

変位拡大機構を有する圧電アクチュエータの解析と制御*

長屋幸助^{*1}, 井開重男^{*1}, 福島俊之^{*2}
来栖明法^{*3}, 横本弘^{*4}Analysis of a Piezoelectric Actuator
with a Displacement Enlargement Mechanism and Its ControlKosuke NAGAYA, Sigeo IKAI, Toshiyuki FUKUSHIMA,
Akinori KURUSU and Hiroshi KASHIMOTO

A solid-type piezoelectric actuator generates a large force, but the generated displacement is significantly small. In particular, the actuator has a large hysteresis between a control voltage and the control displacement. Hence the application of the actuator has been limited to some special areas. This paper presents a linear piezoelectric actuator without hysteresis. The actuator presented has linearization control circuits and a displacement enlargement mechanism made of elastic hinges, so that the generated displacement is in the range of displacements required for vibration control of machines. To control the actuator, a displacement sensor is used in general, but one of the ends of the sensor must be fixed to a wall. This implies that the application of the actuator is limited. Hence in this paper, an acceleration sensor is used instead of the displacement sensor. This enables us to use the actuator as a conventional linear actuator. Theoretical analysis was given, then experimental tests were carried out to validate the method and the analysis.

Key Words: Dynamics of Machinery, Control, Linearization, Piezoelectric Actuator, Displacement Enlargement, Linear Actuator, High Speed Actuator

1. 緒 言

近時メカトロニクスの発展とともに、種々のアクチュエータの開発が行われ、さまざまな制御法が開発されている。アクチュエータとしては、モータが最も基本的なものであるが、振動制御等の高速制御に対しては、応答速度の点に問題があり、動電コイル形⁽¹⁾、磁気浮上形⁽²⁾等の電磁アクチュエータの応用が検討されてきている。しかし電磁アクチュエータを用いた場合、発生力、発生変位ともに大きくとれるが、磁気剛性が弱く、またコイルあるいは磁石をアクチュエータの可動子として用いるため、その慣性力により高振動数の制御が難しくなる。一方、圧電アクチュエータは電磁アクチュエータに比べて小形できわめて高い応答速度を有し⁽³⁾、しかも使用法が簡便であるため、近時その特性を生かした制御の研究が盛んに行われている。

圧電アクチュエータのなかでも、積層形アクチュエータは剛性がきわめて高く、発生力も大きく、高速応

答性も優れている等の長所がある反面、発生変位が数～20 μm ときわめて小さく、かつ制御電圧と操作変位の間に強い履歴特性を有する。したがって、そのまま用いた場合は正しい制御ができないのみならず、被制御体の固有振動数以外の非線形振動を誘起する可能性があるため、厳密な意味で線形制御理論が適用できない等の欠点がある。いずれにしても発生変位が小さいため、極微小の防振制御には適しているが⁽⁴⁾、ある程度の変位を有する一般の機械振動等を制御する本格的なアクチュエータとしては、まだ適用できる段階ではないように受けられる。近時圧電アクチュエータの数倍の発生変位を有し、かつ高速で高い発生力を有する超磁わいアクチュエータも開発され、応用されるようになつたが⁽⁵⁾、それでも発生変位は一般的な実用域に達しておらず、高価で、かつ磁気発生用のコイルを必要とするためアクチュエータが大型になる。

本報では、以上を考慮して小形で使い方も簡単な積層形圧電素子を使用し、剛性が高く、機械振動等で実際に発生する変位量(1～100 μm 程度)をカバーしつつ、発生力も十分にあり履歴特性もなく、かつ高速応答性を有する実用的なアクチュエータを検討する。圧電アクチュエータを開発する場合、圧電素子には上述のような履歴特性があり、その線形駆動制御が必要とな

* 原稿受付 1995年6月26日。

^{*1} 正員、群馬大学工学部 (☎ 376 桐生市天神町1-5-1)。^{*2} 学生員、群馬大学大学院。^{*3} 群馬大学大学院。^{*4} 正員、群馬高等専門学校 (☎ 371 前橋市鳥羽町580)。

る。線形駆動制御の最も一般的な方法は、圧電素子の出力端の変位を計測しフィードバックする方法であるが、これではアクチュエータの駆動中に動きのない変位センサの支持(取付壁)が必要であり、アクチュエータを機器に接続する場合に装置が大型化かつ複雑になる。この難点を解決するために江・長南ら⁽⁶⁾は履歴特性を数式化し、それを用いたオープンループ線形駆動の方法を提案し、簡便な制御回路による圧電素子の線形駆動を可能にした。しかし弾性材と組合せた本報の機構では圧電素子の履歴に加え、変位拡大機構のてこによる弾性振動が組合されたために、オープンループによる線形駆動は非常に困難となる。一方従来の変位センサを用いた閉ループ制御では上述のようにアクチュエータを機器にそのまま組込むことが困難となる。そこで本報では、変位センサの代わりにアクチュエータに直接搭載できる加速度センサを用いた閉ループ制御による変位拡大機構を有する線形アクチュエータを提案し、その解析と制御法について検討した。すなわち提案したアクチュエータについて伝達マトリックス法を用いて静的特性を解析し、モデル化し数値シミュレーションを行うことにより動的特性を解析した。また数値シミュレーションの結果を実験値と比較することにより、本理論解析法の妥当性を検討した。

