

# 目次

## 第1章 緒言

|       |               |   |
|-------|---------------|---|
| 1.1   | 研究背景 .....    | 1 |
| 1.1.1 | 空気圧システムの現状    |   |
| 1.2   | 従来研究 .....    | 4 |
| 1.2.1 | 制御デバイスの研究     |   |
| 1.2.2 | 制御システムの研究     |   |
| 1.3   | 研究目的と概要 ..... | 9 |

## 第2章 微粒子励振型流量制御弁の動作原理

|       |                  |    |
|-------|------------------|----|
| 2.1   | 流量制御弁の駆動原理 ..... | 10 |
| 2.2   | 駆動条件の確認 .....    | 12 |
| 2.3   | 連続的流量制御の条件 ..... | 17 |
| 2.3.1 | 振動振幅の制御          |    |
| 2.3.2 | オリフィス板の振動        |    |
| 2.4   | まとめ .....        | 20 |

## 第3章 流量制御弁の圧電的特性

|       |                         |    |
|-------|-------------------------|----|
| 3.1   | 流量制御弁振動子部分の基本的構造 .....  | 21 |
| 3.2   | 有限要素法を用いた流量制御弁の設計 ..... | 24 |
| 3.2.1 | 基礎設計                    |    |
| 3.2.2 | 共振モードの確認                |    |
| 3.2.3 | 時刻歴応答解析による空気圧印加時の挙動     |    |
| 3.2.4 | 固定用治具の設計                |    |
| 3.3   | 圧電特性の測定 .....           | 36 |
| 3.3.1 | 流量制御弁の製作                |    |
| 3.3.2 | 締め付けトルクの最適化             |    |
| 3.3.3 | 圧電特性の測定                 |    |
| 3.4   | まとめ .....               | 43 |

## 第4章 流量制御弁の流量特性

|       |                   |    |
|-------|-------------------|----|
| 4.1   | 駆動条件の決定.....      | 44 |
| 4.1.1 | オリフィス開口条件による流量特性  |    |
| 4.1.2 | 管路内での流体の挙動        |    |
| 4.2   | オリフィス配置条件の決定..... | 46 |
| 4.3   | 流量特性の測定.....      | 52 |
| 4.4   | まとめ.....          | 73 |

## 第5章 流量制御弁の高効率化

|       |                     |    |
|-------|---------------------|----|
| 5.1   | 駆動条件の最適化.....       | 74 |
| 5.1.1 | 印加電圧の非線形性保障を用いた流量制御 |    |
| 5.1.2 | 周波数制御による流量制御        |    |
| 5.2   | シリンダ制御への応用.....     | 78 |
| 5.3   | まとめ.....            | 80 |

## 第6章 結言

|       |             |    |
|-------|-------------|----|
| 6.1   | 本研究の成果..... | 81 |
| 6.2   | 今後の展望.....  | 82 |
| 6.2.1 | 制御システムの効率化  |    |
| 6.2.2 | 制御回路の製作     |    |
| 6.3   | まとめ.....    | 85 |

|              |    |
|--------------|----|
| 謝辞 .....     | 86 |
| 参考・引用論文..... | 87 |
| 関連研究 .....   | 89 |

# 第1章 緒言

## 1.1 研究背景

現在，空気圧機器，空気圧技術はオートメーションを代表する技術としてあらゆる産業で使用されている．自動化システムの制御には，空気圧の他，油圧，電気及び機械制御等の方式があるが，空気圧制御は操作性，耐環境性，経済性及び安全性に優れると位置づけられている[1-1]．空気圧システムの特徴として出力の割に軽量であり，空気圧システムは，電磁，油圧など，その他の自動化機械と比べ安価で，軽量であり，発火や引火の危険がないという優れた特徴を持つ．空気圧システムを用いた駆動機器として，一般的なものに空気圧シリンダがある．空気圧シリンダはアクチュエータとして最も簡単な構造をしており，しかも圧縮空気のもつ膨張エネルギーを機械的な往復運動に容易に変換できるところから産業界で幅広く使用されている[1-2]．Fig. 1.1.1 に一般的な空気圧システムの一例を示す．このシステムを用いて制御する場合，減圧弁を固定した状態で，方向切換弁を用いてシリンダへの空気供給を行う．空気は圧縮性のある流体なので，正確な動作速度が得られず，高速駆動時には，位置制御が難しく，動作端点での衝撃が大きいという問題がある．そこで，空気圧シリンダに小型の速度制御弁やショックアブソーバを取り付けることで，これらの問題を解決する方法がとられている．しかし，ショックアブソーバを併用するとシリンダを含めたシステムが大型化してしまうという欠点がある．現在，空気圧システムの効率化を目的として制御デバイスや制御システムの研究が行われている．

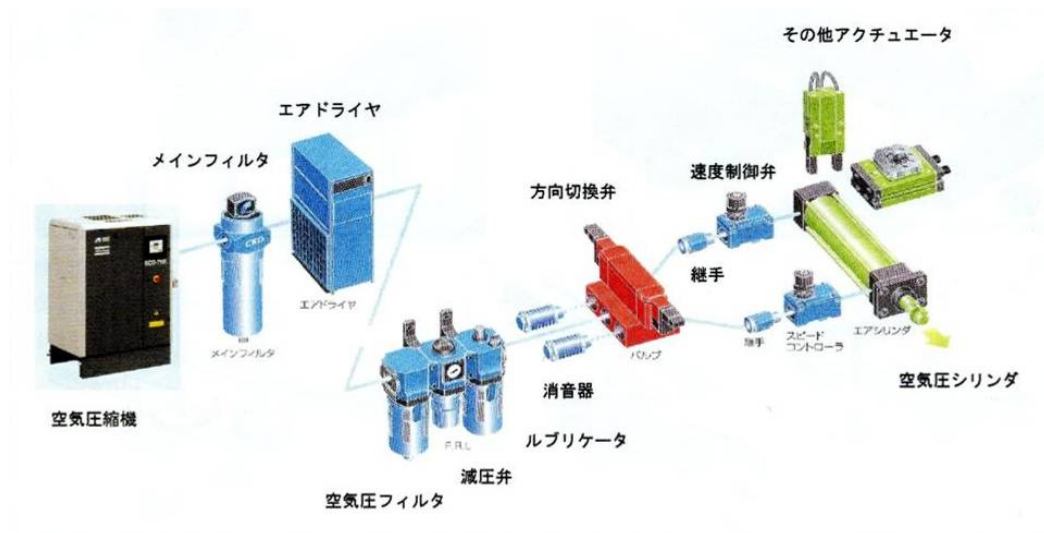


Fig. 1.1.1 A typical pneumatic control system [1-1]

### 1.1.1 空気圧システムの現状

流量比例制御弁は入力する制御電流に比例した流量を得るものである。比例制御弁は、センサからの情報を基に制御装置によってアクチュエータをより柔軟な制御を行うことが可能である。流量比例制御弁には、ポペット型流量比例制御弁と、スプール型流量比例制御弁がある。Fig. 1.1.2 にポペット型流量比例制御弁の、Fig. 1.1.3 にスプール型流量比例制御弁の概略図を示す。

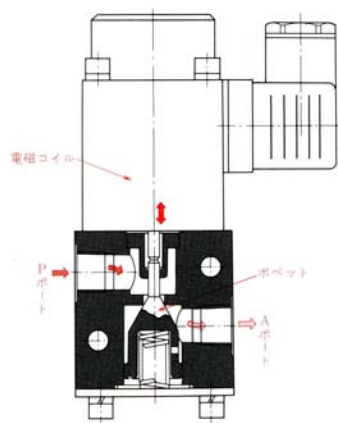


Fig.1.1.2 Outline of typical poppet valve [1-3]

ポペット流量比例制御弁は、弁体に直動円錐ポペットを用いている。流量制御弁の上部に設けられた電磁コイルに電流を入力するとそれに比例した推力が発生し、弁体下部に設けられたばねとの力のバランスによって弁体のリフト量、すなわち弁開度を変化させて電磁コイルに入力する電流の大きさに比例した弁開度を得て流量を制御する[1-3].

Figure 1.1.3 に示すのは比例ソレノイドと3方向形のスプール弁を組み合わせたものである。電磁力とばね圧力とが平衡する位置にスプール弁を制御し、負荷側に流出、流入する空気の量を制御するバルブである[1-4].

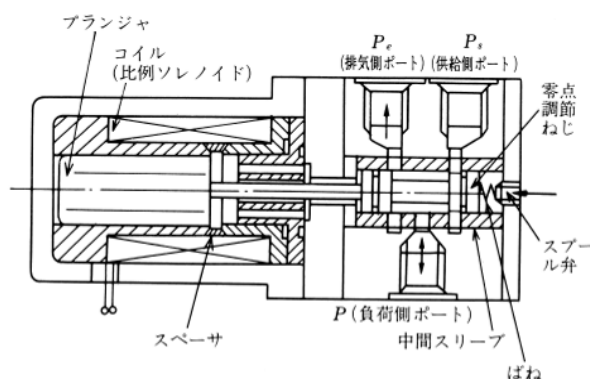


Fig. 1.1.3 Outline of proportional control spool valve [1-4]

流量比例制御弁は精密な流量の調整が可能ではあるが、専用のコントローラが必要で、弁本体も巨大で質量も大きく価格も高くあまり一般的なシリンダの制御に用いられることが少ない。大きな工場等などの空気圧システムでは、制御弁とシリンダ等の制御対象との距離が広がることもあるため、シリンダに搭載が可能な小型のスピードコントローラが主に用いられている。Figure 1.1.4 に一般的なスピードコントローラの概要を示す。

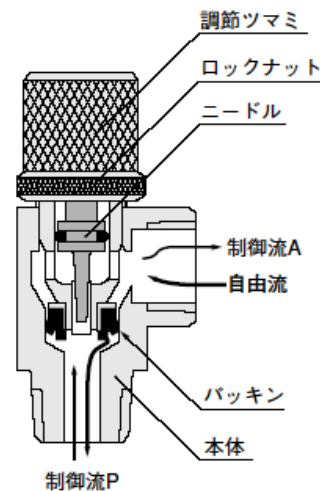


Fig. 1.1.4 Typical speed controller [1-4]

スピードコントローラは図にあるように調整ツマミをまわすことでニードルが流路をふさぐ量を変化させることにより、流量を調整するものである。スピードコントローラを用いて空気の流量を減らし速度を調整することにより、停止時の衝撃を減らすことができる。

一般的に調整ツマミを手動で制御することで、流量を調整しているが、株式会社コガネイでは調節ツマミの回転数をサーボモータで制御することにより、電気信号により流量を制御するバルブも開発されている[1-5]。実際のパルブを Fig. 1.1.5 に示す。



Fig. 1.1.5 Electric speed controller [1-5]

## 1.2 従来研究

現在，空気圧システムの効率化を目指した研究が広く行われている．これらの研究は制御デバイスの研究と制御システムの研究とに分類することができる．

### 1.2.1 制御デバイスの研究

新しい制御デバイスには小型化，高効率化が求められている．デバイスを小型化することにより制御対象に搭載して使用することが可能になり，空気の圧縮性の影響を取り除き，高精度の制御が可能となる．制御デバイスの小型化として圧電素子を用いたデバイスの開発が進められている．S. Yun らは応答性の高いバルブの製作を目指し，バイモルフ型 PZT アクチュエータを利用した空気圧弁を開発している．Fig. 1.2.1 (a)にその構造を示す．バイモルフ型アクチュエータは軽量で変形量も大きいという特徴がある．PZT アクチュエータを使用することで応答性の高い小型のバルブを作製できる．このバルブの入力信号に対する空気圧の変化を Fig.1.2.1 (b)に示す．このバルブの応答速度は 74ms と非常に高応答である．

また，S. Yun らは圧電素子を積層化することにより，駆動電圧を下げ，圧電素子のヒステリシス特性を減少させた．その結果，PID 制御により，印加電圧に比例した空気圧を出力することに成功した[1-7]．Fig. 1.2.2 に圧電素子の概要とヒステリシス特性を示している．

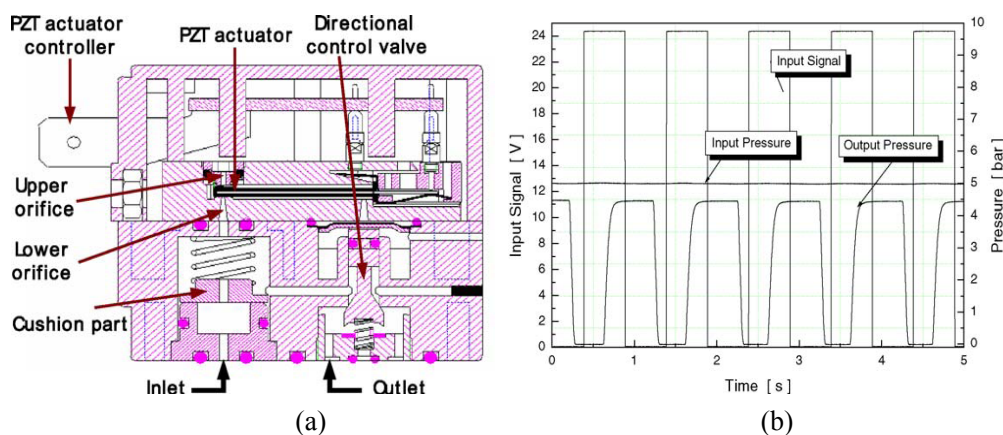


Fig. 1.2.1 Pneumatic valve with bimorph type PZT actuator [1-6]

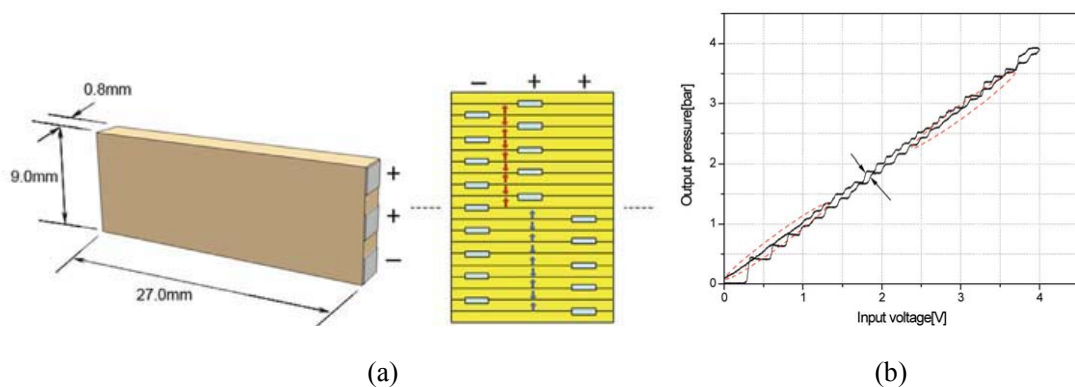


Fig. 1.2.2 Electro-pneumatic regulator using multilayered bender type PZT micro actuator [1-7]

立命館大学の平井らは積層型圧電素子を利用した、非拘束ポペットを用いた、流量制御弁の開発を行っている。Fig. 1.2.3 にその構造を示す。金属球をポペットとし、空気圧によりオリフィスをふさぎ圧電素子で外力を与えることにより、弁の ON/OFF を切り替える。この構造では、ポペットの位置決め機構が不要となり、構成要素が少ないため、小型化しやすいという利点がある[1-8]。現状の最小寸法は $\phi 7 \times 9 \text{mm}$  であり、小型のソフトアクチュエータに実装した状態での駆動実験も行われている[1-9]。

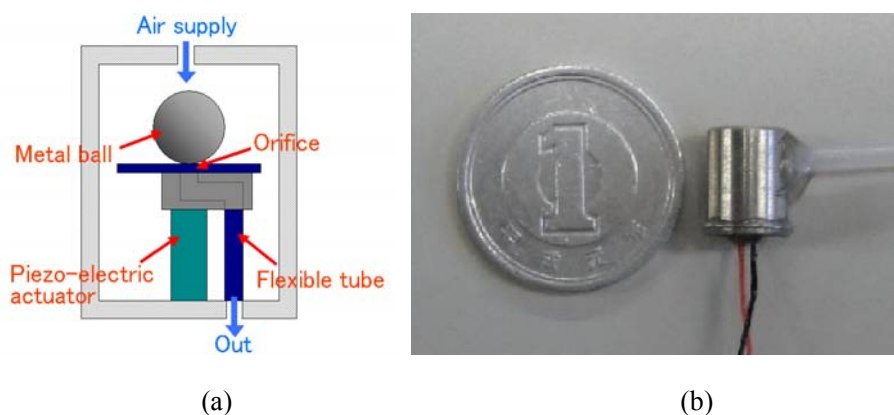


Fig.1.2.3 Unconstrained vibrational pneumatic valves [1-8, 1-9]

K. P. Fritz らは、圧電素子を利用したインパクト駆動を行うことで、小型のバルブの開発を行っている。バルブの構造を Fig. 1.2.4 に示す。バルブの開閉の原理は、ばねで固定された金属球を外部的に取り付けた圧電素子により衝撃を加えることで動かす。このバルブは駆動用のアクチュエータを外部的に取り付けることができるため、小型化しやすい。また、一度切り替えた後は、ばねの力で状態が保持されるので、消費電力を低く抑えることができる[1-10]。

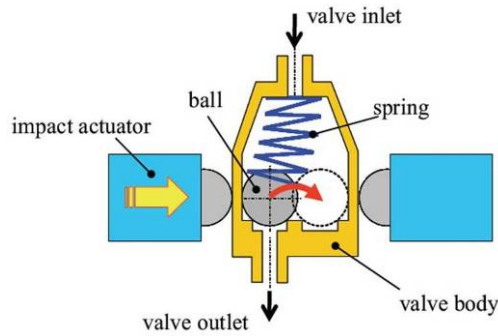


Fig. 1.2.4 PZT impact valve [1-10]

岡山理科大学の堂田らは振動モータを利用した、流量制御弁の開発を行っている[1-11]。金属球をポペットとしオリフィスを塞ぎ、振動モータで外力を与えることにより、ポペットを動かし、弁の ON/OFF を切り替える。Fig. 1.2.5(a)に動作原理を示し、Fig. 1.2.5(b)に印加電圧の関係を示す。Fig. 1.2.5(a)に示すように、外力を横方向から与えることにより、小さい駆動力で動かすことが可能である。また、構成要素も少ないので全体の質量は2g と非常に軽量である。Fig. 1.2.5(b) に示すように、印加電圧によらず一定の流量を示している。流量は印加空圧 400 kPa で、7.25 l/min である。

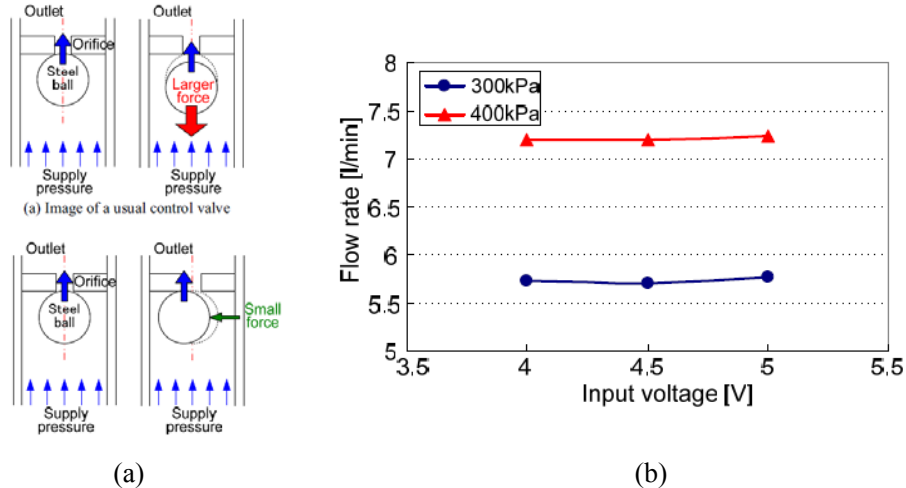


Fig. 1.2.5 Small-sized flexible control valve using vibration motor [1-11]

R. Kasper らは、圧電素子の応答性の高さに注目し、高流量で、応答性の速いバルブの研究を行っている [1-12]。Fig. 1.2.6 圧電素子は変形量が少ないので圧電リングの中心にスポークを、設けることにより、変位を増幅し、高流量のバルブの開発を目指している。解析により、56 mm のリングで 10  $\mu\text{m}$  の変形量があり、100  $\mu\text{m}$  以上の回転変位を発生させられることを確認した。この変位をバルブの開閉要素として用いている。

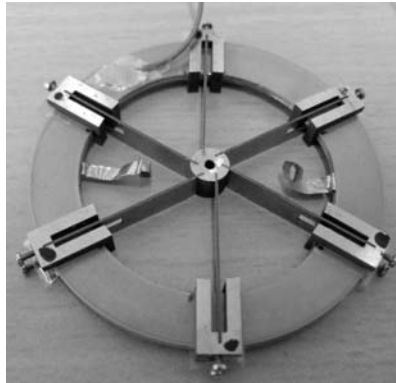
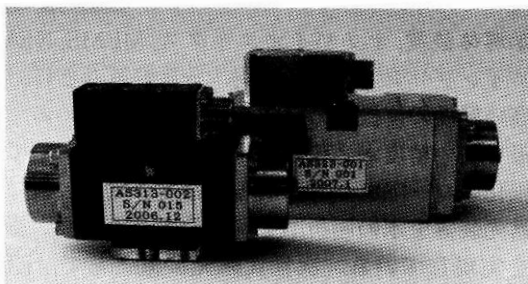
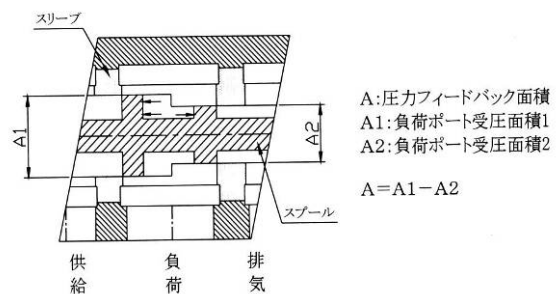


Fig.1.2.6 High flow piezo ceramic gas damper [1-12]

佐々木らは、精密圧力弁を小型化にする研究を行っている[1-13]. Fig. 1.2.7(a) に開発している小型圧力制御弁を、Fig. 1.2.7(b)に駆動原理を示す. この研究では、弁内の負荷ポート部の案内弁を2段にすることにより、Fig. 1.2.7(b) のスプールの左右方向にかかる推力に差が生まれる. その推力差がフィードバック圧力となりフォースモータの推力と釣り合った位置でスプールは停止する. 負荷ポート部がそのまま圧力フィードバック室をかねるので、圧力フィードバック室と空気管路部のスペースが不要となり本体を小さくできる.



(a)



(b)

Fig. 1.2.7 Precise pressure control valve [1-13]

### 1.2.2 制御システムの研究

空気圧シリンダは高速の直線運動を得やすいというメリットがある一方で、位置決めの精度が低いという欠点がある. この欠点を Y. Tien らは、空気圧シリンダの精密制御の方法として、圧電アクチュエータと空気圧シリンダを組み合わせる制御方法を提案している[1-14]. シリンダの制御方法を Fig. 1.2.8(a)に示す. Fig.1.2.8(a)のようにすべりテーブルと空気圧シリンダのロッドの間にPZT アクチュエータを取り付ける. まず、通常のシリンダと同じように空気圧によりロッドを動かす. このとき、PZT アクチュエータは駆動させない. 空気圧でロッドの大まかな位置を決定したあと、圧電アクチュエータにより精密な位置決めを行う.

Figure 1.2.8 (b)に実験の結果を示す，空気圧シリンダを動かした後，圧電アクチュエータのインパルス駆動により，10nm の精度でシリンダ制御を行っている．

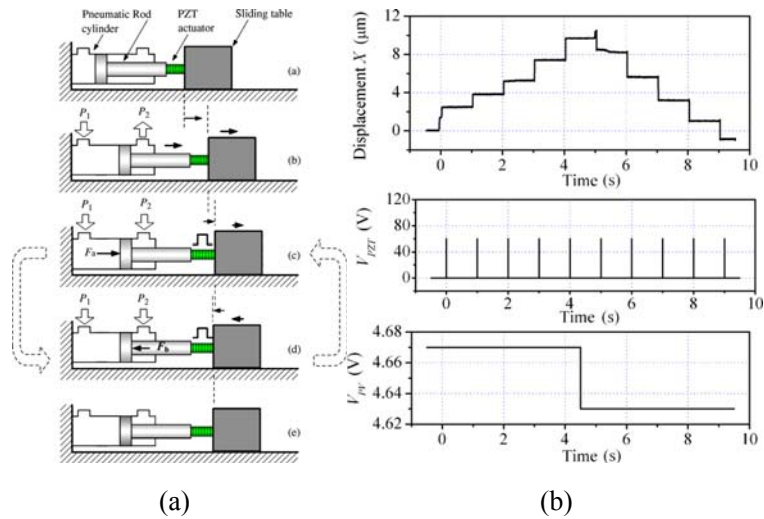


Fig. 1.2.8 Outline of driving chart and experiment results [1-14]

M. H. Chiang は空気圧シリンダと圧電アクチュエータを組み合わせることで同時に制御する研究を行っている． Fig. 1.2.9 に研究の概要を示す．圧電素子の精密位置決め機構と空気圧の高速移動を組み合わせることで，0.885 s で 10 mm のストロークの変位を 0.1  $\mu\text{m}$  オーダーで，1.398 s で 180 mm のストロークの変位を 0.1  $\mu\text{m}$  オーダーで実現した．

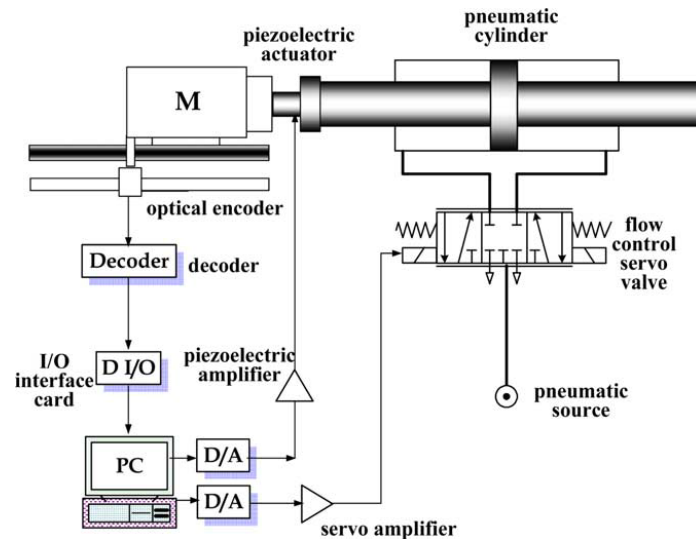


Fig. 1.2.9 Outline of pneumatic PZT controller [1-15]

### 1.3 研究目的と概要

本研究では圧電素子を利用した新しい原理の空圧流量制御弁を考案し、開発を行う。本研究で開発している空気流量制御弁は圧電素子による共振動作を利用した新しいもので、小型で大流量制御が可能であり、小型の空気圧シリンダに直接取り付けすることも可能である。また、圧電素子を利用しているため高い応答性が望まれる。さらに、圧電的特性と空気の流量特性を組み合わせることにより、単純な ON/OFF 制御だけではなく複雑な流量の調整が可能となる。以下に本論文の構成を説明する。まず、2 章において、本研究で開発する流量制御弁の基本的な駆動条件、さらに複雑な流量制御実現の原理を説明する。次に 3 章において、この流量制御弁の圧電振動子としての特性を説明し、設計手法について解説する。さらに 4 章では、流量制御弁の空気圧特性を示し、最適な設計条件を示す。5 章においては、効率的な駆動を目指した制御システムについて述べ、実際にシリンダに取り付け応答性を確認した。

