

分布定数モデルを用いたSIDMの解析

Simulation of an SIDM Using a Distributed Parameter Model

吉田 龍一*
Ryuichi YOSHIDA

末吉 浩久*
Hirohisa SUEYOSHI

中村 健人*
Taketo NAKAMURA

要旨

我々は、圧電素子を用いたスムーズ駆動機構（SIDM）と呼ぶアクチュエータを開発してきた。

本報告では、このSIDM性能の新しい解析手法として、伝達行列を用いた分布定数モデルを提案する。この手法によりSIDMの構成部品サイズの影響を解析し、これまでの製品で実験的に決めていた寸法割り付けがほぼ最適解に近いことを検証した。また、SIDMの構成要素に関する解析を実施した結果、移動体の速度変動を減らすには、圧電素子近傍の駆動軸の周波数応答が重要な指標であることが判明した。

以上の解析結果を基に、設計者が容易に使える解析ソフトを開発した。本論文では、従来の解析手法に対して新しい解析手法により改善された内容について詳述する。

Abstract

We have developed a new actuator, an SIDM (smooth impact drive mechanism) using a piezoelectric element.

In this report, a distributed parameter model using a transfer matrix is proposed as a new method of analyzing this SIDM's properties. With this method, the effects of the part sizes of the SIDM were analyzed, and the part sizes, which were experimentally decided on with earlier products, were verified to be nearly optimum size. Further, analysis of the characteristics of the SIDM was carried out, and as a result, it was found that the frequency response of the driving rod near the piezoelectric element is an important index in reducing the variation of velocity of the moving body.

Based on the above analysis, software was developed which a mechanical designer can easily use in analyzing the SIDM. In this report, improvements made by the new method of analysis are detailed and compared with earlier methods of analysis.

1 はじめに

我々が日常、使用するものの中には、多くのアクチュエータ（駆動機構）が使われている。近年の携帯機器の急速な普及に伴い、このアクチュエータには、より小型化、高精度化が望まれている。我々は従来からの電磁モータ方式に対し、より小型化、高精度化を目指して、圧電素子の衝撃力と摩擦を利用したスムーズインパクト駆動機構（SIDM）を開発してきた^{1), 2), 3)}。

SIDMはデジタルカメラの手振れ補正⁴⁾、携帯電話のカメラのオートフォーカス⁵⁾、絞り、ズーム駆動⁶⁾、Blu-rayドライブの収差補正等の用途に製品展開してきた。これらの製品化にあたり、実験的アプローチだけでなく、解析手法を用いた検討を行ってきた。

しかし、今までの解析手法はSIDMの駆動原理を定性的に説明はできたが、実験解との差異があった。今回、SIDMの製品設計において、より定量的に性能を想定できる解析手法を開発したので提案する。

2 駆動原理

Fig. 1にSIDMの駆動原理を示す。圧電素子に駆動軸を取り付け、駆動軸に移動体を摩擦で保持する。

この構成において

- 1) 圧電素子をゆっくり伸ばすと、駆動軸がゆっくりと動く。移動体は摩擦により駆動軸と一緒に動く。
 - 2) 圧電素子を急速に縮めると、駆動軸も急速に動く。移動体は慣性のため滑り、その位置にとどまる。
- 1), 2)を繰り返せば、長ストローク駆動ができる。このとき、圧電素子にはノコギリ変位が求められる。

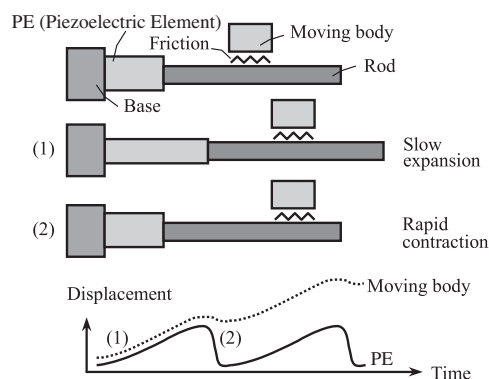


Fig. 1 Principle of SIDM.

