$$F_{max} < F_a \quad (2.40)$$

が成立していなければならない。

スライダがディスク面に完全接触追従している条件下ではスライダの応答は理論的に求めることができた。また接触減衰がそれほど大きくない場合、最大接触力 F_{max} はスライダがディスク面に最も押し込まれたときに生じると考えることができる。すなわち、図 2.32 に示すように、スライダはうねり周波数が接触共振点 f_r に等しくなり、共振したときにディスク面に最も押し込まれ、そのとき接触力が最大となりその値は次式で求められる。

$$F_{max} = k_c \left(\delta + \frac{A(f_r)}{2\zeta_c} \right) \quad (2.41)$$

式 (2.41) を式 (2.40) に代入することで摩耗耐久性を満たす条件として次式を得る。

$$k_c \left(\delta + \frac{A(f_r)}{2\zeta_c} \right) < F_a \quad (2.42)$$

2.8 コンタクトスライダの設計指針

本節では第 2.6 節で求めた完全接触追従条件および第 2.7 節で求めた摩耗耐久性条件を合わせることで、両者を満足する設計条件を明らかにする。

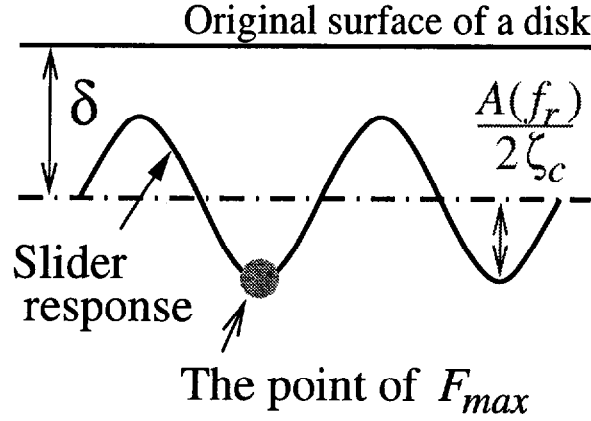


図 2.32: 最大接触力が生じる点

2.8.1 完全接触追従性と摩耗耐久性の両方を満足する設計条件

式(2.34)より、スライダをディスク面に完全接触追従させるには次式を満足させる必要がある。

$$\frac{A(f_r)}{2\zeta_c} < \delta \quad (2.43)$$

一方、式(2.42)より、スライダおよびディスクの摩耗を生じない様にするためには次式を満足させる必要がある。

$$k_c \left(\delta + \frac{A(f_r)}{2\zeta_c} \right) < F_a \quad (2.44)$$

式(2.43)および式(2.44)をそれぞれ $F = k_c \delta$ の関係を用いてスライダ荷重 F の設計条件として整理しなおすと次のようになる。

・完全接触追従条件

$$\frac{k_c A(f_r)}{2\zeta_c} < F \quad (2.45)$$

・摩耗耐久性条件

$$F < F_a - \frac{k_c A(f_r)}{2\zeta_c} \quad (2.46)$$

したがって、両者を満足するためにはスライダ荷重 F が

$$\frac{k_c A(f_r)}{2\zeta_c} < F < F_a - \frac{k_c A(f_r)}{2\zeta_c} \quad (2.47)$$

の範囲にあることが必要である。そのようなスライダ荷重 F が存在するためには

$$\begin{aligned} \frac{k_c A(f_r)}{2\zeta_c} &< F_a - \frac{k_c A(f_r)}{2\zeta_c} \\ \frac{k_c A(f_r)}{\zeta_c} &< F_a \end{aligned} \quad (2.48)$$

が満たされている必要があり、これが両者を満足するコンタクトスライダの設計条件となる。

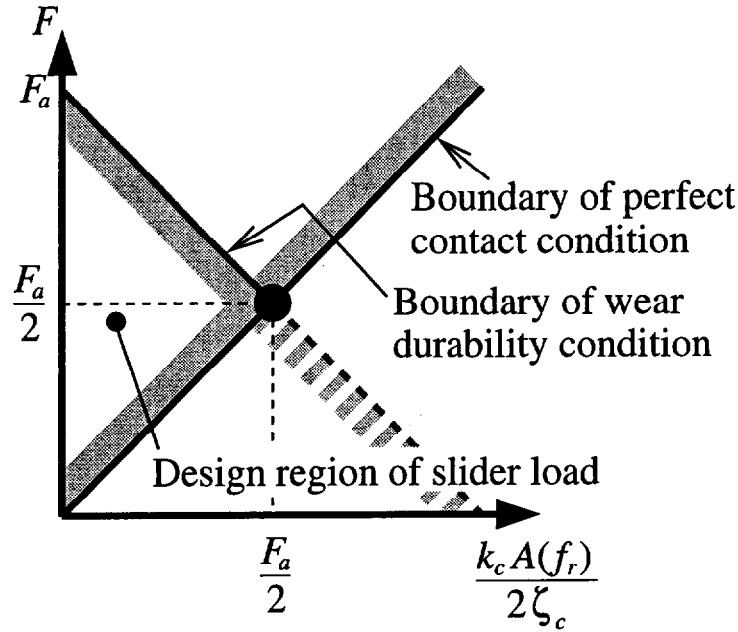


図 2.33: 完全接触追従条件および摩耗耐久性条件を満足する設計領域

完全接触追従条件を満たす設計領域(式(2.45)) および摩耗耐久性条件を満たす設計領域(式(2.46)) を図 2.33 に示す. 図の横軸はパラメータ $k_c A(f_r)/(2\zeta_c)$ を表し, 縦軸はスライダ荷重 F を表している. スライダ質量 m , 接触剛性 k_c および接触減衰比 ζ_c を一定とすると図 2.33 の横軸はディスク面のうねり振幅の大きさを表し, うねり振幅が小さければ小さい程すなわちディスク面が平滑であればある程スライダ荷重の設計領域が広がることになる.

2.8.2 コンタクトスライダの設計例

本章の最後に, 式(2.48) で表される設計条件の一例を表 2.3 に示すスライダ・ディスク面の諸元を用いて求める. 表 2.3 において, スライダ材質である $\text{Al}_2\text{O}_3\text{TiC}$ とディスク材質であるアルミもしくはガラスではディスク材質であるアルミもしくはガラスの方が弱い材料であり, ディスクに使われる材料の硬さは約 4GPa 以上である. したがってスライダ・ディスクの内の弱い方の硬さ H を 4GPa とし, 真実接触面積はパッド面積の 1% とすると, 許容接触面圧は 40MPa となる.

まず接触剛性 $k_c = 1.5 \times 10^5, 1.5 \times 10^6, 1.5 \times 10^7 \text{ N/m}$ と決定する. したがって式(2.37)を用いて接触面積をそれぞれ 1.61, 161, 16100 μm^2 と求めることができる. 接触面積が決まると式(2.39)より許容接触力 F_a がそれぞれ 0.0646, 6.46, 646mN と求まる. こうして求めた F_a をもとに式(2.48)を用いて, うねり振幅と β の設計条件を求め, それを図 2.34(a)に

表 2.3: スライダ・ディスクの諸元

スライダ質量 m	0.5mg
スライダ材質	$\text{Al}_2\text{O}_3\text{TiC}$
ヤング率 E_1	385 GPa
ポアソン比 ν_1	0.3
ディスク材質	アルミ
ヤング率 E_2	71 GPa
ポアソン比 ν_2	0.3
許容接触面圧 P_a	40 MPa
接触剛性 k_c	$1.5 \times 10^5, \times 10^6, \times 10^7 \text{ N/m}$
接触減衰比 ζ_c	0.1, 0.2

示す．式 (2.48) で示されているうねり振幅 $A(f_r)$ は接触共振点における値であるため $\beta=0$ でない限り，接触剛性 k_c の値によって同じディスク面でも $A(f_r)$ の値が変わってしまう．そこで基準うねり周波数 $f_{d0}(=100\text{kHz})$ を用いて，この周波数におけるうねり振幅を基準として次式のように周波数特性を表す．

$$A(f_d) = \{A(f_{d0})\} \left(\frac{f_{d0}}{f_d} \right)^\beta \quad (2.49)$$

このように表すことにより，ディスク面の周波数特性をスライダの設計パラメータと独立に表すことができる．式 (2.49) を用いると接触共振点 f_r におけるうねり振幅 $A(f_r)$ は

$$A(f_r) = \{A(f_{d0})\} \left(\frac{f_{d0}}{f_r} \right)^\beta \quad (2.50)$$

と表せる．

図 2.34(a) 中の各直線がそれぞれ対応するパラメータにおける設計条件の境界を示しており，各直線より左側，すなわちうねり振幅が小さい側が設計領域となる．ここで各直線上はある決まったスライダ荷重 F (図 2.34(a) 中に示す) の値しか完全接触追従性と摩耗耐久性の両方を満たさない．このことをわかりやすく示すために接触剛性 $k_c=1.5 \times 10^6 \text{ N/m}$ ，接触減衰比 $\zeta_c = 0.1$ ， $\beta = 1.0$ の場合について，完全接触追従条件 (式 (2.45)) および摩耗耐久性条件 (式 (2.46)) を図 2.34(b) に示す．図 2.34(b) 中の●印，▲印はそれぞれ図 (a) 中の●印，▲印に対応している．図 (a), (b) 中の●印より，もし $A(f_{d0})$ を約 1nm とするとスライダ荷重 F は 3.23mN しか使うことができず，もしこれよりもスライダ荷重を大きくする

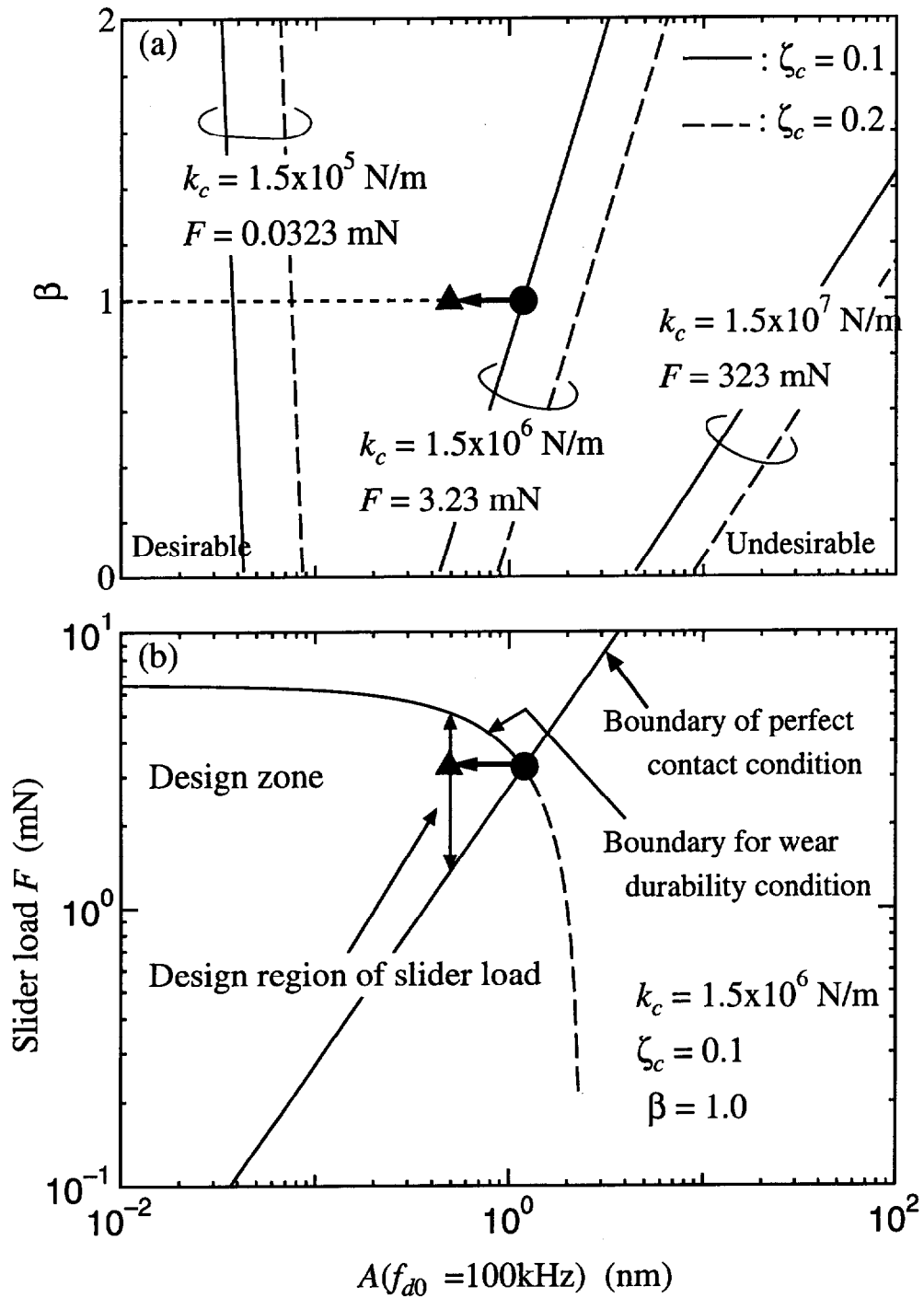


図 2.34: コンタクトスライダ・ディスク面の設計例

と完全接触追従性は余裕度が増すが、摩耗耐久性が満足されなくなってしまう。逆にスライダ荷重を小さくすると完全接触追従しなくなってしまう。ここでディスク面のうねり振幅を $A(f_{d0})=0.5\text{nm}$ まで小さくすると (▲印), 図 (b) に示すようにスライダ荷重の設計領域が約 $1.3\text{mN}\sim$ 約 5mN まで広がることがわかる。

図 2.34(a) から, 接触剛性 k_c ないし接触パッド面積は大きい方がディスク面の設計領域が広く望ましくなっている。これは接触剛性は接触面積の平方根に比例するのに対し許容接触力は接触面積に比例するため, 接触剛性を増やした分スライダ荷重を大きくし追従性を保っても摩耗耐久性には余裕があるためである。しかし実際のスライダにおいては, スライダ支持機構による制限や, 摩擦力などの影響があるため, これらから接触パッド面積の上限が決められると考えられる。

2.9 結言

本章では, まず, 1 自由度コンタクトスライダ—調和うねりディスク面モデルについて説明するとともに, 接触剛性とスライダ接触面形状の関係および接触減衰について論じ, 追従性および接触力に及ぼす各設計パラメータの影響を明らかにした。つぎに, 理論的にスライダの応答を考察し, 数値シミュレーション結果における跳躍する周波数領域を理論的に明らかにした。また完全接触追従条件を理論的に求め, 数値シミュレーションによりその妥当性を検証し, さらに許容接触力の観点から摩耗耐久性について考察した。本章で得られた主な結論は以下のとおりである。

- (1) コンタクトスライダの跳躍と接触を最も強く支配するのは接触剛性であることを明らかにし, 一様面圧条件下では接触剛性は接触面積の平方根に比例していることを示した。
- (2) 各設計パラメータのスライダ跳躍振動に及ぼす影響を明らかにし, 接触共振周波数 $f_r(=(1/2\pi)\sqrt{k_c/m})$ が極限臨界周波数 $f_{cl}(=(1/2\pi)\sqrt{F/mA})$ よりも小さい, ないしはうねり振幅 A が静的押し込み量 $\delta(=F/k_c)$ よりも小さいとスライダ跳躍振動は非線形共振現象的となり, そうでない場合は衝突現象的となることを明らかにした。
- (3) コンタクトスライダの振動系は非接触時と接触時で剛性が大きく異なる非線形系である。しかし, スライダがディスク面に常に接触していると仮定することにより系を線形化し, スライダの応答振幅が静的押し込み量よりも大きくなる周波数領域を求めることで, 接触減衰比が 0.1 程度以上あればスライダの跳躍する周波数領域を理論的に予測できることを示した。

- (4) 理論的に求めた跳躍する周波数領域は接触減衰比が0.01程度と小さい場合にはその周波数領域より広い領域でスライダが跳躍した。したがって、臨界周波数はスライダが跳躍する必要条件ではなく十分条件を示しているといえる。
- (5) スライダが跳躍する条件の裏を考えることにより、スライダがディスク面に完全接触追従する条件を理論的に導き、完全接触追従させるには接触共振点のうねり振幅 $A(f_r)$ と静的押し込み量 δ の大小関係が重要で $A(f_r)/(2\zeta_c) < \delta$ となっていることが必要であることを示した。そして、その妥当性を数値シミュレーションにより検証し、接触減衰比が0.1程度以上あれば理論とシミュレーションが良く一致する結果を得た。
- (6) スライダ・ディスク面の摩耗耐久性を評価するため、許容接触力の概念を導入し、接触剛性と接触面積の関係および接触面積と許容接触力の関係を求め、最大接触力が許容接触力を越えない摩耗耐久性条件を明らかにした。
- (7) 完全接触追従条件および摩耗耐久性条件を合わせることで、両者を満足するスライダ・ディスク面の設計条件を明らかにした。その結果、接触パッド面積は大きい方がディスク面の設計領域が広く、望ましいという結果になった。しかしそのときのスライダ荷重は大きく、よってスライダ支持機構や摩擦力の影響などにより接触パッド面積の上限が決められると考えられる。

第3章 ランダムうねりに対するコンタクトスライダの接触追従条件と設計論

3.1 諸言

前章では磁気ディスク面を単一の周波数成分をもつ調和うねり面にモデル化してコンタクトスライダの接触挙動の解析を行い、その基本的な特性を明らかにした。しかし実際のディスク面は多数の周波数成分をもつランダムうねり面である。そこで本章では、まず、ディスク面をフラクタル理論に基づく中点変位法およびフーリエフィルタリング法を用いてモデル化し、ランダムうねりディスク面におけるスライダの挙動を解析し、その特徴を述べる。そして、前章の調和うねりディスク面モデルにおける理論的考察をランダムうねり面に拡張し、ランダムうねり面における完全接触追従条件を求め、その妥当性を数値シミュレーションおよび実験により確認する。最後に、摩耗耐久性も考慮した、ランダムうねりディスク面におけるスライダ・ディスク面設計条件を示す。

3.2 解析モデルおよび基礎式

図 3.1 に 1 自由度コンタクトスライダ-ランダムうねりディスク面モデルを示し、表 3.1 に設計パラメータの値を示す。調和うねりディスク面モデルの場合と同様に、この系の運動方程式は非接触時と接触時で異なり以下ようになる。

・非接触時 ($z > z_d$)

$$m\ddot{z} + c\dot{z} + kz = -F \quad (3.1)$$

・接触時 ($z \leq z_d$)

$$m\ddot{z} + c\dot{z} + kz = -F + c_c(\dot{z}_d - \dot{z}) + k_c(z_d - z) \quad (3.2)$$

ここで、 z_d は計算機のアルゴリズムによって生成されたランダムうねりディスク面である。

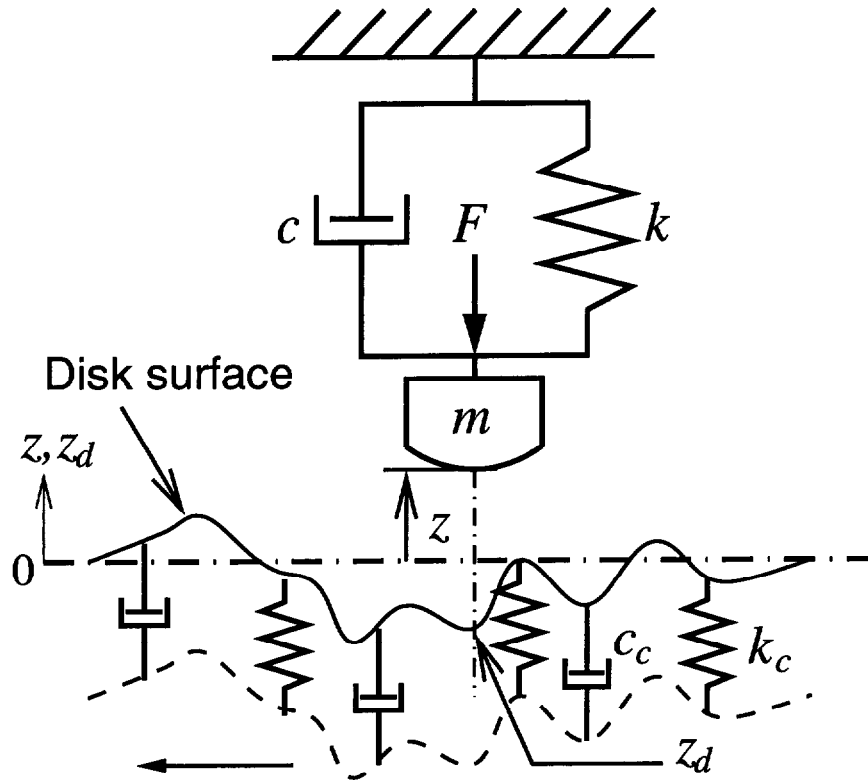


図 3.1: 1 自由度コンタクトスライダ-ランダムうねりディスク面モデル

生成アルゴリズムについては第 3.3 節で説明する。

数値シミュレーションでは，ディスク面が多数の周波数成分を含んでいるため，前章の調和うねりディスク面のときのように厳密解を求めることが困難である．そこで Runge-Kutta-Gill 法を用いてスライダの応答を計算した．なお，Runge-Kutta-Gill 法の時間刻み Δt は 10^{-9} s であり，非接触・接触の判定は前章と同様 10^{-16} s である．そして前章と同様に，初期高さ 10nm，初速度 0 でスライダを落下させ十分時間が経過した (10.24 ~ 12.288ms) 後のスライダの挙動に注目する．10.24 ~ 12.288ms というのは生成したディスク面の 1 周期に相当する．

3.3 ランダムうねりディスク面の生成

本研究では計算機でランダムうねりディスク面を生成する際，修正中点変位法⁽¹²⁾ とフーリエフィルタリング法の 2 種類のアルゴリズムを用いた．本節では，それら 2 つの生成アルゴリズムについて説明する．

表 3.1: 設計パラメータ値

F	0.5 (mN)
m	0.5 (mg)
k	4.9 (N/m)
$\zeta = c/(2\sqrt{mk})$	0.002
k_c	$1.5 \times 10^5, \times 10^6$ N/m
$\zeta_c = c_c/(2\sqrt{mk_c})$	0.1

3.3.1 修正中点変位法

従来の中点変位法ではまず時間間隔 T_0 で標準偏差 σ_0 、分散 σ_0^2 のガウス分布に従うランダム変位を発生させる。次に各区間において両端の変位点を結び、その線分の中点に漸化式

$$\sigma_{n+1}^2 = \left(\frac{1}{2}\right)^p \sigma_n^2 \quad (n = 0, 1, 2, \dots) \quad (3.3)$$

で表されるような分散をもつランダム変位を新たに付加するというステップをくりかえす。ここで p は平滑パラメータで、付加するランダム変位の分散の減少の度合を表し、 p が大きいほど周波数成分の振幅が減少し、より平滑なディスク面が表せるようになる。この中点変位法を直接用いると、各離散点が折れ線で結ばれるためその周波数スペクトルに $1/T_0$ ごとの顕著なピークが生じてしまう。そこで修正中点変位法では、各中点分割のステップごとに3次スプライン関数による補間を行い、新たな中点のランダム変位を各区間のスプライン補間曲線上に付加している。

一例として、図 3.2(a) の丸で囲んだ部分を拡大して中点分割の第1ステップまで生成したディスク面を図 3.2(b) の実線で示す。図の変位 $z_{d0}(2T_0)$ 、 $z_{d0}(3T_0)$ が最初に発生させる分散 σ_0^2 の変位であり、これをスプラインで補間し破線のディスク面とする。中点分割の第1ステップでは $2T_0$ と $3T_0$ の中点 $2T_0 + T_0/2$ における破線のスプライン曲線上に $\sigma_0^2/2^p$ の分散をもつランダム変位 $z_{d1}(2T_0 + T_0/2)$ を加え、これをスプライン補間して実線のディスク面形状を形成する。

前述のランダム変位は基本周期 $T_0 = 16\mu\text{s}$ で $128T_0 = 2048\mu\text{s}$ だけ発生させ、その両端における変位および傾きを零とした。128 個の $T_0 = 16\mu\text{s}$ 内の中点分割のステップ数 m は $m = 5$ とした。よって最小の時間間隔 T_5 は $T_5 = 16\mu\text{s}/2^5 = 0.5\mu\text{s}$ となり、生成されたディスク面は $488\text{Hz}(=1/2.048\text{ms})$ から 1MHz までの周波数成分を含んでいることになる。ディスク回転速度を 6000rpm 、周長を 150mm としたとき、周速 $V=15\text{m/s}$ となり、 2.048ms 、

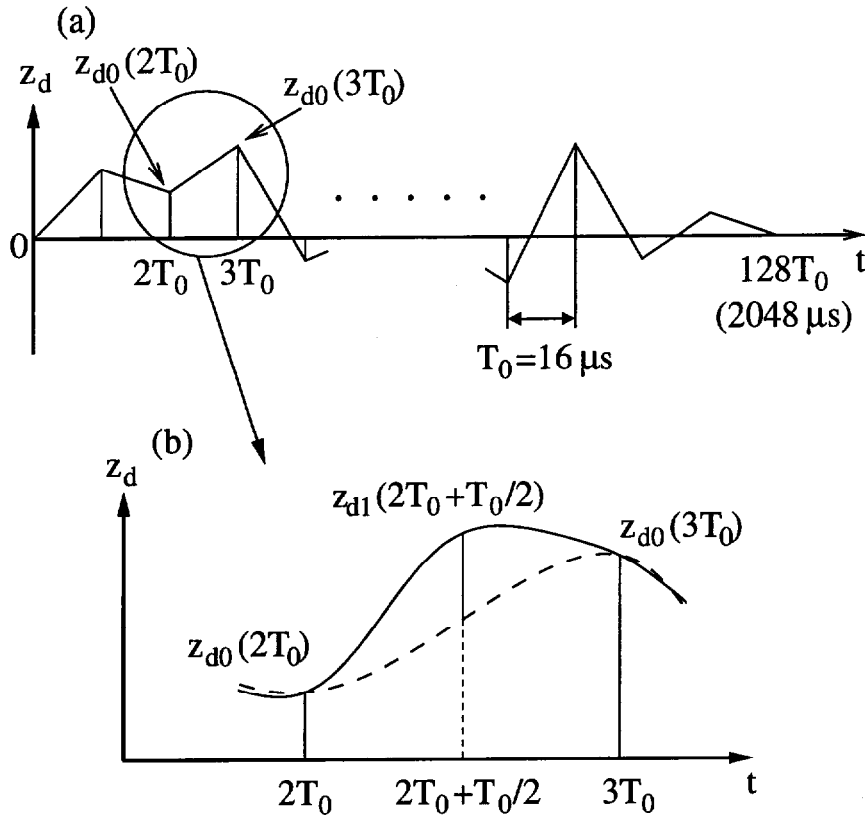


図 3.2: 修正中点変位法 (a) 0 ステップ目 (b) 1 ステップ目

$0.5\mu\text{s}$ はそれぞれ 30.72mm , $7.5\mu\text{m}$ の長さに相当している．接触パッド長さを約 $10\mu\text{m}$ とすると，それ以下の波長成分は接触パッドにより平滑化されると考えられるから表面形成の分解能としては十分である．最初のステップでランダム変位を $16\mu\text{s}$ 間隔で 128 点生成しているから，結局生成されたディスク面には 31.25kHz から 1MHz まで，波長にして $15\mu\text{m}$ から $480\mu\text{m}$ までの振幅成分が p の周波数特性をもち，それ以下の振幅成分はほぼ一様になっている．以上のようにして生成したディスク面に対して基準長さ 0.96mm に相当する時間間隔 $64\mu\text{s}$ に表面を分割し，それぞれの区間において平均高さ 0 から測定した標準偏差 σ が所望の値となるように修正している．すなわち最初に発生させたランダム変位の標準偏差 σ_0 は便宜的な値であり，この修正により基準長さ 0.96mm で測定したときに標準偏差が所望の値 σ となる表面が生成される．

図 3.3, 3.4 に修正中点変位法で生成したディスク面の一例を $\sigma=1\text{nm}$ の場合について示す．図 3.3 が $0\sim 2.048\text{ms}$ まで 1 周期分の時間波形であり，図 3.4 がその周波数特性である．それぞれの図において (a) から (d) まで平滑パラメータ $p=1.0, 1.5, 2.0, 2.5$ と変化させている．図から p の値が大きくなればディスク面うねりの高周波数成分が小さくなり，滑らかな面になっていることが分かる．

また同じディスク面について，1 周期分の変位のヒストグラムを図 3.5 に示す．最初の第

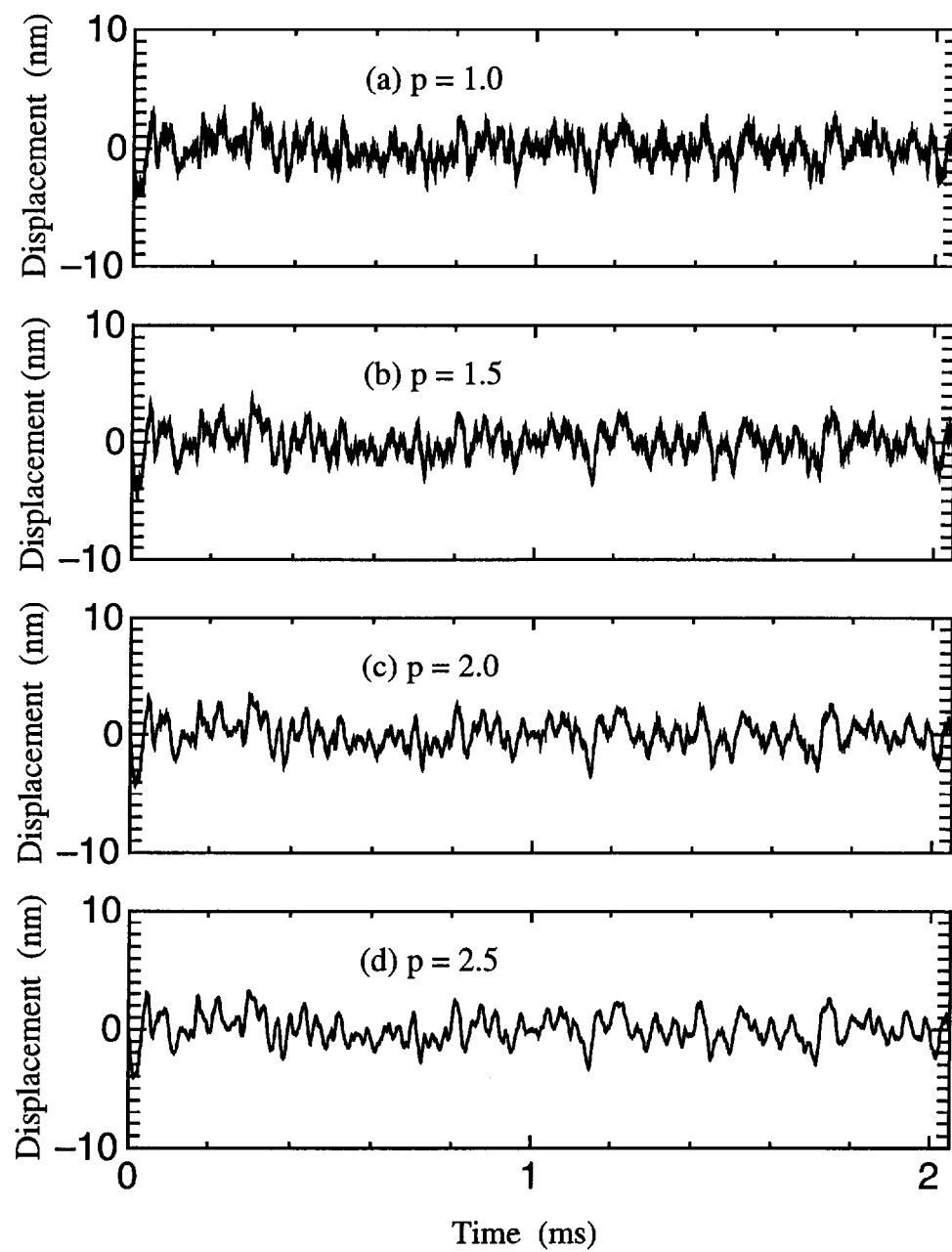


図 3.3: 修正中点変位法によるディスク面の時間波形

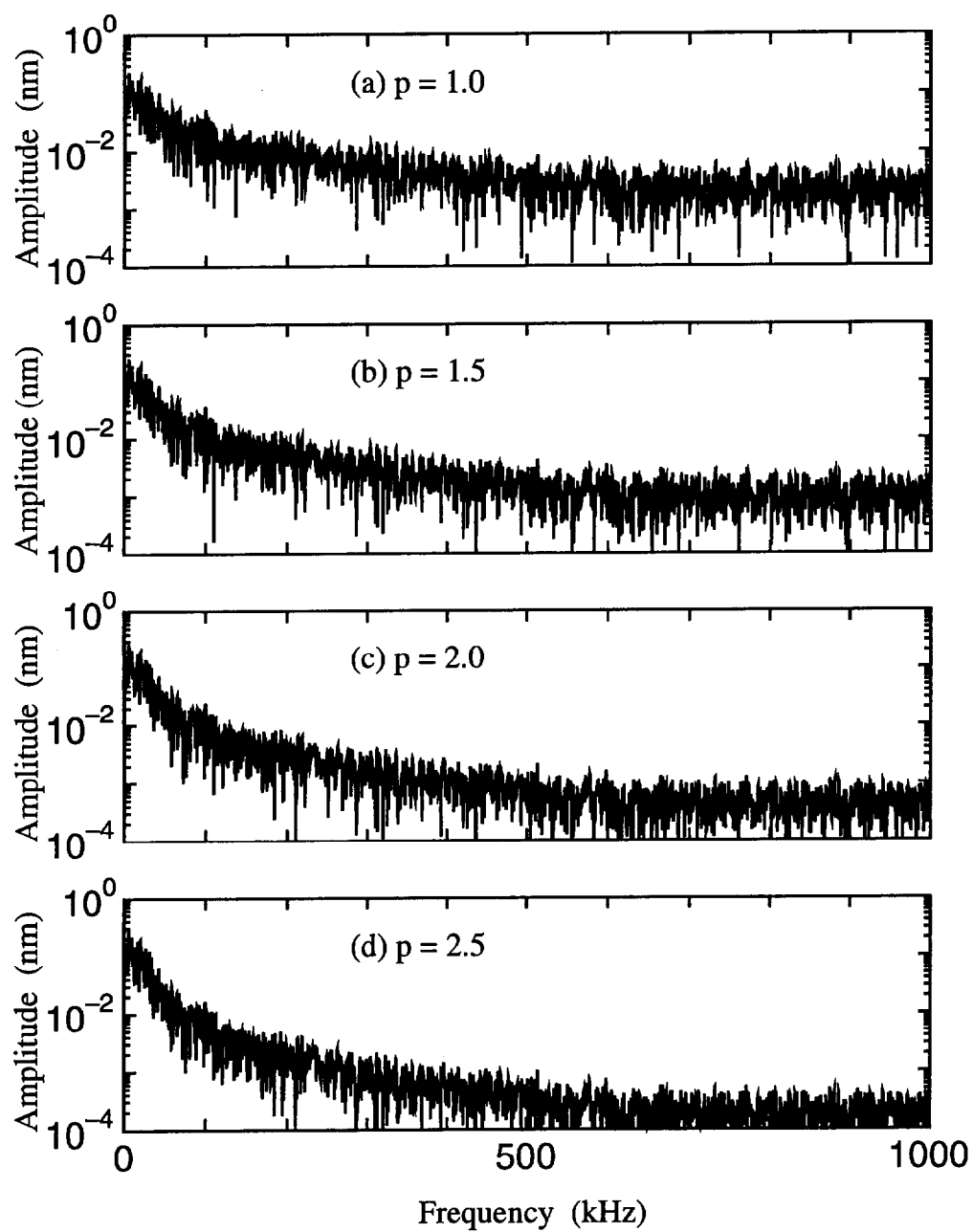


図 3.4: 修正中点変位法によるディスク面の周波数特性

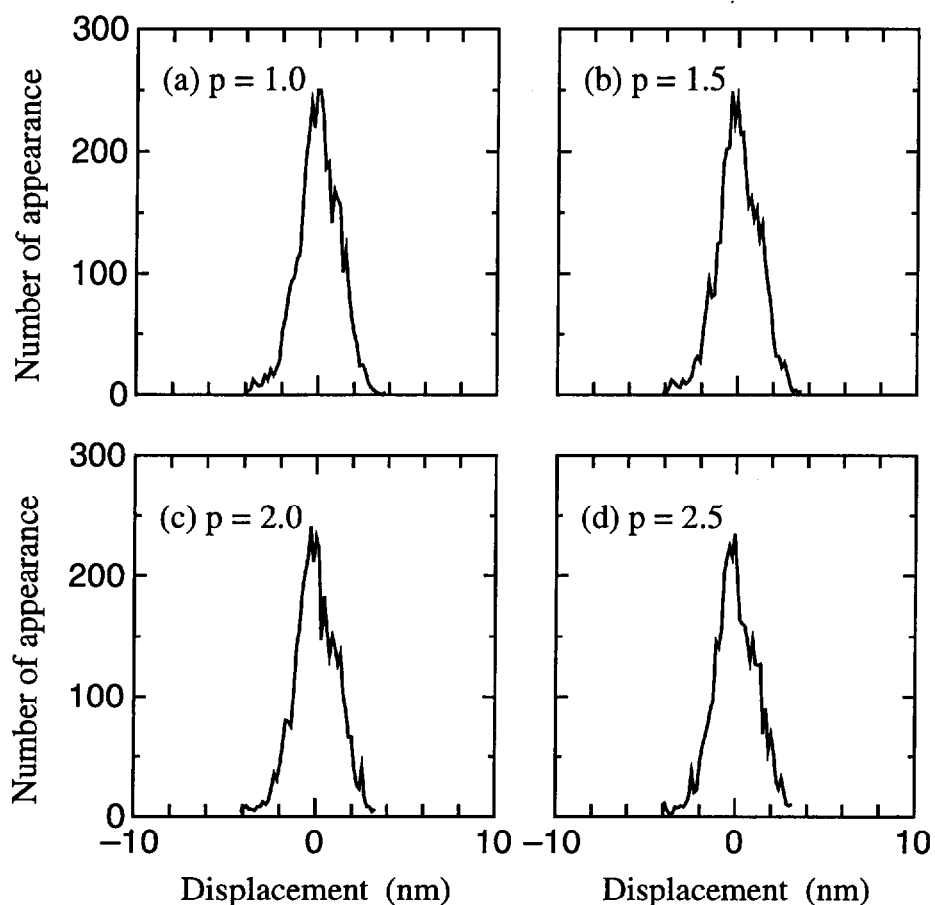


図 3.5: 修正中点変位法によるディスク面のヒストグラム

0 ステップ目に 128 点のガウス分布に従うランダム変位を発生させているため、低周波数領域ではスペクトル振幅は一様となり、ディスク面のヒストグラムはガウス分布に近い形となる。

3.3.2 フーリエフィルタリング法

フーリエフィルタリング法は、時間領域でランダム変位を付加していく中点変位法と違い、まず作成すべきランダムうねりディスク面の周波数特性を与え、それを逆フーリエ変換して時間領域の波形を得る方法である。作成するディスク面が含む最長の波長成分の周期を基本周期 T とし、それに相当する周波数を基本周波数 $f_0 (= 1/T)$ とする。そして

$$E \{|A(kf_0)|\} \propto \left(\frac{1}{k}\right)^\beta \quad (k = 1, 2, \dots) \quad (3.4)$$

を満たすように離散的な振幅成分 $A(kf_0)$ を生成する。ここで $E \{|A(kf_0)|\}$ はランダムに生成する $A(kf_0)$ の期待値である。またディスク面の roll-off 特性を表す β は中点変位法にお

ける平滑パラメータ p と

$$\beta = \frac{p+1}{2} \quad (3.5)$$

の関係があり、この値が大きくなる程ディスク面の高周波数成分が小さくなり、滑らかなディスク面となる。さらに各振幅成分の位相差を、 $-\pi \sim \pi$ まで一様な確立分布の ϕ_k で表し、

$$z_d(t) = \sum_k \{A(kf_0) \cos(2\pi kf_0 t + \phi_k)\} \quad (3.6)$$

と逆フーリエ変換することでディスク面を得る。この手法は周波数特性を直接与えるため、その調整を行いやすいが、再帰的な方法でないため更に細かいディスク面を生成するには高周波数成分を付加して一から作り直す必要がある。

実際の計算アルゴリズム中では、修正中点変位法で生成したディスク面と互換性をもたせるため、基本周期 T を $2048\mu\text{m}$ 、生成点の最小の時間間隔を $0.5\mu\text{s}$ とし、基準長さ 0.96mm に相当する $64\mu\text{s}$ ごとに測定した標準偏差の平均が所望の値となるように調節した。したがって生成されたディスク面は基本周波数 f_0 を 488Hz として、 1MHz まで 2048 個の振幅スペクトルをもつ波形となる。

図 3.6, 3.7 にフーリエフィルタリング法によって生成したディスク面の一例を $\sigma=1\text{nm}$ の場合について示す。図 3.6 が $0 \sim 2.048\text{ms}$ まで 1 周期分の時間波形であり、図 3.7 がその周波数特性である。それぞれの図において (a) から (d) まで $\beta=1.0, 1.25, 1.5, 1.75$ と変化させている。これは中点変位法における $p=1.0, 1.5, 2.0, 2.5$ にそれぞれ対応している。図から β の値が大きくなればディスク面うねりの高周波数成分が小さくなり、滑らかな表面になっていることが分かるが、修正中点変位法に比べ、大きいうねりが見られる。これは基準周波数 f_0 ($=488\text{Hz}$) から振幅スペクトルが周波数の β 乗に逆比例して小さくなっているからである。また β の値が大きくなるにしたがい、ディスク面のうねりが大きくなっているが、これは $64\mu\text{s}$ の小区間で標準偏差を計算しているため、それよりも低い周波数成分は β が大きくなるに従い大きくなるからである。

また同じディスク面について、1 周期分の変位のヒストグラムを図 3.8 に示す。中点変位法と異なり、低周波数成分の大きなうねりが支配的となっているためディスク面のヒストグラムはガウス分布と大きく異なっている。

中点変位法は時間領域で中点分割を繰り返すことにより高周波数成分を付加するため、視覚的にはとらえやすいが $f_0, 2f_0, 2^2f_0, 2^3f_0$ というような基準周波数の 2 の累乗倍の周波数成分しか操ることができない。一方、フーリエフィルタリング法は最初に高周波数成分まで全て与えるので、視覚的にはとらえにくい $f_0, 2f_0, 3f_0$ というように基準周波数の整数倍の周波数成分を操ることができ、自由に周波数特性を与えることができる。そこで一

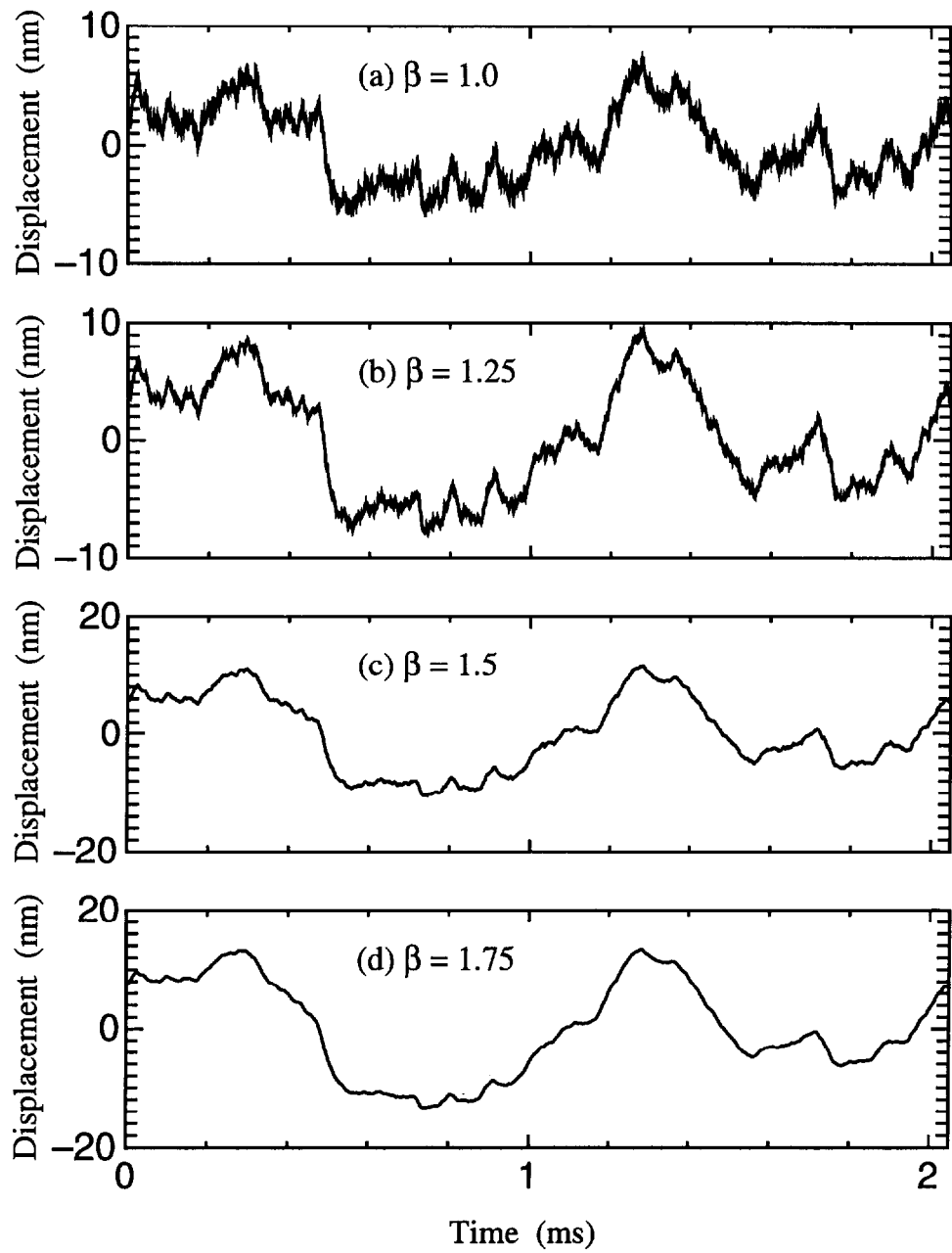


図 3.6: フーリエフィルタリング法によるディスク面の時間波形

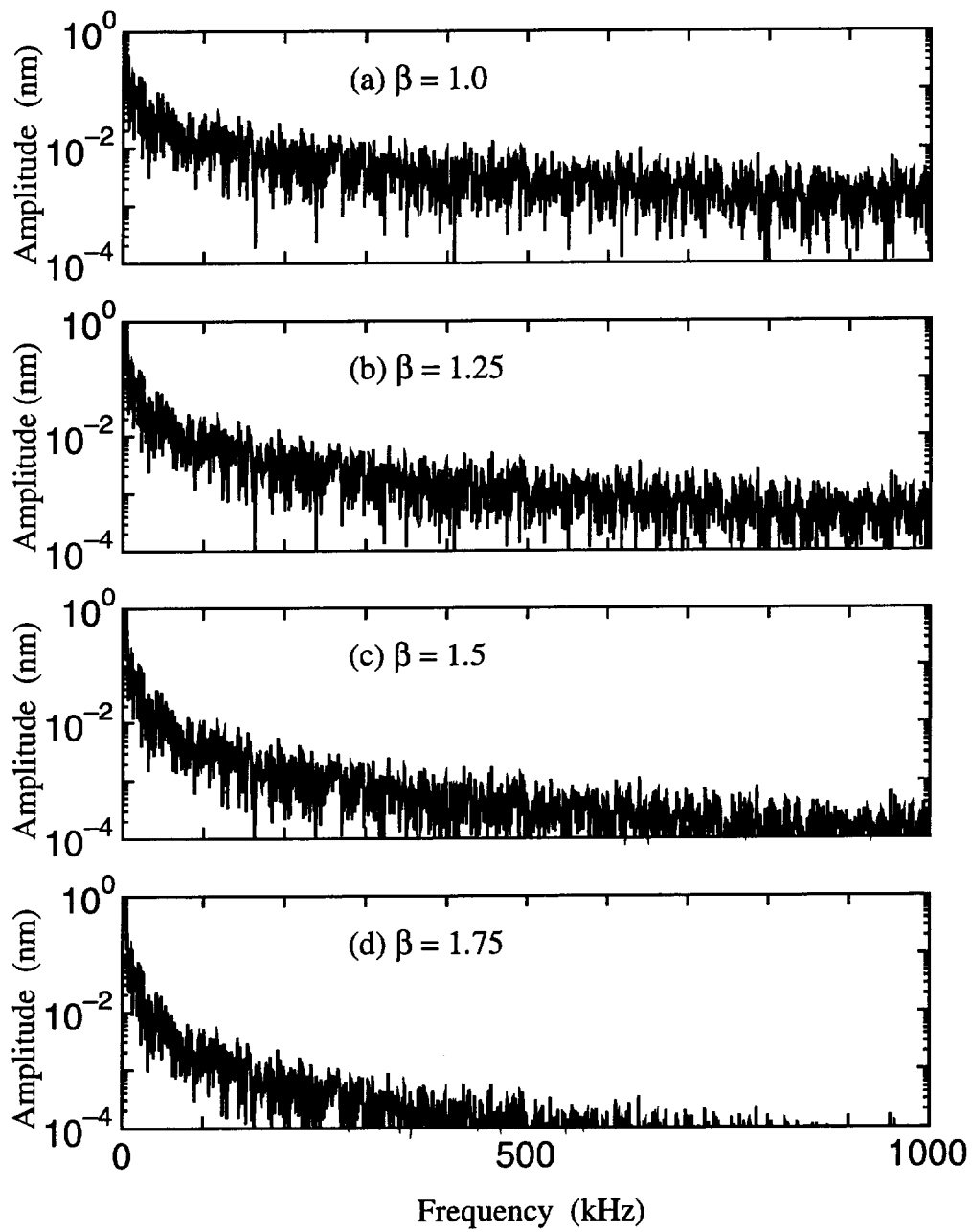


図 3.7: フーリエフィルタリング法によるディスク面の周波数特性

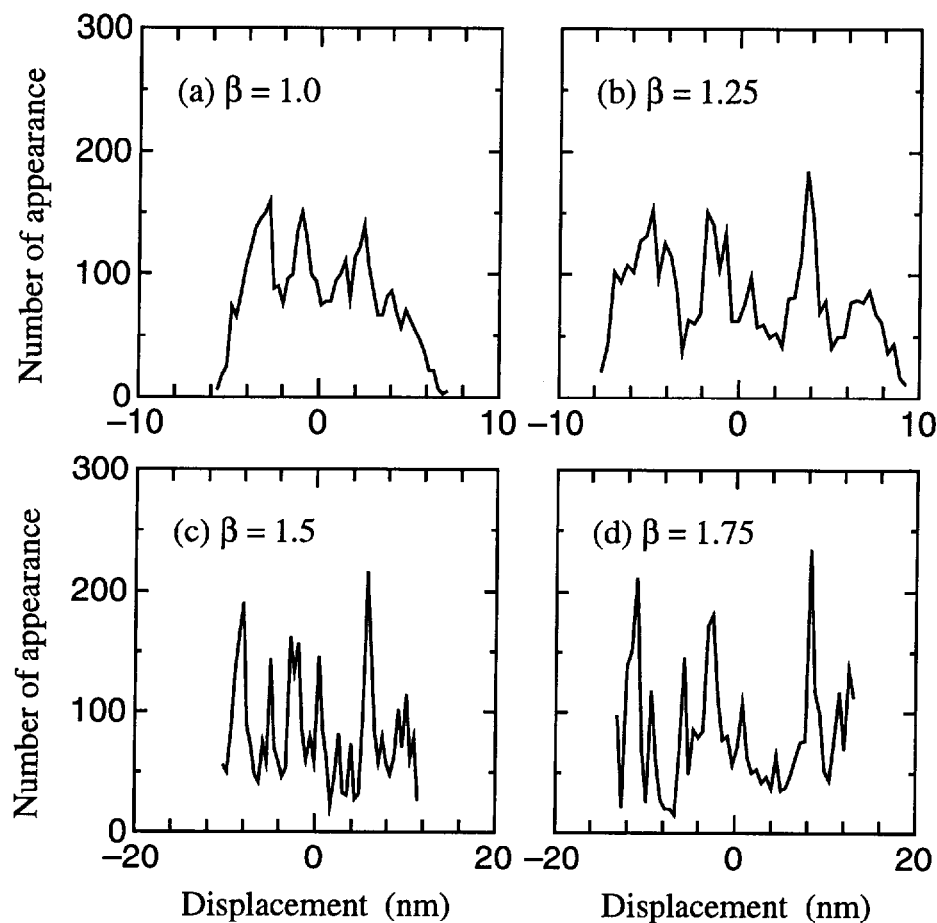


図 3.8: フーリエフィルタリング法によるディスク面のヒストグラム

例として、中点変位法と同様に 488Hz から 31.25kHz までの振幅スペクトルを一様としてフーリエフィルタリング法により生成したディスク面の時間波形を図 3.9 に、周波数特性を図 3.10 に示す。大きなうねりがなくなり、中点変位法によるディスク面と同じようなディスク面が得られていることがわかる。そしてディスク面変位のヒストグラムを図 3.11 に示す。おおきなうねりがなくなっているためヒストグラムもガウス分布に近づいている。