2. 変位拡大機構の解析

2・1 変位拡大機構 本研究で用いる変位拡大機構の一例を図1に示す。この機構には一体切欠構造の弾性ヒンジによる弾性てこ機構を使用しており、通常のてこ支点の欠点である機械的遊びが存在しないことが特徴である。本機構は岩附⁽⁷⁾により提案されたものであるが、弾性振動を考慮した高速のアクチュエータ

としての基礎解析とその制御法は確立していない。本例の場合、変位拡大機構は4倍の弾性てこを二つ組合せ、入力変位に対し変位拡大率 $\alpha=16$ となるように設計されている。材料は軟鋼で、ヒンジ部の円弧切欠および溝は縦フライス盤を使用してエンドミルによる切削加工で製作してある。本機構で圧電素子は図1のAの部分に挿入され、圧電素子が伸縮するとその変位がてこにより拡大され、点Bの出力となって現れる。

2・2 理論解析

2・2・1 変位拡大機構のモデル化 図1の変位拡大機構を解析し、系の固有振動数および変位拡大率と剛性を求めるために、図2のようにモデル化する。変位拡大機構をI系とII系に分ける。図1の変位拡大機構のAの部分は、解析モデルの Point No. 1 in system I に対応し、Bの部分は Point No. 3 in system II に対応している。また、Point No. 0 は各てこの支点であるヒンジ部分を示し、Point No. 2 は I 系と II 系をつなぐヒンジ部(以後結合点と呼ぶ)を、Point No. 3 は各てこの端点を示したものである。

モデル化するときに変位拡大機構のヒンジ部を縦方向と回転方向に剛性を有するばねに置き換える。結合点も、他のヒンジ部と同様にばねに置き換える。またはりの部分は、集中質量と質量のないせん断変形を考慮した曲げ剛性を有する厚肉はりに置き換える。集中質量の個数はI系を9個、II系を8個に分割した。

2・2・2 伝達マトリックス 先にモデル化した要素をマトリックスとして表す。質量のない弾性はりについて、点i-1と点iの間の要素を二つの変位量、たわみ w と傾斜 ϕ とそれに対する力の成分、曲げモーメント M とせん断力 V を用いてマトリックスで表す。状態量ベクトルを Z 、はりの格間マトリックスを

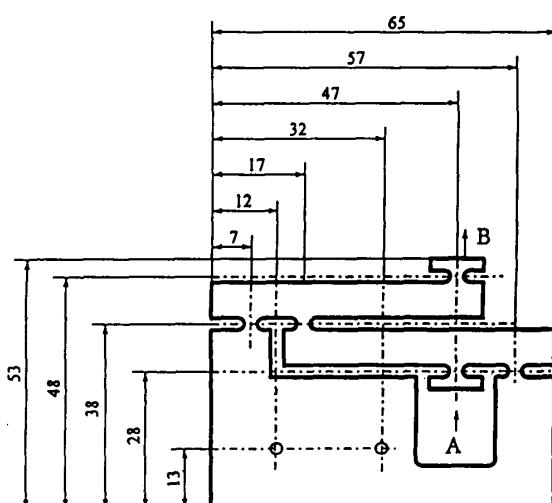


Fig. 1 Displacement enlargement mechanism

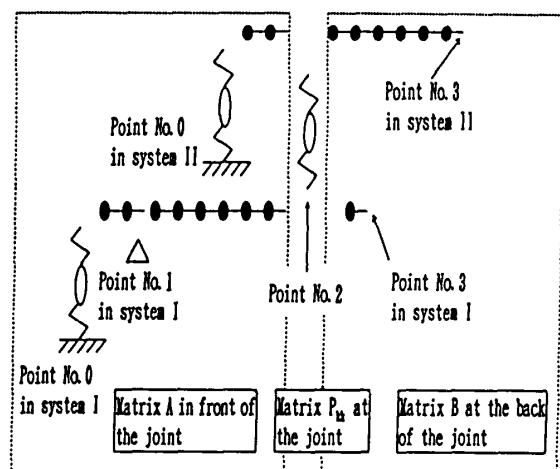


Fig. 2 Analytical model of displacement enlargement mechanism

F_i とすると

$$\begin{bmatrix} -w \\ \psi \\ M \\ V \\ 1 \end{bmatrix}_i^L = \begin{bmatrix} 1 & l & \frac{l^2}{2EJ} & \frac{l^3}{6EJ} - \frac{l}{GA_s} & 0 \\ 0 & 1 & \frac{l}{EJ} & \frac{l^2}{2EJ} & 0 \\ 0 & 0 & 1 & l & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}_i^L$$

$$\times \begin{bmatrix} -w \\ \psi \\ M \\ V \\ 1 \end{bmatrix}_{i-1}^R \quad \dots \dots \dots \quad (1)$$

$$Z_i^L = F_i Z_{i-1}^R \quad \dots \dots \dots \quad (2)$$

ここに l は部材の長さ [m], EJ は曲げ剛性 [N·m²], $GA_s = GA/K_s$ はせん断剛性 [N], K_s はせん断係数である。

質量について、点 i において左右の状態量ベクトル Z_i^R と Z_i^L をつなぐ質量の格点マトリックス P_{mi} は

$$\begin{bmatrix} -w \\ \psi \\ M \\ V \\ 1 \end{bmatrix}_i^R = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & l & 0 \\ m\omega^2 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}_i^R \begin{bmatrix} -w \\ \psi \\ M \\ V \\ 1 \end{bmatrix}_i^L \quad \dots \dots \dots \quad (3)$$