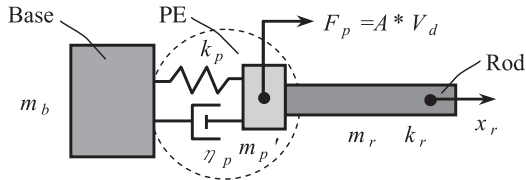
* コニカミノルタオプト(株)
技術開発本部技術開発センター事業開発部

3 従来の解析と問題

3.1 従来の解析モデル

Fig. 2 に従来の解析モデルを示す。これは次の仮定をした集中定数モデルであった。

- ① 固定部材は質量 ∞
- ② 駆動軸は剛体



F_p : Generation force of PE
 A : Force coefficient
 V_d : Driving voltage
 m_r : Mass of rod
 k_p : Spring constant of PE
 η_p : Viscous constant of PE
 m_p' : Equivalent mass of PE
 k_r : Spring constant of rod $\rightarrow \infty$
 m_b : Mass of base $\rightarrow \infty$

Fig. 2 Basic model of SIDM (lumped parameter model).

駆動軸に関する運動方程式は次のようになる。

$$F_p = (m_p' + m_r)\ddot{x}_r + \eta_p \dot{x}_r + k_p x_r \quad (1)$$

我々はこの式に基づいた解析を行い、特定の駆動条件において矩形電圧でノコギリ変位が得られることを見出した⁷⁾。これにより駆動回路を低コストで実現でき、SIDMの製品化を達成した。

Fig. 3 にその説明を示す。Aの矩形電圧をフーリエ変換すると、Bのように正弦波の重ね合わせで表わすことができる。

これをCのように周波数領域に変換し、圧電素子の電圧-変位伝達関数Dをかけることで、変位の周波数成分

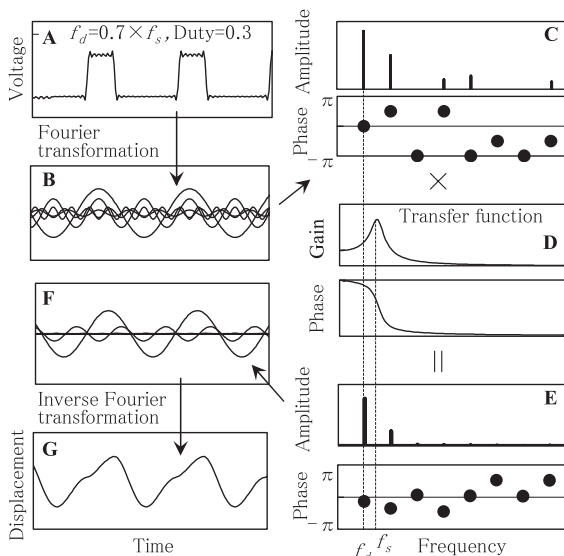


Fig. 3 Piezoelectric element displacement supplying rectangular pulse voltage at $0.7 \times f_s$.

Eが得られる。これを時間領域Fに変換し、各成分を重ね合わせ、変位波形Gを得ることができる。

このとき、駆動周波数 f_d を共振周波数 f_s の0.7倍とすることで、Fの変位波形の各成分において

- ① 2次成分の位相が遅れること
- ② 3次成分以上は振幅が小さくなること

が矩形電圧でノコギリ変位が得られるポイントである。

こうして得られた駆動軸の動きを用い、滑りの条件を考慮しながら、移動体の動きを数値積分法で解析する。

3.2 従来解析の問題

Fig. 2 の基本モデルにおいて、①の仮定により圧電素子の振幅は、すべて駆動軸側に伝搬する。Fig. 4 は各部位での振幅を縦軸に表わしたものである。固定部材は全く振動せず、駆動軸側のみ振動する。また②の仮定により、駆動軸のすべての部位が同じ振動となる。これらの仮定による解析のため、解析結果は実際の動きと定量的に一致しない。

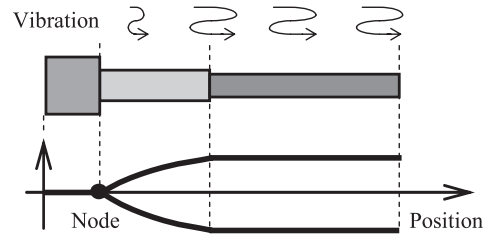


Fig. 4 Vibration of basic model.