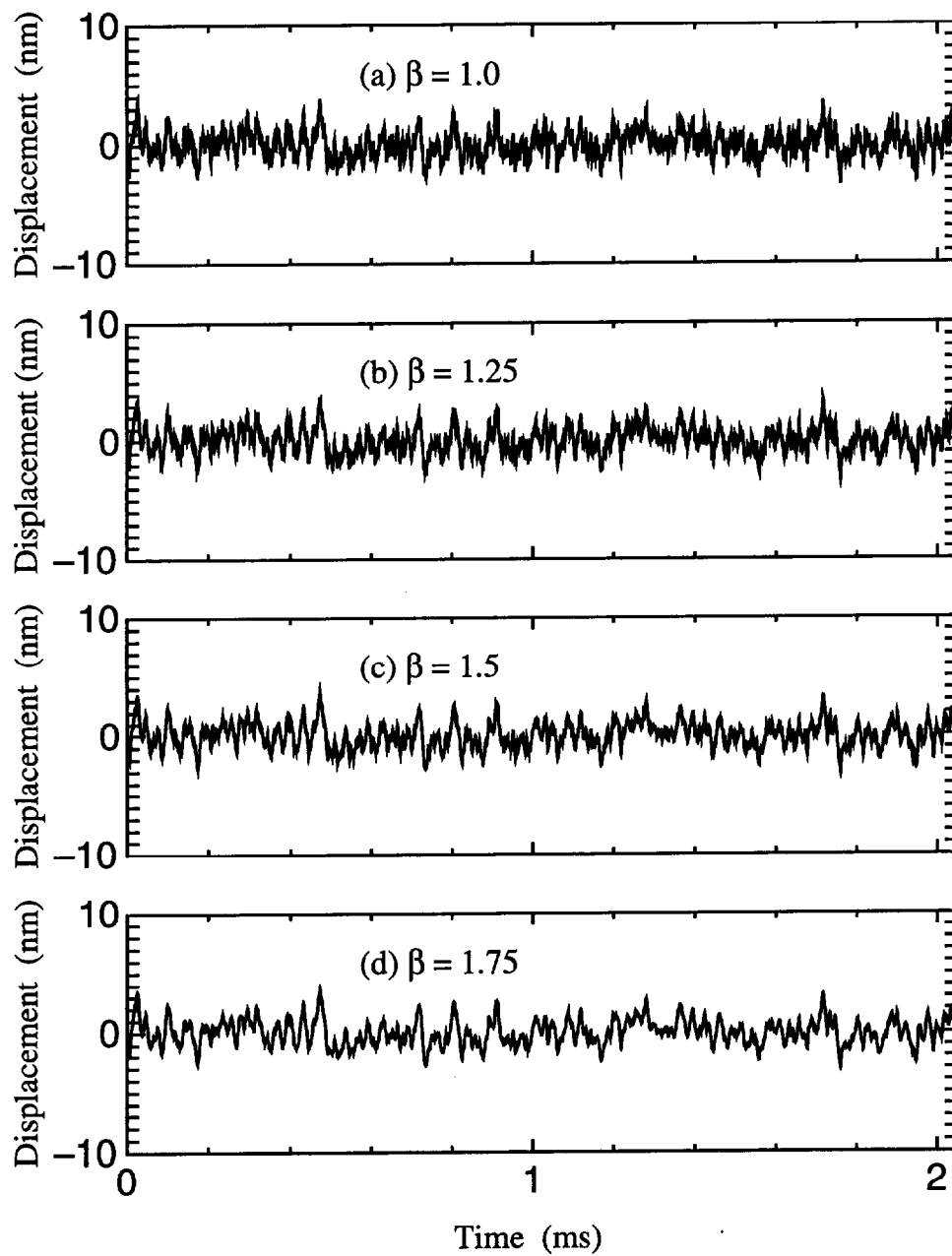


図 3.9: 低周波数領域を一様としたフーリエフィルタリング法によるディスク面の時間波形

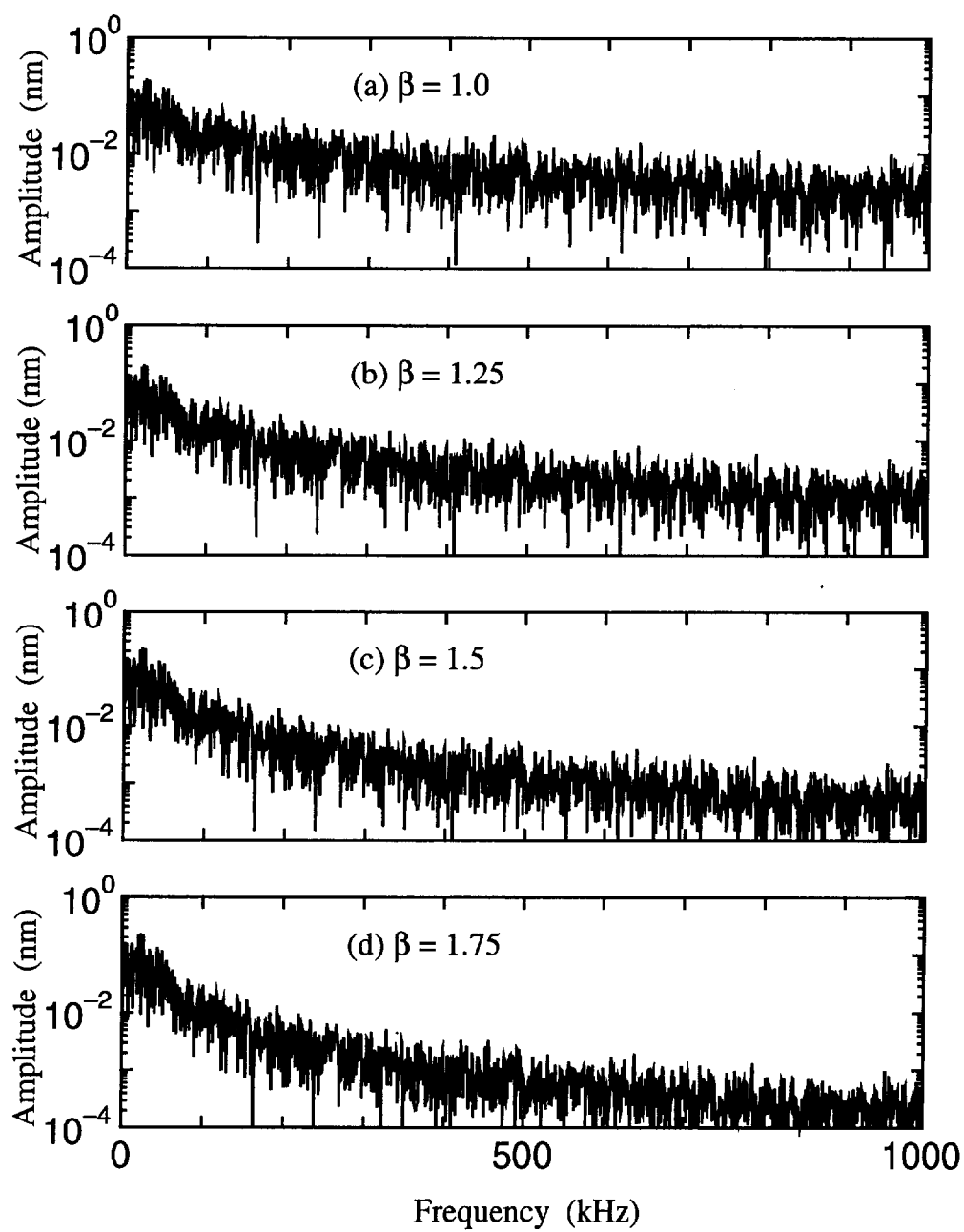


図 3.10: 低周波数領域を一様としたフーリエフィルタリング法によるディスク面の周波数特性

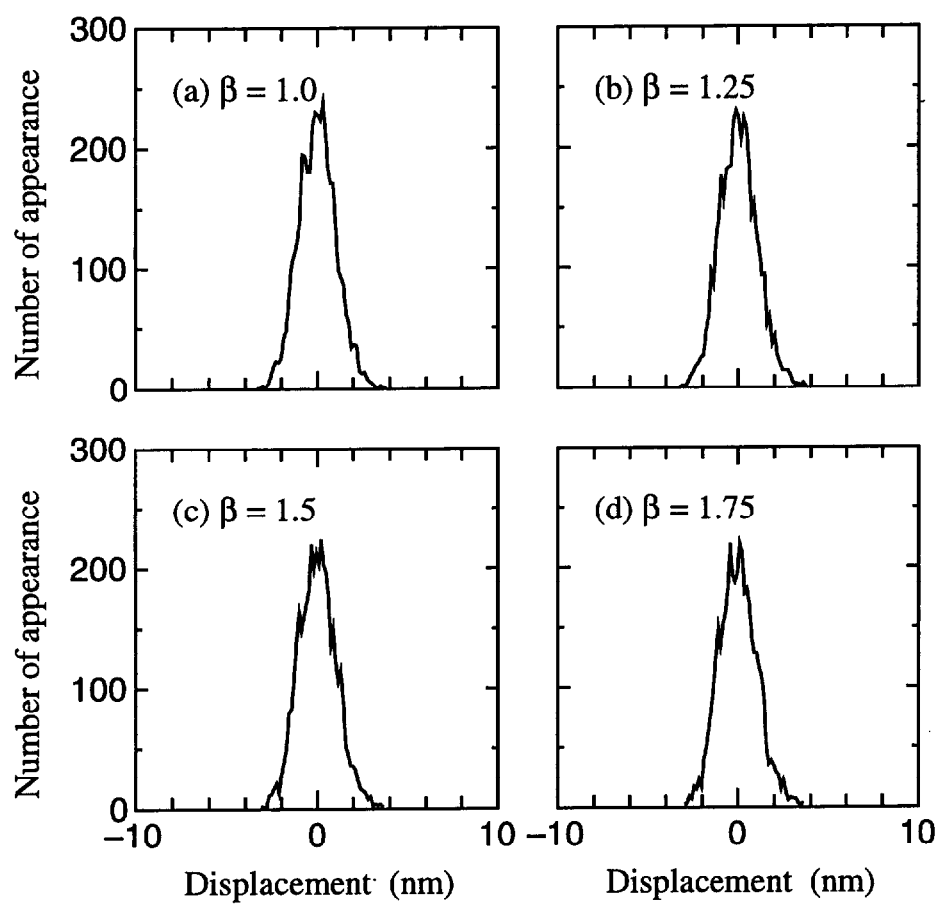


図 3.11: 低周波数領域を一様としたフーリエフィルタリング法によるディスク面のヒストグラム

3.4 ランダムうねりディスク面におけるスライダの跳躍振動

本節では、ランダムうねりディスク面におけるスライダの跳躍振動現象について説明する。

図 3.12 ~ 3.15 にスライダの跳躍振動の様子を示す。接触剛性 k_c を 1.5×10^5 N/m とし、図 3.12, 3.13 が修正中点変位法によって生成したディスク面におけるスライダの跳躍振動で、図 3.12 が $p=1.0$ で図 3.13 が $p=2.5$ の場合である。また図 3.14, 3.15 がフーリエフィルタリング法によって生成したディスク面におけるスライダの跳躍振動で、図 3.14 が $\beta=1.0$ で図 3.15 が $\beta=1.75$ の場合である。各図において (a) が十分時間が経過した (10.24 ~ 12.288 ms) 後のスライダ振動とディスク面変位の時刻歴応答で、図中の黒い線がスライダ振動を表し、灰色の線がディスク面変位を表している。また各図 (b) がそのときのスライダ振動のヒストグラム、(c) がディスク面変位のヒストグラムである。1 周期分とっているので各図 (c) は図 3.5, 3.8 の対応するパラメータの図と同じである。そして各図 (d) がスペーシング h 、すなわちスライダのディスク面に対する相対変位 ($z - z_d$) のヒストグラムである。

図 3.12~3.15 の (a) の時刻歴応答から、図 3.13, 3.15 におけるスライダはディスク面には追従していると考えられる。ここで各図 (b), (c) のスライダ振動とディスク面のヒストグラムから、ディスク面のヒストグラムがガウス分布に近い修正中点変位法によるディスク面におけるスライダ振動のヒストグラムはガウス分布に近いが、ガウス分布と大きく異なるヒストグラムをもつフーリエフィルタリング法によるディスク面におけるスライダ振動のヒストグラムは、やはりガウス分布とは異なる。しかし各図 (d) のスペーシングのヒストグラムをみると、図 3.12, 3.14 のスライダが跳躍しているときのヒストグラムの横軸が正の部分でゆがみが見られるが、その他の部分はガウス分布に近い分布となっている。すなわち、ディスク面が大きなうねりをもっていてその変位の分布がガウス分布とかけ離れていても、スライダの追従性を論じる上で重要なスペーシング (スライダのディスク面に対する相対変位) はガウス分布に従っていると考えることができる。スライダが追従しているときのスペーシングのヒストグラムがガウス分布に近くなる理由として、第 3.7 節で詳しく述べるが、スライダが追従している場合その振動に影響を与えるのはディスク面の周波数成分のうち接触共振点近傍の成分のみであり、その成分の位相がランダムなため応答がガウス分布に近くなると考えられる。

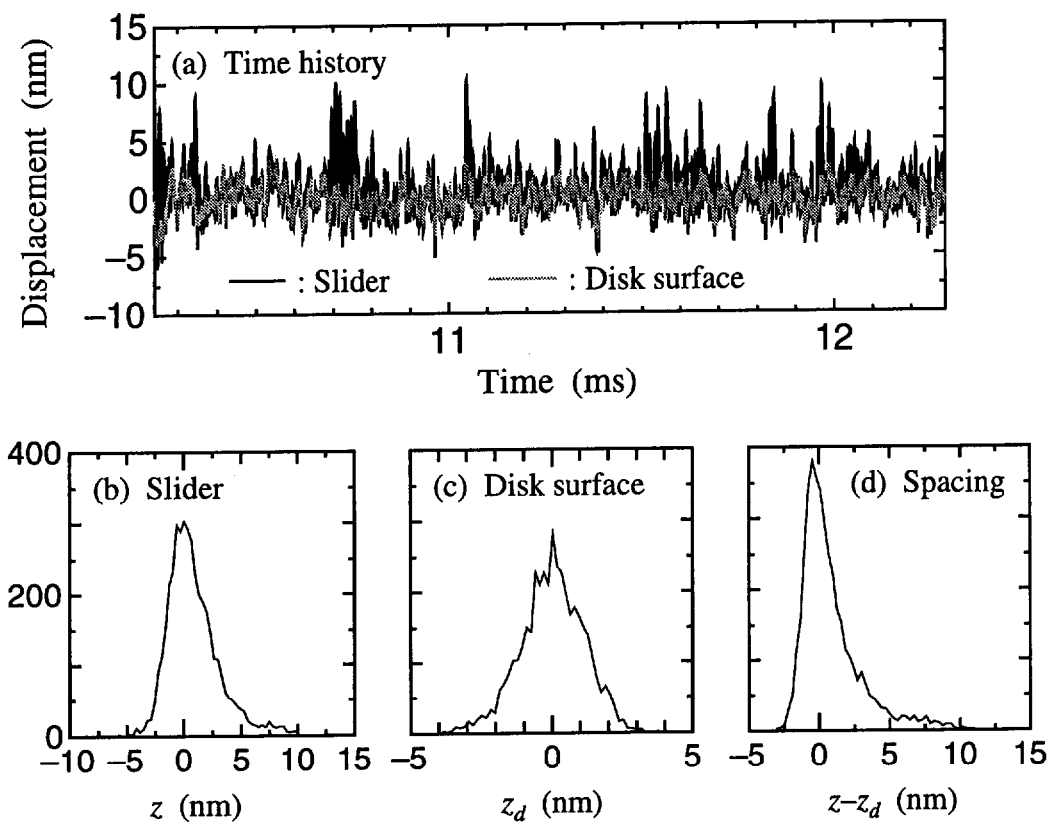


図 3.12: スライダの跳躍振動 (修正中点変位法 $p=1.0$, $\sigma = 1.0$ nm)

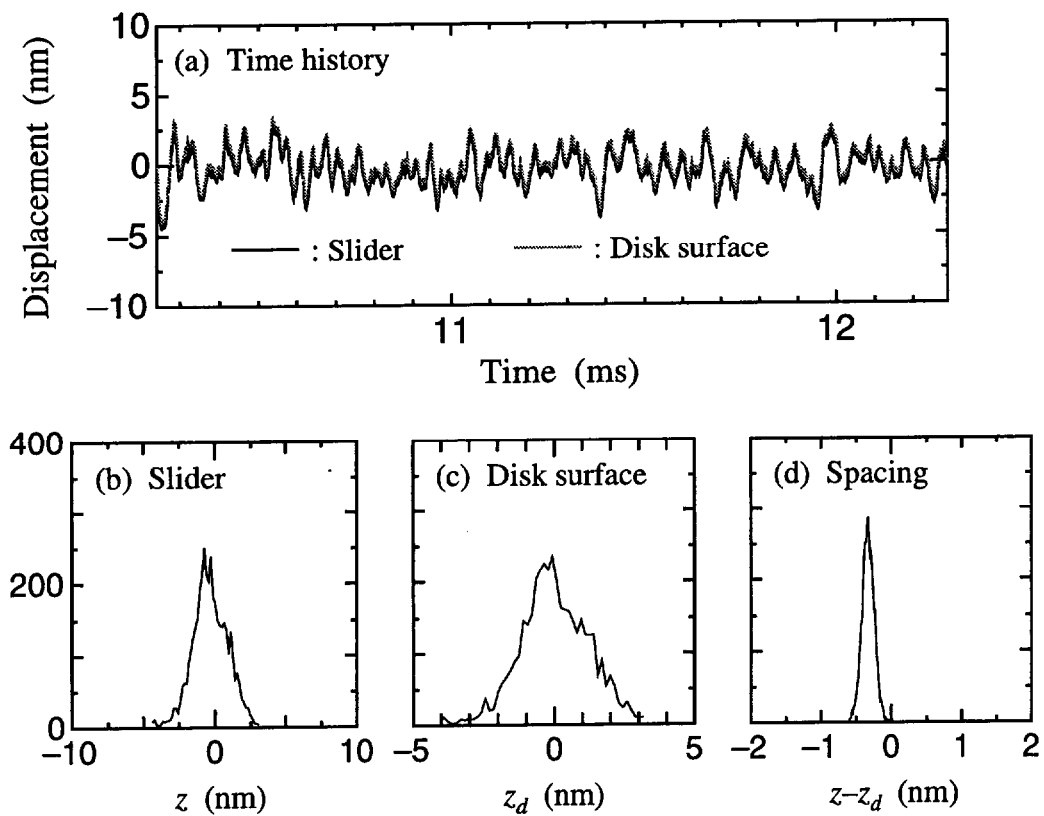


図 3.13: スライダの跳躍振動 (修正中点変位法 $p=2.5$, $\sigma = 1.0$ nm)

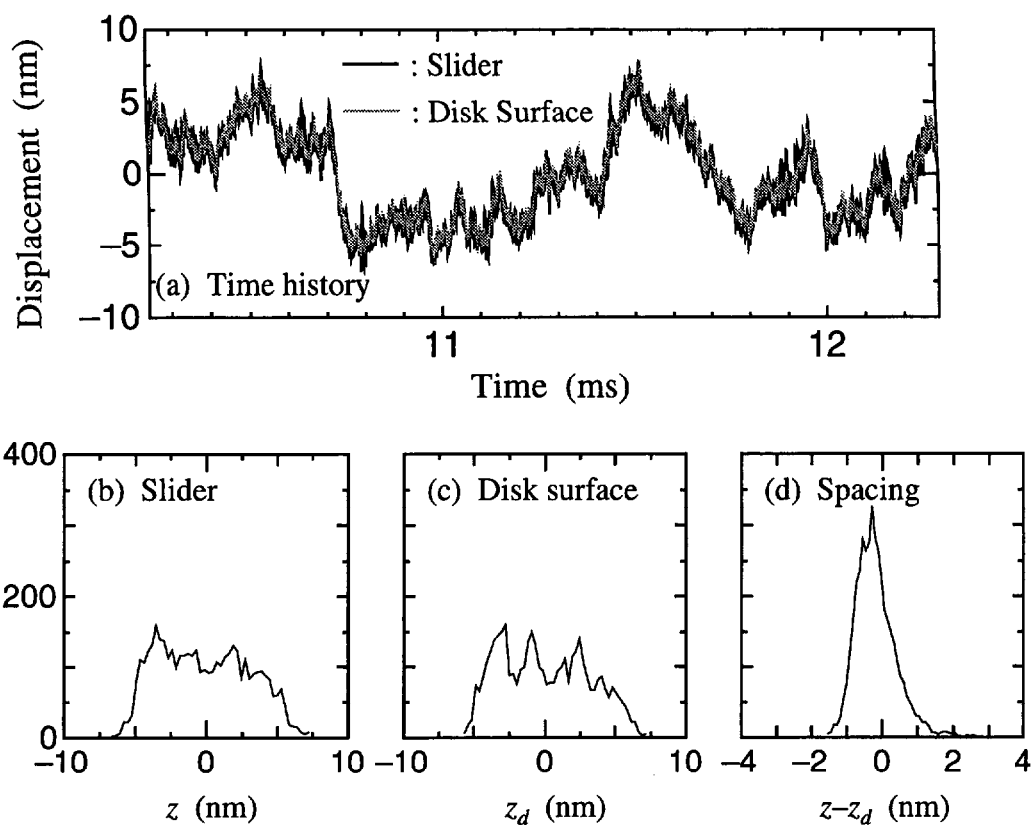


図 3.14: スライダの跳躍振動 (フーリエフィルタリング法 $\beta=1.0$, $\sigma = 1.0$ nm)

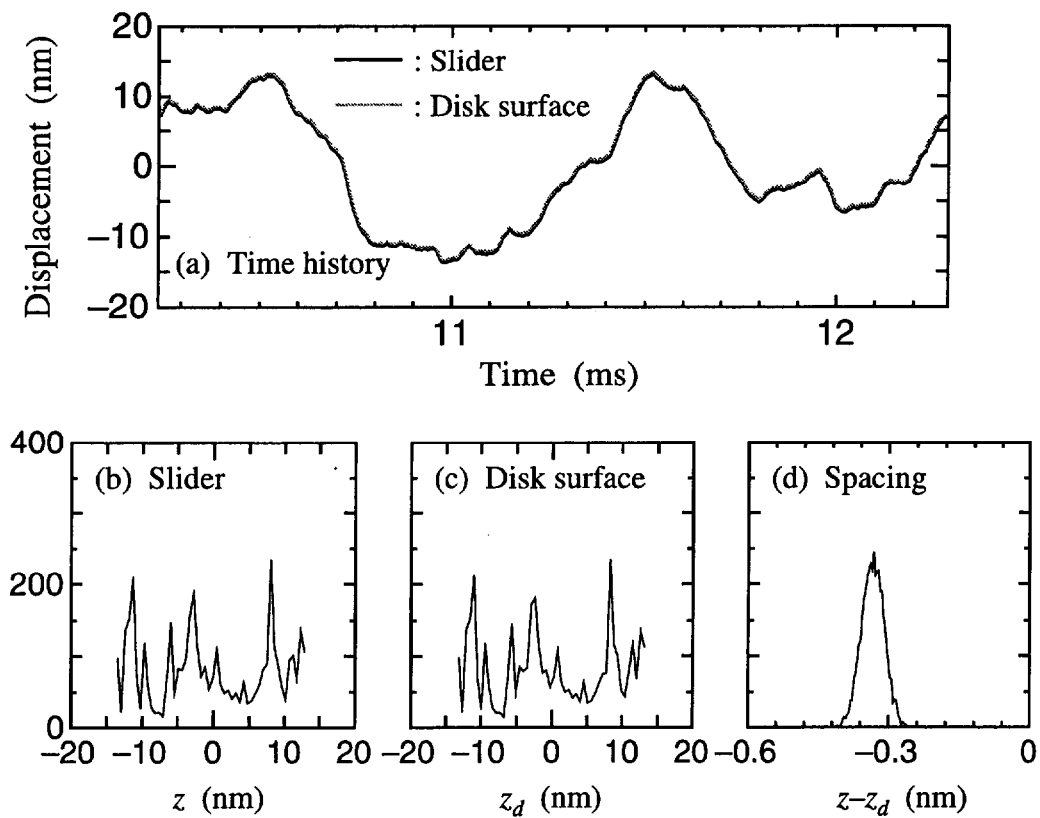


図 3.15: スライダの跳躍振動 (フーリエフィルタリング法 $\beta=1.75$, $\sigma = 1.0$ nm)

3.5 ランダムうねりディスク面における完全接触追従条件

本節では、第2章で求めた1自由度スライダ-調和うねりディスク面モデルにおける完全接触追従条件をランダムうねり面に拡張し、ランダムうねり面モデルにおける完全接触追従条件を求め、その妥当性を数値シミュレーションにより検証する。

3.5.1 ディスクの周波数成分が既知のときの完全接触追従条件

調和うねりディスク面モデルにおいては、ディスク面の振動は単一のうねり周波数 f_d の成分しか含んでいない。したがって、スライダが常にディスク面に接触していると仮定し系を線形にするとスライダの応答も理論的に求めることができ、スライダのディスク面に対する相対振動 $h(t) (=z(t) - z_d(t))$ は次式のようにになった。

$$h(t) = \{A_s(f_d)\} \sin(2\pi f_d t + \phi) - \delta \quad (3.7)$$

$$A_s(f_d) = H_s(f_d) \quad (3.8)$$

$$H_s(f_d) = \frac{\left(\frac{f_d}{f_r}\right)^2 \{A(f_d)\}}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{f_d}{f_r}\right)^2\right)^2 + \left(2\zeta_c \frac{f_d}{f_r}\right)^2}} \quad (3.9)$$

ここで、 δ は静的押し込み量で F/k_c で与えられる。また、 $A_s(f_d)$ はスライダのディスク面に対する相対振動の振幅および $H_s(f_d)$ はその周波数応答関数である。

一方、ランダムうねりディスク面においては多数の周波数成分が含まれるが、系が線形ならば重ね合わせの原理が成立するので、各周波数成分に対する応答を足し合わせることでよりスライダの応答を求めることができる。調和うねり面においての完全接触追従条件はスライダ応答の振幅が静的押し込み量よりも小さいことであった。ランダムうねりディスク面モデルにおいても同様の考え方ができ、そのとき振幅のかわりに時間波形の自乗平均値またはその平方根である rms 値に注目する。

ディスク面の時間波形 $z_d(t)$ が周期 T の周期関数で

$$z_d(t) = \frac{A_0}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} [A'(f_{dk}) \cos(2\pi f_{dk} t) + B'(f_{dk}) \sin(2\pi f_{dk} t)] \quad \left(f_{dk} = \frac{k}{T}\right) \quad (3.10)$$

$$= \frac{A_0}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} [A(f_{dk}) \sin(2\pi f_{dk} t + \phi_k)] \quad (3.11)$$

と表されるとき、この時間波形の自乗平均値 $\overline{z_d^2}$ は、フーリエ級数の直交性から

$$\overline{z_d^2} = \frac{1}{T} \int_0^T z_d(t)^2 dt = \left(\frac{A_0}{2}\right)^2 + \frac{1}{2} \sum_{k=1}^{\infty} \{A(f_{dk})\}^2 \quad (3.12)$$

となる．右辺の各 k 項は周波数成分のパワーで，式 (3.12) は時間波形の自乗平均値は各周波数成分のパワーの和に等しいことを示し，この式はパーセバルの公式と呼ばれる．ここでは振動現象を論じるため，直流成分である A_0 は重要でない，よって以後これを 0 とする．

このディスク面によって励振されるスライダの応答 $h(t)$ は重ね合わせの原理より

$$h(t) = \sum_{k=1}^{\infty} [H_s(f_{dk}) A(f_{dk}) \sin(2\pi f_{dk}t + \phi'_k)] - \delta \quad (3.13)$$

のように表すことができる．したがって，このスライダ応答の rms 値すなわち標準偏差 σ_s は

$$\sigma_s = \sqrt{(\overline{h^2} - \bar{h}^2)} = \sqrt{\sum_{k=1}^{\infty} [\{H_s(f_{dk})\}^2 \cdot \{A(f_{dk})\}^2]} \quad (3.14)$$

となる．ここで第 3.4 節で示したように，ディスク面に対するスライダの相対変位のヒストグラムはガウス分布に近いので，スライダの相対振動は静的釣合点 (静的押し込み深さ) を中心に $\pm 3\sigma_s$ の範囲に 99.7% 以上収まる．したがって，ランダムうねりディスク面における完全接触追従条件は

$$3\sigma_s < \delta \quad (3.15)$$

もしくは

$$3k_c\sigma_s < F \quad (3.16)$$

となる．

次節でこの理論とシミュレーション結果とを比較し，その妥当性を検証する．

3.5.2 完全接触追従条件と数値シミュレーション結果との比較

一般にディスク面の形状の特性を記述するには，その表面の変位分布の標準偏差および roll-off 特性を用いる．数値シミュレーションにおいても，修正中点変位法もしくはフーリエフィルタリング法によって生成されるディスク面の特性は標準偏差 σ と roll-off 特性 p または β ($\beta = (p+1)/2$) で表される．したがって本節では，スライダの設計パラメータおよびディスク面の roll-off 特性が既知であるときの完全接触追従に必要なディスク面の標準偏差の値を求め，シミュレーション結果と比較することで前節で求めた完全接触追従条件が微小跳躍を含む非線形系の定常状態における完全接触追従条件を予測できることを検証する．

数値シミュレーションおよび理論解析で用いた設計パラメータの値を表 3.2 に示す．

数値シミュレーションにおいて用いるディスク面の標準偏差は，ディスクが周速 15m/s で回転しているときの基準長さ 0.96mm に相当する $64\mu\text{s}$ の時間区間で計算したものであ

表 3.2: 比較の際に用いた設計パラメータ

スライダ荷重 F	0.5 mN
スライダ質量 m	0.5 mg
接触剛性 k_c	1.5×10^6 N/m
接触減衰比 ζ_c	0.1
roll-off 特性 β	1.0, 1.25, 1.5, 1.75
平滑パラメータ p	1.0, 1.5, 2.0, 2.5

る．そこで理論解析において重ね合わせる周波数成分は $64\mu\text{s}$ に相当する $f_{d1} = 15.625\text{kHz}$ を基本周波数としその整数倍の周波数成分とする． f_{d1} における振幅成分の期待値を $A(f_{d1})$ とすると，各周波数 $f_{dk} = kf_{d1}$ における振幅成分の期待値 $A(f_{dk})$ は

$$A(f_{dk}) = A(f_{d1}) \left(\frac{f_{d1}}{f_{dk}} \right)^\beta \quad (3.17)$$

となる．したがってパーセバルの公式よりディスク面の時間波形の自乗平均値(分散) σ^2 は

$$\sigma^2 = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^{\infty} \left\{ A(f_{d1}) \left(\frac{f_{d1}}{f_{dk}} \right)^\beta \right\}^2 \quad (3.18)$$

となり，基本周波数 f_{d1} における振幅成分 $A(f_{d1})$ は

$$\{A(f_{d1})\}^2 = \frac{2\sigma^2}{\sum_{k=1}^{\infty} \left(\frac{f_{d1}}{f_{dk}} \right)^{2\beta}} \quad (3.19)$$

となる．式(3.17), (3.19) よりディスク面の各周波数成分 $A(f_{dk})$ はディスク面の標準偏差 σ および roll-off 特性 β を用いて

$$A(f_{dk}) = \sigma \sqrt{\frac{2}{\sum_{k=1}^{\infty} \left(\frac{f_{d1}}{f_{dk}} \right)^{2\beta}}} \left(\frac{f_{d1}}{f_{dk}} \right)^\beta \quad (3.20)$$

と表すことができる．

式(3.14), (3.20) よりスライダ応答の標準偏差 σ_s は

$$\sigma_s = \sqrt{\frac{\sigma^2}{\sum_{l=1}^{\infty} \left(\frac{f_{d1}}{f_{dl}} \right)^{2\beta}} \cdot \sum_{k=1}^{\infty} \left[H_s(f_{dk}) \left(\frac{f_{dl}}{f_{dk}} \right)^{2\beta} \right]} \quad (3.21)$$

表 3.3: 完全接触追従に必要なディスク面の標準偏差 σ およびその 3 倍

β	p	σ (nm)	3σ (nm)
1.0	1.0	0.214	0.641
1.25	1.5	0.405	1.215
1.5	2.0	0.791	2.372
1.75	2.5	1.559	4.676

となる．前節で述べたように，スライダが完全接触追従するためには

$$\delta > 3\sigma_s \quad (3.22)$$

が必要であり，したがってディスク面の標準偏差 σ は次式を満足していなければならない．

$$\sigma < \frac{\delta}{3} \sqrt{\frac{\sum_{l=1}^{\infty} \left(\frac{f_{dl}}{f_{dl}} \right)^{2\beta}}{\sum_{k=1}^{\infty} \left[H_s(f_{dk}) \left(\frac{f_{dl}}{f_{dk}} \right)^{2\beta} \right]}} \quad (3.23)$$

計算では $k = \infty$ まで足し合わせる事が不可能なので，十分大きいと思われる $k = 2000$ まで足し合わせた．ちなみに基本周波数 $f_{d1}=15.625\text{kHz}$ とすると $f_{d2000}=31.25\text{MHz}$ となる．

表 3.3 に各 β または $p=(\beta+1)/2$ に対する式 (3.23) で得られた完全接触追従に必要な σ の値を示す．またスライダ応答の rms 値と押し込み量が等しくなる 3σ の値も合わせて表 3.3 に示す．

表 3.3 の値をもとに数値シミュレーションをした結果，スライダは完全接触追従せず跳躍してしまった．この理由は基本周波数を 15.625kHz としており，接触共振周波数 276kHz に比べ振幅スペクトルの間隔が大きすぎるため精度の悪い結果となったと考えられた．そこで基本周波数 f_{d1} はディスク面の基本周波数と同じ 488Hz とし，足し合わせる最低の周波数を 15.625kHz とした．すなわち $k = 32$ から足し合わせることにした．足し合わせる成分の数は 2000 のままとした．したがって 15.625kHz から約 1MHz までの成分を足し合わせることになる．これよりも高い周波数成分は波長が接触パッド長よりも短くなり，パッドにより平滑化され，かつスライダの接触共振周波数よりも数倍以上高いため，第 3.7 節で述べるように無視できる．一方，低周波数領域に関しても第 3.7 節で述べるように $1 < \beta < 2$ のとき接触共振周波数の $1/2$ 以下まで考慮すればよい．

この計算によって得られた値を表 3.3 と同様に表 3.4 に示す．

表 3.4: 完全接触追従に必要なディスク面の標準偏差 σ およびその 3 倍 (修正後)

β	p	σ (nm)	3σ (nm)
1.0	1.0	0.168	0.504
1.25	1.5	0.289	0.866
1.5	2.0	0.516	1.554
1.75	2.5	0.947	2.842

数値シミュレーションでは、各 β, p の値に対する完全接触追従に必要な σ の値を中心にそれよりも大きな値および小さな値の 5 水準にディスク面の標準偏差の値を変化させ、スライダの応答を解析し、10.24 ~ 12.288ms の間のスペーシング $h(=z-z_d)$ の最大値 h_{max} を調べた。そして各パラメータについて 16 サンプルの平均をとった。

図 3.16 に σ と h_{max} との関係を β および p をパラメータとして示す。図中の実線はフーリエフィルタリング法によるディスク面における解析結果を表し、破線は修正中点変位法によるディスク面における解析結果を表している。また図中の一点鎖線は $h_{max}=0\text{nm}$ を表し、△印は左から順に $\beta = 1.0$, (または $p = 1.0$), $\beta = 1.25$, (または $p = 1.5$), $\beta = 1.5$, (または $p = 2.0$), $\beta = 1.75$, (または $p = 2.5$) において理論的に求めた完全接触追従に必要なディスク面の標準偏差 σ の値である。図 3.16 より、各シミュレーション結果が $h_{max}=0$ と交差する点と理論値がよく一致していることから、理論的に導いた完全接触追従条件は 10nm 以下の初期外乱を含む非線形系の完全接触追従条件として使用できることが確認された。ただし、振幅スペクトルの間隔は十分小さくしなければ精度の良い結果は得られないことも明らかになった。

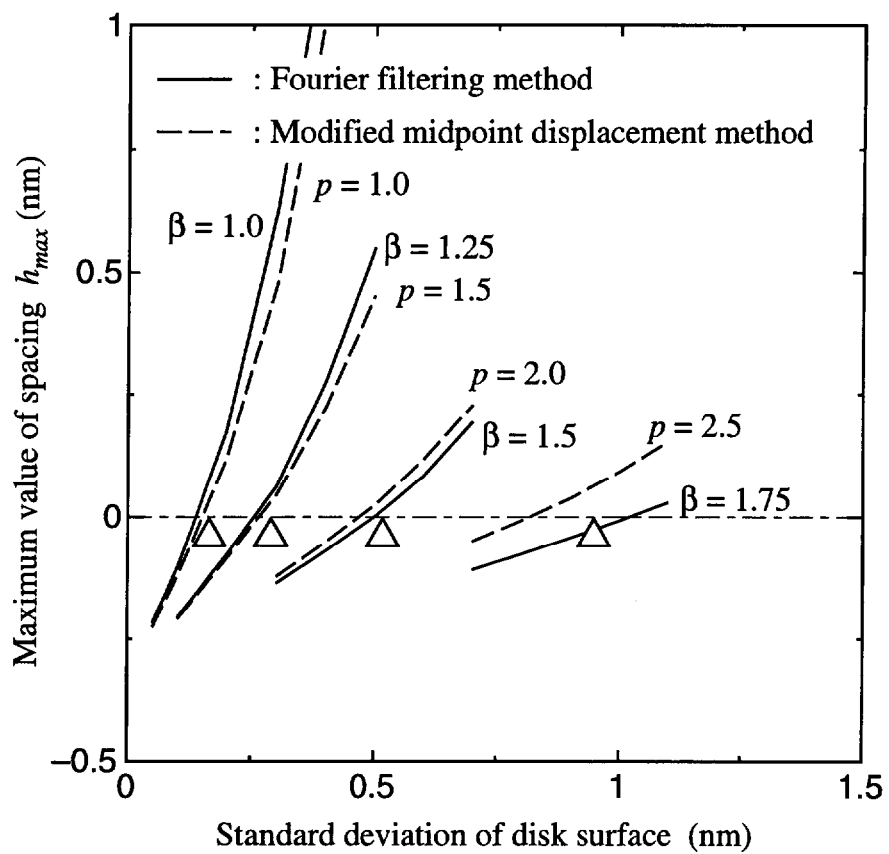


図 3.16: 完全接触追従条件の理論結果とシミュレーションとの比較

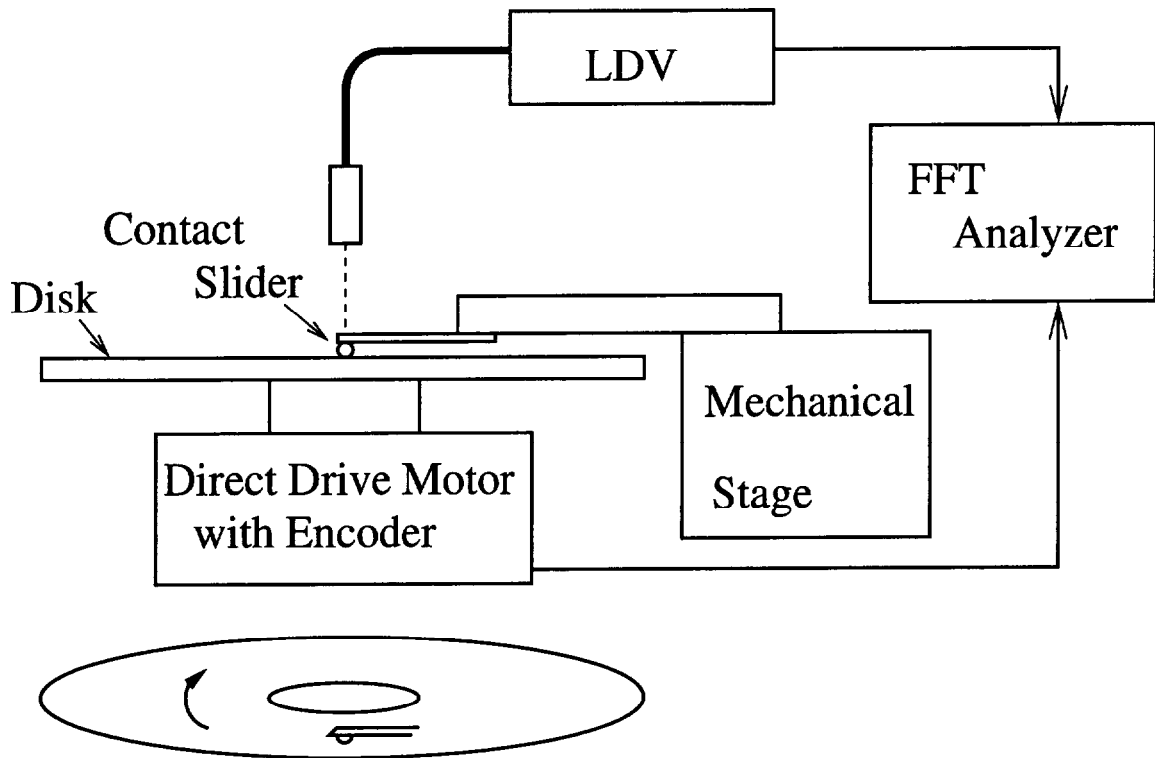


図 3.17: 実験装置の概略図

3.6 完全接触追従条件の実験による検証

本節では、完全接触追従条件の実験による検証について、まず実験装置について説明し、スライダおよびディスクの諸元を述べる。そして、スライダ荷重を変化させて完全接触追従するスライダ荷重を調べ、理論解析結果と比較検討する。

3.6.1 実験装置

図 3.17 に実験装置の概略図およびスライダ機構の形状を示す。小野らの行なった実験的研究⁽¹¹⁾を参考に、ディスクの駆動にはエアスピンドルとダイレクトドライブモータを用い、スライダのディスクに対する接触姿勢の調整は微動台で行った。スライダの接触跳躍振動はレーザードップラー振動計 (LDV) により測定した。ディスクは 3600rpm で回転し、半径 25mm の位置で測定した。図 3.17 に示すように、支持ビームを円周方向に設定したスライダの跳躍振動の速度を LDV で測定し、モータエンコーダからの基準位置信号をトリガとしてそれを FFT アナライザを用いて積分し変位の時間波形とした。

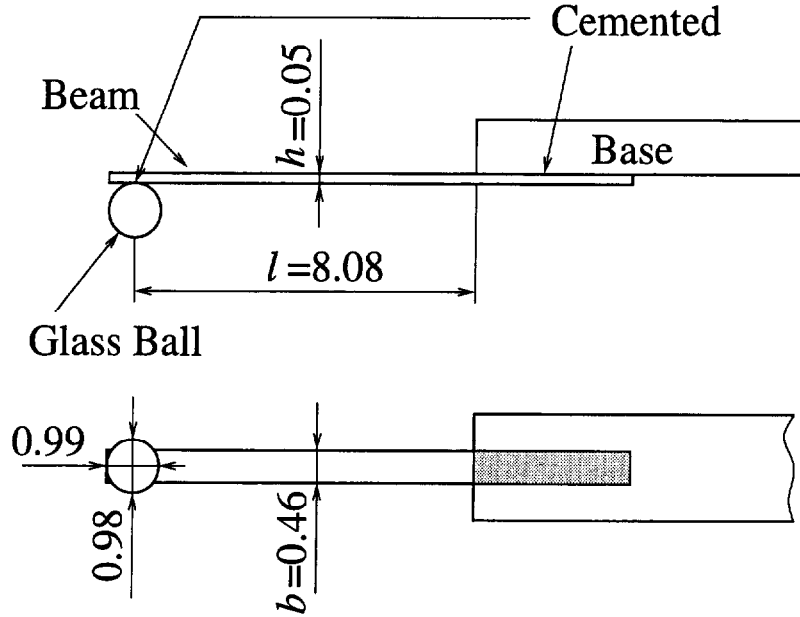


図 3.18: 模擬モノパッドコンタクトスライダ機構の構造および諸寸法 (単位 mm)

3.6.2 実験における模擬球面コンタクトスライダ機構の諸元の同定

図 3.18 に試作模擬モノパッドスライダ機構の形状および諸寸法を示す。

図 3.18 に示すように、スライダ機構は一方の端をベースに接着し固定されたステンレス (ヤング率: $E_b = 206 \text{ GPa}$, 密度: $\rho_b = 7.87 \text{ g/cm}^3$) 製のビームのもう一方の端にガラス球 (密度: $\rho_s = 2.5 \text{ g/cm}^3$) を接着した構造となっている。図中の各寸法はスライダ機構を作成後メジャースコープで測定したものである。

まずスライダ機構の諸元を同定した。この機構を 1 自由度系にモデル化する際のばね定数 k は次のように計算できる。

- ・ビームの断面 2 次モーメント I

$$I = \frac{bh^3}{12} = 4.792 \times 10^{-18} \text{ (m}^4\text{)} \quad (3.24)$$

- ・ビームのばね定数 k

$$k = \frac{3E_b I}{l^3} = 5.614 \text{ (N/m)} \quad (3.25)$$

また、スライダ質量に関しては

- ・ガラス球の質量 m_s

$$m_s = \rho_s \left(\frac{4}{3} \pi r^3 \right) = 1.27 \text{ (mg)} \quad (3.26)$$

- ・ビームの質量 m_b

$$m_b = \rho_b (bhl) = 1.463 \text{ (mg)} \quad (3.27)$$

表 3.5: スライドの減衰比測定結果

	1 回目	2 回目	3 回目	4 回目	平均
ζ	0.00621	0.00411	0.00598	0.00534	0.00541

- ・ビームの等価質量 m'_b (ビームを片持ちはりとみなし、レイリー法により計算)

$$m'_b = \frac{33}{140} m_b \quad (3.28)$$

したがってこのスライド機構の1次の固有振動数の理論値 f_n は

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m_s + m'_b}} = 297 \text{ (Hz)} \quad (3.29)$$

となる。

これを実験によって得られた値と比較した。実験ではコンタクトスライドのベース部を固定し、その固定したベース部に軽い衝撃を与え、その際に発生する先端の振動をLDVで測定し、その測定した時間軸振動波形をFFTアナライザで解析した。得られた先端振動の周波数特性を図3.19に示す。この図から固有振動数の実験値279Hzが得られた。理論値297Hzと比較して誤差6.45%で良い一致を得た。

また図3.20にビーム先端振動の時間軸波形を示す。図中の丸印を付けた所の振幅比とその間の波数 N から以下のようにスライド機構の減衰比 ζ を求めた。

- ・対数減衰率 Δ

$$\Delta = \frac{1}{N} \log_e \left(\frac{A_1 - A_2}{B_1 - B_2} \right) \quad (3.30)$$

- ・減衰比 ζ

$$\zeta = \sqrt{\frac{\Delta^2}{4\pi^2 + \Delta^2}} \quad (3.31)$$

図3.20のような測定を計4回行った結果、表3.5に示す様な結果となり、減衰比 $\zeta=0.00541$ と同定した。

小野らによると、このままの状態のスライド機構ではビーム部の減衰が小さいためビーム部の高次の振動の影響が現れてしまうことが明らかとなっており、この高次の振動の影響を減らすにはビーム部に減衰剤としてビニールテープを添付する必要がある⁽¹¹⁾。そこで本実験では最初からビニールテープを添付した状態で実験をすることにした。

ビニールテープ添付後のスライド機構の周波数特性を図3.21に示す。減衰が大きくピークが分かりにくいため、縦軸を対数表示にした。また減衰比を知るためのビーム先端振動の時間波形を図3.22に示す。

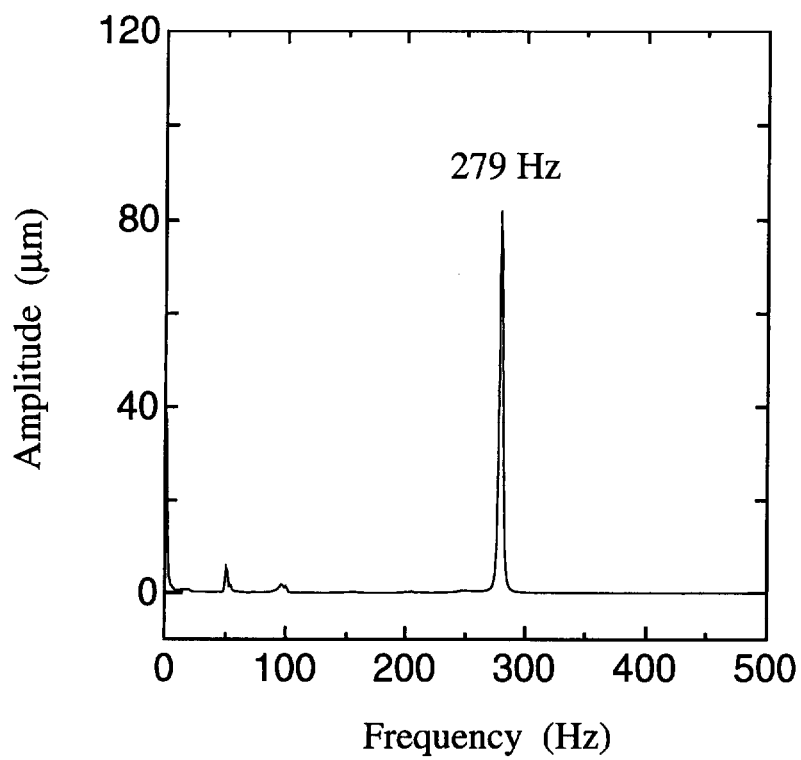


図 3.19: スライダー機構の周波数特性

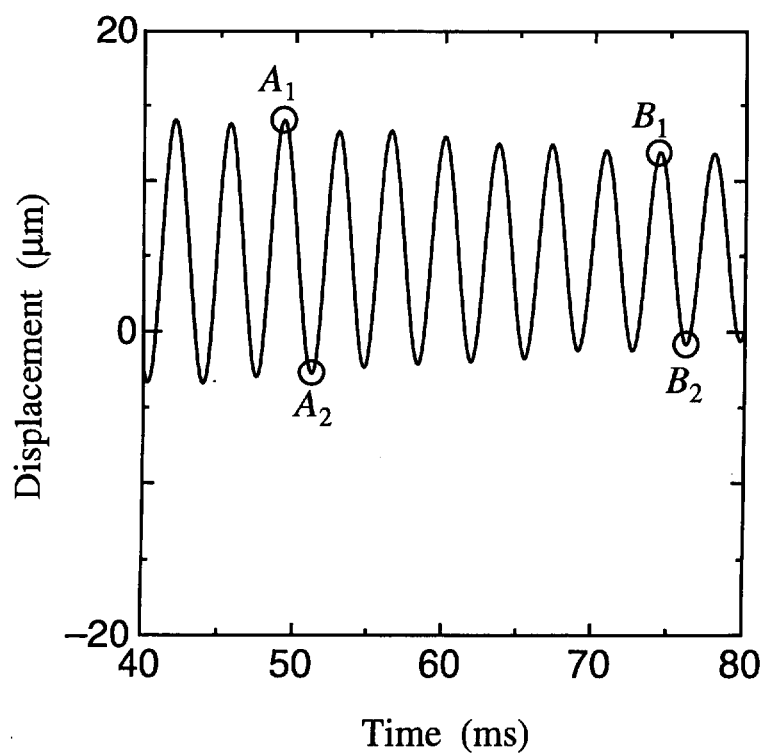


図 3.20: ビーム先端振動の時間波形

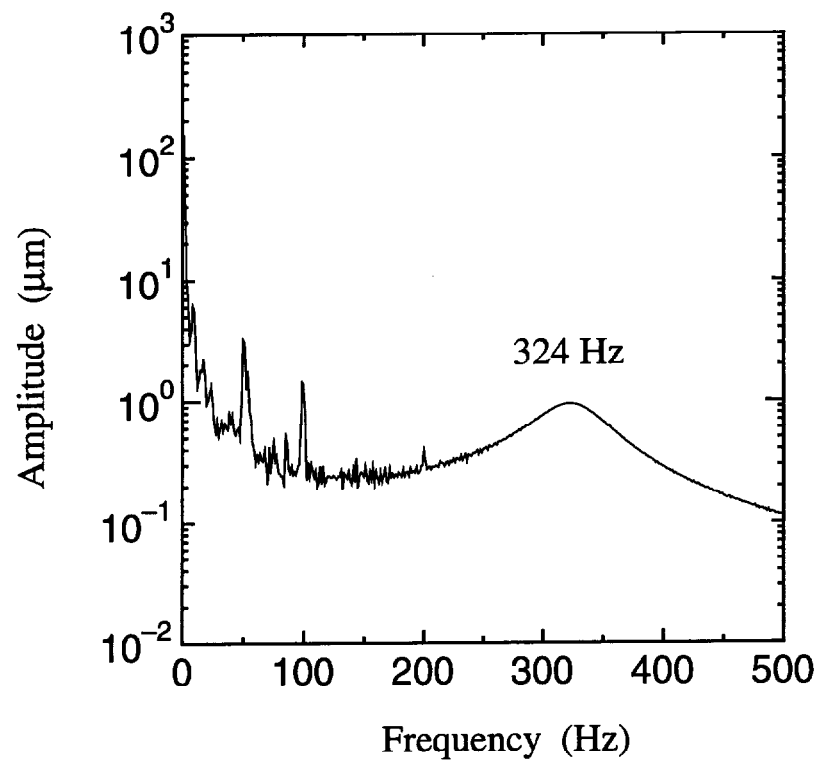


図 3.21: 減衰を高めたスライダ機構の周波数特性

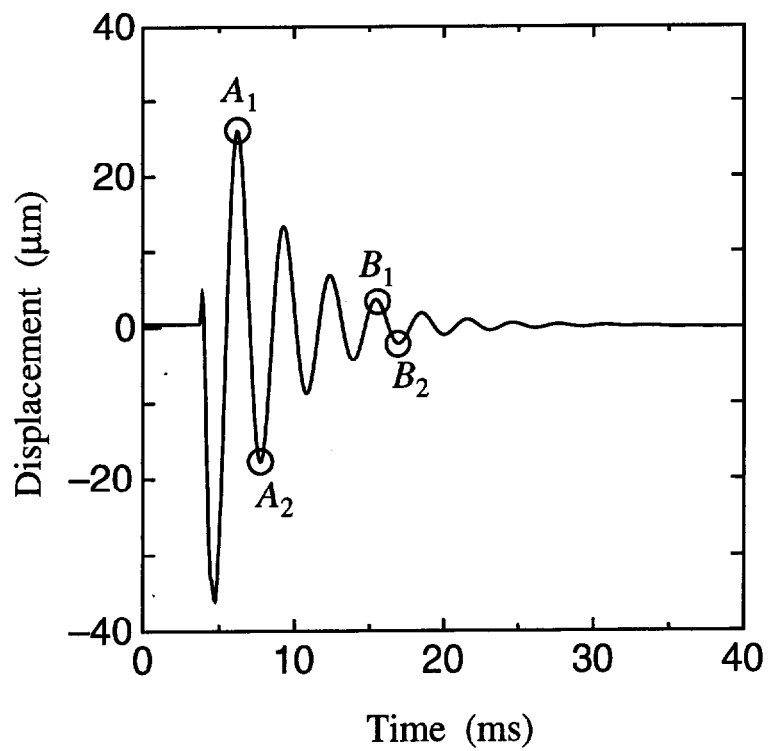


図 3.22: 減衰を高めたスライダ機構のビーム先端振動の時間波形

表 3.6: 減衰を高めたスライダ機構の減衰比測定結果

	1 回目	2 回目	3 回目	4 回目	平均
ζ	0.10730	0.10650	0.10706	0.10812	0.1072

図 3.21 から分かるように、周波数特性のピークがなだらかになるのと同時にピークが高周波数側に移っている。テープを添付したことから等価質量は増加し、共振点は低下するはずだが、テープがばねとしても機能するため、共振点が上昇したと考えることができる。ばね剛性は実験においてスライダ荷重を決めるのに重要なため、ここではばね剛性を同定する。

まず図 3.21 から減衰固有周波数 $f_{nd}=324\text{Hz}$ と読み取れる。つぎにスライダの等価質量を求める。用いたビニールテープは単位面積あたりの重さが約 $0.27\text{mg}/\text{mm}^2$ であり、 $0.5\text{mm}\times 7\text{mm}$ のテープをビームの上面および下面に添付した。したがって添付するビニールテープの質量 m_{tape} は

$$m_{\text{tape}} = 2 \times 0.5 \times 7 \times 0.27 = 1.89 \quad (\text{mg}) \quad (3.32)$$

ビニールテープはビームと同じ様にたわむと仮定できるので、式 (3.28) よりビニールテープの等価質量も実際の質量の $33/140$ で近似できる。したがって、スライダの等価質量 m は

$$m = m_s + \frac{33}{140}(m_b + m_{\text{tape}}) = 2.06 \quad (\text{mg}) \quad (3.33)$$

となる。したがって、減衰を高めた後のスライダのばね剛性は

$$k = (2\pi f_n)^2 m = 8.54 \quad (\text{N/m}) \quad (3.34)$$

と同定できた。

前述と同様の方法で減衰を高めた後の減衰比を求めた。その結果を表 3.6 に示す。計 4 回の測定の平均は $\zeta = 0.1072$ とテープを添付する前に比べ約 20 倍に減衰比を高めることができた。

3.6.3 接触剛性の同定

接触剛性を調べるために、荷重と押し込み量の関係を調べた。スライダ荷重による押し込み量は nm のオーダーなので直接観察することはできない。したがって光の干渉縞(ニュー

トンリング)を用いて測定することにした。しかしスライダの摺動実験に用いるディスク板は不透明のアルミ製であり干渉縞を観察できない。そこで、透明な合成石英ガラスディスク (ヤング率: $E_2 = 71.3\text{GPa}$, ポアソン比: $\nu_2 = 0.17$) を用いて押し込み量と荷重との関係を調べ、それがヘルツの接触式と一致するかどうかを調べることにした。しかし、実験において計測できるのは、ニュートンリングの半径のみであり、しかも2本目の暗線までしか観測できず、詳細な変形の様子を知ることはできなかった。そこで、ヘルツの理論から変形を解き、ニュートンリングが生じる半径を求め、それと実験結果を比較することによりヘルツの理論と実験が一致しているかを調べることにした。

図 3.23 にニュートンリングの半径の求める方法の概略図を示す。図 3.23(a) が荷重をかける前であり、(b) が荷重をかけた後の図である。ヘルツの接触理論では弾性体どうしの接触でも等価的なヤング率を用いて弾性体と剛体の接触とみなしているのので、ここでもディスク板が弾性体、スライダが剛体とみなした。

表 3.7 に荷重 F と暗線の半径 x_1, x_2 の関係をヘルツの接触理論によればスライダ荷重 F と接触領域 (円) の半径 a の関係は

$$a = \left(\frac{3FR}{4E^*} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (3.35)$$

となる。ここで E^* は等価的なヤング率である。また R はスライダの曲率半径で、荷重をかける前のニュートンリングの1本目の暗線の半径 x_1 からは次式で求まる。

$$\begin{aligned} R^2 &= \left(R - \frac{\lambda}{2} \right)^2 + x_1^2 \\ R &= \frac{\frac{\lambda^2}{4} + x_1^2}{\lambda} \end{aligned} \quad (3.36)$$

ここで λ は用いた光 (緑色光) の波長であり $\lambda = 553\text{nm}$ である。また2本目の暗線 x_2 からは次式で求まる。

$$\begin{aligned} R^2 &= (R - \lambda)^2 + x_2^2 \\ R &= \frac{\lambda^2 + x_1^2}{2\lambda} \end{aligned} \quad (3.37)$$

後の計算では1本目の暗線から求まった値 0.4391 mm と2本目の暗線から求まった値 0.4531 mm の平均値 0.446 mm を R とした。これを図 3.18 の寸法と比較すると小さめの値となっているが、これはスライダが真に球形をしていないためと考えられる。

また、この接触領域内にかかるヘルツの圧力は次式で与えられる。

$$p_H(x) = p_{max} \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2}} \quad (3.38)$$

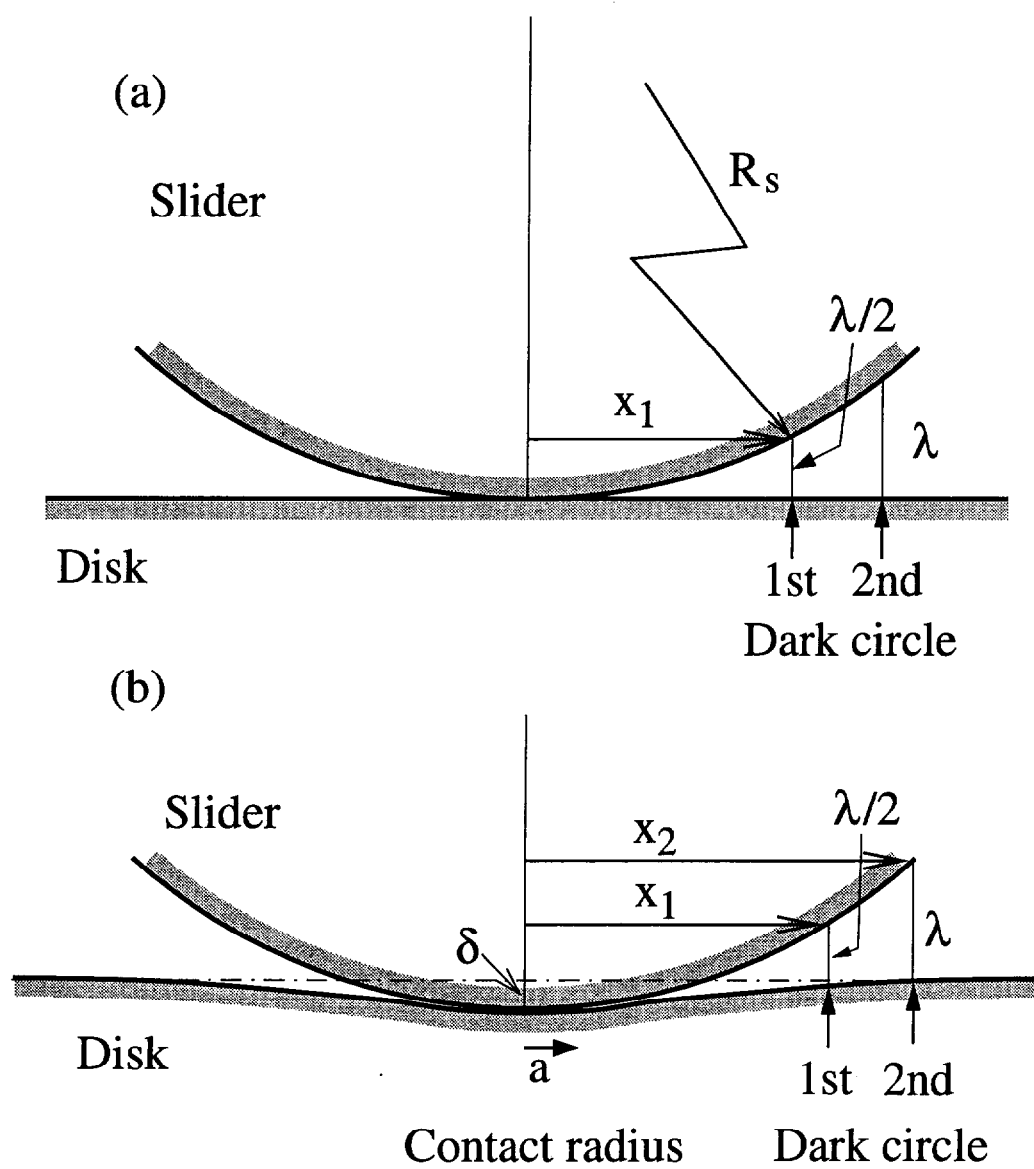


図 3.23: ニュートンリング測定概念図

表 3.7: 荷重とニュートンリングの半径との関係

荷重 F (mN)	1 本目の半径 x_1 (μm)		2 本目の半径 x_2 (μm)		静的押し込み量 δ (nm)
	実験値	理論値	実験値	理論値	理論値
0.000	15.58	15.70	22.38	22.20	0.000
0.516	15.64	15.85	22.69	22.31	5.521
1.123	16.14	15.93	22.70	22.37	8.764
1.684	16.28	16.00	- - - -	22.42	11.484
2.246	16.48	16.05	22.88	22.46	13.911

ここで x は接触領域 (円) の中心からの距離で, p_{max} は面圧の最大値で平均面圧の 3/2 倍で表される. すなわち

$$p_{max} = \frac{3F}{2\pi a^2} \quad (3.39)$$

となる. 面圧分布が既知となったので, 無限平面に集中力が働いたときの変位分布を重ね合わせるにより, ディスク板の変形が解ける. すなわち接触領域の中心から距離 x_r 離れた点の変形量 $\omega(x_r)$ は

$$\omega(x_r) = \int_0^a \int_0^{2\pi} \frac{p_H(x)}{\pi E^* \sqrt{(x_r - x)^2 + x^2 \sin^2 \theta}} d\theta dx \quad (3.40)$$

となる. ちなみに $x_r=0$ における変形量 $\omega(0)$ が静的な押し込み量 δ となる. そして図 3.23(b) に示したようにスライダ (剛体球) とディスク面のすきまが $\lambda/2$ となる x_r がニュートンリングの 1 本目の暗線の半径 x_1 となり, λ となる x_r が 2 本目の暗線の半径 x_2 となる. 表 3.7 および図 3.24 にスライダ荷重とニュートンリングの半径との関係を示す. 表 3.7 において, 左から順に荷重 F , 1 本目の暗線の半径の実験値と理論値, 2 本目の暗線の半径の実験値と理論値, そして参考として静的押し込み量 δ の理論値を示している. 荷重が中途半端な値になっているのは, 荷重の調節をスライダ機構のビーム (剛性: $k = 5.16\text{N/m}$) のたわみ量で調節したためである. また暗線の半径の実験値は x, y 方向の直径を測定しその平均から求めた. 表 3.7 中, 荷重 $F=1.684\text{mN}$ における x_2 の実験値が空欄になっているが, これは 2 本目の暗線が不明瞭でその直径を測定することができなかったためである.