## 第2章 微粒子励振型流量制御弁の動作原理

### 2.1 流量制御弁の駆動原理

本研究で開発する流量制御弁の原理図を Fig. 2.1.1 に示す．この流量制御弁はオリフィス板，微粒子，圧電素子で構成されている．オリフィス板の管壁上部を空気圧シリンダの空圧ポートに取り付ける構造となっている．オリフィス板はフランジを持っており，フランジ部分は管壁内部とつながっている．そのため，フランジ部分を振動させることで管壁内部を振動させることが可能となる．圧電素子はフランジ部分の底面に取り付けられており，圧電素子により，フランジ部分を振動させることで，管壁内部に外力を加えることが可能となる．一般的に，このような形状の振動体ではこの節の部分で固定することにより，中心部分の振動の変位が増加する．本研究では振動条件として，駆動効率の高い共振駆動を用いる．

Figure 2.1.1(a)はオリフィス板を振動させていないときの図である．このとき流量制御弁内の微粒子にかかる力は空気による力だけである．微粒子はオリフィスの開口面積より大きいサイズとなっており，流量制御弁内に空気が供給されると外部に出ようとする空気により，微粒子はオリフィス開口部に押し付けられる．このとき微粒子とオリフィス開口部に隙間がない状態となり，空気の流れが塞がれる．この段階では流量制御弁は閉じた状況となっている．

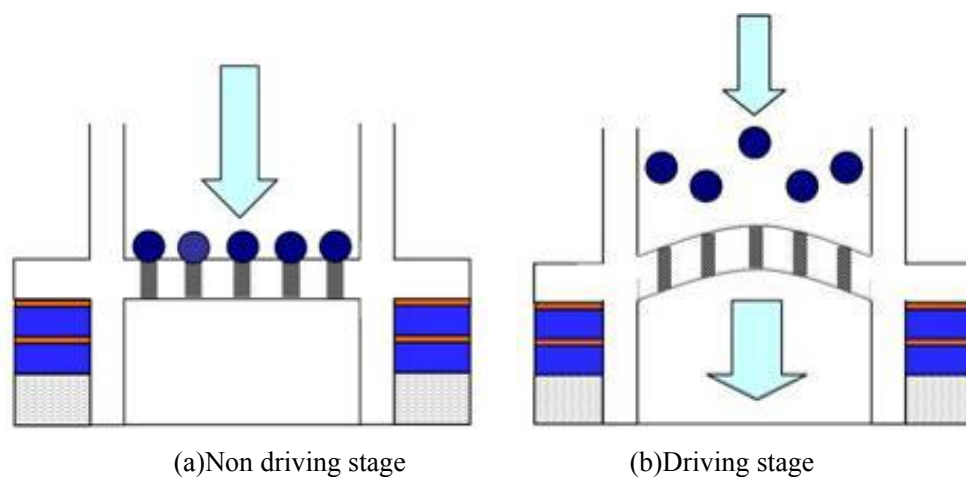


Fig. 2.1.1 Structure of new variable orifice

Figure 2.2.1(b)は圧電素子によりオリフィス板を励振させたときの図である．オリフィス板を振動させることによって，オリフィス開口部に押し付けられている微粒子に外力を加えることができる．振動を大きくしていくと，振動により微粒子に与えられる外力が，微粒子にかかっている空気の押し付け力より大きくなり，微粒子がオリフィス開口部から引き離される．その結果，微粒子とオリフィス開口部との間に隙間ができ，オリフィスを通して空気が流れる．オリフィス板

の振動を弱めていくと、空気による押し付け力のほうが支配的となり、引き離された微粒子が再びオリフィス開口部に押し付けられる。この流量制御弁全体の開口面積は、開いているオリフィスの数と時間によって決まる。振動により与えられる外力が大きくなると、微粒子がオリフィスを離れる時間が長くなる。また、管壁内部の変形形状とオリフィスの設置位置により、オリフィスの開閉条件は変化する。このようにオリフィス板の振動を切り替えることにより、オリフィスの開口面積および開口時間を制御でき、流量の制御が可能となる。

## 2.2 駆動条件の確認

前節で述べた原理の実現に必要なオリフィス板の振動条件を求める． Fig. 2.2.1 オリフィス開口部の微粒子にかかる力の釣り合いを示す．

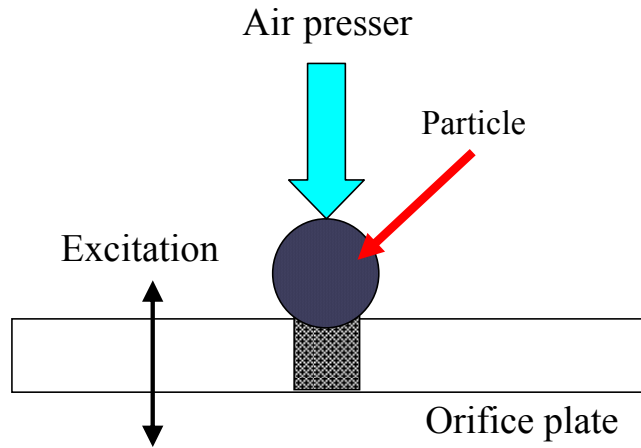


Fig.2.2.1 Forces acting on a particle on the orifice plate

Figure 2.2.1 に示すように，オリフィス開口部の微粒子は空気圧によりオリフィス部分に押しつけられる．ここで，オリフィス板を振動させ，微粒子がオリフィス開口部を離れる条件を求める．ここで，オリフィス板の振動条件は  $A\sin(\omega t)$  とする．なお，  $A$  [mm] は振動の片振幅で，  $\omega$  は角速度である．微粒子がオリフィス板を離れる際に必要な条件を計算により求める．微粒子の質量を  $m$  [kg]，空気圧を  $P$  [MPa]，オリフィスの半径を  $r$  [mm]，としたとき微粒子がオリフィス開口部より離れる際に必要なオリフィス板の加速度  $a$  [m/s<sup>2</sup>] は以下の条件より導かれる．

微粒子型微粒子がオリフィス開口部に押し付けられる力  $F_1$  [N] は，

$$F_1 = \pi r^2 P \quad (2.1)$$

となり，このときオリフィス板上の質量  $m$  の微粒子が振動により受ける力  $F_2$  [N] は

$$F_2 = ma \quad (2.2)$$

となる．式(2.1)，(2.2)よりオリフィス板の必要加速度は

$$a > \frac{\pi r^2 P \pm mg}{m} \quad (2.3)$$

となり，微粒子がオリフィス開口部を離れる条件は加速度によることが確認される．ただし，式(2.3)の±はバルブの設置向きによって変化する．

オリフィス板が  $A\sin(\omega t)$  で振動しているときの加速度  $a$  は，

$$a = A\omega^2 \quad (2.4)$$

である．このときの角速度  $\omega$  と，周波数  $f$  [Hz]との関係式を示すと

$$\omega = 2\pi f \quad (2.5)$$

となる．

一般的な工場などで，空気圧シリンダなどを使用する際の空気圧は 0.7 MPa である．そこで，空気圧を 0.7 MPa とし，オリフィスの半径を 0.25 mm, 0.20 mm, 0.15 mm としたときの微粒子がオリフィス板を離れる条件を上記の式より計算で求める．オリフィスの半径と，微粒子の必要加速度の関係を Table 2.2.1 に示す．なお微粒子として  $\phi 0.8$  mm の鉄球を用いた．鉄の密度が  $7.87 \times 10^3$  kg/m<sup>3</sup> とすると，微粒子の質量は  $2.10 \times 10^{-6}$  kg である．ここでは，オリフィス板を下向きで使用するものとする．

Table 2.2.1 Necessary particle acceleration

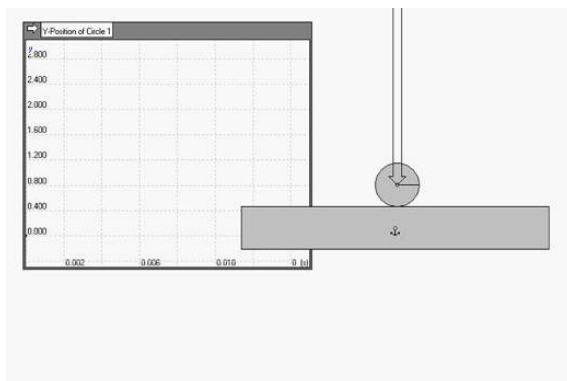
| r (mm)                | 0.25               | 0.20               | 0.15               |
|-----------------------|--------------------|--------------------|--------------------|
| a (m/s <sup>2</sup> ) | $6.63 \times 10^4$ | $4.31 \times 10^4$ | $2.35 \times 10^4$ |

次に，Table 2.2.1 の加速度が妥当であるか，運動解析ソフトを用いて確認した．解析には，構造計画研究所の 2 次元構造解析ソフトである，Working Model を用いた．Fig. 2.2.1 に示すモデルを作製し，振動を与えた際，微粒子がオリフィス板を離れる条件を確認した．Fig. 2.2.2 に実際に使用したモデルを示す．解析では単板のオリフィス板に  $A\sin(2\pi ft)$  の振動を与えた際の，微粒子の挙動を確認する．Fig. 2.2.2 (a)は振動を与えていないとき，Fig. 2.2.2 (b)は駆動条件を満たした振動を与えたときの解析モデルである．一般的に圧電セラミックスの歪みは約 0.1 %であり[2-1]，共振駆動の圧電アクチュエータでも最大で数 $\mu$ m 程度の変位しか発生しない．その場合，目標加速度を満たすには，非常に高い振動周波数が必要となる．しかし，高い周波数では解析の精度に影響が出ることを確認された．そこで本解析では，空気による押し付け力，微粒子の質量と振動加速度との関係のみを求めることとし，オリフィス板の変位を便宜上，0.1 mm としている．解析に使用した条件を Table 2.2.2 に示す．空気圧による圧力の変更せずに，駆動条件を満たした振動を与えた状態と，駆動条件を満たしていない振動を与えていない状態での微粒子の挙動を解析により確認した．微粒子がオリフィスを離れる条件を確認するために微粒子とオリフィス板の距離を求める．半径 0.25 mm のオリフィスの解析結果を Fig. 2.2.3(a)に，半径 0.20 mm, 0.15 mm の解析結果

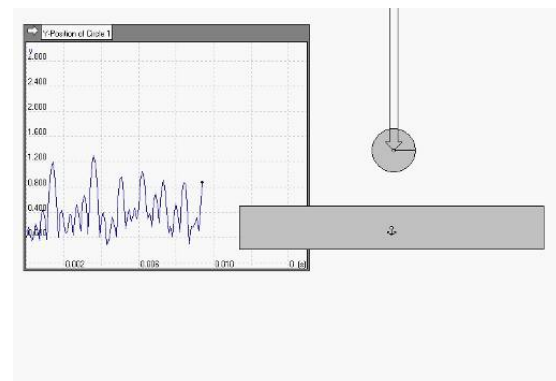
を Fig. 2.2.3(b), (c)にそれぞれ示す.

Table 2.2.2 Analysis condition

| Orifice radius(mm)                      | 0.25               | 0.20               | 0.15               |
|-----------------------------------------|--------------------|--------------------|--------------------|
| Press force (N)                         | 0.140              | 0.088              | 0.050              |
| Driving condition( $\text{m/s}^2$ )     | $6.25 \times 10^4$ | $3.72 \times 10^4$ | $2.34 \times 10^4$ |
| Non driving condition( $\text{m/s}^2$ ) | $5.80 \times 10^4$ | $3.61 \times 10^4$ | $2.22 \times 10^4$ |

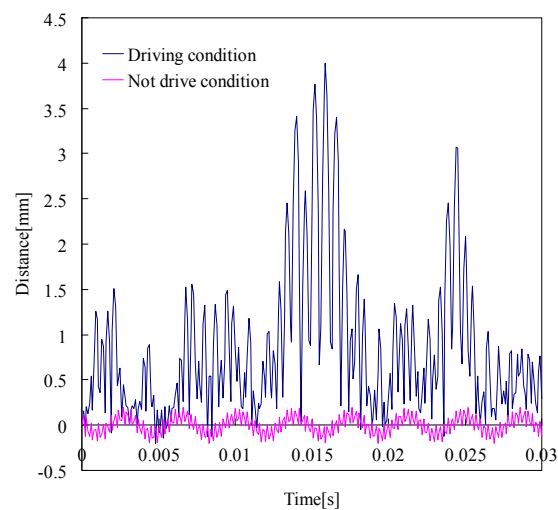


(a)

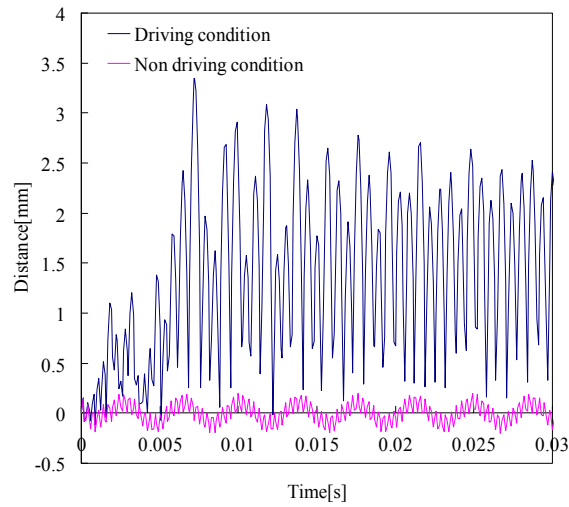


(b)

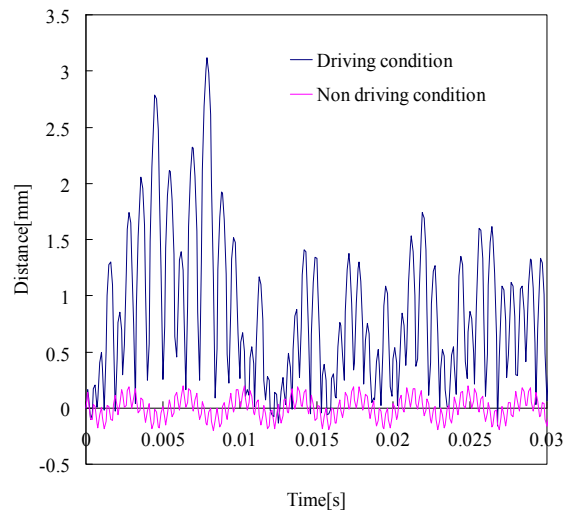
Fig. 2.2.2 Simulation model for moving condition of the valve



(a) Orifice radius: 0.25mm



(b) Orifice radius: 0.20mm



(c) Orifice radius: 0.15mm

Fig. 2.2.3 Analytical results of moving condition

解析の結果より，駆動条件にてオリフィス板を駆動させた際には，微粒子がオリフィス板を離れて運動していることが，Fig. 2.2.3 より確認できる．オリフィス板を離れた微粒子には，振動による外力は与えられなくなるため，押し付け力の影響でオリフィス板上に再度押し付けられる．その後，オリフィス板にとどまることなく，すぐにオリフィス板上を離れることが確認できる．非駆動条件での解析結果でも微粒子とオリフィス板との間に隙間ができていているように見える．しかし，これは，押し付け力による微粒子の変形であり，実際にはオリフィス板と微粒子は一体となって運動していることが確認された．押し付け力が大きい条件では，非駆動条件と駆動条件の

差が大きい。押し付け力が大きい場合は非駆動条件であっても、微粒子とオリフィスが一体になって運動している状態から、長時間の振動後、微粒子が動き出す現象が確認されたためである。これは、微粒子が変形を起こし、押し付け力が微粒子の中心にかからなくなることで起こる。実際は、微粒子が圧力により数百 $\mu\text{m}$ 変形することはないので、これは解析でのみ見られる現象である。以上の結果より、計算結果と解析結果に誤差はあるものの、空気によりオリフィス開口部に押し付けられている微粒子がオリフィス開口部を離れる条件が確認された。

## 2.3 連続的流量制御の条件

本研究で開発する流量制御弁は複数のオリフィスが設置されたオリフィス板を用い，それぞれのオリフィスの開閉時間を制御し，時間あたりの開口面積を制御することで，流量の複雑なコントロールを実現する．オリフィスの開閉を制御するためには各オリフィスの振動加速度を個別に制御することが必要である．ここでは，オリフィス配置位置による振動振幅の違いにより加速度を個別に制御する．

### 2.3.1 振動振幅の制御

オリフィス板の共振駆動時の振幅に対しての考察を行う．オリフィス板の励振には圧電素子の逆圧電効果を用いることとする．圧電振動子の振動振幅は印加電圧により制御することが出来る．圧電素子の変位を決定する要素として圧電定数がある．Fig. 2.3.1 に圧電素子に電圧を印加した状態を示す．

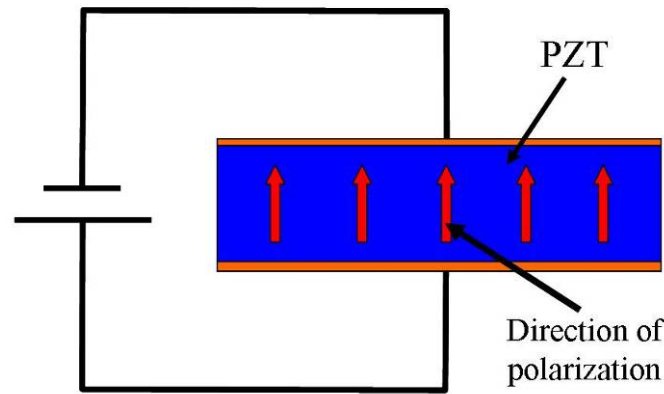


Fig. 2.3.1 Model of inverse piezoelectric effect

逆圧電効果とは分極された圧電素子に電界を加えると変位が発生する現象である．Fig. 2.3.1 に示すように厚み方向に分極された圧電素子に分極方向と同じ向きの電位をかけた際には，圧電素子は厚み方向伸びる．また，電圧  $V$  が分極方向と逆向きの電界であった場合，圧電素子は縮む．この変化量は圧電定数  $d_{33}[\text{m/V}]$  と印加電圧により求められる．なお  $d_{33}$  は以下の式で表される．なお， $\epsilon^T [\text{N/V}^2]$  は誘電率， $c^T [\text{N/m}^2]$  は弾性スティフネス， $K_{33}$  は電気機械結合係数である．

$$d_{33} = K_{33} \sqrt{\frac{\epsilon_{33}^T}{c_{33}^T}} \quad (2.6)$$

厚み方向に分極方向と同じ電圧  $V$ [V]を印加した際の変位  $x$ [m]は

$$x = d_{33}V \quad (2.7)$$

である．式(2.7)より，圧電素子に電圧を印加した際の変位は印加電圧に比例することが確認できる．ここで，印加電圧  $V$ が交流電圧で，その振動数が共振周波数と一致している際の変位  $x$ [m]は以下の式のようになる．なお， $Q$ は機械的品質係数（ $Q$  値）である．

$$x = Qd_{33}V \quad (2.8)$$

機械的品質係数は振動子の材質や構造により決定される．セラミックス系の圧電素子を用いた際の  $Q$  値は数百程度となるため[2-1]，共振時には小さな電圧で大きな変位を発生させることが可能となる．

### 2.3.2 オリフィス板の振動

前節で示した管壁内部のオリフィス板の振動モデルを単純化し，Fig. 2.3.2 に示す．本研究で使用する流量制御弁ではフランジ部分を振動させることにより，オリフィス板内部に縦方向の振動を発生させる．高次の振動モードでは減衰の影響により振動振幅が発生しにくくなるため，1 次の振動モードを用いることとする．内部の振動構造は管壁部分を振動の節，オリフィス板の中心を振動の腹とした振動モードを発生させることとする．このとき管路内のオリフィス板の振動条件は，両端固定の梁の振動と近似して考えることが可能である．管壁内部の直径を  $L$  とし，たわみを  $v$  としている．

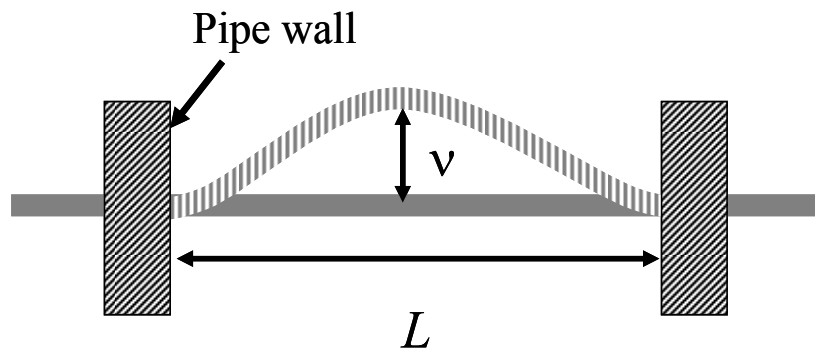


Fig. 2.3.2 Orifice plate displacement

以上の条件より，それぞれの位置でのたわみを以下のようにあらわすことができる．オリフィス板の直径を  $L$ [mm]，応力を  $P$ [MPa]，ヤング率を  $E$ [MPa]，断面2次モーメントを  $I$ [mm<sup>4</sup>]とし，管壁の端点を原点としたときのそれぞれの位置  $x$ [mm]でのたわみ  $v$ [mm]は以下のような関係式で表

される．なお， $x$  の条件は  $(0 \leq x \leq L/2)$  である．

$$\nu = \frac{Px^2}{48EI}(3L - 4x) \quad (2.9)$$

ここでヤング率，断面 2 次モーメント，応力が一定なので，式(2.9)よりオリフィス部分の振幅はオリフィスの設置位置によって決まる．ここで中心でのたわみを 1 とし，オリフィス板の内径を 6mm とした際のそれぞれの位置での振幅を式(2.9)によって求めた．結果を Fig. 2.3.3 に示す．

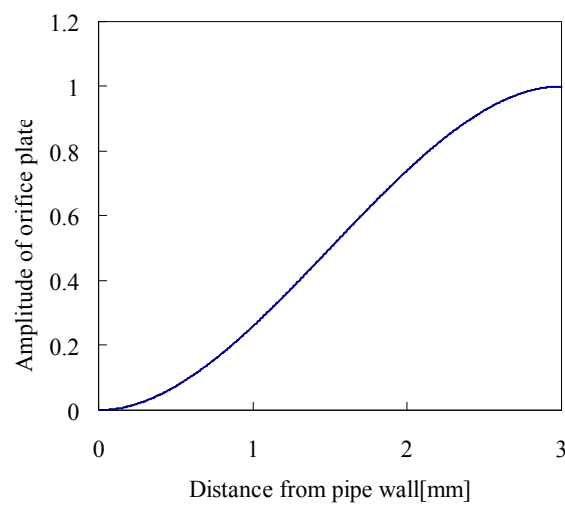


Fig. 2.3.3 Relationship between distance from pipe wall and displacement

Figure 2.3.3 より，管壁より 1 mm 付近で中心部の 26 %，2 mm の部分で 74 %の変位が発生することが確認された．振動加速度は振動振幅に比例するので，オリフィスを設置している部分により，微粒子が離れる加速度に達する条件が異なる．このためそれぞれ，振幅の異なる位置にオリフィスを設置し，振動加速度を制御することで，全体のオリフィスの時間あたりの開口面積を段階的に制御することが可能となり，連続的な調整が可能となる．

## 2.4 まとめ

本章では本研究で提案する微粒子励振型流量制御弁の基本的な駆動原理を示した．さらに，駆動条件として，振動加速度を挙げ，運動解析ソフトを用い条件の確認を行った．

また，連続的な流量制御の条件を述べた．連続的な流量制御を行うためには，オリフィス開口面積を連続的に制御する必要がある．本研究では複数のオリフィスとそれらを塞ぐ微粒子を用い，微粒子の運動を制御することで，選択的にオリフィスの開放面積を制御する．本研究ではオリフィス板の振動モードに着目し，オリフィスの振動速度を制御することで，オリフィスの開口部の連続的な制御を行う．

## 第3章 流量制御弁の圧電的特性

### 3.1 流量制御弁振動子部分の基本的構造

本研究で使用する，流量制御弁の構成図を Fig. 3.1.1 に，構造を以下に示す．

本研究で使用する流量制御弁の構成要素は，オリフィス板，圧電素子，電極，固定用ナットである．圧電素子と圧電素子に電界を与えるための電極はそれぞれ 2 枚ずつである．圧電素子と電極はオリフィス板にボルト締めで取り付けられている．圧電素子をナットで締め付けて固定することにより，ボルト締めランジュバン型振動子のように圧電素子の機械的強度を高め，高い振動効率で駆動することが可能となる．一般的なボルト締めランジュバン型振動子の基本的構造を Fig. 3.1.2 示す．ボルト締めランジュバン型振動子は円環状の圧電素子を二枚金属ブロックで挟み込み，ボルトやナットで締め付けたものである．セラミック製の圧電素子では，圧電素子を用いた振動子を共振駆動する際，振動子の中央部での応力による圧電セラミックスの破壊が問題となる．セラミックスは圧縮応力には強く，引っ張り応力には弱いという特徴がある．一般的な圧電素子の圧縮方向の破壊強度は  $7000\text{kg/m}^2$  程度，引っ張り方向の破壊強度は  $400\text{kg/m}^2$  程度である．ボルト締めランジュバン型振動子とはあらかじめ適当な圧縮応力を加えておいて，共振時におけるセラミックスの機械的強度を極力高め強い共振状態を発生させようとするものである[3-1]．ボルト締めランジュバン型振動子では，圧電セラミックス板と金属ブロックとの接触を，均一なものとしなくてはならないが，これは，銅電極のような薄くて相対的に軟らかい材質を用いることで解決される[3-2]．

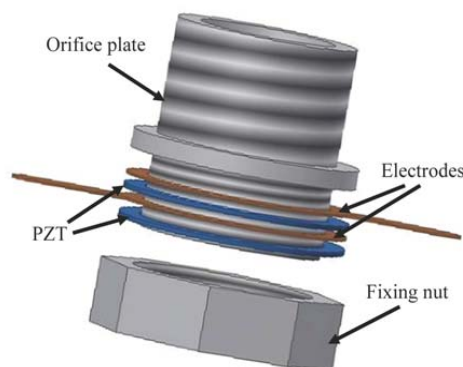


Fig. 3.1.1 Outline of proposed flow control valve

ランジュバン型振動子では，Fig. 3.1.2 に示すように，圧電素子による振動を金属ブロック先端で増幅するように設計することで大きな発生力を生み出すことができる．しかし，そのためには金属ブロックを最適な長さにする必要があり，体積・質量が大きくなる傾向がある．そこで本研究で使用する振動子では，圧電素子の厚み方向の変形によって，オリフィス板のフランジ部分を

振動させることとする。

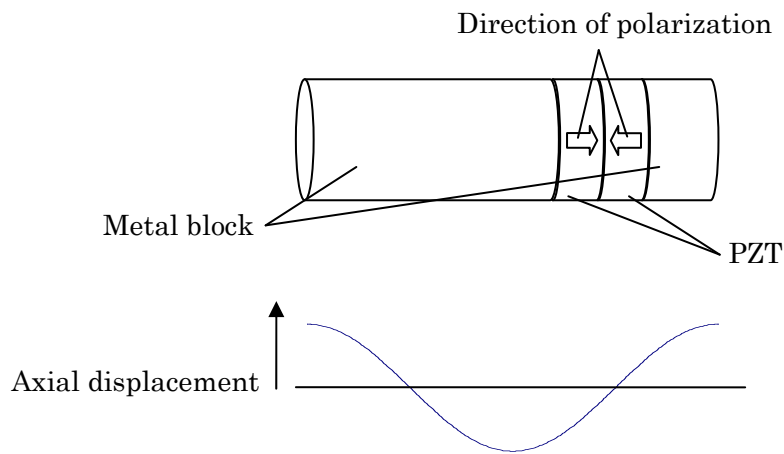


Fig. 3.1.2 Langevin type longitudinal oscillator [3-2]

次に、駆動時の振動子の挙動について示す。Fig. 3.1.3 に圧電素子取り付け部分の断面図を示す。Fig. 3.1.3(a)で示される矢印は圧電素子の分極方向を示している。オリフィス板と固定用のナットは金属製なので、ナット上の電極とフランジ部分は電氣的にショートした状態になる。

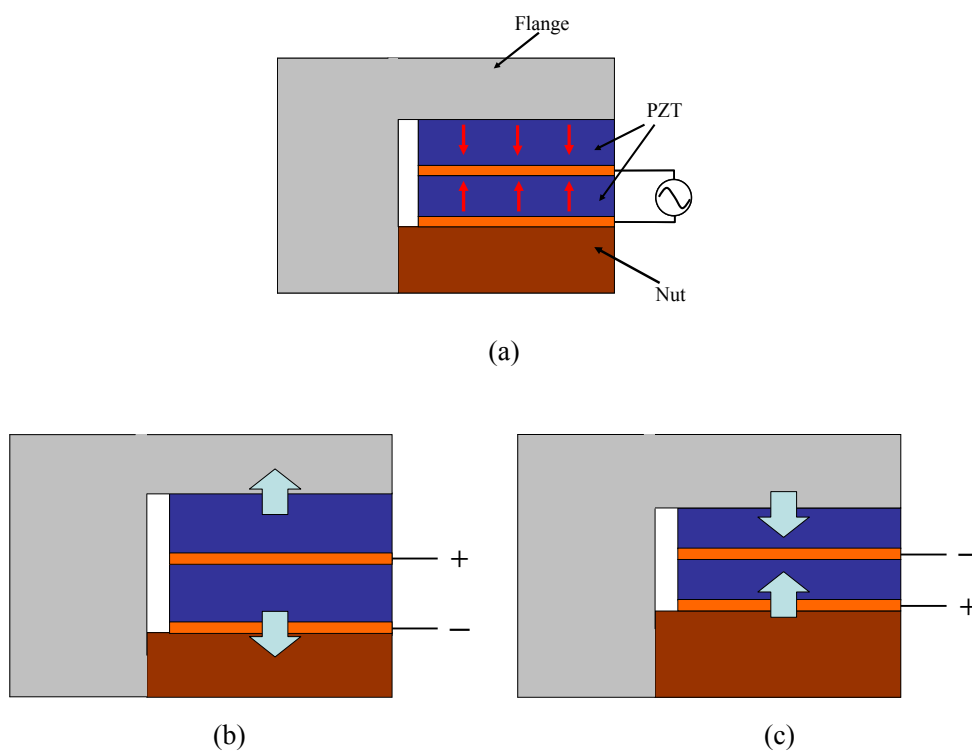


Fig. 3.1.3 Vibration condition at resonance frequency

Figure 3.1.3(b)に示すように上部の電極に正，下部の電極に負の電界を印加すると振動子全体は伸び，Fig. 3.1.3(c)に示すように上部の電極に負，下部の電極に正の電界を印加すると振動子全体は縮むことになる．電極に与える電界の向きを切り替えることで振動子全体が振動することになり，振動の周波数が共振周波数と一致すると大きな変形を起こすことが可能となる．

## 3.2 有限要素法を用いた流量制御弁の設計

### 3.2.1 基礎設計

製作する流量制御弁の基本的な駆動条件を確認するため有限要素法解析により設計を行った．有限要素法(Finite Element Method; FEM)とは, 連続体を有限な自由度をもつ有限要素の集合体としてモデル化し, この集合体に対して成立する方程式を数学的に厳密に解く数値解法である[3-3].