Fig. 5 にBlu-rayの収差補正用に開発したサンプルユニットを示す。固定部材には比重の大きなタングステン合金を使い、その固定部材をフレームに対し弾性接着剤で保持する方法をとっている。駆動軸は、密度が小さく、高剛性なカーボン繊維強化複合樹脂を用いている。Table 1 に部品の寸法等を示す。

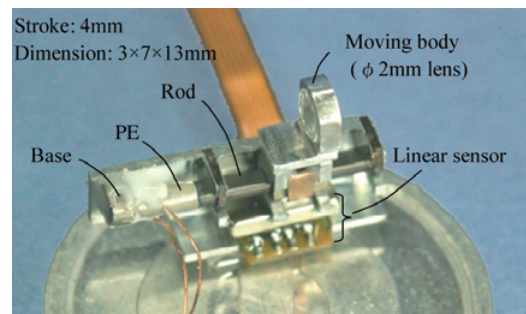


Fig. 5 SIDM sample for correcting spherical aberration.

Table 1 Characteristics of the parts.

	Dimension mm	Mass mg	Material	Modulus Gpa	Density 10^3kg/m^3
PE	$\phi 1.2 \times 3$	42	PZT	63	7.9
Base	$\phi 2.0 \times 1$	60	Tungsten	300	17.5
Rod	$\phi 1.0 \times 8.5$	9.4	CFRP	200	1.6

3. 2. 1 固定部材の振動の反映

製品の設計上、固定部材は「適切な寸法 (=質量)」にする必要がある。固定部材質量は ∞ でないため、Fig. 6のように、節の位置は圧電素子内部に移動し、固定部材も振動する。固定部材質量を大きくすれば、節の位置は固定部材側へ近づき、固定部材振動は減少するが、圧電素子の長さが短くなり、全体の変位は小さくなる。従来の解析モデルでは、この節の移動による固定部材の振動 (=駆動軸の振動減少) を反映できないことが問題であった。

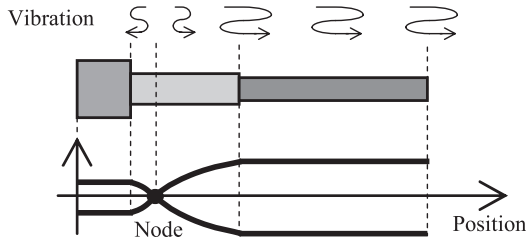


Fig. 6 Vibration of real model.

3. 2. 2 駆動軸内での速度変動の反映

製品において長ストローク化のため、駆動軸を長くするとストローク内で速度変動が生じる。しかし、これまでの解析では、駆動軸を剛体として扱ったモデルであったため、この速度変動を反映できないことも問題であった。

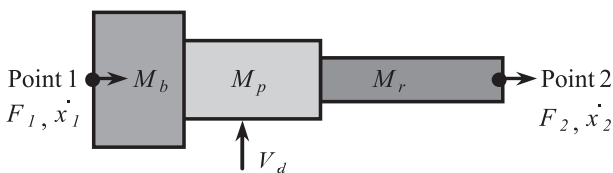
4 分布定数モデル解析

4. 1 解析の方針

先に挙げた問題を解決するためには、固定部材、圧電素子、駆動軸を分布定数要素として扱えば良い。そこで解析には、Fig. 3 で示した方法を使用し、分布定数モデルから導いた伝達関数を使うこととした。

4. 2 新しい解析モデル

SIDMの各部品を分布定数要素で表すため、伝達行列を用いる⁸⁾。Fig. 7にその解析モデルを示す。固定部材は弾性接着剤で筐体に保持するため、終端条件としては、 $F_1, F_2 = 0$ とした。



- F_1 : Force of point 1
- x_1 : Velocity of point 1
- F_2 : Force of point 2
- x_2 : velocity of point 2
- V_d : Driving voltage
- M_p : Transfer matrix of PE
- M_b : Transfer matrix of base
- M_r : Transfer matrix of rod

Fig. 7 Transfer matrix model of SIDM (distributed parameter model).