$$Z_i^R = P_{mi} Z_i^L \quad \dots \dots \dots \quad (4)$$

ここに m_i は集中質量 [kg], ω は角振動数 [rad/s] である。

また縦方向と回転方向に剛性を有するばねについて、点 i におけるばねの格点マトリックス P_{ki} は

$$\begin{bmatrix} -w \\ \psi \\ M \\ V \\ 1 \end{bmatrix}_i^R = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_\psi & 1 & l & 0 \\ -K_w & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}_i^R \begin{bmatrix} -w \\ \psi \\ M \\ V \\ 1 \end{bmatrix}_i^L \quad \dots \dots \dots \quad (5)$$

$$Z_i^R = P_{ki} Z_i^L \quad \dots \dots \dots \quad (6)$$

ここに K_w は縦方向のばね定数 [N/m], K_ψ は回転ばね剛性 [N·m/rad] である。

結合点のばねについても縦方向と回転方向に剛性を有するばねの場合と同様に考えると、結合点のばねの格点マトリックス P_{ki} は

$$\begin{bmatrix} I \\ -w \\ I \\ \psi \\ I \\ M \\ V \\ II \\ -w \\ II \\ \psi \\ II \\ M \\ II \\ V \\ 1 \end{bmatrix}_i^R = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_\psi & 1 & 0 & 0 & 0 & K_\psi & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -K_w & 0 & 0 & 1 & K_w & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_\psi & 0 & 0 & 0 & 0 & K_\psi & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ K_w & 0 & 0 & 0 & -K_w & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}_i^R \begin{bmatrix} I \\ -w \\ I \\ \psi \\ I \\ M \\ V \\ II \\ -w \\ II \\ \psi \\ II \\ M \\ II \\ V \\ 1 \end{bmatrix}_i^L$$

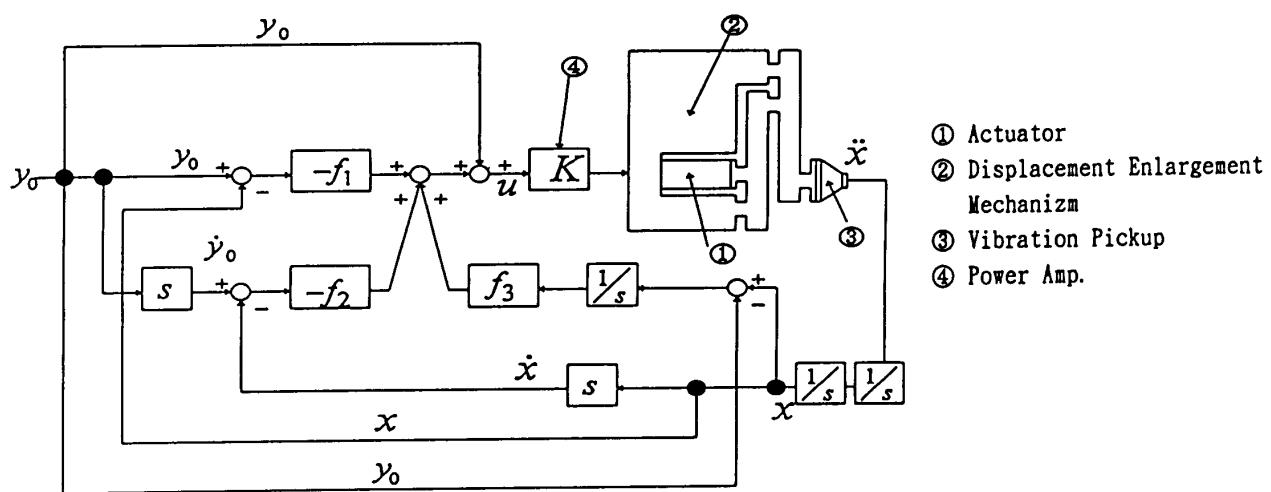


Fig. 3 Block diagram of the system

$$\begin{array}{c|l}
\begin{matrix} \text{I} \\ -w \\ \text{I} \\ \phi \\ \text{I} \\ M \\ \text{I} \\ V \\ \times \end{matrix} & \left[\begin{array}{l} \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \end{array} \right]^L \\
\begin{matrix} \text{II} \\ \\ -w \\ \text{II} \\ \phi \\ \text{II} \\ M \\ \text{II} \\ V \\ 1 \end{matrix} & \left[\begin{array}{l} \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \end{array} \right]_L
\end{array} \quad (7)$$

$$Z_i^R = P_{kk} Z_i^L \quad (8)$$

2・2・3 系の状態量ベクトルの解析 解析方法は図2の系を結合点より前、結合点、結合点より後の三つの部分に分けてそれぞれ解析し、最終的に系の状態量ベクトルを求める。結合点前のマトリックスを A 、結合点のマトリックスを P_{kk} 、結合点後のマトリックスを B とおき、初期状態量ベクトルを Z_0 とすると、出力端の状態量ベクトル Z_3 は次のように求められる。

$$Z_3 = BP_{kk}AZ_0 \quad (9)$$

2・2・4 固有振動数および変位拡大率、剛性の解析 初期状態量ベクトル Z_0 は、

$$\begin{aligned} Z_0 &= \begin{pmatrix} \text{I} & \text{II} \\ Z_0 & Z_0 \\ 1 & \end{pmatrix} \\ &= \begin{pmatrix} \text{I} & \text{I} & \text{II} & \text{II} \\ -w_0 & \phi_0 & 0 & 0 \\ -w_0 & \phi_0 & 0 & 0 \\ 1 & & 1 & \end{pmatrix} \quad (10) \end{aligned}$$