本研究ではサイバネット株式会社の有限要素法解析ソフト ANSYS を用いて解析を行った．

本研究では, 圧電素子として PZT を用いる．PZT とはチタン酸ジルコン酸重合体鉛(Lead Zirconate Titanate)の通称で, これは圧電定数が高い代表的な圧電材料である．ANSYS で解析を行う場合には構造のベースとなる材料データが必要となる．圧電解析に必要な PZT(C-213)の材料データは弾性応力マトリクス, 圧電歪定数マトリクス, 比誘電率である[3-4].

弾性応力マトリクス $[c^E]$ [N/m<sup>2</sup>]は

$$[c^E] = \begin{pmatrix} 1.23 \times 10^{11} & 5.98 \times 10^{10} & 5.95 \times 10^{10} & 0 & 0 & 0 \\ 5.98 \times 10^{10} & 1.23 \times 10^{11} & 5.95 \times 10^{10} & 0 & 0 & 0 \\ 5.95 \times 10^{10} & 5.95 \times 10^{10} & 1.04 \times 10^{11} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2.60 \times 10^{10} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 2.60 \times 10^{10} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 3.18 \times 10^{10} \end{pmatrix}$$

と表される．

圧電ひずみ定数マトリクス $[d]$ [m/V]は

$$[d] = \begin{pmatrix} 0 & 0 & -1.35 \times 10^{-10} \\ 0 & 0 & -1.35 \times 10^{-10} \\ 0 & 0 & 3.10 \times 10^{-10} \\ 0 & 5.10 \times 10^{-10} & 0 \\ 5.10 \times 10^{-10} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

と表される．

比誘電率 $[\epsilon^s]$ は

$$[\varepsilon^s] = \begin{bmatrix} 1590 & 0 & 0 \\ 0 & 1590 & 0 \\ 0 & 0 & 1470 \end{bmatrix}$$

と表される．

オリフィス板本体と固定用ナットの材料として SUS-304 を用いた．Table 3.1.1 に圧電解析で必要となる SUS-304 のヤング率，ポアソン比，密度を示す．

Table 3.2.1 SUS-304 material constant [3-5]

|                              |                      |
|------------------------------|----------------------|
| Young's modulus [GPa]        | 193                  |
| Poisson ratio                | 0.29                 |
| Density [kg/m <sup>3</sup> ] | 8.03x10 <sup>3</sup> |

次に解析に用いたモデルについて示す．解析に用いたオリフィス板の基本寸法を以下に Fig. 3.2.1 に示す．オリフィス板の外径は 10 mm，管壁内部を  $\phi 6.0$  mm とし，オリフィス板の厚さは 0.8 mm とした．圧電素子の厚さはそれぞれ 0.2 mm，外径はオリフィス板と同じく 10 mm とし，内径は管壁との接触を防ぐため，8.2 mm とした．

オリフィス板の縦方向のサイズの最適化を図るため 5 パターンの条件で解析を行った．Fig. 3.2.3 にオリフィス板の概略図を示す．

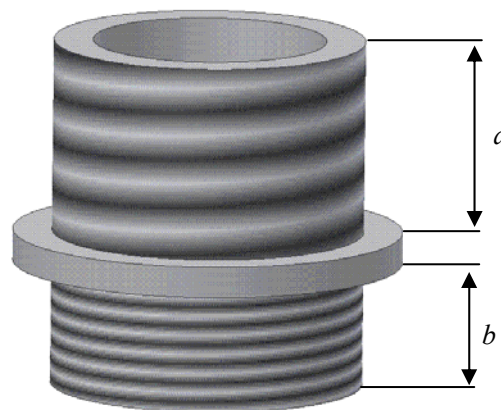


Fig. 3.2.1 Outline chart of orifice board

Figure 3.2.1 に示すオリフィス板の管壁上部の長さを  $a$ [mm]，管壁下部の長さを  $b$ [mm] とし，オリフィス板中心部分の変位が最大となる  $a$ ， $b$  の組み合わせを決定する． $a$ ， $b$  の組み合わせは Table 3.2.2 に示す 5 パターンに分けて解析を行い，縦方向の寸法の最適化を図った．

Table 3.2.2 Combination of size patterns of orifice board

|          | Pattern A | Pattern B | Pattern C | Pattern D | Pattern E |
|----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| $a$ [mm] | 2.0       | 3.0       | 3.0       | 4.0       | 5.0       |
| $b$ [mm] | 1.2       | 1.2       | 2.2       | 3.2       | 3.2       |

Table 3.2.2 に示したパターン A からパターン E について、1 次のたわみ振動の共振周波数を特定し、中心部分の振動加速度を求めた。振動加速度の解析は周波数応答解析により行った。解析に用いたモデルを Fig. 3.2.2 に示す。Fig. 3.2.2 (a) に振動モデルの管壁内部を、Fig. 3.2.2 (b) に管壁の外部を示す。空気圧シリンダに取り付けた状態での振動条件を確認するため、Fig. 3.2.2(b)に示す A は高さ方向の変位を、B では横方向の変位を拘束している。本解析で用いる振動モードは、単純なモードを用いる。振動モードの軸対象性を考慮に入れて 1/4 のモデルを使用することとする。

解析を行う範囲は共振周波数を中心に 3kHz とし、減衰は考慮しない。解析によって求められたオリフィス板中心部分の振動加速度を Fig. 3.2.3 に示す。なお印加電圧はそれぞれ 20 V<sub>p-p</sub> である。

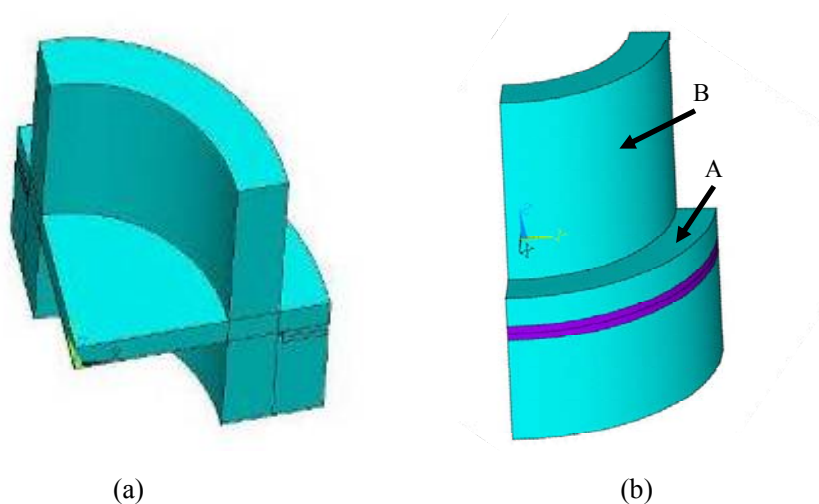
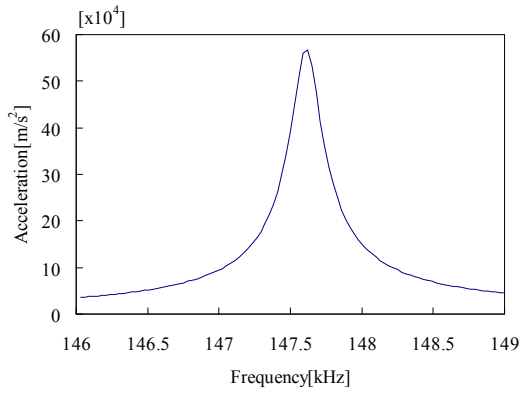
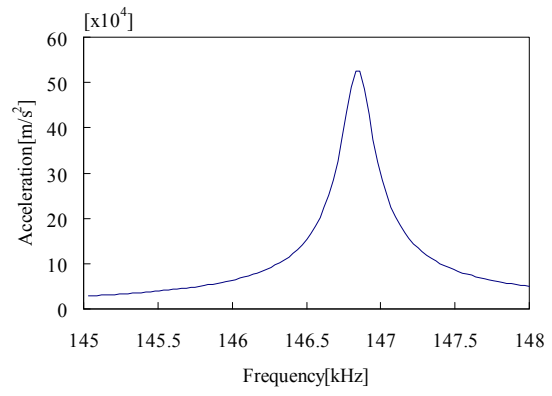


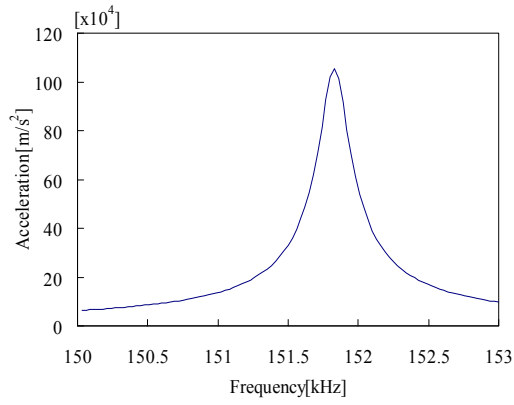
Fig. 3.2.2 Quarter analysis model for FEM



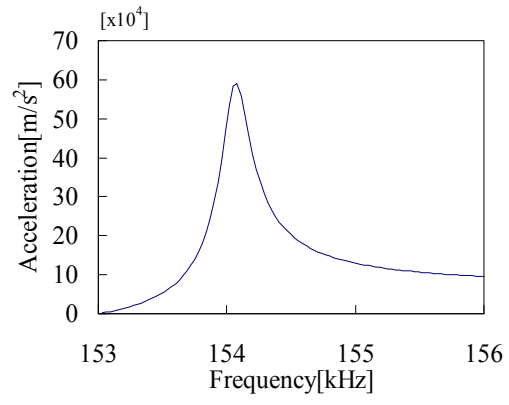
(a) Pattern A



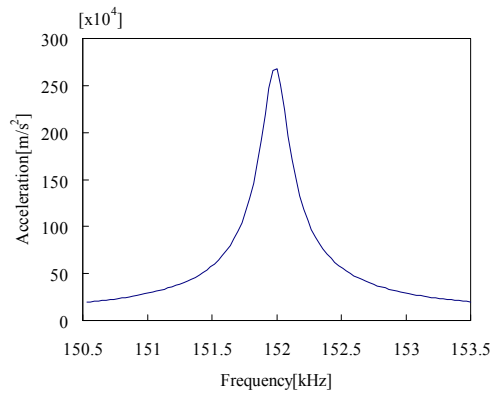
(b) Pattern B



(c) Pattern C



(d) Pattern D



(e) Pattern E

Fig. 3.2.3 Analytical deformation mode of displacement

解析の結果より、パターン E で中心付近の振動加速度がもっとも大きいことが確認された。それぞれの解析結果より、振動加速度に大きな違いが無いため、加速度の大小は振動の振幅によって決まっていることがわかる。圧電振動子の振幅は振動子のサイズが大きいくほど大きくなるため、パターン E を最適の条件と結論付けることは出来ない。そこで、オリフィス板の振動加速度/体積を求めることで、振動子の効率を確認する。それぞれのパターンにおいて、体積あたりの振動加速度を求め、その結果を Fig. 3.2.4 に示す。

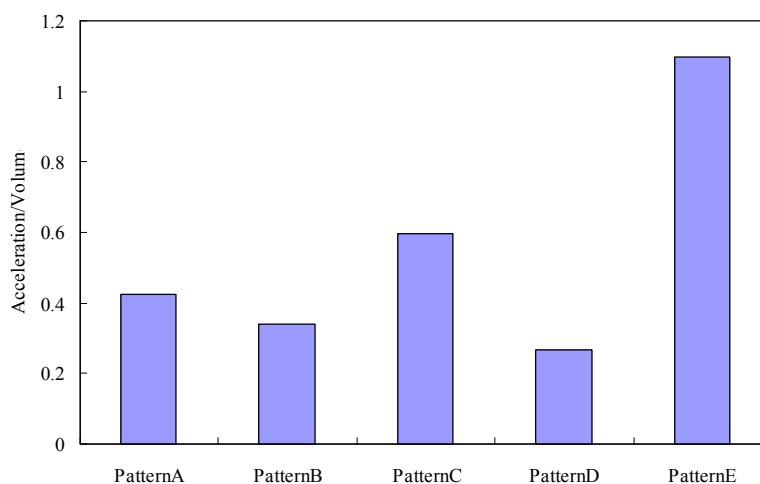


Fig. 3.2.4 Comparison between valve volume and performance

Figure 3.2.4 に示されるように、パターン E では他の条件と比較して体積あたりの振動加速度がもっとも大きいことが確認された。以上の結果よりパターン E を最適条件とし、この条件をもとにオリフィス板を設計し、解析により振動条件を求める。

### 3.2.2 共振モードの確認

前節で、寸法の最適化を行ったオリフィス板を用いて、最適な駆動条件を確認するために解析を行った。Fig. 3.2.5 にこれより解析に用いるオリフィス板の寸法を示す。オリフィス板は空気圧シリンダのポートに直接取り付けることができるように、管壁上部にはねじ切りが施されている。圧電素子を固定するナットの外径はオリフィス板と同様に 10 mm とし、厚さは 2.8 mm とした。解析上では、オリフィス板、圧電素子と固定用ナットが完全に結合されているものとする。

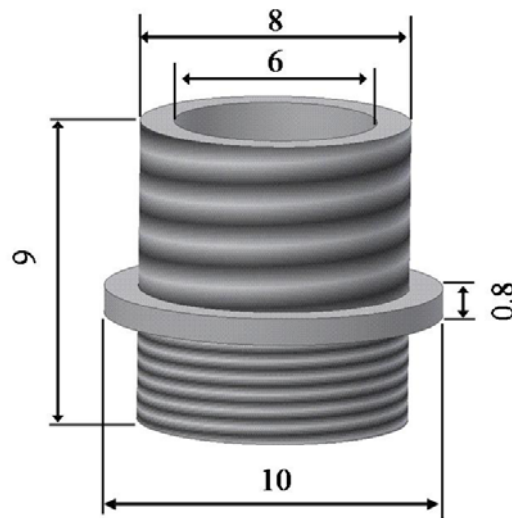
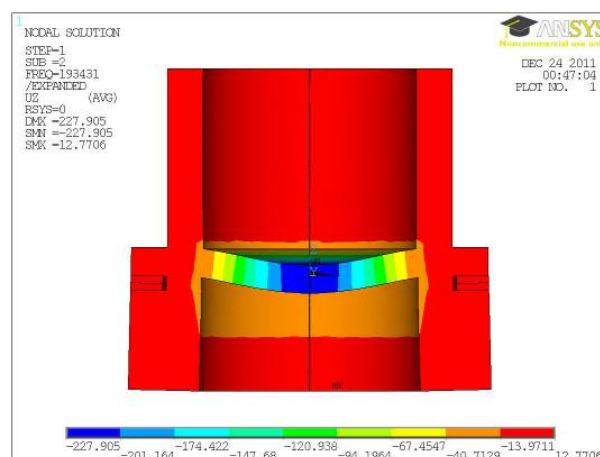
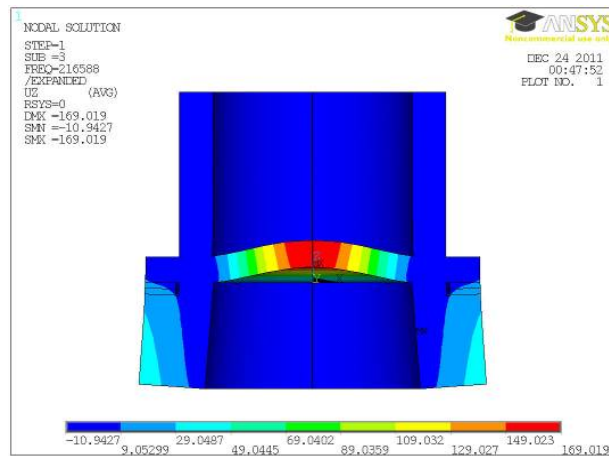


Fig. 3.2.5 Detail of orifice plate size

最適な振動モードを確認するため、モーダル解析を行い、モード形状の確認を行った。モーダル解析とは、弾性構造体が、ある固有振動数でどのような振動をするかを調べ、その動的特性を解析する手法である[3-6]。本研究で求められる振動モードは管壁内部に一次のたわみの変形を発生させ、振動加速度が大きいものである。モーダル解析の結果、駆動に適していると思われるモードが二つ確認された。それぞれの振動モードを振動モード A、振動モード B とする。求められた振動モードを Fig. 3.2.6 に示す。Fig. 3.2.6 (a)に示す振動モードの共振周波数は 193.431 kHz であり、フランジ部分の厚み振動がオリフィス板全体を振動させていることが確認された。Fig. 3.2.6(b)に示す振動モードの共振周波数は、216.583 kHz であり、圧電素子の伸縮によりオリフィス板の管壁を変形させることで、オリフィス板に振動を発生させていることがわかる。



(a)193.431 kHz



(b)216.588 kHz

Fig. 3.2.6 Analytical result of the deformation mode by the finite element method

次に、それぞれの共振周波数でオリフィス板を振動させた時のオリフィス板の振動加速度を比較するため周波数応答解析をおこなった。固定用ナットとオリフィス板側をグランドとし圧電素子間の電極に印加電圧  $40 V_{pp}$  を与えた。減衰比は  $7.14 \times 10^{-4}$  である。解析により求められた振動モード A でのオリフィス板中心の振動加速度を Fig. 3.2.7 に、振動モード B での振動加速度を Fig. 3.2.8 に示す。なお、圧電素子の分極方向は Fig. 3.1.3 と同様である。

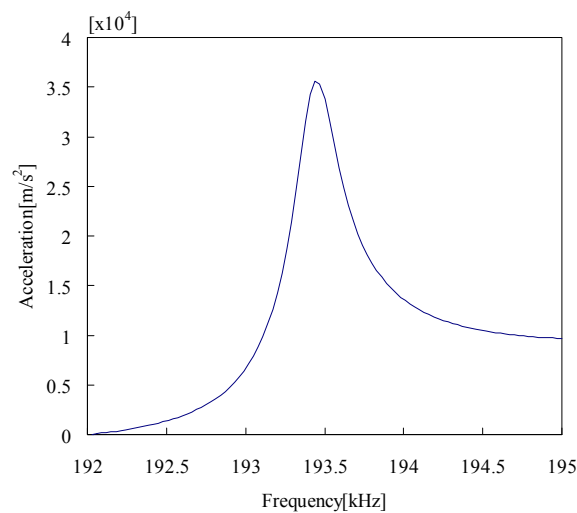


Fig. 3.2.7 Vibrating acceleration in center part at mode A

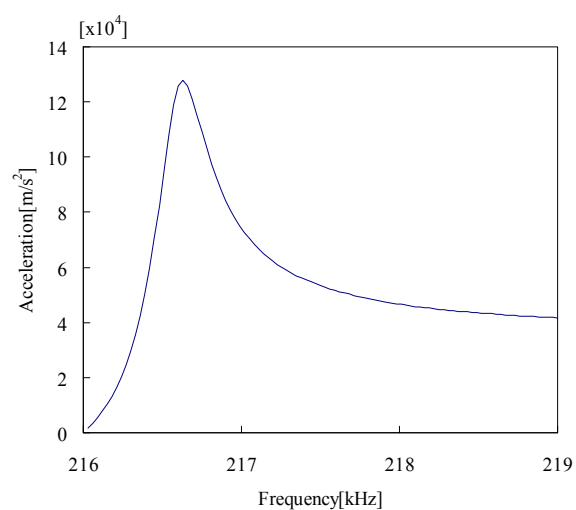


Fig. 3.2.8 Vibrating acceleration in center part at mode B

Figure 3.2.7 と Fig. 3.2.8 よりそれぞれの振動加速度は 193.44 kHz のとき  $3.56 \times 10^4 \text{ m/s}^2$ , 216.66 kHz のとき  $12.8 \times 10^4 \text{ m/s}^2$  であることが確認された。この結果より、どちらの振動条件でも目標とする振動加速度を満たすことが確認された。さらに管壁からの距離と変位の関係を解析の結果より求めた。Fig. 3.2.9 に 193.44 kHz での振幅, Fig. 3.2.10 に 216.66 kHz での振幅を示す。なお比較のため、オリフィス板中心の変位を 1 としている。

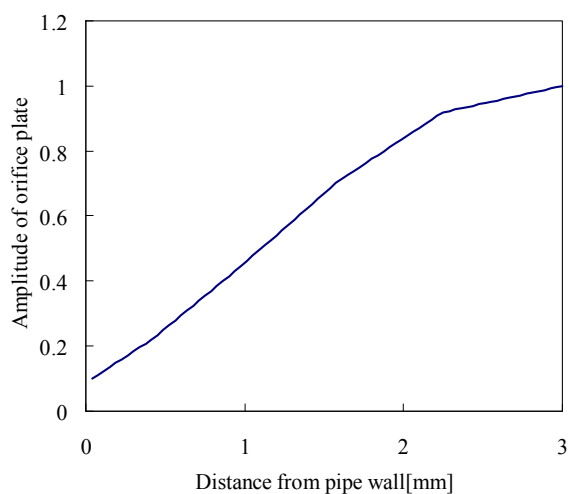


Fig. 3.2.9 Relationship between distance from pipe wall and amplitude at 193.44 kHz

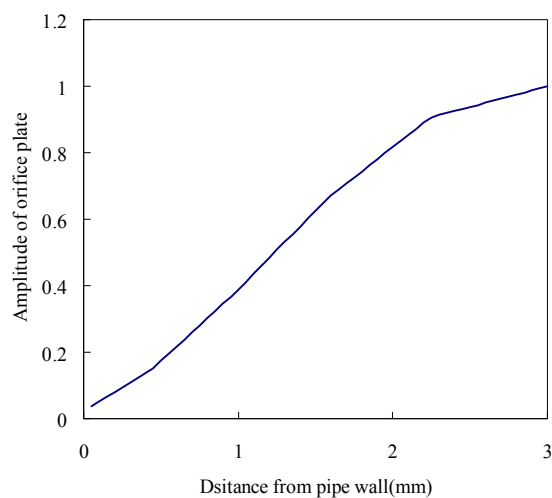


Fig. 3.2.10 Relationship between distance from pipe wall and amplitude at 216.66 kHz

解析の結果により，求められた管壁の距離と振動振幅の関係は，Fig. 2.3.2 において計算で求めた結果とほぼ一致している．ずれが見られる理由は，解析において，節点上以外では振幅の測定ができないためである．

### 3.2.3 時刻歴応答解析による空気圧印加時の挙動

解析によって求められた，2 つのモードに関して最適なモード決定する．空圧流量制御弁として最適なモードの条件としては，振動加速度が大きいこと，空気圧印加時の影響が小さいことが挙げられる．ここで，空気圧印加時のオリフィス板の駆動条件を解析で仮定し，それぞれの振動条件を確認した．この解析では，実際にオリフィスを設置した解析モデルを用いて時刻歴応答解析を行った．解析モデルを Fig. 3.2.11 に示す．

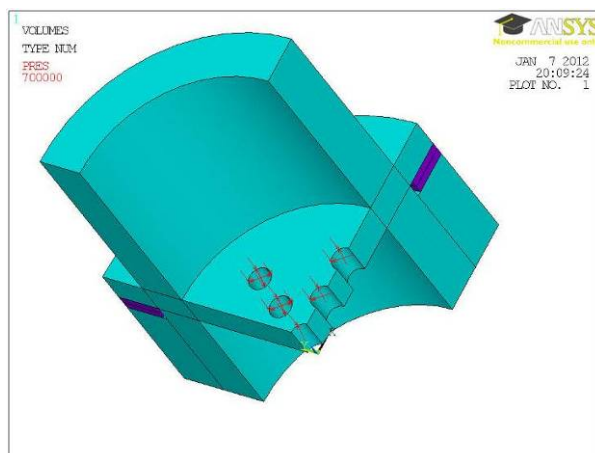


Fig. 3.2.11 Analysis model for time change

オリフィスは同心円状に配置されており，中心に 1 個， $\phi 1.8\text{mm}$  の同心円状に 6 個， $\phi 3.6\text{ mm}$  の同心円状に 6 個設置されている．モードの軸対象性を考慮にいれ，1/4 モデルを用いて解析を行った．空気圧印加時の条件を表すため，オリフィス開口部に  $0.7\text{ MPa}$  の圧力を与えた状態で解析を行った．まず，モーダル解析により，共振周波数を求めた結果，振動モード A の共振周波数は， $157.702\text{ kHz}$ ，振動モード B の共振周波数は  $205.977\text{ kHz}$  であった．求められた共振周波数での時刻歴応答解析を行った．