このモデルを用いた運動方程式を式 (2) に示す。

$$\begin{pmatrix} F_1 \\ \dot{x}_1 \\ 1 \end{pmatrix} = M_b M_p M_r \begin{pmatrix} F_2 \\ \dot{x}_2 \\ 1 \end{pmatrix} \quad (2)$$

$$M_p = \begin{bmatrix} \cos\left(\omega \frac{l_p}{c_p}\right) & jZ_p \sin\left(\omega \frac{l_p}{c_p}\right) & AV_d(1 - \cos\left(\omega \frac{l_p}{c_p}\right)) \\ \frac{j}{Z_p} \sin\left(\omega \frac{l_p}{c_p}\right) & \cos\left(\omega \frac{l_p}{c_p}\right) & -j \frac{AV_d}{Z_p} \sin\left(\omega \frac{l_p}{c_p}\right) \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$M_b = \begin{bmatrix} \cos\left(\omega \frac{l_b}{c_b}\right) & jZ_b \sin\left(\omega \frac{l_b}{c_b}\right) & 0 \\ \frac{j}{Z_b} \sin\left(\omega \frac{l_b}{c_b}\right) & \cos\left(\omega \frac{l_b}{c_b}\right) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$M_r = \begin{bmatrix} \cos\left(\omega \frac{l_r}{c_r}\right) & jZ_r \sin\left(\omega \frac{l_r}{c_r}\right) & 0 \\ \frac{j}{Z_r} \sin\left(\omega \frac{l_r}{c_r}\right) & \cos\left(\omega \frac{l_r}{c_r}\right) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

- ω : Angular frequency
- Z_p : Characteristic impedance of PE
- Z_b : Characteristic impedance of base
- Z_r : Characteristic impedance of rod
- c_p : Longitudinal wave velocity of PE
- c_b : Longitudinal wave velocity of base
- c_r : Longitudinal wave velocity of rod
- l_p : Length of PE
- l_b : Length of base
- l_r : Length of rod

4. 3 固定部材に関する解析

式 (2) を使い、圧電素子と固定部材をあわせた長さが 4mm で、その長さの比を変更したときの圧電素子の全体振幅と駆動軸の振幅の解析結果を Fig. 8 に示す。

解析条件は、Fig. 5 の SIDM と同じ断面構成、駆動は 10V_{pp}、 $f=1$ kHz の AC 駆動とした。

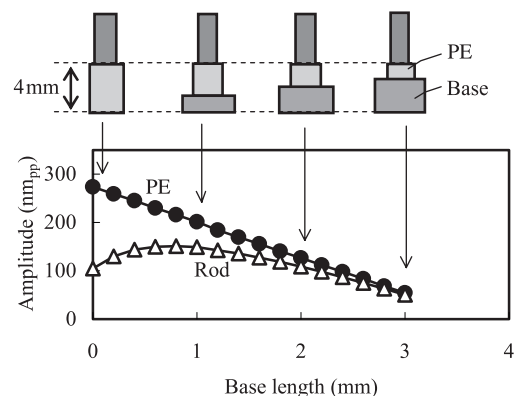


Fig. 8 Relationship between base length and amplitude.

解析では固定部材長0.8mm、圧電素子長3.2mmで駆動軸側の変位が最も大きくなる結果であった。現行製品の一例として実験的に求めた結果より、Fig. 5のサンプルは固定部材長1mm、圧電素子長3mmとしていたが、この長さ比でも概ね同じ性能が得られることがわかる。

また、長さ0mmの固定部材がない場合でも、駆動軸の振幅は、最適の状態の1/2程度得られる。これは、圧電素子の一部が質量として働いているためである。固定部材をなくし、圧電素子を筐体に止める構成は、コスト面では有利なため、設計の選択肢の1つと考えられる。

4.4 駆動軸に関する解析

4.4.1 駆動軸の長さの影響

Fig. 5のサンプル（駆動軸8.5mm）と、その駆動軸のみを10.5mmに長くした条件での駆動軸の各位置での移動体速度の解析結果をFig. 9に、駆動軸の各位置での変位の解析結果をFig. 10に示す。

圧電素子、固定部材は同じものを使用し、駆動周波数 f_d は、共振周波数 f_s の0.7倍としている。また駆動軸の圧電素子に近い部位、中央部、先端部をそれぞれ r_1 、 r_2 、 r_3 位置とよぶものとする。

