

CD-ROM用平面サスペンション形二次元 対物レンズアクチュエータの動的設計*

三枝省三^{*1}, 加藤盛一^{*1}
斎藤博^{*2}, 伊熊昭等^{*2}

Dynamics Design of a Two-dimensional Objective Lens Actuator with In-plane Suspensions for CD-ROM Drives

Shozo SAEGUSA, Seiichi KATOH,
Hiroshi SAITOH and Akira IKUMA

We developed a lens actuator suitable for high-speed seek and thin type CD-ROM drives. The actuator is supported by 4 suspensions which are put in order in a plane and radiated to outer fixed ends around the center pin. Each suspension has a flexible part that adjusts the lowest main natural frequencies in the auto focus and tracking direction. The main natural frequencies are determined taking into consideration for controllability. Dynamics design of the actuator at the frequency around 1 kHz is important for keeping the servo system stable. We investigated the phase delay phenomena at the frequency in our prototype actuator. The phenomena are modeled by a vibration system which consists of a contact stiffness between lens holder and center pin and the moment of inertia of the actuator. The normalized imbalance of the actuator is to be within 2% to achieve the stable condition in auto focus servo system.

Key Words: CD-ROM Drive, Actuator, Suspension, Frequency Response Function, Vibration, Experimental Modal Analysis, Contact, Linear Balance, Servo System

1. 結 言

光ディスクは媒体の可搬性、大容量性でマルチメディアの有力な媒体となりつつある。その中でも、CD-ROM装置は読み出し専用メモリとして、CD(コンパクトディスク)と同様に扱うことができ、パーソナルコンピュータに標準装備され、急速にその用途を広げている。その装置高さはハーフハイト(41.5 mm)から1インチ(25.4 mm)、17 mmと薄形化が図られ、読み出し速度は従来(150 kB/s)の2倍速・4倍速・6倍速と高速化⁽¹⁾が図られている。一方、装置の普及とともに価格も急激に低下してきており、いっそう使いやすいメモリ装置となっている。

CD-ROMに使用する光ピックアップおよび対物レンズアクチュエータも装置の要求仕様に応じ薄形・小形化、高速対応の開発が成されている。本研究では、このような装置仕様に対応し、高速対応・薄形化を図り、組立性の優れた新構造アクチュエータと、その動的設計について報告する。

ところで、対物レンズアクチュエータの設計においては制御系と連成し、これを不安定とする1 kHz帯域の振動設計が非常に重要である⁽²⁾。この問題となる固有振動モードを含む周波数応答関数(FRF)の、位相特性を簡易に評価する手法⁽³⁾、アクチュエータ駆動反力によって発生するキャリッジとの連成を回避する方法⁽⁴⁾、クロスアクションの原因とそれを低減する解析⁽⁵⁾、質量感度を用いて共振点消去によるFRFの適正化等⁽⁶⁾が研究されてきた。

本論文では、センタピン⁽⁷⁾と平面サスペンションで支持された、新構造の対物レンズアクチュエータに現れる位相遅れの原因を明らかにし、改善の方法を提示する。

2. 平面サスペンション形 アクチュエータの設計

開発した対物レンズアクチュエータは、センタピンを摺動してオートフォーカス(AF)方向に動き、回転してトラッキング(TR)方向に動く二次元動作が可能である。その特徴はサスペンションを平面的に配置したことであり、薄形化と組立やすさを図った。本章では、このアクチュエータ構造とサスペンションの基本設計を示す。

* 原稿受付 1995年10月4日。

^{*1} 正員、(株)日立製作所機械研究所(☎300 上浦市神立町502)。

^{*2} (株)日立製作所映像情報メディア事業部(☎244 横浜市)塚区吉田町292)。

2・1 開発目標と構造の提案 装置仕様から決定した二次元対物レンズアクチュエータの主要な目標仕様を表1に示す。

装置高さはハーフハイト(41.5 mm)で、キャリッジにはリニアモータを用いた。アクチュエータを装着する光ヘッド高さは、回路基板や円板のローディング機構が高さ方向に順次組立可能な条件から、12.8 mm以下を目標とした。フルストロークの1/3(10 mm)を60 msで移動可能な高速シーク(粗移動)を実現するため、シーク加速度は12.0 m/s²以上とし、この条件でもアクチュエータに慣性遅れのない構造とする方式を目標とした。最低次の固有振動数 f_0 はディスクのもつ外乱成分と位置決め制御系のゲイン配分から最適な数値を決定した。