表 3.7 および図 3.24 から理論値と実験結果はかなりよく一致しているといえる. 若干の誤差があるが, これは実験において暗線にはある程度の太さがあり, 長さを測る際の誤差に起因するものであると考えられる. 実験と理論がかなりよく一致しているので, ここで

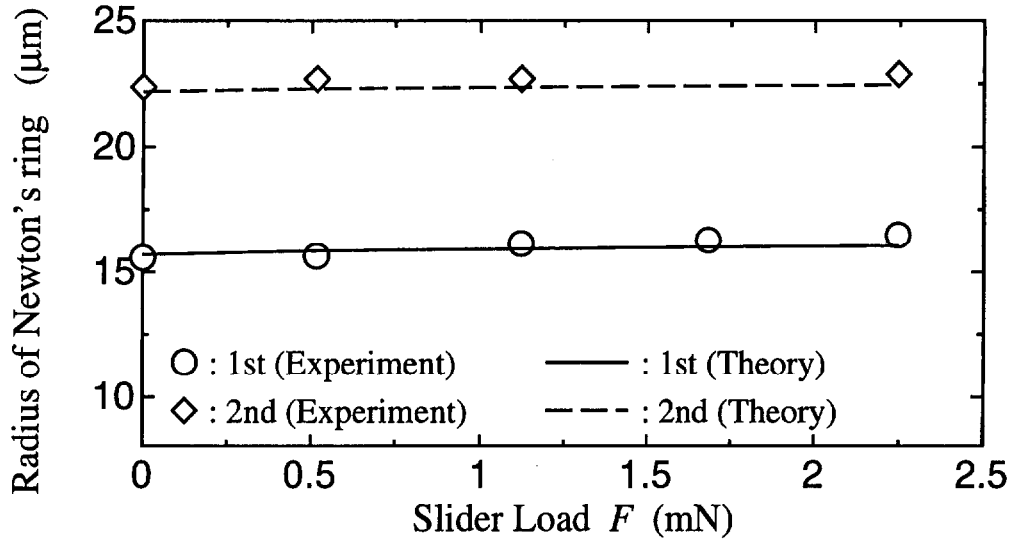


図 3.24: 荷重とニュートンリングの半径との関係

はヘルツの接触理論に従い接触剛性を定めることにする．ヘルツの接触理論より，球面接触における押し込み量 δ と荷重 F との関係は

$$\delta = \left(\frac{9F^2}{16E^*R} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (3.41)$$

となり，静的釣り合い点における接触剛性 k_c は

$$k_c = (6E^*FR)^{\frac{1}{3}} \quad (3.42)$$

となる．ここで E^* は等価的なヤング率で，実験に用いたのはガラススライド ($E_1 = 70.4 \text{ GPa}$, $\nu_1 = 0.244$) およびアルミディスク ($E_2 = 71 \text{ GPa}$, $\nu_2 = 0.3$) なので $E^* = 38.2 \text{ GPa}$ となる．またスライド接触面の曲率半径は前述の実験で $R = 0.446 \text{ mm}$ と求められている．またスライドの等価質量 $m (= 2.06 \text{ mg})$ を用いて，釣り合い点における接触共振周波数 f_r を理論的に求めると以下ようになる．

$$\begin{aligned} f_r &= \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_c}{m}} \\ &= \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{(6E^*FR)^{\frac{1}{3}}}{m}} \end{aligned} \quad (3.43)$$

また第2.2.3節で述べた，静的釣り合い点におけるポテンシャルエネルギーが等しい等価的な接触剛性 k_{cef} は

$$k_{cef} = \frac{8}{15} (6E^*FR)^{\frac{1}{3}} \quad (3.44)$$

となり、接触共振周波数 f_{ref} は

$$f_{ref} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{8(6E^*FR)^{\frac{1}{3}}}{15m}} \quad (3.45)$$

となる。この等価的な剛性はスライダが跳躍振動しているか、接触追従していても振幅が大きく、スライダが変形前のディスク面付近までくるような振動の場合に用いるべきであると考えられる。

3.6.4 完全接触追従するための限界荷重

実験で用いたディスク面の周波数特性を両対数グラフで表したものを図 3.25 に示す。スライダ荷重に関する完全接触追従条件は式 (3.16) で与えられるが、式 (3.16) 中の σ_s を求める際にディスク面の周波数特性の情報が必要となる。そこで実験でディスク面の周波数特性を図 3.25 中に折れ線で近似した。a の折れ線はほぼ平均を通り、b の折れ線は a よりも少し大きい値をとっている。図 3.26 に式 (3.14), (3.45) を用いて理論的に計算したスライダ応答振幅 $3\sigma_s$ および式 (3.41) を用いて計算した静的押し込み量 δ をスライダ荷重 F の関数として示す。図 3.26 中 a, b の実線はそれぞれ図 3.25 中の a, b の近似で求めた $3\sigma_s$ である。等価的な剛性を用いた理由は、完全接触追従する限界ではスライダは変形前のディスク面付近まで振動しているからである。

図 3.26 より、完全接触追従条件の式 (3.16) を満たす限界のスライダ荷重は 1.12(近似 a の場合)~1.4(近似 b の場合)mN 程度だと予測できる。

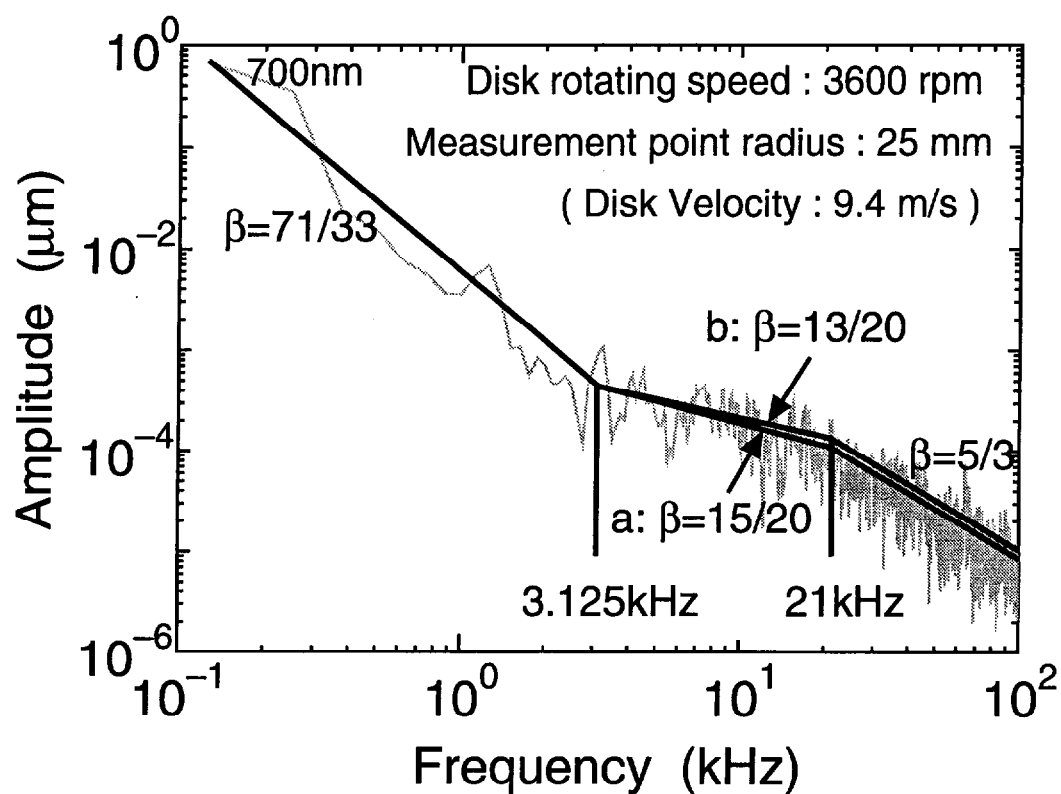


図 3.25: 実験で用いたディスク面の周波数特性

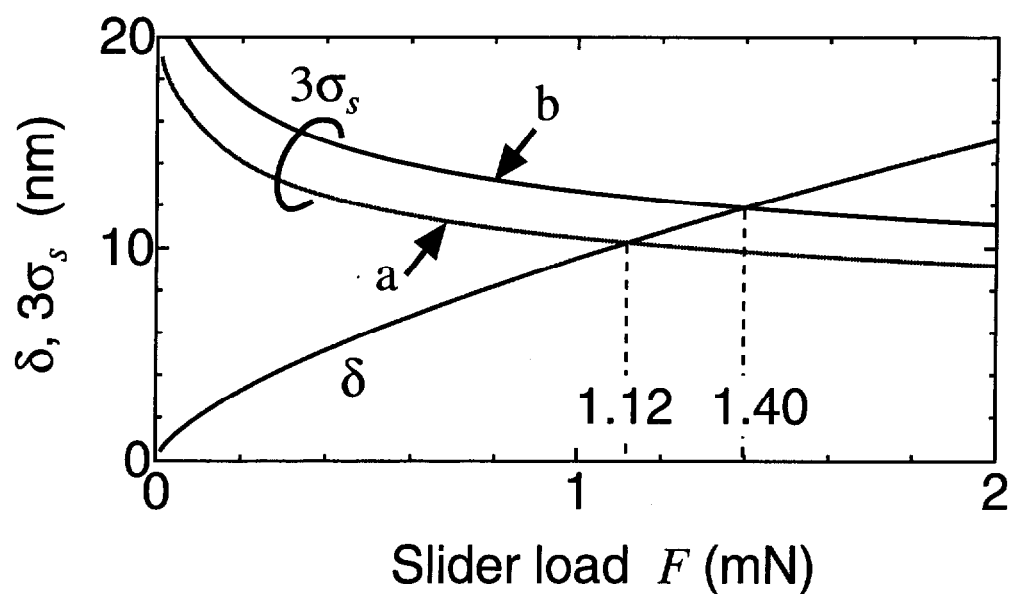


図 3.26: 理論的に求めた静的押し込み量 δ およびスライダ応答振幅 $3\sigma_s$

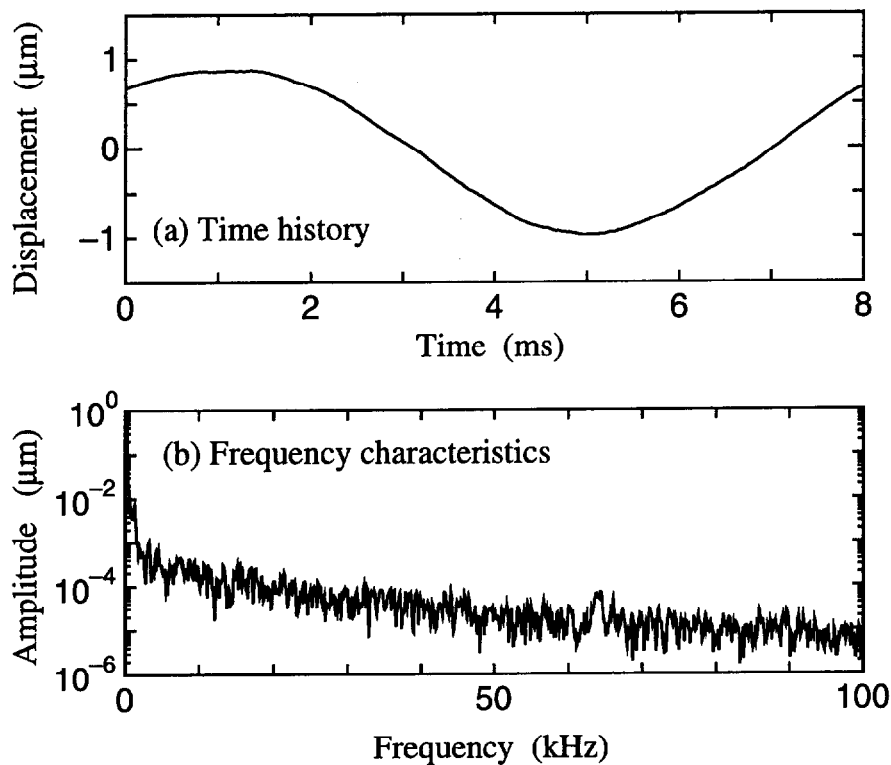


図 3.27: 実験で用いたディスク面

3.6.5 スライダ摺動実験および理論結果との比較

図 3.27 に実験で用いるディスク面の時間波形およびその周波数特性を示す。図 3.27 の周波数特性は図 3.25 と同じデータを片対数グラフで表したものである。実験ではスライダ・ディスク面のすきまを直接測定することができないため、スライダ荷重を変えてスライダの絶対振動を LDV で測定し、その周波数特性を比較した。スライダ荷重を 0.214mN から 3.416mN まで変化させてスライダの絶対振動を測定した結果を図 3.28~3.41 に示す。荷重が中途半端な値になっているのはニュートンリングの観測時と同様に、たわみ量を調節し後に支持ばね剛性 $k = 8.54\text{N/m}$ を乗じたためである。各図において、(a) が時間波形であり、(b) がその周波数特性である。また、各図 (b) 中にその荷重において式 (3.43) から求めた接触共振周波数を▽印で示す。なお周波数特性の測定結果 (各図 (b)) は 32 サンプルの平均値である。

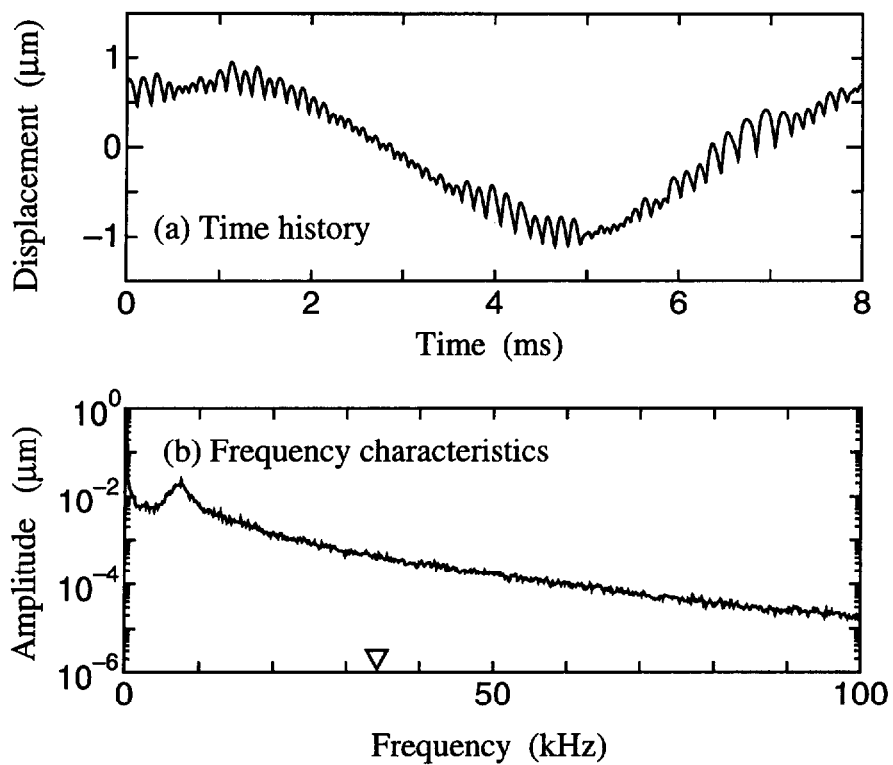


図 3.28: スライダ荷重 $F=0.214\text{mN}$ におけるスライダ振動

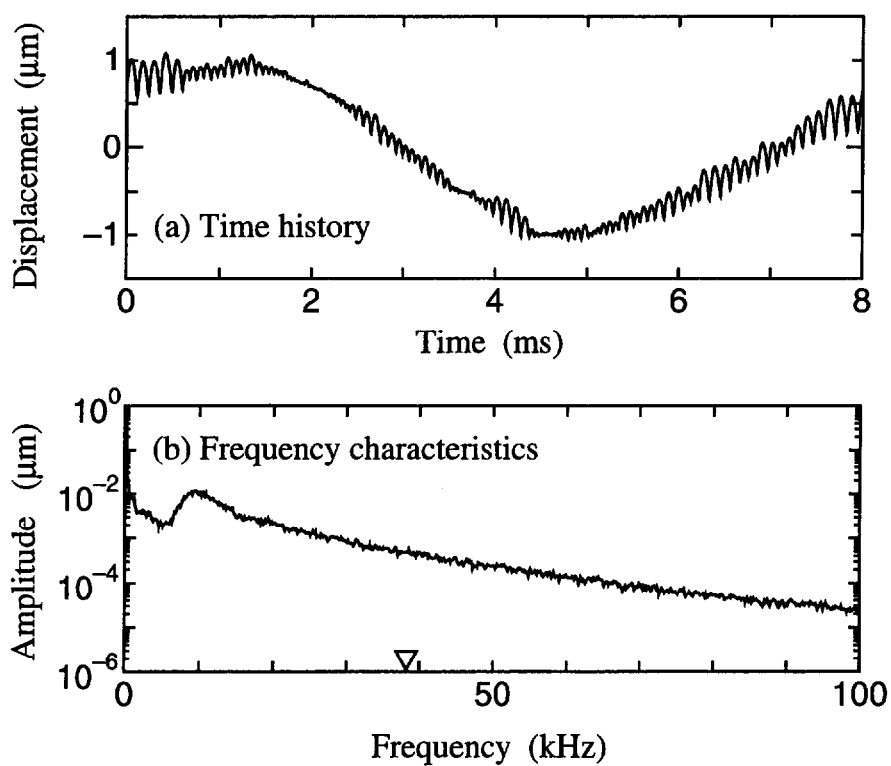


図 3.29: スライダ荷重 $F=0.427\text{mN}$ におけるスライダ振動

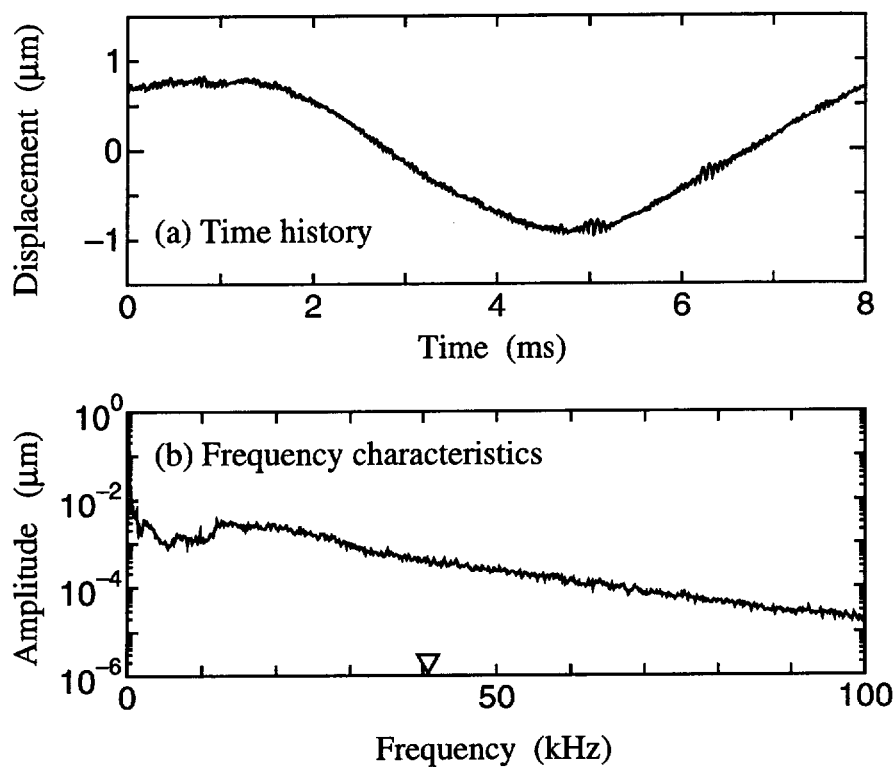


図 3.30: スライダ荷重 $F=0.641\text{mN}$ におけるスライダ振動

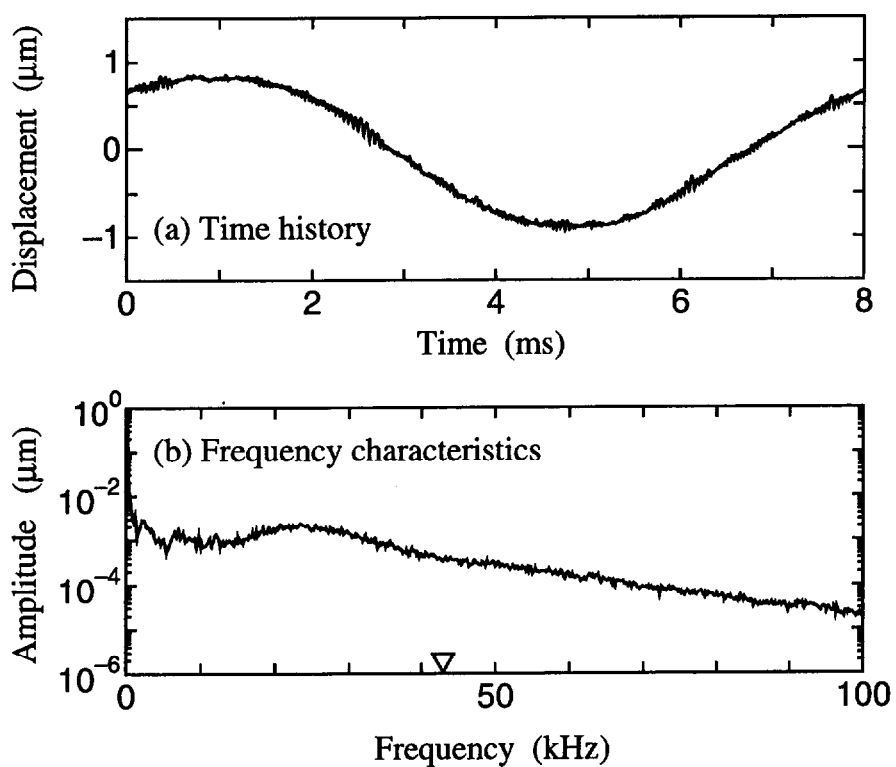


図 3.31: スライダ荷重 $F=0.854\text{mN}$ におけるスライダ振動

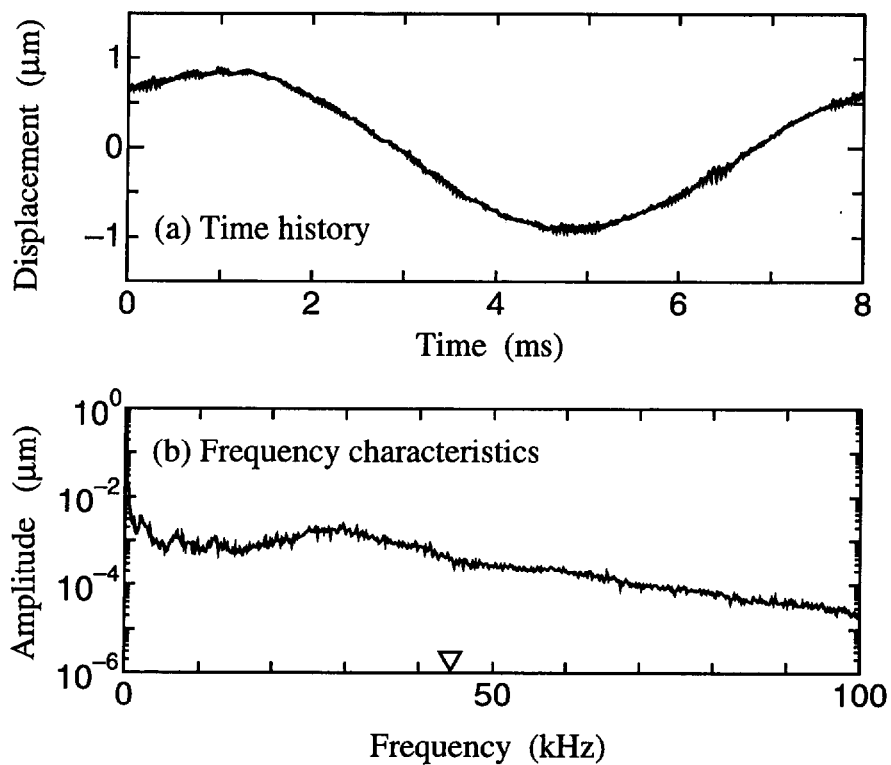


図 3.32: スライダ荷重 $F=1.068\text{mN}$ におけるスライダ振動

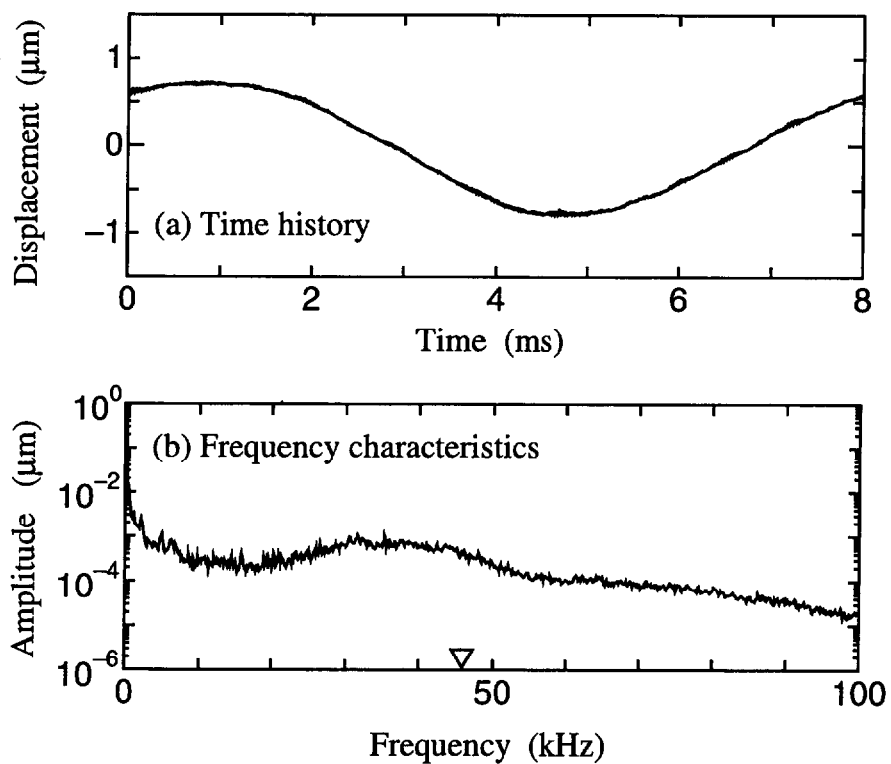


図 3.33: スライダ荷重 $F=1.281\text{mN}$ におけるスライダ振動

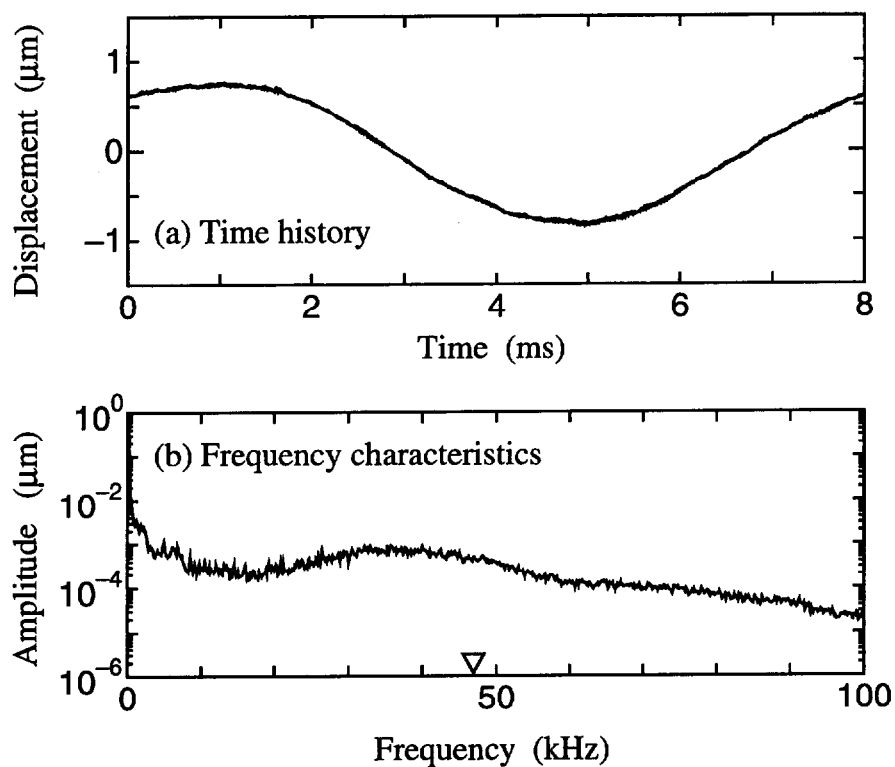


図 3.34: スライダ荷重 $F=1.495\text{mN}$ におけるスライダ振動

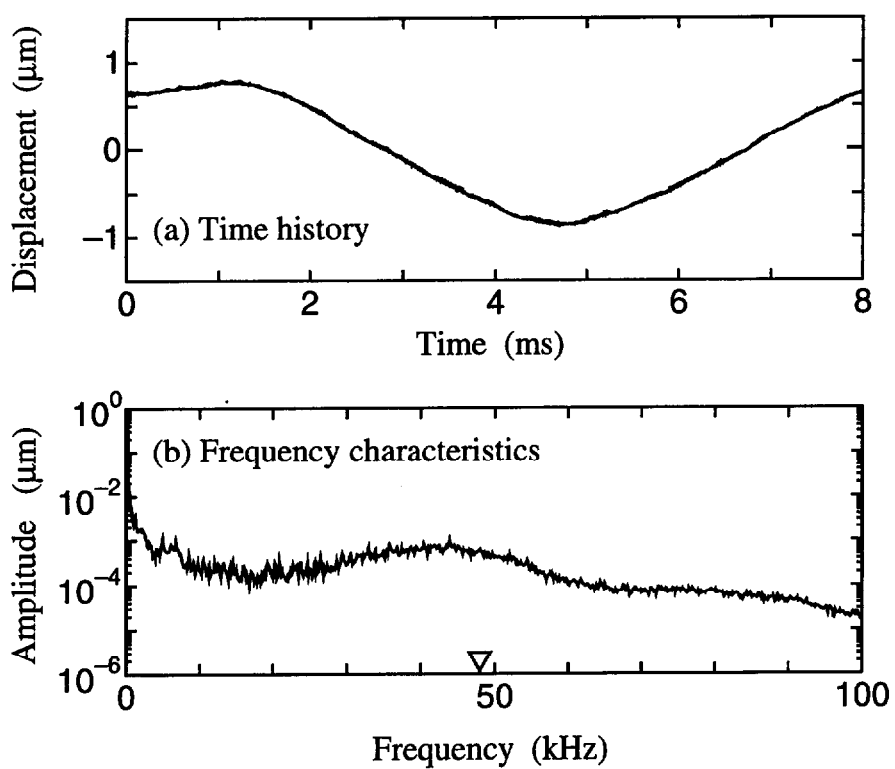


図 3.35: スライダ荷重 $F=1.708\text{mN}$ におけるスライダ振動

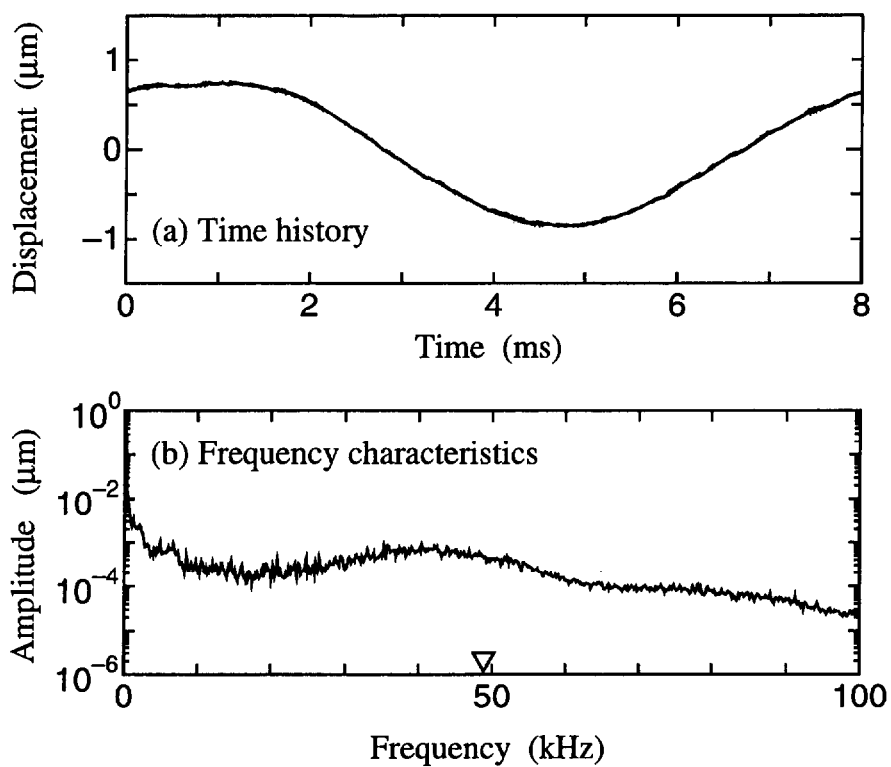


図 3.36: スライダ荷重 $F=1.922\text{mN}$ におけるスライダ振動

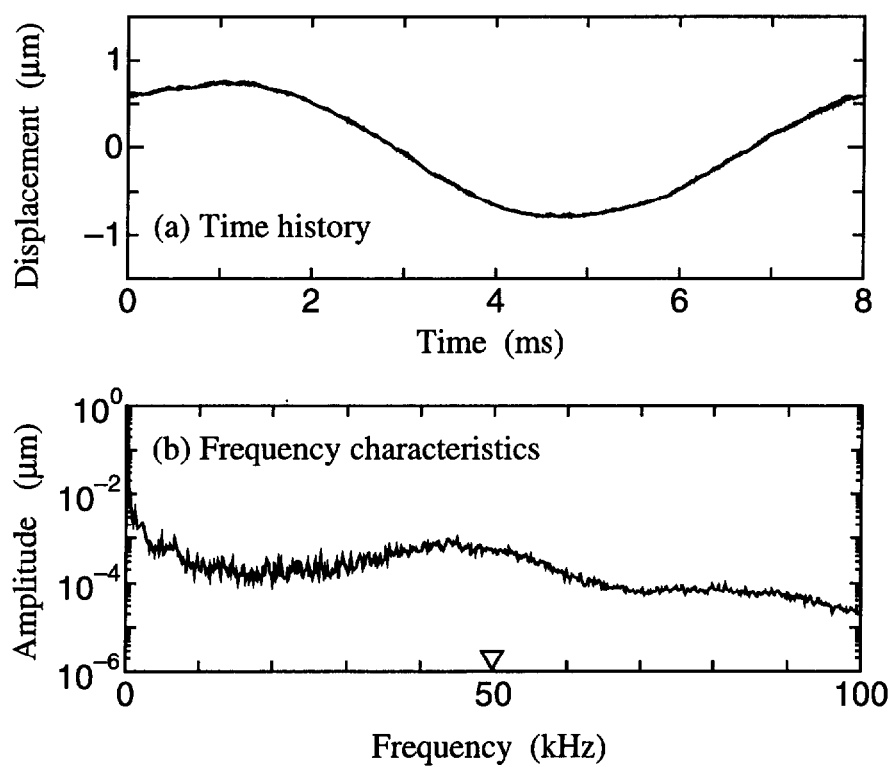


図 3.37: スライダ荷重 $F=2.135\text{mN}$ におけるスライダ振動

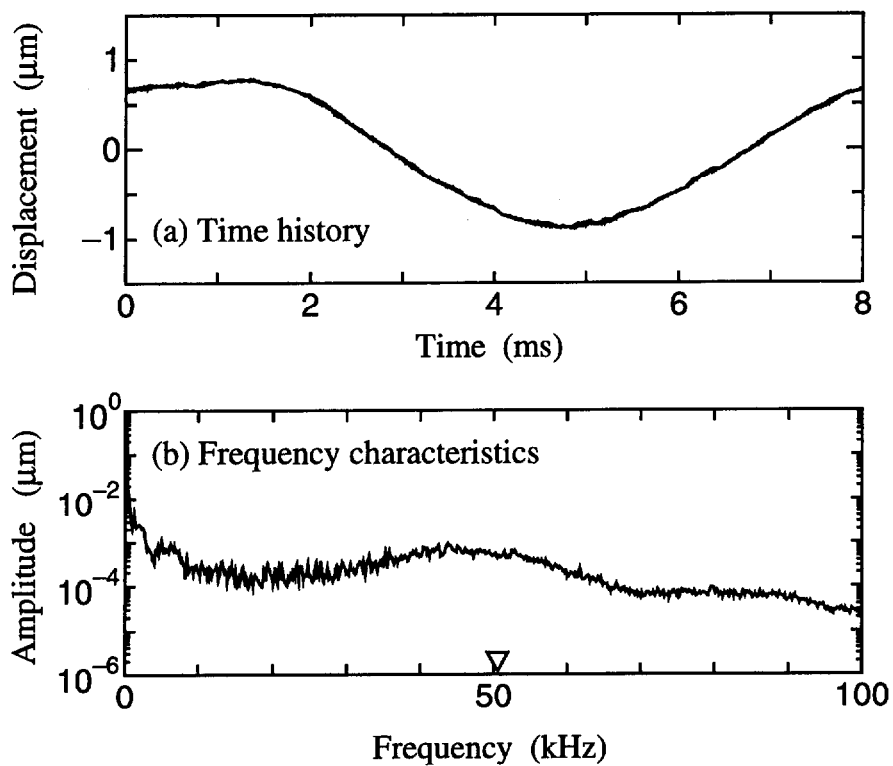


図 3.38: スライダ荷重 $F=2.349\text{mN}$ におけるスライダ振動

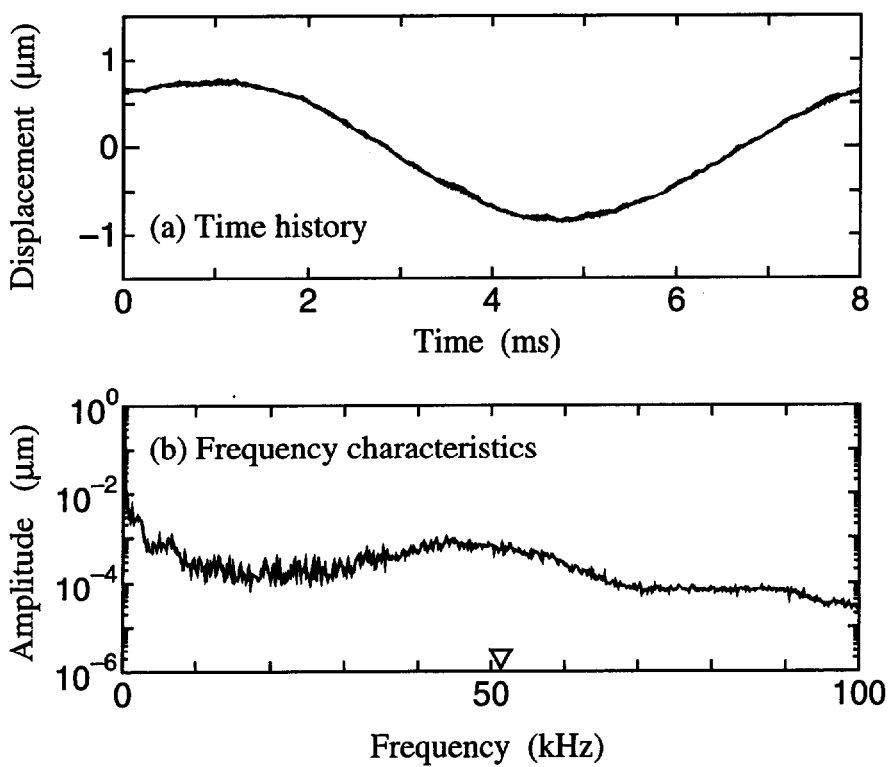


図 3.39: スライダ荷重 $F=2.562\text{mN}$ におけるスライダ振動

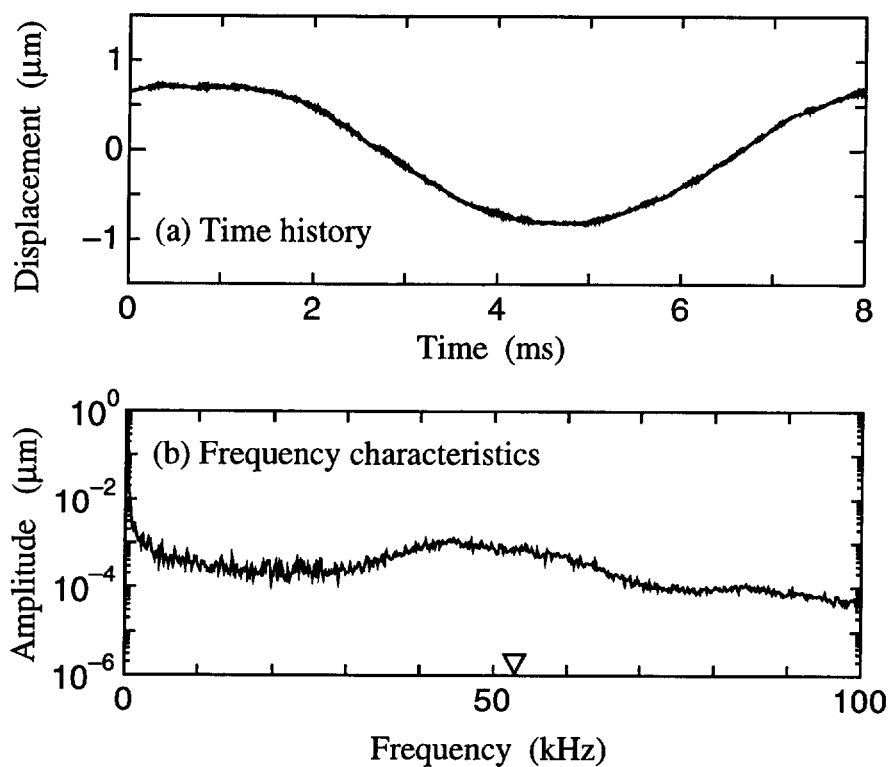


図 3.40: スライダ荷重 $F=2.989\text{mN}$ におけるスライダ振動

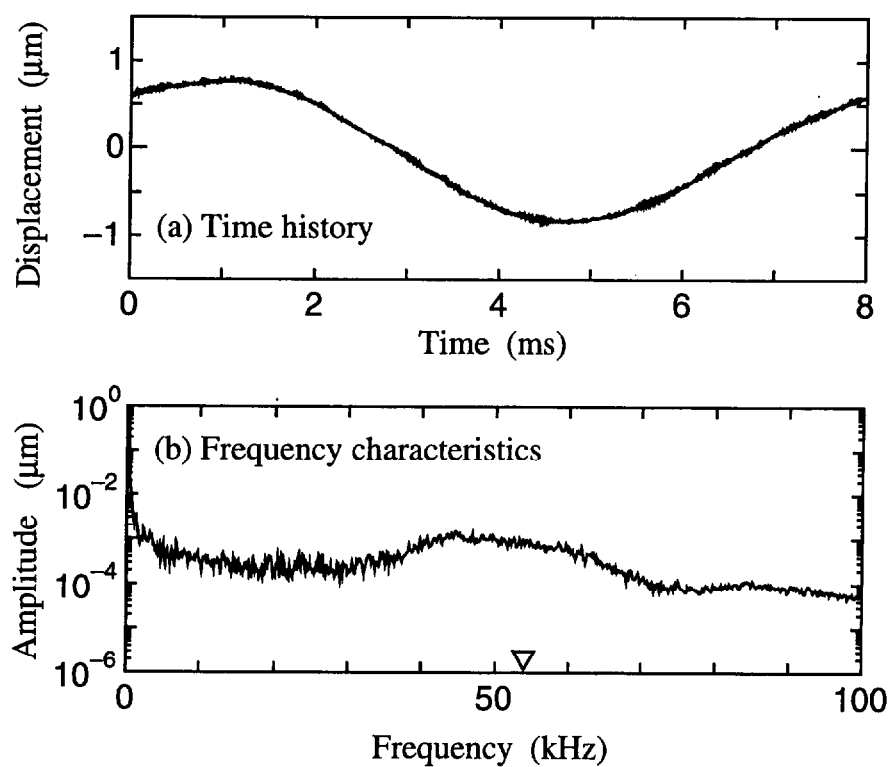


図 3.41: スライダ荷重 $F=3.416\text{mN}$ におけるスライダ振動

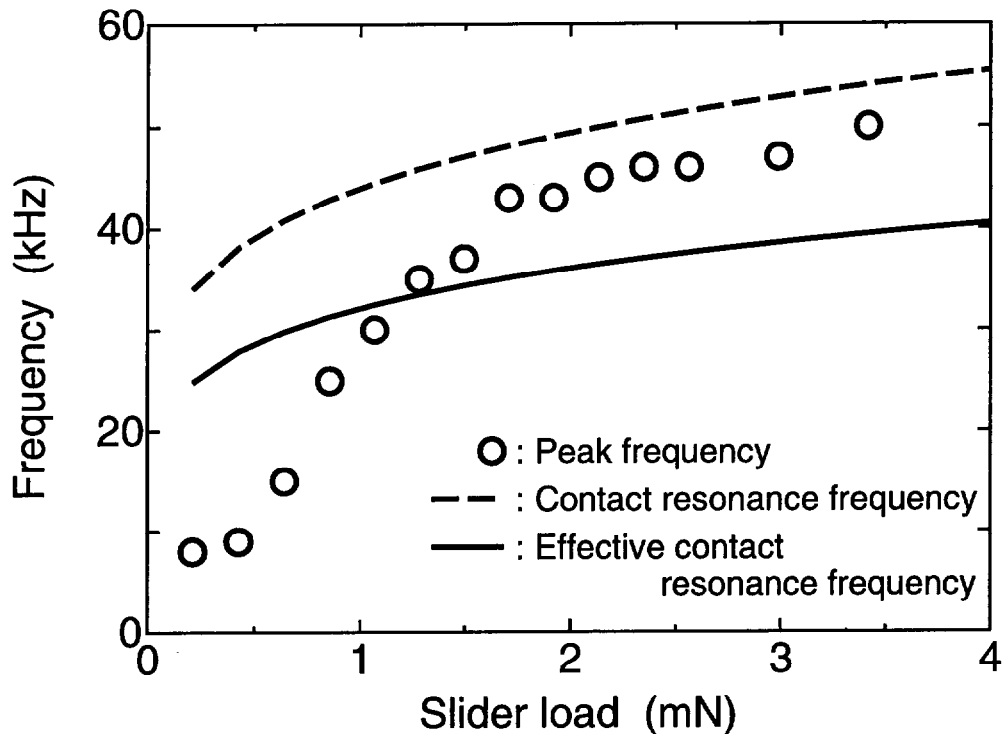


図 3.42: 理論的に求めた接触共振周波数と実験におけるスライダ振動の周波数特性のピーク周波数

図 3.28 から図 3.41 より，スライダ荷重が小さい場合は跳躍振動のためスライダ振動の周波数特性のピークが▽印で示した接触共振周波数の計算値よりも低周波数側にシフトしているが，荷重が大きくなるにつれピークと接触共振周波数が一致してきている．その様子を図 3.42 に示す．横軸にスライダ荷重 F をとり，接触共振周波数 f_r を破線で，等価的な剛性を用いて計算した接触共振周波数 f_{ref} を実線で，図 3.28 から図 3.41 に示したスライダ振動の周波数特性のピーク周波数を○印で示す．図 3.42 において f_{ref} と実験におけるピーク周波数がスライダ荷重 $F=1.3$ mN 付近で交差しており，かつ図 3.33 においてスライダの跳躍振動はほぼ観測されないことから， $F=1.3$ mN でスライダはほぼ完全接触追従したと考えることができる．この実験的に求めた限界荷重 1.3mN は前述の理論的に求めた限界荷重 1.12~1.4mN の範囲に収まっており，完全接触追従条件の妥当性は実験的にも確認されたといえる．

図 3.42 のスライダ荷重の大きい領域において，実験のピーク周波数が等価的な接触共振周波数 f_{ref} よりも大きくなっている理由は，静的押し込み量が大きく，スライダが変形前のディスク面付近まで来ず，静的押し込み位置付近で振動しているためである．また，静

的押し込み位置での接触共振周波数 f_r よりもピーク周波数の方が若干小さいのはディスク面の粗さのコンプライアンスを無視しているためと考えられる。

3.7 完全接触追従条件に対する帯域幅の影響

本節では完全接触追従に対する考慮にいれる周波数領域の影響を調べ、完全接触追従条件を導くのに十分な周波数領域を明らかにする。

ランダムうねりディスク面における完全接触追従条件は、スライダがランダムな変位励振を受けたときの応答の rms 値を用いて導いている。したがって第 3.5.1 節の伝達関数の重ね合わせにおいて、重ね合わせる周波数領域のスライダ応答の rms 値に対する影響を明らかにすることで完全接触追従条件に対する周波数領域の影響を明らかにできる。

表 3.8 に帯域幅の影響を調べるための計算に用いたパラメータを示す。スライダ質量と接触剛性から決まる接触共振点 f_r は 276kHz となる。そして接触共振点を中心として、重ね合わせる周波数領域の上限値をパラメータとして、下限値と理論的に求めたスライダ応答の標準偏差との関係を図 3.43 に示す。なお、この解析では基準周波数 f_0 を 100Hz、その成分の大きさ $A(f_0) = 1\mu\text{m}$ とし、その整数倍の周波数成分を足し合わせた。スライダの応答を求める際、最も広い周波数領域で重ね合わせた解析結果が最も真実の値に近いといえる。すなわち、この図においては下限値 100Hz、上限値 1MHz とした解析結果が最も真実の値に近く、信頼性が高いといえる。図より接触共振点 (276kHz) 付近しか重ね合わせないとスライダ応答の標準偏差がかなり小さい値として求まり、その値をもとに作成したしたディスク面ではスライダは完全接触追従できないと考えられる。最も広い下限値 100Hz、上限値 1MHz としたときのスライダ応答の標準偏差の値は 0.9834nm で、この値に対し下限値 150kHz、上限値 500kHz の標準偏差の値は約 97.4 % (0.9575nm) となる。したがって roll-off 特性が $\beta = 1.5$ と一定のときは、おおよそ接触共振点の 1/2 の周波数から接触共振点の 2 倍の周波数まで重ね合わせれば十分な精度でスライダ応答の標準偏差が予測できると考えられる。