駆動軸が8.5mmの場合、移動体の速度は、 r_2 、 r_3 位置でほぼ同じで、 r_1 位置で少し低下している。

駆動軸が10.5mmの場合、 r_3 位置から r_2 位置へ速度低下していき、 r_1 位置で動かなくなる。

r_1 位置の駆動軸の変位波形は、左右対称に近い変位となっている。さらにこの現象は駆動軸が10.5mmの方が顕著である。これは変位波形の2次高調波成分（以下、変位2次成分）の振幅が小さくなった時おこる現象である。これに関し、4.4.3節で理論的考察を行う。

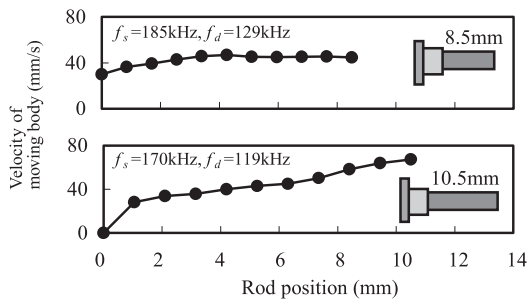


Fig. 9 Velocity of moving body on rod.

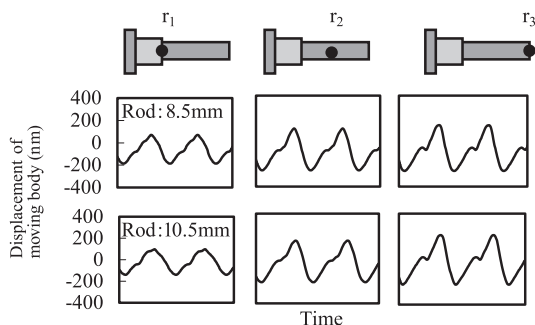


Fig. 10 Displacement at three rod positions.

駆動軸位置間での移動体の速度変動 Var_{vm} を式(3)で表わす。

$$Var_{vm} = \frac{v_{max} - v_{min}}{2v_{ave}} \quad (3)$$

駆動軸の長さを広範囲で変えた時の速度変動 Var_{vm} の解析結果をFig. 11に示す。

駆動軸の長さが短い場合、速度変動は小さいが、駆動軸の長さが9mmを越えた付近より、変動幅が大きくなる。これに関し、4.4.4節で理論的考察を行う。

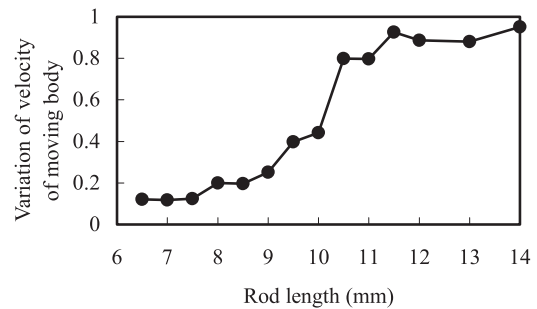


Fig. 11 Relationship between rod length and variation of velocity of moving body.

4.4.2 実験との比較

Fig. 5のサンプルを用い、駆動軸の各位置での移動体速度をレーザードップラー振動計で実測した結果をFig. 12に示す。

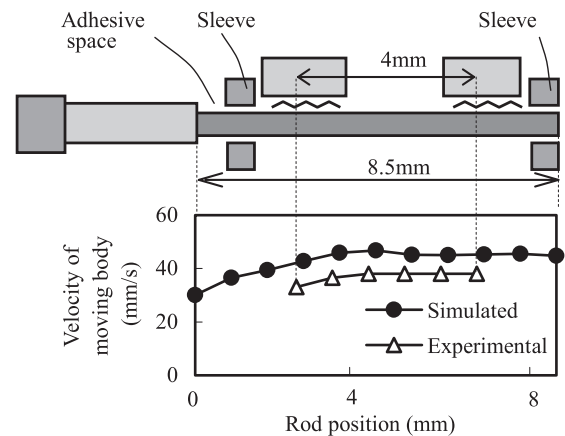


Fig. 12 Variation in velocity of moving body at several rod positions, simulated and experimental.