以上の仕様を満たすアクチュエータとして図1の構造を考案した。本アクチュエータの特徴は、サスペンションをアクチュエータ可動部の上面に設けたことと、放射状に配置することである。上面配置は組立性を考慮しており、アクチュエータの上側からサスペンションを組立てることが可能となる。後者の放射状配

置は、AF方向とTR方向の最低次固有振動数 f_0 を目標の振動数に調節するためである。さらに、振動数調節の自由度を確保するため、中間部にコイルばねを有する構造とする。

可動部(Lens holder)は中心に立てたピン(Center pin)をガイドとして、AF(z 軸)方向とTR(y 軸)方向に動作し、このピンの剛性で慣性遅れを少なくし、高速シークを可能とする。レンズを駆動するコイルについて、AF方向は角柱状のコイルを、TR方向は小判形の2個のコイルを可動部の両側に取付ける構造とする。

2・2 平面形サスペンションの設計 レンズ可動部を支持し、最低次固有振動数を定める平面形サスペンションの、設計制約条件は、

- (1) ディスクデータ領域の最内周に対物レンズを配置するため、TR方向の幅寸法は ± 8.5 mm以下、
- (2) アクチュエータ駆動コイルへの電流供給とサスペンションを兼用すること、
- (3) サスペンションを固定し電気的な接続をする半田部に対し、アクチュエータ駆動時の信頼性を確保するため、この部位の応力緩和機構を設けること、である。

設計条件(1)を考慮し、本アクチュエータのサスペンションは、ピンを中心として放射状に配置する。剛性を低くするため、サスペンション長さを最長とすることが可能であり、レンズの動作を妨げない配置、すなわち対向する約45°の方向とする。

設計条件(2)に対しては、導電性のあるりん青銅の細線を使う。

以上の構造において、放射配置形サスペンションの長さ L と最低次の主固有振動数 f_0 との関係を図2に示した。ここで、細線の直径は0.13 mmである。長さ11.5 mmにおいて、AF方向は19 Hzと目標値を満た

Table 1 Target specification for 2 D actuator

Item	Target
Pick up height : H_p	$H_p \leq 12.8$ mm
Seek acceleration : α_s	$\alpha_s \geq 12.0$ m/s ²
Lowest natural frequency : f_0	$f_{0AF} \geq 20$ Hz $f_{0TR} < 40$ Hz
Elastic resonance : f_s	$f_{sAF} > 15$ kHz $f_{sTR} \geq 15$ kHz

AF:auto focus direction
TR:tracking direction

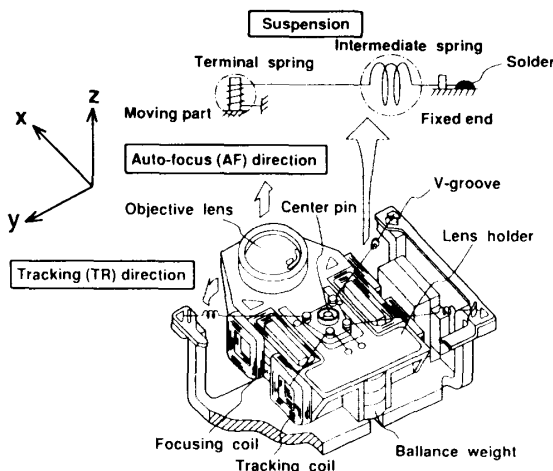


Fig. 1 Configuration of a two-dimensional objective lens actuator with in-plane suspensions

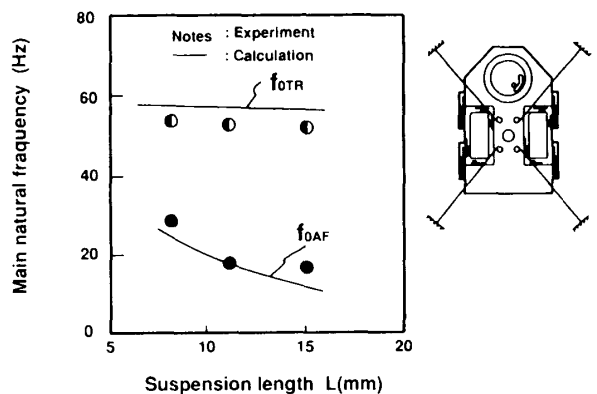


Fig. 2 Configuration of in-plane suspensions and main natural frequencies

しているが、TR方向の主固有振動数は目標の約1.5倍となっている。TR方向を目標値まで下げる構造が必要であり、その手段として、粗巻きの間中コイルばね(図1 Intermediate spring)を形成する方式とする。このコイルばねはレンズホルダとサスペンション固定部の間に形成し、コイルは2巻きでかつコイル径を2 mmとする。その結果、TR方向の固有振動数を33 Hzとすることができ、目標値を満足することができた。以上の結果を要約し、表2にサスペンション仕様を示す。