である。固有振動数と変位拡大率を解析するときの系の境界条件は

$$I \quad I \quad II \quad II \\ M_3 = V_3 = M_3 = V_3 = 0 \quad (11)$$

また剛性を解析するときの系の境界条件は

$$I \quad I \quad II \quad II \\ M_3 = V_3 = -w_3 = \phi_3 = 0 \quad (12)$$

である。以上の三つの式を用いて固有振動数、変位拡大率および剛性が求められる。なお剛性マトリックスを求めるときは力の作用する格点で、格点マトリックス [式(3)] の4行5列に荷重の大きさを入れ、これより出力端の変位を求め、剛性を計算する。

3. 制御システムの解析

3・1 制御式 本研究では変位拡大機構の出力信号を入力信号に追従させるために、PID制御によって変位拡大機構の制御を行う。本システムのブロック線図を図3に示す。図3において圧電素子①に目標入力電圧を加え、それに対する拡大された目標変位を変位拡大機構の先端③で得ることを考える。入力を調和入力として、以下制御時の解析を行う。アクチュエータの出力変位 $w[m]$ を出力電圧値 $x[V]$ で表すと

$$x = aw, \dot{x} = aw \quad (13)$$

ここに a は変位の電圧換算率[V/m]である。

また圧電素子の操作力 $P = P(t)[N]$ と入力電圧 V [V]の関係は

$$P(t) = a_0 V^3 + a_1 V^2 + a_2 V + a_3 \quad (\text{電圧増加時})$$

$$P(t) = b_0 V^3 + b_1 V^2 + b_2 V + b_3 \quad (\text{電圧減少時})$$

$$\dots \quad (14)$$

したがって一自由度系の運動方程式は、パワーアンプゲインを K 、変位拡大機構の変位拡大率を F とすると

$$m_e \ddot{w} + c_e \dot{w} + k_e w = \frac{K}{F} P_c(t) \quad (15)$$

ここに、 m_e は変位拡大機構を含めた系を1自由度近似したときの等価質量[kg]、 c_e は等価粘性減衰係数[N·s/m]、 k_e は等価ばね定数[N/m]、 P_c は制御時の操作力[N]、 w はアクチュエータの先端変位(図1の点B)[m]である。

式(15)の系に目標変位波形 $y_0 = y_0(t)$ (電圧換算値[V])を入力すると、式(14)のような非線形性のため出力波形は入力波形に対してひずんだ形になる。すなわち目標波形 $y_0(t)$ を入力したとき、無制御のままではあたかもひずんだ入力波形 $y = y(t)$ (電圧換算値[V])を与えたときに得られるようなひずんだ出力波形 $aw = aw(t)$ (電圧換算値[V])がアクチュエータの出力端(図1の点B)で得られる。そこで本研究では図3のブロック線図に従い、PID制御を施し、出力 $aw(t)$ を $y_0(t)$ に近づけることを考える。PID制御により圧電素子に入力される電圧は、

$$V = y_0 - f_1(y_0 - aw) - f_2(\dot{y}_0 - a\dot{w})$$

$$+ f_3 \int_0^t (y_0 - aw) dt \quad (16)$$

となる。ここに f_1 、 f_2 、 f_3 はそれぞれ P 制御、 D 制御、 I 制御のフィードバックゲインである。この電圧を圧電素子に入力したときの操作力 $P_c(t)$ は、例えば電圧増加時には式(16)を式(14)の第1式に代入したものとなる。すなわち

変位拡大機構を有する圧電アクチュエータの解析と制御

$$\begin{aligned} P_c(t) = & a_0 y_0^3 + a_1 y_0^2 + a_2 y_0 + a_3 \\ & - \{f_1(y_0 - aw)\}^3 + \dots \\ & - a_2 f_1(y_0 - aw) - a_2 f_2(\dot{y}_0 - aw) \\ & + a_2 f_3 \int_0^t (y_0 - aw) dt \end{aligned}$$

なお

$$y(t) = (1/a_2)(a_0 y_0^3 + a_1 y_0^2 + a_2 y_0 + a_3)$$

である。フィードバックを施した場合、 y_0 を aw に近づけているので、偏差 $(y_0 - aw)$, $(\dot{y}_0 - aw)$ は非線形な入力波形 $y(t)$ に比べて小さくなる。したがって高次の項は無視できると考え、フィードバックについては線形項のみを考える。また十分に制御が行われた状態では y_0 と y は近い値でありその偏差は小さいので、 $(y_0 - aw) \cong (y - aw)$, $(\dot{y}_0 - aw) \cong (\dot{y} - aw)$ と近似する。上記のような仮定により式(16)のフィードバック制御のあるときの入力電圧に対し、操作力 $P_c(t)$ は近似的に

$$\begin{aligned} P_c(t) = & a_2 \left\{ y - f_1(y - aw) - f_2(\dot{y} - aw) \right. \\ & \left. + f_3 \int_0^t (y - aw) dt \right\} \quad \dots \dots \dots (17) \end{aligned}$$

と置くことができ、したがって式(17)を式(15)に代入し、運動方程式は

$$\begin{aligned} m_e \ddot{w} + c_e \dot{w} + k_e w \\ = \frac{Ka_2}{F} \left\{ y - f_1(y - aw) - f_2(\dot{y} - aw) \right. \\ \left. + f_3 \int_0^t (y - aw) dt \right\} \quad \dots \dots \dots (18) \end{aligned}$$