駆動軸は8.5mmであるのに対し、サンプルのストロークは4mmである。これは実際のストロークが、駆動軸長から、接着剤スペース長、駆動軸受け長、移動体長を引いた長さだからである。駆動軸先端において、解析での速度45mm/sに対し、実際の測定では38mm/sと15%低い結果であった。これは解析では考慮できていない摩擦による振動振幅の低下などの要因が考えられる。

解析と同様に実際の測定でも、駆動軸の圧電素子側で速度低下が確認された。

4.4.3 駆動軸の振動分布

4.4.1節で、圧電素子に近い側で移動体速度が遅くなる解析結果を示した。これについて考察する。

駆動軸の位置を横軸にして、駆動軸8.5mmのサンプルに10V_{pp}入力時の振動の解析結果をFig. 13に示す。

解析周波数は以下である。

$f=1\text{kHz}$ (駆動に対し十分低い周波数)

$f=129\text{kHz}$ (駆動周波数 $f_d=0.7\times f_s$)

$f=258\text{kHz}$, 387kHz (f_d の2次, 3次成分 f_d' , f_d'')

$f=313\text{kHz}$ (r_1 における反共振周波数 f_{p1})

縦軸のフルスケールはどのグラフも800nm_{pp}である。

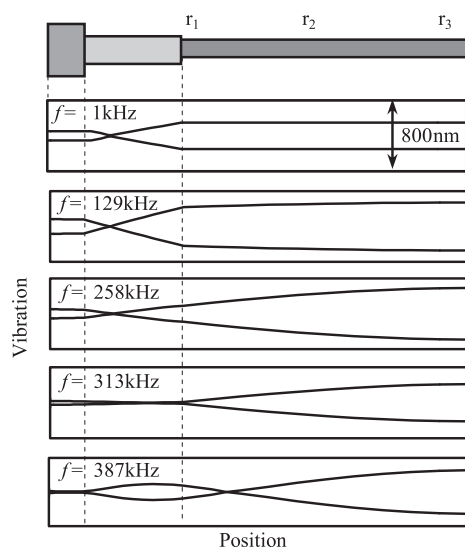


Fig. 13 Vibration at all positions at several frequencies.

$f=1\text{kHz}$, 129kHz (駆動周波数) では駆動軸の振幅は r_1 , r_2 , r_3 位置によらず、ほとんど変わらない。

$f=258\text{kHz}$ (駆動周波数の2次成分) では、 r_1 位置の振幅が r_3 位置の1/3程度である。

$f=387\text{kHz}$ (駆動周波数の3次成分) では、駆動軸内で節が生じる。

129kHzの矩形電圧で動かしたときの駆動軸の振動分布は、この $f=129\text{kHz}$, 258kHz , $f=387\text{kHz}$, ...に矩形波が持つ振幅をかけて位相を考慮し重ねたものとなる。この重ね合わせで r_2 , r_3 位置では通常のノコギリ変位となるが、 r_1 位置では、2次成分が小さく、左右対称に近いノコギリ変位となり、移動体速度が小さくなる。

ここで横軸に周波数を取り、駆動軸が8.5mm, 10.5mmの場合の振動の解析結果をFig. 14に示す。

駆動軸8.5mmで生じる反共振周波数 f_{p1} が、Fig. 12の r_1 位置で節ができる周波数 $f=313\text{kHz}$ に相当する。

共振周波数 f_s より低い周波数では、駆動軸の場所が変わっても振動振幅に大きな差はない。しかし共振周波数 f_s を越えると、振幅が極小となる反共振が生じ、周波数特性が場所により変化する。これが駆動軸に弾性を考慮することでの特性変化であり、駆動軸の場所により速度変動が生じる原因となる。

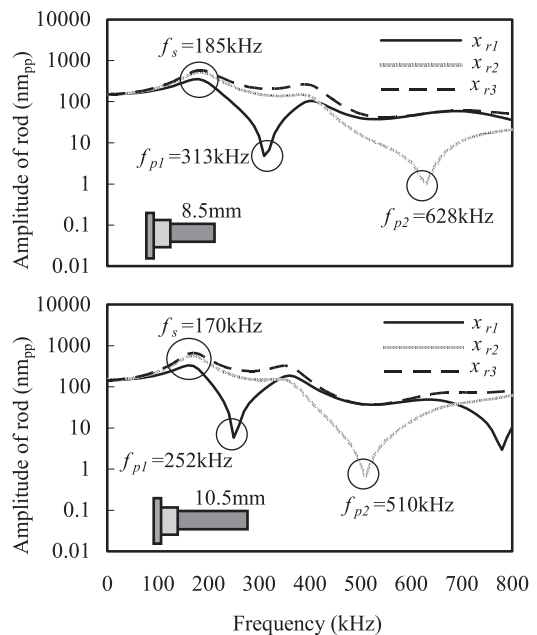


Fig. 14 Frequency response characteristics of rod.