表 3.8: 計算に用いたパラメータ

スライダ質量 m	0.5 mg
接触剛性 k_c	1.5×10^6 N/m
接触減衰比 ζ_c	0.1
roll-off 特性 β	1.5

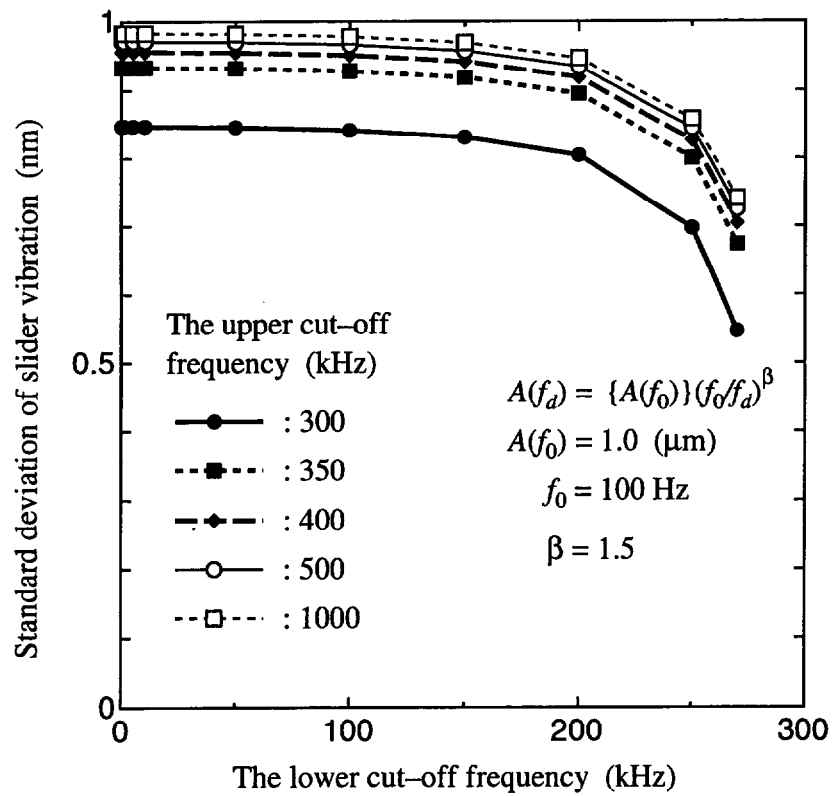


図 3.43: スライダ応答の標準偏差の理論値に与える周波数領域の影響

3.8 最大接触力

本節では摩耗耐久性条件を求める際に重要となる最大接触力の生じる時期とその大きさについて考察する。

調和うねりディスク面モデルにおける最大接触力はスライダがディスク面に最も押し込まれたときに生じると考えることができた。これは減衰比がそれほど大きくなく、かつディスク面速度も限られた範囲の値しかとり得ないため最大接触力に対する減衰力の影響が小さかったためである。しかしランダムうねりディスク面においては、ディスク面速度はかなり広い範囲で変化し得るため、減衰力の影響を考慮する必要性が生じる可能性がある。そのことを確かめるためスライダのディスク面に対する相対変位と接触力の関係を数値シミュレーションにより調べてみた。第3.4節の図3.12~3.15に対応した設計パラメータにおけるスライダ変位と接触力の時刻歴応答を図3.44~3.47(a)に示す。また接触減衰比を $\zeta_c = 0.2$ と大きくした場合の解析結果を各図(b)に示す。理解しやすくするため、スライダ変位はスペーシングの符号を逆にして動的押し込み量 $-h$ の形で表している。すなわち $-h$ が負のときにスライダは跳躍していることになる。

図3.44, 3.46において、スライダの押し込み量が負となり跳躍しているときには接触力が0となっている。そしてスライダが跳躍する直前に接触力が負となっているが、これは減衰力によるものである。すなわち、動的接触力 F_d は

$$\begin{aligned} F_d &= c_c(\dot{z}_d - \dot{z}) + k_c(z_d - z) \\ &= c_c(-\dot{h}) + k_c(-h) \end{aligned} \quad (3.46)$$

で与えられ、跳躍直前では動的押し込み量 $-h$ がほぼ0で動的押し込み量の変化率 $-\dot{h}$ が負となっているためである。

図3.44~3.47(a),(b)から最大接触力に対する接触減衰の影響は接触減衰比 $\zeta_c=0.2$ 程度ではほとんどなく、スライダが跳躍していても完全接触追従していても、スライダがディスク面に最も押し込まれたときに最大接触力が生じると考えられることがわかった。したがってスライダがディスク面に完全接触追従しているときは、第3.4節で述べたようにスライダ相対変位のヒストグラムはガウス分布に近いので、最大接触力は静的押し込み量 $\delta(=F/k_c)$ にディスク面に対するスライダの相対振動の標準偏差 σ_s の3倍を加えた量に接触剛性 k_c を乗じたものにほぼ等しくなると考えられる。すなわち最大接触力 F_{max} は次式で与えられる。

$$F_{max} = k_c(\delta + 3\sigma_s)$$

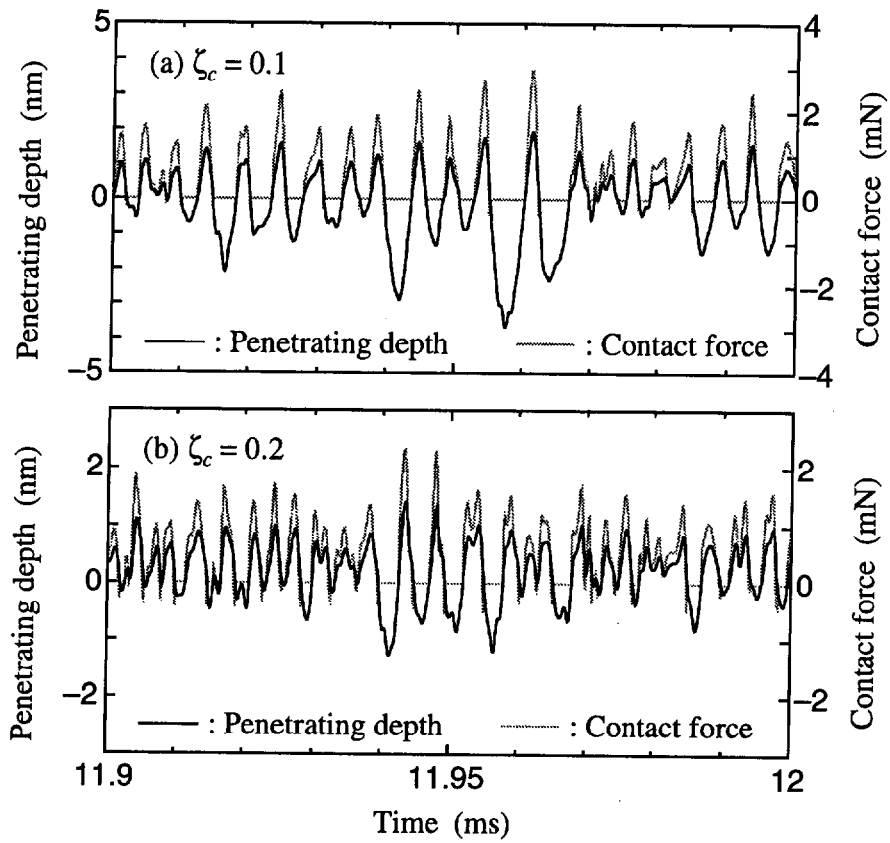


図 3.44: スライダ変位と接触力の時刻歴応答 (修正中点変位法 $p=1.0$)

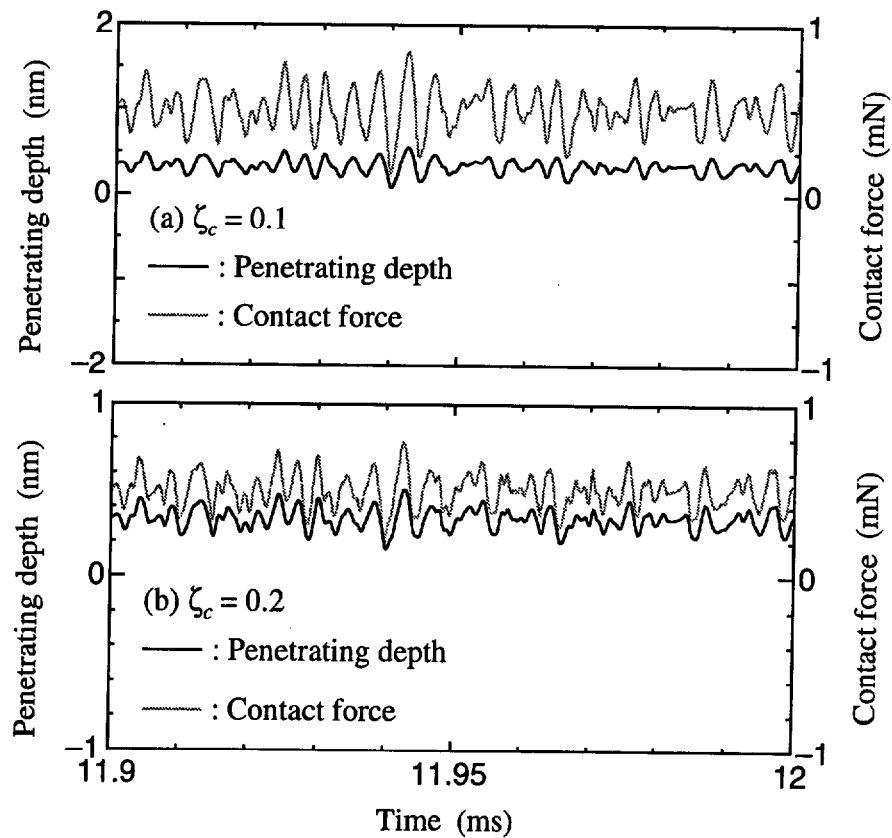


図 3.45: スライダ変位と接触力の時刻歴応答 (修正中点変位法 $p=2.5$)

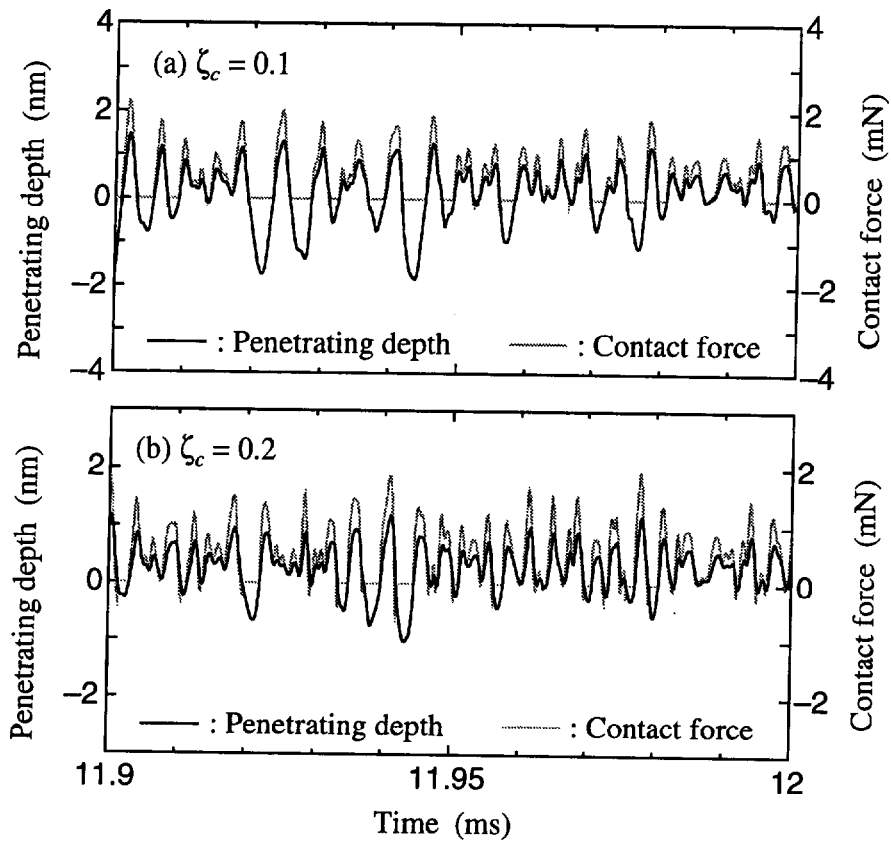


図 3.46: スライダ変位と接触力の時刻歴応答 (フーリエフィルタリング法 $\beta=1.0$)

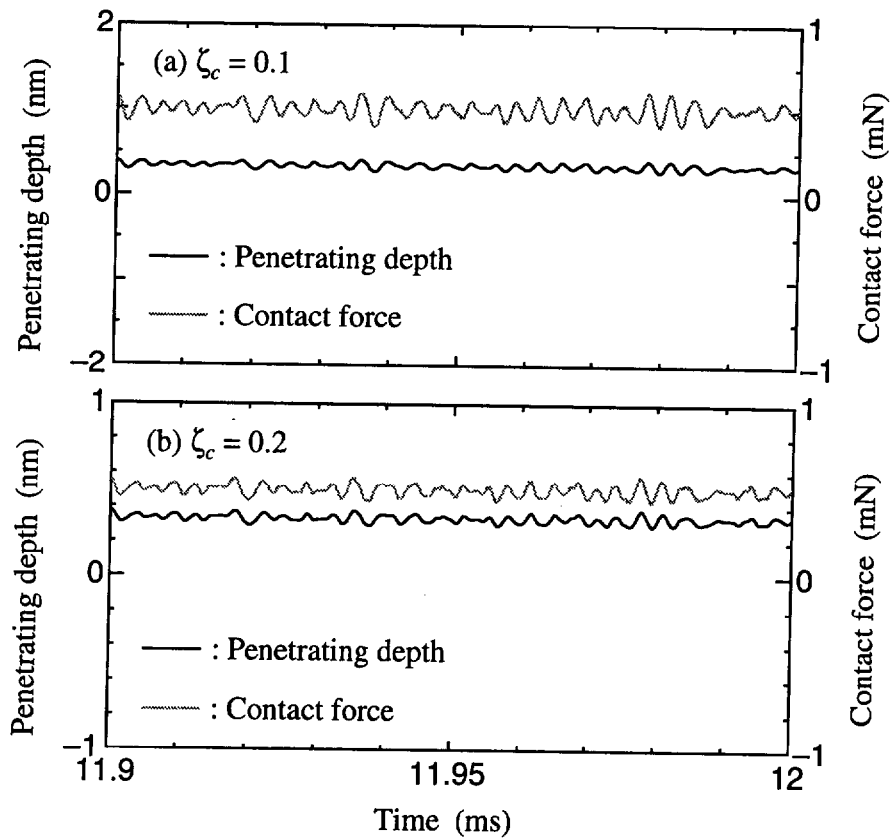


図 3.47: スライダ変位と接触力の時刻歴応答 (フーリエフィルタリング法 $\beta=1.75$)

$$F_{max} = F + 3k_c\sigma_s \quad (3.47)$$

ここで、スライダの相対振動の標準偏差 σ_s はディスク面の標準偏差 σ ，roll-off 特性 β ，接触共振点 f_r (スライダ質量 m と接触剛性 k_c の関数)，および接触減衰比 ζ_c を用いて式 (3.21) で与えられる。

3.9 コンタクトスライダの設計指針

本節では、ランダムうねりディスク面において完全接触追従性と摩耗耐久性の両方を満足するコンタクトスライダの設計指針を示す。

3.9.1 完全接触追従性と摩耗耐久性の両方を満足する設計条件

正方形の接触パッドが一様面圧でディスクに接触すると仮定すると、第 2.7.1 節で述べたように、接触剛性 k_c と接触パッド面積 S の関係は次式となる。

$$k_c = 1.79E^*\sqrt{S} \quad \left(\frac{1}{E^*} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right) \quad (3.48)$$

そして、スライダ・ディスクの摩耗が問題にならないパッド面圧を許容接触面圧 P_a として、許容接触力 F_a を見かけ上の接触パッド面積 S と P_a との積

$$F_a = P_a S \quad (3.49)$$

で表す。このとき摩耗耐久性条件は最大接触力が F_a より小さくなる条件、すなわち $F_{max} < F_a$ で与えられる。式 (3.47) より、完全接触追従条件を満たす範囲内での摩耗耐久性条件は

$$F < F_a - 3k_c\sigma_s \quad (3.50)$$

となる。したがって、完全接触追従性と摩耗耐久性の両方を満足するスライダ荷重 F の設計条件は、式 (3.16)、(3.50) を合せて、次式となる。

$$3k_c\sigma_s < F < F_a - 3k_c\sigma_s \quad (3.51)$$

今、スライダ荷重 $F = F_n \pm \Delta F$ が公称値 F_n から 50% 変動 ($\Delta F = 0.5F_n$) しても式 (3.51) を満足させるとすれば、 $F_n - \Delta F = 0.5F_n > 3k_c\sigma_s$ 、 $F_n + \Delta F = 1.5F_n < F_a - 3k_c\sigma_s$ の関係が必要だから、各設計パラメータは次式を満足する必要がある。

$$F_n > \frac{F_a}{2} \quad (3.52)$$

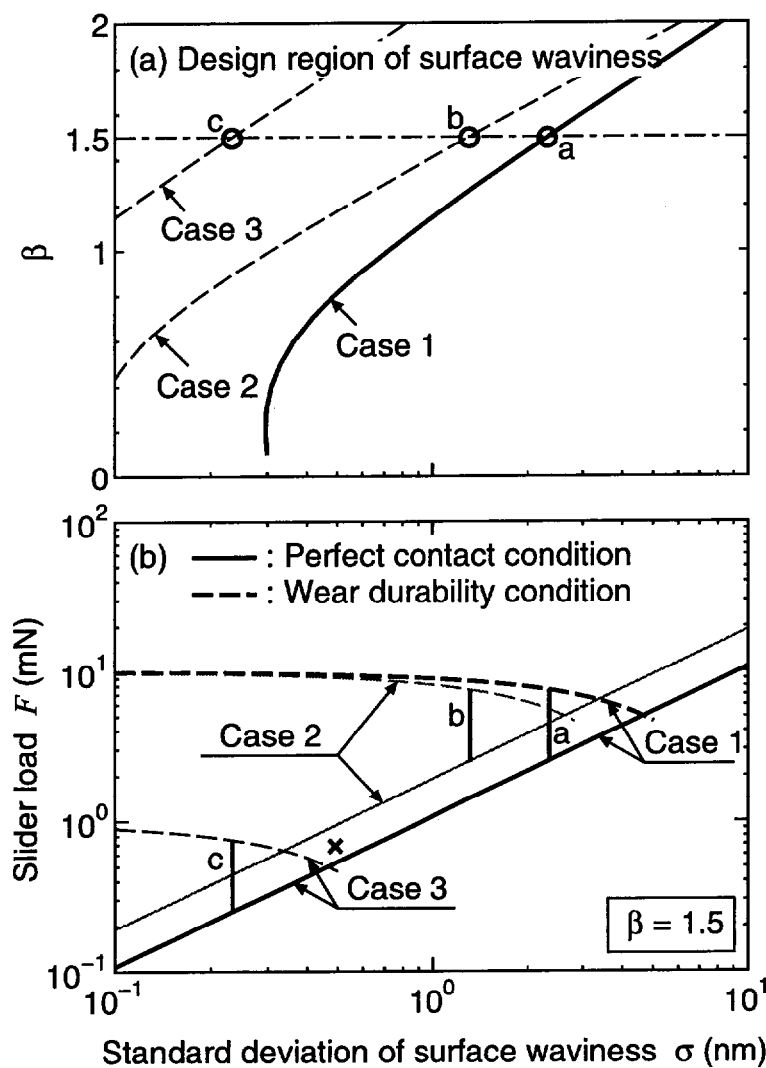
$$3k_c\sigma_s < \frac{F_a}{4} \quad (3.53)$$

スライダ・ディスク面の設計に際しては、まずスライダ荷重の公称値 F_n または接触パッド面積 S を与えると、式 (3.48), (3.49), (3.52) から完全接触追従性と摩耗耐久性を満足するような F_n , S の残りの一方および F_a , k_c が決まる。次にその F_a , k_c から両者を満足するディスク面の σ および β を式 (3.53) より求めればよい。

3.9.2 コンタクトスライダの設計例

完全接触追従条件と摩耗耐久性条件の両方を満たすスライダ・ディスク面設計の一例を示す。スライダ材質は $\text{Al}_2\text{O}_3\text{TiC}$ (ヤング率 $E_1 = 385\text{GPa}$, ポアソン比 $\nu_1 = 0.3$), ディスクの材質は Glass ($E_2 = 74\text{GPa}$, $\nu_2 = 0.21$) とする。許容接触面圧 P_a は与えられたスライダ・ディスクインタフェース条件下での実験データから決定されるべきであるが、ここでは塑性変形が生じないという意味で、一次近似的にスライダ・ディスク材質のうち弱い方のビッカース硬さ H と真実接触面積 S_r の割合 S_r/S との積 $P_a = HS_r/S$ で表す。このときディスク材の H を 4GPa , $S_r/S=0.01$ (粗さの状態によっては $S_r/S=0.07$ になっても弾性変形内という計算結果も報告されている⁽⁴²⁾) と仮定すると $P_a=40\text{MPa}$ となる。スライダ質量 $m=0.5\text{mg}$, 接触減衰比 $\zeta_c=0.1$ とし、パッド面積 $S=250\mu\text{m}^2$ (スライダ荷重の公称値 $F_n=5.0\text{mN}$) において、式 (3.53) より両者を満足するディスク面うねりパラメータの設計範囲を図 3.48(a) に実線 (Case 1) で示す。実線より左側の領域がディスク面の設計領域である。許容接触面圧 P_a が $1/10$ の 4MPa である場合、摩耗耐久性を満足するためにはパッド面積 S を 10 倍にするか、スライダ荷重 F_n を $1/10$ にする必要がある。そのときの追従性を満たすディスク面設計領域を図 3.48(a) にそれぞれ Case2, Case3 で示す。これから P_a が小さい場合には F_n を下げるより S を大きくした方がディスク面うねりに対する要求条件を実現しやすいことがわかる。この理由は、Case2 のようにパッド面積 S を大きくする場合には、スライダ押し込み量 $\delta(= F/k_c)$ は式 (3.48) より $\sqrt{S}$ にしか逆比例して小さくならないが、Case3 のようにスライダ荷重 F を小さくする場合には δ は F に比例して小さくなるからである。

図 3.48(b) は $\beta = 1.5$ のとき、ディスク面標準偏差に対する式 (3.51) で表されるスライダ荷重の許容範囲である。図 3.48(b) 中の a~c は図 3.48(a) 中の a~c の○印の状態におけるスライダ荷重の接触追従性と摩耗耐久性を満たす許容値を示している。図 3.48 から、 $P_a=40\text{MPa}$ であれば $\beta=1.5$, 標準偏差 $\sigma=2.3\text{nm}$ 程度の超平滑ディスクを用いることで追従性と耐久性を満足できる。しかし $P_a=4\text{MPa}$ の場合には、パッド面積を 10 倍にする場合でも $\sigma=1.3\text{nm}$ 以下が必要で、パッド面積を変えずにスライダ荷重を $1/10$ にする場合では $\sigma=0.23\text{nm}$ 以下



Case 1:

$$\begin{aligned}
 P_a &= 40 \text{ MPa} \\
 F_n &= 5 \text{ mN} \\
 S &= 250 \mu\text{m}^2 \\
 k_c &= 1.8 \times 10^6 \text{ N/m}
 \end{aligned}$$

Case 2:

$$\begin{aligned}
 P_a &= 4 \text{ MPa} \\
 F_n &= 5 \text{ mN} \\
 S &= 2500 \mu\text{m}^2 \\
 k_c &= 5.7 \times 10^6 \text{ N/m}
 \end{aligned}$$

Case 3:

$$\begin{aligned}
 P_a &= 4 \text{ MPa} \\
 F_n &= 0.5 \text{ mN} \\
 S &= 250 \mu\text{m}^2 \\
 k_c &= 1.8 \times 10^6 \text{ N/m}
 \end{aligned}$$

図 3.48: 完全接触追従性と摩耗耐久性の両方を満足するスライダ・ディスク面設計条件 ($m = 0.5 \text{ mg}$, $\zeta_c = 0.1$, $\Delta F = 0.5F$)

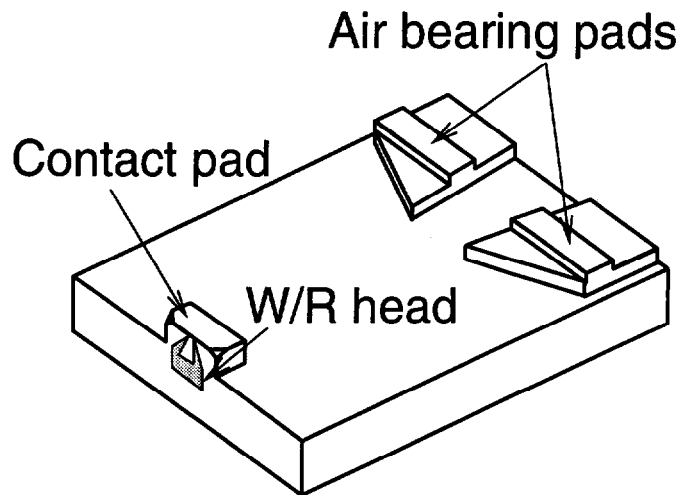


図 3.49: Itoh らにより開発されたコンタクトスライダ

が必要となる。

以上より，もし許容面圧が4MPaのスライダ・ディスクインタフェースが可能ならば，スライダ荷重を5mN，接触パッド面積を $2500\mu\text{m}^2$ ，且つパッド内は微小粗さ等によりスティクションの発生を抑圧して，パッド内の接触圧力を一様に許容面圧以内に維持できれば，うねりの標準偏差が1nm程度のディスク面を用いることによりコンタクトスライダが実現できる可能性がある。

ここで，図 3.49 に示す Itoh らにより開発されたコンタクトスライダ⁽²⁵⁾が図 3.48(b)のどこに位置するかを考察する．図 3.49 のスライダの接触パッドの大きさは幅 $220\mu\text{m}$ ，長さ $75\mu\text{m}$ であり，面積 $S=16500\mu\text{m}^2$ となり，式 (3.48) より接触剛性 $k_c=1.47\times 10^7\text{N/m}$ となる．Itoh らは静的接触力，すなわち本解析におけるスライダ荷重 F が0.7mNで跳躍なく接触追従していると報告している．そのときのディスク面うねりの標準偏差 σ を0.5nmとすると，0.7mNのスライダ荷重で接触追従する接触剛性は図 3.48 より $k_c=1.8\times 10^6\text{N/m}$ である(図 3.48 中に×印で示す)．このように接触剛性が約8倍異なるのはディスク面に粗さが存在し，粗さにより接触剛性が低下しているためと考えられる．粗さ接触については第6章で論じ，一様面圧接触を仮定した接触剛性と粗さを考慮した接触剛性との関係についても第6章で述べる．

3.10 結言

本章では、まず、1自由度コンタクトスライダおよびランダムうねりディスク面モデルにおける完全接触追従条件を理論的に導いた。つぎに、得られた条件式の妥当性を数値シミュレーションおよび実験によって検証した。さらに、許容接触力の観点から摩耗耐久性について考察し、より実際に近いディスク面における完全接触追従性と摩耗耐久性の両方を満足する設計条件を明らかにした。本章で得られた主な結論は以下のとおりである。

- (1) ランダムうねりディスク面を生成する手法として修正中点変位法およびフーリエフィルタリング法を導入した。修正中点変位法は時間領域でランダムうねり面を作成するため、ディスク面のヒストグラムはガウス分布に近いものにできる。またその手法は再帰性がある。一方、フーリエフィルタリング法は周波数領域でランダムうねり面を作成するため、任意の周波数特性を得やすいが、得られるディスク面のヒストグラムはガウス分布に近いとは限らない。またその手法には再帰性がないため、より細かいうねりを生成しようとしたとき、一から作り直す必要がある。
- (2) 2種類の方法により生成したディスク面におけるスライダの跳躍振動の特徴を明らかにした。その結果、フーリエフィルタリング法により生成した、ヒストグラムがガウス分布と大きく異なるディスク面においてもスライダのディスク面に対する相対振動のヒストグラムは接触しているときはガウス分布に近くなることがわかった。このことは、接触しているときはスライダの振動に影響を与えるディスク面の周波数成分は接触共振点近傍のみであることを示している。
- (3) 前章の調和うねりディスク面におけるスライダの完全接触追従条件を統計学的にランダムうねりディスク面に拡張し、導かれた完全接触追従条件を数値シミュレーションおよび実験によりその妥当性を検証した。そして次の結果が得られた。
 - (i) 数値シミュレーションでは、理論的に求めた完全接触追従に必要なディスク面の標準偏差を中心にディスク面の標準偏差を変化させ、定常状態のスライダとディスク面のスペーシングの最大値を調べた。この結果、理論値とほぼ一致する数値シミュレーション結果が得られた。したがって、理論的に求めた完全接触追従条件の妥当性は数値シミュレーションによって確認されたといえる。
 - (ii) 前項の理論的な完全接触追従条件を求める際、最初は重ね合わせる周波数成分の間隔を大きくしていたため、シミュレーションと理論が合わなかった。したがって理論的に完全接触追従条件を精度良く求める際、重ね合わせる周波数成分の間

隔は十分小さくする必要がある。

- (iii) 完全接触追従条件の妥当性の実験による検証では、ディスク面の周波数特性を変化させることは容易でないため、スライダ荷重を変化させて実験を行い、完全接触追従するのに必要なスライダ荷重の値を実験と理論で比較した。その結果、実験値と理論値はよく一致した。
 - (iv) 前項の実験を行う際、接触領域が数 μm 、振動振幅が数十 nm と小さいためヘルツの接触理論が成立しない可能性があった。そこで光の干渉縞(ニュートンリング)の半径と荷重との関係を測定し、ヘルツの接触圧力から理論的に求めた半径と荷重との関係と比較した結果良い一致を得た。したがって、このような微小な領域でもヘルツの理論は成立していることを確認した。
- (4) 完全接触追従条件を求める際の重ね合わせる周波数領域の影響を調べるため、影響が強いと容易に予想される接触共振点を中心に重ね合わせる周波数領域を変化させてスライダの応答の標準偏差を調べ、おおよそ接触共振点の $1/2$ から 2 倍まで重ね合わせればよいことを明らかにした。
- (5) 一様接触面圧条件下において、完全接触追従性と摩耗耐久性の両方を満足するスライダ・ディスク面設計条件を導き、現状の実用磁気ディスク装置 ($\text{Al}_2\text{O}_3\text{-TiC}$ スライダ、ガラスディスク) では、摩耗耐久性に関する許容面圧が 4MPa ならばスライダ荷重を 5mN 、接触パッド面積を $2500\mu\text{m}^2$ とすれば、うねりの標準偏差が 1nm のディスク面を用いることによりコンタクトスライダが実現できる可能性がある。

第4章 トライパッド形コンタクトスライダのランダムうねりに対する追従性

4.1 緒言

本章では、現在の磁気ディスク装置において主に用いられているトライパッド形スライダのコンタクト領域における追従特性を2自由度モデルを用いて明らかにする。

まず、トライパッド形スライダの基本的な振動特性を明らかにし、1自由度モデルでは表現できない摩擦係数、前後空気膜剛性の影響を述べる。次に、数値シミュレーション結果より完全接触追従性と摩耗耐久性を満足するスライダ設計指針について考察する。また、1自由度モデルによる解析と比較を行ない、1自由度モデルによる近似の適用範囲を明らかにする。

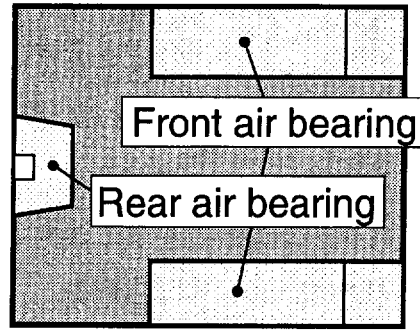
4.2 解析モデルおよび基礎式

本節ではトライパッド形コンタクトスライダの2自由度解析モデル、支配方程式および物理パラメータについて説明する。

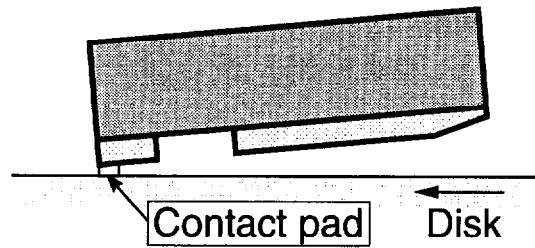
4.2.1 解析モデル

図4.1に空気膜混成形トライパッドコンタクトスライダの典型例を示す。後側空気軸受パッドはさらに小さいコンタクトパッドを有し、前後空気軸受面の形状で前後空気軸受剛性を、コンタクトパッド形状で接触剛性をそれぞれ独立に設計できる。

図4.1(b)の側面図から、このトライパッド形コンタクトスライダの垂直方向並進、ピッチ方向回転の2自由度解析モデルを図4.2に示す。スライダは垂直方向のばね剛性 k 、ピッチ方向のばね剛性 k_θ 、垂直方向の減衰係数 c およびピッチ方向の減衰係数 c_θ のサスペンションで支持されている。一方、スライダ・ディスク面間の空気膜の効果は前側および後側空



(a) Bottom view



(b) Side view

図 4.1: 典型的なトライパッド形コンタクトスライダ

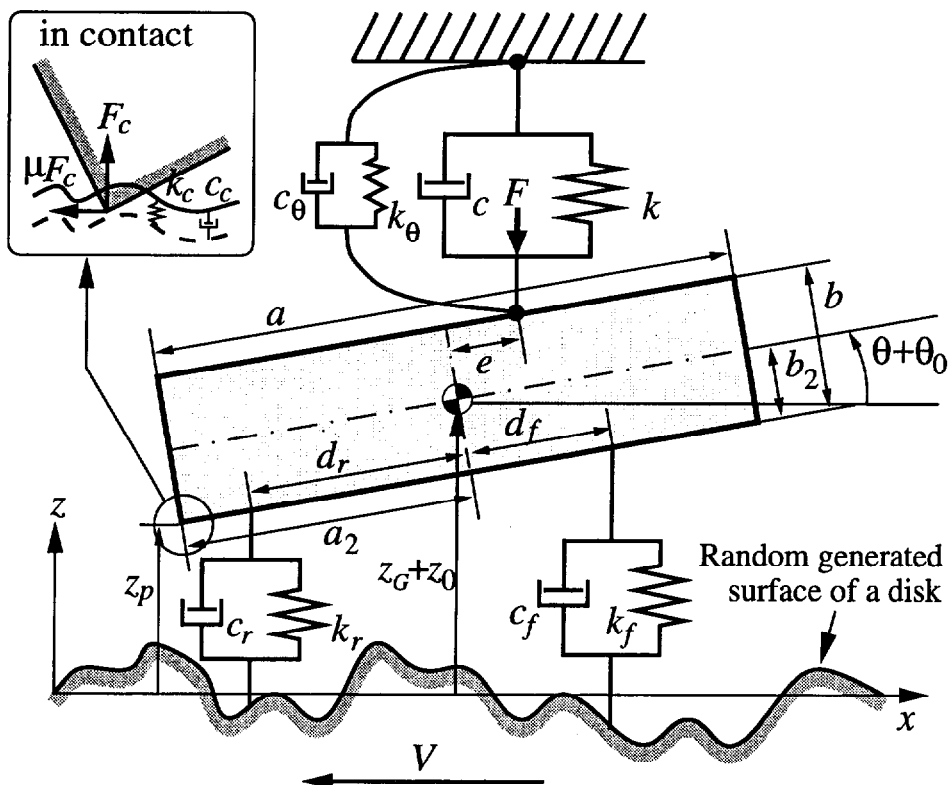


図 4.2: トライパッドコンタクトスライダの2自由度解析モデル

気膜剛性・減衰係数 k_f, k_r, c_f, c_r で表す。本来空気膜剛性は非線形性を有し、かつ空気軸受面に沿って圧力が分布する分布定数系であるが、本研究の目的はトライパッド形スライダの基本的な設計指針を明らかにすることなので、計算の簡便化のため、空気膜圧力中心に等価的なばね・減衰が存在する集中定数系とし、かつ微小振動を仮定し線形とした。第1章で触れたように現在のスライダはレール長が短くなる傾向にあり、このように仮定しても基本的な特性は十分把握することができると考えられる。

スライダ・ディスクの接触はスライダ後端接触パッド部でのみ生じると仮定し、接触パッド部とディスク表面との接触特性を接触剛性 k_c および接触減衰係数 c_c で表す。スライダ接触パッドは初期のマイルド摩耗の結果、一様面圧でディスク面と接触すると仮定し、パッド面形状を面積 S の正方形とすると、第2.7.1節で述べたように、接触力 F_c と押し込み量 δ との関係は次式で与えられる。

$$\frac{F_c}{\delta} = 1.79E^*\sqrt{S} \left(\frac{1}{E^*} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right) \quad (4.1)$$

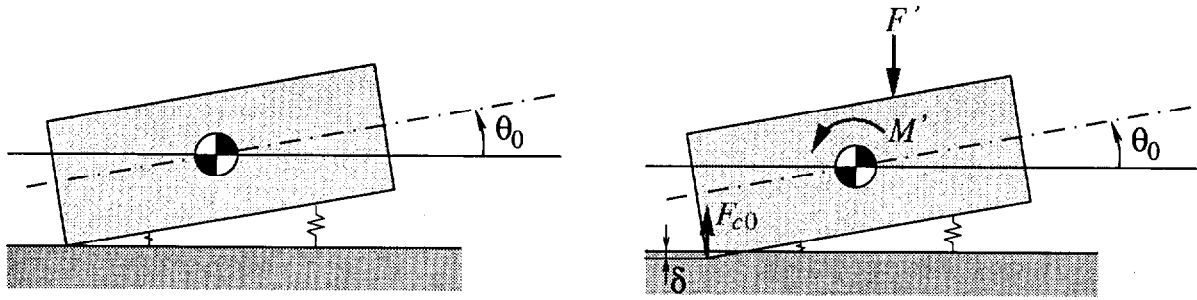
ここで E_1, E_2, ν_1, ν_2 はそれぞれスライダ・ディスクのヤング率およびポアソン比である。したがって接触剛性 k_c は近似的に F_c/δ で与えられる。接触パッドの大きさはスライダの大きさに比べ十分小さいので、接触力は接触パッド部に集中力として働くとみなした。

摩擦力に関しては摩擦係数 μ を用いて、 μF_c の力がスライダの接触パッドにおいてディスク回転方向に働くとした。

ディスク面に関しては第3章と同様に修正中点変位法により生成したランダムうねりディスク面を用いた。ディスク面変位は、スライダ後端接触点を基準として、時間 t および後端接触点からの水平方向距離 x (スライダ前方方向を正) の関数として

$$z_d \equiv z_d(t, x) = z_d\left(t + \frac{x}{V}, 0\right) \quad (4.2)$$

で表す。ここで V はディスク周速である。以後、単に z_d と記したときはスライダ接触パッド位置のディスク面変位を表す。



(a) スライダ初期姿勢

(b) スライダ静的釣り合い姿勢

図 4.3: スライダ初期姿勢と静的釣り合い姿勢

4.2.2 運動方程式および物理パラメータ値

図 4.2 に示した系において、図 4.3(a) に示すスライダ初期姿勢，すなわちスライダ後端接触パッドの z 方向変位 $z_p = 0\text{nm}$ ，ピッチ角変位 $\theta = \theta_0$ の状態を基準としたときのスライダ質量中心の上下方向変位および回転方向変位を $\mathbf{u} = \{z_G \ \theta\}^T$ とすると，スライダの運動方程式は次式となる．

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{f}' + \mathbf{f}_a + \mathbf{f}_c \quad (4.3)$$

$$\mathbf{f}' = \begin{Bmatrix} -F' \\ -eF' + M' \end{Bmatrix}$$

$$\mathbf{f}_a = \begin{Bmatrix} k_f z_{df} + k_r z_{dr} + c_f \dot{z}_{df} + c_r \dot{z}_{dr} \\ d_f k_f z_{df} - d_r k_r z_{dr} + d_f c_f \dot{z}_{df} - d_r c_r \dot{z}_{dr} \end{Bmatrix}$$

$$\mathbf{f}_c = \begin{Bmatrix} F_c \\ -a_2 F_c - b_2 \mu F_c \end{Bmatrix}$$

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & J \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} c + c_f + c_r & ec + d_f c_f - d_r c_r \\ ec + d_f c_f - d_r c_r & c_\theta + e^2 c + d_f^2 c_f + d_r^2 c_r \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k + k_f + k_r & ek + d_f k_f - d_r k_r \\ ek + d_f k_f - d_r k_r & k_\theta + e^2 k + d_f^2 k_f + d_r^2 k_r \end{bmatrix}$$

式(4.3)中 z_{df} , z_{dr} はそれぞれ前側空気膜ばね, 後側空気膜ばね位置におけるディスク面変位で

$$z_{df} = z_d(t, a_2 + d_f) \quad (4.4)$$

$$z_{dr} = z_d(t, a_2 - d_r) \quad (4.5)$$

で与えられる. f' は基準状態であるスライダ初期姿勢(図4.3(a))から初期姿勢角 θ_0 を保ったまま図4.3(b)に示すように後端接触点をディスク面に δ だけ押し込み, 静的接触力 F_{c0} を発生させるのに必要な付加的荷重およびモーメントである. また f_a は空気膜による反力である. 動的接触力 F_c は非接触時および接触時で以下のようになる.

$$\begin{cases} \text{非接触時} & F_c = 0 \\ \text{接触時} & F_c = c_c(\dot{z}_d - \dot{z}_p) + k_c(z - z_p) \end{cases} \quad (4.6)$$

解析では後端接触点とディスク面の非接触・接触に応じて F_c を 10^{-16} s の時間精度で切り替え, 時間刻み $\Delta t = 10^{-9}$ s の Runge-Kutta-Gill 法を用いてスライダ変位を数値計算した. また, 時刻 $t=0$ においてスライダを姿勢角を保ったまま実用的には最悪の初期外乱と考える $z_{p0} = 10$ nm の高さから速度零で落下させてその後の応答を計算し, 十分時間が経過した後(8.192 ~ 10.24 ms)の定常振動を調べた. この 2.048(=10.24-8.192)ms という時間は生成されたランダムうねりディスク面の1周期に相当する.

計算に用いたパラメータを表4.1に示す. スライダの寸法等はピコスライダ相当である. 前側および後側空気軸受面の圧力中心位置は典型的なトライパッドスライダを参考にそれぞれスライダ前端からスライダ長の40%の位置, スライダ後端からスライダ長の5%の位置とした. そして, 前側空気膜剛性 k_f , 前後空気膜剛性比 r , 接触減衰比 ζ_c , 摩擦係数 μ を変化させ, その影響を調べた. スライダの追従性および摩耗耐久性に対し, 接触剛性は重要なパラメータであるが, 本章における解析では $k_c = 1.5 \times 10^6$ N/m で変化させなかった. $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-TiC}$ スライダとガラスディスクが一樣面圧の正方形パッドにおいて接触する(等価ヤング率 $E^* = 64$ GPa)と仮定すると式(4.1)より接触パッドの面積 S は $161 \mu\text{m}^2$ となる. 摩擦係数を $\mu = 0 \sim 20$ と大きく変化させている理由は, ディスク面が平滑な場合にはメニスカス力により摩擦力が非常に大きくなるからである.

空気膜剛性に関して, 前後空気膜剛性比 r が10であることは後側空気軸受パッドに強い空気膜が形成されていることを意味し, 現在市場で用いられている浮上形トライパッドスライダと同じタイプのスライダであるといえる. 一方, $r = 0.01$ は後側パッドに空気膜が形成されず, ただ接触パッドのみが存在するタイプのスライダであるといえる.

表 4.1: 解析に用いたパラメータ値

m : 1.59 mg	a : 1.25 mm
J : 2.19×10^{-13} kgm ²	b : 0.30 mm
k : 4.9 N/m	a_2 : 0.625 mm
k_θ : 1.6×10^{-4} Nm/rad	b_2 : 0.15 mm
k_f : 5.0×10^4 , 1.5×10^5 N/m	d_f : 0.125 mm
r : 0.01, 10	d_r : 0.5625 mm
k_c : 1.5×10^6 N/m	e : 0.0 mm
ζ : 0.002	F_{c0} : 0.5, 3.5 mN
ζ_θ : 0.002	θ_0 : 300 μ rad
ζ_f : 0.03	σ : 0.1~2.0 nm
ζ_r : 0.03	p : 1.0, 1.5, 2.0, 2.5
ζ_c : 0.1, 0.2	V : 15 m/s

ランダムうねりディスク面は 488Hz ~ 1MHz までの周波数成分を含んでいる。周速 $V=15\text{m/s}$ のもと、これを波長に直すと $30.72\text{mm} \sim 15\mu\text{m}$ までの成分を含んでいることになる。これよりも短い波長成分は高次の振動モードの共振周波数よりも 2 倍以上高い周波数であり、また接触パッド長よりも短くなるためスライダ振動に及ぼす影響はほぼ無視できると考えられる。

一例として、摩擦力および減衰を無視したときの非接触時、接触時における剛性行列を前側空気膜剛性 $k_f=1.5 \times 10^5$ N/m, 前後空気膜剛性比 $r=10$, 0.01 の場合について表 4.2 に示す。比較のため、Nutcracker 形ナノスライダの剛性行列⁽⁴³⁾ も併せて表 4.2 に示す。表 4.2 より、剛性行列は前後空気膜剛性比 $r=10$ と後側空気膜剛性が大きい場合に現在の浮上形トライパッドスライダと同じ傾向となることがわかる。また、非接触・接触時の各振動モードの共振周波数 f_{ni} およびノード点位置 l_{ni} を表 4.3 に示す。添字の 1, 2 はそれぞれ高次・低次の振動モードを表す。ノード点位置はスライダ質量中心を原点にとり、後端側を正にとっている。したがって、0.625mm が後端接触点位置となる。表 4.3 より、接触剛性が $1.5 \times 10^6 \text{N/m}$ と前側空気膜剛性より 10 倍大きいため、接触時では $r=0.01$ でも低次の振動モードのノード点が後端接触点付近にあることがわかる。低次の振動モードのノード点が後端接触点付近にあれば、解析結果でも示すように低次の振動モードが後端接触点の振動に影響を及ぼさなくなるため磁気記録のためには望ましいといえる。

表 4.2: 剛性行列

	Non-contact state	
$r=0.01$	1.515E+05 (N/m) 1.791E+01 (Nm/m)	1.791E+01 (N/rad) 2.978E-03 (Nm/rad)
$r=10$	1.650E+06 (N/m) -8.250E+02 (Nm/m)	-8.250E+02 (N/rad) 4.771E-01 (Nm/rad)
Nutcracker	1.75E+06 (N/m) -8.55E+02 (Nm/m)	-8.55E+02 (N/rad) 9.67E-01 (Nm/rad)
	Contact state	
$r=0.01$	1.652E+06 (N/m) -9.196E+02 (Nm/m)	-9.196E+02 (N/rad) 5.889E-01 (Nm/rad)
$r=10$	3.150E+06 (N/m) -1.763E+03 (Nm/m)	-1.763E+03 (N/rad) 1.063E+00 (Nm/rad)

表 4.3: 各振動モードの固有周波数とノード点位置

r	NC/C	f_{n1} (kHz)	l_{n1} (mm)	f_{n2} (kHz)	l_{n2} (mm)
0.01	NC	9.49	-0.1228	51.59	1.1216
	C	50.40	0.6165	302.78	-0.2234
10	NC	49.82	0.5523	280.73	-0.2494
	C	51.10	0.5903	412.49	-0.2333

NC : Non-contact state C : Contact state

4.3 ランダムうねりディスク表面におけるスライダ応答

解析結果の一例として、接触減衰比 $\zeta_c=0.1$ 、静的接触力 $F_{c0} = 0.5 \text{ mN}$ の場合について、修正中点変位法により生成した標準偏差 $\sigma=1.0\text{nm}$ 、平滑パラメータ $p=1.5$ (振幅が周波数の1.25 乗に逆比例) のディスク面におけるスライダ応答の時刻歴応答とディスク面波形を図4.4 に示す。図4.4(a), (b) が $k_f=5.0\times 10^4 \text{ N/m}$, (c), (d) が $k_f=1.5\times 10^5 \text{ N/m}$ であり, (a), (c) が $r=0.01$, (b), (d) が $r=10$ である。図中、黒線でスライダ後端変位 z_p およびスペーシング変動 $h(=z_p - z_d)$ を示し、灰色の線でディスク面波形を示している。図4.4(a), (c) より、 $r=0.01$ と後側空気膜剛性が小さい場合にはスライダ後端はディスク面にほぼ追従していることがわかる。しかし図4.4(b), (d) の $r=10$ と後側空気膜剛性が大きい場合にはスライダ後端がディスク面に追従しきれていないことがわかる。特に図4.4(d) の $k_f=1.5\times 10^5 \text{ N/m}$, $r=10$ の場合が顕著で、このとき後側空気膜剛性 $k_r=1.5\times 10^6 \text{ N/m}$ と接触剛性と等しくなる。詳しく観察すると、スペーシングが大きくなるのはディスク面の傾きが正、すなわち後端接触点におけるディスク面変位よりも後側空気膜作用点におけるディスク面変位のほうが大きいときであることが見てとれる。これは、スライダ後端接触点と後側空気膜作用点との間に隔たりがあるため、両者におけるディスク面変位に差があり、後側空気膜剛性が大きいときにはスライダは後端接触点ではなく後側空気膜作用点がディスク面に追従しているためである。スライダが後側空気膜作用点でディスク面に追従することによるスペーシングの増大量に関しては第4.5節で述べる。

図4.4における後端接触点振動 z_p の周波数特性をディスク面の周波数特性で割り、周波数応答関数の形にしたものを図4.5に示す。図4.5(a)～(d) は図4.4(a)～(d) に対応している。それぞれの図中、接触時における低次・高次の共振周波数を▽印で示す。跳躍によるノイズが現れているが、いずれの場合も低次の共振周波数付近にはピークは現れていない。これは接触時においては低次の振動モードのノード点が後端接触点付近にあるためである。また図4.5 (a), (c) の後側空気膜剛性が小さい場合には高次の共振周波数付近にピークが現れているが、図4.5(b), (d) の後側空気膜剛性が大きい場合には約240kHz ほどの落ち込みにより、共振周波数付近のピークが現れていない。この現象は静的接触力を $F_{c0}=3.5\text{mN}$ と大きくし、スライダをディスク面に完全接触追従させた場合に図4.6に示すように顕著になる。この240kHz という周波数は後端接触点と後側空気膜作用点との距離 $62.5\mu\text{m}$ に相当しており、その $(n-1/2)$ 倍の周波数成分ではディスク面による変位励振において、接触力と後側空気膜反力が互いに逆位相となり、また接触点と後側空気膜作用点との距離が十分近い場合スライダに対する励振力を互いに打ち消し合うためこのような現象が起きると考

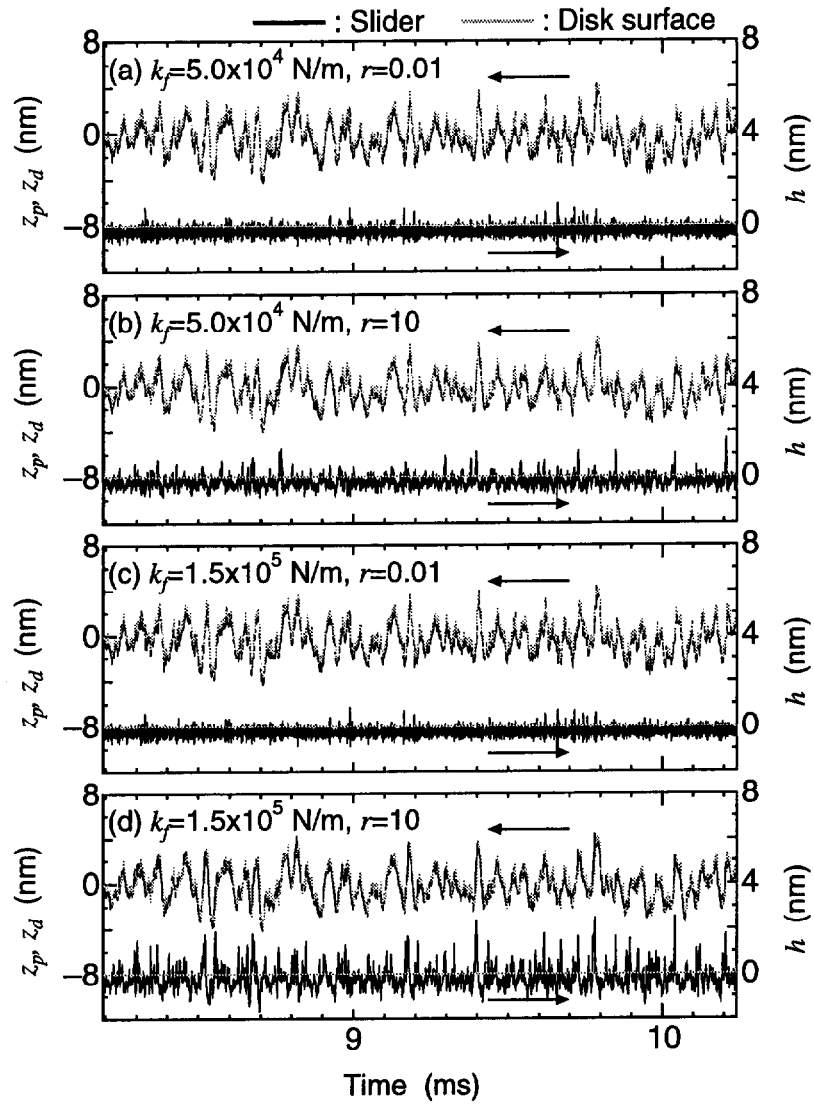


図 4.4: スライダ振動応答の計算結果の一例 ($F_{c0}=0.5$ mN, $\zeta_c=0.1$, $\mu=1.0$, $\sigma=1.0$ nm, $p=1.5$)

えられる。

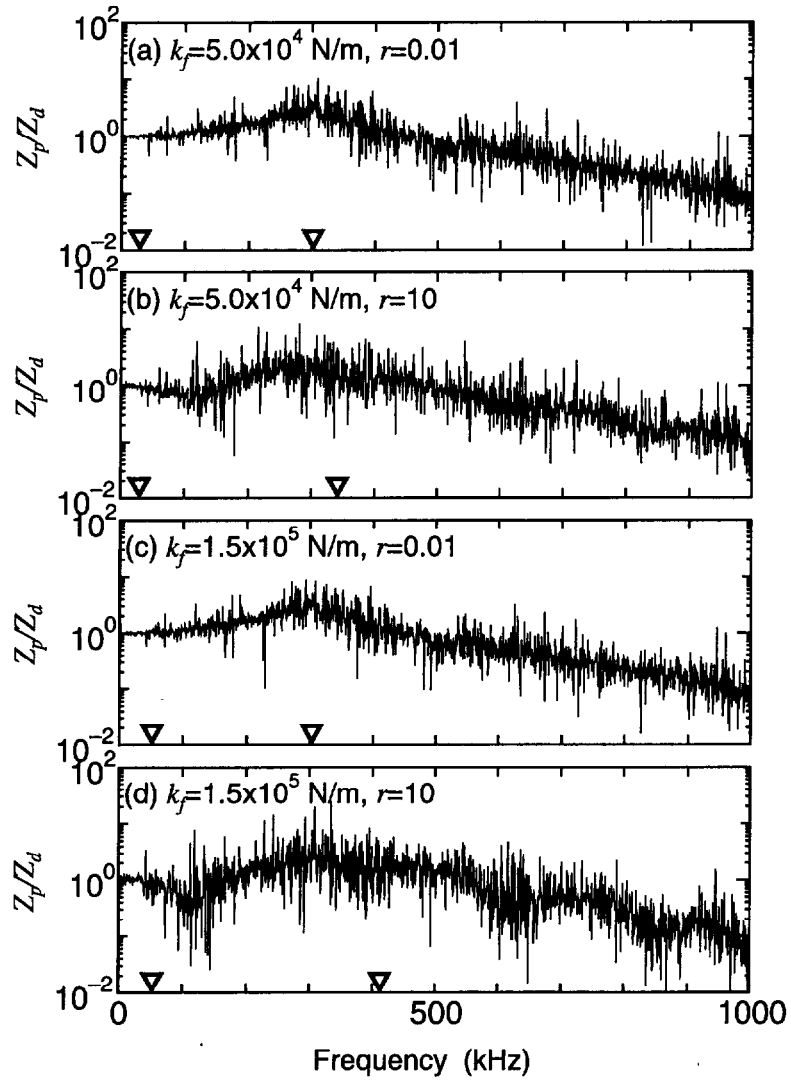


図 4.5: スライダ接触パッド振動のディスク面に対する周波数応答特性 ($F_{c0}=0.5$ mN, $\zeta_c=0.1$, $\mu=1.0$, $\sigma=1.0$ nm, $p=1.5$)

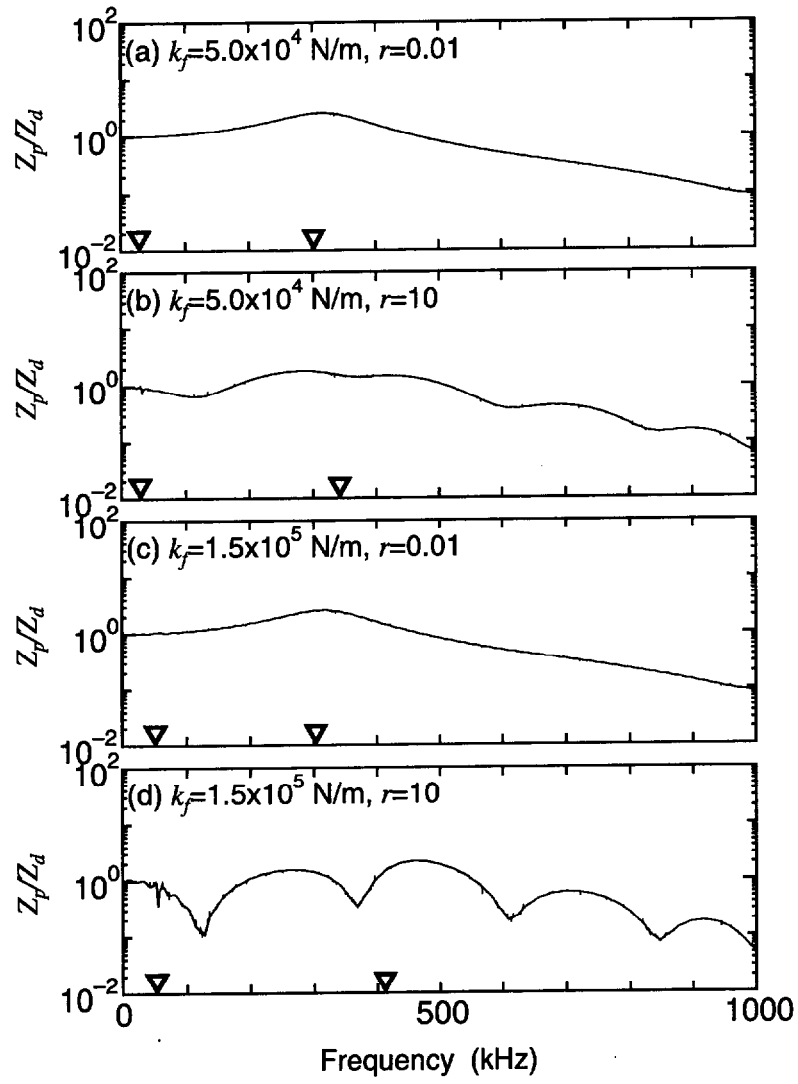


図 4.6: スライダ接触パッド振動のディスク面に対する周波数応答特性 ($F_{c0}=3.5$ mN, $\zeta_c=0.1$, $\mu=1.0$, $\sigma=1.0$ nm, $p=1.5$)

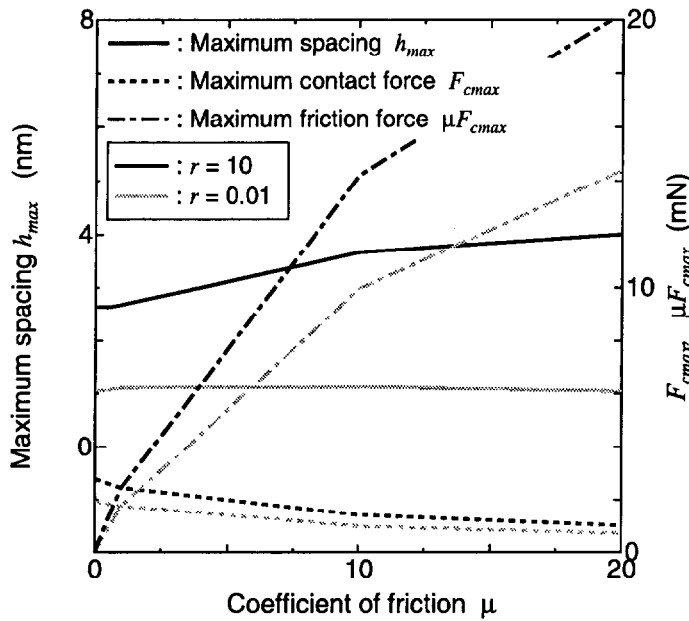


図 4.7: 摩擦係数の最大スペーシング, 最大接触力および最大摩擦力に及ぼす影響 ($k_f = 1.5 \times 10^5$ N/m, $F_{c0} = 0.5$ mN, $\zeta_c = 0.1$, $\sigma = 1.0$ nm, $p = 1.5$)

4.4 スライダ挙動に及ぼす摩擦力の影響

通常, ディスクには潤滑剤が塗られているため, スライダとディスクが接触するとメニスカスが形成され, 吸着現象が生じ摩擦力が増大する. 特にディスクが平滑であれば, その程度は著しいものとなる. このスライダ挙動に及ぼす影響を明らかにするため, メニスカスの影響も含めた等価的な摩擦係数 μ を用い, $k_f = 1.5 \times 10^5$ N/m, $F_{c0} = 0.5$ mN, $\sigma = 1.0$ nm, $p = 1.5$ として, 前後空気膜剛性比 r をパラメータとして, $\mu = 0, 0.5, 1.0, 10, 20$ と変化させたときの最大スペーシング h_{max} , 最大接触力 F_{cmax} および最大摩擦力 μF_{cmax} を調べた. その結果を図 4.7 に h_{max} を実線で, F_{cmax} を破線で, μF_{cmax} を一点鎖線で示す. 図 4.7 より, 摩擦力が大きくなると最大スペーシングが大きくなる一方, 最大接触力は小さくなることからわかる. これは後端接触点に作用する摩擦力によるモーメントは後端接触点を持ち上げる方向に働くからである. また摩擦係数を大きくしても著しい跳躍に至らない理由として, 摩擦力は接触時のみに働くため, その影響が限定的となることが考えられる. しかし, 摩耗と直接関係すると考えられる摩擦力は摩擦係数に比例しているため, 摩耗耐久性を向上させるには摩擦係数は小さく抑える必要があるといえる. 図 4.7 より, 摩擦係数のスライダ挙動に及ぼす影響が飽和する傾向にあるので, 以後の解析では, 摩擦係数の小さい場合の $\mu = 1$, 摩擦係数の大きい場合の $\mu = 10$ の場合について解析を行なう.