式(18)は一見すると、変位拡大機構を有するアクチュエータの出力波形 aw を非線形入力波形 y に近づけるような形式になっているが、フィードバック制御時には式(18)の右辺第3項で履歴特性を消すために、 y は線形化され結局 y は目標入力 y_0 に近づく。したがって式(18)の解は小さなフィードバックゲイン($f_1 \sim f_3$)を用いたときは、履歴特性を表す非線形の解になり、($f_1 \sim f_3$)を大とすると線形に近い解が得られ、その中間では解の精度は悪くなるが、無制御から十分に制御された領域まで、履歴特性の影響を含んだ式が得られる。この場合無制御状態に近いところおよび十分な制御を有するところを対象としたときは、実用上十分な精度の解が得られるものと思われる。式(17)は $y(t)$ のみを時間に関して非線形とし、式そのものは線形化したものである。すなわち目標波形 $y_0(t)$ が圧電素子の非線形性によりひずみを与えられ非線形波形 $y(t)$ となり、それが線形アクチュエータに入力された場合と同様の式になるので、通常の線形問題と同様にラプラス変換法が適用できる。式(18)をラプラス変換

すると

$$\bar{w} = \frac{g_2 s^2 + (Ka_2/F + g_1)s + g_3}{m_e s^3 + (c_e + g_2 a)s^2 + (k_e + g_1 a)s + g_3 a} \bar{y} \quad \dots \dots \dots (19)$$

ここに

$$g_1 = -\frac{Ka_2 f_1}{F}, \quad g_2 = -\frac{Ka_2 f_2}{F}, \quad g_3 = \frac{Ka_2 f_3}{F} \quad \dots \dots \dots (20)$$

上式で $y(t) = y_0(t)$ とおけばもちろん線形アクチュエータの式に一致する。ところで入力 $y(t)$ と操作力 $P(t)$ の関係は式(14)のように非線形であるため、このままでは解析的に扱えないでのフーリエ展開を用いて解析を行う。すなわち式(14)より $P(t)$ を時刻 $0 \sim T_0$ まで計算し $0 \sim T_0$ の区間でフーリエ展開すると

$$P(t) = \sum_{n=0}^{\infty} \left\{ \varepsilon_n c_n \cos \frac{2n\pi}{T_0} t + c'_n \sin \frac{2n\pi}{T_0} t \right\} \quad \dots \dots \dots (21)$$

ここに

$$\begin{aligned} c_n &= \frac{2}{T_0} \int_0^{T_0} P(t) \cos \frac{2n\pi}{T_0} t dt, \\ c'_n &= \frac{2}{T_0} \int_0^{T_0} P(t) \sin \frac{2n\pi}{T_0} t dt \\ \varepsilon_n &= \frac{1}{2} \quad (n=0), 1(n \geq 1) \end{aligned}$$

もし $t=0$ で $P(0)=0$, $t=T_0$ で $P(T_0)=0$ となるよう

にフーリエ展開を行う区間を取ると $\varepsilon_0=0$ となり $n=1$ から取ればよいことになるので、式(21)は

$$P(t) = \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ c_n \cos \frac{2n\pi}{T_0} t + c'_n \sin \frac{2n\pi}{T_0} t \right\} \quad \dots \dots \dots (22)$$

アクチュエータが動き出してから十分に時間がたった後では、定常解のみが残る。また本解析では $P(t)$ の非線形性による影響を $y(t)$ に含ませて考えているので、定数 e を用いて $P(t)=ey(t)$ ($e=a_2 \cong b_2$)と書くことができる。この関係を式(19)に代入し \bar{w} の振幅 A_n を求める

$$A_n = G_n(j\omega) c_n / e \quad \dots \dots \dots (23)$$

Table 1 Dimensions used in the numerical simulation

Equivalent mass	[kg]	9.286
Equivalent spring constant	[N/m]	3.096×10^7
Equivalent damping coefficient	[N · s/m]	7.7×10^3
Enlargement ratio		8.6
Gain of power amplifier		10.0
Ratio of voltage to displacement	[V/m]	1.0×10^5

ここに周波数伝達関数 $G_n(j\omega)$ ($\omega = 2n\pi/T_0$) は,

$$\begin{aligned} G_n(j\omega) = & \left[\{-g_2(2n\pi/T_0)^2 + g_3 \right. \\ & + j(Kc/F + g_1)(2n\pi/T_0)\} \\ & / \{g_3a - (c_e + g_2a)(2n\pi/T_0)^2\} \\ & \left. + j\{-m_e(2n\pi/T_0)^3 + (k_e + g_1a)(2n\pi/T_0)\} \right] \end{aligned} \quad (24)$$

すなわち式(23)の右辺第1項で加振した場合には $A_n = G_n(j\omega)C_n/e$, 同様に右辺第2項で加振した場合には $A'_n = G_n(j\omega)C'_n/e$ となる。