設計条件(3)の考察：中間コイルばねは、半田部への応力を低減する手段ともなるように配慮した。その、考察結果を図3に示す。FEM解析により、アクチュエータをAF方向とTR方向に動作したときの、サスペンションのひずみエネルギー分布である。真直棒で構成したサスペンションと比較し、中間コイルばねを設けたサスペンション固定部(図右端)の、ひずみエネルギーはAF方向、TR方向とも約1/3以下に低減され

Table 2 Suspension and lowest natural frequencies

material	phosphoric bronze
dia. of element	0.13 mm
suspension length	11.5 mm
num. of intermediate spring	2
dia. of intermediate spring	2.0 mm
lowest natural frequency	f_{0AF} 20 Hz f_{0TR} 33 Hz
damping ratio of lowest natural frequency ζ_0	ζ_{0AF} 0.09 ζ_{0TR} 0.04

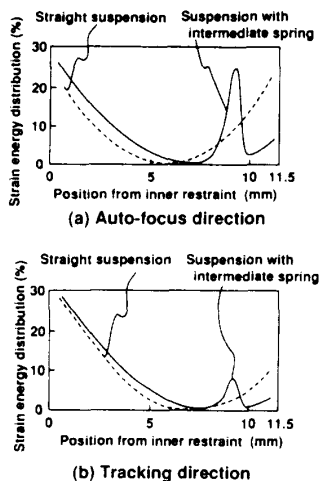


Fig. 3 Comparison of strain energy distribution of suspensions

ていることがわかる。さらに、応力低減とアクチュエータ減衰を兼ね、サスペンションの半田付け直前にV溝(V-groove)を形成し、そこにシリコン樹脂を充てん接着した。

3. 位相遅れ現象とその説明

平面形サスペンション方式は、中央に慣性質量が宙吊り状態で配置される形になるため、その振動特性を適切に設計する必要がある。本章はこの振動によって引き起こされた位相の乱れ現象を説明し、その要因がどこにあるかを説明する。

3・1 アクチュエータ位相遅れ現象 AF方向に発生する位相乱れの周波数特性例を図4に示す。本図はAF方向に励振してAF方向変位を計測した周波数応答関数(FRF)である。位相はコンプライアンス曲線の -180° を 0° として表示している。以下に位相遅れと記述するときはこの基準値より負側に位相が乱れたことをいう。図4には1.8 kHzに位相遅れがある。この位相ピーク周波数の固有振動モードは、実験モード解析により、レンズが上下に動くピッチングである。

また、この位相遅れ特性は、実験条件の微妙な差異によって変化しており、図5にその一例を示す。図5はアクチュエータのフォーカス方向位置を変えた場合(AF-offset)、FRF測定時の励振力を変えた場合(Ex-