時刻歴応答解析では，印加電圧を共振周波数の交流電圧とし，振動時の加速度を測定した．電圧の片振幅を  $A[\text{V}]$ ，振動周波数を  $f[\text{Hz}]$ ，時間を  $t[\text{s}]$  とすると印加電圧  $V$  は以下のように表せる．

$$V = A\sin(2\pi ft) \quad (3.1)$$

ここで，印加する電圧は電極間で位相を  $180$  度反転させたものとする．圧電素子間の電極に印加する電圧  $V_1$  を  $A\sin(2\pi ft)$  とすると，固定用ナット上の電極に印加する  $V_1$  と  $180$  度位相を反転させた電圧  $V_2$  は以下のように表される．

$$V_2 = A\sin(2\pi ft + \pi) = -A\sin(2\pi ft) \quad (3.2)$$

ここでそれぞれの，片振幅  $A$  は 1 とした．

求められた振動モード A の振動速度を Fig. 3.2.12 に，振動モード B の振動速度を Fig. 3.2.13 にそれぞれ示す．振動速度はオリフィス板の中心に設置されたオリフィスの開口部のものである．

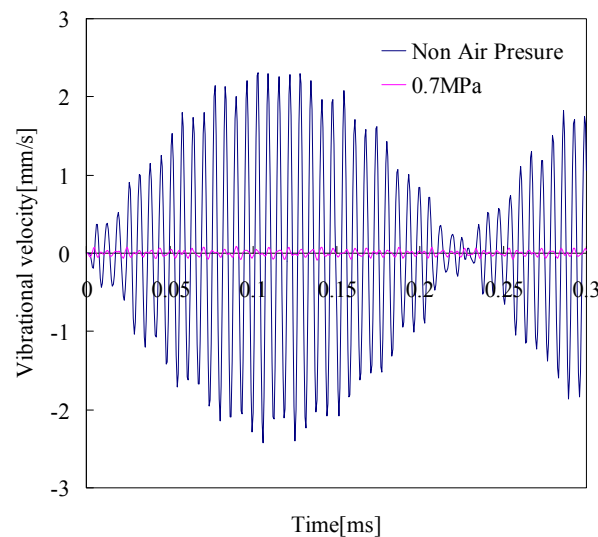


Fig. 3.2.12 Analytical result of time change analysis at  $157.702\text{ kHz}$

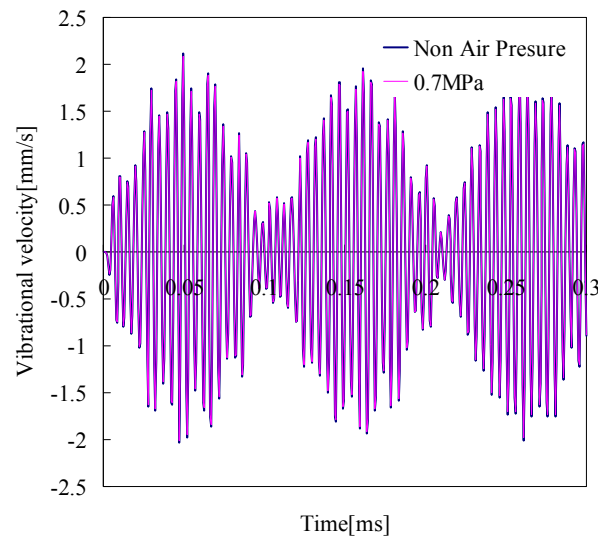


Fig. 3.2.13 Analytical result of time change analysis at 205.977 kHz

解析の結果より，振動モード A では空気圧印加により，振動速度が大きく変化するが，振動モード B では空気圧印加による影響が見られないことが確認された．以上の結果より，振動モード B が最適な振動モードであると確認できた．

#### 3.2.4 固定用治具の設計

本研究で開発している流量制御弁は，空気圧シリンダの空圧継ぎ手部分に取り付けて使用することを想定している．一般的な，空気圧シリンダの空圧継ぎ手部分はアルミで出来ている．そこで，アルミ製の治具の設計を行った．

有限要素法解析により，アルミ製の治具を取り付けたオリフィス板の振動速度を求めた．取り付け方法はねじ止めすることとし，解析上では，オリフィス板の管壁上部と治具が完全に結合されているものとする．治具の寸法は 24x24x12 mm の直方体とした．Table 3.2.2 に解析に必要なアルミの材料定数を示し，Fig. 3.2.14 に解析に用いたモデルとモーダル解析により求められた振動モードを示す．解析の結果より，治具の部分の振動の影響が少なく，オリフィス板が縦方向に振動していることが確認できた．

Table 3.2.2 Aluminum material constants [3-5]

|                              |                      |
|------------------------------|----------------------|
| Young's modulus [GPa]        | 70.3                 |
| Poisson ratio                | 0.34                 |
| Density [kg/m <sup>3</sup> ] | 2.70x10 <sup>3</sup> |

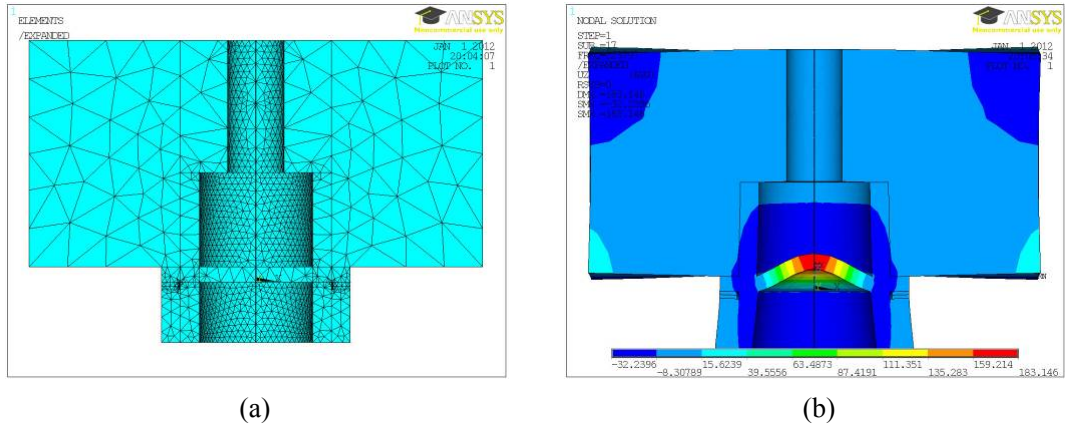


Fig. 3.2.14 Analytical results of the deformation mode

次に振動振幅を確認するため、周波数応答解析を行った。印加電圧は  $40 \text{ V}_{\text{p-p}}$ 、減衰値は  $7.14 \times 10^{-4}$  とした。解析により求められた振動加速度を Fig. 3.2.15 に示す。Fig. 3.2.15 の結果より、治具に取り付けた状態でも中心付近では  $8 \times 10^4 \text{ m/s}^2$  程度の加速度を発生させることが確認できた。以上の解析をもとに振動子の製作を行った。

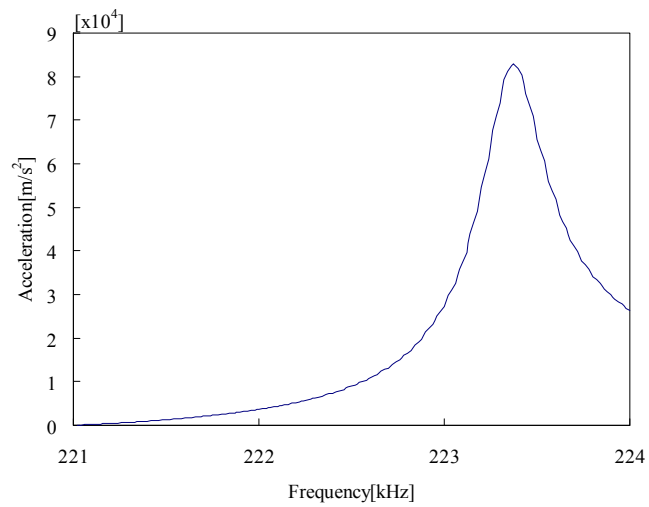


Fig.3.2.15 Analitical result of center petert acceleration with fixed case

### 3.3 圧電特性の測定

#### 3.3.1 流量制御弁の製作

実際に製作した流量制御弁の構成部品を Fig. 3.3.1 に示す. Fig. 3.3.1(a) に示すオリフィス板は管壁上部には治具に固定するための、管壁下部には圧電素子に固定するためのねじきりを施している. ねじのピッチは締め付けの際の破損が起きにくいように、M8x0.7 のねじとした. Fig. 3.3.1(b) に示す. 固定用ナットの寸法は M8x0.7 の八角ナットを使用する. 固定用のナットの対向線の寸法は 10 mm である.

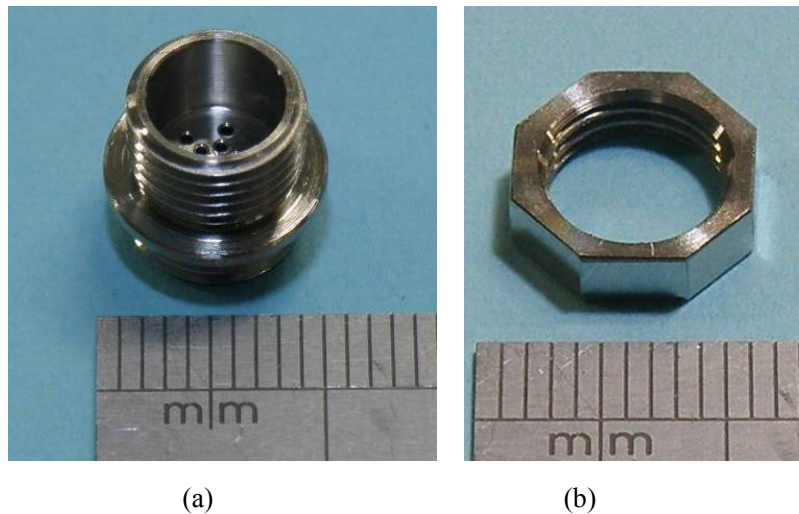
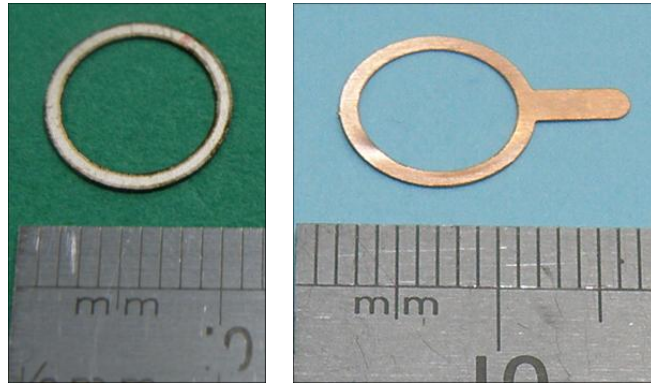


Fig. 3.3.1 Orifice plate and fixing nut

Figure 3.3.2 に圧電素子と電極を示す. 圧電素子は厚さ 0.2 mm の単板より、レーザーマーカを用いて切り出した. 外径は 10 mm, 内径は 8.2 mm である. 圧電素子表面は銀電極で覆われている. 電極は厚さ 0.1 mm の銅板を使用した. 電極の寸法は圧電素子と同じく外径 10 mm, 内径 8.2 mm で、配線用に 4 mm の突起をつけている. Fig. 3.3.3 に組み立てた流量制御弁を示す. 流量制御弁の重量は 2.5g である. Figure 3.3.4 に作製した治具を示す. 寸法は 24x24x12 mm で材質はアルミである. 治具上部には空圧コネクタ取り付け用に M3 のネジ穴を設けている.



(a)

(b)

Fig. 3.3.2 PZT oscillator and electrode



Fig. 3.3.3 Flowing quantity control valve assembly figure

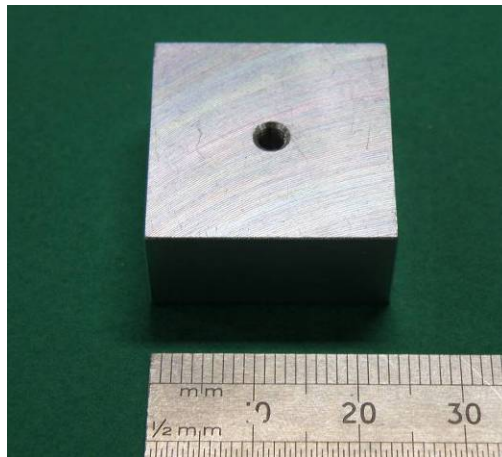


Fig. 3.3.4 Holding device of aluminum

### 3.3.2 締め付けトルクの最適化

圧電素子を取り付ける際のボルトの締め付けトルクの最適化を行った。一般的な圧電素子の圧縮方向の破壊強度は  $7000 \text{ kg/m}^2$  程度、引張り方向の破壊強度は  $400 \text{ kg/m}^2$  程度である。そこで、事前に圧電素子に  $2000 \text{ kg/m}^2$  程度圧縮応力をかけることで、通常時より大きな変位を発生させることが可能となる。最適締め付けトルクは材料どうしの摩擦や圧縮等の影響があるので、計算で求めることが難しく、実測値で決定することが多い。Fig. 3.3.5 に示すように治具を万力で固定し、圧電素子の締め付けを行った。締め付けトルクの測定にはトルクレンチを用いた。最適なトルクで締め付けた場合、圧電振動子の特性が最大となるため、アドミッタンスが最大値となる。最適な締め付けトルクは、締め付けトルクを変更し、それぞれについて、アドミッタンスを測定を行い決定した。印加電圧は  $2 V_{p-p}$  で、周波数は  $100 \text{ kHz}$  から  $200 \text{ kHz}$  までの範囲で行った。締め付けトルクは  $3.0 \text{ Nm}$  から  $4.9 \text{ Nm}$  までそれぞれ  $0.5 \text{ Nm}$  ごとに測定を行った。その結果を Fig. 3.3.6 に示す。なお、 $4.9 \text{ Nm}$  で締め付けた際、圧電素子に亀裂が発生した。

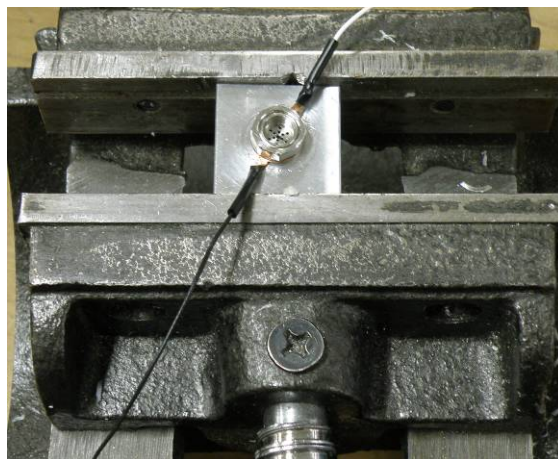


Fig. 3.3.5 Torque measurement

測定の結果より、締め付けトルクが  $4.0 \text{ Nm}$  の際、周波数によらず、アドミッタンスが最大となることが確認された。以後の実験はこの締め付けトルクで行う。

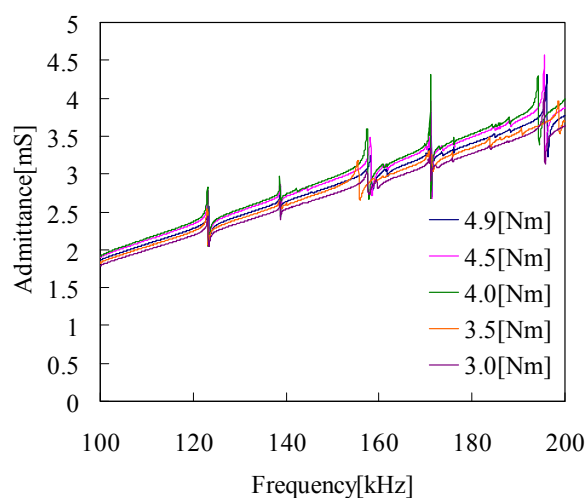


Fig. 3.3.6 Relation between tightening torque and admittance

### 3.3.3 圧電特性の測定

次に、最適締め付けトルクで圧電素子を固定した流量制御弁の圧電特性を確認した。圧電特性の測定には FRA(Frequency response analyzer)を用いて、周波数ごとのアドミッタンスと位相の変化を測定した実験の結果を Fig. 3.3.7 に示す。印加電圧は  $2 V_{p-p}$  である。

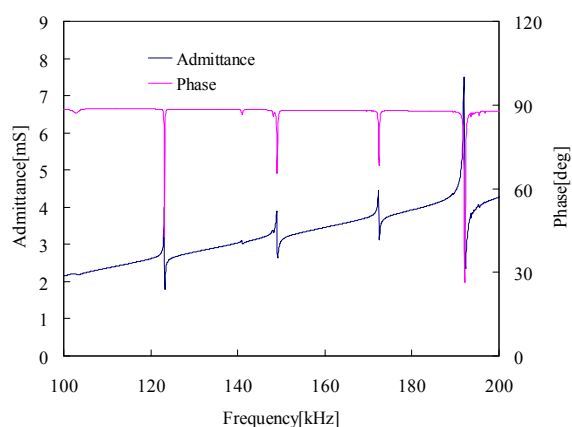


Fig. 3.3.7 Relationship between admittance of the orifice plate and frequency

実験の結果、120 kHz 付近、145 kHz 付近、170 kHz 付近、190 kHz 付近で共振点と見られるアドミッタンスの増加と、位相の変化が確認された。そこで、振動速度の変化で、最適共振点の確認を行った。振動速度の測定に使用した実験システムを Fig. 3.3.8 に示す。オリフィス板表面の振動速度にはレーザードップラー振動計を用いた。測定箇所はオリフィス板の中央部分とした。レー

ザードップラー振動計と FRA を接続し、周波数ごとの加速度測定を行った。実験により計測した振動速度 Fig. 3.3.9 を示す。なお、この際圧電素子に与えた電圧は  $2 V_{p-p}$  である。

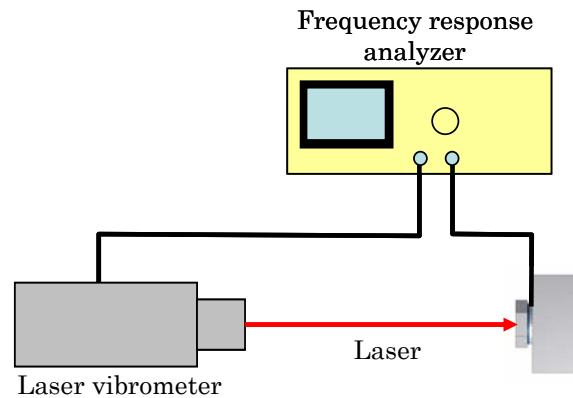


Fig. 3.3.8 Experiment system for acceleration measurement

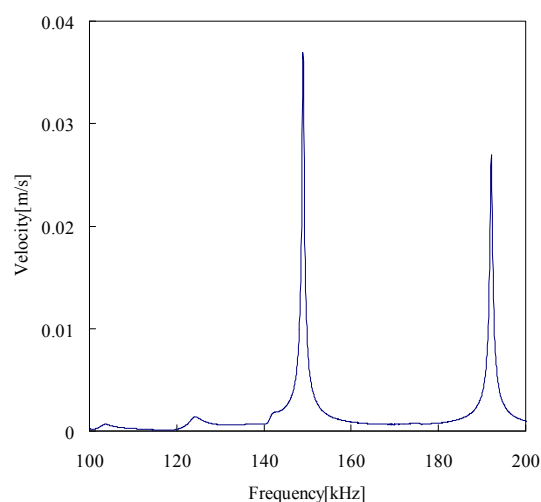


Fig. 3.3.9 Relationship between velocity of the flow control valve and frequency at non air pressure

測定の結果、150 kHz 付近と、190 kHz 付近において、大きな振動速度が測定された。この結果より、150 kHz 付近の共振モードが解析で求められた振動モード A、190 kHz 付近が振動モード B であると考えられる。次に空気圧を印加した際の振動の様子を測定する。空気圧を印加するにあたり、流量制御弁内には、 $\phi 0.8 \text{ mm}$  の微粒子を混ぜた状態で、0.7 MPa の圧力をかける。この際、圧電素子に印加する電圧は  $2 V_{p-p}$  とした。この電圧では微粒子をオリフィスから引き離せる加速度は発生しないため、オリフィス板と微粒子は同時に運動することになる。測定の結果を Fig. 3.3.10 に示す。

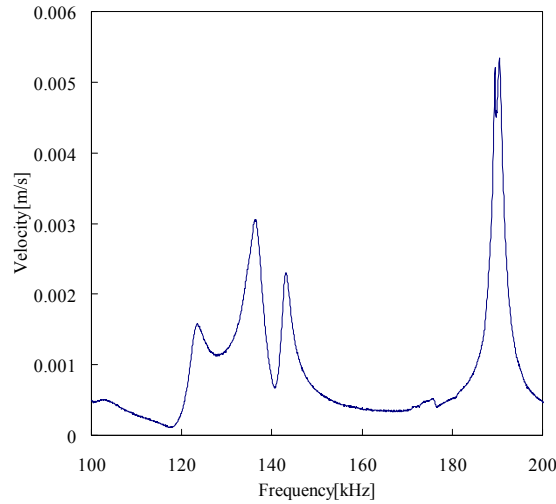


Fig. 3.3.10 Relationship between velocity of the flow control valve and frequency at 0.7MPa

Figure 3.3.9 と比較すると，150 kHz 付近の共振点は大きく乱れており，最大速度も 1/10 になっていることがわかる．一方，190 kHz 付近の共振点では，最大速度が 1/6 になっているが，振動の周波数は変わっていないことが確認される．以上の結果より，流量制御弁の駆動には 190 kHz 付近の周波数が望ましいといえる．そこで，190 kHz 付近の共振周波数で圧電素子に印加する電圧を変化させた際のオリフィス板の振動加速度を測定した．測定システムは Fig.3.3.10 し示すものと同様である．周波数の幅は 180 kHz から 200 kHz とした．測定した結果を，Fig. 3.3.11 に示す．

Figure 3.3.11 より，振動加速度は印加電圧に比例して増加していることが確認できる．50 V<sub>p-p</sub> 印加時に振動周波数 190.02 kHz の際，最大振動加速度  $9.5 \times 10^4 \text{ m/s}^2$  を確認した．次にこの共振点で振動子の機械的品質係数  $Q_m$  を計算により求めた． $Q_m$  値は共振ひずみの大きさを評価するのに重要であり，共振時の振幅は非共振時の振幅と比較して  $Q_m$  値に比例して増幅される[3-7]． $Q_m$  値は，角共振周波数  $\omega_0$  近傍にプロットされた動アドミッタンス  $Y_m$  スペクトルのピーク値の  $\frac{1}{\sqrt{2}}$  になる周波数幅を  $2\Delta\omega$  とし，角共振周波数  $\omega_0$  を用いて

$$Q_m = \frac{\omega_0}{2\Delta\omega} \quad (3.1)$$

と表される[3-7]．

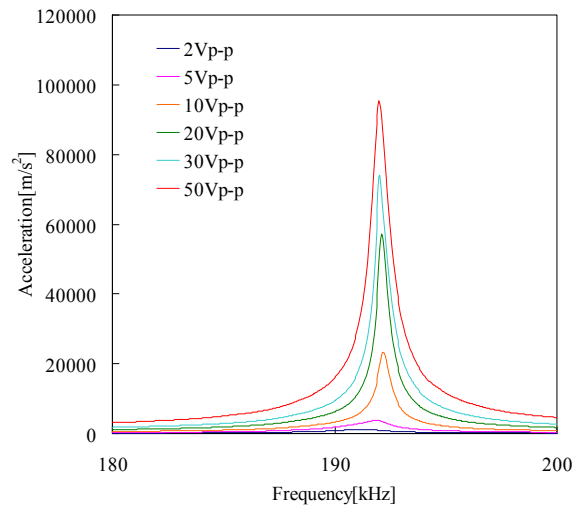


Fig. 3.3.11 Relationship acceleration and frequency

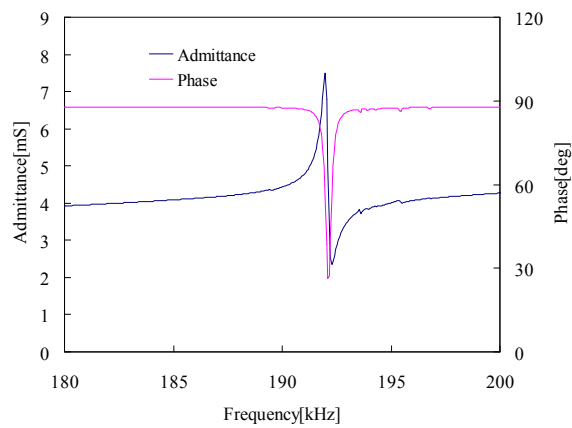


Fig. 3.3.12 Relationship admittance and frequency

Figure 3.3.12 に示されるアドミッタンスと周波数の関係から、式(3.1)を用いて、求めた  $Q$  値は 398 であった。これは振動子としては大きな値といえる。この結果より製作した流量制御弁は、振動子の特性として優れていることがわかる。

### 3.4 まとめ

本章では微粒子励振型流量制御弁の振動子としての設計，特性評価を行った．微粒子励振型流量制御弁への応用を考えた場合，軽量で，大きな振動加速度を発生させられることが望まれる．本研究では，ボルト締めランジュバン型振動子を参考に高い周波数で駆動の行える小型の振動子を提案した．有限要素法を用いて解析を行い，制御弁内の粒子の挙動により，振動特性の変化の少ないモードを確認し，実際に振動子の製作を行った．

製作した振動子を用いて振動加速度の測定を行い振動特性の評価を行った．その結果，高周波で大きな振動加速度を発生させることができる振動子の製作に成功した．

## 第4章 流量制御弁の流量特性

### 4.1 駆動条件の決定

#### 4.1.1 オリフィス開口条件による流量特性

本研究では複数のオリフィスの開閉を制御し，流量制御弁の開口面積を変化させることで，連続的な流量の制御を目指している．流量制御弁の特性を決めるパラメータとしてオリフィスの配置条件，断面積が挙げられる．オリフィスを流れる空気の流量はオリフィスの面積，印加空気によって決まる．オリフィスの有効断面積を  $A[\text{mm}^2]$ ，印加空圧を  $P[\text{MPa}]$ とした際，流量  $Q[\text{l/min}]$  は以下のように表すことができる．なお印加空圧  $0.2 \text{ MPa}$  以上とする．

$$Q = 113AP \quad (4.1)$$

オリフィスの有効断面積  $A$  は，実際のオリフィス開口面積  $A_0$  とオリフィス径数  $\alpha$  より，

$$A = \alpha A_0 \quad (4.2)$$

と表せる．オリフィス径数はオリフィス開口面積と管路径  $S$  の比  $\beta$  により以下のように表せる．なお， $\beta = A_0/S$  である．

$$\alpha = (0.597 - 0.011\beta + 0.432\beta^2) \quad (4.3)$$

式(4.3)のグラフを Fig. 4.1.1 に示す．

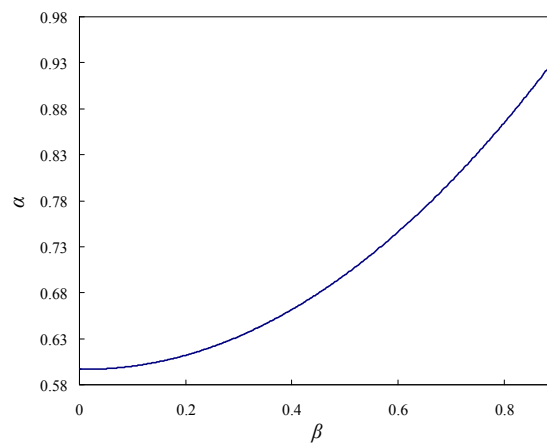


Fig. 4.1.1 Flow coefficient of orifice rate

Figure 4.1.1 より  $\beta$  の値が 0.4 より大きくなると  $\alpha$  の値が大きく変化することがわかる．このため，精密な流量制御を目指すためには， $\beta$  の値が 0.4 より小さくなることが望ましい．