よってアクチュエータ先端の変位 $w(t)$ はこれら二つを足し合せて

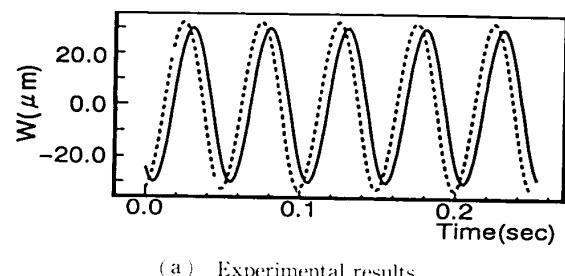
$$\begin{aligned} w(t) = & P(t)G_n(j\omega) \\ = & \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ |A_n| \cos \left(\frac{2n\pi}{T_0} t + \phi_{1n} \right) \right. \\ & \left. + |A'_n| \sin \left(\frac{2n\pi}{T_0} t + \phi_{2n} \right) \right\} \end{aligned} \quad (25)$$

ここに,

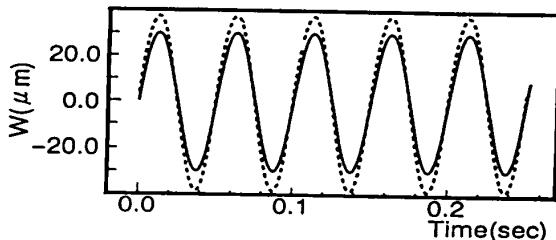
$$\phi_{1n} = \tan^{-1} \left\{ \frac{\text{Im}(A_n)}{\text{Re}(A_n)} \right\}, \quad \phi_{2n} = \tan^{-1} \left\{ \frac{\text{Im}(A'_n)}{\text{Re}(A'_n)} \right\} \quad (26)$$

Table 2 Analytical results of displacement enlargement mechanism

	Experiment	Theory
Eigenfrequency [Hz]	about 300	291.6
Enlargement ratio	8.8	8.6
Rigidity [N/m]	3.216×10^7	3.096×10^7



(a) Experimental results



(b) Theoretical results

Fig. 4 Uncontrolled waves (frequency = 20 Hz)
(--- : Input wave, : Output wave)

であり、Re は実部を表し、Im は虚部を表す。また、

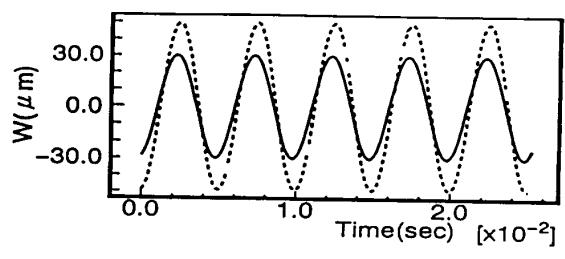
$$|A_n| = \sqrt{\text{Re}^2 + \text{Im}^2} \quad (27)$$

4. 実験および数値シミュレーション

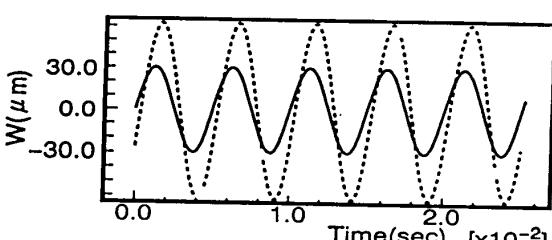
4・1 実験方法 図3に示すように加速度センサによって変位拡大機構の出力端の加速度を検出す。今回使用した加速度センサは直径12 mm, 高さ22 mmのもので、このセンサを変位拡大機構の出力端に接着剤で取付けた。実際には変位拡大機構にセンサをねじ止めすることが望ましいと思われるが、本研究では変位拡大機構の特性に影響を与えることを考慮し、接着式で実験を行った。検出した加速度をチャージアンプで変位信号に変換した後、信号を二つに分岐し、一方を積分回路で積分信号に変換しDSPに入力する。ここでファンクション・ジェネレータの発信している目標信号を同時にDSPに取り込み、式(16)のフィードバック項を計算し出力する。この信号と目標信号を加算回路で加算して制御信号とし、パワーアンプで圧電素子を駆動できる電圧まで増幅したところで、圧電素子に帰還させ出力信号を制御する。

4・2 数値シミュレーション 数値シミュレーションは式(25)を用いて行った。式(25)で用いる各定数は伝達マトリックス法を用いて求めた固有角振動数 ρ [rad/s], 系の剛性 k [N/m], 系の拡大率 α である。また系の剛性 k を等価剛性 k_e とすると、等価質量 m_e [kg] は次式より求められる。

$$\rho = \sqrt{\frac{k_e}{m_e}} \quad (28)$$



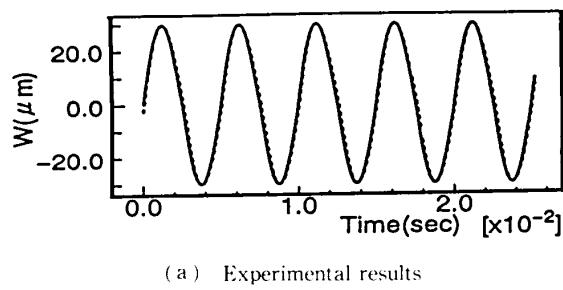
(a) Experimental results



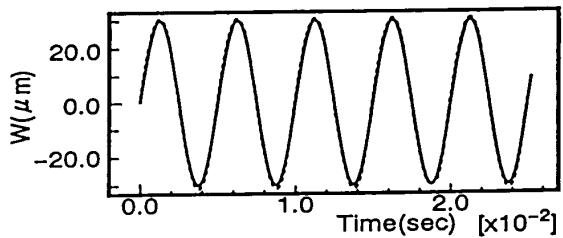
(b) Theoretical results

Fig. 5 Uncontrolled waves (frequency = 200 Hz)
(--- : Input wave, : Output wave)