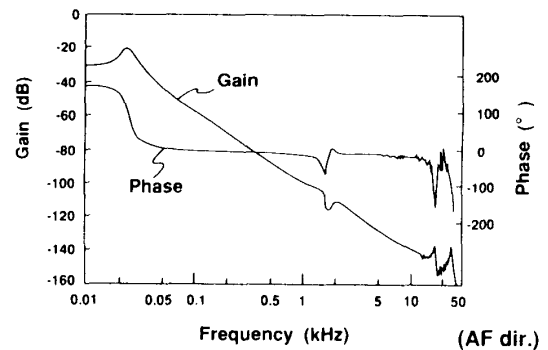


Fig. 4 FRF in a prototype actuator

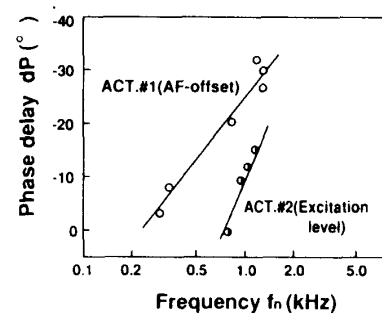


Fig. 5 Phase-delay characteristics under two experimental conditions

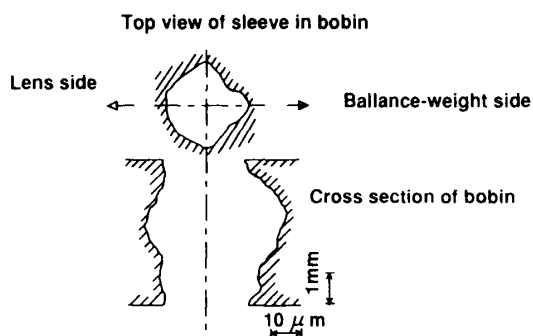
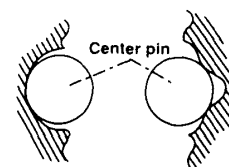


Fig. 6 Surface profile of sleeve in lens holder

Table 3 Estimation of contact stiffness (unit: MN/m)

Side	Eq. (1)	Eq. (2)
(a) Lens side	0.15	0.18
(b) B# side	0.02	0.05



(a) Lens side (b) Balance weight side
Evaluation model of contact stiffness

citation Level)の位相遅れ特性を示している。なお、周波数は位相がピークとなる周波数 f_n を計測した。

この位相遅れ dP の特徴は、

- (1) AF 方向オフセットに依存する。
- (2) 励振力に依存する。
- (3) $\log(f_n)$ に比例する。

とまとめることができ、位相がピークとなる周波数は実験条件で大きく変動する。これらの特徴から位相遅れ周波数を呈する固有振動モードは、接触状態で定まる剛性とレンズホルダの慣性モーメントで定まる振動モデルであると推定する。以下に、その近似モデルの妥当性を吟味する。

3・2 軸の接触特性と位相遅れ周波数

平面形サスペンションを有する本アクチュエータは上面でばね支持しているの、可動部の下面ではプラスチック製レンズホルダのスリーブとセンタピンに接触が起こり得る。ここをもう少し詳しく考察するため、スリーブ穴形状を図6に示す。成形時の熱収縮のため真円とはなっていないことがわかる。

そこで図6の断面形状をもとにスリーブとピンとの接触剛性をヘルツの接触問題⁽⁶⁾で推定し、発生周波数との関連を吟味する。図6の表面形状から(a)レンズ側では円柱と凹柱、(b)バランスウエイト側では円柱と凸柱の接触問題とモデル化した。おのおの場合での接触変形は、(a)の場合

$$\delta^3 = \frac{9}{16} \frac{r_1 + r_2}{r_1 r_2} \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)^2 P^2 \dots\dots\dots (1)$$

ここで、

- r : 接触柱の半径
- ν : ポアソン比
- E : 縦弾性係数
- P : 荷重

添字

- 1: ピン

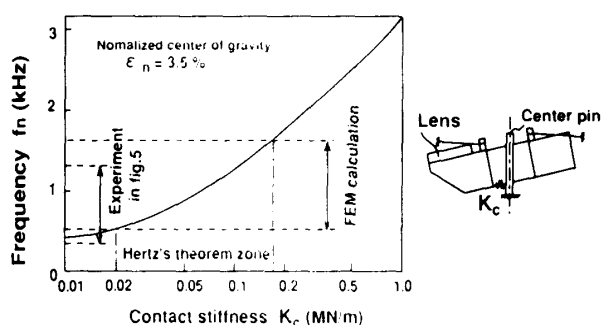


Fig. 7 Frequency characteristics of phase-delay peak with contact stiffness model

2: スリーブ

また(b)の場合は

$$\delta = \lambda \sqrt{\left(\frac{r_1 + r_2}{2r_1 r_2} \right) \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)} P \dots\dots\dots (2)$$

ここで、

λ : r_1/r_2 で決まる定数

となる。両式に可動部の材料(エンジニアリングプラスチック)定数は $E_1=10$ GPa, ピン部(SUS)は $E_2=210$ GPaである。さらに、図6の断面形状の実測値より、