#### 4.1.2 管路内での流体の挙動

配管内では管壁付近と管路中央では，流体の流速に差が生じる．その結果，管壁からの距離によってオリフィスごとで単位時間当たりの流量が変化する．この速度分布はハーゲン - ポアズイユ流となり，軸対象の放物線になることが知られている[4-1]．ここで，半径  $a[\text{mm}]$  の円環内で，中心の流速を  $U_0[\text{m/s}]$  とすると，中心からの距離が  $r[\text{mm}]$  の位置での流体速度  $u(r)[\text{m/s}]$  は，

$$u(r) = U_0 \left[ 1 - \left( \frac{r}{a} \right)^2 \right] \quad (4.4)$$

となる．この式より，管壁に近いオリフィスほど流れる空気の量が少ないことがわかる．

## 4.2 オリフィス配置条件の決定

連続的な流量制御と効率的な駆動の実現を目指して、最適なオリフィス条件を決定する。流量特性および駆動効率に大きな影響を与える条件として、オリフィス径と配置条件が挙げられる。前章に示したオリフィス板の共振時の駆動条件より、オリフィスがオリフィス板中心部に近い部分に設置されているほど、微粒子を開口部より引き離すのに必要な振動加速度は少なく、必要な電力を低く抑えられる。一方、オリフィスが狭い面積内に固まっていると、微粒子同士の干渉や近接するオリフィスの空気の流れからの影響等の問題が発生しうる。以上の条件を踏まえたうえで三種類のオリフィスパターンを製作し、オリフィスパターン A、オリフィスパターン B、オリフィスパターン C とそれぞれ定義した。オリフィス条件 A,B,C の詳細について以下に述べる。

Figure 4.2.1 にオリフィスパターン A を示す。オリフィスパターン A は 13 個のオリフィスから構成されている。オリフィス板の中心に一つのオリフィスが設置されており、直径 1.8 mm, 3.6 mm の同心円上にそれぞれ、6 個ずつのオリフィスが配置されている。このオリフィス配置条件ではすべてのオリフィスが閉じている状態、中心のオリフィスのみ開いている状態、中心のオリフィスと  $\phi 1.8$  mm の同心円上のオリフィスが開いている状態、すべてのオリフィスが開いている状態の 4 つの状態が発生すると想定される。このオリフィスパターンの特徴として、振動振幅が最も大きなオリフィス板の中心にオリフィスを配置することができることである。その結果、流量変化が起こるのに必要な電力を低く抑えることが可能となる。また、オリフィスの設置面積を広くとることができる。

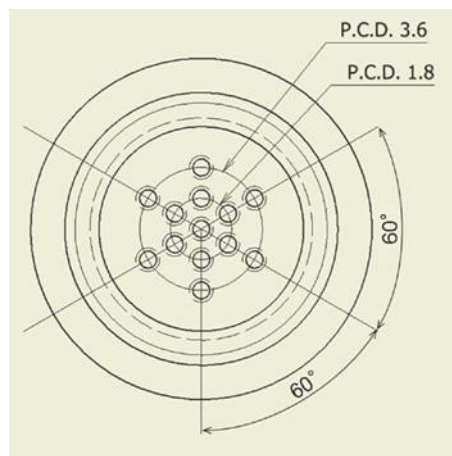


Fig. 4.2.1 Orifice pattern A

Figure 4.2.2 にオリフィスパターン B を示す。オリフィスパターン B は 12 個のオリフィスから構成されている。オリフィスは直径 1.0 mm, 2.0 mm, 3.0 mm, 4.0 mm の同心円状に 3 つずつ設置されている。この配置条件ではすべてのオリフィスが閉じられている状況を含めて、5 つの状態が起こる。また、それぞれの状況で開くオリフィスの数は等しいので、変化する流量は等しくなると考えられる。

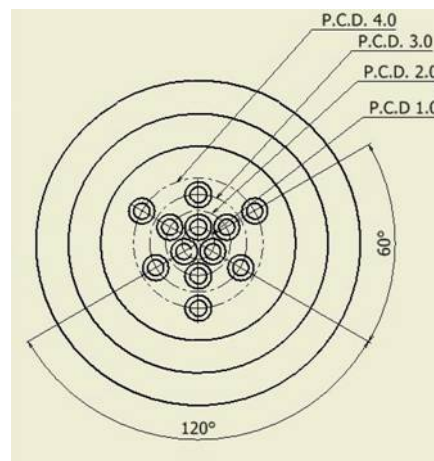


Fig. 4.2.2 Orifice pattern B

Figure 4.2.3 にオリフィスパターン C を示す．オリフィスパターン C は 9 個のオリフィスから構成されている．オリフィスはオリフィス板中心から 0.4 mm の位置より，0.2 mm 間隔で 2.0 mm まで並んでいる．この条件化では，中心に近いオリフィスから順に開いていくこととなり，連続的な流量の変化が起こると考えられる．

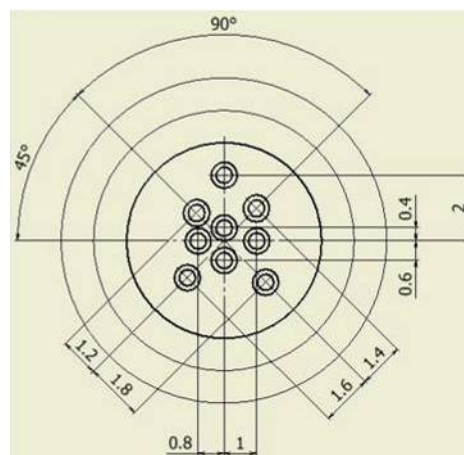
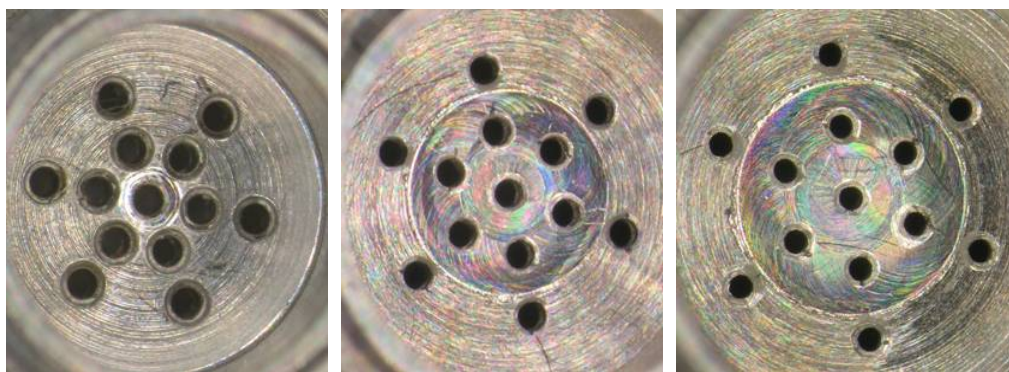


Fig. 4.2.3 Orifice pattern C

以上に示した，オリフィス条件でオリフィス板を作製した．オリフィス径はそれぞれの条件ごとに  $\phi 0.5$  mm, 0.4 mm, 0.3 mm とした．作製したオリフィス板のオリフィス設置部分を以下に示す．オリフィスパターン A のオリフィス設置部分を Fig. 4.2.4 に，オリフィスパターン B, C をそれぞれ，Fig. 4.2.5, Fig. 4.2.6 に示す．それぞれの図の(a), (b), (c)には  $\phi 0.5$  mm, 0.4 mm, 0.3 mm を示す．オリフィスには空気の流れをスムーズにし，微粒子を固定しやすくするために 45 度のテーパを施してある．

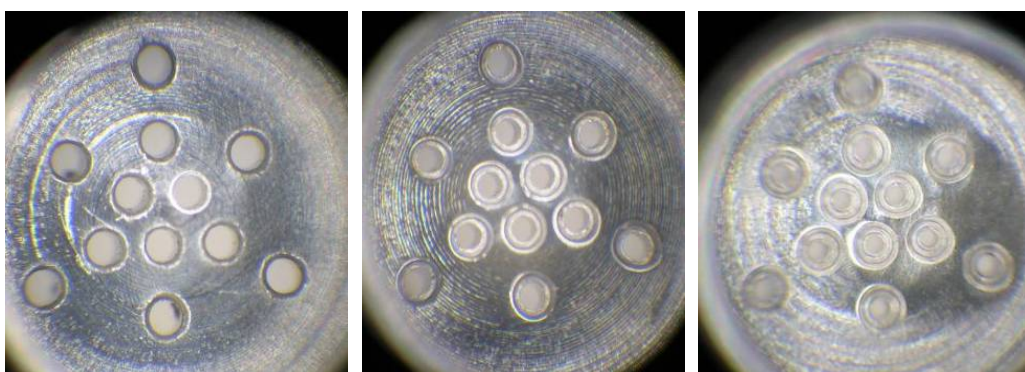


(a)  $\phi 0.5$  mm

(b)  $\phi 0.4$  mm

(c)  $\phi 0.3$  mm

Fig. 4.2.4 Orifice pattern A

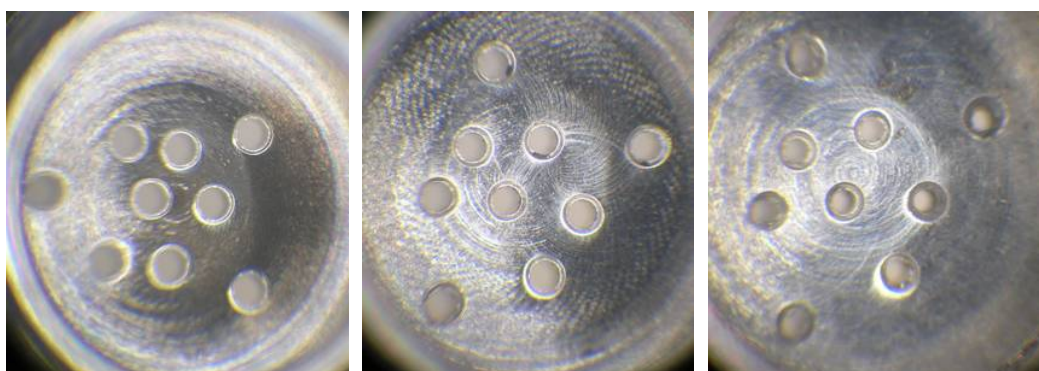


(a)  $\phi 0.5$  mm

(b)  $\phi 0.4$  mm

(c)  $\phi 0.3$  mm

Fig. 4.2.5 Orifice pattern B



(a)  $\phi 0.5$  mm

(b)  $\phi 0.4$  mm

(c)  $\phi 0.3$  mm

Fig. 4.2.6 Orifice pattern C

製作したオリフィス板の基礎的な特性を測定した。まず、それぞれのオリフィス板に圧電素子と電極を固定用ナットにて最適予圧で取り付けられた状態で、それぞれの共振周波数を測定した。共振周波数の測定は FRA を使用し、アドミタンスと位相の変化より共振周波数を確認し、さらに

レーザードップラー振動計を用いてオリフィス板の厚み方向の振幅を測定し、最適な振動条件の周波数を測定した。測定により求められたオリフィスパターン A の共振周波数を Table 4.2.1 に、同様に、オリフィスパターン B, オリフィスパターン C の測定によって求められた、共振周波数を Table 4.2.2, Table 4.2.3 に示す。

Table 4.2.1 Resonance frequency and max flow rate of pattern A

| Radius of an orifice [mm] | Resonance Frequency [kHz] |
|---------------------------|---------------------------|
| 0.5                       | 150.4                     |
| 0.4                       | 186.3                     |
| 0.3                       | 186.2                     |

Table 4.2.2 Resonance frequency and max flow rate of pattern B

| Radius of an orifice (mm) | Resonance Frequency [kHz] |
|---------------------------|---------------------------|
| 0.5                       | 190.5                     |
| 0.4                       | 191.1                     |
| 0.3                       | 190.1                     |

Table 4.2.3 Resonance frequency and max flow rate of pattern C

| Radius of an orifice (mm) | Resonance Frequency [kHz] |
|---------------------------|---------------------------|
| 0.5                       | 192.3                     |
| 0.4                       | 192.1                     |
| 0.3                       | 191.2                     |

測定の結果より、それぞれの共振周波数は 190 kHz 付近であった。オリフィスパターン A では、オリフィス板に占めるオリフィス開口面積が大きいので、ほかのオリフィス条件と比較して周波数が低くなっている。なお、オリフィスパターン A の 0.5 mm では、管壁下部を変形させてオリフィス板を振動させるモードは確認されなかった。これは、オリフィス板の管壁内部に占めるオリフィスの面積が多いためである。そこで、オリフィスパターン A の 0.5 mm に限り、空気圧を印加しない状態で、大きな振動加速度が発生した厚み方向の振動周波数を示している。

次に、それぞれのオリフィス板を用いた流量制御弁の最大流量を測定した。最大流量の測定システムを Fig. 4.2.7 に示す。最大流量の測定においては流量制御弁内部に微粒子を入れてない状態で測定を行った。コンプレッサより圧縮空気を空圧計、流量計を介してバルブに印加した。バルブにより流量制御弁内部への空気圧の有無を切り替え、空圧印加時の流量を測定した。印加する

空気圧は 0.7 MPa とした．なお，比較のためオリフィス全体の開口面積もそれぞれ示す．オリフィスパターン A の開口面積と測定により求められた最大流量を Table 4.2.4 に，同様にオリフィスパターン B，オリフィスパターン C を Table 4.2.5，Table 4.2.6 にそれぞれ示す．

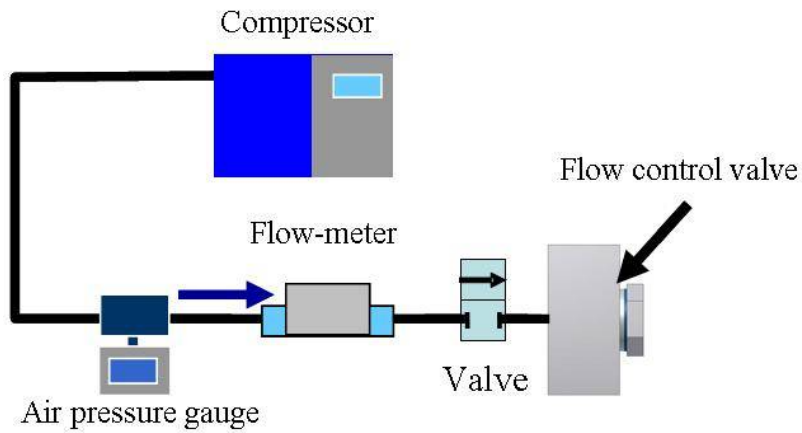


Fig. 4.2.7 Experimental setup to measure maximum flow rate

測定の結果，開口面積が多いほど最大流量が多いことが確認された．一方で，オリフィスパターン C はオリフィスパターン A，B と比較して，面積に対して，流れる流量が多いことが確認できる．

Table 4.2.4 Resonance frequency and max flow rate of pattern A

| Radius of an orifice [mm] | Total of orifice area [mm <sup>2</sup> ] | Max Flow rate [l/min] |
|---------------------------|------------------------------------------|-----------------------|
| 0.5                       | 2.55                                     | 84.0                  |
| 0.4                       | 1.63                                     | 77.1                  |
| 0.3                       | 0.92                                     | 57.6                  |

Table 4.2.5 Resonance frequency and max flow rate of pattern B

| Radius of an orifice (mm) | Total of orifice area [mm <sup>2</sup> ] | Max Flow rate [l/min] |
|---------------------------|------------------------------------------|-----------------------|
| 0.5                       | 2.36                                     | 80.0                  |
| 0.4                       | 1.51                                     | 74.0                  |
| 0.3                       | 0.85                                     | 54.3                  |

Table 4.2.6 Resonance frequency and max flow rate of pattern C

| Radius of an orifice (mm) | Total of orifice area [mm <sup>2</sup> ] | Max Flow rate [l/min] |
|---------------------------|------------------------------------------|-----------------------|
| 0.5                       | 1.77                                     | 77.9                  |
| 0.4                       | 1.13                                     | 65.2                  |
| 0.3                       | 0.64                                     | 48.2                  |

ここで、微粒子数の変化に伴う流量特性の変化の測定を行った。印加空気圧を 0.3 MPa で固定し、微粒子を増やした場合での、流量特性の測定を行った。微粒子の数は最小 25 個，最大 125 個として、10 個ずつ微粒子の数を変え流量を測定した。Fig. 4.2.8 に実験の結果を示す。

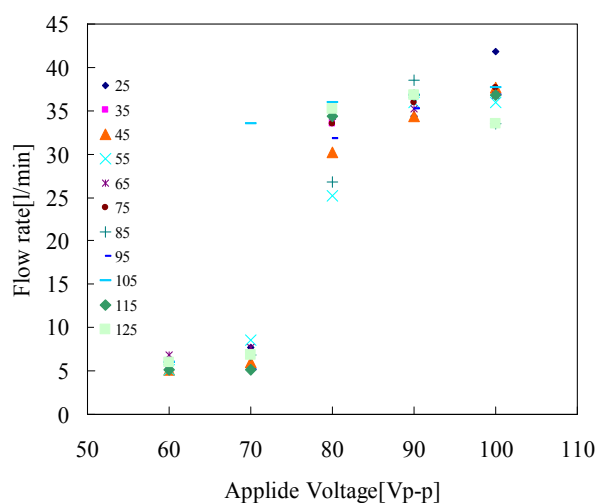


Fig. 4.2.8 Relationship between flow rate and particle numbers

Figure 4.2.8 より流量の増加傾向と微粒子の数の間には相関関係が確認できなかった。流量変化自体に多少のばらつきがあるが、微粒子の個数と流量変化との関係性は確認できない。ここで、流量制御弁のオリフィス板の表面積を計算すると 28.26 mm<sup>2</sup>でありφ0.8 mmの微粒子を 125 個並べたときの面積は 62.83 mm<sup>2</sup>でありほぼ隙間無く微粒子が並んでいると考えられ、十分な数であると思われる。そのため、微粒子の個数による流量の変化はないと考えられる。

### 4.3 流量特性の測定

作製したオリフィス板を使用した流量制御弁の流量特性の測定を行った．実験に使用したシステムの概略を Fig. 4.3.1 に示す．流量の測定には熱式流量計 (CKD FSM-2)を用いて，印加空気をそれぞれ 0.7, 0.6, 0.5 MPa で固定し，実験により求めた共振周波数において，印加電圧を増加させ，流量の変化を測定した．排気圧は大気圧とした．静的特性を確認するために電圧を  $0\text{ V}_{\text{p-p}}$  から  $160\text{ V}_{\text{p-p}}$  まで十分に遅い速度( $0.4\text{ V/s}$ )で変化させた際の流量特性でこの弁の静的特性を示している．微粒子として  $0.8\text{ mm}$  の鉄球を用いた．

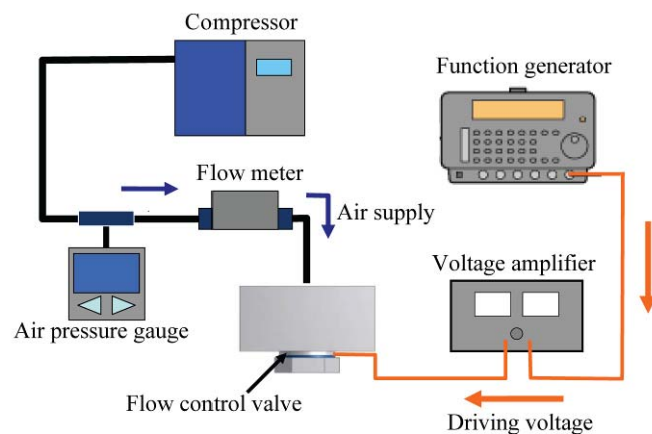
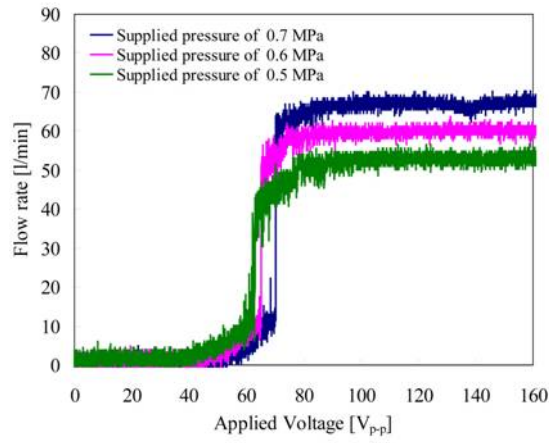
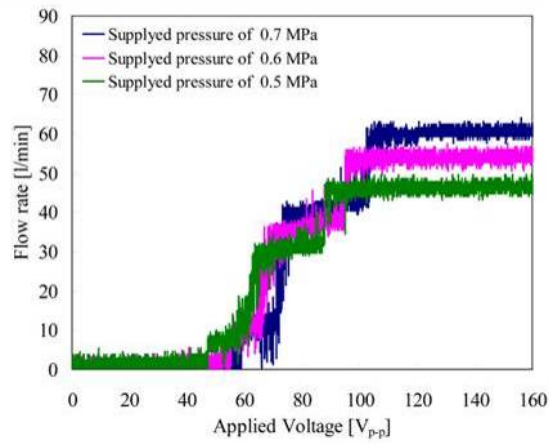


Fig. 4.3.1 Experimental system for evaluating flow rate

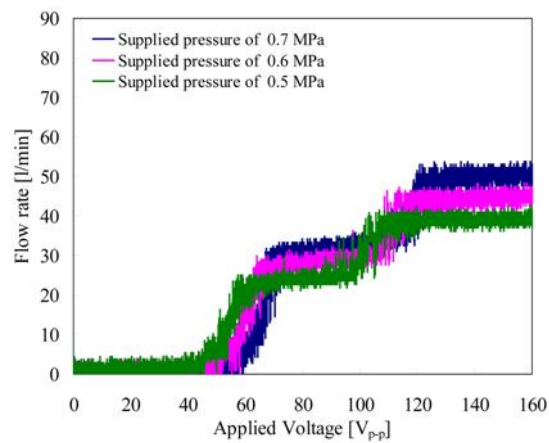
まず，オリフィスパターン A の特性を確認した．オリフィス径が  $0.5\text{ mm}$  のオリフィス板を使用した流量制御弁の特性を Fig. 4.3.2 (a)に，オリフィス径  $0.4\text{ mm}$ ,  $0.3\text{ mm}$  の特性をそれぞれ，Fig. 4.3.2(b), (c)に示す．Fig. 4.3.2 (a)よりオリフィスパターン A のオリフィス径  $0.5\text{ mm}$  の際には ON/OFF のような流量特性を持っていることが確認された．これは，駆動に用いている振動モードが空気圧印加による影響を受ける振動モードであるためである．すべてのオリフィスが塞がれている状態では，空圧を印加していないときの  $1/10$  程度の振動加速度しか発生しない．しかし，中心のオリフィスが離れた直後に，空気圧による押し付け力の影響がなくなり，振動加速度が大幅に増加する．この結果，すべてのオリフィスがふさがっている状態と中心のオリフィスが離れた状態の二つの状態しか発生しないためであると考えられる．



(a) Orifice diameter: ϕ0.5 mm



(b) Orifice diameter: ϕ0.4 mm



(c) Orifice diameter: ϕ0.3 mm

Fig. 4.3.2 Experimental results of flow rate of the valve with pattern A orifice plate

Figure 4.3.2(b), (c) に示すオリフィス径 $\phi 0.4$  mm,  $0.3$  mm それぞれにおいて流量が段階的に変化していることが確認された．中心のオリフィスから流れる空気の量は， $\phi 1.8$  mm,  $3.6$  mm の同心円上のオリフィスから流れる空気の量と比較して小さいので，流量は 3 段階で変化しているように見える．また，すべてのオリフィスが開いた状態での流量が中心のオリフィスと $\phi 1.8$  mm の同心円上のオリフィスが開いた状態と比較して少なくなっている．これはオリフィス板中心付近のほうが壁面付近と比較して流速が速いためであると考えられる．

実際に，流量変化時の微粒子の動きを専用の治具を用いて観察した．製作した治具を Fig. 4.3.3 に示す．治具はアルミ部分とアクリル部分から構成されており，アクリル部分内部には空気圧印加用の管路が設置されている．オリフィス板はアルミ部分に取り付けられることとなり，アルミ部分とアクリル部分は M5 のねじで取り付けられている．この治具にオリフィス板を取り付け，印加電圧を増加させ，流量変化が起こっている状態での微粒子の動きをビデオカメラを用いて観察した．微粒子の動きを Fig. 4.3.4 に示す．

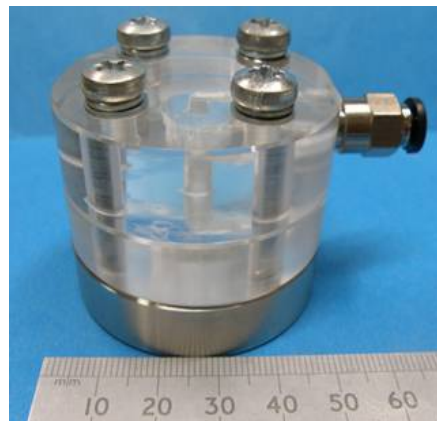


Fig. 4.3.3 Fixed base for observing particles movement

Figure 4.3.4(a)では，空気圧が印加されたことにより，微粒子がオリフィスを塞いでいる事が確認できる．Fig.4.3.4(b)から Fig.4.3.4(d)に示すように，印加電圧を上げていくことにより，中心付近のオリフィス上の微粒子から順番に離れていくことが確認された．一方で，一度オリフィス上を離れた微粒子が再度オリフィスを塞ぐという現象も確認された．そこで，オリフィスごとの開口時間を測定し比較を行った．その結果を Fig. 4.3.5 に示す．ここで，中心のオリフィスをオリフィス 1,  $\phi 1.8$  mm,  $3.6$  mm の同心円状のオリフィスをそれぞれオリフィス 2, オリフィス 3 とする．

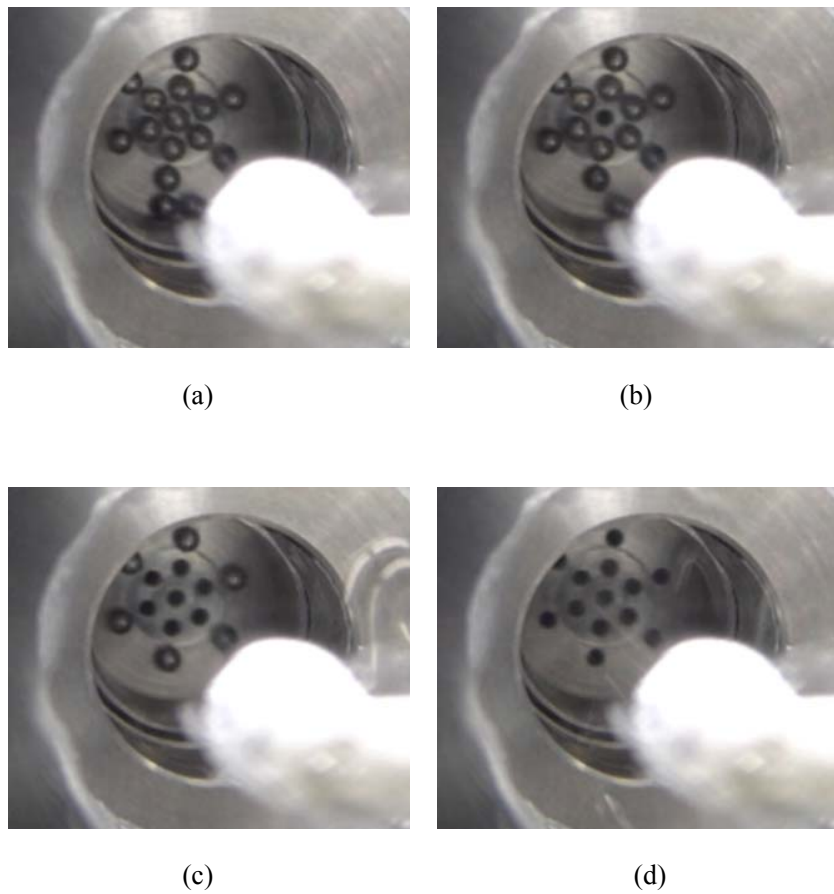


Fig. 4.3.4 Change of particle motions for increasing the drive voltage (a) to (d)

Figure 4.3.5 より、オリフィス 1 がもっとも開口時間が長く、次いでオリフィス 2, オリフィス 3 という順番であった. 以上の結果より、オリフィスの配置条件と振動モードの組み合わせにより、流量を連続的調整できることが示された.