4.5 完全接触追従条件に及ぼす各設計パラメータの影響

完全接触追従条件に及ぼす各設計パラメータの影響を調べるため、静的接触力 $F_{c0}=0.5$ mN, 接触減衰比 $\zeta_c=0.1$, 摩擦係数 $\mu=1.0$, 10 の場合において, k_f , r および平滑パラメータ p をパラメータにとり, ディスク面標準偏差 σ を変化させたときの最大スペーシング h_{max} および F_{cmax} を図 4.8, 4.9 に示す. 図 4.8 が $\mu=1.0$ の場合の解析結果であり, 図 4.9 が $\mu=10$ の場合の解析結果である. それぞれの図において, (a), (b) が $k_f=5.0 \times 10^4$ N/m, (c), (d) が $k_f=1.5 \times 10^5$ N/m であり, (a), (c) が $r=0.01$, (b), (d) が $r=10$ である. 図中, 最大スペーシング h_{max} を実線で, 最大接触力 F_{cmax} を破線で示す. また $h_{max}=0$ nm を一点鎖線で表し, それぞれの場合において完全接触追従する限界のディスク面標準偏差 σ の値を求められるときにはその値を記し, またそのときの最大接触力も調べた.

解析の結果, 空気膜剛性比 $r=0.01$ の場合は基本的に完全接触追従する条件が得られたが, $r=10$ の場合は第 4.3 節に示したように, スライダが後側空気膜作用点でディスク面に追従するため静的接触力 $F_{c0}=0.5$ mN では完全接触追従条件として意味のある値を得られなかった. そこで, まず $r=0.01$ の場合について考察する. 図 4.8(a), (c), 図 4.9(a), (c) より以下のことがいえる.

(1) 図 4.8, 図 4.9 のそれぞれにおいて (a) と (c) に大きな違いが見られないことから, 前側空気膜剛性 k_f は後端接触点の挙動にあまり影響を及ぼさないことがわかる. また後側空気膜剛性が接触剛性に比べ十分小さいと, 後側空気膜剛性の追従性に及ぼす影響は無視できる.

(2) 各摩擦係数 μ において, 完全接触追従する限界のディスク面うねりの標準偏差 σ_b では最大接触力がほぼ等しくなる. これは最大接触力はスライダがディスク面に最も押し込まれたときに生じ, 最大押し込み量は静的押し込み量 δ から摩擦力による押し上げ分を差し引いた量の 2 倍と考えることができ, その量は p の値には無関係となるためである.

また $r=0.01$ の場合には図 4.5 に示したように, その周波数応答関数が高次の振動モードのみの 1 自由度系とみなせることから, 高次の共振周波数, 接触剛性および接触減衰比を用いて, 第 3 章で示したランダムうねりディスク面における 1 自由度モデルの完全接触追従条件式 (式 (3.15)) より 2 自由度モデルの完全接触追従する限界のディスク面標準偏差 σ_b を予測した. 予測結果とシミュレーション結果の比較を図 4.10 に示す. 図 4.10 より, 摩擦係数 $\mu=1.0$ の場合には誤差 10% 以内, 摩擦係数 $\mu=10$ の場合でも誤差 30% 以内の精度で予測できることがわかる.

次に, 前後空気膜剛性比 $r=10$ の場合について考察する. 図 4.8(b), (d) および図 4.9(b),

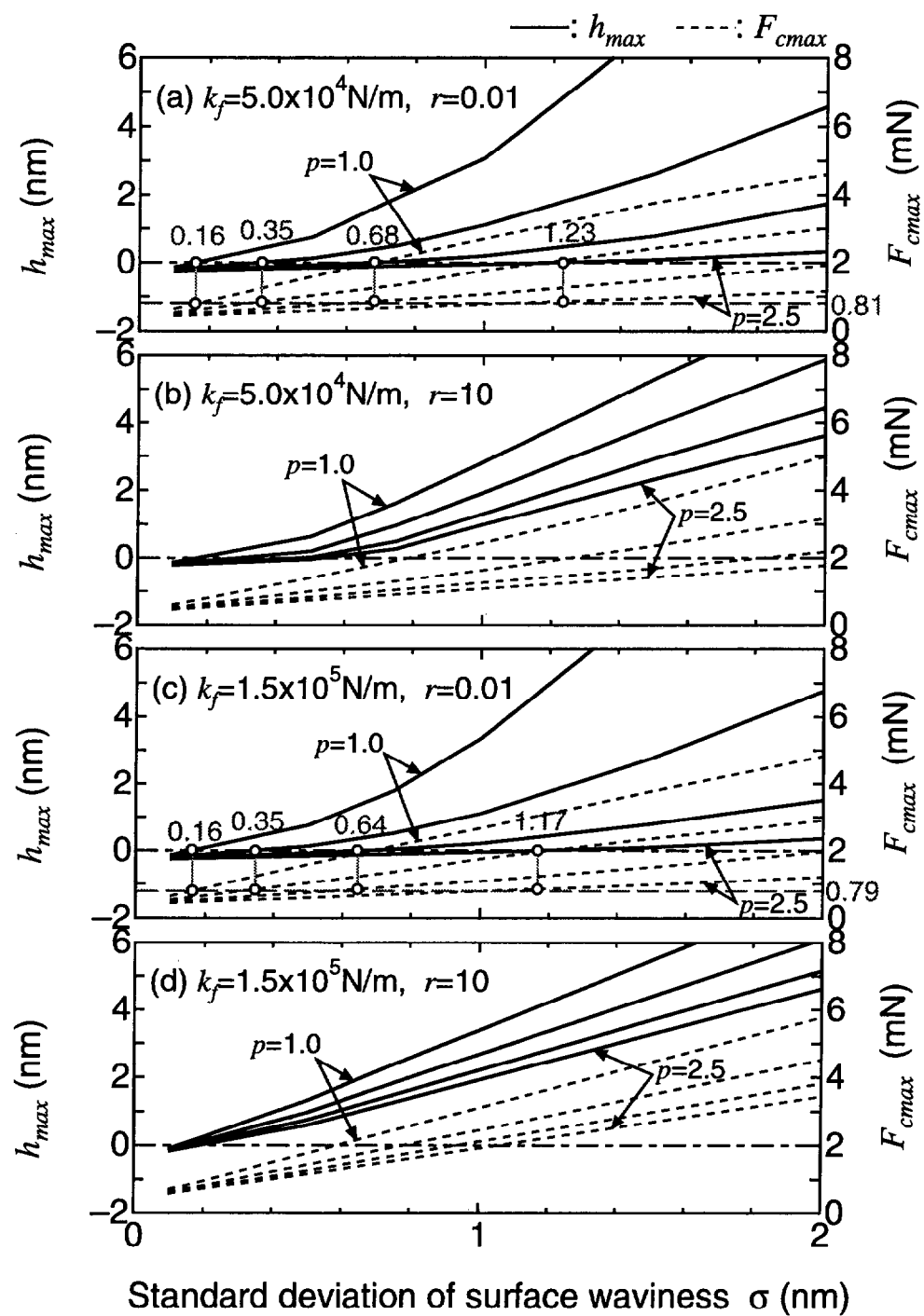


図 4.8: 最大スペーシングおよび最大接触力とディスク面うねりの標準偏差との関係 ($F_{c0}=0.5$ mN, $\zeta_c=0.1$, $\mu=1.0$)

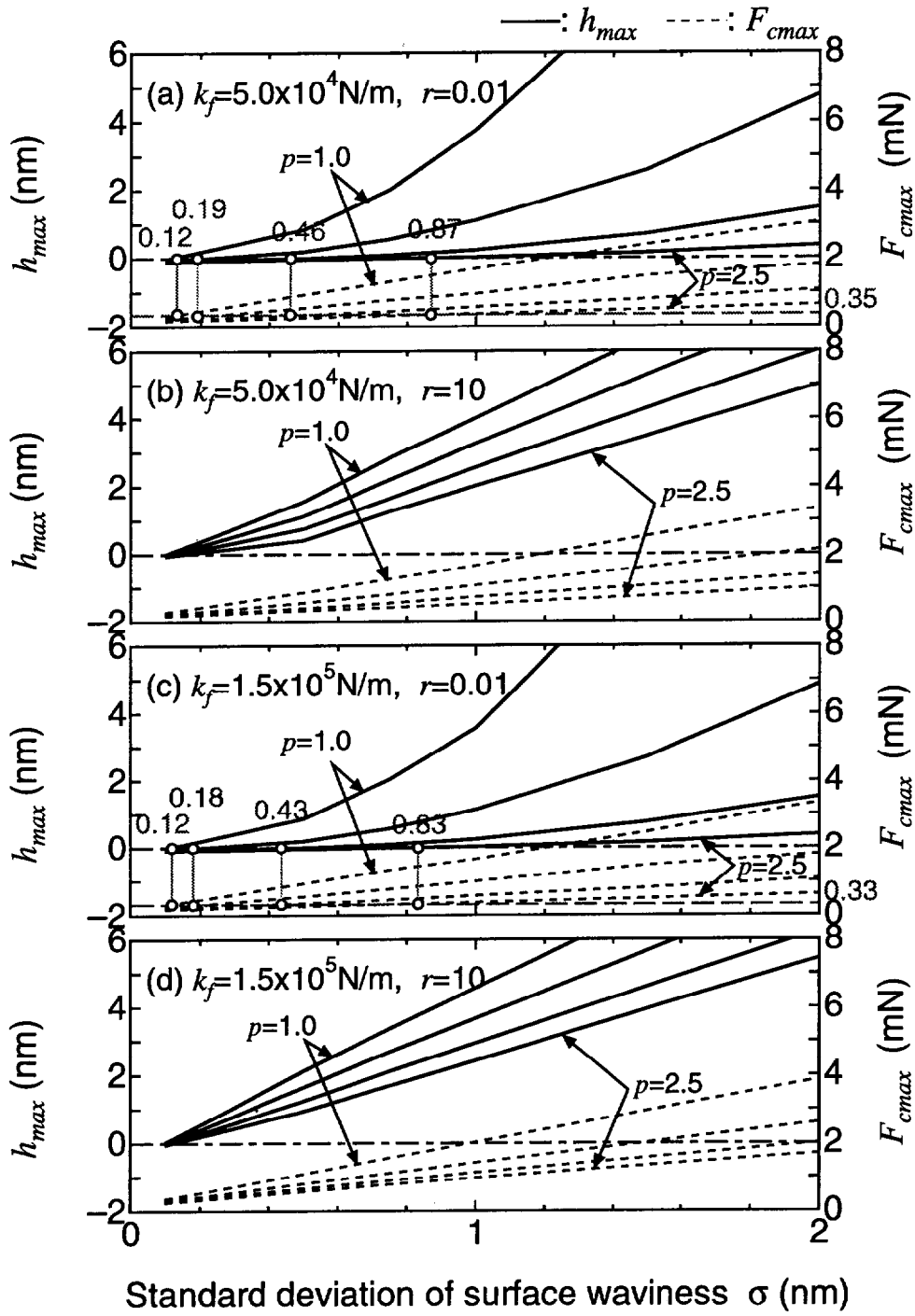


図 4.9: 最大スペーシングおよび最大接触力とディスク面うねりの標準偏差との関係 ($F_{c0} = 0.5 \text{ mN}$, $\zeta_c = 0.1$, $\mu = 10$)

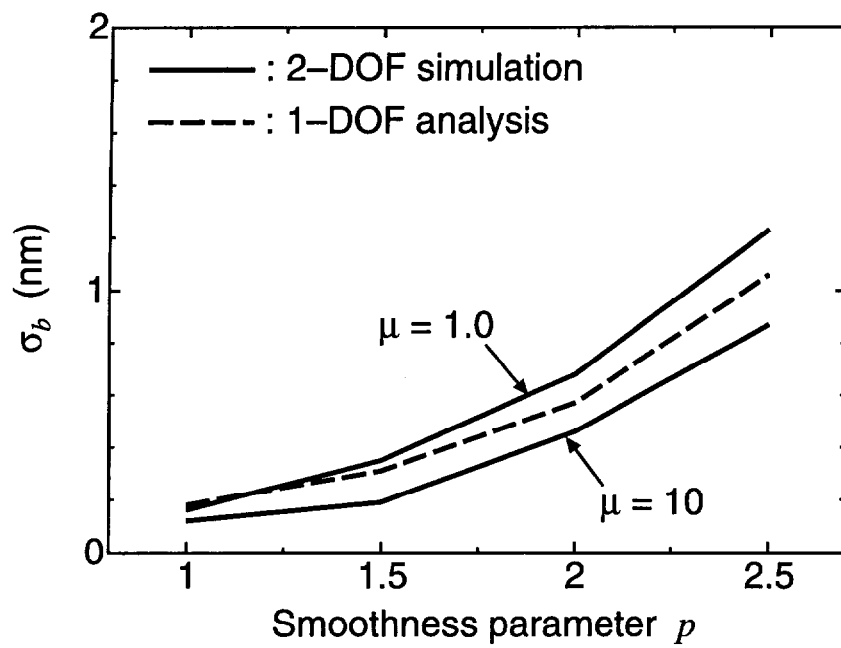


図 4.10: 完全接触追従条件に関する 2 自由度モデルのシミュレーション結果と 1 自由度理論解析結果の比較 ($F_{c0}=0.5$ mN, $\zeta_c=0.1$, $k_f=5.0\times 10^4$ N/m, $r=0.01$)

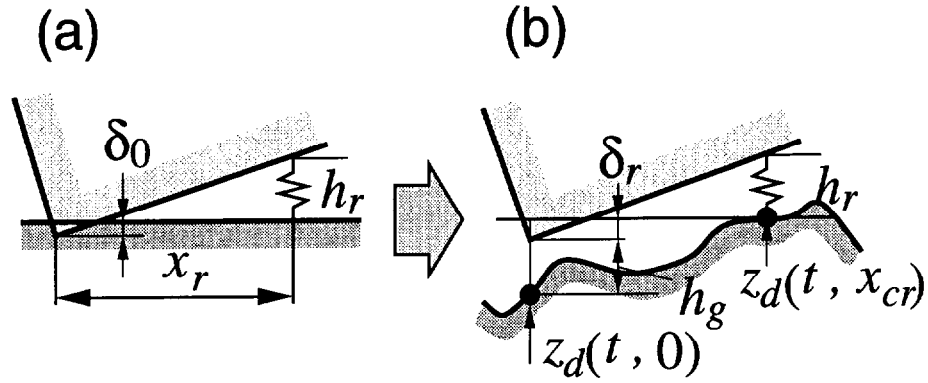


図 4.11: スライダ後端付近の形状

(d) より，後側空気膜剛性が大きいとスライダは後側空気膜作用点でディスク面に追従するため，後端接触点はディスク面から離れやすくなる．そこでスライダが後側空気膜作用点でディスク面に追従したとき後端接触点におけるスペーシング増大量を見積る．図 4.11 に示すように (a) の状態から (b) のようにディスク面にうねり (micro waviness) が存在した場合，後端接触点におけるディスク面変位と後側空気膜作用点におけるディスク面変位との差 h_g は

$$h_g = z_d(t, x_{cr}) - z_d(t, 0) - \delta_r \quad (4.7)$$

で与えられる．ここで $\delta_r = F_{c0}/k_r$ である．ディスク面うねり形状が正規分布とみなせるならば，式 (4.7) 中の $z_d(t, x_{cr}) - z_d(t, 0)$ の変動の標準偏差 σ_g は次式で与えられる．

$$\sigma_g = \sqrt{2(\sigma^2 - R(x_{cr}))} \quad (4.8)$$

ここで $R(x_{cr})$ は共分散関数で次式で表される．

$$R(x_{cr}) = \int_0^\infty A(f_d) \cos\left(\frac{2\pi x_{cr} f_d}{V}\right) df_d \quad (4.9)$$

ここで $A(f_d)$ はディスク面うねりの周波数成分で，第 3.5.2 節で示したようにディスク面うねりの標準偏差 σ と平滑パラメータ p から求めることができる．そしてディスク面うねり形状が正規分布ならば， $z_d(t, x_{cr}) - z_d(t, 0)$ の変動の最大値は $3\sigma_g$ で与えられ，ディスク面形状によるスペーシング増大量の最大値 h_{gmax} は

$$h_{gmax} = 3\sigma_g - \delta_r \quad (4.10)$$

となる．

ディスク面標準偏差 $\sigma = 1.0$ nm, $\delta_r = 0.33$ nm の場合における，スペーシング増大量の最大値 h_{gmax} を p をパラメータとして x_{cr} の関数として図 4.12 に示す．また， $k_f = 1.5 \times 10^5$ N/m,

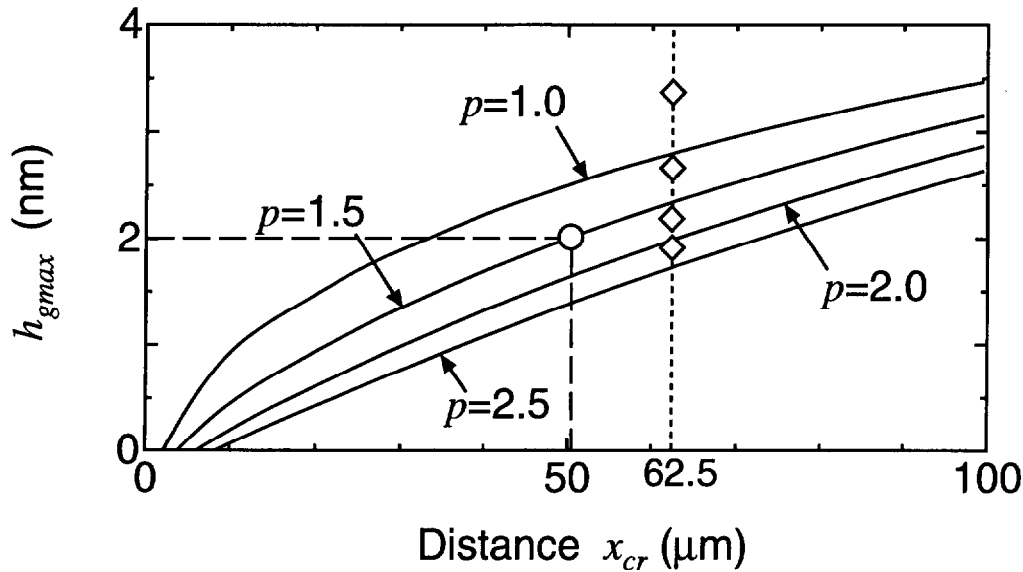


図 4.12: ディスク面うねりの幾何学的な効果によるスペーシング増大量 ($\sigma=1.0$ nm)

$r=10$, $\mu=1.0$, $x_{cr}=62.5$ μm のときのシミュレーション結果 (図 4.8(d)) から $\sigma=1.0$ nm における最大スペーシング h_{gmax} を各 p の値について◇印で図 4.12 に示す. 上から順に $p=1.0$, 1.5, 2.0, 2.5 の場合のシミュレーション結果である. 図 4.12 より, 見積り値とシミュレーション結果は良く一致しているといえる. 誤差はスライダの動的応答によるものであると考えられる.

図 4.12 より, $\sigma=1.0$ nm の場合, スライダがディスク面に完全接触追従するためには $p=2.5$ でも後側空気膜作用点と後端接触点との距離 x_{cr} を $8\mu\text{m}$ 以下にしなければならない. そこで, 後端接触点がディスク面から 2 nm 離れてもよいとすれば $p=1.5$ でも $x_{cr}=50$ μm 程度で満足できる. また, 上の状態では完全接触追従は不可能だが, 静的接触力 F_{c0} を大きくしたり, h_g は σ と比例関係にあるので σ を小さくすることで完全接触追従させることができると考えられる.

4.6 静的ピッチ角の前側浮上量に及ぼす影響

これまでの解析では平衡時のピッチ角 θ_0 を $300\mu\text{rad}$ としてきた. しかし最近ピッチ角の小さいスライダも用いられるようになってきている. 空気膜混成形トライパッドスライダは前側空気膜を形成するパッド (レール) の面積が大きいため走行中に前側がディスク面に触れると大きな摩擦力が働きヘッドクラッシュの原因となる. そこで, 平衡時ピッチ角 θ_0

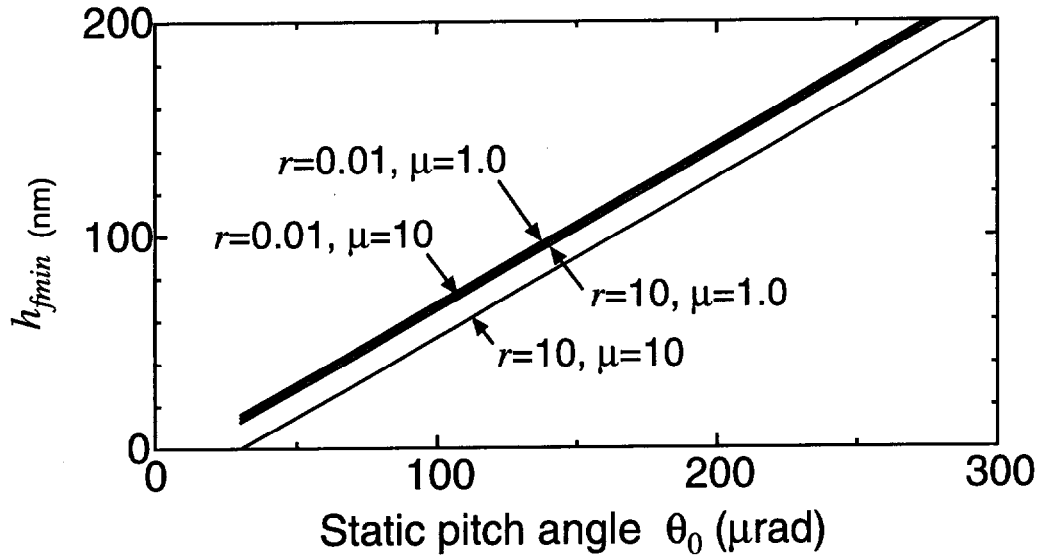


図 4.13: 静的ピッチ角のスライダ前側浮上量に及ぼす影響 ($F_{c0}=0.5$ mN, $\zeta_c=0.1$, $k_f=1.5\times 10^5$ N/m, $\sigma=1.0$ nm, $p=1.5$)

が小さいときのスライダ挙動を解析し、前側空気膜作用点におけるスライダ・ディスク面のすきまの最小値 h_{fmin} を調べた。 $k_f=1.5\times 10^5$ N/m, $\sigma=1.0$ nm, $p=1.5$ の場合について、 r および μ をパラメータとして θ_0 と h_{fmin} の関係を図 4.13 に示す。空気膜剛性を線形と仮定しているため h_{fmin} と θ_0 がほぼ線形の関係となっている。図 4.13 より、摩擦係数が大きくかつ後側空気膜剛性が高いときに特に前側浮上量が小さくなることがわかる。この理由は、 r が大きい方が接触力の最大値が大きく、摩擦係数が大きい方がピッチ角を小さくする向きのモーメントが大きくなるからである。また、前側の接触を避けるため、前側の浮上量を 40nm 以上にするには θ_0 を 70~80 μ rad 以上にする必要があるといえる。

4.7 トライパッド形コンタクトスライダの設計指針

前節までの解析結果に基づき、本節では、接触追従性と摩耗耐久性の観点からトライパッド形コンタクトスライダ・ディスク面の設計指針を考察する。

摩擦係数 μ が 0.3 よりも大きい場合には、塑性変形が接触する 2 物体のうち弱い方の表面でせん断破壊により生じ始める。したがって、本節では摩耗耐久性を論じる指標として最大摩擦力 μF_{cmax} を用いる。

まず第 4.5 節の解析において完全接触追従条件を得ることができた前後空気膜剛性比

$r=0.01$ の場合におけるスライダ・ディスク面の設計条件について考察する．第 4.5 節の解析から完全接触追従するために必要なディスク面の条件を得ることができる．前側空気膜剛性 $k_f=1.5 \times 10^5$ N/m, 摩擦係数 $\mu=1, 10$, 接触減衰比 $\zeta_c = 0.1, 0.2$ における, 完全接触追従する限界のディスク面うねりの標準偏差 σ_b とそのときの最大摩擦力 μF_{cmax} を図 4.14 に示す． $k_f=5.0 \times 10^4$ N/m の場合の解析結果は $k_f=1.5 \times 10^5$ N/m の結果と殆ど変わらなかった．図 4.14 中, σ_b を実線で, μF_{cmax} を破線で示す．図 4.14 より, 接触減衰比 ζ_c が大きい程, 平滑パラメータ p が大きい程, 摩擦係数 μ が小さい程完全接触追従に対し望ましいといえる．ここで, $\zeta_c=0.1, \mu=1.0$ の場合と $\zeta_c=0.2, \mu=10$ の場合では完全接触追従する限界のディスク面うねりの標準偏差 σ_b の値はほぼ同じだが, 後者の最大接触力 μF_{cmax} は前者の μF_{cmax} の約 4 倍となっている．このことからコンタクトスライダの実現のためには減衰を高めるよりも摩擦係数を小さくすることのほうが重要であるといえる．

ここで, 実際に用いられている材質として, スライダ材質を $\text{Al}_2\text{O}_3\cdot\text{TiC}$ ($E_1=385\text{GPa}$, $\nu_1=0.3$), ディスク材質を Glass ($E_2=71\text{GPa}$, $\nu_2=0.21$) と仮定すると今回の解析で用いた接触剛性 $k_c=1.5 \times 10^6$ N/m に対応する接触パッド面積は式 (4.1) より $161\mu\text{m}^2$ となる．図 4.14 より, $\mu=1.0, 10$ に対応する μF_{cmax} はそれぞれ約 1mN, 4mN である．したがって, 摩擦力が接触パッド面に一様に作用していると仮定するとせん断応力は $\mu=1.0, 10$ の場合に対しそれぞれ 6.1MPa, 25MPa となる．接触パッド面とディスク面はこのせん断応力に耐えられるように設計されなければならない．さらに, 真実接触面積が見かけの接触面積 (パッド面積) の 1% だったと仮定すると 4mN の摩擦力がパッドに作用した場合, 真実接触面において一様にせん断応力が作用したとしても 2.5GPa のせん断応力が作用することになる．一般にせん断降伏応力は引っ張り降伏応力の半分であるため, この場合にはスライダ・ディスクの弱い方の引っ張り降伏応力が 5GPa 以上である必要があるといえる．

摩耗耐久性に関して, 久住らの実験的研究⁽²⁹⁾によると, 摩耗寿命を 5 年間としたときには見かけの許容接触面圧は 3 桁小さい数 kPa 程度である．したがって, コンタクトスライダ実現のためには, ディスク面うねりを 1 桁小さくしたとしても, スライダ・ディスク間の許容接触面圧を 2 桁大きくするか, または許容接触面圧を保ったまま接触剛性を 2 桁小さくする新たなトライボロジ技術およびスライダ・ディスク材の開発が必要であるといえる．

$r=10$ の場合にはスライダが後側空気膜作用点でディスク面に追従するため, 完全接触追従しにくくなるが, 第 4.5 節で述べたように後側空気膜作用点を後端接触点にほぼ一致させることができれば完全接触追従させることができるようになる．この場合, 空気膜力は摩耗に影響しないと考えられ, 押し込み量および接触力を保ったまま後端接触点における

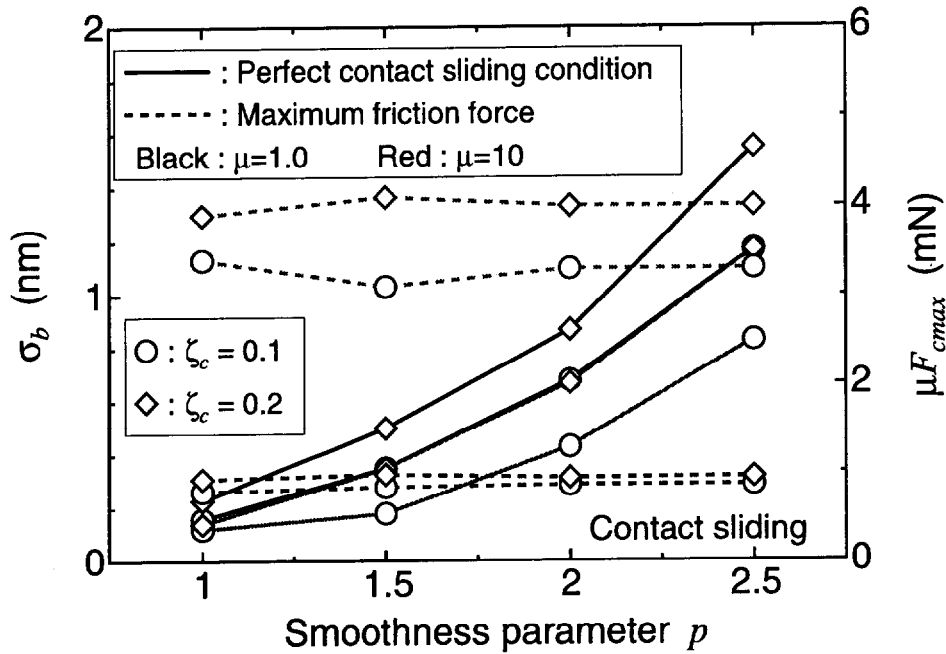


図 4.14: 完全接触追従する限界のディスク面うねりの標準偏差およびそのときの最大摩擦力 ($k_f=1.5 \times 10^5 \text{ N/m}$, $r=0.01$, $F_{c0}=0.5 \text{ mN}$)

剛性を大きくし、共振周波数を高めることができるので、摩耗耐久性を損なわずに接触追従性を高めることができる。したがって、後側空気膜作用点を後端接触点にほぼ一致させることが可能ならば後側空気膜は弱くするよりもむしろ強くした方が望ましいといえる。

4.8 結言

本章では、トライパッド形コンタクトスライダの2自由度モデルのランダムうねりディスク面におけるスペーシングおよび接触力の動的特性を数値シミュレーションにより解析した。そして、完全接触追従性と摩耗耐久性満足するスライダ・ディスク面設計条件について考察した。

本章で得られた結論は以下のとおりである。

- (1) 後側空気膜剛性が接触剛性と同程度に大きいとき、スライダ後端振動の周波数応答関数において、後側空気膜中心と後端接触点との距離に対応した周波数ごとのうねりが生じる。これは後側空気膜中心と後端接触点位置におけるディスク面からの変位励振力が互いに打ち消し合うためである。
- (2) 摩擦係数のスライダ挙動に及ぼす影響は摩擦係数が大きくなるに従い飽和する傾向に

ある。これは、スライダが跳躍振動している場合には摩擦力の作用する接触時間が短いためと考えられる。

- (3) 前・後側空気膜剛性が接触剛性に比べ十分小さい場合の完全接触追従条件は高次の振動モードのみの1自由度系とみなしたスライダの完全接触追従条件により十分な精度で予測できる。
- (4) 後側空気膜剛性が接触剛性に比べ小さい場合、接触剛性および摩擦係数が一定ならば、任意のディスクうねり特性に対して、完全接触追従の限界における最大接触力がほぼ一定となる。
- (5) 後側空気膜剛性が接触剛性と同等程度に大きい場合において、スライダ後端接触点をディスク面に完全接触追従させるためには後側空気膜中心・後端接触点距離を数 μm 以下にする必要がある。後側空気膜中心・後端接触点距離を小さくすることは最大接触力を小さくすることに対しても効果がある。
- (6) 摩耗寿命を5年間としたときの許容接触面圧は数 kPa 程度であるため、コンタクトスライダ実現のためには、ディスク面うねりを1桁小さくしたとしても、スライダ・ディスク間の許容接触面圧を2桁大きくするか、または許容接触面圧を保ったまま接触剛性を2桁小さくする新たなトライボロジ技術およびスライダ・ディスク材の開発が必要である。

第5章 トライパッド形ニアコンタクトスライダのランダムうねりに対する追従性

5.1 緒言

前章までの解析により、現状のスライダ・ディスク材質においてうねりの標準偏差が1nm(基準長さ約1mm)のディスク面にスライダを完全接触追従させ得るためには、摩耗耐久性の観点から決まる許容接触面圧を数MPa程度にしなければならないことを明らかにした。しかし、久住らの実験的研究⁽²⁹⁾によると、摩耗寿命を5年間としたときには許容接触面圧は3桁小さい数kPa程度である。したがって、コンタクトスライダ実現のためには、ディスク面うねりを1桁小さくしたとしても、スライダ・ディスク間の許容接触面圧を2桁大きくするか、または許容接触面圧を保ったまま接触剛性を2桁小さくする新たなトライボロジ技術およびスライダ・ディスク材の開発が必要となり、2,3年後という近い将来での実現は不可能に近いと言わざるを得ない。

そこで本章では、2,3年後の近い将来の記録密度100~200Gbit/in²の実現に向けて、静的釣合点が浮上側にあり、且つディスク面と間欠的に接触するニアコンタクト領域のスライダ追従性と接触力特性を線形集中空気膜ばねモデルおよび線形接触剛性・減衰モデルを用いて明らかにし、各設計パラメータの追従性と接触力特性に及ぼす影響およびニアコンタクトスライダの設計指針を明らかにする。

5.2 解析モデルおよび基礎式

空気膜混成形トライパッドスライダの z (垂直)方向並進とピッチ方向回転の2自由度解析モデルを図5.1に示す。基本的に前章の解析モデルと同じである。スライダを長さ a 、高さ b の長方形でモデル化し、サスペンション機構の特性を並進・回転ばね(k, k_θ)および減衰(c, c_θ)で表す。また前側および後側空気膜特性をそれぞれの圧力中心にばね(k_f, k_r)減衰

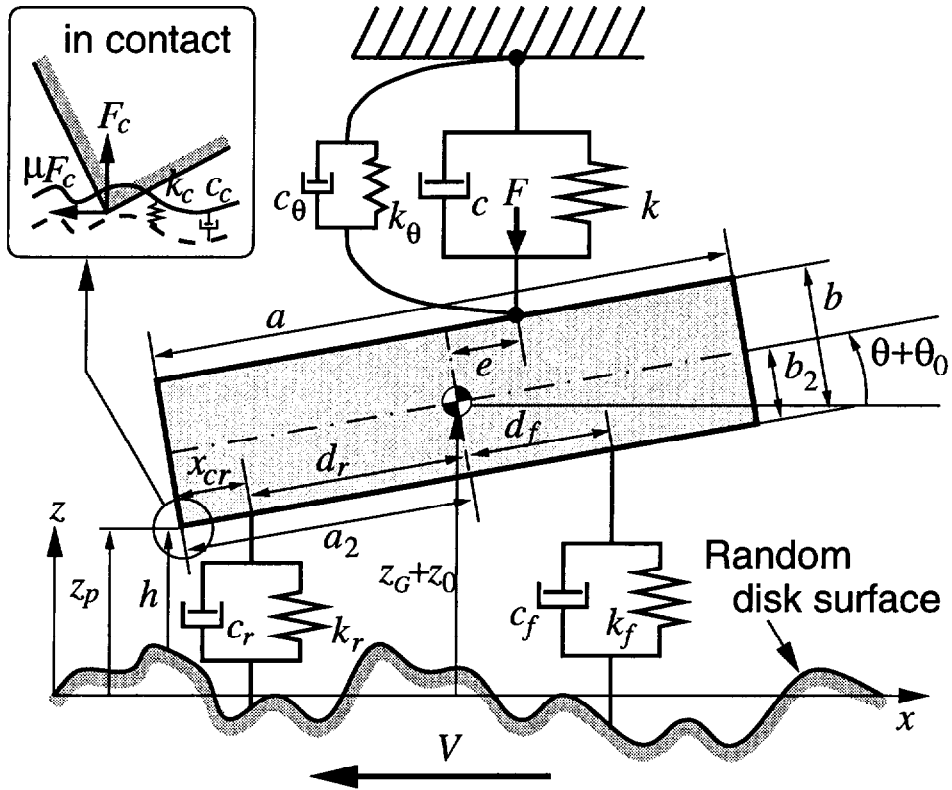


図 5.1: トライパッド形スライダの2自由度解析モデル

(c_f, c_r)がある集中定数系で表現する。本来空気膜は非線形性を有しているが、計算の簡略化のため微小振動を仮定し線形ばね・減衰とした。スライダとディスクとの接触は後側空気膜パッド内に設けた接触パッドで生じると仮定し、その接触特性を接触剛性 k_c および接触減衰 c_c で表す。空気膜ばね・減衰および接触剛性・減衰は非線形であるが、接触分離による最も強い非線形効果は考慮しており、線形ばね・減衰を仮定してもスライダ振動に及ぼす基本的な影響を捉える事ができると考えられる。接触パッド面形状を面積 S の正方形とし、初期のマイルド摩耗の結果一様面圧で接触すると仮定すると、接触力 F_c と押し込み量 δ との関係は線形となり、その比は半無限弾性体のグリーン関数の積分から $F_c/\delta=1.79E^*\sqrt{S}$ で与えられる。よって接触剛性 k_c と接触パッド面積 S の関係は次式で近似的に与えられると考えられる。

$$k_c = 1.79E^*\sqrt{S} \left(\frac{1}{E^*} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right) \quad (5.1)$$

ここで E_1, E_2, ν_1, ν_2 はそれぞれスライダ・ディスク面のヤング率・ポアソン比である。

接触時に働く摩擦力については、摩擦係数 μ を用いて μF_c で表す。スライダの大きさに比べ接触パッドの大きさは十分小さいので、接触力と摩擦力は接触パッド部に集中力として作用するとみなすことができる。

一方、ディスク面については、ランダムうねり面を修正中点変位法を用いて生成した。

生成されたディスク面うねりは基本周期 2.048ms で 488Hz ($=1/2.048\text{ms}$) から 1MHz までの周波数成分をもっており、ディスク周速 V を 15m/s とすると、488Hz は波長 30.72mm, 1MHz は波長 15 μm に相当し、スペーシング変動に影響を及ぼす微小うねり以上の波長成分を含んでいる。ディスク面の形状特性は基準長さ 0.96mm(64 μs) における標準偏差 σ および平滑パラメータ p で表される。平滑パラメータ p はディスク面形状の周波数スペクトルの roll-off 特性 β と $p = 2\beta - 1$ の関係がある。数値シミュレーションにおいて、ディスク面変位は以下の形で表される。

$$z_d \equiv z_d(t, x) = z_d\left(t + \frac{x}{V}, 0\right) \quad (5.2)$$

ここで、 x はスライダ流出端位置からの距離である。

スライダの初期姿勢をスライダ後端変位 $z_p=0\text{nm}$ 、ピッチ角変位 $\theta=\theta_0$ として、そこからのスライダ重心変位およびピッチ角変位をベクトル $\mathbf{u}$ で表したときのスライダの運動方程式は次式となる。

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{f}' + \mathbf{f}_a + \mathbf{f}_c \quad (5.3)$$

ここで $\mathbf{f}$ はスライダを初期姿勢から静的釣り合い姿勢にするのに必要な力ベクトルである。また、 $\mathbf{f}_a$, $\mathbf{f}_c$ はそれぞれ空気膜反力、接触力ベクトルである。また、接触時 ($z_p < z_d$) には接触点に次式ので与えられる接触力 F_c

$$F_c = c_c(\dot{z}_d - \dot{z}_p) + k_c(z_d - z_p) \quad (5.4)$$

および摩擦力 μF_c が作用する。

そして初期外乱をスペーシング $h(=z_p - z_d) = 10\text{nm}$, $\theta = \theta_0$, $\dot{z}_p = 0\text{m/s}$, $\dot{\theta} = 0\text{rad/s}$ と与えたあとのスライダ挙動を時間刻み 10^{-9}s の Runge-Kutta-Gill 法を用いて解析し、十分時間が経過した 8.192~10.24ms のスライダ挙動に注目した。この区間 2.048ms はディスク面の基本周期に相当する。

計算に用いた主な物理パラメータを表 5.1 に示す。スライダ質量、寸法はピコ (30%) スライダ相当である。空気膜剛性は ABS(Air Bearing Surface) 形状により比較的自由に变化させる事ができると考えられるため、本解析では前側空気膜剛性は $k_f = 1.5 \times 10^5 \text{N/m}$ と固定し、前後空気膜剛性比 $r(=k_r/k_f)$ を前側空気膜剛性の 1/100 から 10 倍まで变化させた。摩擦係数 μ に関してはメニスカスの効果も含む等価的なものとして、摩擦係数の小さい場合の $\mu=1.0$ と大きい場合の $\mu=10$ の 2 通りに变化させた。接触剛性 $k_c = 1.5 \times 10^6 \text{N/m}$ は $\text{Al}_2\text{O}_3\cdot\text{TiC}$ スライダ ($E_1 = 385\text{GPa}$, $\nu_1 = 0.3$) とガラスディスク ($E_2 = 71\text{GPa}$, $\nu_2 = 0.21$) と

表 5.1: 計算に用いた物理パラメータ値

m	: 1.59 mg	a	: 1.25 mm
J	: 2.19×10^{-13} kgm ²	b	: 0.30 mm
k_f	: 1.5×10^5 N/m	d_f	: 0.125 mm
r	: 0.01~100	d_r	: 0.5625 mm
k_c	: 1.5×10^6 N/m	ζ_c	: 0.1
σ	: 1.0 nm	p	: 1.5
μ	: 1.0, 10	x_{cr}	: 0~62.5 μ m
FH	: -1.3~2 nm	θ_0	: 300 μ rad
V	: 15 m/s		

の接触を仮定した場合，式 (5.1) より接触パッド面積 $S=161\mu\text{m}^2$ となる．ディスク面の形状特性については，本解析では基本的に $\sigma=1.0\text{nm}$, $p=1.5$ とした．静的浮上量 FH については，コンタクト領域におけるスライダ挙動と比較するため $-1.3(\text{コンタクト領域})\sim 2\text{nm}$ まで変化させた．なお，本解析におけるディスク面では微小うねり以上の波長成分のみ考慮に入れ，粗さ領域の波長成分を無視している．そのため，詳しくは第6章で述べるが本解析におけるスペーシング h および静的浮上量 (ノミナルフライハイト) FH は実際のディスク面においてはディスク面粗さの包絡線，すなわちディスク面粗さにおける突起高さの平均値と標準偏差を足した高さから計った値であると考えられる．具体的には，ディスク面粗さにおいて突起高さの平均値が 2nm ，標準偏差が 1nm だとすると上記 $FH=-1.3\sim 2\text{nm}$ は実際のディスク面においては $FH=1.7\sim 5\text{nm}$ に相当している．

5.3 ニアコンタクト領域におけるスライダ振動応答

本節ではニアコンタクト領域におけるスライダ応答の典型例をしめす．また，その際に後側空気膜剛性 k_r および後端接触点 (ヘッドギャップ位置)– 後側空気膜中心間距離 x_{cr} のスライダ応答に及ぼす影響も示す．

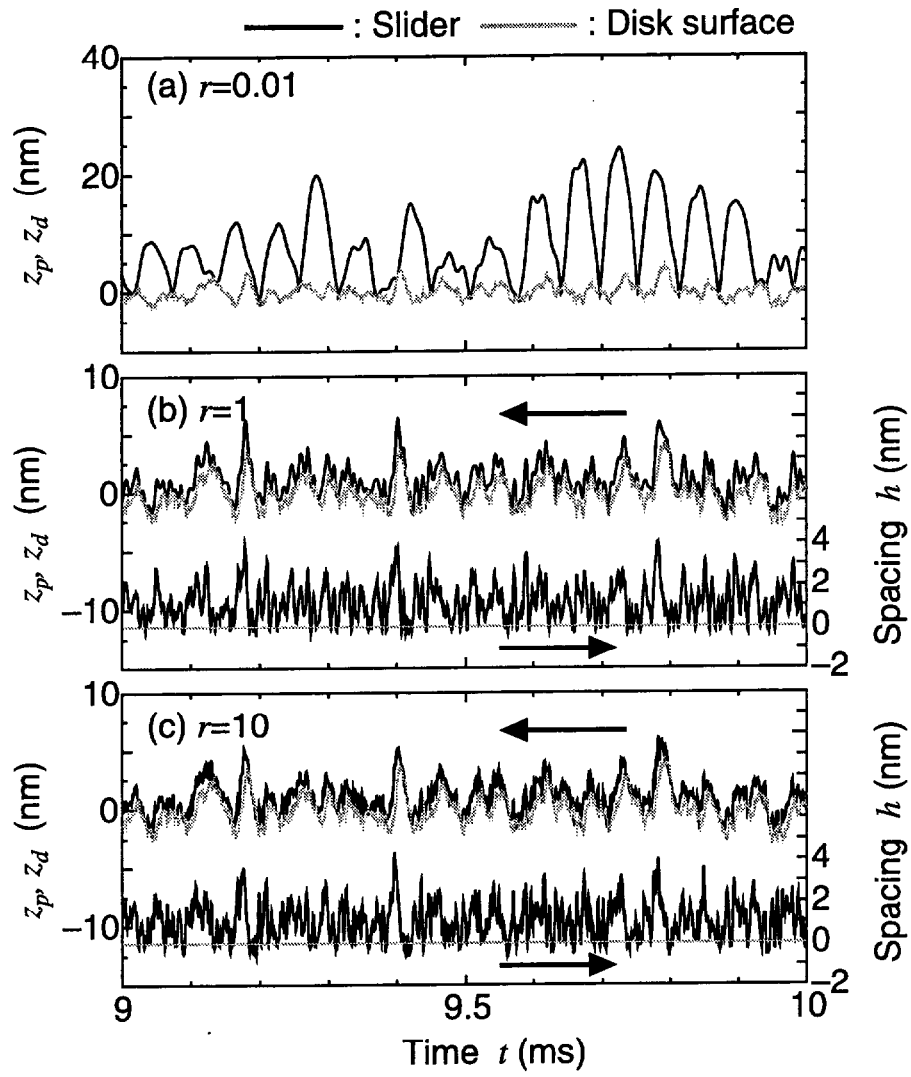


図 5.2: ニアコンタクト領域におけるスライダ振動の時刻歴応答 (後側空気膜剛性の影響)
 $(FH = 1.0 \text{ nm}, p = 1.5, x_{cr} = 62.5 \mu\text{m})$

5.3.1 後側空気膜剛性の影響

$FH=1.0\text{nm}$, $\mu=1.0$ の場合において, 前後空気膜剛性比 r を変化させてスライダ応答を解析した結果を図 5.2 に示す. 図中, スライダ後端振動 z_p を黒い実線で, ディスク面波形を灰色の実線で表現している. さらに図 5.2(b), (c) の $r=1.0, 10$ の場合についてはスペーシング変動 $h(=z_p - z_d)$ も黒い実線で合わせて示す. 以下の解析結果でしめす z_d はスライダとの接触中でも接触により変形する前のディスク面を表している. そしてスペーシング h も同様に変形前のディスク面に対するヘッドギャップの相対変位を表している. したがって, 負のスペーシングはスライダがディスク面に接触, すなわちめりこんでいることを表す.

前章で示したようにコンタクト領域では r の小さいスライダはディスク面に良く追従していたが, ニアコンタクト領域においては図 5.2(a) の $r=0.01$ の場合から分かるように, スライダは著しく跳躍振動している. そして r が大きくなり後側空気膜剛性が大きくなるにつれ跳躍が収まり, 図 5.2(c) の $r=10$ では, かなり良くディスク面に追従している. これは, コンタクト領域では接触剛性もスライダ後端の位置決め要素となっていたが, ニアコンタクト/浮上領域では空気膜剛性のみが位置決め要素となるためであり, 後側空気膜剛性を大きくすることが重要であることを示している.

5.3.2 ヘッドギャップ—後側空気膜中心間距離の影響

図 5.2(c) の $r=10$ の場合でも, 浮上量変動は約 4nm ある. これはスライダのダイナミクスの影響の他に後側空気膜中心 (図 5.1 のモデル図における後側空気膜ばね支持点) とヘッド位置 (スライダ後端) が一致していないことによるディスク面の微小うねり (マイクロウェビネス) の形状的な影響である. その微小うねりの影響を調べるため, ヘッド—後側空気膜中心間距離 x_{cr} を $62.5, 31.25, 0\mu\text{m}$ と変化させてそのスペーシング変動を解析した. その結果を図 5.3 に示す. 図 5.3(a), (b), (c) がそれぞれ $x_{cr}=62.5, 31.25, 0\mu\text{m}$ の場合であり, 図 5.3(a) は図 5.2(c) と同じデータである. また, それぞれの場合におけるスペーシング変動のディスク面に対する周波数応答関数を図 5.4(a)~(c) に黒線で示す. 図 5.4 中の▲印は非接触時の低次/高次共振周波数を示している.