(a) $r_1 = -2.0/2, r_2 = 2.01/2,$

(b) $r_1 = 2.0/2, r_2 = 10/2,$

とモデル化した。ここで、ケース(b) $r_2=10/2$ mm は表面形状の測定から凸柱が2個存在するとした。これらを式(1), (2)に代入し接触剛性を求めると表2となる。

すなわち接触剛性としては0.02~0.18 MN/mをとることが推定される。この値を使って有限要素法による位相遅れ周波数を計算し、そのときの接触剛性との関係を調べた結果を図7に示す。計算に際しては後述するアクチュエータの正規化アンバランス量 ϵ_n として3.5%を与えている。FEM計算において、接触剛

性は等価なばね要素として構造をモデル化した。実験における周波数変化は、図5より300 Hzから1.3 kHzであり、計算では400 Hzから1.6 kHzとなった。計算の周波数帯域が若干高めに推定され、図5の周波数変化の詳細な一致は検証できないが、接触剛性の存在が位相遅れを引き起こしていることがわかる。そして、そのときの接触剛性は表2の値をとることが予想される。

4. アクチュエータ位相遅れの振動モデルと改善

3章で位相遅れの特性とその発生要因が明らかとなった。そこで、本章ではアクチュエータの位相遅れに関して、振動モデルから考察し、特性適正化のための指針を得るとともに、シミュレーションで最適化条件を探索する。

4.1 二自由度振動モデル レンズアクチュエータの側面から見た構造を振動モデルとして記述し、3章で述べた位相遅れを考察する。

図8で示したAF(z)方向とピッチング(r)方向の二自由度振動系に対し、センタピンを中心とする図心Cを振動系の中心と考えた方程式は、

$$\begin{bmatrix} m & -m\varepsilon \\ -m\varepsilon & J \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{z} \\ \ddot{r} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k & -(ak) \\ -(ak) & k_r \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} z \\ r \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f \\ T \end{Bmatrix} \quad (3)$$

ここで、

- ε：重心位置
- a：支持点までの距離
- k：Z方向ばね定数 = k₁ + k₂
- m：アクチュエータ質量
- J：r_y方向慣性モーメント
- (ak)：a₁k₁ - a₂k₂
- k_r：r方向ばね剛性 = a₁²k₁ + a₂²k₂ + k_{cr}
- k_{cr}：接触剛性により発生したアクチュエータの回転方向ばね剛性

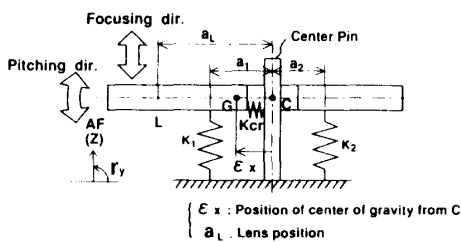


Fig. 8 Vibration model in 2 degrees of freedom considering contact stiffness

式(3)の見通しを得やすくするため、第1式をmで割り、第2式をJで割ることにより正規化する。この振動系が調和振動をするとして、式(3)を書き直すと、固有振動数問題は次式で得られる。

$$\begin{bmatrix} -\omega^2 + \omega_z^2 & \varepsilon\omega^2 - \omega_{12}^2 \\ \mu\varepsilon\omega^2 - \omega_{21}^2 & -\omega^2 + \omega_r^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} z \\ r \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (4)$$

ここで、

$$\omega_z^2 = k/m, \quad \omega_r^2 = k_r/J, \quad \omega_{12}^2 = (ak)/m, \quad \omega_{21}^2 = (ak)/J, \quad \mu = m/J$$

左辺にある係数行列の行列式を零とすることにより固有振動数方程式は次式となる。

$$\begin{aligned} &(-\omega^2 + \omega_z^2)(-\omega^2 + \omega_r^2) \\ &\quad - (\mu\varepsilon\omega^2 - \omega_{21}^2)(\varepsilon\omega^2 - \omega_{12}^2) \\ &= (1 - \mu\varepsilon)\omega^4 - \omega^2(\omega_z^2 + \omega_r^2 - \varepsilon\omega_{21}^2 - \mu\varepsilon\omega_{12}^2) \\ &\quad + \omega_z^2\omega_r^2 - \omega_{12}^2\omega_{21}^2 = 0 \quad (5) \end{aligned}$$

一方、並進と回転を非連成にするには、式(3)において非対角項を零とすることが、本アクチュエータの場合、理想的であり、そのとき式(3)は次式となる。

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & J \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{z} \\ \ddot{r} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k & 0 \\ 0 & k_r \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} z \\ r \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f \\ T \end{Bmatrix} \quad (6)$$