4.4.4 駆動軸の長さの限界の考察

ここで駆動軸を長くすると、速度低下する原因を考察する。駆動周波数 f_d の2次成分の周波数 f_d' は、式(4)のように共振周波数 f_s に依存する。

$$f_d' = 2f_d = 2 \times 0.7 \times f_s \quad (4)$$

駆動軸を長くすると (8.5→10.5mm), 共振周波数 f_p が低下するが (-8%), 反共振周波数 f_{p1} はより低下する (-19%)。このため駆動軸を長くすると、変位2次成分周波数 f_d' がさらに反共振周波数 f_{p1} に近づき、2次成分変位が減少し、速度低下すると考えられる。

駆動軸の長さを変化させた時の、共振周波数 f_s , 反共振周波数 f_{p1} , 2次成分周波数 f_d' の解析結果をFig. 15に示す。

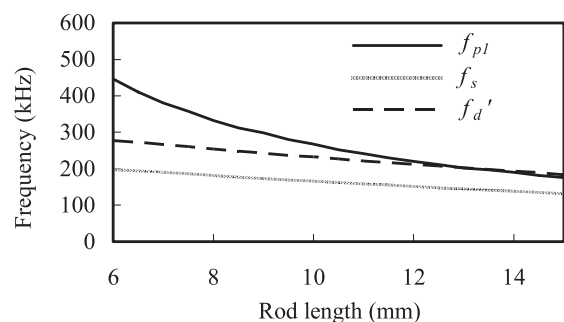


Fig. 15 Influence of rod length.

駆動軸が長くなると、13mm付近で反共振周波数 f_{p1} と2次成分周波数 f_d' と重なり変位2次成分は極小となる。Fig. 9では駆動軸長が10.5mmより大きくなると、 r_1 位置で動かなくなったが、これは2次成分が極小となる前に、SIDMとして動作できない変位波形になるためと考えられる。

Fig. 5 の構成で駆動軸の弾性率を変化させた時の、共振周波数 f_s 、反共振周波数 f_{pl} 、2次成分周波数 f_d' の解析結果を Fig. 16 に示す。

弾性率が100Gpaまで低下すると（本質的には縦波伝搬速度が低下すると）、変位2次成分が極小となり、移動体は動かなくなる。逆に弾性率を高くできれば、反共振周波数 f_{pl} を高くすることができ、駆動軸を長くしても対応できるようになる。

Fig. 15, Fig. 16 の結果は、Fig. 5 のサンプル（材料、形状）での解析であり、条件が異なれば、駆動軸の限界長さ、必要な弾性率も変化する。例えば、固定部材のない構成では共振周波数 f_s が高くなり、駆動軸の限界長はより短くなる。

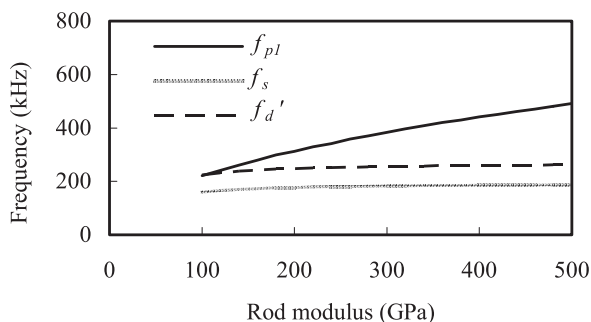


Fig. 16 Influence of rod modulus.