図 5.3 の時刻歴応答より, ヘッド—後側空気膜中心間距離が小さくなるにつれスペーシング変動が小さくなっており, ヘッド位置と後側空気膜中心が一致したとき ($x_{cr}=0\mu\text{m}$) には $x_{cr}=62.5\mu\text{m}$ の場合に比べ約半分の 2nm となっている. また, スペーシング変動の標準偏差 σ_s を計算すると $x_{cr}=62.5, 31.25, 0\mu\text{m}$ に対してそれぞれ $\sigma_s = 0.70, 0.53, 0.27\text{nm}$ となっている. 図 5.4 の周波数応答関数において, (a) の $x_{cr}=62.5\mu\text{m}$ の場合には微小うねりによ

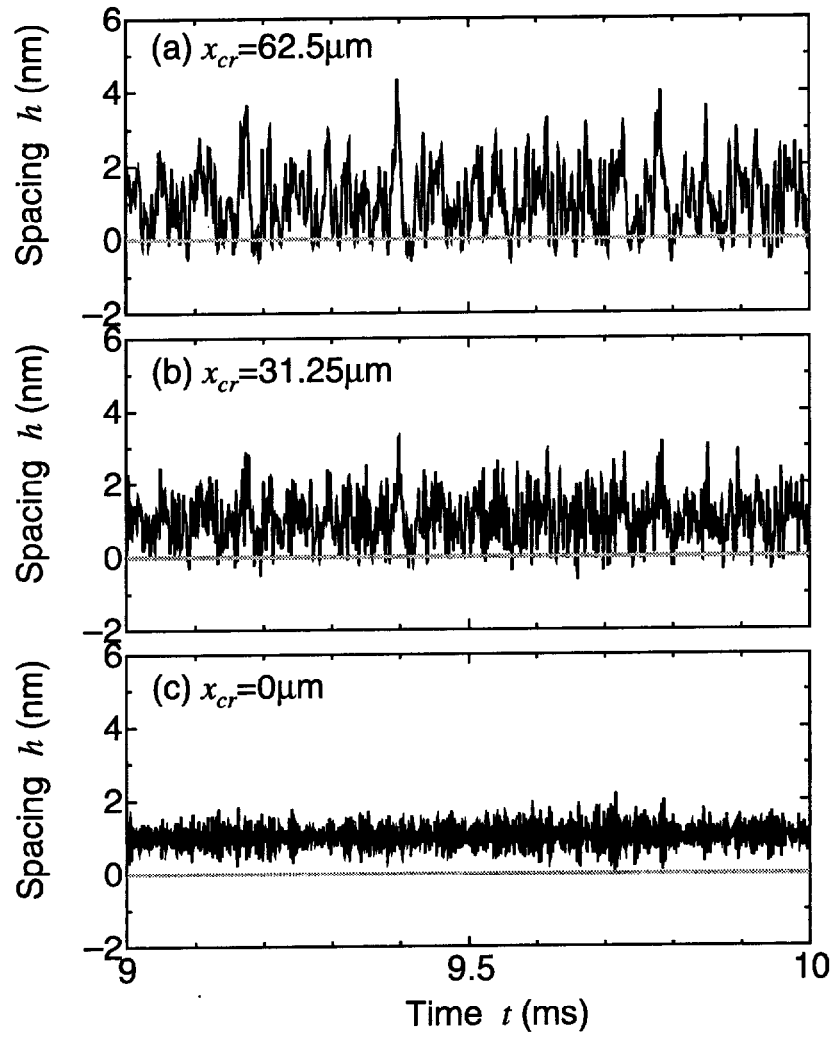


図 5.3: ニアコンタクト領域におけるスペーシング変動の時刻歴応答 (ヘッドギャップ-後側空気膜中心間距離の影響) ($FH=1.0\text{nm}$, $p=1.5$, $r=10$)

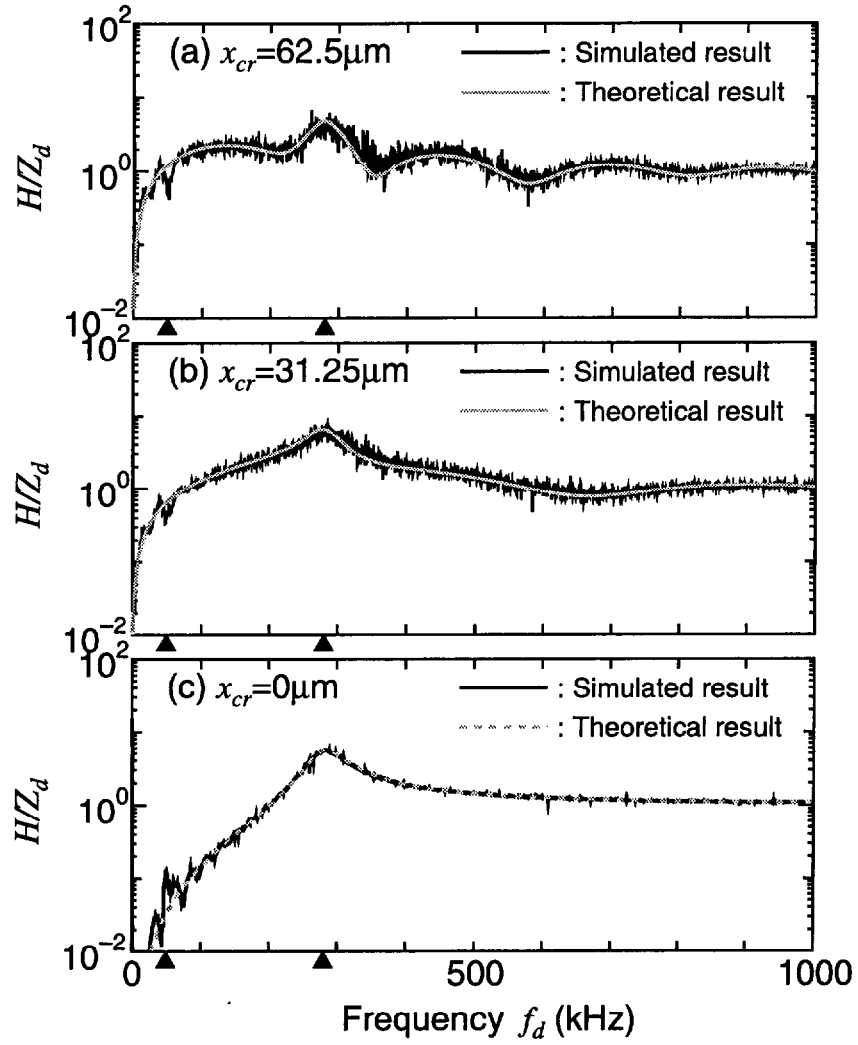


図 5.4: スペーシング変動のディスク面に対する周波数応答関数 ($FH=1.0\text{nm}$, $p=1.5$, $r=10$)

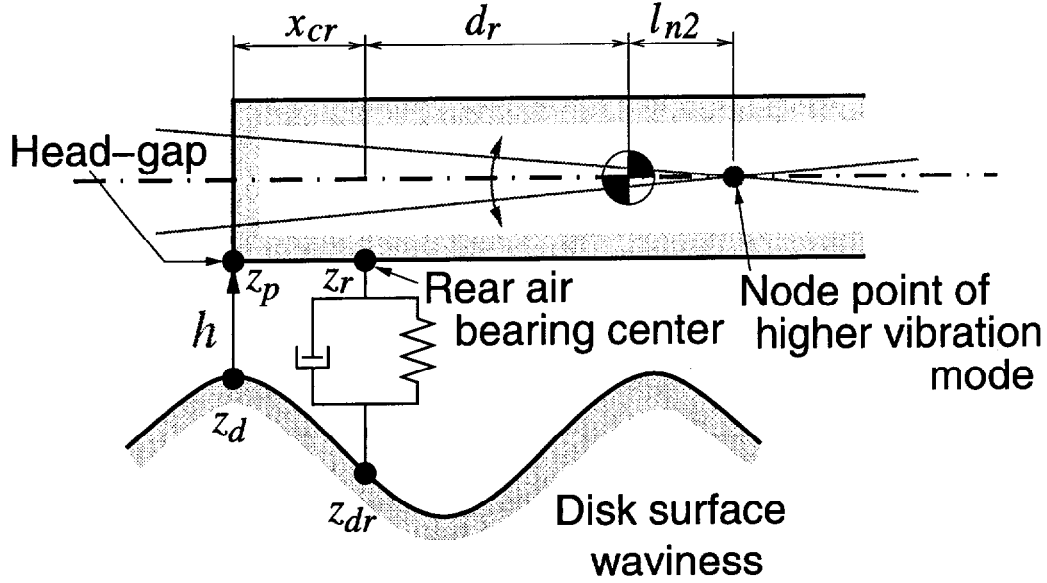


図 5.5: トライパッド形スライダの1自由度モデル

るうねりが応答関数上に存在するが、(c)の $x_{cr}=0\mu\text{m}$ の場合にはうねりは存在せず、低次の共振周波数近傍に小さなピークがあるものの全体として高次の共振周波数のみの1自由度系の相対変位の周波数応答関数に近くなっている。スペーシング変動の周波数特性に及ぼす影響は以下のようにして近似的に求められる。

まず、 $r=10$ の場合には図 5.4(c) から分かるように低次振動モードの影響が小さいため、図 5.5 に示すように1自由度系とみなす。また、図 5.4(c) では殆ど接触していないので、系を線形化するために完全浮上を仮定する。そして、後側空気膜支持点におけるディスク面 z_{dr} のある周波数 f_d 成分が

$$z_{dr} = Z_d \sin(2\pi f_d t) \quad (5.5)$$

で与えられると仮定する。1自由度の仮定より、後側空気膜中心でディスク面から変位励振されるスライダのヘッドギャップ部の応答 z_p は次式となる。

$$z_p = T_d Z_d \sin(2\pi f_d t + \phi) + FH \quad (5.6)$$

$$T_d = \frac{\sqrt{1 + (2\zeta_n f_d / f_n)^2}}{\sqrt{\{1 - (f_d / f_n)^2\}^2 + (2\zeta_n f_d / f_n)^2}} \cdot \frac{l_{n2} + d_r + x_{cr}}{d_r + x_{cr}}$$

$$\phi = \tan^{-1} \left\{ \frac{-2\zeta_n (f_d / f_n)^3}{1 - (f_d / f_n)^2 + (2\zeta_n f_d / f_n)^2} \right\}$$

一方、ヘッド位置におけるディスク面変位 z_d は

$$z_d = Z_d \sin(2\pi f_d t - 2\pi f_d x_{cr} / V) \quad (5.7)$$

で与えられる。式 (5.6), (5.7) より, この周波数成分 f_d におけるスペーシング $h(=z_p - z_d)$ は次式となる。

$$h = Z_d \sqrt{T_d^2 + 1 - 2T_d \cos(\phi + 2\pi f_d x_{cr}/V)} \times \sin(2\pi f_d t + \phi') + FH \quad (5.8)$$

$$\phi' = \tan^{-1} \left\{ \frac{T_d \sin \phi - \sin(2\pi f_d x_{cr}/V)}{T_d \cos \phi - \cos(2\pi f_d x_{cr}/V)} \right\}$$

式 (5.8) より求められるスペーシングの周波数応答関数の理論解析結果を図 5.4 に灰色の線 ((a),(b) は実線, (c) は見やすくするため破線) で示す。なお, 式 (5.8) 中の共振周波数 f_n は浮上時の高次の共振周波数を用いたが, そのモードの減衰比は図 5.4(c) の高次の共振点から $\zeta_n = Z_d/2H$ で計算した。2 自由度のシミュレーション結果と 1 自由度の近似式が良く一致しており, 後側空気膜剛性が大きく低次の固有振動モードのノード点がスライダ後端付近にあるときは, 上記の 1 自由度の近似式でスペーシング変動を予測できるといえる。また, 1 自由度の近似式はディスクとの接触を考慮してないので浮上時の応答スペクトルの近似式と考える事ができることから, FH が 1nm, すなわちディスク面うねりの標準偏差以上あればスライダは主として浮上時の挙動を示し, ディスクとの接触は周波数特性において小さなスパイクの形で現れるといえる。

そして, 図 5.4(c) より, ヘッド位置と後側空気膜中心を一致させればマイクロウェーブネスのスペーシング変動に及ぼす幾何学的な影響を無くし, 特にスペーシング変動の低周波成分を低減させることができるといえる。

5.4 各設計パラメータの追従性と耐久性に及ぼす影響

本節では各設計パラメータの追従性と耐久性に及ぼす影響を調べる。追従性の指標としてスペーシングの最大値, 耐久性の指標として接触力もしくは摩擦力の RMS 値を用いる。

5.4.1 空気膜剛性の影響

摩擦係数 $\mu=1.0$ の場合において, 前後空気膜剛性比 r をパラメータとして静的浮上量 FH (負の場合は押し込み量) を変化させて図 5.3 のようなシミュレーションを行い, 準定常状態における最大スペーシング h_{max} を求め, FH と h_{max} の関係を図 5.6 に示す。この図から, r が小さい場合にはコンタクト領域では追従性がよいものの, 第 5.3.1 節で示したよう

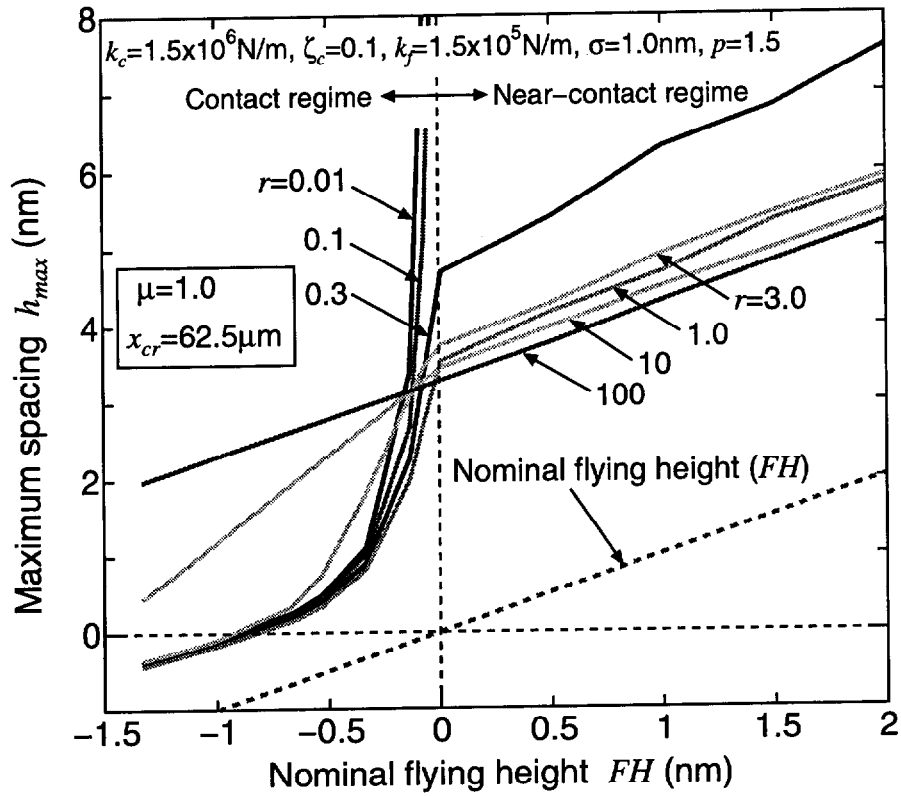


図 5.6: スペーシングの最大値と静的浮上量との関係 (後側空気膜剛性の影響)

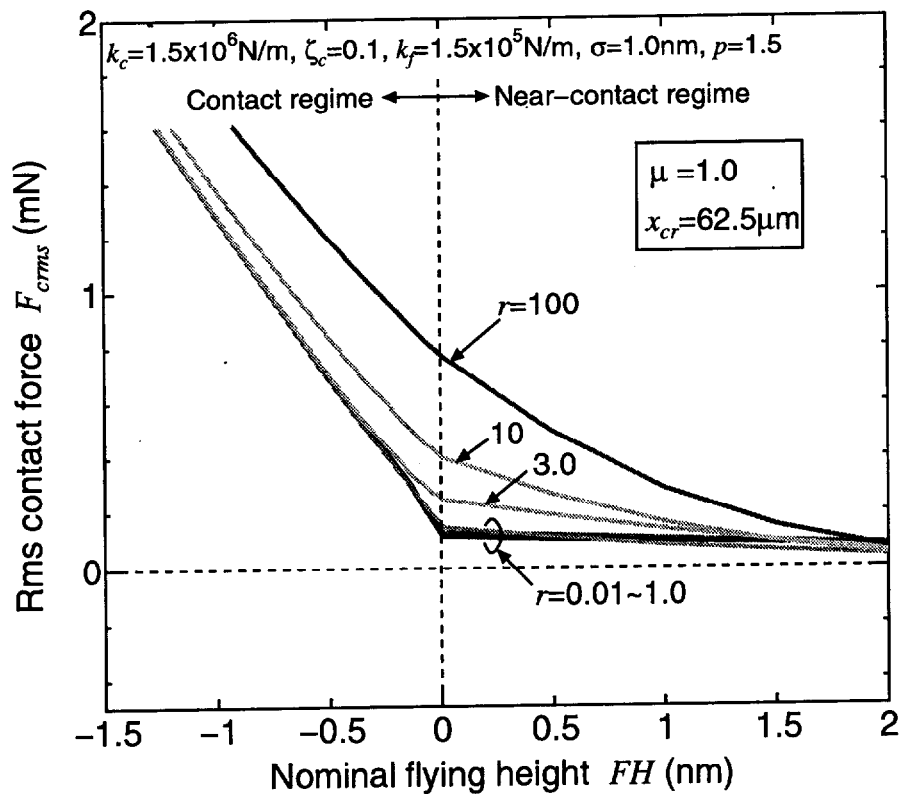


図 5.7: 接触力の RMS 値と静的浮上量との関係 (後側空気膜剛性の影響)

ニアコンタクト領域における追従性はなく、ニアコンタクト領域では少なくとも $r=1.0$ 以上が必要であることがわかる。ここで $r=1.0$ の場合と $r=3.0$ の場合で逆転現象が起きているが、これは第 5.3.2 節で示したスライダのダイナミクスの影響と微小うねりの幾何学的な影響の大小関係によるものであると考えられる。また $r=10$ と大きくしても FH との差が 3nm 以上あるのはヘッドと後側空気膜中心間の距離による微小うねりの幾何学的な影響が大きいためである。

次に FH と接触力の rms 値 F_{crms} との関係を図 5.7 に示す。ニアコンタクト領域において追従性のよい r が大きい場合には、接触力が大きくなる傾向がある。 $r=0.01\sim 1.0$ ではほとんど接触力の増加がなく、 $FH=1.0\text{nm}$ で接触力の rms 値が約 0.1mN となっている。このとき、前に述べたような接触剛性 $k_c=1.5\times 10^6\text{N/m}$ に対応する接触パッド面積 $161\mu\text{m}^2$ で割った見かけの接触面圧は 0.6MPa となる。

5.4.2 摩擦係数の影響

摩擦係数 $\mu=1.0, 10$ 、前後空気膜剛性比 $r=1.0, 10$ の場合において、最大スペーシング h_{max} 、摩擦力の rms 値 μF_{crms} の関係を図 5.8 に示す。コンタクト領域では特に $r=10$ の場合に摩擦係数のスペーシング変動に対する影響が大きい。ニアコンタクト領域では摩擦係数のスペーシング変動に対する影響はほとんど無くなっている。この理由として、摩擦力は接触時のみに作用し、接触の頻度は静的浮上量 FH が大きくなるにしたがって減少することが考えられる。また摩擦力は摩擦係数 μ と接触力 F_c との積 μF_c で表されるため摩擦力の rms 値は摩擦係数と比例的な関係となる。摩擦力が大きい場合、物体はせん断力によって塑性変形する（一般的に、せん断降伏応力は引張降伏応力の 2 分の 1）ため、摩耗耐久性向上のためには摩擦力（摩擦係数）を小さく抑えることが重要である。

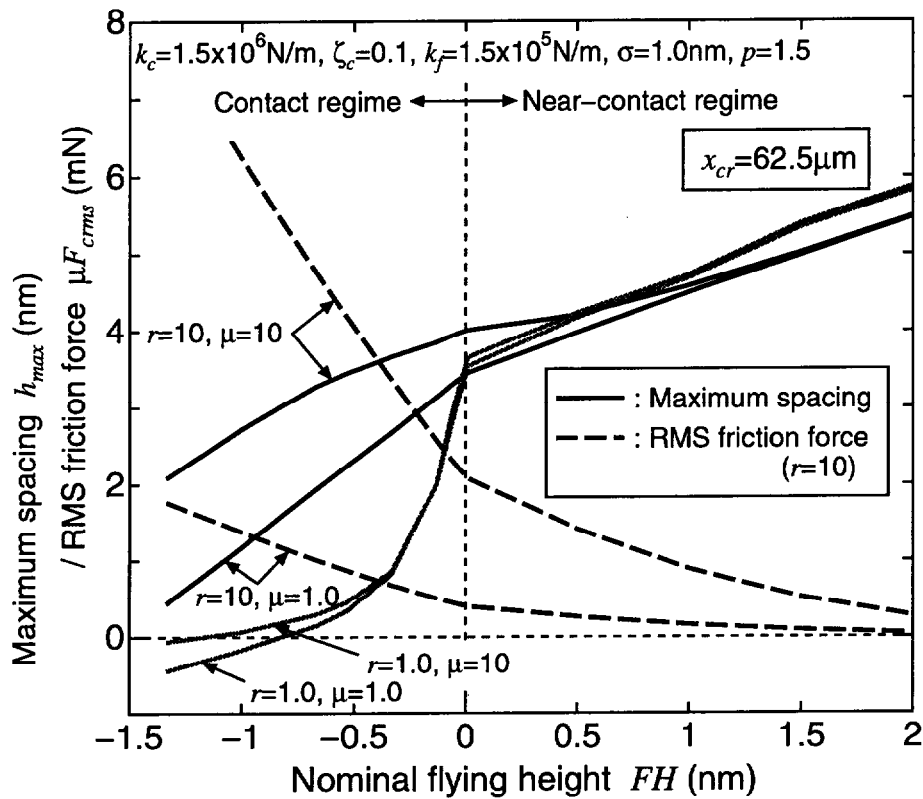


図 5.8: スペーシングの最大値および摩擦力の RMS 値に及ぼす摩擦係数の影響

5.4.3 ディスク面のマイクロウェーブネスとヘッド-後側空気膜中心間距離の影響

図 5.9 にヘッド-後側空気膜中心間距離 $x_{cr} = 62.5, 31.25, 0 \mu\text{m}$ と変化させた時の最大スペーシングと静的な浮上量 FH との関係を示す。第 5.3.2 節で示したように $r=10$ の場合は x_{cr} が小さくなる程追従性が増しているが、 $r=1.0$ の場合は $x_{cr}=0 \mu\text{m}$ の場合よりも $x_{cr}=31.25 \mu\text{m}$ の方が追従性がよいという逆転現象が起きている。この理由はスライダがディスク面に追従する時の位相差にあり、それぞれの場合の $FH=1\text{nm}$ における時刻歴応答を図 5.10 に示す。図 5.10(b) の $r=10$ の場合には空気膜剛性が大きく共振周波数が十分高いため、ディスク面の低周波成分の大きめのうねりに対しスライダは後側空気膜中心でほぼ位相差なく追従しているが、図 5.10(a) の $r=1.0$ の場合には共振周波数が十分大きくないため、ある程度の遅れを伴い、その遅れ分だけヘッドが空気膜中心より後ろにある方が追従性が良くなっている。ただしディスク面には様々な形状があるため、実際に設計する上では後側空気膜剛性を大きくし、ヘッドギャップを後側空気膜中心に一致させることが重要であると考えられる。

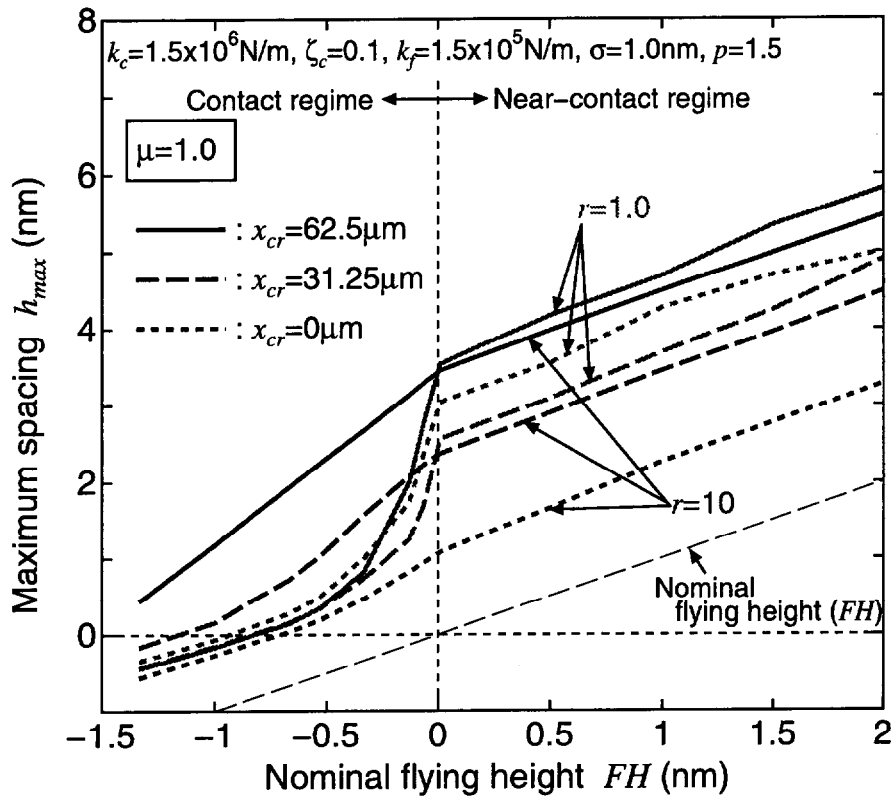


図 5.9: ヘッドギャップ-後側空気膜中心間距離のスペーシング変動に及ぼす影響

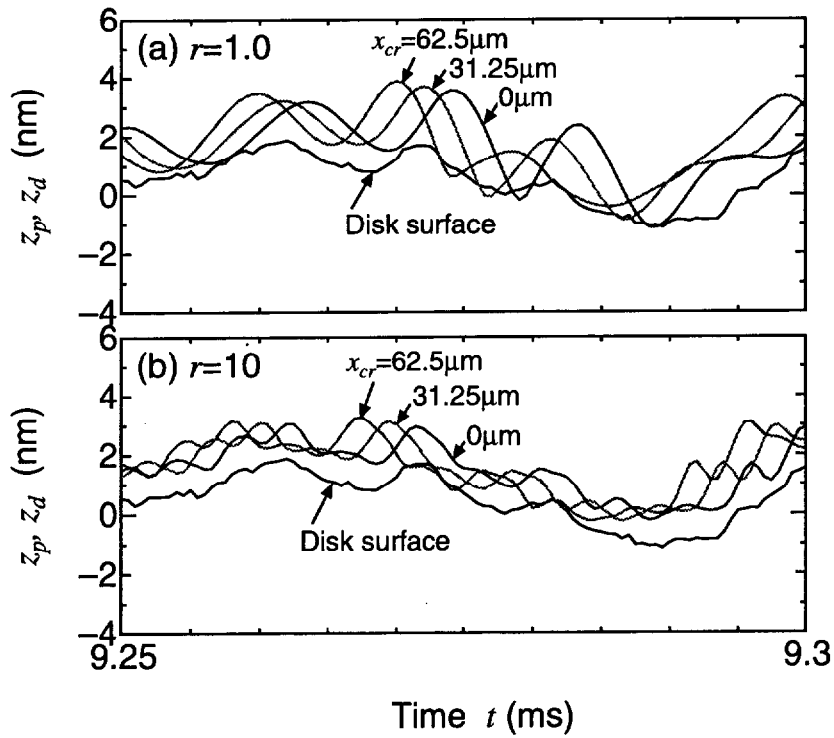


図 5.10: 種々のヘッドギャップ-後側空気膜中心間距離におけるスペーシング変動の時刻歴応答の詳細

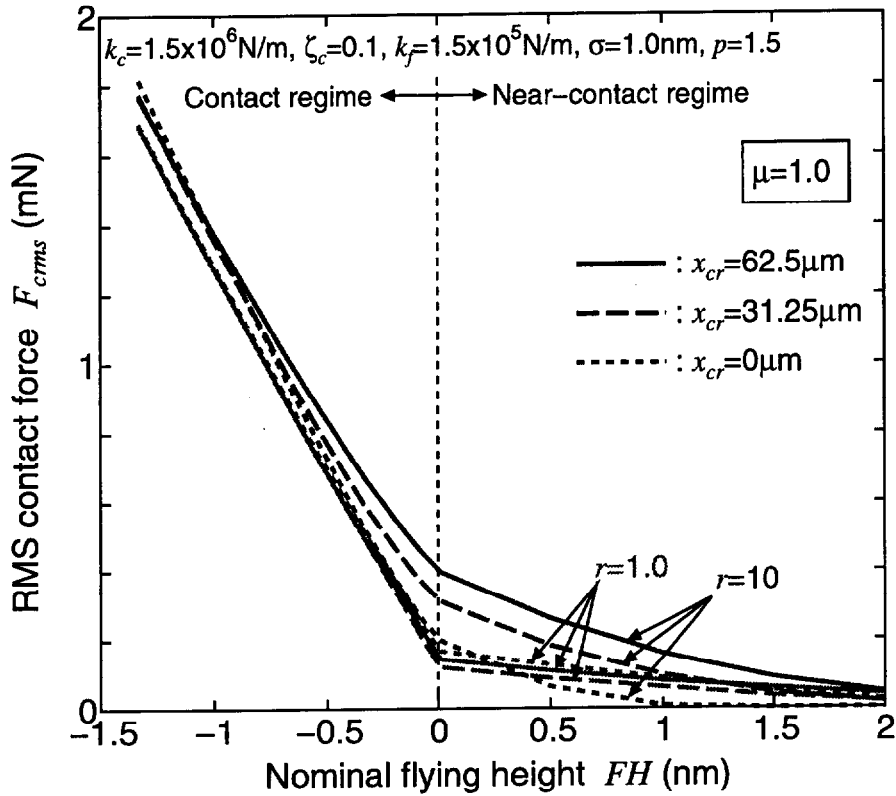
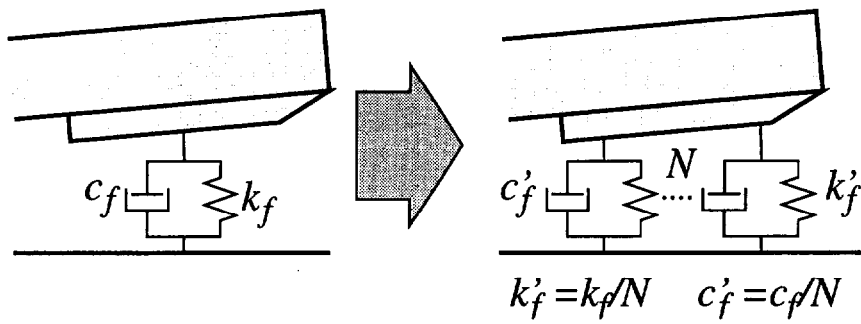


図 5.11: ヘッドギャップ-後側空気膜中心間距離の接触力の最大値に及ぼす影響

接触力に及ぼす影響として図 5.9 に対応させて接触力の RMS 値 F_{crms} と静的浮上量 FH の関係を図 5.11 に示す. 図 5.11 より, ヘッドギャップ-後側空気膜中心間距離 x_{cr} を小さくすることにより, ニアコンタクト領域において接触力の大きかった $r=10$ の場合にかなり接触力を小さくすることができ, ヘッドギャップを後側空気膜中心に一致させた場合には $FH > 0.5 \text{ nm}$ の領域で $r=1.0$ の場合よりも $r=10$ の場合の方が接触力が小さくなっている. したがって, 摩耗耐久性の面からもヘッドギャップを後側空気膜中心に一致させることが重要であるといえる.



(a) 集中定数系空気膜モデル

(b) 分布定数系空気膜モデル

図 5.12: 集中定数系空気膜モデルと分布定数系空気膜モデル

5.5 分布定数系の前側空気膜による解析

いままでは図 5.1 に示したように、前側および後側空気膜特性を集中定数系でモデル化し、解析を行ってきた。この解析によって、各設計パラメータのスペーシングと接触力に及ぼす基本的な影響は明らかとなってきたが、福井ら⁽⁴⁴⁾、Zhu ら⁽⁴⁵⁾ が指摘したように空気軸受面の長いスライダではスライダ長以下の波長のディスク面うねりに追従できないという実験結果・解析結果と一致するような解析結果を得られていない。これは、空気膜を集中定数系でモデル化しているためと予想される。そこで、本節では、図 5.12 に示すように前側空気膜剛性・減衰を分布させたモデルを用いて解析を行い分布剛性の影響を調べた。レール長さを 1.0mm(スライダ長の 80%) として、 N 個のばね・減衰を等間隔に分布させた。それぞれのばね・減衰は同じ強さとし、合計を集中定数系の場合と等しくした。前後空気膜剛性比 r は空気膜を分布させた影響が出やすいと考えられる $r=1.0$ とし、ヘッド-後側空気膜中心間距離 $x_{cr}=0\mu\text{m}$ 、 $FH=1.0\text{nm}$ 、 $\mu=1.0$ の場合について解析を行った。このとき非接触時の低次・高次共振周波数は 49.12, 90.12kHz となり、この周波数の表面うねりはレール長にそれぞれ 3 波長、6 波長分含まれていることになる。

解析結果を図 5.13、図 5.14 に示す。図 5.13 がスペーシング変動の時刻歴応答で、図 5.14 がスペーシング変動の周波数特性である。それぞれの図中 (a), (b) がそれぞれ分割数 $N=1, 20$ の場合の解析結果である。 $N=1$ は前章とおなじ集中定数系の解析結果を意味する。図 5.13(a), (b) の時刻歴応答を比較すると、大きな違いは見てとれないが、細かくみると空気膜ばねを分布させることにより全体的にみてディスク面うねりのような波形が現れるようになる。図 5.14 の周波数特性からはより明確に、空気膜ばねを分布させたときには 15kHz 付近の成分が大きくなっていることがわかる。この 15kHz という周波数を周速 $V=15\text{m/s}$ より波長に変換するとレール長の 1mm に相当しており、図 5.12 のように空気膜ばねを分

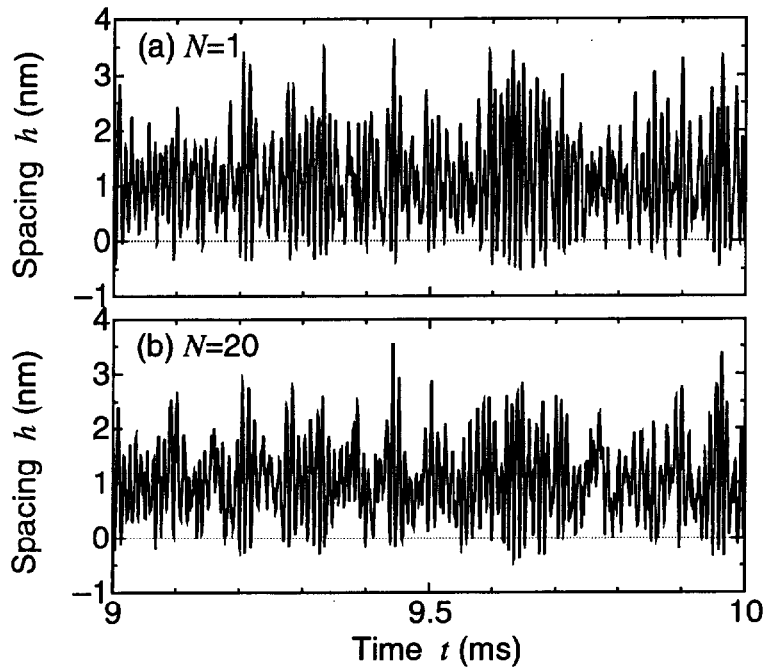


図 5.13: 分布定数系空気膜モデルを用いたときのスペーシング変動 ($r=1.0$, $x_{cr}=0\mu\text{m}$, $FH=1.0\text{nm}$, $\mu=1.0$)

布させると上述のようなスライダ長以上の波長成分に追従できないという現象をとらえることができるといえる。追従できない原因として、スライダレール長よりも短い波長成分はレールにより平均化され力が発生せず、共振周波数に対応する波長がレール長よりも短い場合、本来位置決め力として作用する共振周波数以下の成分が作用しないことが考えられる。ここで、図 5.14 の周波数特性からパーセバルの公式を用いてスペーシング変動の標準偏差 σ_s を求めると、図 5.14(a) の $N=1$ の場合には $\sigma_s = 0.614\text{nm}$ 、(b) の $N=20$ の場合には $\sigma_s = 0.519\text{nm}$ とレール長の長い方が追従性が良いというシミュレーション結果になっている。この理由として、分布定数系とすることで、モード形(ノード点位置)や固有周波数が変化すること、また、ディスク面からの入力キャンセルされ、ヘッドギャップ部がノード点とならないモードの固有周波数に対し、低い周波数成分では位置決め力の低下、固有周波数付近の周波数成分では励振力の低下が生じ、その大小関係で決まると予想されるが、詳細は今後の検討課題である。

図 5.1 に示した集中定数系では、レール長の効果を考慮することができないが、最近のスライダは前側空気軸受面も短くして集中空気膜ばねモデルが成立する 3 パッド形状にする傾向にあり、これまでの集中定数系モデルでもスライダの基本的な動特性を把握し、設計指針を導くことは可能であるといえる。

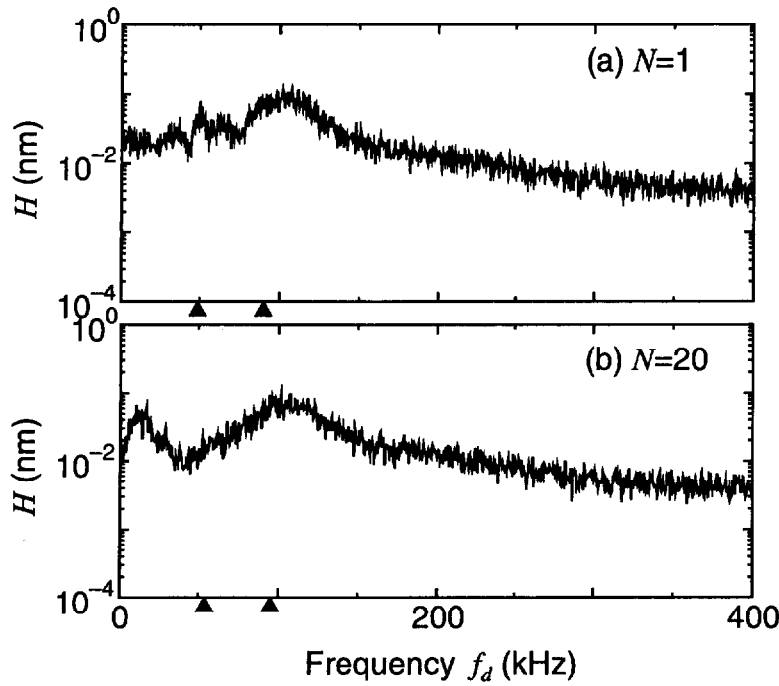


図 5.14: 分布定数系空気膜モデルを用いたときのスペーシング変動のディスク面に対する周波数応答関数 ($r=1.0$, $x_{cr}=0\mu\text{m}$, $FH=1.0\text{nm}$, $\mu=1.0$)

5.6 結言

本章では、トライパッド形スライダのニアコンタクト領域における挙動に及ぼす空気膜剛性、摩擦係数、ヘッドギャップ-後側空気膜中心間距離の影響を2自由度解析モデルを用いて解析した。また、分布定数系空気膜モデルを用いることにより、スライダレール長のスライダ挙動に及ぼす影響も解析した。

本章で得られた結論を以下のとおりである。

- (1) 静的浮上量1~2nmのニアコンタクト領域では、ヘッド部の追従性を上げるには後側空気膜剛性を前側空気膜剛性以上に大きくすることが必要である。これは、ニアコンタクト領域では接触剛性による位置決め効果がなく、後側空気膜剛性のみがヘッドギャップ部の位置決め要素となっているためである。しかし、後側空気膜剛性を大きくすると接触力も増大する傾向にあるので追従性と摩耗耐久性の観点から最適値が存在する。
- (2) 後側空気膜中心とヘッド位置に隔たりがある場合、ディスク面のマイクロウェーブネスによる幾何学的なスペーシング変動が生じる。この周波数特性に及ぼす影響を1自由度モデルを用いて理論的に導くとともに、幾何学的な影響を低減させるには後側空気膜中心とヘッド位置を一致させればよいことを示した。また、後側空気膜中心とヘッド位置を一致させることは接触力を低減させる効果もあり、ディスク面うねりの標準

偏差が1nm, 前側空気膜剛性が $1.5 \times 10^5 \text{ N/m}$ の場合, 静的浮上量 $FH > 0.5 \text{ nm}$ では前後空気膜剛性比 $r=10$ の方が $r=1$ よりも接触力が小さくなる.

- (3) 静的な浮上量が1nm程度以上あれば摩擦力のスペーシング変動に及ぼす影響は無視できる. しかし, 摩擦力は摩擦係数に比例して増大するため, 摩耗耐久性の観点からは摩擦力 (摩擦係数) は小さく抑えた方がよい.
- (4) 前側空気膜軸受面が長いスライダの追従性を分布定数系空気膜モデルを用いて解析し, 軸受面の長いレール形スライダは軸受面の短いパッド形に比べ低周波数領域で追従性が悪化することを示した. しかし, 最近では軸受面が短くなる傾向にあるので集中定数系モデルを用いても十分スライダの特性を把握できると考えられる.

第6章 粗さを考慮したコンタクト・ニア コンタクトスライダ挙動解析

6.1 緒言

前章までの解析では、接触追従性を支配する接触剛性を、粗さのない接触パッドが一様面圧で接触するときのバルクとしての弾性接触剛性を用いていた。しかし、実際のスライダ・ディスク面には粗さが存在し、むしろスティクションを低減するためにディスク面には意図的に突起が形成されている。これらの突起ないし粗さは接触剛性を低下させ、接触追従性を高める効果が期待できる。またニアコンタクトスライダでは突起との統計的な接触を前提とした追従性の解析が必要である。そこで、本章ではディスク面の粗さを考慮したときのスライダの接触挙動を明らかにする。

そのために、まず粗さ接触モデルを導入し、接触力・接触剛性に及ぼす各パラメータの影響を明らかにする。そしてその接触特性を用いてスライダ挙動を解析し、コンタクト・ニアコンタクトスライダ実現への設計条件を考察する。さらに、界面に潤滑剤が存在する場合を考慮して、単純なメニスカスモデルを導入し、メニスカスによるスライダ挙動のヒステリシス特性を解析する。

6.2 粗さ接触モデルと解析法

本節では本解析で用いる粗さ接触モデルと接触解析法について述べる。

6.2.1 接触モデル

粗さを有する面の従来の接触解析は大きく2つに分けることができる。まず一つは、Greenwood と Williamson のモデル (GW モデル)⁽³⁹⁾ で、このモデルは粗さ表面上に存在する個々の突起 (アスペリティ) が同じ先端曲率半径をもち、互いに独立であると仮定し、統計的に荷重と変形量の関係式を求めるものである。もう一つは、有限要素法等に基づく数値解析

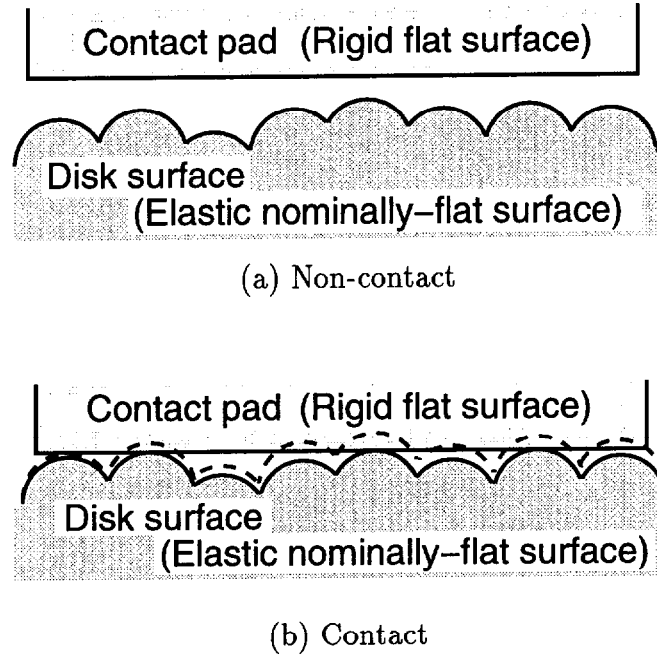


図 6.1: 接触パッドモデル

法で, Webster と Sayles⁽⁴⁶⁾, Ren と Lee⁽⁴⁷⁾, Tian と Bhushan⁽⁴⁸⁾, Nogi と Kato⁽⁴⁹⁾ など多くの研究者により研究されてきている. この方法では GW モデルでは考慮されていなかった各突起頂点にかかる接触力の表面全体に及ぼす影響を計算できることに加え, 実際に測定した表面を使うことができ, また物体内部の応力分布・保護膜の影響なども計算できるが計算量が膨大になるという欠点も有している.

本章では粗さの接触剛性および接触面圧に及ぼす影響を知ることが主目的なので, ランダムな突起頂点の変形と弾性体としての表面の変形を計算機上で統計処理する, GW 法と有限要素法の中間的な解析法を行う. 本研究における接触パッドモデルを図 6.1 に示す. 実際のスライダ接触パッド面の粗さはディスク面に対して無視できる程小さいので, 剛体パッドが粗さを有する弾性ディスク表面と接触すると仮定する. また突起の形状・配置は, 図 6.1(a) に示すように GW モデルと同様, 同一の先端曲率半径をもつ球面状の突起が高さ方向には粗さの中心面 (うねり曲面, ただし本章の粗さ接触解析ではパッド長を越えるような波長のうねりを無視しているため平面) を基準として, 突起平均高さ z_{sm} , 標準偏差 z_{so} の正規分布をしていると仮定する. さらに, 図 6.1(b) のように, 突起相互の影響 (高い突起が接触した時, 周囲の突起もつられて沈む現象, 以後これを表面のマクロ的な変形と呼ぶ) も考慮するため, 突起の平面方向 (x, y 方向) 分布の情報も必要になるが, 本研究では等方的に一様分布していると仮定した. なお, 突起の変形と表面全体のマクロ的な変形の両方を考えたモデルとして Greenwood と Tripp⁽⁵⁰⁾ が粗さを有する平面と球面の接触モデ

ルを用いているが、このモデルは突起個々の接触力の合力が球面全体を変形させると仮定している点で本解析と異っており、以下に示す本解析の方がより実際の接触状態に近いと考えられる。

6.2.2 接触解析法

図 6.1 に示すモデルにおいて、ある突起における接触反力 F_{ci} 、接触面積 A_i はヘルツの理論式から

$$F_{ci} = \begin{cases} \frac{4}{3} E^* R^{1/2} h_i^{3/2} & (h_i > 0) \\ 0 & (h_i \leq 0) \end{cases} \quad (6.1)$$

$$A_i = \begin{cases} \pi h_i R & (h_i > 0) \\ 0 & (h_i \leq 0) \end{cases} \quad (6.2)$$

で与えられる。ここで h_i はパッド面と突起のオーバーラップ量で、マクロな変形がないときの粗さ中心面を基準としたパッド面位置を d 、突起高さを z_{si} とすると

$$h_i = z_{si} - d \quad (6.3)$$

で表される。また R は突起先端半径、 E^* は等価的なヤング率で接触する 2 物体 (本研究の場合スライダの接触パッドとディスク面) のヤング率・ポアソン比をそれぞれ E_1, E_2, ν_1, ν_2 として

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (6.4)$$

で与えられる。

ある突起の接触により式 (6.1) で与えられる接触力 F_{ci} が生じ、その力により他の全ての突起位置において基礎部分が変形する。そのとき、突起密度がそれほど高くなく見掛けの接触面積 (パッド面積) に対する真実接触面積の割合が 1% 以下ならば突起先端に作用する接触力を集中力とみなせる。したがって、突起 j における接触力 F_{cj} による突起 i の基礎部分の変位 u_{zij} は半無限弾性体のグリーン関数を用いて次式となる⁽⁴¹⁾。

$$u_{zij} = \frac{F_{cj}}{\pi E^* \sqrt{(x_i - x_j)^2 + (y_i - y_j)^2}} \quad (i \neq j) \quad (6.5)$$

ここで (x_i, y_i) 、 (x_j, y_j) は各突起の平面における座標である。したがって、突起 i の基礎部分は他の全ての $N - 1$ 個の突起の接触力により

$$u_{zi} = \sum_{j=1}^N u_{zij} \quad (j \neq i) \quad (6.6)$$

表 6.1: 粗さ接触解析で用いたパラメータ値

Contact pad area	S :	20×20, 40×40, 120×120 μm^2
Asperity density	ρ_a :	2, 18 / μm^2
Mean asperity height	z_{sm} :	2.0 nm
Standard deviation of asperity height	z_{σ} :	0.7 nm
Asperity radius of cur- vature	R :	2 μm
Slider Young's modulus	E_1 :	385 GPa
Disk Young's modulus	E_2 :	71 GPa
Slider Poisson's ratio	ν_1 :	0.3
Disk Poisson's ratio	ν_2 :	0.244

だけ変位することになり，式 (6.3) のオーバーラップ量 h_i は次式で修正される．

$$h_i = z_{si} - d - u_{zi} \quad (6.7)$$

接触解析ではランダムな粗さをもつ表面を計算機で創生し，式 (6.7) の h_i を用いて各突起における接触力 F_{ci} および接触面積 A_i を計算し，接触力の合計値が誤差 0.01% 未満に収束するまで繰り返し計算した．

解析に用いるパラメータ値を表 6.1 に示す．突起平均高さ z_{sm} ，突起高さの標準偏差 z_{σ} は表面形状測定器 (KLA-Tencor 社製 P-10) により実際のディスク面を測定した結果である．ただし，突起先端半径 R はこの測定器では測定することができないため磁気ディスクにおいて一般的な値である $2\mu\text{m}$ とした．また，突起密度 ρ_a については小さい場合の 2 個/ μm^2 と大きい場合の 18 個/ μm^2 について解析した．そして，比較的突起数の少ない $\rho_a=2$ 個/ μm^2 ， $S=20\times 20, 40\times 40 \mu\text{m}^2$ の場合については 8 サンプル，その他の場合は 4 サンプルの解析結果を平均した．

6.3 粗さ接触解析結果

本節では，前節で導入した粗さ接触解析モデルを用いて接触解析を行なう．まず従来の GW モデルとの比較を行ない，つぎに接触特性に及ぼすパッド面積，突起密度の影響を調べる．

6.3.1 GW モデルとの比較

パッド面積 $S=40 \times 40 (=1600) \mu\text{m}^2$ 、突起密度 $\rho_a=2$ 個/ μm^2 の場合における接触力 F_c の解析結果を図 6.2、真実接触面積 A_r の解析結果を図 6.3 に示す。それぞれの図中、本解析結果を太い実線で、また本モデルから基礎部分のマクロ的な変形を除いた GW モデルを実際に突起高さを分布させて数値計算した結果を細い実線で、さらに GW モデルの理論式

$$F_c = \frac{4}{3} \rho_a S E^* \sqrt{R} \int_d^\infty (z_s - d)^{3/2} \phi(z_s) dz_s \quad (6.8)$$

$$A_r = \pi \rho_a S R \int_d^\infty (z_s - d) \phi(z_s) dz_s \quad (6.9)$$

$$\phi(z_s) = \frac{1}{\sqrt{2\pi z_{s\sigma}^2}} \exp\left(-\frac{(z_s - z_{sm})^2}{2z_{s\sigma}^2}\right) \quad (6.10)$$

を太い破線で示す。ただし、式 (6.8), (6.9) の積分は数値的に行い、積分範囲は本研究における解析範囲 ($0 \leq d \leq 8$ nm) に対し十分大きいと思われる 32nm までとした。

図 6.2, 6.3 において、2 面間が接触し始める $d=3.5 \sim 5$ nm の領域では本解析結果と GW モデルの数値シミュレーションはよく一致しているが、GW モデルの理論解とはややずれている。これはシミュレーションの乱数の影響であり、サンプル数を増やせば両者はほぼ一致すると思われる。重要なのは、2 面がさらに近づいた領域で、2 面間距離 d が 3nm 以下、接触力にして 0.2mN 以上になると本解析結果と GW モデルの差が現れ始め、 $d=0$ nm になると接触力で約 1 桁、真実接触面積で約 1/2 だけ本解析結果の方が小さい値となり、平面のマクロ的な変形を考慮しなければならないことがわかる。

次に、真実接触面にかかる面圧の平均値 P_{rmean} および最大値 P_{rmax} を図 6.4 に示す。式 (6.8), (6.9) の理論式では、確率的に高さ ∞ の突起が存在するため、最大値は計算できないので理論値は平均値 P_{rmean} のみを示す。図 6.4 において、 $d > 4.5$ nm の領域で理論値とシミュレーション結果が異なっているが、これは理論式において 1 個未満の突起が接触していると計算されているためである。 $d < 3$ nm の領域では、平面のマクロ的な変形を考慮した方が最大面圧も平均面圧も小さく計算される⁽⁵⁰⁾。接触する 2 平面のうち弱い方の硬さを H 、降伏応力を Y とすると

$$P_{rmean} \doteq H/3 \doteq Y \quad (6.11)$$

となったときに塑性変形が始まるとされており⁽⁵¹⁾、スライダ・ディスクのうち弱い方のディスクの硬さ H は約 4GPa であるので、本解析における変形は大部分が弾性変形であると考えられる。実際

$$\psi = \left(\frac{E^*}{H}\right) \left(\frac{z_{s\sigma}}{R}\right)^{1/2} \quad (6.12)$$

で与えられる塑性指数 ψ ⁽³⁹⁾ を求めると $\psi=0.3$ となり、弾性変形領域 ($\psi < 0.6$) 内となる。

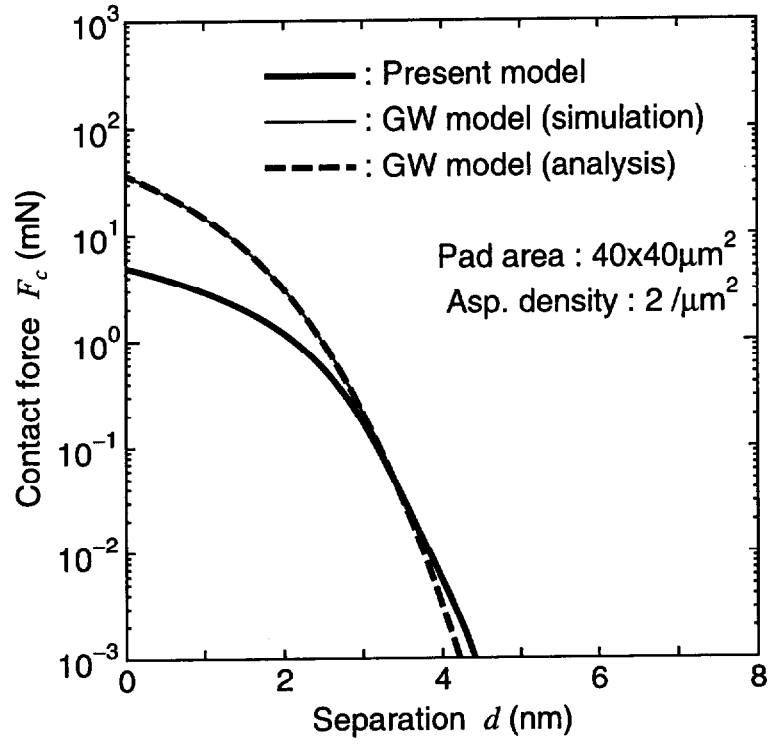


図 6.2: 接触力に関する GW モデルと本解析モデルとの比較

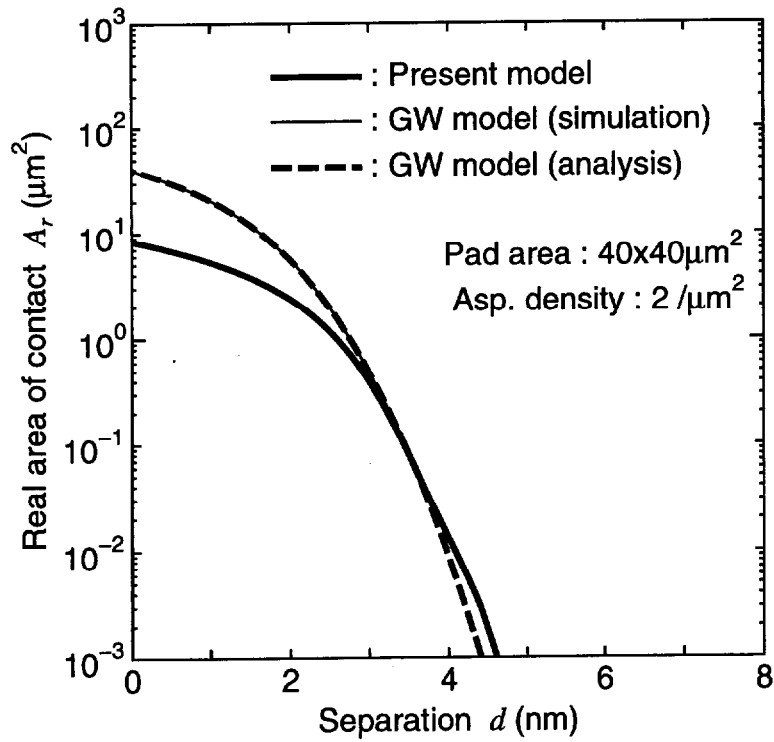


図 6.3: 真実接触面積に関する GW モデルと本解析モデルとの比較

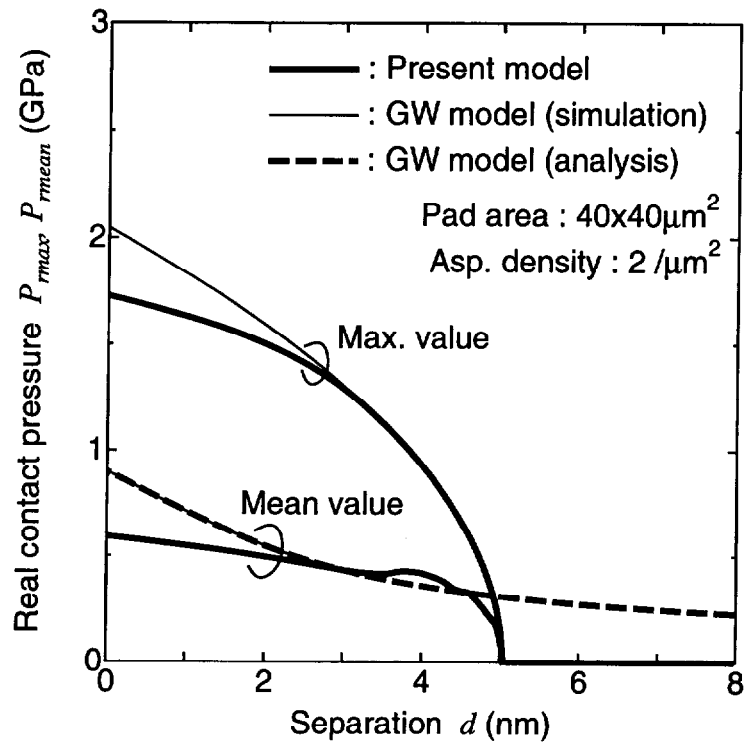


図 6.4: 真実接触面にかかる面圧に関する GW モデルと本解析モデルとの比較

6.3.2 実際のパッドにおける解析

本接触解析モデルの妥当性を検証するため、図 6.5 に示す Itoh らが開発したコンタクトスライダ⁽²⁵⁾の諸元(表 6.2)を用いて解析した結果を接触力および接触剛性について図 6.6 に示す。図 6.6 において、接触力を実線で、接触剛性を破線で示す。第 3 章で述べたように、Itoh らはこのスライダを静的接触力 0.7mN でディスク面に接触追従させており、このときの接触剛性は図 3.48 より、約 $1.8 \times 10^6 \text{N/m}$ であった。図 6.6 より、接触力 0.7mN に対する 2 面間距離は約 4.7nm で、そのときの接触剛性は約 $1.6 \times 10^6 \text{N/m}$ と上記の値に近いことから、この接触解析モデルの妥当性が示されたといえる。