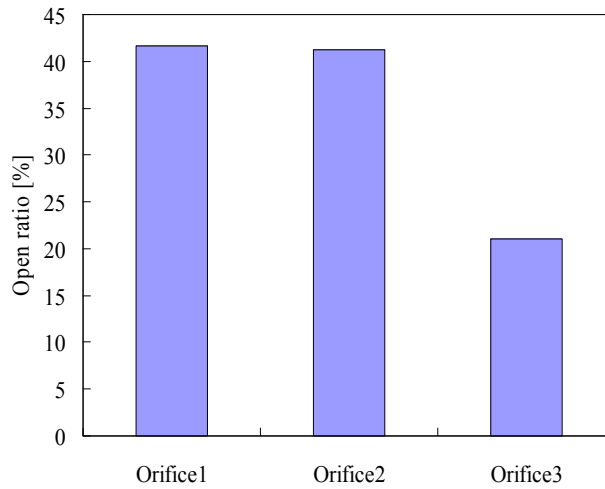


Fig. 4.3.5 Orifice open ratio at supplied voltage

上記の測定の結果より、実際に微粒子がオリフィス板中心のものから順番に離れていることが確認された。ここで、段階的な流量の増加時の増加量の差について計算で求める。オリフィスの開口面積の比較で考えた場合、Fig. 4.3.2(b), (c)の $\phi 1.8 \text{ mm}$ の同心円上のオリフィスが開いた際と、 $\phi 3.6 \text{ mm}$ の同心円上のオリフィスが開いた際には変化する流量はほぼ等しくなると予測される。しかし、流体の特性として、管壁に近い部分より、オリフィス板中心部分のほうが、空気の流速が速く、一定の時間で流れる空気の量は、中心付近のオリフィスのほうが多いと予想される。式(4.4)より中心のオリフィスの流速を1としたとき、 $\phi 1.8 \text{ mm}$ の同心円上のオリフィスを流れる空気の流速は91%,  $\phi 3.6 \text{ mm}$ の同心円上のオリフィスを流れる空気の流速は64%となることがわかる。ここで、中心のオリフィスを流れる空気の量を $q_1[\text{l/min}]$ ,  $\phi 1.8 \text{ mm}$ の同心円上のオリフィスを流れる空気の量を $q_2[\text{l/min}]$ ,  $\phi 3.6 \text{ mm}$ の同心円上のオリフィスを流れる空気の $q_3[\text{l/min}]$ として、それぞれの状態での空気流量を求める。

まず、中心のオリフィスのみが開いた状態での空気流量 $Q_1[\text{l/min}]$ は

$$Q_1 = q_1 \quad (4.5)$$

となる。

次に、中心と $\phi 1.8 \text{ mm}$ の同心円上のオリフィスが開いた状態での空気流量 $Q_2[\text{l/min}]$ は

$$Q_2 = q_1 + 6q_2 \quad (4.6)$$

となり、すべてのオリフィスが開いた状態での空気流量 $Q_3[\text{l/min}]$ は、

$$Q_3 = q_1 + 6q_2 + 6q_3 \quad (4.7)$$

となる． $q_2$ と $q_3$ はそれぞれ $q_2 = 0.91q_1$ ， $q_3 = 0.64q_1$ と表せるので，式(4.6)，式(4.7)はそれぞれ，

$$Q_2 = 6.46q_1 \quad (4.8)$$

$$Q_3 = 10.3q_1 \quad (4.9)$$

となることがわかる．この計算と実際の流量の比較を行った．Fig. 4.3.2 (b) の 0.7 MPa 印加時の  $Q_2$  と  $Q_3$  がそれぞれ 39.57 l/min，60.12 l/min となっているおり，Fig. 4.3.2 (c) の 0.7 MPa 印加時の  $Q_2$  と  $Q_3$  がそれぞれ 32.20 l/min，49.80 l/min となっている．実測値と計算値との誤差は 5% 程度であった．実際には流量変化にともなう，流量制御弁内の圧力低下が影響を与えていると想定される．

ここで，それぞれのオリフィスが開く条件について計算する．中心部分の振動加速度を  $a_0[\text{m/s}^2]$  とすると，中心から  $r[\text{mm}]$  の地点での振動加速度  $a_r[\text{m/s}^2]$  は式(2.6)より以下のように求められる．

$$a_r = \frac{(3-r)^2(4r+6)}{54} a_0 \quad (4.10)$$

中心部分が空気圧を押しのけることができる電圧を  $V_0[\text{V}_{\text{p-p}}]$  とすると中心から  $r[\text{mm}]$  の地点で空気圧を押しのけるのに必要な電圧  $V_r[\text{V}_{\text{p-p}}]$  は

$$V_r = \frac{a_0}{a_r} V_0 = \frac{54}{(3-r)^2(4r+6)} V_0 \quad (4.11)$$

となる．ここで，上記の式を用いて，オリフィスパターン A のオリフィス径 0.4mm，0.3mm において実際の流量の変化と計算によって求められた流量特性の結果の比較を行った．式(4.11)より  $\phi 3.6\text{mm}$  のオリフィスが完全に開く電圧より， $\phi 1.8\text{mm}$  と中心のオリフィスが開く条件を元に計算で求めた．計算で求められた電圧値と式(4.8)，(4.9)より求められた流量より，電圧を増加させた際の流量特性をそれぞれ求め，実際に 0.7 MPa 印加時の流量特性と比較した．オリフィス径 0.4 mm の結果を，Fig. 4.3.6 に，オリフィス径 0.3 mm の結果を Fig. 4.3.7 にそれぞれ示す．

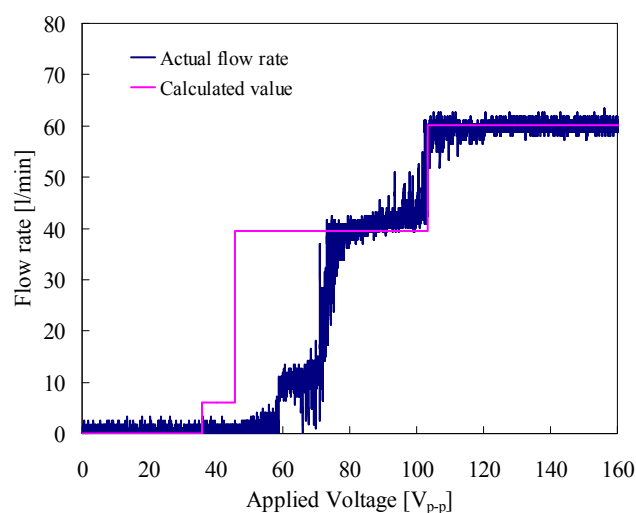


Fig. 4.3.6 Comparison between calculated flow rate and actual flow rate with orifice diameter of  $\phi 0.4\text{mm}$  with pattern A arrangement

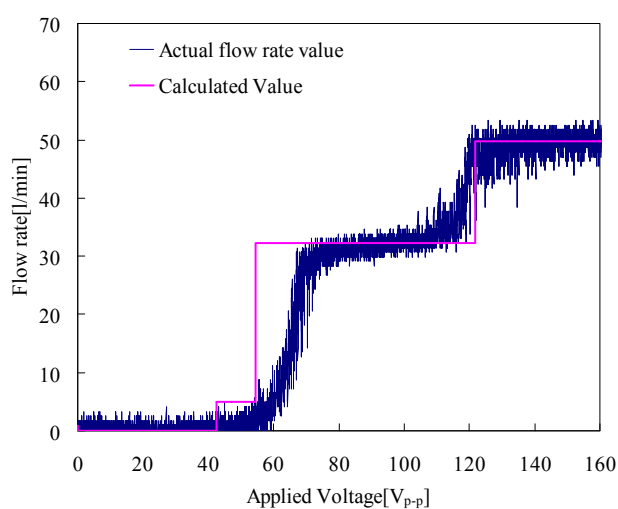


Fig. 4.3.7 Comparison between calculated flow rate and actual flow rate with orifice diameter of  $\phi 0.3\text{mm}$  with pattern A arrangement

Figure 4.3.6, Fig 4.3.7 より，計算で求められた流量特性と実際に測定された流量変化の特性が一致しないことが確認された．これは，空気圧の影響にオリフィス板の振動加速度が低下しているためである．このため，空気の押し付け力が大きいオリフィス径  $0.4\text{ mm}$  の結果のほうが，計算値とのずれが大きい．オリフィス径  $0.3\text{ mm}$  の場合では， $\phi 1.8\text{ mm}$  の同心円状の流量変化は，オリフィス径  $0.4\text{ mm}$  と比較した際，誤差は小さくなっていることがわかる．

ここで，段階的な流量変化を確認できたオリフィスパターン A のオリフィス径  $\phi 0.4\text{ mm}$ ,  $\phi 0.3\text{ mm}$

のオリフィス板のヒステリシス特性を測定した。オリフィス径 $\phi 0.4$  mmの結果を、Fig. 4.3.8に、オリフィス径 $\phi 0.3$  mmの結果をFig. 4.3.9に示す。測定時の印加空気圧は0.7 MPaである。

Figure 4.3.8の結果より、オリフィス径 $\phi 0.4$  mmの実験結果では、 $\phi 1.8$  mm 同心円上の微粒子の運動では大きなヒステリシスが測定された。これは、空気圧が印加された状態でのオリフィス板の振動が空気圧が印加されていない状態と比較して、小さいためである。印加電圧を増加している状況では、微粒子はオリフィス開口部に押し付けられた状態になっている。一方、電圧を減少させていく場合は、オリフィス板はオリフィスが完全に開いた状態で振動しているので、オリフィス板は微粒子が空気圧により押し付けられる影響を受けない。この結果、電圧を増加させる場合と、減少させる場合で流量特性に大きな違いが出ている結果となった。Fig. 4.3.9の実験結果では、 $\phi 1.8$  mmの同心円上の微粒子での流量変化でのヒステリシスは小さい。これは、オリフィス径が小さくなることで、空気による押し付け力の影響が小さくなるためである。これらの傾向はFig. 4.3.6とFig. 4.3.7の場合にも同様の結果が見られた。一方で、Fig. 4.3.9の場合、流量が完全に0 l/minになるまでの時間がかかることがあった。これは、オリフィスの開口面積が減少した結果、微粒子を固定する力が小さくなったためである。

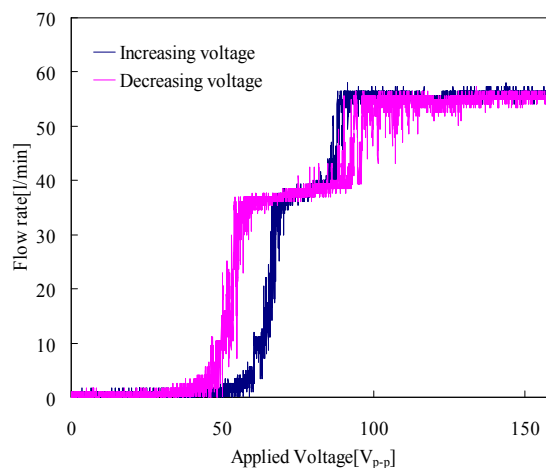


Fig. 4.3.8 Hysteresis of the flow control valve with orifice diameter of  $\phi 0.4$  mm with pattern A arrangement

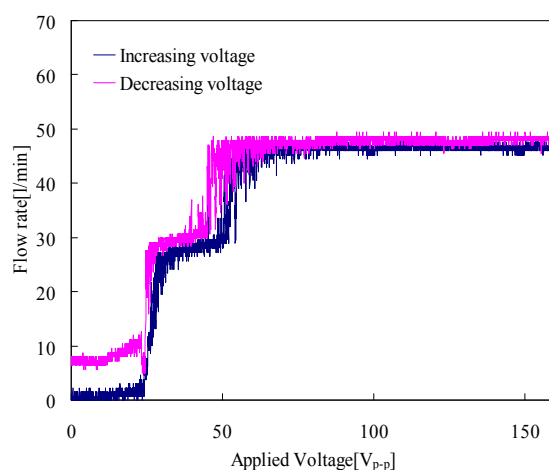
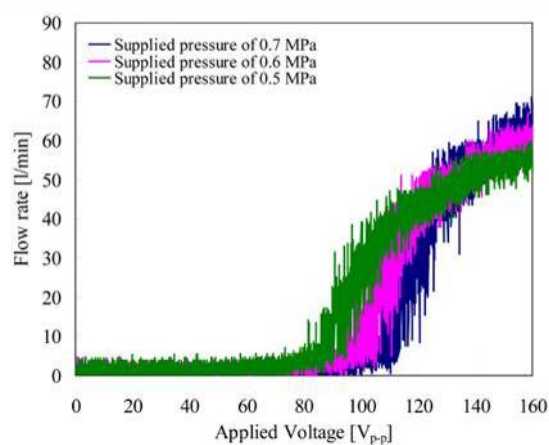
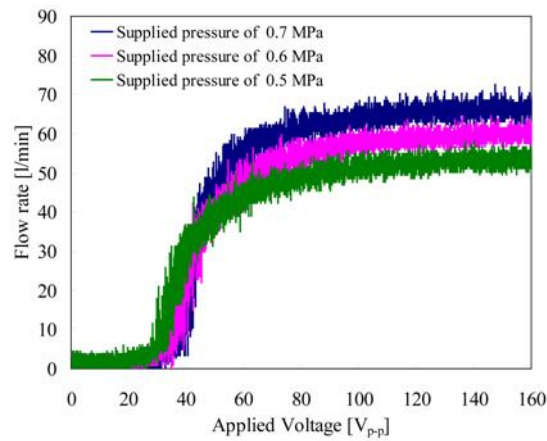


Fig. 4.3.9 Hysteresis of the flow control valve with orifice diameter of  $\phi 0.3\text{mm}$  with pattern A arrangement

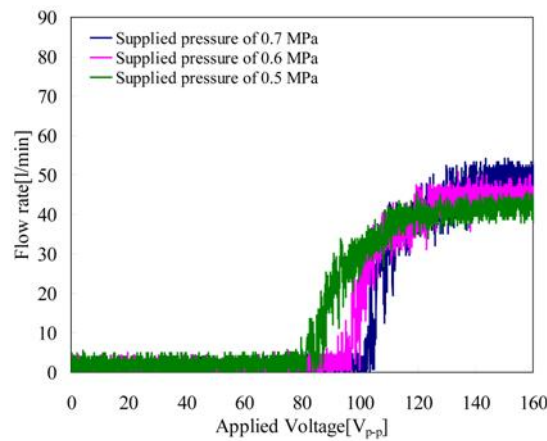
次に、オリフィスパターン B の流量制御弁の流量特性の測定を行った。実験システム、実験条件はオリフィスパターン A の実験と同じである。オリフィス径が  $0.5\text{ mm}$  のオリフィス板を使用した流量制御弁の特性を Fig. 4.3.10(a)に、オリフィス径  $0.4\text{ mm}$ ,  $0.3\text{ mm}$  の特性をそれぞれ、Fig. 4.3.10(b), (c)に示す。実験の結果より、オリフィスパターン B では、予想される 4 段階の流量変化は確認されなかった。これは、オリフィスパターン B では、オリフィス板の中央にオリフィスが密集しているため、空気の流れによる影響を受けやすいためであると考えられる。



(a) Orifice diameter:  $\phi 0.5\text{ mm}$



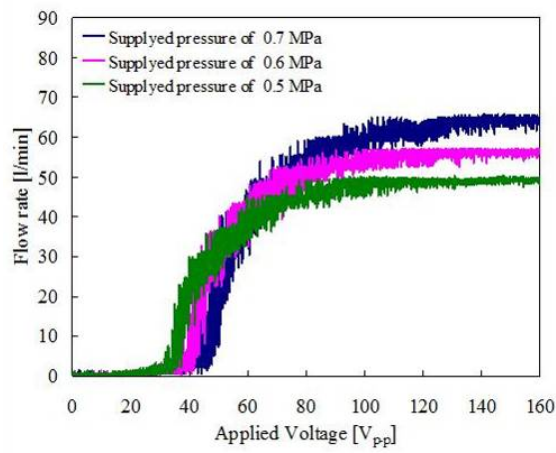
(b) Orifice diameter:  $\phi 0.4$  mm



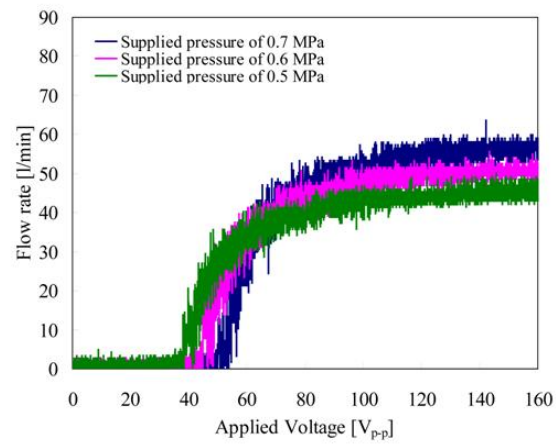
(c) Orifice diameter:  $\phi 0.3$  mm

Fig. 4.3.10 Experimental results of flow rate of the valve with pattern B orifice plate

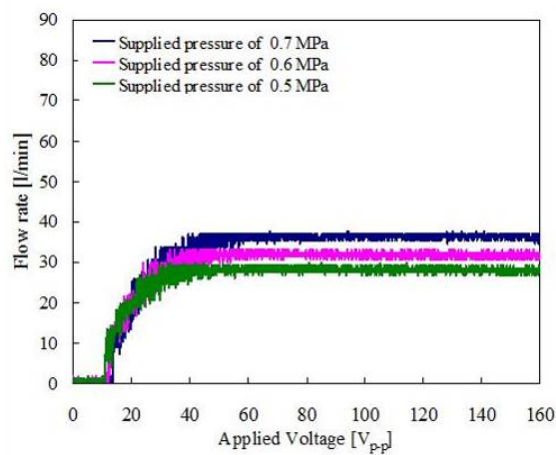
次に、オリフィスパターン C の流量制御弁の流量特性の測定を行った。実験システム、実験条件はオリフィスパターン A, B の実験と同じである。オリフィス径が 0.5 mm のオリフィス板を使用した流量制御弁の特性を Fig. 4.3.11 (a)に、0.4 mm, 0.3 mm の特性をそれぞれ、Fig. 4.3.11 (b), (c)に示す。測定の結果より、すべてのオリフィス径において、ON/OFF ではない流量変化が確認された。これは印加電圧を一定で増加させることで、段階的にオリフィスの開口面積が広がることで流量が増加していると思われる。



(a) Orifice diameter:  $\phi 0.5$  mm



(c) Orifice diameter:  $\phi 0.4$  mm



(c) Orifice diameter:  $\phi 0.3$  mm

Fig. 4.3.11 Experimental results of flow rate of the valve with pattern C orifice platemmm

次に、オリフィスパターンCのヒステリシス測定を行った。測定時の印加空気圧は0.7 MPaである。オリフィス径0.5 mmの測定結果をFig. 4.3.12に、0.4 mm, 0.3 mmの際の測定結果をFig. 4.3.13, Fig. 4.3.14にそれぞれ示す。実験システムはFig. 4.2.7に示したものと同様である。測定の結果より、オリフィス径0.5 mm, 0.4 mmではヒステリシス特性が10%以内となっていることが確認された。一方、0.3 mmでは、電圧を降下させていく際、流量が0 l/minになるまでに、時間がかかることが確認された。これは、オリフィス径が小さいため、押し付け力が弱く、微粒子がオリフィスを塞ぐまでに時間がかかるためである。

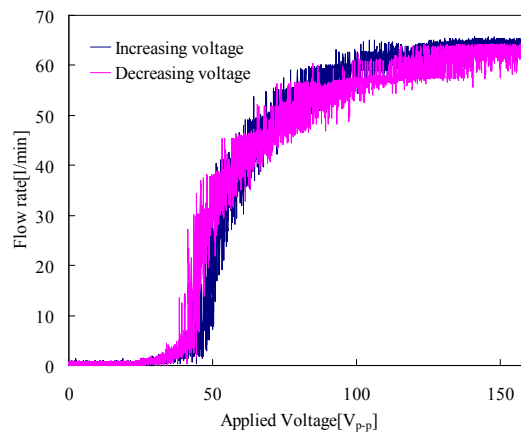


Fig. 4.3.12 Hysteresis of the flow control valve with orifice diameter of  $\phi 0.5\text{mm}$  with pattern C arrangement

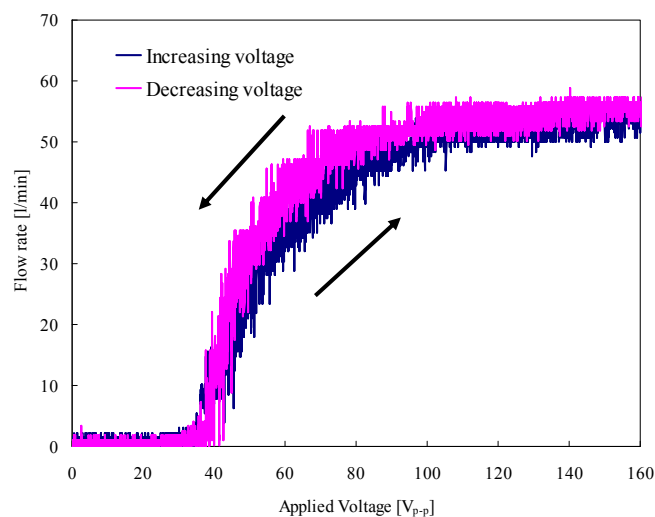


Fig. 4.3.13 Hysteresis of the flow control valve with orifice diameter of  $\phi 0.4\text{mm}$  with pattern C arrangement

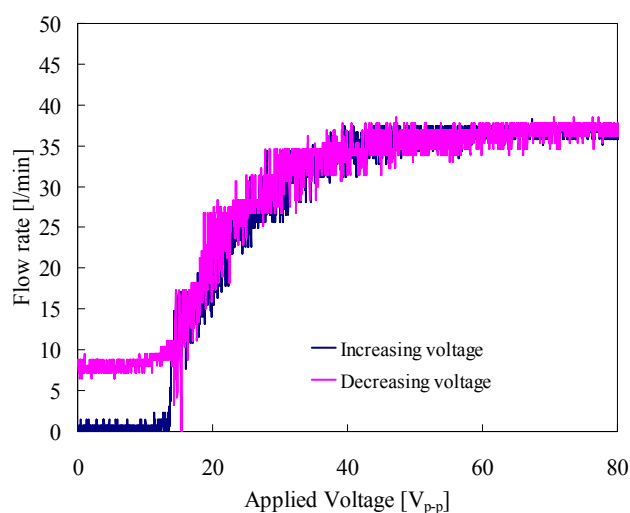


Fig. 4.3.14 Hysteresis of the flow control valve with orifice diameter of  $\phi 0.3\text{mm}$  with pattern C arrangement

次に、オリフィスパターン C の流量変化時の振動加速度の変化の観測を行った。実験システムを Fig. 4.3.15 に示す。実験では、流量制御弁に空気圧を印加した状態で、流量制御弁に加える電圧を一定速度で増加させた際のオリフィス板の振動加速度を測定した。印加空気圧は 0.7, 0.6, 0.5 MPa とした。オリフィス板の振動加速度の測定には、レーザードップラー振動計を用いて、オシロスコープにより印加電圧との同期を取っている。Fig. 4.3.16 にオリフィス径 0.5 mm の結果を、Fig. 4.3.17, Fig. 4.3.18 にオリフィス径 0.4 mm, 0.3 mm の結果をそれぞれ示す。

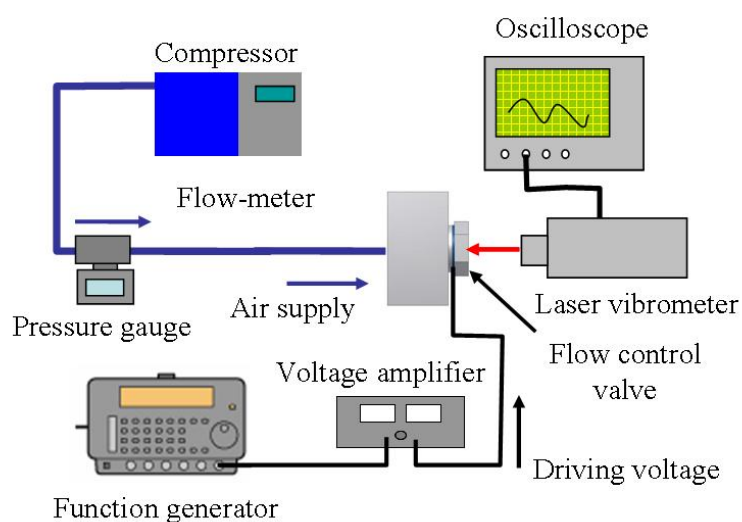


Fig. 4.3.15 Experimental setup for evaluated measured orifice plate acceleration under high air pressure

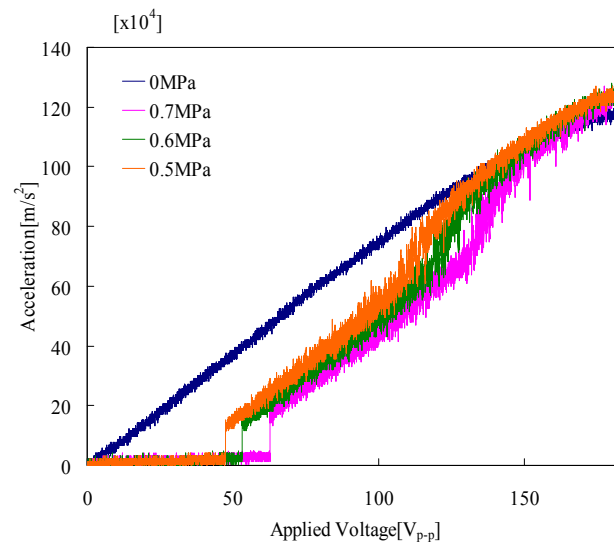


Fig. 4.3.16 Vibration characteristics under air pressure with with orifice diameter of  $\phi 0.5\text{mm}$  with pattern C arrangement

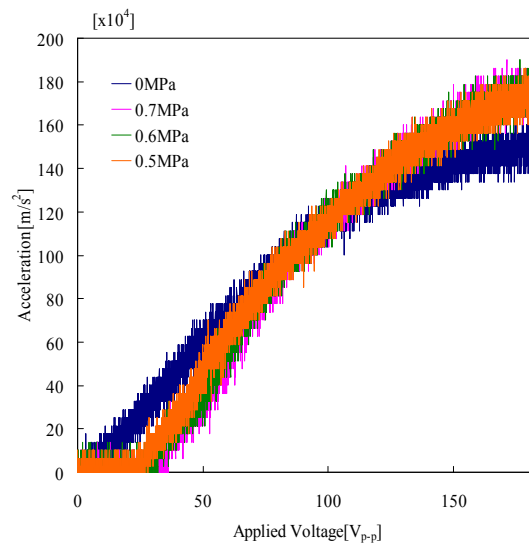


Fig. 4.3.17 Vibration characteristics under air pressure with with orifice diameter of  $\phi 0.4\text{mm}$  with pattern C arrangement