パワー・アンプゲイン K と変位の電圧換算率 a [V/m] は実験と同じ値を用い、等価粘性係数 c_e [N·s/m] は理論的に求めるのが非常に困難であるので実験値をもとに求めた。各定数を表 1 に示す。また式(14)の各係数は実験に用いた圧電素子の特性より、 $a_0 = 5.423 \times 10^{-5}$, $a_1 = 1.014 \times 10^{-1}$, $a_2 = 3.420 \times 10^1$, $a_3 = -9.425 \times 10^2$, $b_0 = 2.355 \times 10^{-3}$, $b_1 = -1.530 \times 10^{-1}$, $b_2 = 3.211 \times 10^1$, $b_3 = 1.360 \times 10^2$ となった。なお本理論では $a_2 = b_2$ としているが、実際には上記のように a_2 と b_2 の間に若干の差異が認められる。

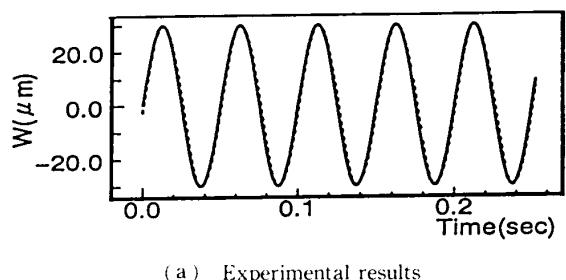


(a) Experimental results

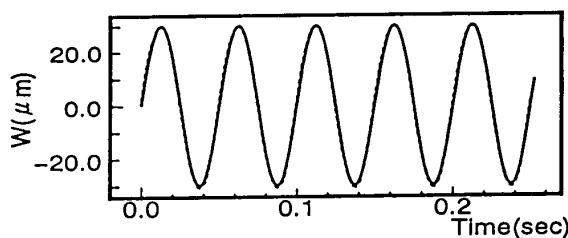


(b) Theoretical results

Fig. 6 Controlled waves (frequency = 20 Hz)
(— : Input wave, : Output wave)



(a) Experimental results



(b) Theoretical results

Fig. 7 Controlled waves (frequency = 200 Hz)
(— : Input wave, : Output wave)

5. 実験結果および数値シミュレーション結果

5・1 固有振動数と変位拡大率、剛性 表 2 に変位拡大機構の固有振動数、変位拡大率および剛性の実験結果と理論解析結果を示す。実験において固有振動数は音響を利用して求めた。圧電素子へ印加される最大電圧を 60 V とし、ファンクション・ジェネレータから送られる周波数を徐々に高くしていく、アクチュエータの振動音が一番大きくなつたところを固有振動数とした。この方法で得られた固有振動数は約 $f = 300$ Hz であった。この方法では固有振動数を正確には求めることはできないが、センサ重量の影響がなく操作

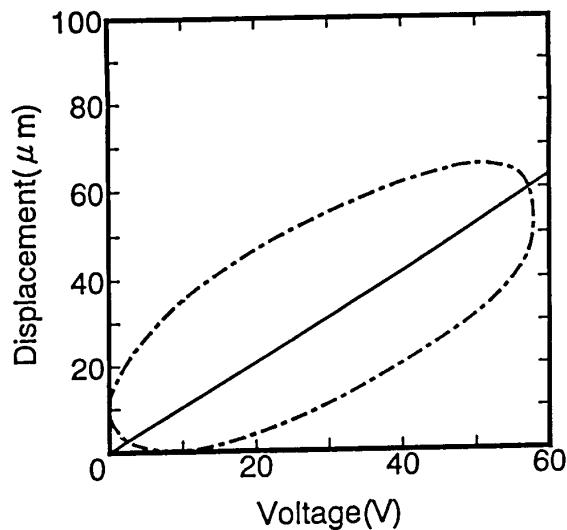


Fig. 8 Output displacements versus input voltages for frequency = 20 [Hz]
(— : Controlled, - - - : Uncontrolled)
(frequency = 20 Hz)

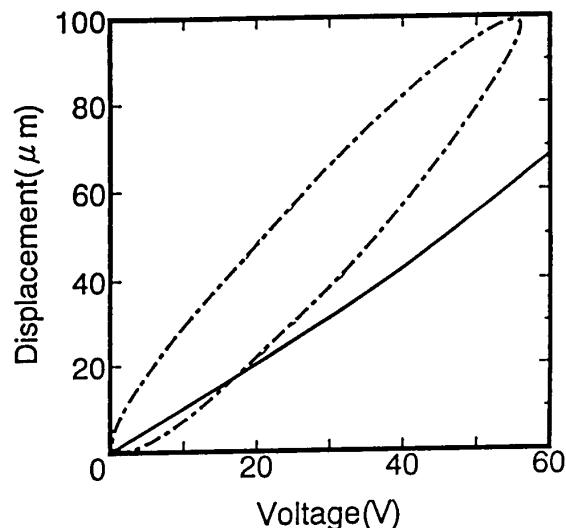


Fig. 9 Output displacements versus input voltages for frequency = 200 [Hz]
(— : Controlled, - - - : Uncontrolled)
(frequency = 200 Hz)