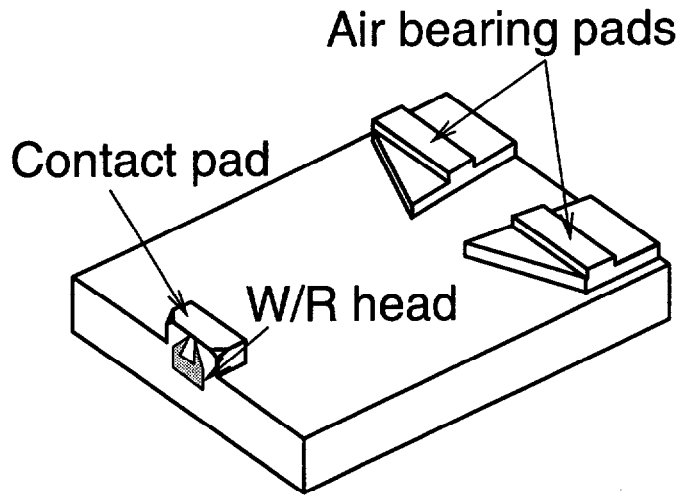


図 6.5: Itoh らにより開発されたトライパッド形コンタクトスライダ (25)

表 6.2: Itoh らコンタクトスライダの接触パッドおよびディスク面の諸元

Contact pad width	: 220 μm
Contact pad length	: 75 μm
Slider Young modulus	: 450 GPa
Slider Poisson's ratio	: 0.3
Disk Young modulus	: 75 GPa
Disk Poisson's ratio	: 0.3
Asperity density ρ_a	: 0.7 / μm^2
Radius of curvature of asperity summit R	: 1.48 μm
Mean asperity height z_{sm}	: 3.4 nm
Standard deviation of asperity height	: 0.87 nm

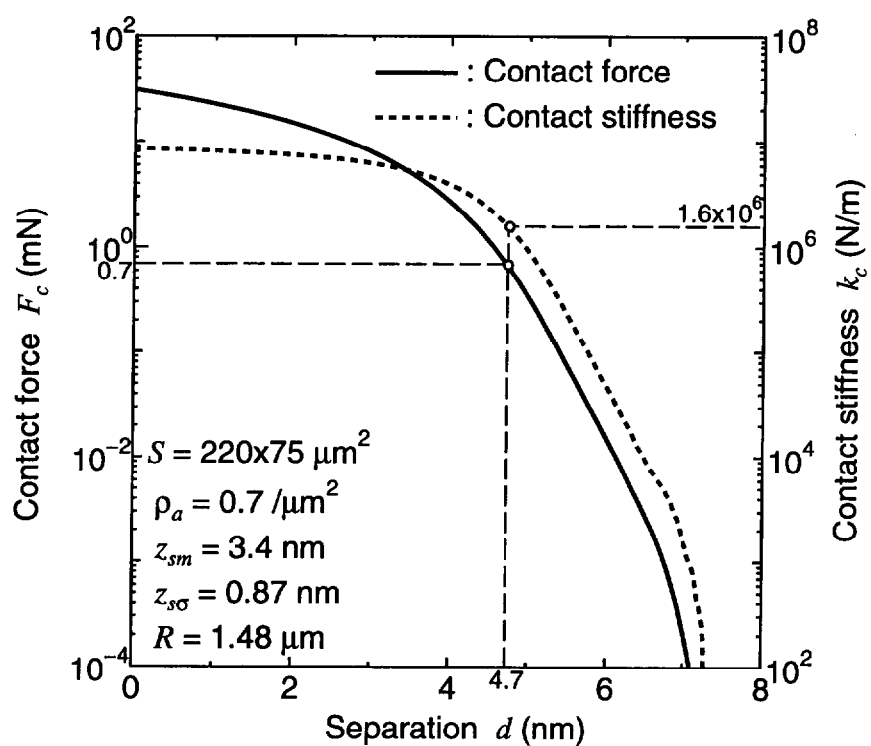


図 6.6: Itoh らにより開発されたトライパッド形コンタクトスライダの後端接触パッド形状をもとに解析した接触力と 2 面間距離の関係

6.3.3 パッド面積および突起密度の影響

パッド面積を $S=20 \times 20, 40 \times 40, 120 \times 120 \mu\text{m}^2$ と変化させたときの接触力 F_c と 2 面間距離 d との関係を図 6.7 に、また図 6.7 の $-\Delta F_c/\Delta d$ から計算した接触剛性 k_c と d との関係を図 6.8 に示す。突起密度 $\rho_a=2$ 個/ μm^2 の場合の結果を実線で示し、 $S=40 \times 40 \mu\text{m}^2$ の場合については突起密度 $\rho_a=18$ 個/ μm^2 の場合の結果を破線で示す。 $\rho_a=2$ 個/ μm^2 , $S=120 \times 120 \mu\text{m}^2$ の場合と、 $\rho_a=18$ 個/ μm^2 , $S=40 \times 40 \mu\text{m}^2$ の場合では突起の数が 28800 個で等しくなっている。

図 6.7, 6.8 より、 F_c, k_c は同じ突起密度の場合、面積が大きい方が大きくなっている。しかし、 $d \geq 3.5 \text{ nm}$ ($\div z_{sm} + 2z_{so}$) 以上の接触し始めの領域では、 F_c, k_c とも、パッド面積の影響は無く、突起数に依存している。そして $d < z_{sm} + 2z_{so}$ の領域まで押し込んでいくと、パッド面積の小さい方の F_c, k_c が小さくなる。また、 k_c は d が 0 に近づくにつれ、それぞれのパッド面積に対応した一定値に漸近している。この理由は図 6.9 (a), (b) に示すように、 $d > z_{sm} + 2z_{so}$ の領域では突起による変形が支配的であるが、 d が $z_{sm} + z_{so}$ より小さくなるにつれマクロ的な変形が支配的となるためである。 $d = 0 \text{ nm}$ のときの接触剛性の値を考察するため、前章まで用いていた一様面圧で正方形パッドがディスク面に接触したと仮定したときのパッド中央の押し込み量 δ と接触力 F_c の関係式

$$\frac{F_c}{\delta} = 1.79 E^* \sqrt{S} \quad (6.13)$$

から計算される接触剛性 $k_c (=F_c/\delta)$ の値を図 6.8 に $\triangleleft$ 印で上から順に $S=120 \times 120, 40 \times 40, 20 \times 20 \mu\text{m}^2$ の場合について示す。これから本解析結果の剛性値は一様面圧パッドの剛性値の約半分である。本解析結果の剛性が下がる主な理由は次のように考えられる。突起の剛性が表面のマクロ的な剛性よりも十分大きく、剛体とみなせるようになっても、真実接触面積は小さく、見掛けの接触面積 (パッド面積) の高々 1% 程度である。よって、このとき図 6.9 (b) に示すように櫛歯状の剛体が弾性平面に押し込まれると考えることができ、櫛の歯の間は凸面状に弾性体に変形しないで残る⁽⁴⁶⁾。突起が無く一様面圧パッド面の場合、凸面状に残る部分が無いため、同じ押し込み深さの場合、櫛歯状の接触に比べ反力が大きくなり、よって剛性も大きくなる。図 6.8 の $S=40 \times 40 \mu\text{m}^2$ の場合の実線 ($\rho_a=2$ 個/ μm^2) と破線 ($\rho_a=18$ 個/ μm^2) の比較より、突起密度が高い方がやや接触剛性が大きくなる傾向にあるのは、同様に図 6.9 (b) の櫛の歯の間隔が狭く凸面状に残る弾性体領域が小さくなるためと考えられ、密度が高くなっても式 (6.13) の値を越えることはないと考えられる。

次に接触面圧に関して、図 6.10 に見掛けの接触面圧 $P_a (=F_c/S)$ と 2 面間距離 d の関係を示す。GW モデルに従えば式 (6.8) より、見掛けの接触面圧はパッド面積 S には影響を受

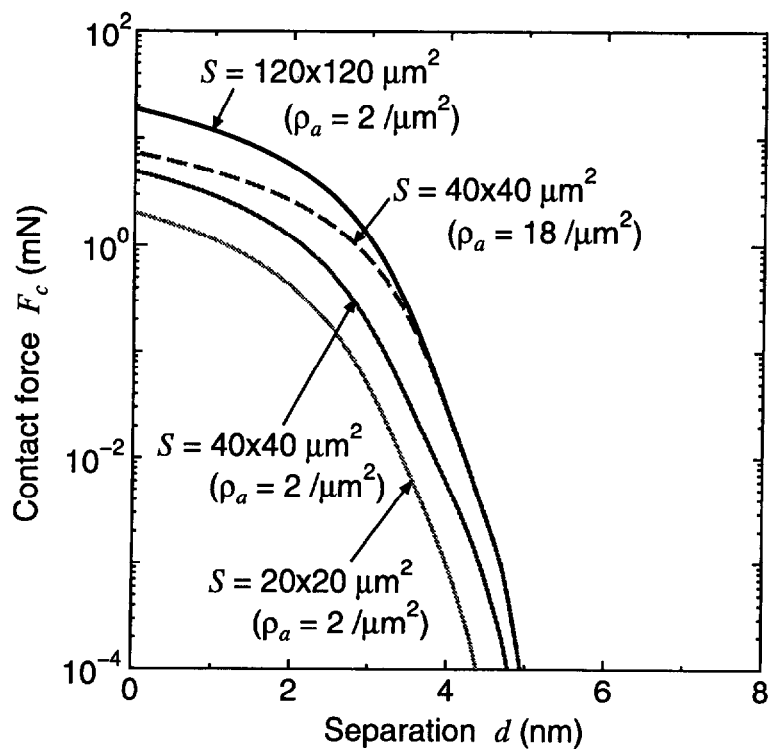


図 6.7: 接触力に及ぼすパッド面積と突起密度の影響

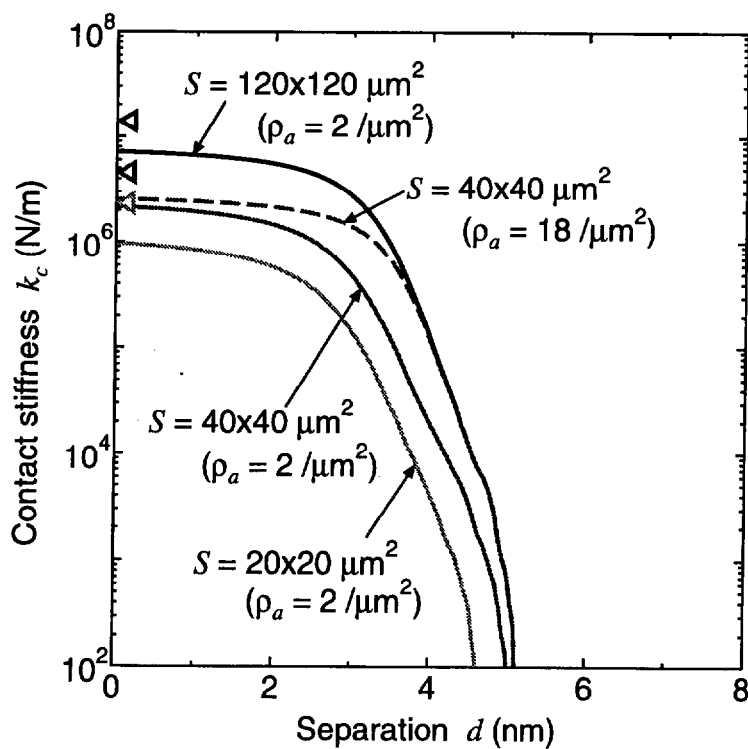


図 6.8: 接触剛性に及ぼすパッド面積と突起密度の影響

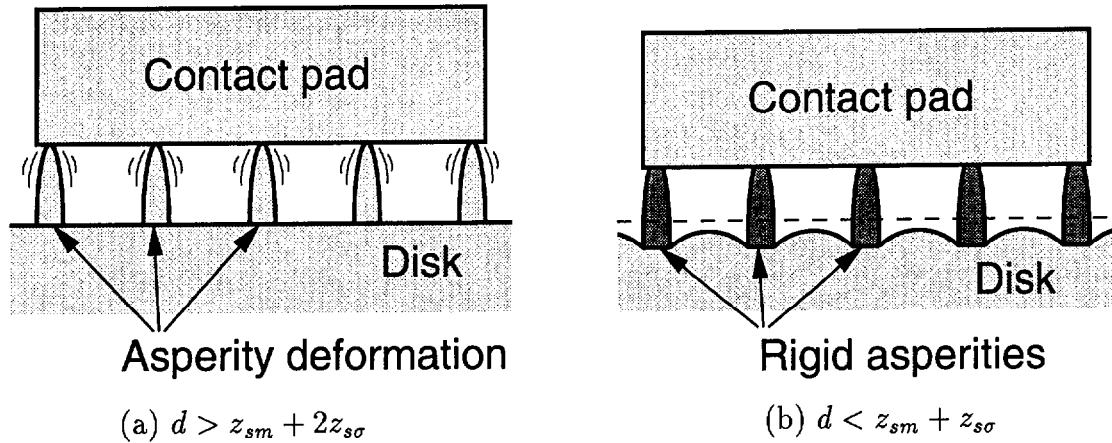


図 6.9: 2 面間距離が大きい場合と小さい場合の粗さ接触の概念図

けず，図 6.10 においても， d が大きい領域ではそうになっている．しかし d が小さくなるにつれ，接触平面のマクロ的な変形 (式 (6.13)) が支配的となり，式 (6.13) から分かるように，同一の押し込み量 δ ないし d における見掛けの接触面圧はほぼ $\sqrt{S}$ に逆比例している．一方，真実接触面にかかる面圧の平均値 $P_{rmean} (=F_c/A_r)$ と d の関係を図 6.11 に示す．これも式 (6.8), (6.9) より，GW モデルが成立する d が大きい領域では面圧の平均値 P_{rmean} とパッド面積 S は独立であるが，同様の理由により 2 面が近付くにつれパッド面積の大きい方が面圧が小さくなる．ここで突起密度ではなく突起数を一定とした場合には，図 6.10, 6.11 の $S=40 \times 40 \mu\text{m}^2$, $\rho_a=18 / \mu\text{m}^2$ の場合と $S=120 \times 120 \mu\text{m}^2$, $\rho_a=2 / \mu\text{m}^2$ の場合の比較から，見掛けの接触面圧に対してはパッド面積を大きくした方が面圧を下げる可以降低ことができる一方，真実接触面にかかる面圧の平均値に対してはパッド面積を小さくした方が面圧を下げる可以降低ことができる．接触面圧はコンタクト・ニアコンタクトスライダの摩耗耐久性と関係が深いと考えられるので，摩耗のメカニズムをより詳細に明らかにすることが重要であると考えられる．なお，図 6.10, 6.11 において $d=4 \sim 5 \text{ nm}$ 付近で 3 本の実線が一致していないのは接触突起数が少ない領域におけるシミュレーション時の乱数の影響であると考えられる．

6.4 コンタクト・ニアコンタクトスライダの設計指針

コンタクト・ニアコンタクトスライダの実現に対し，問題となっているのはディスク面への追従性と摩耗耐久性である．本節では図 6.12 に示す 1 自由度モデルを用いて，粗さを有するディスク面に対する追従性と摩耗耐久性について調べる．

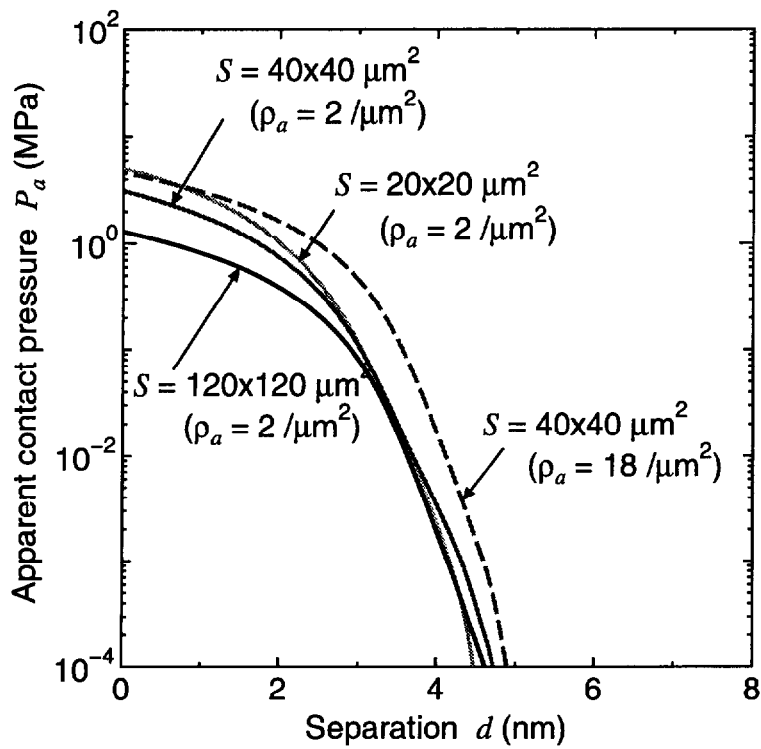


図 6.10: 見かけの接触面圧に及ぼすパッド面積と突起密度の影響

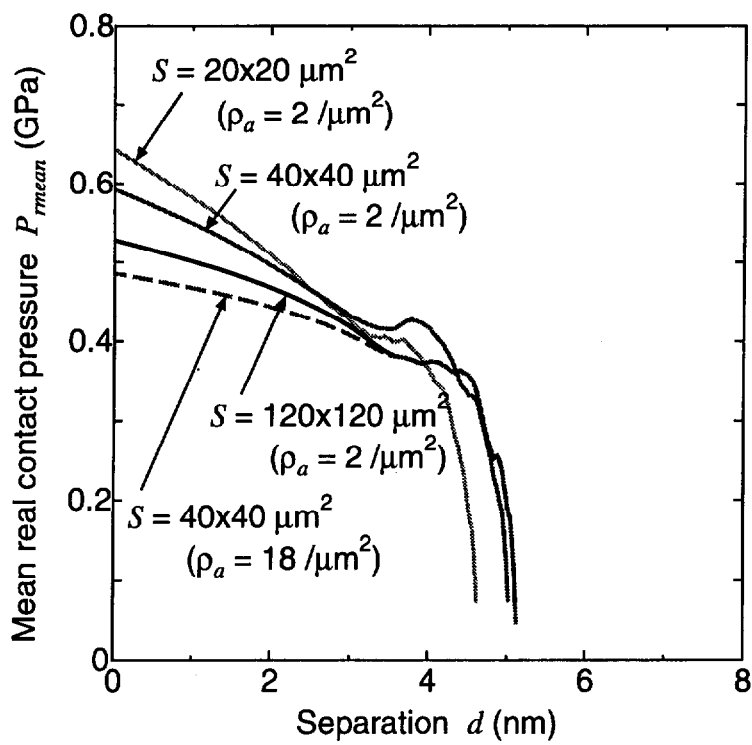


図 6.11: 真実接触面にかかる面圧に及ぼすパッド面積と突起密度の影響

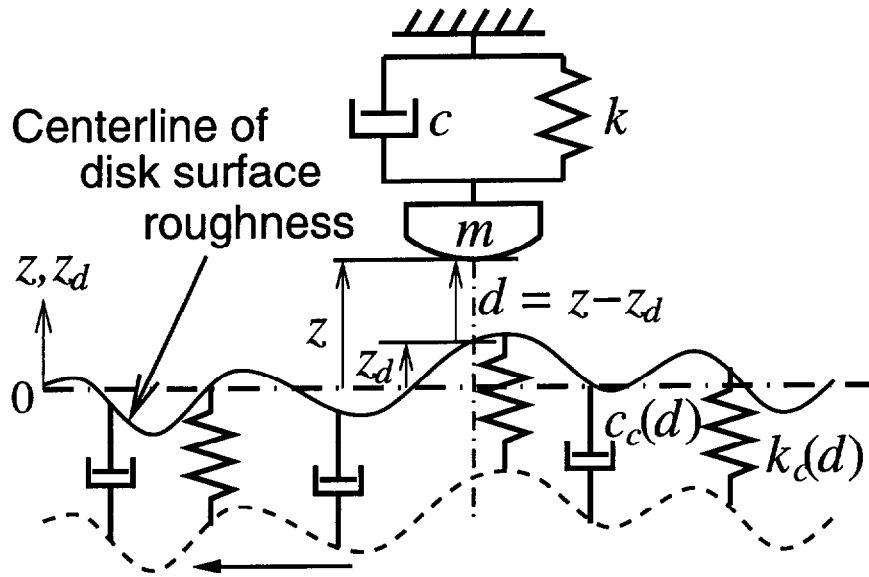


図 6.12: 1 自由度解析モデル

6.4.1 追従性解析

コンタクト・ニアコンタクトスライダのディスク面に対する追従性の1自由度解析について、これまでは粗さを無視したディスク面に対する解析を行ってきた。図6.12において z_d を粗さの中心線(うねり曲線)とし、 z をスライダパッド面位置としたときのスペーシング $z - z_d$ が前節での2面間距離 d に一致する。そして図6.8より、2面間距離 d が平均突起高さ $z_{sm} = 2\text{nm}$ よりも小さい領域では接触剛性はほぼ一定とみなせるので、 $d = z_{sm}$ のとき浮上すきま0とし、 $d (=z - z_d) < z_{sm}$ のときコンタクト領域と定義すればこれまでの理論が十分成り立つと考えられる。すなわち、静的浮上量 FH (静的平衡状態における d) が突起高さの平均値 z_{sm} より小さい領域がコンタクト設計域であり、常に $d < z_{sm}$ が成り立っている状態が完全接触追従状態と定義できると考えられる。

一方、 FH が z_{sm} より大きい領域では完全接触追従はしていないのでニアコンタクト設計域に相当する。浮上設計域においては浮上量変動(スペーシング変動)を抑えることが重要になるので、ニアコンタクト設計域では浮上量変動に許容値を与えるのが妥当と考えられる。

そこで表面粗さを考慮したランダムうねりディスク面に対するコンタクト・ニアコンタクトスライダの設計可能領域を明らかにするため、表6.3に示すパラメータと図6.7に示した接触力 F_c と d との関係を用いて第3章と同様な時刻歴解析手法によりスライダの準定常状態における浮上量変動を求めた。表6.3中のディスク面うねりの標準偏差 σ は基準長さを約1mmとした時の値である。上記の議論から、コンタクトスライダの追従性条件は最

表 6.3: 追従性解析で用いたパラメータ値

Slider mass	m : 0.5 mg
Suspension stiffness	k : 4.9 N/m
Suspension damping ratio	ζ : 0.002
Contact damping ratio	ζ_c : 0.1
Standard deviation of disk surface waviness	σ : 0.1~2.0 nm
Smoothness parameter	p : 1.5 (β :1.25)
Nominal flying height	FH : 0~6.0 nm

大スペーシング d_{max} が $z_{sm}(2\text{nm})$ 以下とし、ニアコンタクトスライダの追従性条件は d_{max} が $z_{sm}+1\text{nm}$ 以下、もしくはスペーシング変動の標準偏差の6倍が 1nm 以下とした。

6.4.2 摩耗耐久性解析

スライダ・ディスクの摩耗で重要であると考えられるのは真実接触面における凝着摩耗であり、Archard⁽⁵²⁾によれば摩耗量は荷重(接触力)に比例し、次式のように表される。

$$W_v = K \frac{F_c L}{H} \quad (6.14)$$

ここで W_v は摩耗体積、 L は摺動距離、 K は摩耗係数である。しかし、コンタクトスライダの摩耗耐久性の評価では摩耗深さが用いられている⁽²⁹⁾⁽²⁵⁾。式(6.14)より、真実接触面の平均的な摩耗深さ W_h は次式となる。

$$W_h = \frac{W_v}{A_r} = K \frac{F_c L}{H A_r} = K \frac{P_{rmean} L}{H} \quad (6.15)$$

そこで摩耗耐久性条件として、本章では、許容される W_v に対応する F_c の許容値、および許容される W_h に対応する P_{rmean} の許容値で与えることとする。

Itoh らによる実験的研究⁽²⁵⁾で、 $220\mu\text{m} \times 75\mu\text{m}$ ($S=16500\mu\text{m}^2$) のパッド、 0.7 ± 0.4 mN の接触力で装置寿命において3~8nmの摩耗深さを予測した。そこで本研究では、これに近い値として $S=120 \times 120 \mu\text{m}^2$ のパッドに対し $F_c=0.5\text{mN}$ を摩耗耐久性が満たされるパッド荷重条件の基準とした。図6.7, 6.11より、接触力 F_c と真実接触面にかかる平均的な面圧 P_{rmean} との関係を図6.13に示す。

図6.13より、 $S=120 \times 120 \mu\text{m}^2$ のとき $F_c=0.5\text{mN}$ に対応する P_{rmean} は0.4GPaとなる。そして、 $S=40 \times 40 \mu\text{m}^2$ ($\rho_a=2$ 個/ μm^2) のとき、低接触力領域における乱数による誤差を考

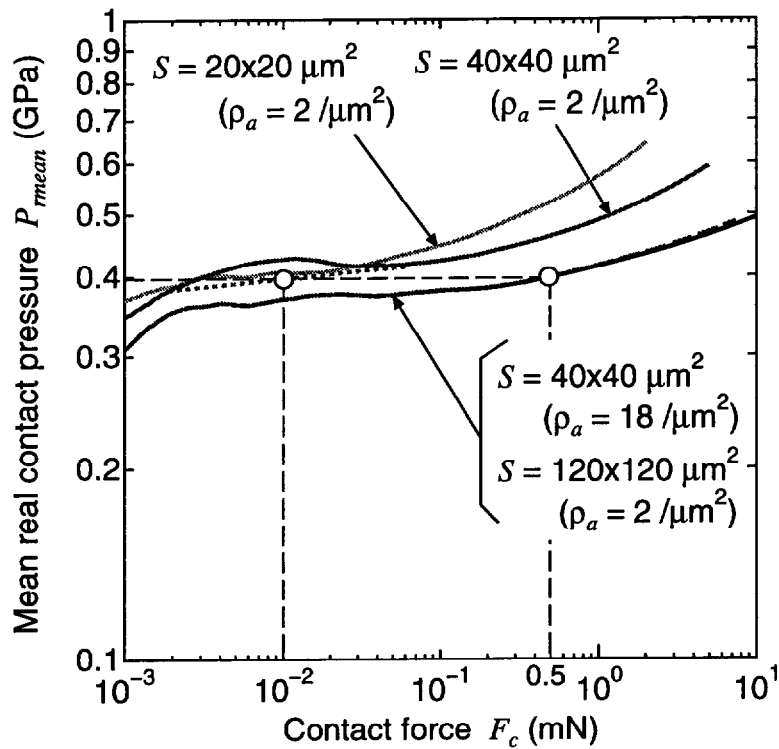


図 6.13: 接触力と真実接触面にかかる平均面圧の関係

慮し、接触力-接触面圧の関係を図中の点線とみなすと、 $P_{rmean}=0.4\text{GPa}$ に対応する接触力は約 $10\mu\text{N}$ となる。しかし $\rho_a=18$ 個/ μm^2 として突起数を等しくすれば接触力と平均面圧との関係に及ぼすパッド面積の影響を無くすることができる。

摩耗耐久性の評価は、前節の時刻歴応答の解析の際に求められる接触力の平均値 F_{cmean} を W_v と W_h の観点からの許容値と比較した。

6.4.3 追従性と耐久性を満足するスライダ・ディスク面設計条件

パッド面積 $S=40 \times 40 \mu\text{m}^2$ (突起密度 $\rho_a=2$ 個/ μm^2 , 18 個/ μm^2) および $S=120 \times 120 \mu\text{m}^2$ ($\rho_a=2$ 個/ μm^2) の場合について、静的浮上量 FH を変化させて時刻歴応答を解析し、上記の追従性および摩耗耐久性を満たすか否かを調べた。 FH をパラメータにとり、結果を図 6.14~6.16 に示す。図中、コンタクトスライダとしての追従性条件を満たすものを○印、ニアコンタクトスライダとしての追従性条件を満たすものを△印、どちらの追従性条件も満たさないものを×印で示す。また、摩耗耐久性については W_v に関して摩耗耐久性を満たす接触力 $F_{al}=0.5\text{mN}$ 、および W_h に関して摩耗耐久性を満たす平均面圧 $P_{al}=0.4\text{GPa}$ に対応する接触力 (図 6.14 の $S=40 \times 40 \mu\text{m}^2$, $\rho_a=2$ 個/ μm^2 のとき $10\mu\text{N}$ 、その他の場合は F_{al} に同じ) を実線で示す。各実線より下の領域が摩耗耐久性を満足する領域である。

図 6.14~6.16 を全体的にみると、摩耗耐久性条件がディスク面うねりに無関係になったことを除けば第 3 章で示したコンタクトスライダの設計指針の図と似た線図となっている。前述したように、摩耗耐久性が摩耗体積 W_v に依存するとすればパッド面積に依らず平均接触力 F_{mean} が許容接触力 $F_{al}(=0.5 \text{ mN})$ 以下ならば摩耗耐久性を満足する。各図においてディスク面うねりの標準偏差 $\sigma=0.5\text{nm}$ の解析結果に注目すると図 6.14 の $S=40 \times 40 \mu\text{m}^2$, $\rho_a=2$ 個/ μm^2 の場合が一番ニアコンタクトスライダとしての実現可能性が高い。また、コンタクトスライダの実現も許容接触力を 1 桁大きくできれば可能といえる。しかし、摩耗耐久性が摩耗深さ W_h に依存するとすれば、平均面圧が許容面圧 P_{al} 以下になることが必要なので、図 6.14 の場合では許容接触力が $10 \mu\text{N}$ となってしまう、摩耗耐久性を満足できない。この場合、摩耗耐久性を満足させるにはパッド面積を大きくするか (図 6.15)、または突起密度を大きくし (図 6.16)、接触突起数を増やせばよい。これらの場合、ディスク面うねりの σ を 0.25nm 以下にすれば、上記の意味の追従性と摩耗耐久性を満たすニアコンタクトスライダの実現の可能性がある。一方、コンタクトスライダを実現するには、図 6.15, 6.16 の比較より、突起密度を高めることが重要で、図 6.16 の設計条件でさらに 1 桁の摩耗耐久性向上があれば実現の可能性がある。

図 6.14~6.16 において、 FH が大きい領域でニアコンタクトスライダの追従条件を満たしていないのは、唯一の位置決め要素である接触剛性がスペーシング増加に対して指数関数的に減少しているためである。実際のニアコンタクトスライダにはヘッドギャップのある流出端近傍に空気膜による剛性が存在している。そこでスライダ・ディスク間に空気膜剛性 k_a が接触剛性と並列に存在するモデルを用いて $S=40 \times 40 \mu\text{m}^2$, $\rho_a=2$ 個/ μm^2 の場合について同様の解析を行なった。なお、空気膜剛性は 2 面間距離 $d=0\text{nm}$ のときの接触剛性の約 $1/4$ である $k_a=5.0 \times 10^5 \text{ N/m}$ を用いた。

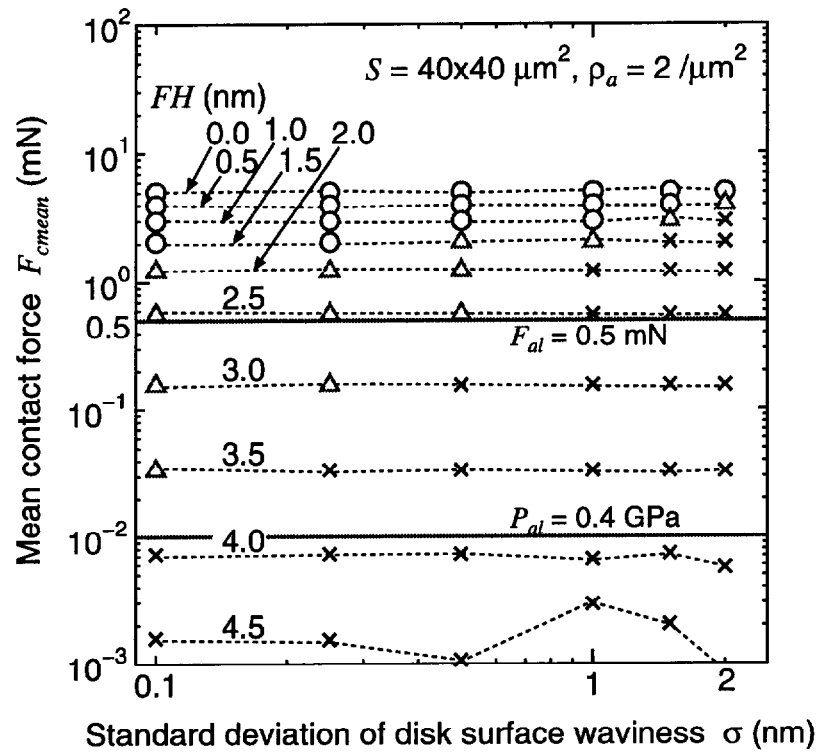


図 6.14: コンタクト・ニアコンタクト記録のためのスライダ・ディスク面設計条件 ($S=40 \times 40 \mu\text{m}^2$, $\rho_a=2 / \mu\text{m}^2$)

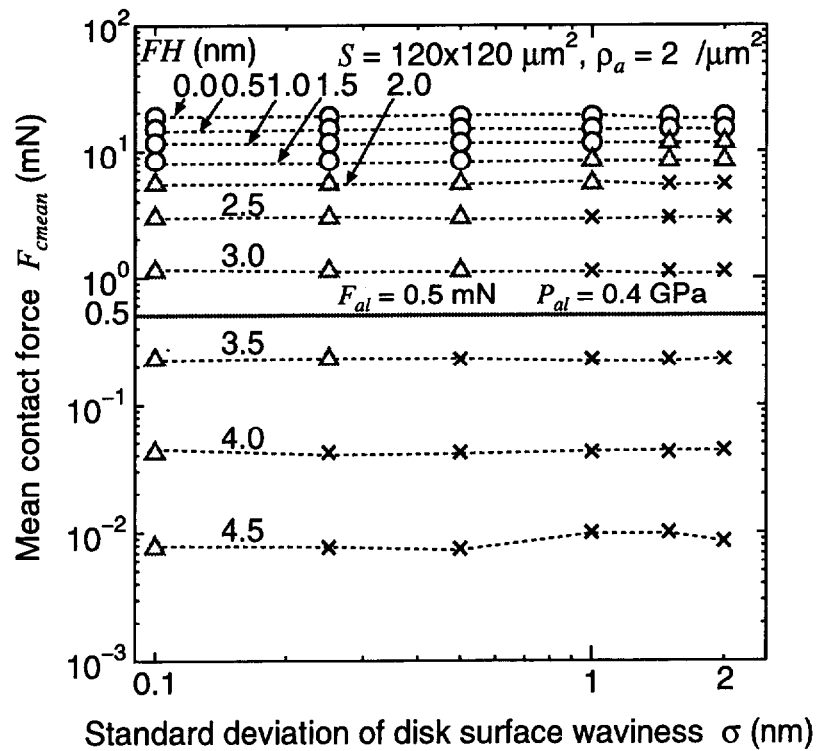


図 6.15: コンタクト・ニアコンタクト記録のためのスライダ・ディスク面設計条件 ($S=120 \times 120 \mu\text{m}^2$, $\rho_a=2 / \mu\text{m}^2$)

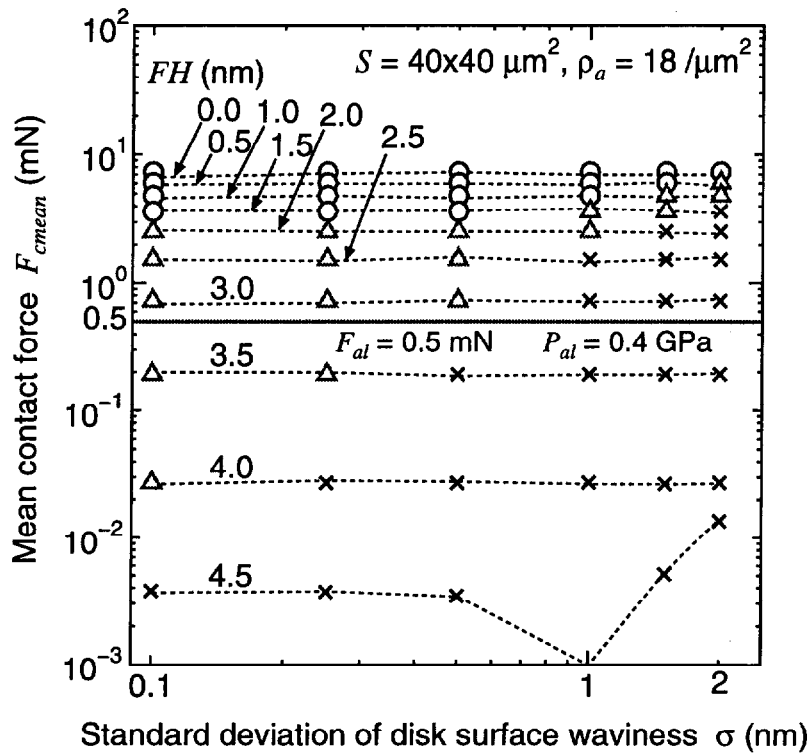


図 6.16: コンタクト・ニアコンタクト記録のためのスライダ・ディスク面設計条件 ($S=40 \times 40 \mu\text{m}^2$, $\rho_a=18 / \mu\text{m}^2$)

解析結果を図 6.17 に示す。同じパッド面積，突起密度の解析結果である図 6.14 と比較して FH の大きいニアコンタクト設計域において空気膜剛性により追従性が向上し， FH が 3nm 以上でもディスク面うねりの標準偏差が 0.25nm 以下であればニアコンタクトスライダとしての追従性を満足している。しかし，空気膜が存在すると σ の大きい領域で平均的な接触力が大きくなる傾向にある。図 6.17 より， $FH=4.0\text{nm}$ 以上，且つディスク面うねりの標準偏差 σ が 0.25nm 以下であれば摩耗深さ W_h に関しても摩耗耐久性条件を満足し，同時に追従性条件も満足することがわかる。

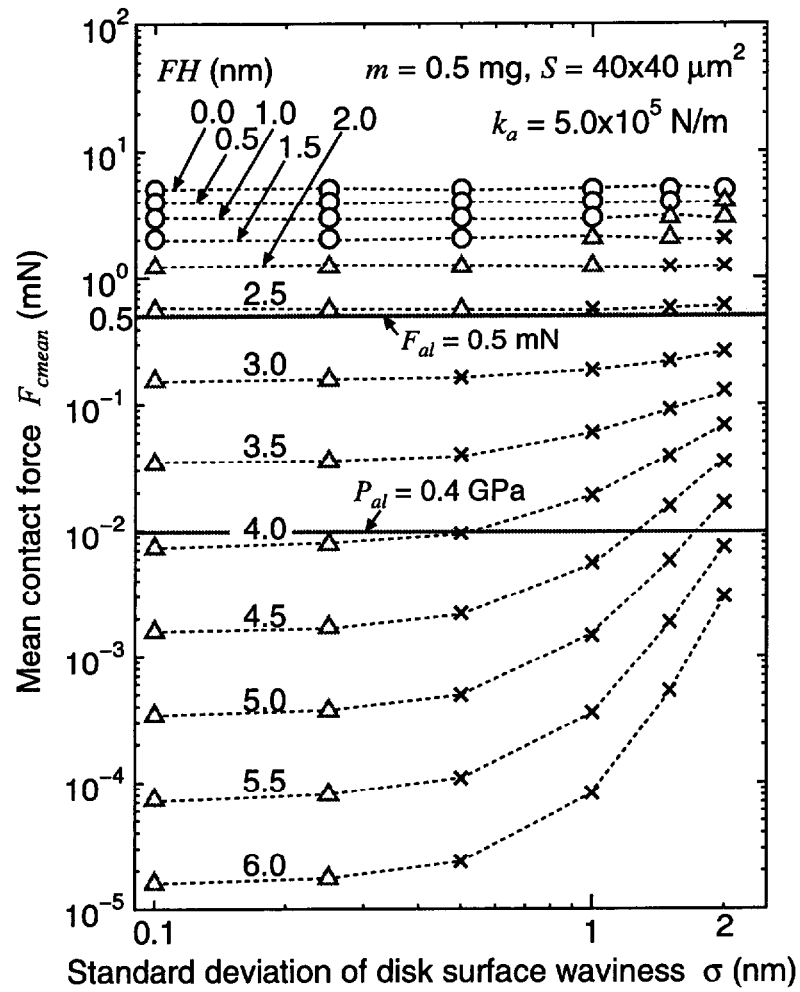


図 6.17: 空気膜剛性を考慮した時のスライダ・ディスク面設計条件 ($S=40 \times 40 \mu\text{m}^2$, $\rho_a=2 / \mu\text{m}^2$, $k_a=5.0 \times 10^5$ N/m)

6.5 メニスカスの影響を考慮した粗さ接触解析

本節以降、前節までの粗さ接触解析モデルを応用し、接触パッド・ディスク面間に潤滑剤が存在し、メニスカスが形成される場合について、主なパラメータの接触特性に及ぼす影響を調べる。

6.5.1 メニスカスモデル

本研究ではメニスカス力の影響を調べる第一段階として、以下の仮定を行なった。

- 突起頂点とパッドとのすきまが潤滑膜厚 h_l よりも小さくなったらメニスカスが形成される。
- メニスカスが形成されるときは、突起頂点がパッド面と接触しているしていないにかかわらず、常に図 6.18 に示す “toe-dipping regime”⁽⁵³⁾ で形成されているとみなせる。また、メニスカスは常に単独の突起を囲む形で形成される。
- メニスカスの接触角は常に 0deg。
- メニスカス力は形成された突起とパッド面間に引力として働き、かつその力により周りの突起も変位する。(メニスカス力についても突起は互いに非独立)

以上の仮定を行なうことにより、メニスカスが形成された時はその突起・パッド面間に常に次式で表される一定メニスカス力 F_m が引力として働くと考えることができる。

$$F_m = 4\pi R\gamma \quad (6.16)$$

ここで R は突起先端半径、 γ は潤滑剤の表面張力である。式(6.16)は、“toe-dipping regime”における最大のメニスカス力を表している。

解析においては、基本的に第 6.2.2 節と同じ解析法を用いるが、式(6.1)の接触力を求める段階でメニスカスの有無を判別し、メニスカス力を加えている。ここで、メニスカス力と接触力で異なる点がある。それは突起と平面との接触力は他の突起に影響する一方、接触した突起自身の変位には無関係(既にヘルツの式に変位が入っている)だが、メニスカス力はその突起に対しても外力として働く点である。このため、第 6.2.2 節において接触力を集中力として扱ったが、メニスカス力によるその突起自身の変形を計算するときだけは、ヘルツの理論による押し込み量の式を引っ張り力による持ち上げ量とみなして計算した。

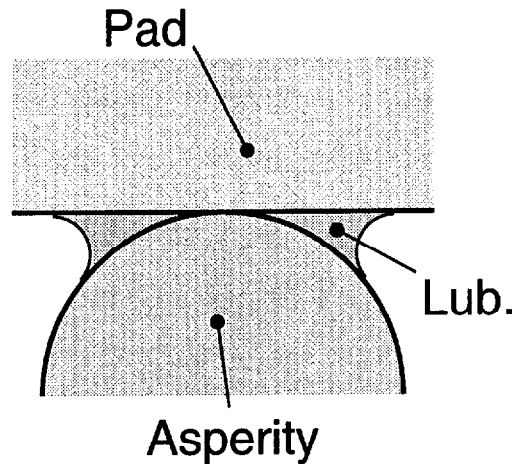


図 6.18: 突起とパッド表面間に形成されたメニスカス (“toe-dipping regime”)

解析において用いたパラメータ値は、特にことわりのないかぎり、スライダ・ディスク面に関しては表 6.1 の値を用い、潤滑剤に関しては Z-dol (表面張力 $\gamma=22\times 10^{-3}\text{N/m}$) の値を用いた。また潤滑膜厚は $h_l=1, 2\text{nm}$ として解析した。

6.5.2 接触特性に及ぼすメニスカスの影響

解析結果の一例として、パッド面積 $S=40\times 40\ \mu\text{m}^2$ 、突起密度 $\rho_a=2/\mu\text{m}^2$ 、潤滑膜厚 $h_l=1\text{nm}$ の場合の結果を図 6.19 に実線で示す。図中、メニスカスのみの力 (meniscus force) および真実接触面にかかる力 (real contact force) も示す。なお、この図は 2 面間距離 d を 8nm から徐々に小さくしていったときの解析結果である。2 面間距離を徐々に大きくしたときの解析については後述する。

比較のため、潤滑剤の存在しない場合の解析結果も破線で図 6.19 に示す。図 6.19 より、2 面間距離を小さくしたときに、まずメニスカス力によりパッドがディスク面に引き寄せられる様子がみてとれる。この図より、スライダ (パッド) の自重を無視した場合、パッドをディスク面上におくと、メニスカスにより $d=2.6\text{nm}$ の地点まで引き付けられることがわかる。また、接触点の数が飽和する傾向にあるので、メニスカス力も飽和する傾向となっている。

また $k_c=-\Delta F_c/\Delta d$ で求めた接触剛性 k_c を図 6.20 に示す。メニスカス力が主となっている $d=3\sim 5\text{nm}$ の領域で剛性が負となっている。また $d<3\text{nm}$ の領域では、潤滑剤のある方が無い場合よりも剛性が大きくなっている。これは、メニスカスによるバイアス力がかかっているためである。

図 6.20 において、潤滑剤を含んだ場合の解析結果がきれいな曲線になっていないのは、

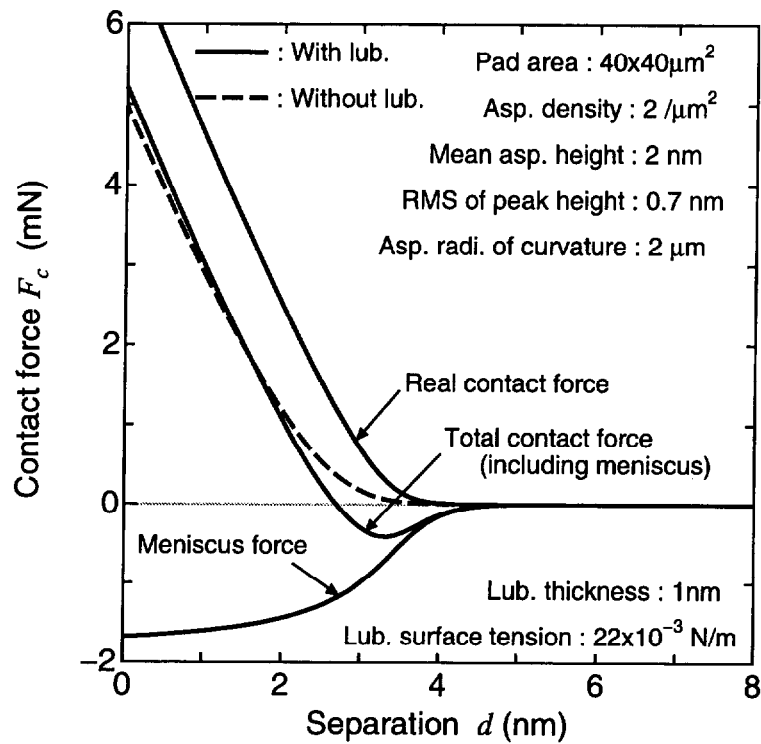


図 6.19: メニスカス力を考慮した場合の接触力と 2 面間距離の関係

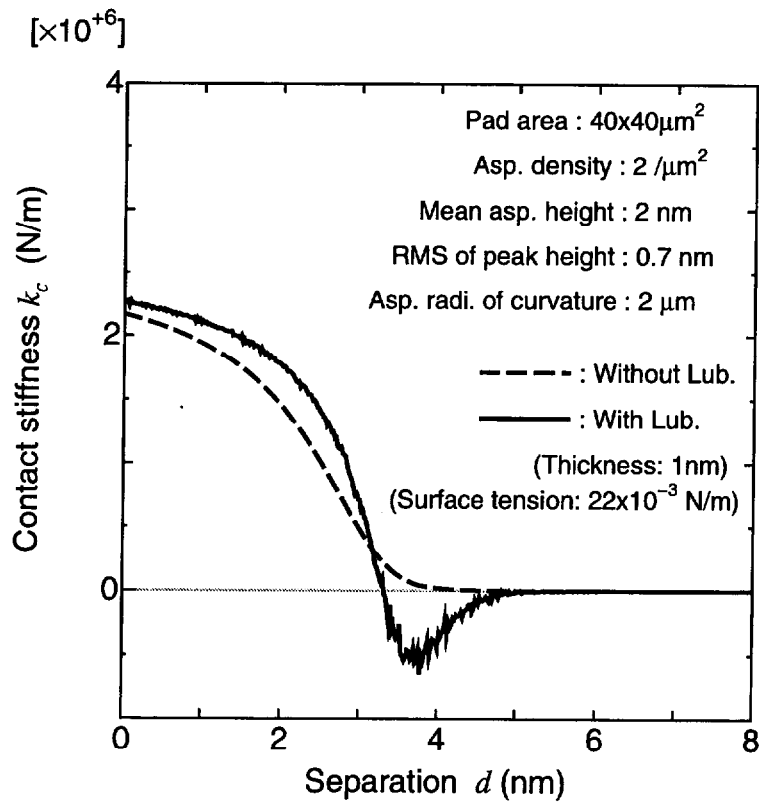


図 6.20: メニスカス力を考慮した場合の接触剛性と 2 面間距離の関係

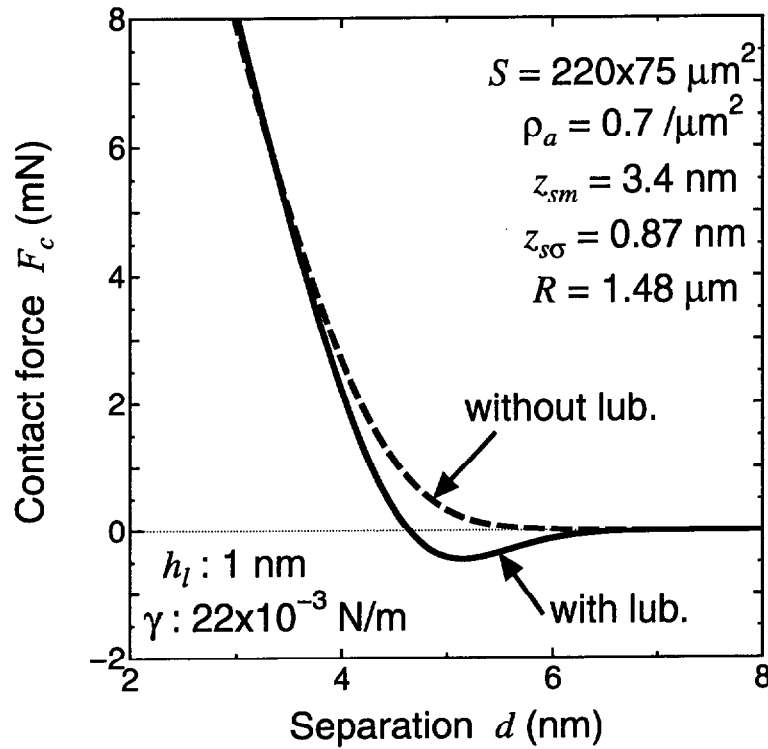


図 6.21: Itoh らにより開発されたトライパッド形コンタクトスライダの後端接触パッド形状をもとに解析した接触力と2面間距離の関係(メニスカス力を含んだ場合)

解析において収束性が悪く、誤差が大きいためであると考えられる。この誤差の低減については今後の課題であるが、おおよその値は得られているので、本研究ではこの解析アルゴリズムをそのまま使う。

さらに図 6.5 に示す Itoh らの開発したトライパッド形コンタクトスライダ⁽²⁵⁾の後端接触パッド形状と実験に用いたディスク面形状を模擬した解析を行なった。接触力の解析結果を図 6.21 に示す。図 6.21 より、ディスク面に接触したスライダを引き剥すのに必要な力(スティクション力)は約 0.5mN と求まった。都合によりデータを示すことはできないが、この結果は実験と大体あっていることが確認されている。

6.5.3 メニスカスを含む粗さ接触における各パラメータの影響

本節では、接触力に及ぼす潤滑膜厚の影響と合わせてメニスカス接触のヒステリシス特性について述べる。さらにスティクション力低減について考察する。

パッド面積 $S=40 \times 40 \mu\text{m}^2$ 、突起密度 $\rho_a=2 /\mu\text{m}^2$ の場合において、潤滑膜厚 h_l を 1nm, 2nm と変えて解析を行なった。その際、前節では2面間距離 d を、8nm $\rightarrow$ 0nm と徐々に小

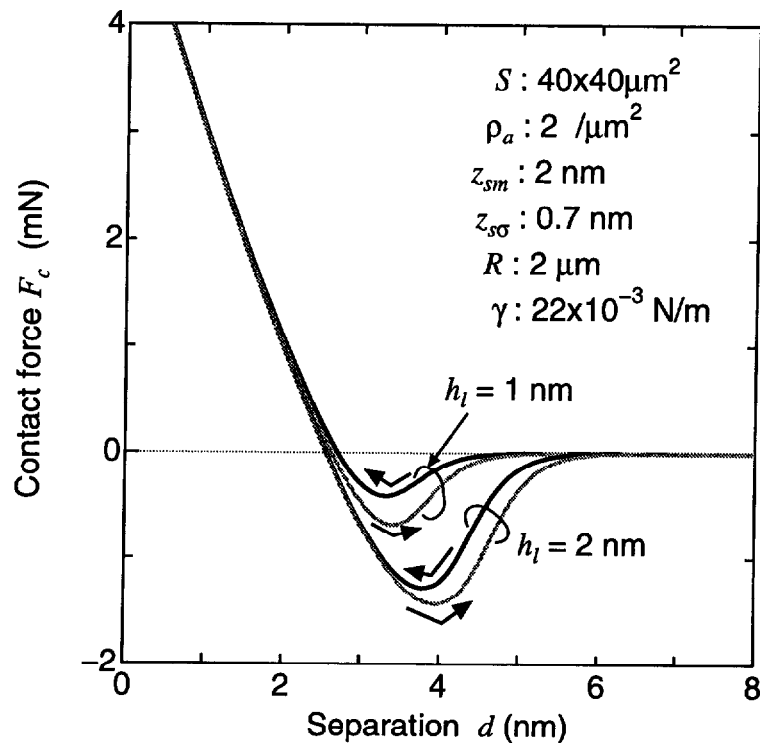


図 6.22: 接触力と 2 面間距離の関係に及ぼす潤滑膜厚の影響

さくして解析したが、本節ではこれをさらに $8\text{nm} \rightarrow 0\text{nm} \rightarrow 8\text{nm}$ と変化させ 2 面が近づく場合と遠ざかる場合の接触力の違いに付いても調べた。

結果を図 6.22 に示す。それぞれの膜厚について、2 面が近づく方向の解析結果を黒い線で、離れる方向の解析結果を灰色の線でしめす。また分かりやすいように矢印も付す。まず、ヒステリシスについて、どちらの潤滑膜厚の場合も近づく時の接触力と遠ざかる時の接触力で最大約 0.4mN の差が生じている。これは、メニスカスが形成された時にメニスカス力 $F_m (=4\pi R\gamma)$ (本解析においては $F_m=0.55\mu\text{N}$) が突起-パッド面間に引力として働き、それにより突起が持ち上げられ、遠ざかる解析ではその分メニスカスの数が多くなるためである。潤滑膜厚 h_l の影響については、 $h_l=1\text{nm}$ の場合にはスティクション力が $0.4\sim 0.7\text{mN}$ であるのに対し、 $h_l=2\text{nm}$ の場合にはスティクション力が $1.3\sim 1.5\text{mN}$ となっており、特に近づく場合の解析では潤滑膜厚が 2 倍になるとスティクション力が 3 倍になっている。スティクション力が大きいとヘッドクラッシュの原因となるためスティクション力は小さく抑える必要がある。

上記解析によりスティクション力を小さく抑えるにはまず潤滑膜厚を小さくすることが有効であることがわかった。さらに、突起密度を小さくして接触突起数を減らすか、もしくは突起高さの分散(標準偏差)を大きくすることによりスティクション力が抑えられると考