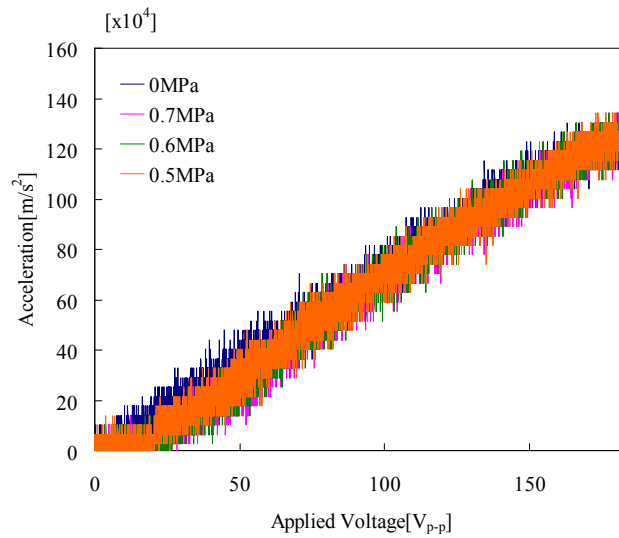


Fig. 4.3.18 Vibration characteristics under air pressure with with orifice diameter of  $\phi 0.3\text{mm}$  with pattern C arrangement

測定の結果、オリフィス板の振動加速度は空気圧印加による影響を受けていることが確認された。特にオリフィス径  $0.5\text{ mm}$  の際は印加空気圧による影響が大きく、中心付近のオリフィス開口部の微粒子が離れると振動加速度が大きく影響を受けていることが確認された。特に影響が大きいため、加速度の増加が2段階で発生していることが確認される。一方で、オリフィス径  $0.4\text{ mm}$ ,  $0.3\text{ mm}$  の際には中心付近の微粒子がオリフィス開口部を離れると、空気圧無印加時と同様の加速度変化を起こすことが確認された。以上の結果より、ヒステリシス特性、加速度の変化の観点から、オリフィスパターンCのオリフィス径  $0.4\text{ mm}$  が最も安定的に流量変化の実施が可能であると考えられる。ここで、流量変化時の微粒子の動きを専用の治具を用いて観察した。実験に使用した治具はFig. 4.3.3に示したものと同様である。観察に用いたオリフィス板をFig. 4.3.19に示す。

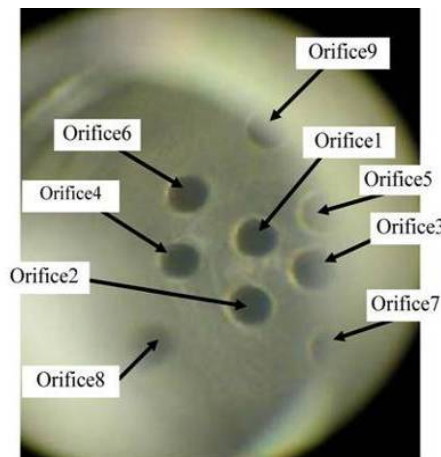


Fig. 4.3.19 Orifice plate with diameter  $\phi 0.4\text{ mm}$  of patternC

Figure 4.3.19に示すように中心に近いオリフィスからオリフィス1からオリフィス9までそれぞれ定義した．観測時はすべてのオリフィスが観察できるように，斜め方向より動画撮影を行った．ここで，実際に空気圧を印加し，圧電素子に加える電圧を増加させ，振動加速度を大きくしていった際の微粒子の挙動を Fig. 4.3.20 に示す．

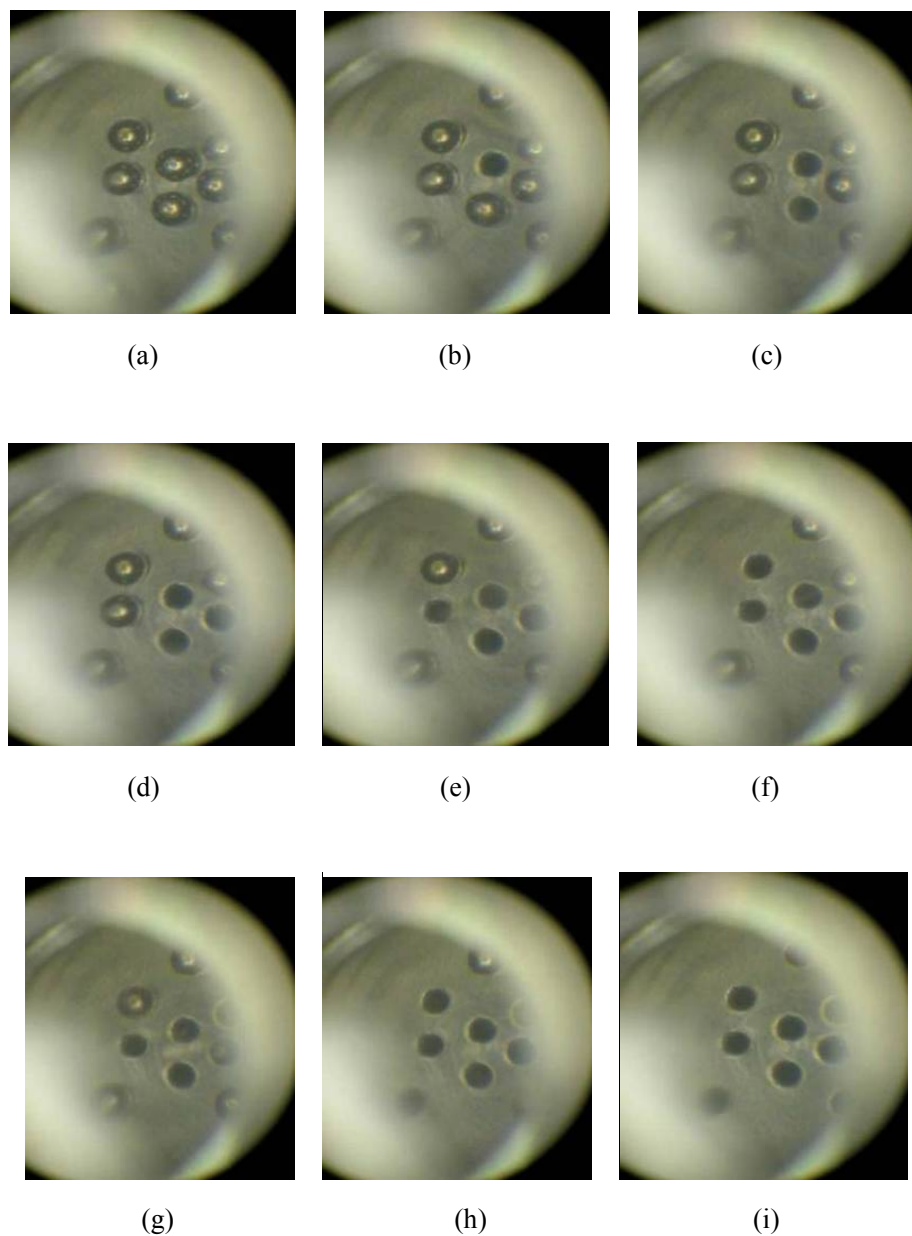


Fig. 4.3.20 Change of particle motions for increasing the drive voltage

Figure 4.3.20 (a)では，空気圧が印加されたことにより，微粒子がオリフィスを塞いでいる事が確認できる． Fig.4.3.20 (b)から Fig.4.3.20 (d)に示すように，印加電圧を上げていくことにより，中心付近のオリフィス上の微粒子から順番に離れていくことが確認された．一方で，一度オリフィ

ス上を離れた微粒子が再度オリフィスを塞ぐという現象も確認された．そこで、オリフィスごとの開口時間を測定し比較を行った．その結果を Fig. 4.3.21 に示す．

測定の結果より、多少のばらつきがあるものの、中心に近いオリフィスほど開口時間が長く、外側に行くほど開口時間が短いことが確認された．

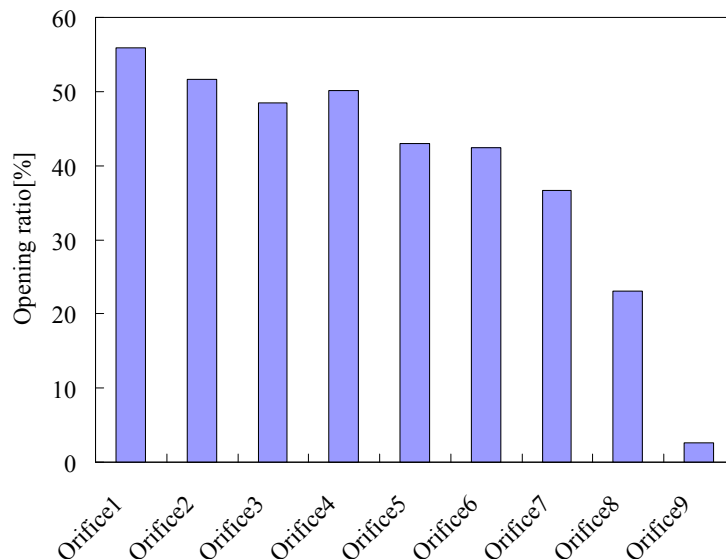


Fig.4.3.21 Orifice open ratio at supplied voltage

ここで、オリフィスパターン C の流量特性を計算式で表す．オリフィスパターン C は中心から 0.4 mm の位置から 0.2 mm 間隔でオリフィスが放射上に広がっている．そのため中心の流速で起こる流量の変化を  $q_0$ [l/min]とすると、中心から  $r$ [mm]の位置のオリフィスを流れる流量  $q_r$ [l/min] は以下の式で表される．

$$q_r = q_0 \left( 1 - \left( \frac{r}{3} \right)^2 \right) \quad (4.10)$$

となる．ここでオリフィスに中心より順番に 1 から 9 まで番号を振る．このとき  $n$  番目のオリフィスの流量  $q_n$ [l/min]は式(4.10)より

$$q_n = q_0 \left( 1 - \left( \frac{0.2n + 0.2}{3} \right)^2 \right) \quad (4.11)$$

となる．流量制御弁の流量は開いているオリフィスを流れる流量をすべて足し合わせたものになるので以下の式で表すことができる．このとき  $n$  は開いているオリフィスの数である．

$$Q = \sum_{k=1}^n q_0 \left[ 1 - \left( \frac{0.2(k+1)}{3} \right)^2 \right] \quad (4.12)$$

次に，計算値と実測値の比較を行った．オリフィスパターン A のときと同様に，式(4.12)よりオリフィスが開く際の条件を求め，オリフィスが開いた状態での流量特性を計算により求め，実際の流量特性と比較した．比較に用いたのはオリフィスパターン C のオリフィス径 0.5 mm と 0.4 mm, 0.3 mm のオリフィス板の 0.7 MPa の結果である．オリフィス径 0.5 mm の実験結果を Fig.4.3.22 にオリフィス径 0.4mm, 0.3 mm の実験結果を Fig. 4.3.23, Fig. 4.3.24 にそれぞれ示す．

比較の結果，Fig. 4.3.22, Fig. 4.3.23 では，流量が少ない状態で計算値と実測値にわずかな誤差が出ていることが確認された．これは，Fig. 4.3.16, Fig. 4.3.17 に示されるように中心付近のオリフィスが開くまでの振動条件と開いてからの振動条件に違いがあるためである．一方，空気圧印加時の加速度の差が確認されなかったオリフィス径 0.3 mm では計算値と実測値がほぼ一致していることが確認された．

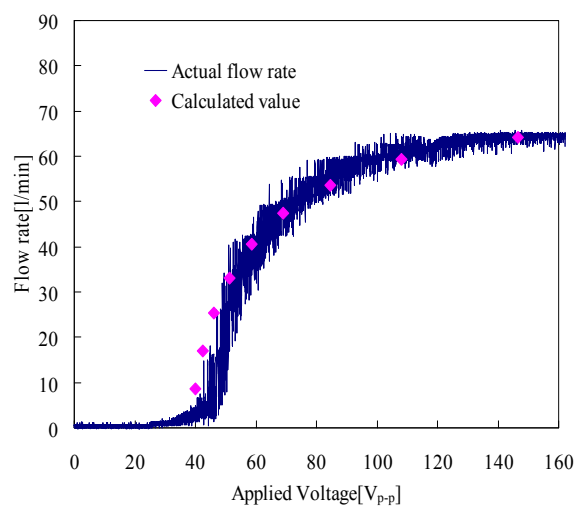


Fig.4.3.22 Comparison between calculated flow rate and actual flow rate with orifice diameter of  $\phi 0.5$  mm with pattern C arrangement

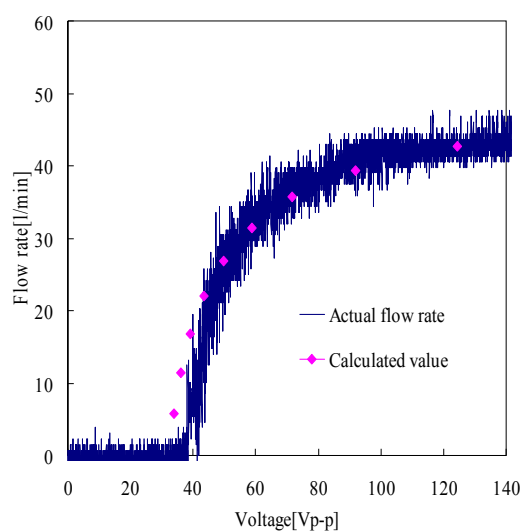


Fig. 4.3.23 Comparison between calculated flow rate and actual flow rate with orifice diameter of  $\phi 0.4$  mm with pattern C arrangement

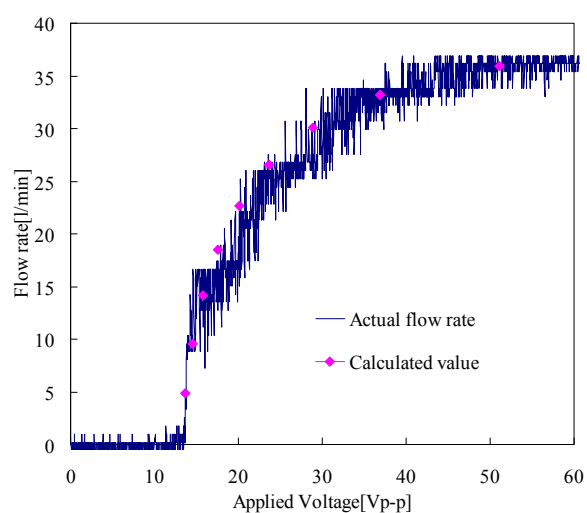


Fig. 4.3.24 Comparison between calculated flow rate and actual flow rate with orifice diameter of  $\phi 0.3$  mm with pattern C arrangement

最後に、オリフィスパターン C の 0 オリフィス径 0.4 mm のオリフィス板を使用した流量制御弁の応答性を測定した。実験システムは Fig. 4.3.1 に示したものと同様のものを使用した。印加電圧 100 V<sub>p-p</sub> とし、印加空気圧が 0.7 MPa の時の制御電圧と流量の変化を測定した。測定の結果を Fig. 4.3.25 に示す。

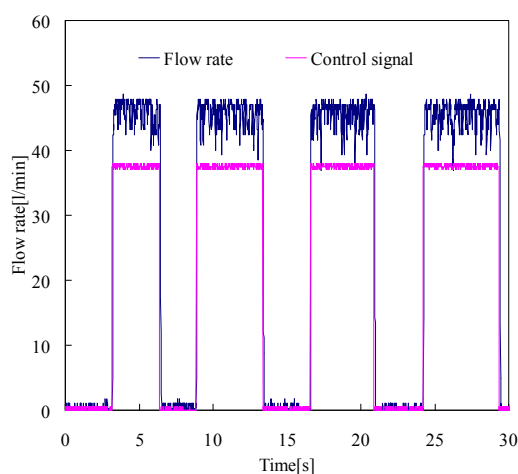


Fig. 4.3.25 Relationship between control signal and flow rate change

Figure 4.3.25 に示されるように、制御電圧に対して流量が、追従していることが確認された。さらに、立ち上がり時間と立下り時間を測定した。制御電圧と流量変化について一周期分を拡大して Fig. 4.3.26 に示す。

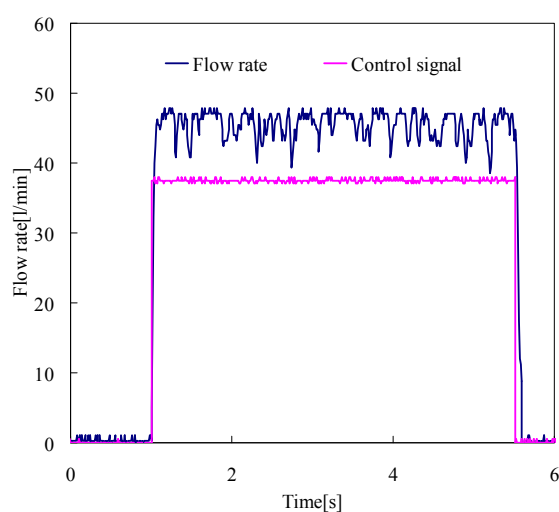


Fig. 4.3.26 Relationship between applied voltage and flow rate

Figure 4.3.26 より、立ち上がり時間 20 ms, 立下り時間は 70 ms であった。立ち上がり時間より、立下り時間が長くなるのは、立下りの際には運動エネルギーを持っている微粒子が完全に停止するまでに時間がかかるためであると考えられる。以上の結果より、この流量制御弁は高い応答性を持つことが確認された。

また、一般的な比例制御弁と特性を比較した。一般的な比例制御弁として、VEF2121(SMC)[4-2]

と 2AF-2(CKD)[4-3]との最大流量/質量の値を比較した。結果を Fig.4.3.27 に示す。

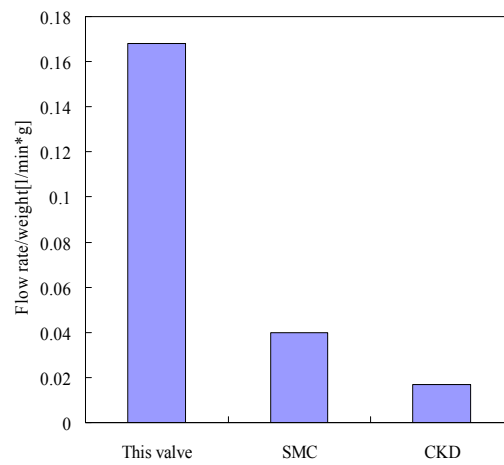


Fig. 4.3.27 Comparison of flow rate/weight with conventiona valve

比較の結果，一般的な比例制御弁と比べて最大流量/質量で4倍以上の優位性が示された。以上の結果より，本研究で開発している流量制御弁は質量に対して非常に大きな制御流量を持つことが確認できた。

#### 4.4 まとめ

本章では、流体力学的な観点から微粒子励振型流量制御弁の設計を行った。まず、連続的な流量調整の実現を目指し、オリフィスの配置条件とオリフィス径に着目し、実験により最適な条件を求めた。実験の結果、オリフィスを中心から 0.2 mm 間隔で並べることにより、段階的な流量の増加が可能なことを確認した。さらに、ヒステリシス特性、空圧印加時の振動特性より、最適なオリフィス径を 0.4 mm と定めた。最適化された流量制御弁を用いて応答性の確認を行った結果、立ち上がり時間が 20 ms、立下り時間が 70 ms であり、応答性に優れたバルブであることが確認された。また、最大流量/質量の比較から小型で高性能のバルブであることが確認された。

## 第5章 流量制御弁の高効率化

### 5.1 駆動条件の最適化

前章で示したオリフィス条件により複雑な流量の制御が可能な流量制御弁の開発に成功した．一方で求められた流量特性は線形的ではなく，制御が難しい．そこで，本章では，流量制御弁の駆動条件の最適化を目指す．

#### 5.1.1 印加電圧の非線形性保障を用いた流量制御

前章で示された流量特性を元に，流量の線形的な変化を目指す．制御を目指す流量制御弁はオリフィスパターンCのオリフィス径 0.4 mm ものをを用いた．前章の実験結果の 0.7 MPa において，流量変化が始まる印加電圧 34 V<sub>p-p</sub> から 100 V<sub>p-p</sub> までのグラフを取り出し多項式で近似したものを Fig. 5.1.1 に示す．Fig. 5.1.1 に示された多項式を，流量を  $Q$ [l/min]，電圧を  $V$ [V<sub>p-p</sub>]として，3 次式で以下のように表す．

$$Q = K_1 V^3 + K_2 V^2 + K_3 V + K_4 \quad (5.1)$$

式(5.1)によって表された， $K_1$ ,  $K_2$ ,  $K_3$ ,  $K_4$  を最小二乗法により求めた．その結果， $K_1=0.005$  l/minV<sup>3</sup>， $K_2=-0.124$  l/minV<sup>2</sup>， $K_3=10.42$  l/minV， $K_4=-240.6$  l/minV となった．

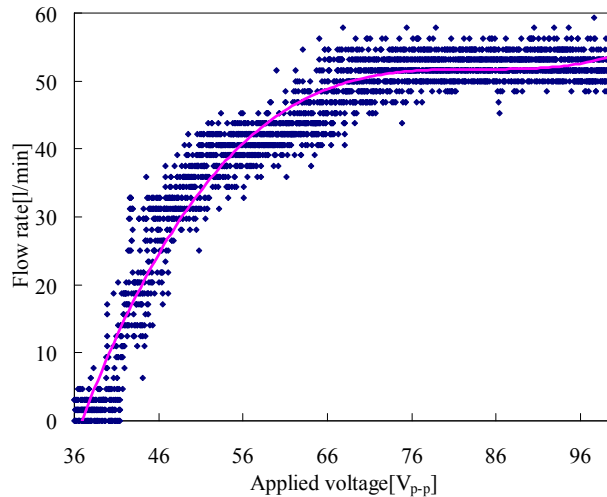


Fig. 5.1.1 Approximation of flow rate change

Figure 5.1.1 により求めた印加電圧目標の流量を比較したものを Fig. 5.1.1 に示す. Fig.5.1.2 より目標の流量と、実際の流量はほぼ等しい結果となった. 一方で 20 l/min 付近では流量と目標値との誤差が大きかった. 20 l/min の流量変化が起こるオリフィスの数は、4 個目から 5 個目の間であると推定される. Fig. 5.1.3 にオリフィス板のモーダル解析の結果を示す. 5 個目のオリフィスとは、5 個目のオリフィスは Fig. 5.1.3 に矢印で示されているオリフィスである. このオリフィスの中心からの距離は 1.2 mm である. このオリフィスは中心から 0.4 mm, 0.8 mm のオリフィスに接している. このため流量が増加していく際、隣接しているオリフィスから流れる空気の影響を受け、微粒子の挙動が不安定になるためであると考えられる. 以上の結果が示すように、非線形の電圧パターンを印加することで、流量の変化を線形的に制御することに成功した.

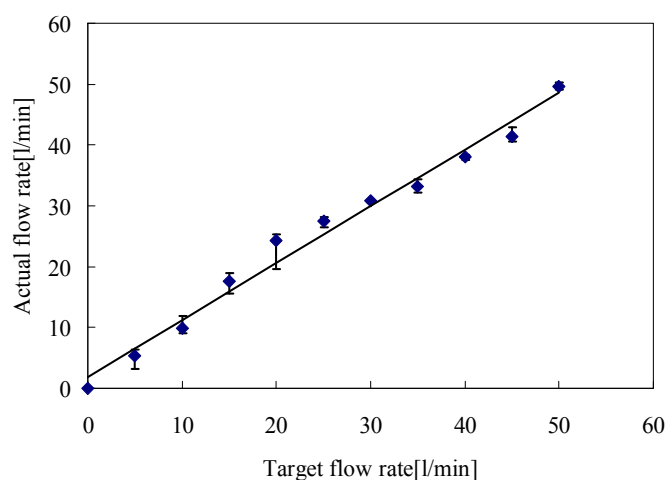


Fig. 5.1.2 Comparison with target flow rate and actual flow rate

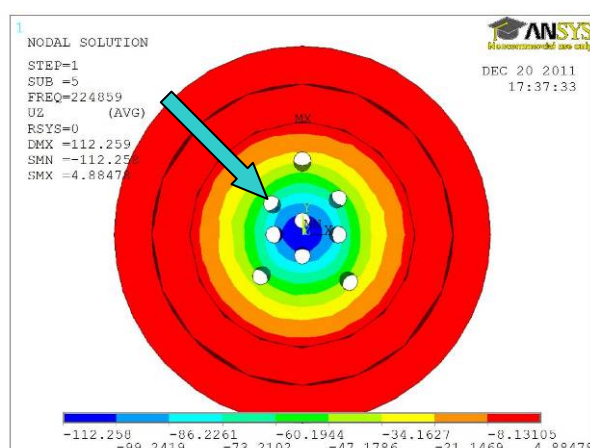


Fig. 5.1.3 Analytical results of deformation mode of the flow control valve

実験の結果より，駆動電圧を非線形で増加させることにより，流量の線形的な増加を目指した．まず，流量の増加パターンを多項式で近似することで，実験の結果より，目標流量に対する印加電圧を求めた．実際に計算により求められた印加電圧で制御弁を駆動することで，流量の線形的な制御に成功した．

### 5.1.2 周波数制御による流量制御

印加電圧を制御する方式の欠点として，システムが複雑になることが挙げられる．前節では，流量特性を 3 次の式で近似したが，それぞれの項が非常に複雑な値となった．また，圧電素子の特性として，長時間駆動すると熱等の影響で，共振周波数がずれることがある．このような場合のために電圧制御用と周波数制御用のシステムの両方が必要になる．さらに，一般的なマイコンでは周波数駆動は簡単に行えるが，電圧駆動は難しい．そこで，周波数を制御することで流量を制御する方法を提案する．

ここで，共振周波数と振動数にずれがある場合の変位を計算によって求める．共振周波数を  $f_0$ ，与える電圧の周波数を  $f[\text{Hz}]$ ， $Q$  値，非共振時のたわみを  $v[\text{mm}]$  とすると，振幅  $A[\text{mm}]$  は

$$A = \frac{v}{\sqrt{\left\{1 - \left(\frac{f}{f_0}\right)^2\right\}^2 + \left(\frac{2f}{f_0 Q}\right)^2}} \quad (5.2)$$

となる[5-1]．ここで，共振周波数を 186.88 kHz， $Q$  値を 700，たわみを  $1\mu\text{m}$  としたときの計算で求めた結果を Fig. 5.1.4 に示す．

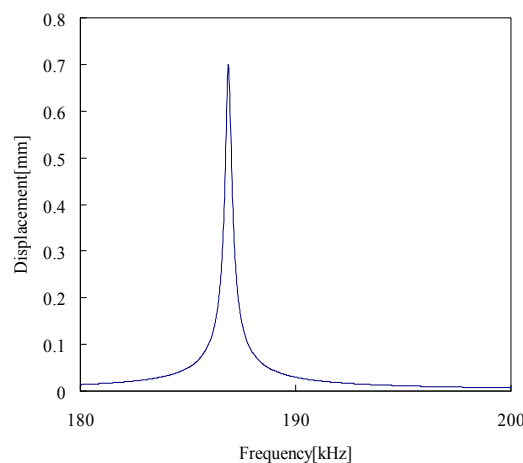


Fig. 5.1.4 Relationship between frequency and displacement

Figure 5.1.4 に示されるように、周波数を制御した場合の振幅は、はじめの増加が少なく、共振点付近で急激に振幅が増加する。一方、電圧を一定で増加させた際の流量特性は、変化開始直後は大きく流量が増えるが、最大流量に近づくにつれて、増加量が減る。この特性を組み合わせることで、流量の増加が線形的になることが考えられる。実際に周波数を制御して流量の変化を測定した。測定に使用したシステムは前章で使用したものと同様である。流量の測定にはオリフィスパターン C のオリフィス径 0.4 mm のものを使用した。周波数は 190.40 kHz から、195.40 kHz まで 5 kHz の間で変化させるものとする。測定の結果を Fig. 5.1.5 に示す。印加電圧は 80 V<sub>p-p</sub>, 100 V<sub>p-p</sub>, 120 V<sub>p-p</sub> とした。