本式において、固有振動数は前述と同様な手続きを踏むと、

$$\begin{aligned} &(-\omega^2 + \omega_z^2)(-\omega^2 + \omega_r^2) \\ &= \omega^4 - (\omega_z^2 + \omega_r^2)\omega^2 + \omega_z^2\omega_r^2 \quad (7) \end{aligned}$$

となる。二つの方程式(5)と(7)の四乗、二乗、定数項の各係数を比較すると、並進挙動と回転挙動を非連成とする次の条件が見つけられる。

$$\left. \begin{aligned} 1 - \mu\varepsilon &= 1 \\ -\varepsilon\omega_{21}^2 - \mu\varepsilon\omega_{12}^2 &= 0 \\ -\omega_{12}^2\omega_{21}^2 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

式(8)の中身を吟味すると、第1式より、

$$\begin{aligned} \{\mu\varepsilon=0\} &\rightarrow \{m/J \times \varepsilon=0\} \text{であり、} \\ &\rightarrow \left\{ \begin{aligned} \text{① } m &: \text{軽くせよ} \\ \text{② } J &: \text{慣性モーメントを大きくせよ} \\ \text{③ } \varepsilon &: \text{バランスをとれ} \end{aligned} \right. \end{aligned}$$

という構造振動特性の最適化指針が得られる。また、式(8)の第2式および第3式より、

$$\{\mu\omega_{12}^2=0\} \rightarrow \{(ak)/J=0\}$$

これより(ak)→0、すなわち、④組立誤差を極力小さくせよ、もしくは第1式の②と同じ指針が得られる。

以上の挙動の非連成条件に構造を規定できればアクチュエータをAF方向に駆動しても回転(ピッチング)モードが励起されず、位相乱れのないFRFをもったアクチュエータの設計が可能となる。本アクチュエータの支持点は明確にした構造であり、④の支持点ばらつきは少ないと考える。また、①②はアクチュエータ

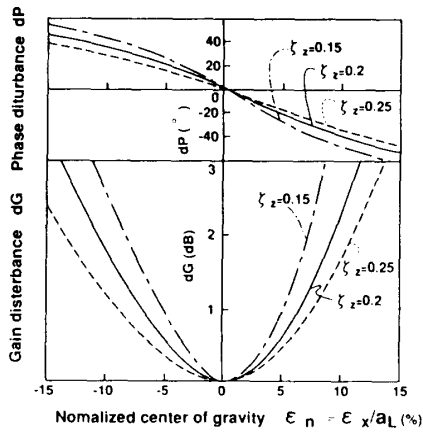


Fig. 9 Disturbance of FRF depending on center of gravity in AF direction (simulation)

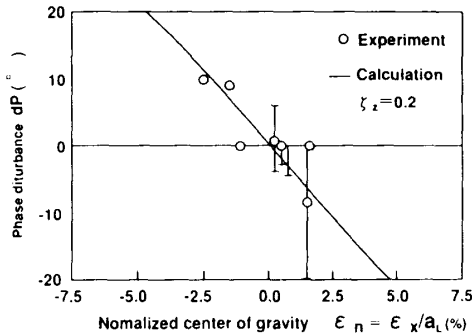


Fig. 10 Phase disturbance depending on center of gravity in AF direction

の方式にかかわる項目であり、ここでは取上げない。そこで、③のアンバランスに対する応答特性を評価し、構造最適化を図る。

4.2 アクチュエータの質量アンバランス応答

運動方程式(3)の定常応答を求める。その際、接触剛性は表3と図7を参考に、周波数が中間値となる値を採用する。また、最終的に評価すべきレンズ部の応答 $z_L(\omega)$ は、並進成分と同転成分の加算から

$$z_L(\omega) = z(\omega) + a_L \tan\{r_v(\omega)\} \dots\dots\dots (9)$$

である。また、サーボ系との関連を明確にするため、式(6)で記述された理想的なアクチュエータの応答 z_0 を、

$$z_0 = \frac{F_z/m}{-\omega^2 + 2\zeta_z\omega\omega_z + \omega_z^2} \dots\dots\dots (10)$$