も簡単である利点がある。実験値と理論解析値を比較するとほぼ一致しており固有振動数の解析方法は妥当であると考えられる。

また変位拡大率と剛性を比較すると、こちらも固有振動数の場合と同等に実験値とほぼ一致しており、良好な結果が得られている。ヒンジ部の剛性を無視した単純なこととした計算による変位拡大率は $\alpha=16$ になるように設計されているが、実験では設計値に比べ約 45%、理論解析値では約 46% 低下している。これは二つのはりの結合部のヒンジ部の回転剛性により I 系のはりの回転が抑制されていることがおもな原因と考えられる。したがって本系の設計では単純なこと理論による設計ができず、本解析のような弾性を考慮した設計が必要であることがわかる。

5・2 系のフィードバック制御

5・2・1 無制御時 図 4, 5 にアクチュエータの駆動周波数が小さい場合(20 Hz)および高い場合(200 Hz)の 2 例について、無制御時の変位拡大機構の出力端での変位の時刻歴応答波形を示す。図中(a)が実験結果であり、実線が目標波形を表し破線が出力波形を表す。これらの図よりまず低周波域(20 Hz)では、変位拡大機構部分の弾性振動の影響が小さいため、目標波形と出力波形の振幅に大きな差はないが、高周波域(200 Hz)になると変位拡大機構部分の弾性振動が大きくなり、入力波形と出力波形の振幅に大きな差が認められる。また位相についても、目標波形に対して出力波形は低周波域では進み高周波域では遅れる傾向にある。これらの原因是二つ考えられる。一つは変位拡大機構を取付けたことによる弾性振動の影響であり、振動数が大きくなるにつれて誤差が大きくなる主要因になっている。またもう一つは圧電素子の履歴特性であると考えられる。そこで図 8, 9 に履歴特性について圧電素子への入力電圧とアクチュエータの出力変位に関するリサーチュ图形を示した。図に示されるように、アクチュエータが伸びる場合と縮む(元に戻る)場合には、その経路に大きな差があり、低周波数でも高周波数でも大きな履歴特性が存在することがわかる。一方本解析の妥当性を検証するために、理論結果を図 4, 5 の(b)に示す。低周波数域で若干実験値との違いが認められるものの、高周波数域では両結果は、よく一致しており、全体的には実験結果とほぼ一致しているといえる。すなわち本解析のようなモデリングで本アクチュエータの解析ができることがわかる。また理論あるいは実験の両場合とも無制御時においては、履歴特性が大きく、かつ弾性振動の影響により、入力波形と出力波形に大きな差異が生じ、このままではアクチュ

エータとしては利用できず、なんらかの制御が必要であることがわかる。

5・2・2 制御時 上述の弾性振動を抑制し、かつ履歴特性を解消するため、前述のような PID 制御を施した実験を行った。すなわち PID 制御において比例制御(P 制御)を施すと出力変位を増減させることができ、微分制御(D 制御)で位相差を改善しつつ振動抑制ができ、かつ積分動作(I 制御)で波形を改善しつつ履歴特性を消失させることができる。一般の振動制御では、PD 動作で足りる場合が多いが、本例のような履歴のある非線形系を線形系に直すには I 動作が必要である。得られた実験波形を図 6, 7 に示す。これらの図でも実線が目標波形、破線が出力波形であるが、周波数の高低にかかわらず両者は位相も含めて完全に一致している。また理論結果についても目標波形と出力波形は完全に一致し、その違いを図に表せないほどである。一方、図 8, 9 の実線で表される直線は制御を施した場合の圧電素子への入力電圧とアクチュエータの出力変位の関係を表した実験結果であり、破線は無制御時の実験値である。両図とも本制御を施した場合、入力と出力は完全な線形関係を保ち、線形駆動が正しく行われていることがわかる。

以上より本アクチュエータで上述のような制御を行うと、高速(300 Hz 程度まで)で、かつ圧電アクチュエータとしては大変位(0~100 μm 程度)の線形駆動ができることがわかる。

6. 結 言

本研究は、本来微小な変位の制御に用いられる圧電素子に変位拡大機構を取り付け、出力変位を増大させた高速アクチュエータを開発したものである。その内容を要約すると

(1) 通常のアクチュエータと同様、各種機器への組込みが容易なように、取付壁の不用な加速度センサをアクチュエータの出力端に取付け、実用上必要とされる数十 μm~100 μm 程度の変位出力を有し、300 Hz 程度の高速応答性を有し、かつ線形駆動の可能なアクチュエータを提案した。

(2) 本アクチュエータの設計に必要な変位拡大機構については、てこ部分を厚肉弹性はりとみなし、せん断変形も考慮した伝達マトリックスを作成して解析し、その設計法を与えた。

(3) 実際に実験を行い、解析結果との比較検討を行った。その結果、本アクチュエータは上記の目的に十分合致する性能を有することを確認し、かつ解析法も妥当な結果を与えていていることを確認した。

文 献

- (1) 江連勝彦・背井一登, 機論, **60**-571, C(1994), 788-795.
(2) Nagaya, K. and Arai, N., *Trans. ASME, J. Dyn. Sys. Measur. Control*, Vo. 113(1991), 472-478.
(3) 内野研二, 演習圧電アクチュエータ, (1991), 47-90, 森北出版.
(4) 藤田隆史・ほか 5 名, 機論, **59**-559, C(1993), 733-739.
(5) 藤田隆史・ほか 5 名, 機論, **60**-571, C(1994), 811-817.
(6) 江鐘偉・ほか 3 名, 機論, **60**-580, C(1994), 4195-4202.
(7) 岩附信行, 機械設計, (1992 7), 77-87, 日刊工業新聞社.