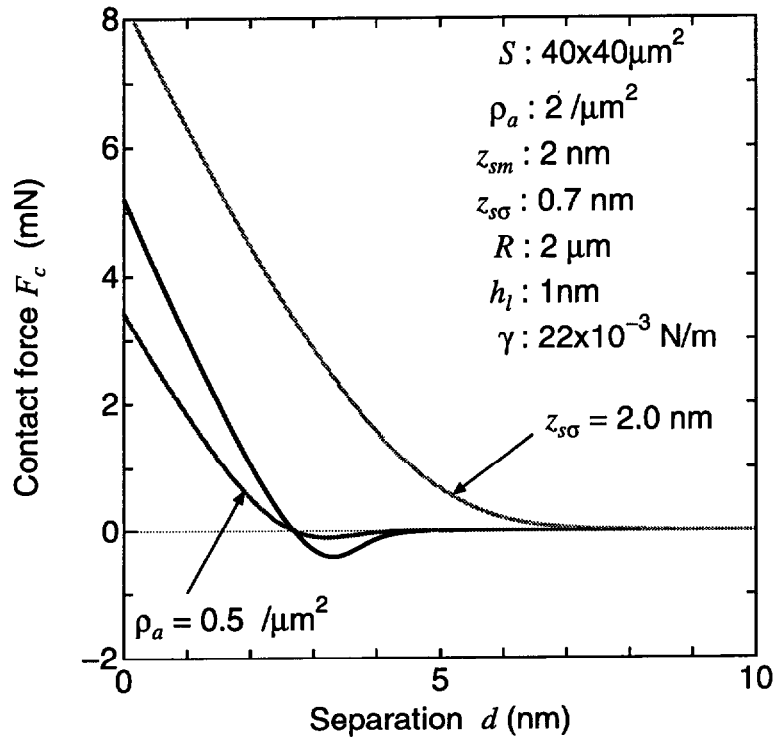


図 6.23: 接触力と2面間距離の関係に及ぼす突起密度と突起高さの標準偏差の影響

えられる。パッド面積 $S=40 \times 40 \mu\text{m}^2$ ，潤滑膜厚 $h_l=1\text{nm}$ の場合について，突起密度 $\rho_a=2/\mu\text{m}^2$ ，突起高さの標準偏差 $z_{\sigma}=0.7\text{nm}$ を基準として， $\rho_a=0.5/\mu\text{m}^2$ と小さくした場合と $z_{\sigma}=2.0\text{nm}$ と大きくした場合の接触力の解析結果を図 6.23 に示す。いずれの解析も2面間距離 d を 10nm から徐々に小さくしていった場合の解析である。

図 6.23 より，突起密度を小さくするか，または突起高さの標準偏差を大きくすればスティクション力は小さくなることがわかる。しかし，真実接触面にかかる面圧を調べると，図 6.24 に示すように，いずれの場合も平均面圧が高くなってしまふ。特に突起高さの標準偏差を大きくすると同じ2面間距離に対する接触力が大きくなるため，コンタクト・ニアコンタクト記録に適しているとはいえない。したがって，スティクション力を小さくするには突起密度を小さくするほうが有効であるといえる。そして，真実接触面圧とスティクション力の面から突起密度に最適値があると考えられる。

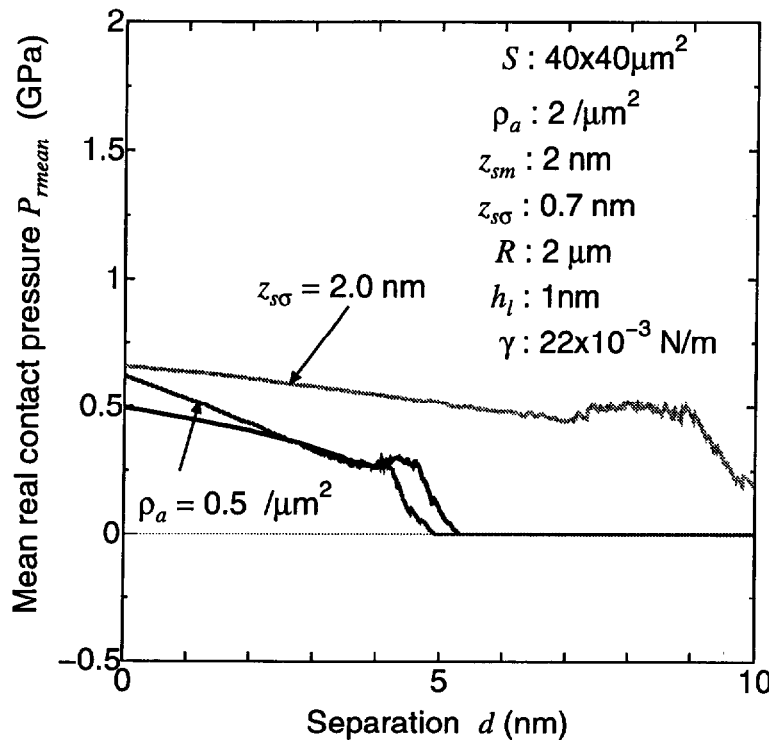


図 6.24: 真実接触面圧の平均値と 2 面間距離の関係に及ぼす突起密度と突起高さの標準偏差の影響

6.5.4 メニスカスによるスライダ挙動のヒステリシスの解析

現在、各磁気ディスク装置メーカーではニアコンタクト領域におけるスライダ挙動の測定実験が盛んに行なわれている。方法としては、まずスライダをディスク面に浮上させ、周囲気圧を減圧する⁽⁵⁴⁾か、もしくはディスク周速を小さくして⁽²⁶⁾浮上量を下げていき、ディスク面と接触させる方法が採られている。そして、ディスク面に接触するときの気圧、ディスク周速に比べ、接触状態から回復するときの気圧、ディスク周速の方が大きいという現象が一般に観測されている。この現象を数値シミュレーションでも再現できるかを確認するため、図 6.12 に示す解析モデルおよび図 6.22 に示す接触特性を用いてスライダ振動を解析した。この解析では空気膜剛性を定数で与え、気圧やディスク周速の概念は基本的にはないため、静的浮上量 FH を変化させることにより、上記の実験を模擬した。なお、静的浮上量 FH は潤滑剤の無い場合の接触特性(図 6.19 における破線)に基づく値である。

解析結果を図 6.25, 6.26 に示す。図 6.25 が潤滑膜厚 $h_l=1\text{nm}$ 、空気膜剛性 $k_a=1.5\times 10^5$ N/m の場合であり、図 6.26 が $h_l=2\text{nm}$ 、 $k_a=3.0\times 10^5$ N/m の場合である。 $k_a=3.0\times 10^5$ N/m としたのは、 $h_l=2\text{nm}$ ではメニスカス力による力が強く、解析範囲である $FH=10\text{nm}$ としてもディスク面からスライダが離れなかったからである。それぞれの図で、横軸に静的浮

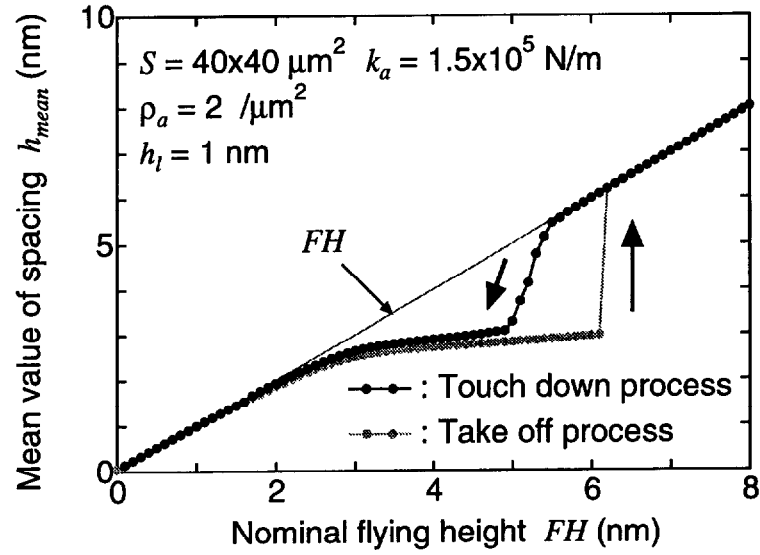


図 6.25: スライダ接触挙動におけるヒステリシス特性解析 ($h_l=1\text{nm}$, $k_a=1.5 \times 10^5 \text{ N/m}$)

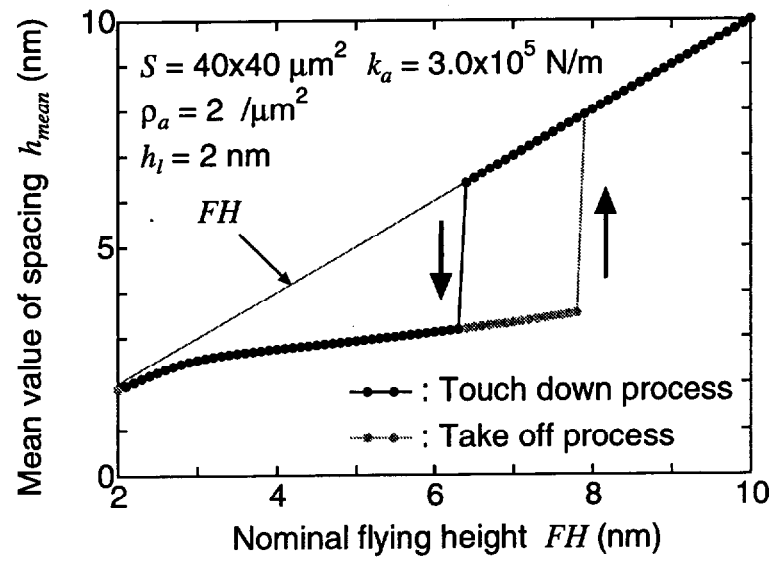


図 6.26: スライダ接触挙動におけるヒステリシス特性解析 ($h_l=2\text{nm}$, $k_a=3.0 \times 10^5 \text{ N/m}$)

上量 FH をとり、縦軸にスペーシング変動の平均値 h_{mean} をとっている。もし、 FH は潤滑剤の無い場合における静的浮上量であり、 h_{mean} が FH よりも小さいことはスライダがメニスカス力によりディスク面に引き寄せられていることを意味する。図 6.25 の $h_l=1\text{nm}$ の場合には FH を下げていくにつれ、 FH が 5.5nm を下回ったあたりから徐々にディスク面に引き寄せられ、 $FH=5\text{nm}$ で h_{mean} の低下が落ち着くことからこの FH においてスライダがディスク面に安定して接触したと考えることができる。そして徐々に FH を大きくしていくときには、 $FH=6.1\text{nm}$ で突然 h_{mean} が大きくなり FH に一致する、すなわちディスク面から離れる、ジャンプ現象が生じている。一方、図 6.26 の $h_l=2\text{nm}$ の場合には FH を下げていくにつれ、 $FH=6.4\text{nm}$ で突然 h_{mean} が小さくなる下向きのジャンプ現象が生じディスク面と接触し、 FH をおおきくしていく過程では $FH=7.8\text{nm}$ で突然ディスク面から離れている。このようなスライダ現象におけるジャンプ現象や、接触する FH と接触から回復する FH で 1nm 程度差が生じるヒステリシス特性は、図示することはできないが実験結果と良く一致している。さらに、図 6.25, 6.26 の結果を得た時刻歴計算結果をスペーシング変動についてそれぞれ図 6.27, 6.28 に示す。

上記ヒステリシス特性やジャンプ現象が生じる原因について調べるため、図 6.22 の接触力 F_c と 2 面間距離 d との関係に空気膜剛性 k_a による空気膜力を加えた結果を図 6.29 に示す。なお、空気膜力は相対的なものであり、縦軸の絶対値は意味をなしていない。図 6.29 より、 $h_l=1\text{nm}$ の場合は $d=4\text{nm}$ で接触する方向にジャンプし、離れるときは $d=3.5\text{nm}$ であると見てとれる。ここでシミュレーション結果(図 6.25)と異なっている原因はスライダの動的挙動によるものであり、図 6.27 より、スライダは浮上時には振幅約 1.5nm で振動しており、最小スペーシングが 4nm となる $FH=5.5\text{nm}$ からスライダがディスク面に引き寄せられ、接触した後は最大スペーシングが 3.5nm となる $FH=6\text{nm}$ でディスク面から離れることがわかる。一方、 $h_l=2\text{nm}$ の場合は図 6.29 では $d=5\text{nm}$ で浮上側から接触側にジャンプし、 $d=4\text{nm}$ で接触側から浮上側にジャンプしている。図 6.28 より、浮上時の振動振幅は約 1.4nm であり、最小スペーシングが 5nm となる $FH=6.4\text{nm}$ で図 6.26 の数値シミュレーションでもジャンプ現象が生じている。また、接触時の振幅は約 0.5nm であり、最大スペーシングが 4nm となる $FH=7.8\text{nm}$ で数値シミュレーションでジャンプ現象が生じている。

接触する過程において、 $h_l=1\text{nm}$ の場合には徐々に近付いていくのに対し、 $h_l=2\text{nm}$ の場合は突然ディスク面に接触するジャンプ現象が生じている。この違いの原因は剛性にあると考えられる。図 6.29 に示したように、 $h_l=1\text{nm}$ の場合は接触過程において剛性が負の領域が小さく、近付くことによる接触力の減少量も小さい。このため、スライダの動的挙動によ

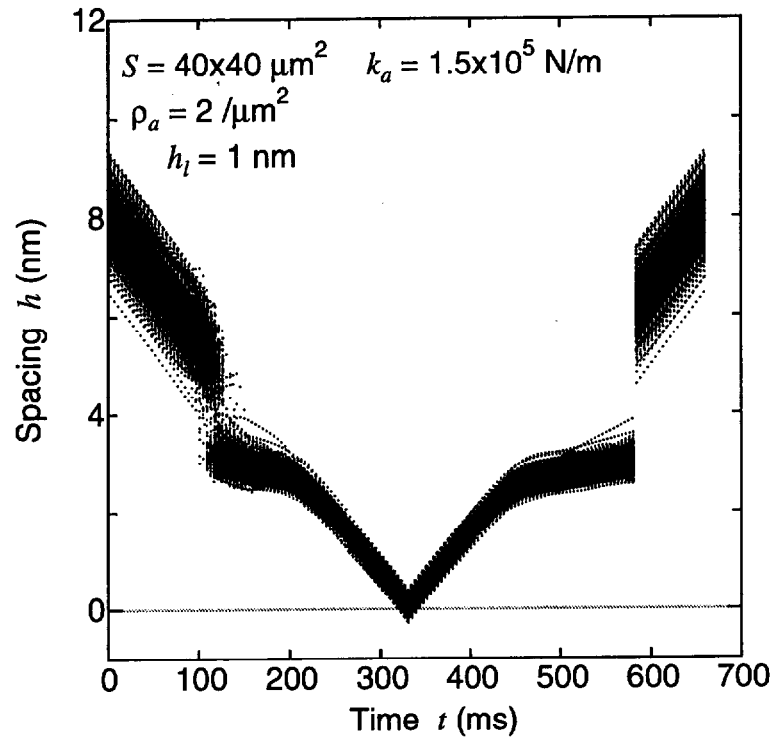


図 6.27: 静的浮上量を変化させながら解析したスペーシング変動の時刻歴応答 ($h_l=1\text{nm}$, $k_a=1.5 \times 10^5 \text{ N/m}$)

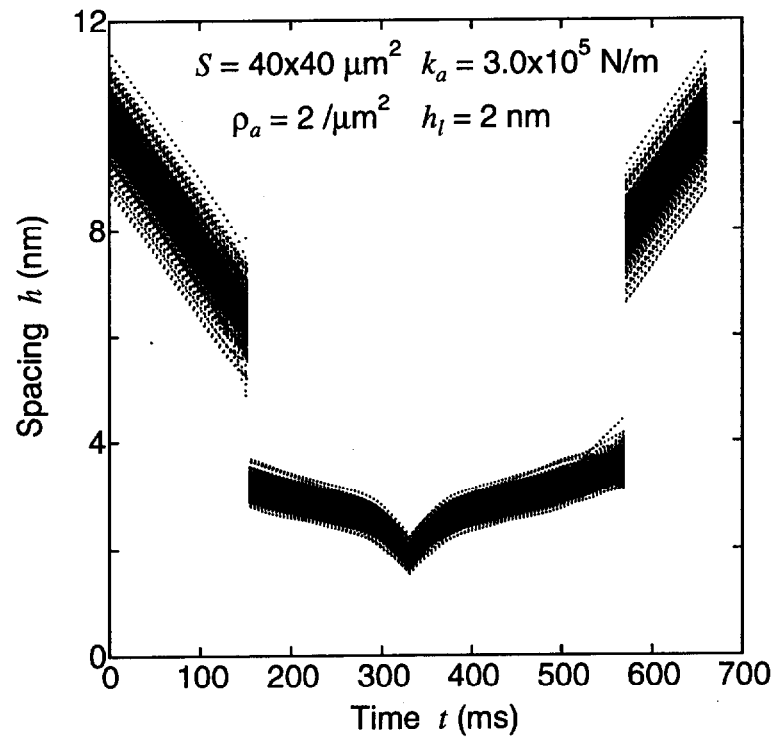


図 6.28: 静的浮上量を変化させながら解析したスペーシング変動の時刻歴応答 ($h_l=2\text{nm}$, $k_a=3.0 \times 10^5 \text{ N/m}$)

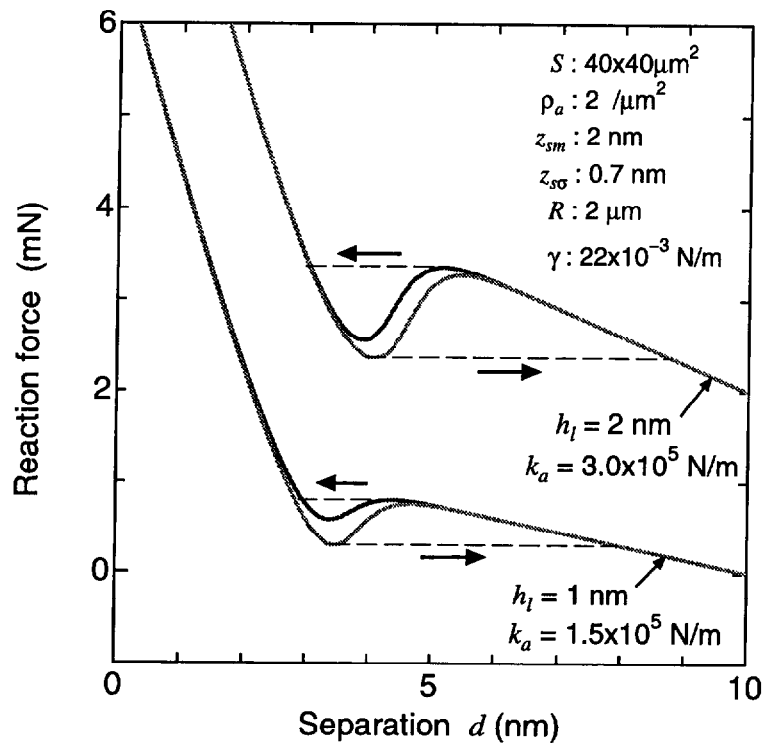


図 6.29: 空気膜剛性を考慮した時の反力と2面間距離の関係 ($h_l=1, 2\text{nm}$, $k_a=1.5\times 10^5\text{N/m}$, $3.0\times 10^5\text{N/m}$)

りこの接触力の谷間を容易に越えてしまうためスペーシングの平均値の減少の度合がなだらかになっていると考えられる。実際、図 6.27 の時刻歴応答でも接触過程の $FH=5.5\sim 5\text{nm}$ (時刻 $t=100\sim 120\text{ms}$) の間は振幅が大きくなり接触力の谷間をまたいで不安定に振動していることがわかる。一方、 $h_l=1\text{nm}$ における浮上過程や、 $h_l=2\text{nm}$ の場合には負の剛性領域が大きく、接触力の谷間も深いため、スライダは接触側もしくは浮上側のみで振動している様子が観測される。このことから、追従性に対する潤滑剤、空気膜剛性の設計の際、メニスカスと空気膜による剛性の絶対値が極端に小さくならないようにするべきであるといえる。

メニスカスを考慮した以上の解析より、スティクション力を小さくするには突起密度を小さくすることが有効であるが、真実接触面圧も大きくなってしまうため、スティクション力低減と接触面圧低減の両面から最適値が存在することも明らかとなった。また、簡単なメニスカスモデルでも実際のスライダ挙動をかなりよく再現できることを示すとともに、メニスカスにより剛性の絶対値が極端に小さくなり、スライダが不安定に振動する場合があることを示した。

6.6 結言

本章では、まず、Greenwood-Williamson(GW)モデルを表面全体のマクロな変形も考慮にいれるように修正した粗さ接触モデルを導入し、接触特性に及ぼすパッド面積、突起密度の影響を明らかにした。また、簡単なメニスカス力モデルを導入し、その接触特性およびスライダ挙動に及ぼす影響を解析した。

本章で得られた結論は以下のとおりである。

- (1) GWモデルを表面全体のマクロ的な変形を含むように修正した粗さ接触モデルを用いて、各パラメータの接触特性に及ぼす影響を解析した結果、以下のことを明らかにした。
 - (i) 実際に実験で用いられているパッド・ディスク面をもちいて、接触解析を行ない、接触剛性が実験から導かれた値とほぼ等しくなることを示し、解析モデルの妥当性を示した。
 - (ii) 2面間距離 d が突起高さの平均値 z_{sm} と標準偏差 z_{σ} の和 $z_{sm} + z_{\sigma}$ より大きい領域ではGWモデルで十分接触特性を計算することができるが、2面間距離がそれよりも小さくなると表面全体のマクロ的な変形の影響が現れ始め、 $d < z_{sm}$ の領域では表面のマクロ的な変形が主となり接触剛性がパッド全体に一樣面圧がかかると仮定したときの剛性の値の約半分の値に漸近する。
 - (iii) 突起密度が等しい場合、接触面圧を小さくするにはパッド面積を大きくすればよい。一方、突起数が等しい場合、見かけの接触面圧を小さくするにはパッド面積を大きくした方がよいが、真実接触面にかかる面圧を小さくするにはパッド面積を小さくした方がよい。
 - (iv) 粗さ接触解析で得られた接触特性をもちいて、スライダ挙動を解析し、コンタクト・ニアコンタクト記録のためのスライダ・ディスク面設計条件を追従性と2種類の摩耗耐久性から考察した結果、スライダ質量 $m=0.5\text{mg}$ 、空気膜剛性 $k_a = 5.0 \times 10^5 \text{ N/m}$ の場合、ディスク面うねりの標準偏差を 0.5nm にすることで、静的浮上量 $FH=2.5\text{nm}$ のニアコンタクトスライダがほぼ両者を満足できる。なお、コンタクトスライダ実現には更に1桁の摩耗耐久性向上が必要である。
- (2) 前項の粗さ接触モデルに、簡単なメニスカス力モデルを導入し、メニスカスの接触特性およびスライダ挙動に及ぼす影響を解析した結果以下のことを明らかにした。

- (i) 常に“toe-dipping regime”でメニスカスが形成されるというモデルで接触パッドのスティクション力を解析した結果は実験とおおよそ一致する。
- (ii) スティクション力を低減するには粗さを大きくするよりも突起密度を小さくするほうが有効である。しかし、真実接触面圧が増加するので、スティクション力と真実接触面圧の両面から突起密度に最適値があると考えられる。
- (iii) 接触する過程の接触力-2面間距離の関係と浮上する過程の接触力-2面間距離の関係が異なるメニスカスのヒステリシス特性のスライダ接触挙動に及ぼす影響を時刻歴応答解析した結果は実験と定量的に一致する。
- (iv) メニスカスにより剛性の絶対値が極端に小さくなり、スライダ振動が不安定になる場合がある。

第7章 結論

磁気ディスク記憶装置における面記録密度は年率約2倍で増加しつつある。記録密度向上のためにはヘッド、ディスク面間のすきまを小さくすることが重要であり、2,3年後の目標である100~200Gbit/in²の記録密度を達成するためにはスライダ浮上すきまを6nm以下にすることが必要であると予測されている。このような微小すきま領域においてはヘッド・ディスク間の間欠的接触は不可避と予測され、追従性と摩耗耐久性を有するコンタクト／ニアコンタクトスライダの実現のための設計指針を得ることが磁気ディスクの高記録密度化への重要な課題の一つである。

本研究では、まず連続接触摺動するコンタクトスライダを対象に、完全接触追従条件を理論的に導くとともに、許容接触面圧の観点から摩耗耐久性条件も満足する設計条件式を導くことを目的とした検討を行なった。次に、近年主流となっているトライパッド形スライダに対する設計指針を明らかにするとともに、間欠接触摺動するニアコンタクトスライダの追従性向上のための指針を明らかにすることを目的とした検討を行なった。さらに、接触界面の粗さの接触特性に及ぼす影響を明らかにするとともに、潤滑剤のメニスカスのスライダ挙動に及ぼす影響についてもその基本特性を明らかにした。

以下に、本研究で得られた結論を各章ごとにまとめて示す。

「第1章 緒論」では、研究の背景、研究の目的、各章における研究の概要を述べた。

「第2章 調和うねりに対するコンタクトスライダの接触追従性に及ぼす各種パラメータの影響と接触追従条件」では、まず、1自由度コンタクトスライダ—調和うねりディスク面モデルについて説明するとともに、接触剛性とスライダ接触面形状の関係および接触減衰について論じ、追従性および接触力に及ぼす各設計パラメータの影響を明らかにした。つぎに、理論的にスライダの応答を考察し、数値シミュレーション結果における跳躍する周波数領域を理論的に明らかにした。また完全接触追従条件を理論的に求め、数値シミュレーションによりその妥当性を検証し、さらに許容接触力の観点から摩耗耐久性について考察した。本章で得られた主な結論は以下のとおりである。

- (1) コンタクトスライダの跳躍と接触を最も強く支配するのは接触剛性であることを明らかにし、一様面圧接触の条件下では接触剛性は接触パッド面積の平方根に比例していることを示した。
- (2) 各設計パラメータのスライダ跳躍振動に及ぼす影響を明らかにし、接触共振周波数 $f_r(=(1/2\pi)\sqrt{k_c/m})$ が極限臨界周波数 $f_{cl}(=(1/2\pi)\sqrt{F/mA})$ よりも小さい、ないしはうねり振幅 A が静的押し込み量 $\delta(=F/k_c)$ よりも小さいとスライダ跳躍振動は非線形共振現象的となり、そうでない場合は衝突現象的となることを明らかにした。
- (3) コンタクトスライダの振動系は非接触時と接触時で剛性が大きく異なる非線形系である。しかし、スライダがディスク面に常に接触していると仮定することにより系を線形化し、スライダの応答振幅が静的押し込み量よりも大きくなる周波数領域を求めることで、接触減衰比が0.1程度以上あればスライダの跳躍する周波数領域を理論的に予測できることを示した。
- (4) 理論的に求めた跳躍する周波数領域は接触減衰比が0.01程度と小さい場合にはその周波数領域より広い領域でスライダが跳躍した。したがって、臨界周波数はスライダが跳躍する必要条件ではなく十分条件を示しているといえる。
- (5) スライダが跳躍する条件の裏を考えることにより、スライダがディスク面に完全接触追従する条件を理論的に導き、完全接触追従させるには接触共振点のうねり振幅 $A(f_r)$ と静的押し込み量 δ の大小関係が重要で $A(f_r)/(2\zeta_c) < \delta$ となっていることが必要であることを示した。そして、その妥当性を数値シミュレーションにより検証し、接触減衰比が0.1程度以上あれば理論とシミュレーションが良く一致する結果を得た。
- (6) スライダ・ディスク面の摩耗耐久性を評価するため、許容接触力の概念を導入し、接触剛性と接触面積の関係および接触面積と許容接触力の関係を求め、最大接触力が許容接触力を越えない摩耗耐久性条件を明らかにした。
- (7) 完全接触追従条件および摩耗耐久性条件を合わせることにより、両者を満足するスライダ・ディスク面の設計条件を明らかにした。その結果、接触パッド面積は大きい方がディスク面の設計領域が広く、望ましいという結果になった。しかしそのときのスライダ荷重は大きく、よってスライダ支持機構や摩擦力の影響などにより接触パッド面積の上限が決められると考えられる。

「第3章 ランダムうねりに対するコンタクトスライダの接触追従条件と設計論」では、まず、1自由度コンタクトスライダおよびランダムディスク面モデルにおける完全接触追

従条件を理論的に導いた。つぎに、得られた条件式の妥当性を数値シミュレーションおよび実験によって検証した。さらに、許容接触力の観点から摩耗耐久性について考察し、より実際に近いディスク面における完全接触追従性と摩耗耐久性の両方を満足する設計条件を明らかにした。本章で得られた主な結論は以下のとおりである。

- (1) ランダムディスク面を生成する手法として修正中点変位法およびフーリエフィルタリング法を導入した。修正中点変位法は時間領域でランダム面を作成するため、ディスク面のヒストグラムはガウス分布に近いものにできる。またその手法は再帰性がある。一方、フーリエフィルタリング法は周波数領域でランダム面を作成するため、任意の周波数特性を得やすいが、得られるディスク面のヒストグラムはガウス分布に近いとは限らない。またその手法には再帰性がないため、より細かいうねりを生成しようとしたとき、一から作り直す必要がある。
- (2) 2種類の方法により生成したディスク面におけるスライダの跳躍振動の特徴を明らかにした。その結果、フーリエフィルタリング法により生成した、ヒストグラムがガウス分布と大きく異なるディスク面においてもスライダのディスク面に対する相対振動のヒストグラムは接触しているときはガウス分布に近くなることがわかった。このことは、接触しているときはスライダの振動に影響を与えるディスク面の周波数成分は接触共振点近傍のみであることを示している。
- (3) 前章の調和うねりディスク面におけるスライダの完全接触追従条件を統計学的にランダムディスク面に拡張し、導かれた完全接触追従条件を数値シミュレーションおよび実験によりその妥当性を検証した。そして次の結果が得られた。
 - (i) 数値シミュレーションでは、理論的に求めた完全接触追従に必要なディスク面の標準偏差を中心にディスク面の標準偏差を変化させ、定常状態のスライダとディスク面のスペーシングの最大値を調べた。この結果、理論値とほぼ一致する数値シミュレーション結果が得られた。したがって、理論的に求めた完全接触追従条件の妥当性は数値シミュレーションによって確認されたといえる。
 - (ii) 前項の理論的な完全接触追従条件を求める際、最初は重ね合わせる周波数成分の間隔を大きくしていたため、シミュレーションと理論が合わなかった。したがって理論的に完全接触追従条件を精度良く求める際、重ね合わせる周波数成分の間隔は十分小さくする必要がある。
 - (iii) 完全接触追従条件の妥当性の実験による検証では、ディスク面の周波数特性を変

化させることは容易でないため、スライダ荷重を変化させて実験を行い、完全接触追従するのに必要なスライダ荷重の値を実験と理論で比較した。その結果、実験値と理論値はよく一致した。

- (iv) 前項の実験を行う際、接触領域が数 μm 、振動振幅が数十 nm と小さいためヘルツの接触理論が成立しない可能性があった。そこで光の干渉縞(ニュートンリング)の半径と荷重との関係を測定し、ヘルツの接触圧力から理論的に求めた半径と荷重との関係と比較した結果良い一致を得た。したがって、このような微小な領域でもヘルツの理論は成立していることを確認した。

- (4) 完全接触追従条件を求める際の重ね合わせる周波数領域の影響を調べるため、影響が強いと容易に予想される接触共振点を中心に重ね合わせる周波数領域を変化させてスライダの応答の標準偏差を調べ、おおよそ接触共振点の $1/2$ から2倍まで重ね合わせればよいことを明らかにした。
- (5) 一様接触面圧条件下において、完全接触追従性と摩耗耐久性の両方を満足するスライダ・ディスク面設計条件を導き、現状の実用磁気ディスク装置($\text{Al}_2\text{O}_3\cdot\text{TiC}$ スライダ、ガラスディスク)では、摩耗耐久性に関する許容面圧が 4MPa ならばスライダ荷重を 5mN 、接触パッド面積を $2500\mu\text{m}^2$ とすれば、うねりの標準偏差が 1nm のディスク面を用いることによりコンタクトスライダが実現できる可能性がある。

「第4章 トライパッド形コンタクトスライダのランダムうねりに対する追従性」では、まず、トライパッド形コンタクトスライダの2自由度モデルのランダムうねりディスク面におけるスペーシングおよび接触力の動的特性を数値シミュレーションにより解析した。そして、完全接触追従性と摩耗耐久性を満足するスライダ・ディスク面設計条件について考察した。

本章で得られた結論は以下のとおりである。

- (1) 後側空気膜剛性が接触剛性と同程度に大きいとき、スライダ後端振動の周波数応答関数において、後側空気膜中心と後端接触点との距離に対応した周波数ごとのうねりが生じる。これは後側空気膜中心と後端接触点位置におけるディスク面からの変位励振力が互いに打ち消し合うためである。
- (2) 摩擦係数のスライダ挙動に及ぼす影響は摩擦係数が大きくなるに従い飽和する傾向にある。これは、スライダが跳躍振動している場合には摩擦力の作用する接触時間が短

いためと考えられる。

- (3) 前・後側空気膜剛性が接触剛性に比べ十分小さい場合の完全接触追従条件は高次の振動モードのみの1自由度系とみなしたスライダの完全接触追従条件により十分な精度で予測できる。
- (4) 後側空気膜剛性が接触剛性に比べ小さい場合、接触剛性および摩擦係数が一定ならば、任意のディスクうねり特性に対して、完全接触追従の限界における最大接触力がほぼ一定となる。
- (5) 後側空気膜剛性が接触剛性と同等程度に大きい場合において、スライダ後端接触点をディスク面に完全接触追従させるためには後側空気膜中心・後端接触点距離を数 μm 以下にする必要がある。後側空気膜中心・後端接触点距離を小さくすることは最大接触力を小さくすることに対しても効果がある。
- (6) 摩耗寿命を5年間としたときの許容接触面圧は数 kPa 程度であるため、コンタクトスライダ実現のためには、ディスク面うねりを1桁小さくしたとしても、スライダ・ディスク間の許容接触面圧を2桁大きくするか、または許容接触面圧を保ったまま接触剛性を2桁小さくする新たなトライボロジ技術およびスライダ・ディスク材の開発が必要である。

「第5章 トライパッド形ニアコンタクトスライダのランダムうねりに対する追従性」では、まず、トライパッド形スライダのニアコンタクト領域における動的特性に及ぼす空気膜剛性、摩擦係数、ヘッドギャップ-後側空気膜中心間距離の影響を2自由度解析モデルを用いて明らかにした。また、分布定数系空気膜モデルを用いることにより、スライダレール長のスライダ挙動に及ぼす影響も解析した。

本章で得られた結論を以下のとおりである。

- (1) 静的浮上量 $1\sim 2\text{nm}$ のニアコンタクト領域では、ヘッド部の追従性を上げるには後側空気膜剛性を前側空気膜剛性以上に大きくすることが必要である。これは、ニアコンタクト領域では接触剛性による位置決め効果がなく、後側空気膜剛性のみがヘッドギャップ部の位置決め要素となっているためである。しかし、後側空気膜剛性を大きくすると接触力も増大する傾向にあるので追従性と摩耗耐久性の観点から最適値が存在する。
- (2) 後側空気膜中心とヘッド位置に隔たりがある場合、ディスク面のマイクロウェーブネスによる幾何学的なスペーシング変動が生じる。この周波数特性に及ぼす影響を1自

由度モデルを用いて理論的に導くとともに、幾何学的な影響を低減させるには後側空気膜中心とヘッド位置を一致させればよいことを示した。また、後側空気膜中心とヘッド位置を一致させることは接触力を低減させる効果もあり、ディスク面うねりの標準偏差が1nm、前側空気膜剛性が $1.5 \times 10^5 \text{ N/m}$ の場合、静的浮上量 $FH > 0.5 \text{ nm}$ では前後空気膜剛性比 $r=10$ の方が $r=1$ よりも接触力が小さくなる。

- (3) 静的な浮上量が1nm程度以上あれば摩擦力のスペーシング変動に及ぼす影響は無視できる。しかし、摩擦力は摩擦係数に比例して増大するため、摩耗耐久性の観点からは摩擦力(摩擦係数)は小さく抑えた方がよい。
- (4) 前側空気膜軸受面が長いスライダの追従性を分布定数系空気膜モデルを用いて解析し、軸受面の長いレール形スライダは軸受面の短いパッド形に比べ低周波数領域で追従性が悪化することを示した。しかし、最近では軸受面が短くなる傾向にあるので集中定数系モデルを用いても十分スライダの特性を把握できると考えられる。

「第6章 粗さを考慮したコンタクト・ニアコンタクトスライダ挙動解析」では、まず、Greenwood-Williamson モデル (GW モデル) を表面全体のマクロな変形も考慮に入れるように修正した粗さ接触モデルを導入し、接触特性に及ぼすパッド面積、突起密度の影響を明らかにした。また、簡単なメニスカス力モデルを導入し、その接触特性およびスライダ挙動に及ぼす影響を解析した。

本章で得られた結論は以下のとおりである。

- (1) GW モデルを表面全体のマクロ的な変形を含むように修正した粗さ接触モデルを用いて、各パラメータの接触特性に及ぼす影響を解析した結果、以下のことを明らかにした。
 - (i) 実際に実験で用いられているパッド・ディスク面をもちいて、接触解析を行ない、接触剛性が実験から導かれた値とほぼ等しくなることを示し、解析モデルの妥当性を示した。
 - (ii) 2面間距離 d が突起高さの平均値 z_{sm} と標準偏差 z_{σ} の和 $z_{sm} + z_{\sigma}$ より大きい領域では GW モデルで十分接触特性を計算することができるが、2面間距離がそれよりも小さくなると表面全体のマクロ的な変形の影響が現れ始め、 $d < z_{sm}$ の領域では表面のマクロ的な変形が主となり接触剛性がパッド全体に一樣面圧がかかると仮定したときの剛性の値の約半分の値に漸近する。

- (iii) 突起密度が等しい場合，接触面圧を小さくするにはパッド面積を大きくすればよい．一方，突起数が等しい場合，見かけの接触面圧を小さくするにはパッド面積を大きくした方がよいが，真実接触面にかかる面圧を小さくするにはパッド面積を小さくした方がよい．
 - (iv) 粗さ接触解析で得られた接触特性をもちいて，スライダ挙動を解析し，コンタクト／ニアコンタクト記録のためのスライダ・ディスク面設計条件を追従性と2種類の摩耗耐久性から考察した結果，スライダ質量 $m=0.5\text{mg}$ ，空気膜剛性 $k_a = 5.0 \times 10^5 \text{ N/m}$ の場合，ディスク面うねりの標準偏差を 0.5nm にすることで，静的浮上量 $FH=2.5\text{nm}$ のニアコンタクトスライダがほぼ両者を満足できる．なお，コンタクトスライダ実現には更に1桁の摩耗耐久性向上が必要である．
- (2) 前項の粗さ接触モデルに，簡単なメニスカス力モデルを導入し，メニスカスの接触特性およびスライダ挙動に及ぼす影響を解析した結果以下のことを明らかにした．
- (i) 常に“toe-dipping regime”でメニスカスが形成されるというモデルで接触パッドのスティクション力を解析した結果は実験とおおよそ一致する．
 - (ii) スティクション力を低減するには粗さを大きくするよりも突起密度を小さくするほうが有効である．しかし，真実接触面圧が増加するので，スティクション力と真実接触面圧の両面から突起密度に最適値があると考えられる．
 - (iii) 接触する過程の接触力-2面間距離の関係と浮上する過程の接触力-2面間距離の関係が異なるメニスカスのヒステリシス特性のスライダ接触挙動に及ぼす影響を時刻歴応答解析した結果は実験と定量的に一致する．
 - (iv) メニスカスにより剛性の絶対値が極端に小さくなり，スライダ振動が不安定になる場合がある．

参考文献

- (1) 三枝省三, “磁気ディスク装置の極限への挑戦”, 日本機械学会講習会 No. 01-64, ヘッド・ディスクインタフェースのナノトライボロジー技術—基礎から応用まで—, (2001-11), pp. 1-15.
- (2) 高橋啓史, トム アルブレヒト, 高橋功治, スリ ジャヤンサ, “2.5 インチ HDD ロードアンロード機構における耐衝撃性”, 日本機械学会 No. 98-26, IIP'98 情報・知能・精密機器部門講演会 講演論文集, (1998-8), pp. 96-100.
- (3) 植松幸弘, “超高密度化へのテクノロジーロードマップ”, 日本機械学会講習会 No. 98-61, ヘッドディスクインタフェース技術の基礎から最先端まで, (1998-11), pp. 1-8.
- (4) 平井洋武, 徳山幹夫, “磁気ディスク装置機構技術の発展”, 日本機械学会講習会 No. 98-61, ヘッドディスクインタフェース技術の基礎から最先端まで, (1998-11), pp. 9-18.
- (5) Hsia, Y. -T., and Donovan, M. J., “The Design and Tribology of Tripad Sliders For Pseudo-Contact Recording in Magnetic Hard Disk Drives”, ASME TRIB-Vol. 6, Tribology of Contact/Near-Contact Recording for Ultra High Density Magnetic Storage, (1996), pp. 17-24.
- (6) Danson, D. P., “Pseudo-Contact Recording”, IDEMA INSIGHT, Vol. 9, No. 3, (1996-5), p. 1.
- (7) Menon, A. K., “Critical Requirement For 100 Gb/in² Head/Media Interface”, ASME TRIB-Vol. 9, Proc. of the Sympo. on Interface Technology Towards 100Gbit/in², pp. 1-9.
- (8) Hamilton, H., Anderson, R., and Goodson, K., “Contact Perpendicular Recording on Rigid Media”, IEEE Trans. on Magn., Vol. 27, No. 6, (1991-11), pp. 4921-4926.

- (9) 小野京右, 山浦弘, 溝越貴章, “1 自由度コンタクトスライダモデルの動的挙動と追従安定性解析”, 日本機学会論文集 C 編, 60 巻, 576 号, (1994-8), pp. 2574–2581.
- (10) 小野京右, 高橋幹, 山浦弘, “1 自由度コンタクトスライダモデルの接触跳躍振動と完全接触追従条件の解析”, 日本機学会論文集 C 編, 62 巻, 601 号, (1996-9), pp. 3387–3393.
- (11) 小野京右, 丸山英紀, “コンタクトスライダの跳躍振動に関する基礎的実験研究”, 日本機学会論文集 C 編, 62 巻, 604 号, (1996-12), pp. 4676–4683.
- (12) 小野京右, 高橋幹, “1 自由度コンタクトスライダのランダムディスク表面モデルに対する跳躍振動特性および追従性の解析”, 日本機学会論文集 C 編, 63 巻, 612 号, (1997-8), pp. 2635–2642.
- (13) Ono, K., Takahashi, K., and Iida, K., “Computer Analysis of Bouncing Vibration and Tracking Characteristics of a Point Contact Slider Model Over Random Disk Surfaces”, ASME J. of Tribology, Vol. 121, No. 3, (1999-7), pp. 587–595.
- (14) 高橋幹, 小野京右, “3 パッド空気膜混成コンタクトスライダの二自由度スライダと調和うねりディスク面モデルによる跳躍振動解析”, 日本機学会論文集 C 編, 65 巻, 633 号, (1999-5), pp. 1778–1786.
- (15) Tsuchiyama, R., “Simulation of Dynamic Characteristics of a Three-Wear-Pad Contact Slider Subjected to Wavy Excitation and Collision”, Advances in Information Storage Systems, Vol. 9, (1998), pp. 203–214.
- (16) Kato, T., and Kotani, H., “Simulation of Dynamic Behavior of 1-DOF Contact Slider Model Considering the Effect of Meniscus Force”, Advances in Information Storage Systems, Vol. 9, (1998), pp. 215–230.
- (17) Kato, T., Watanabe, S., and Matsuoka, H., “Dynamic Characteristics of an In-Contact Headslider Considering Meniscus force: Part 1 – Formulation and Application to the Disk with Sinusoidal Undulation”, ASME J. of Tribology, Vol. 122, No. 3, (2000-7), pp. 633–638.
- (18) Kato, T., Watanabe, S., and Matsuoka, H., “Dynamic Characteristics of an In-Contact Headslider Considering Meniscus force: Part 2 – Application to the Disk

with Random Undulation and Design Conditions”, ASME J. of Tribology, Vol. 123, No. 1, (2001-1), pp. 168–174.

- (19) Cha, E., and Bogy, D. B., “Numerical Simulations of Slider Interaction With Multiple Asperity Using Hertzian Contact Model”, ASME J. of Tribology, Vol. 117, No. 4, (1995-10), pp. 575–579.
- (20) O’Brien, K., and Harris, D., “Head/Disk Interface Contact Detection Using a Refined Acoustic Emission Technique”, ASME J. of Tribology, Vol. 118, No. 3, (1996-7), pp. 539–542.
- (21) Knigee, B., and Talke, F. E., “Slider Vibration Analysis at Contact Using Time-Frequency Analysis and Wavelet Transforms”, ASME J. of Tribology, Vol. 123, No. 3, (2001-7), pp. 548–554.
- (22) Khurshudov, A. G., and Talke, F. E., “A Study of Subambient Pressure Tri-Pad Sliders Using Acoustic Emission”, ASME J. of Tribology, Vol. 120, No. 1, (1998-1), pp. 54–59.
- (23) Yanagisawa, M., Sato, A., and Ajiki, K., “Lubricant Design for Contact Recording Systems”, IECIE Trans. Electronics, Vol. E81-C, No. 3, (1998-3), pp. 343–348.
- (24) Itoh, J., Tanimoto, K., and Ohtsubo, Y., “Development of Contact Recording Head for HDD”, IEEE Trans. on Magn., Vol. 33, No. 5, (1997-9), pp. 3139–3141.
- (25) Itoh, J., Sasaki, Y., Higashi, K., Takami, H., and Shikanai, T., “An Experimental Investigation For Continuous Contact Recording Technology”, IEEE Inter. MAG., (2001), CD-11.
- (26) Kohira, H., Tanaka, H., Matsumoto, M., and Talke, F. E., “Investigation of Slider Vibrations Due to Contact With a Smooth Disk Surface”, ASME J. of Tribology, Vol. 123, No. 3, (2001-7), pp. 616–623.
- (27) Wang, R. -H., Nayak, V., Huang, F. -Y., Tang, W., and Lee, F., “Head-Disk Dynamics in the Flying, Near Contact and Contact Regimes”, ASME J. of Tribology, Vol. 123, No. 3, (2001-7), pp. 561–565.

- (28) 川久保洋一, 佐々木直哉, 石井美恵子, “透明しゅう動子による薄膜および塗布型磁気ディスクの破壊過程解析”, トライボロジスト, 第43巻, 第9号, (1998-9), pp. 796-803.
- (29) 久住孝幸, 山川清志, 大内一弘, “接触摺動型磁気ヘッドスライダーパッドの摩耗と寿命予測”, 信学技報, MR2000-22, (2000-10), pp. 1-6.
- (30) Kohira, H., and Talke, F. E., “Wear Measurements of Diamond-Like Carbon Coated Proximity Recording Sliders Using Raman Spectroscopy”, ASME J. of Tribology, Vol. 122, No. 1, (2000-1), pp. 288-292.
- (31) Nayak, R. P., “Contact Vibrations”, J. of Sound and Vibrations, Vol. 22, No. 3, (1972), pp. 297-322.
- (32) Gray, G. G., and Johnson, K. L., “The Dynamic Response of Elastic Bodies in Rolling Contact to Random Roughness of Their Surface”, J. of Sound and Vibrations, Vol. 22, No. 3, (1972), pp. 323-342.
- (33) Hess, D. P., and Soom, A., “Normal Vibrations and Friction Under Harmonic Loads: Part I – Hertzian Contacts”, ASME J. of Tribology, Vol. 133, No. 1, (1991-1), pp. 80-86.
- (34) Hess, D. P., and Soom, A., “Normal Vibrations and Friction Under Harmonic Loads: Part II – Rough Planar Contacts”, ASME J. of Tribology, Vol. 133, No. 1, (1991-1), pp. 87-92.
- (35) Hess, D. P., Soom, A., and Kim, C. H., “Normal Vibration and Friction at a Hertzian Contact Under Random Excitation: Theory and Experiment”, J. of Sound and Vibration, Vol. 153, No. 3, pp. 491-508.
- (36) Soom, A., and Kim, C., “Interactions Between Dynamic Normal and Frictional Forces During Unlubricated Sliding”, ASME J. of Lubrication Technology, Vol 105, No. 2, (1983-4), pp. 221-229.
- (37) Soom, A., and Kim, C., “Roughness-Induced Dynamic Loading at Dry and Boundary-Lubricated Sliding Contacts”, ASME J. of Lubrication Technology, Vol 105, No. 4, (1983-10), pp. 514-517.

- (38) Soom, A., and Chen, J. W., "Simulation of Random Surface Roughness-Induced Contact Vibrations at Hertzian Contacts During Steady Sliding", *ASME J. Tribology*, Vol. 108, No. 1, (1986-1), pp. 123-127.
- (39) Greenwood, J. A., and Williamson, J. B. P., "Contact of Nominally Flat Surfaces", *Proc. Roy. Soc., Series A295*, (1966), pp. 300-319.
- (40) Yanagisawa, M., Sato, A., Ajiki, K., and Watanabe, F., "Design Concept for In-Contact HDI System", *ASME TRIB-Vol. 6, Tribology of Contact/Near-Contact Recording for Ultra High Density Magnetic Storage*, (1996), pp. 25-32.
- (41) 小野京右, "三次元弾性接触問題の新しい数値解法", *日本機学会論文集 A 編*, 51 巻, 470 号, (1985-10), pp. 2309-2316.
- (42) Yu, M. M. -H., and Bhushan, B., "Contact Analysis of Three-Dimensional Rough Surface Under Frictionless and Frictional Contact", *Wear*, Vol. 200, (1996), pp. 265-280.
- (43) Bogy, D. B., Zeng, Q. H., and Chen, L. S., "Air-Bearing Designs for Stable Performance in Proximity Magnetic Recording", *Advanced Information Storage Systems*, Vol. 9, (1998), pp. 121-132.
- (44) 福井茂寿, 木暮賢司, 三矢保永, "走行面のうねりに対する浮動ヘッドスライダの追従特性", *日本機学会論文集 C 編*, 51 巻, 469 号, (1985-9), pp. 2291-2299.
- (45) Zhu, L. -Y., Bogy, D. B., "Head-Disk Spacing Fluctuation Due to Disk Topography in Magnetic Recording Hard Disk Files", *Tribology and Mechanics of Magnetic Storage Systems*, *STLE Special Publication SP-26*, (1986), pp. 160-167.
- (46) Webster, M. N., and Sayles, R. S., "A Numerical Model for the Elastic Frictionless Contact of Real Rough Surfaces", *ASME J. of Tribology*, Vol. 108, (1986-7), pp. 314-320.
- (47) Ren, N., and Lee, Si C., "Contact Simulation of Three-Dimensional Rough Surfaces Using Moving Grid Method", *ASME J. of Tribology*, Vol. 115, (1993-10), pp. 597-601.

- (48) Tian, X., and Bhushan, B., "A Numerical Three-Dimensional Model for the Contact of Rough Surfaces by Variational Principle", ASME J. of Tribology, Vol. 118, (1996-1), pp. 33-42.
- (49) Nogi, T., and Kato, T., "Influence of a Hard Surface Layer on the Limit of Elastic Contact — Part 1: Analysis Using a Real Surface Model", ASME J. of Tribology, Vol. 119, (1997-7), pp. 493-500.
- (50) Greenwood, J. A., and Tripp, J. H., "The Elastic Contact of Rough Spheres", ASME J. of Applied Mechanics, Vol. 34, (1967-3), pp. 153-159.
- (51) Bhushan, B., "Contact Mechanics of Rough Surfaces in Tribology: Multiple Asperity Contact", Tribology Letters, Vol. 4, (1998), pp. 1-35.
- (52) Archard, J. F., "Contact and Rubbing of Flat Surfaces", J. of Appl. Phys., Vol. 24, (1953-8), pp. 981-988.
- (53) Gui, J., and Marchon, B., "A Stiction Model for a Head-Disk Interface of a Rigid Disk Drive" J. of Applied Physics, Vol. 78 (6), (1995-9), pp. 4206-4217.
- (54) Tanaka, H., Yonemura, S., and Tokisue, H., "Slider Dynamics during Continuous Contact with Textured and Smooth Disks in Ultra Low Flying Height", Digests of Asia-Pacific Magnetic Recording Conference, (2000), TB3.

本研究に関する発表論文等

本研究に関する発表論文等は下記のとおりである。

第2章

- (1) 小野京右, 飯田浩平, 高橋幹, “一自由度コンタクトスライダの跳躍振動に及ぼすスライダ質量, 接触剛性および接触減衰の影響”, 日本機械学会論文集 C 編, 63 巻, 614 号, (1997-10), pp. 3352–3360.
- (1)' 飯田浩平, 高橋幹, 小野京右, “1 自由度コンタクトスライダの追従特性 (接触特性と質量の影響)”, 日本機械学会 No.96–36, IIP'96 情報・知能・精密機器部門講演会講演論文集, (1996-8), pp. 9–10.
- (2) 飯田浩平, 小野京右, “一自由度コンタクトスライダの接触力に及ぼすスライダ質量, 接触剛性および接触減衰の影響”, 日本機械学会論文集 C 編, 64 巻, 624 号, (1998-8), pp. 2894–2902.
- (2)' 飯田浩平, 小野京右, “一自由度コンタクトスライダの接触力に及ぼすスライダ質量, 接触剛性および接触減衰の影響”, No. 98-1 日本機械学会第 75 期通常総会講演会講演論文集 (IV), (1998-3), pp. 165–166.
- (3) Kyosuke Ono, Kohei Iida, and Kan Takahashi, “Effects of Design Parameters on Bouncing Vibrations of a Single-DOF Contact Slider and Necessary Design Conditions for Perfect Contact Sliding”, ASME J. of Tribology, Vol. 121, No. 3, (1999-7) pp. 596–603.
- (3)' 飯田浩平, 小野京右, “一自由度コンタクトスライダの完全接触追従条件に関する理論的研究”, 日本機械学会 No.98–26, IIP'98 情報・知能・精密機器部門講演会講演論文集, (1998-8), pp. 86–89.

第3章

- (4) 飯田浩平, 小野京右, 高橋幹, “コンタクトスライダの一自由度モデルによる接触追従性と耐久性設計条件”, 日本機械学会論文集 (C 編), 67 巻, 654 号, (2001-2), pp. 451–459.

- (4)' Kyosuke Ono, and Kohei Iida, "Statistical Analysis of Perfect Contact and Wear Durability Conditions of a Single-Degree-of-Freedom Contact Slider", ASME J. of Tribology, Vol. 122, No. 1, (2000-1), pp. 238-245.
- (4)' 飯田浩平, 小野京右, "ランダムディスク表面における一自由度コンタクトスライダの設計条件", 日本機械学会 No.99-13, IIP'99 情報・知能・精密機器部門講演会講演論文集, (1999-3).

第4章

- (5) Kohei Iida, and Kyosuke Ono, "Analysis of Bouncing Vibrations of a 2-DOF Model of Tripad Contact Slider Over a Random Wavy Disk Surface", ASME J. of Tribology, Vol. 123, No. 1, (2001-1), pp. 159-167.
- (5)' 飯田浩平, 小野京右, 2000, "空気膜混成形トライパッドスライダの2自由度モデルにおける追従性と摩耗耐久性の設計条件", 日本機械学会 No.00-10, IIP2000 情報・知能・精密機器部門講演会講演論文集, pp. 64-69.

第5章

- (6) Kohei Iida, Kyosuke Ono, and Masami Yamane, "Dynamic Characteristics and Design Consideration of a Tripad Slider in The Near-Contact Regime", ASME J. of Tribology に掲載決定, 巻号未定.
- (6)' Kohei Iida, and Kyosuke Ono, "Analysis of Bouncing Vibrations of a 2-DOF Model of Tripad Near-Contact Slider Over a Random Wavy Disk Surface", Digests of 2000 Asia-Pacific Magnetic Recording Conference (APMRC 2000), (2000-11), TP7.
- (6)' 飯田浩平, 小野京右, 山根正巳, "ニアコンタクト領域における空気膜混成形トライパッドスライダの挙動解析", 日本機械学会 No.01-8, IIP2001 情報・知能・精密機器部門講演会講演論文集, (2001-3), pp. 28-33.

第6章

- (7) 飯田浩平, 小野京右, "粗さ接触を考慮したコンタクト／ニアコンタクトスライダの設計指針", 日本機械学会論文集C編に掲載決定, 巻号未定.

謝 辞

本研究を遂行するにあたり，終始御指導頂き，貴重な御助言を下さいました東京工業大学大学院理工学研究科機械制御システム専攻教授 小野京右 先生，同専攻助教授 山浦弘 先生に心から感謝の意を表します。

また，御多忙な中，本論文の審査をして頂き，貴重な御助言を頂いた，東京工業大学大学院理工学研究科機械宇宙システム専攻教授 中原綱光 先生，同専攻教授 大熊政明 先生，大学院情報理工学研究科情報環境学専攻(機械情報系)助教授 原精一郎 先生に深く感謝の意を表します。

また，研究室の計算機環境を整え，かつ本研究の遂行にあたり相談に乗って頂いた東京工業大学大学院理工学研究科機械制御システム専攻助手 中島求 先生に深く感謝の意を表します。

また，本研究の第5章をまとめるにあたって解析に御協力頂き，かつ本論文をまとめる時期には雑事を引き受けて頂いた，山根正巳 君(現 東京工業大学大学院理工学研究科機械制御システム専攻)に厚く感謝します。

また，本研究は情報ストレージ研究推進機構(SRC)および文部省(現 文部科学省)科学研究費補助金(基盤研究 B(平成 8~9 年度)，基盤研究 A(平成 10~12 年度)，特別研究員奨励費(平成 11~13 年度))，日本学術振興会 科学研究費補助金(基盤研究 B(平成 13 年度~))の助成を受けて行なわれたことを付記いたします。

最後に筆者を日頃から温かく励まして下さった両親に心から感謝の意を表します。