5 SIDM解析ソフト

本報告の分布定数モデルを用いた解析ソフトを作成した。そのインターフェース画面を Fig. 17 に示す。

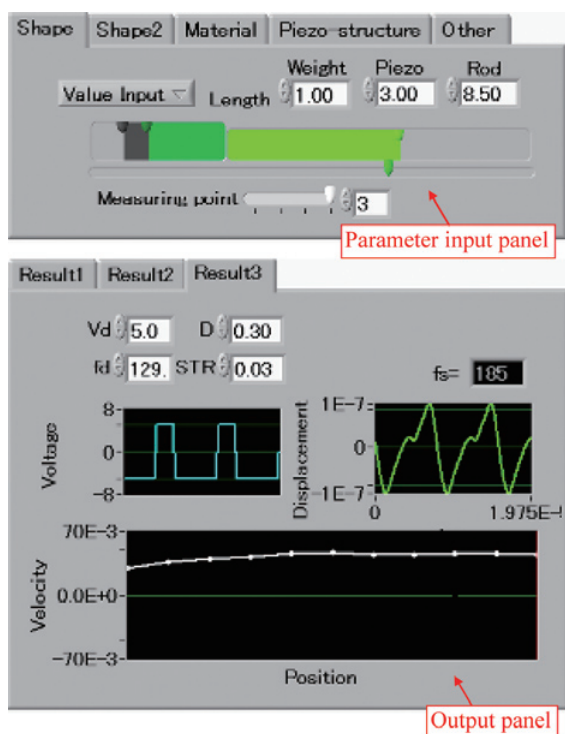


Fig. 17 SIDM simulation tool using distributed parameter model.

パラメータ入力パネルは、各部品の形状や材料定数を入力する画面である。Measuring pointを指定し測定位置の指定も可能である。

アウトプットパネルの「Result3」タブは、指定した位置の振動振幅、駆動軸各位置での移動体の速度を示す画面である。駆動軸内での振動振幅などもタブを変え表示できるようにしている。また、本報告では省略したが、推力に関する特性も解析可能である。

本解析ツールはパラメータ変更に対し、ほぼリアルタイム（数百ms）で結果を得ることができる。

6 まとめ

SIDMの解析方法として、分布定数モデルを使った方法を提案し、固定部材、駆動軸の解析に適用した。その結果、固定部材は、これまでの製品で実験的に決めていたサイズがほぼ最適解に近いことがわかり、手法の有効性が確認できた。

そして駆動軸内での速度変動を減らすには、圧電素子近傍の駆動軸の周波数応答が重要な指標であることを示した。

さらにこの分布定数モデルを使った解析ソフトを作成することで、これまでのように試作を繰り返すことなく、設計者が最適なSIDM設計を簡単に検討できる設計環境を提供できるようになった。

●参考文献

- 1) 吉田龍一, 岡本泰弘: 圧電リニアアクチュエータの開発, 電子情報通信学会論文誌 Vol.J80-A No.10, (1997)
- 2) 吉田龍一, 岡本泰弘, 浜松玲, 樋口俊郎: スムーズインパクト駆動機構 (SIDM) の開発 - 駆動機構の提案と基本特性 -, 精密工学会誌 Vol.65, No.1, (1999)
- 3) 吉田龍一: 圧電素子を用いた小型駆動機構に関する研究, 博士学位論文, 東京大学, (2003)
- 4) 高野万滋, 田中義治, 中村公彦, 開発 渉: α -7 DIGITALの手ぶれ補正技術-デジタル一眼レフボディ内蔵手ぶれ補正技術の開発-, KONICA MINOLTA TECHNOLOGY REPORT VOL.2, (2005)
- 5) 中野治行, 口丸亨, 並川威人: 携帯電話向け汎用AFユニットの開発, KONICA MINOLTA TECHNOLOGY REPORT VOL.3, (2006)
- 6) 大澤聡, 湯浅智行, 吉田龍一, 松坂慶二: 携帯電話向け超小型ズームユニットの開発, KONICA MINOLTA TECHNOLOGY REPORT VOL.4, (2007)
- 7) 吉田龍一, 岡本泰弘, 岡田浩幸: スムーズインパクト駆動機構 (SIDM) の開発 (第2報) - 駆動電圧波形の最適化 -, 精密工学会誌 Vol.68, No.4, (2002)
- 8) 瀬戸一登, 丸山晃市, : 振動工学, 森北出版, (2002)