ここで、

ω_z : AF(z)方向の最低次固有角振動数

とし、これからの変動で表現する。すなわち、位相遅れを示す固有振動数を ω_n とし、ゲイン変動 dG を、

$$dG \equiv 20 \log \left| \frac{z_L(\omega_n)}{z_0(\omega_n)} \right| \dots\dots\dots (11)$$

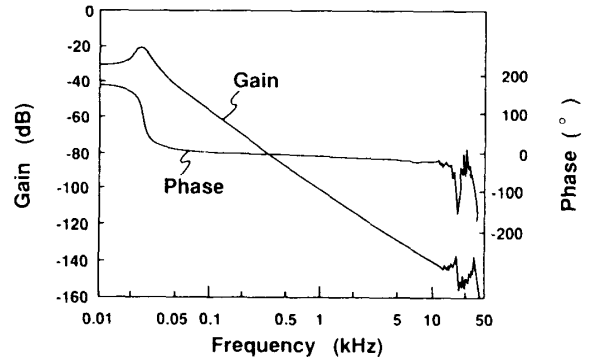


Fig. 11 FRF of an optimized actuator

また、位相変動 dP を、

$$dP \equiv \arg \left(\frac{z_L(\omega_n)}{z_0(\omega_n)} \right) \dots\dots\dots (12)$$

と定義する。

4.3 計算結果とアンバランス量の規定

応答変動および位相変動を、重心 ε を凶心からレンズまでの距離 a_L で割った、正規化アンバランス量 $\varepsilon_n = \varepsilon_x/a_L$ との関係で表現した計算結果を図9に示す。例えば、 $\zeta_z = 0.2$ で $\varepsilon_n = 5\%$ のとき、ゲイン変動は1 dB以下であるが位相変動は $\pm 20^\circ$ 近くにもなる。すなわち、位相変動はアンバランスに対する感度が高いことがわかる。図10には位相部分を拡大して表現してあり、実験値と比較して示す。ばらつきはあるものの両者はほどよく一致している。サーボ条件から位相回り量の規定を $\pm 10^\circ$ 以下とすると、 $\zeta_z = 0.2$ で、 ε_n は $\pm 2.0\%$ 以下の必要がある。

以上の規定条件を勘案し、ピッチング方向のバランスを図ったアクチュエータの周波数応答関数を図11に示す。0.1 kHz から 10 kHz の間に位相乱れのないFRFであることがわかる。また、高次の弾性共振に当たるゲインのピークは16 kHzにあり、当初の目的を達成していることもわかる。

5. 結 論

薄形高速のCD-ROM装置用二次元対物レンズアクチュエータの開発を行い、サスペンションを同一平面内に構成する新しい方式を提案した。このサスペンションは、センタピンを中心に放射状に配列され、それぞれは中間コイルばね部を有することを特徴とする。そして、以下の結論を得た。

- (1) 本アクチュエータの1 kHz帯域に発生する位相遅れ現象を解明し、その現象はレンズホルダのスリーブとピン間の接触剛性と、可動部の慣性モーメントで決まる振動モデルに表現できる。

(2) 位相乱れを回避するには正規化アンバランスを2%以内にする必要がある。

文 献

- (1) 日経パソコン, (1995 6), 234.
- (2) 例えば, 小倉学・ほか2名, モード設計法を利用した光ディスク装置の低振動化(第1報, モデリングと設計法の提案), 機講論, No. 930 9(1993), 612-619.
- (3) 三枝省三・ほか3名, 対物レンズアクチュエータ高次減衰の簡易評価法, 機論, 60 576, C(1994), 2664-2669.
- (4) 三枝省三・ほか3名, 位相半値幅法を用いた薄型光ディスク用駆動反力絶縁形対物レンズアクチュエータの開発, 精密工学会誌, 60 12(1994), 1731-1735.
- (5) 三枝省三・ほか3名, CDプレーヤ用二次元アクチュエータの方向連性振動, 機論, 57 537, C(1991), 1492-1497.
- (6) 梶原逸朗・ほか4名, 制御性を考慮した構造最適化法による光サーボ系の設計(第3報, 光ピックアップの開発への応用), 機論, 55 516, C(1989), 2045-2050.
- (7) 木目健治朗・ほか2名, 光ディスク装置におけるレンズアクチュエータの摩擦を考慮した評価, 精密工学会誌, 52 6(1992), 1017-1022.
- (8) 中原一郎, 材料力学, 下巻, (1966), 116-127, 養賢堂.