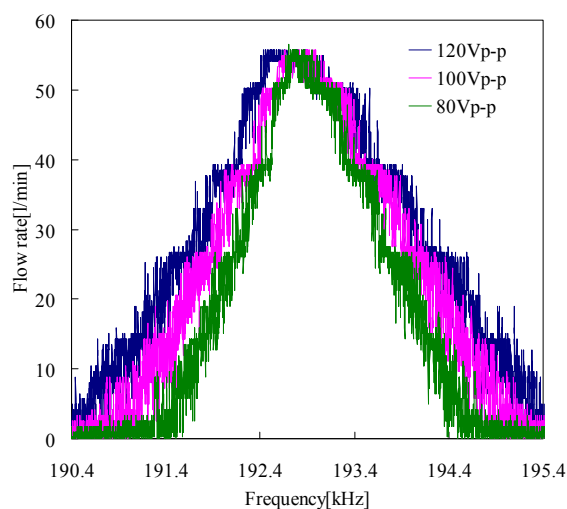


Fig. 5.1.5 Flow rate change under frequency control

Figure 5.1.5 より、印加電圧が高い際には最大流量に達するまでの時間が短く、また、印加電圧を制御するよりも簡単に線形的に流量を制御が可能であることを確認できた。圧電素子の特性として、低い周波数から共振周波数に近づけていく際のほうが、振幅の傾きが急であることが確認できる。共振周波数付近での、振動振幅の増加が顕著なので、印加電圧による、流量特性の増加の傾きには大きな差は確認できなかった。以上の結果より、周波数で制御することに、線形的な流量特性を得ることが確認できた。

## 5.2 シリンダ制御への応用

前節で、示した周波数による流量制御を用いて実際にシリンダの駆動実験を行った．実験に使用したシリンダの写真を Fig. 5.2.1 に、実験システムを Fig. 5.2.2 に示す．

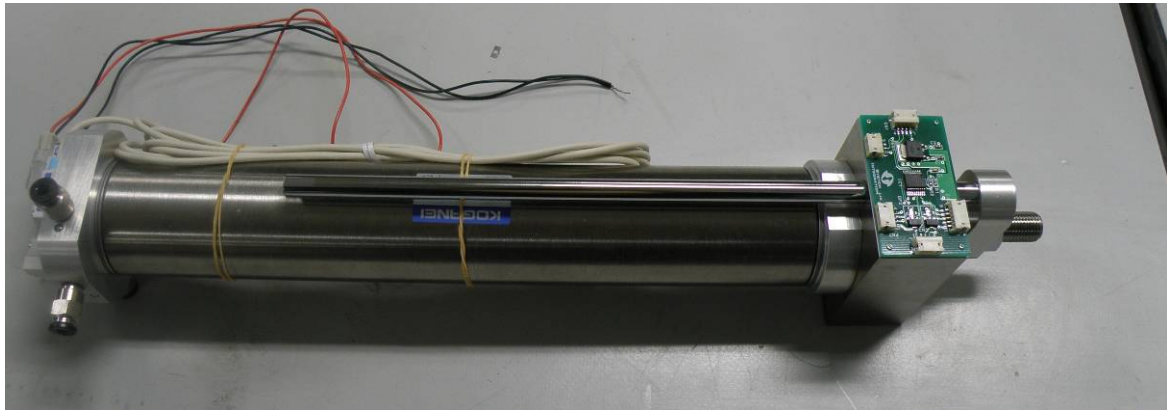


Fig. 5.2.1 Cylinder with encoder

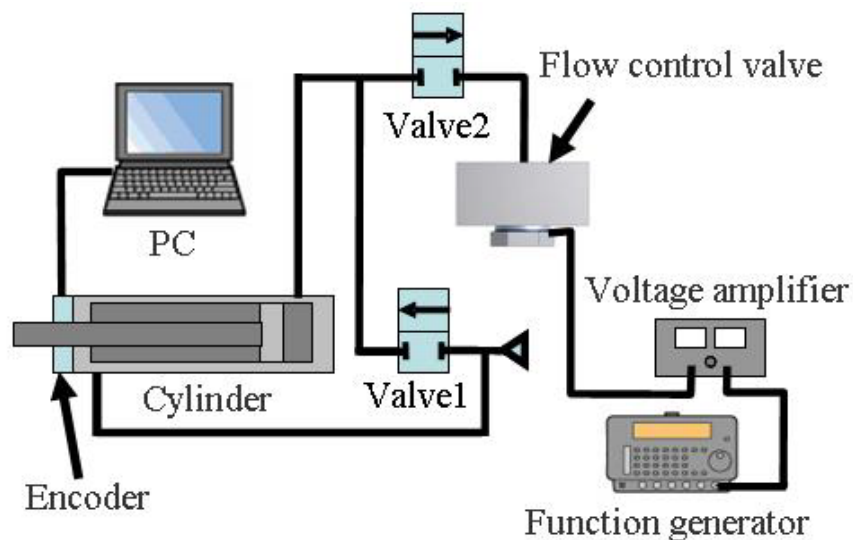


Fig.5.2.2 Experimental system for cylinder control

Figure 5.2.1 に示すシリンダは、エンコーダが搭載されており、測長機能を有している．シリンダのロット部分の内径は $\phi 30$  mm ストロークは 200 mm である．このシリンダの排気ポートに流量制御弁を取り付けることで、メータアウト回路を形成した．Fig. 5.2.2 に実験システムを示す．この回路ではシリンダの伸び方向は速度制御されず、縮み方向のみ速度制御される．実験では、Fig. 5.1.5 に示した周波数で流量制御弁を駆動した．駆動時間は4秒とした．実験の結果を Fig. 5.2.3 に示す．

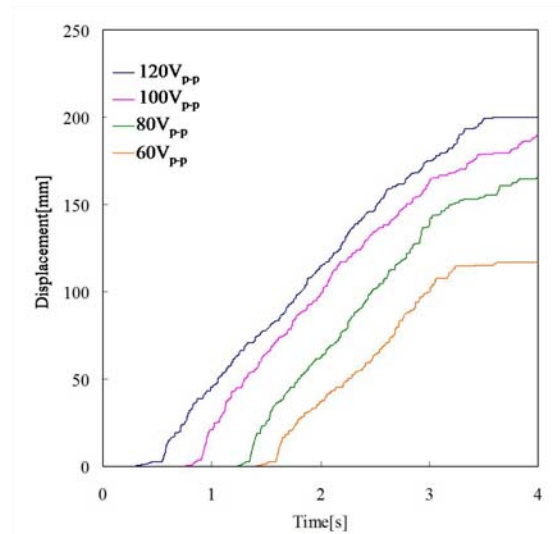


Fig. 5.2.3 Experimental results of cylinder motion with new flow controller

測定の結果，流量の増加に伴い，線形的にシリンダの速度を制御することに成功した．一方，ブレーキ側では，一度シリンダが加速している状態なので，一定に流量を絞っても，線形的に停止できないことが確認された．今後は，最適な制御パターンを考案していく．

### 5.3 まとめ

本章で，開発した流量制御弁の駆動システムの提案と実用化への一例を示した．本論文で開発している流量制御弁は，軽量で大流量の制御が可能な制御弁である．一方で，印加電圧を一定で増加させた場合，流量特性は非線形であるという欠点があった．本章では，印加電圧の周波数を制御することで，線形的な流量制御に成功した．

また，製作した制御弁を用いて空気圧シリンダのメータアウト回路を製作し，シリンダの制御を行った．制御実験の結果，シリンダの停止時には，一定の流量制御では加速されているシリンダの停止は困難であることが確認された．一方で開発した制御弁は応答性が非常に高いという特徴があるので，最適な制御システムを考案することでこの問題は解決され则认为る．

## 第6章 結言

### 6.1 本研究の成果

本研究では空気圧駆動システムの高効率化を可能にする新しい構造の流量制御弁の製作を行った。空気圧制御システムの制御を複雑にしているのは、空気の圧縮性、管路抵抗などの要素である。これらの要素を取り除くには、制御対象の近くに制御デバイスを設置することが望ましい。ここで、このデバイスに求められるのは、小型軽量、高応答性、制御性である。本研究では圧電素子による微粒子励振駆動弁の開発により新しい空気圧制御システムの可能性を示した。

本研究で開発した流量制御弁は、シール材として微粒子を用いることで、弁の開閉を圧電素子による励振と空気による押し付け力により行うことで、ポペットの位置決め機構などが不要となり、小型化、軽量が可能となった。また複数の微粒子とオリフィスを用いることで、単純な ON/OFF 弁ではなく、複雑な制御が可能な制御弁としての特性を発生させることに成功した。本研究では圧電素子による振動特性と管路内部の流体の挙動の理解により線形的な流量特性を実現することを目指した。

まず、制御弁の駆動条件を決定する要素を、微粒子が配置されているオリフィス部分の振動加速度と定め、運動解析により駆動条件を確認した。また、その駆動条件を満たす、圧電振動子としての特性を制御弁に持たすために、有限要素法解析により、制御弁を設計した。

さらに、管路内の流量特性に着目し、オリフィスの配置条件、オリフィス径による特性の違いを複数の試作機を用いて確認した。

そして、振動特性と流量特性の両面を考慮に入れた制御弁の設計手法を確立した。

本研究で開発した制御弁は質量 2.5 g、最大流量は 0.7 MPa 印加時に 64 l/min を記録した。また応答性にも非常に優れ、立ち上がり時間は 20ms であった。さらに、振動子の制御方法に着目し、印加電圧の周波数を制御することで、線形的な流量調整を実現した。

## 6.2 今後の展望

本論文内で示したように，本研究で開発した流量制御弁は質量に対する流量特性，応答性，制御流量などの要素では非常に優れた特性を示している．ただ，製品として考えた場合，克服すべき課題も多い．以下にその課題と解決策を提案する．

### 6.2.1 制御システムの効率化

現状，本研究で開発した流量制御弁は，ファンクションジェネレータや，高電圧アンプがないと制御することができない．これは，駆動周波数と駆動電圧が高いためである．また，圧電振動子としての特性上，駆動中に共振周波数がずれ，性能が発揮できない可能性がある．現状は周波数と電圧の両方が制御出来ないと安定的な駆動は出来ない．この問題の解決策として，前章で周波数による制御を提案した．しかし，市販のマイコン等で制御するには，駆動電圧が高すぎる．そこで，駆動電圧を下げるために，圧電素子の積層化を提案する．Fig. 6.2.1 に積層化の概要を示す．

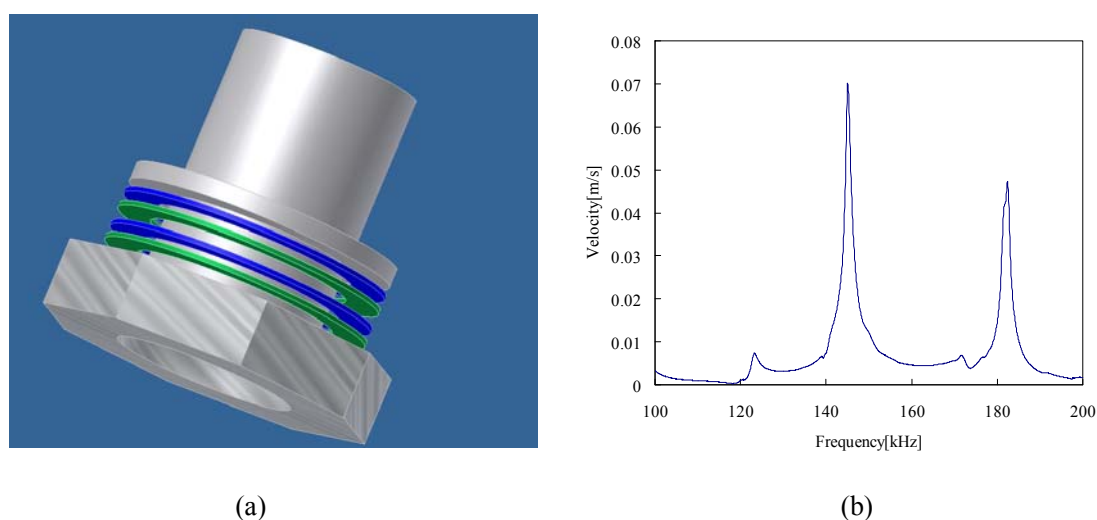


Fig. 6.2.1 Image of lamination layer type

現在の制御弁は，圧電素子を 2 枚使用しているが，その枚数を増やすことで，振動子の性能を向上させることが可能となる．Fig. 6.2.1(a) には 4 枚の圧電素子を用いた振動子を示している．実際に現状のオリフィス板に圧電素子を積層化することで，Fig. 6.2.1(b)に示すように，振動加速度が 5 倍程度まで向上することが確認された．現状のオリフィス板は積層化を目的に製作していないので安定駆動にはいたっていない．振動モード等の最適化を行うことで，積層に適した構造を実現することが可能となる．

現在制御弁はオリフィス板の管壁の下部を変形させることで，管壁内部の振動を発生させてい

る．これは、この振動モードが空気圧印加時に安定した振動特性を示すからである．一方、Fig. 6.2.1(b)でも現れているように、150kHz 付近にも大きな振動速度を持った共振モード確認されている．このモードは空気圧印加状態では振動が不安定になるが、空圧を印加していない状態では現状使用している振動モードより大きな振動加速度を発生させることが可能である．Fig. 6.2.2 にオリフィスパターン C のオリフィス径 0.4mm の制御弁を 150kHz 付近の振動モードで駆動した際の流量特性を示す．

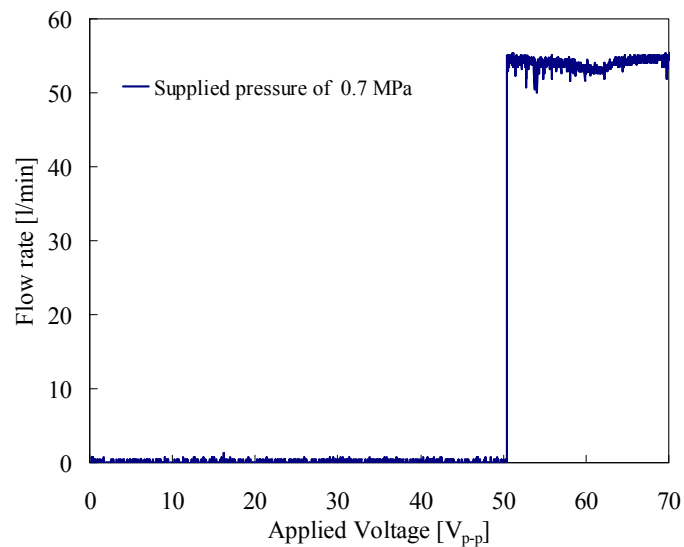


Fig .6.2.2 Flow rate change at 145 kHz

Figure 6.2.2 に示すように、ある印加電圧で急激に流量が増加していることがわかる．これは、オリフィス上の微粒子が離れたことで、空圧を印加していない状態となり、振動加速度が急激に増加したためである．このように、一部の微粒子が離れた際には現状使用している振動モードより効率の高い挙動を示す．現状使用しているモードと組み合わせることで、さらに効率のいい駆動が可能となる．

## 6.2.2 制御回路の製作

前節で示すように、駆動条件を効率化し、駆動に必要な電圧を下げる事が出来ればマイコン等で制御回路を製作することが可能となる．Fig. 6.2.3 に市販されている小型の電源アンプを示す．Fig. 6.2.3 に示される Linear Technology 社の Piezo Microactuator Driver の LT3469 は 2 V<sub>p-p</sub> 程度の低電圧を最大 35 V<sub>p-p</sub> まで昇圧することが可能である．応答性も非常に高く、スイッチング周波数は 1.3 MHz である[6-1]．

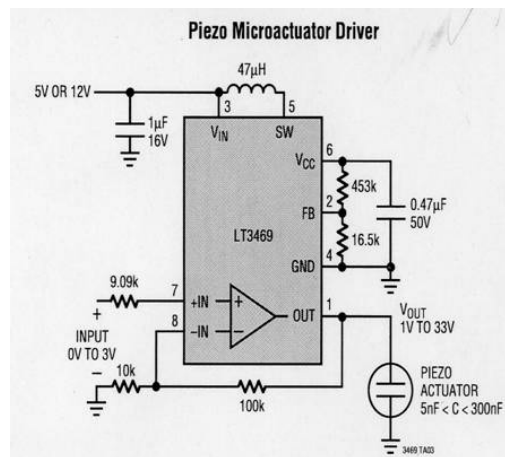


Fig. 6.2.3 Piezo Micro Driver(LT3469)[6-1]

高周波が発信可能な回路として、オペアンプを使用した正弦波発信回路がある。また、マイコンのタイマーによる割り込みでも高い周波数の駆動が可能なものがある。Microchip 社の dspic はタイマーによる割り込みで 600kHz の周波数を発生させることが出来る[6-2].

### 6.3 まとめ

本章で示したようにこの流量制御弁は製品化へ多くの課題はあるが、制御デバイスとして、高い応答性、体積、質量に対する流量など多くのメリットがある。今後、振動モードの変更等を含めた振動子の再設計により大きく性能が向上する可能性を秘めている。また、この制御弁のメリットとして、制御流体と駆動用のアクチュエータを完全に分離できることが挙げられる。この特性を生かし、油圧制御や薬品用の制御弁としての発展も可能である。

## 謝辞

本研究を終えるにあたって、6年間にわたり、暖かいご指導、ご鞭撻を頂きました鈴森康一教授および神田岳文准教授に深く感謝の意を表します。さらに、先輩として、教員として数多くのご助言をいただきました脇元修一准教授(特任)に深く感謝の意を示します。私がこの研究を進められたのは、恵まれた環境あつてのことと思います。この研究室を作り上げた教職員の方々、多方面にわたり、ご協力頂いた先輩、またともに勉学に励んだ同輩・後輩に深く感謝いたします。

また、岡山大学大学院自然科学研究科の則次俊郎教授、五福明夫教授には工学部の頃よりご指導いただき、また博士論文の副査もつとめていただいたことに深く感謝の意を示します。

また、試作機の作製にご協力いただき、空圧機器を扱う現場の視点より、数々の有益な助言をしていただきました、株式会社コガネイの河野一俊氏に厚く御礼申し上げます。

さらに、学生時代はともに研究に励み、卒業後は *Universiti Teknologi Malaysia* の教員として海外経験の機会を与えてくれました、モハマド・アティフ氏にも感謝の意を表します。

最後に、陰で支えてくれた両親、時に厳しく叱咤激励してくれた姉に感謝致します。

平成24年 3月

廣岡 大祐

## 参考・引用論文

- [1-1] (社) 日本フルードパワー工業会 著, “～今, あした, 人と環境との融和～フルードパワーの世界”, 社団法人日本フルードパワー工業会, 2009
- [1-2] (社) 日本フルードパワー工業会 編, “実用空気圧—第3版—”, 日刊工業新聞社, 2001.
- [1-3] 中西康二 著, “基礎から学ぶ空気圧技術”, オーム社雑誌局, 2001.
- [1-4] (社) 日本油空圧学会 編, “新版 油空圧便覧”, オーム社, 1989.
- [1-5] 株式会社コガネイホームページ <http://ww1.koganei.co.jp/jp/>
- [1-6] Sonam Yun, Kyungwoo Lee, Honghee Kim, Hyoungjong So, “Development of the pneumatic valve with bimorph type PZT actuator”, Materials Chemistry and Physics 97, p.p. 1-4, 2006
- [1-7] S. N. Yun, Y. B. Ham, J. H. Park “Electro-Pneumatic Regulator using Multilayered Bender Type PZT Micro Actuator”, 11th International Conference on New Actuators, p.p. 1030-1033, 2008
- [1-8] Shota Uehara, Shinichi Hirai, “Unconstrained Vibrational Pneumatic Valves for Miniaturized Proportional Control Devices”, Proc.9th International Conference on Mechatronics Technology, 2005
- [1-9] S. Jien, Y. Ogawa S.Hirai K.Honda “Performance Evaluation of a Miniaturized Unconstrained Digital On-Off Switching Valve”, Proceedings of the 2008 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, p.p. 659-664, 2008
- [1-10] K. P. Fritz, V. Mayer, T. Steffens, H. Kuck, "Switching Valve with Isolated Impact Actuator", 12th International Conference on New Actuators, p.p. 242-245, 2010
- [1-11] Tetsuya Akagi, Shujiro Dohta, Shinichi Katayama, “Development of Small-sized Flexible Control Valve Using Vibration Motor”, Proc.7th JFPS International Symposium on Fluid Power, TOYAMA 2008, p.p. 2-25, 2008
- [1-12] R. Kasper, F. Barecke, M. Al-Wahab, M.Hartmann “High Flow Piezo Ceramic Valve for an Adaptive Vehicle Gas Spring Damper”, 11th International Conference on New Actuator, p.p. 927-930, 2008
- [1-13] 佐々木隆, “小型精密圧力制御弁 (スプール弁)”, フルードパワーシステム 第39巻 5号, p.p.47-50, 2008
- [1-14] K. H. Lam, H. L. W. Chan, H. S. Luo, Q. R. Yin, Z. W. Yin “Piezoelectrically actuated ejector using PMN-PT single crystal”, Sensors and Actuators A 121, p.p.197-202, 2005,

[1-15] Mao-Hsiung Chiang, Chung-Chieh Chen, Tan-Ni Tsou, “Large stroke and high precision pneumatic–piezoelectric hybrid positioning control using adaptive discrete variable structure control”, *Mechatronics* 15 p.p. 523-545, 2005

[2-1] Kenji Uchino, Jayne R. Ginewicz 著, 内野研二, 石井孝明 訳, “マイクロメカトロニクス”, 森北出版株式会社, 2005

[3-1] 一ノ瀬昇, 高橋貞行 著, “やさしい超音波工学 増補版”, 工業調査会, 1999

[3-2] 富川義朗 著, “超音波エレクトロニクス振動論”, 株式会社朝倉書店, 1998

[3-3] 東町高雄 著, “有限要素法のノウハウ”, 森北出版株式会, 1993

[3-4] (株) 富士セラミックス, “圧電セラミックス・素子とその応用製品”, 2002

[3-5] 国立天文台 編, “理科年表 平成 8 年”, 丸善株式会社, 1995

[3-6] CAD/CAE 研究会 編, “ANSYS 工学解析入門”, 理工学社, 2001

[3-7] Kenji Uchino 著, 内野研二, 石井孝明 訳, “強誘電体デバイス”, 森北出版株式会社, 2005

[4-1] 巽友正 著, “連続体の力学”, 岩波書店, 1995

[4-2] SMC 株式会社ホームページ <http://www.smcworld.com/>

[4-3] CKD ホームページ <http://www.ckd.co.jp/>

[5-1] 井上喜雄, 木村康治, 古池治考, 佐藤太一, 佐藤勇一, 鈴木英男, 田中基八郎, 森井茂樹, 矢鍋重夫 著, “振動の考え方・とらえ方”, 株式会社オーム社, 1998

[6-1] リニアテクノロジー ホームページ <http://www.linear-tech.co.jp/product/LT3469>

[6-2] MicroChip ホームページ <http://www.microchip.com/>

## 関連研究

### [1]学術投稿論文（主著者となっているもの）

[1-1] Daisuke Hirooka, Koichi Suzumori, Takefumi Kanda, “Flow control valve for pneumatic actuators using particle excitation by PZT vibrator”, Sensors and Actuators A155, p.p.285-289, 2009

[1-2] Daisuke Hirooka, Koichi Suzumori, Takefumi Kanda, “Design and Evaluation of Orifice Arrangement for Particle-Excitation Flow Control Valve”, Sensors and Actuators A171, p.p. 283-291, 2011

[1-3] ○廣岡大祐, 鈴森康一, 神田岳文, “微粒子励振型空気流量制御弁の非線形性補償による流量制御”, フルードパワーシステム学会論文集, (掲載決定)

### [2]国際講演会（登壇発表したもの）

[2-1] Daisuke Hirooka, Koichi Suzumori, Takefumi Kanda, “Flow Metering Valve for Pneumatic Actuators Using Particle Excitation by PZT Vibrator”, 11th International Conference on New Actuators, p.p. 1034-1037, 2008

[2-2] Daisuke Hirooka, Koichi Suzumori, Takefumi Kanda, “Pneumatic Flow Control Valve Using Particle Excitation by PZT Vibrator”, 2009 IEEE International Ultrasonics Symposium, p.p. 1624-1627, 2009

[2-3] Daisuke Hirooka, Koichi Suzumori, Takefumi Kanda, “Experimental Analysis on Pneumatic Flow Control Valve driven by PZT Vibrator”, 2010 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, p.p. 1041-1064, 2010

[2-4] Daisuke Hirooka, Koichi Suzumori, Takefumi Kanda, “Dynamic characteristics of Pneumatic Flow Control Valve driven by PZT Vibrator”, World Automation Congress 2010,13th International Symposium on Robotics and Applications, 2010

[2-5] Daisuke Hirooka, Koichi Suzumori, Takefumi Kanda, “Continuous Air Control Using Particle Excitation Valve”, 2011 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronic , p.p. 291-296, 2011

[3] 国内学会（登壇発表したもの）

[3-1] 鈴森康一, 神田岳文, ○廣岡大祐, 河野一俊, “圧電素子による微粒子励振型可変オリフィス”, 日本機学会, ロボティクス・メカトロニクス講演会, 1A2-B03, 2007

[3-2] ○廣岡大祐, 鈴森康一, 神田岳文, 河野一俊, “圧電振動による微粒子励振型空気流量制御可変オリフィス (第 3 報 微粒子径による流量変化の測定)”, 平成 20 年春季フルードパワーシステム講演会, p.p. 113-115, 2008

[3-3] ○廣岡大祐, 鈴森康一, 神田岳文, 河野一俊, “圧電振動による微粒子励振型空気流量制御可変オリフィス(第 2 報 振動子の改良による広域空圧下制御実験)”, 日本機学会, ロボティクス・メカトロニクス講演会, 1A1-B05, 2008

[3-4] ○廣岡大祐, 鈴森康一, 神田岳文, “圧電振動による微粒子励振型空気流量制御弁(第 4 報 振動子のボルト締めによる小型第 2 号機の作製)”, 日本機学会, ロボティクス・メカトロニクス講演会, 2P1-A18, 2009

[3-5] ○廣岡大祐, 鈴森康一, 神田岳文, “圧電振動による微粒子励振型空気流量制御弁(第 5 報 シリンダへの適用実験)”, 第 27 回日本ロボット学会学術講演会, RSJ2009AC3B3-03, 2009

[3-6] ○廣岡大祐, 鈴森康一, 神田岳文, “圧電振動による微粒子励振型空気流量制御弁(第 6 報 高圧印加時の振動子の挙動)”, 平成 22 年春季フルードパワーシステム講演会, p.p. 76-78, 2010

[3-7] ○廣岡大祐, 鈴森康一, 神田岳文, “圧電振動による微粒子励振型空気流量制御弁(第 7 報 連続的流量変更を目的としたオリフィス径の変更)”, 日本機学会, ロボティクス・メカトロニクス講演会, 2A2-J09, 2011