マイクロバルーンアクチュエータによる 音響共鳴器のインピーダンス制御

学生員 與 田 光 宏 (立命館大学機械工学科)

正 員 小 西 聡 (立命館大学機械工学科)

Acoustic Impedance Control through Structural Tuning by Pneumatic Balloon Actuators

Yoda Mitsuhiro, Student Member, Konishi Satoshi, Member (Department of Mechanical Engineering
Ritsumeikan University)

We report on acoustic impedance control of the acoustic resonator using pneumatic balloon actuators. The fabricated pneumatic balloon actuators at acoustic holes could tune the acoustic resistance and the inertance of the resonator through structural parameter control. This paper focuses on the tuning of the acoustic resistance and the inertance when the acoustic capacitance is fixed. We tried to control not only the resonant frequency but also the total acoustic impedance and the phase. In the experimental results, a slight deformation of actuators could provide a large change of the acoustic impedance in the resonator.

キーワード : 音響インピーダンス制御、機能的音響境界、マイクロバルーンアクチュエータ

1. 結 言

本研究では、マイクロメカニズムによりマクロ領域を効果的に制御するというコンセプトに基づいて機能的音響境界の研究を行っている。マイクロアクチュエータを音響境界の特性制御に用いることで、様々な音環境に適応可能となる。図1に示すように、ある音響境界壁に音が入射した場合、反射、吸収、透過の3つの音に分かれる。境界壁に入射する音のふるまひは、境界壁の音響インピーダンスの影響を受ける。したがって、境界壁における音響インピーダンス制御が重要となる。騒音制御の分野では、騒音低減の手法としてアクティブノイズコントロールが研究されている⁽¹⁾。これは騒音の音圧波形と逆位相の音圧波形をスピーカー等の付加音源で発生させて両者を打ち消し合う方式であり、広い低周波帯域において消音能力がある。しかし、実際には付加音源の耐久性等の問題がある。一方でまた、ヘルムホルツ共鳴器のような受動デバイスが騒音低減用として用いられている。これまでに、受動デバイスであるヘルムホルツ共鳴器の構造パラメータを能動的に調節する適応受動デバイスの研究が行われてきた。これは、周期的な騒音の変動に対して、共鳴器の構造パラメータを変えて共鳴周波数を騒音の周波数に追従させて共鳴器の消音能力を最大限に発揮させるという方式である。騒音低減の応用例としては自動車のエンジンマフラーノイズ⁽²⁾⁽³⁾や航空機等のファンノイズ⁽⁴⁾⁽⁵⁾、ダクト内ノイズ⁽⁶⁾⁽⁷⁾等がある。しかしながら、これらの研究では構造パラメータの可変機構とし

図1 機能的音響境界

てサーボモータ等の大がかりな装置が用いられており、システム全体の形状が大きくなるという課題を抱えてきた。

そこで、本研究では上記の課題を解決するために、共鳴器の構造パラメータ可変機構としてマイクロアクチュエータを用いることを提案する。可変機構としてマイクロアクチュエータを用いることでシステム全体の薄型化が実現でき、システムの適用可能なアプリケーション領域が広がると考えられる。本実験では、共鳴器の音響インピーダンス制御のための特性可変機構として、マイクロバルーンアクチュエータを用いた。音響インピーダンスを制御するためには音響抵抗、イナータンス、音響容量の制御が必要となる。本研究では、これまでに音響容量のみの制御を行った特性可変共鳴器について報告している⁽⁸⁾。本論文では、

共鳴器の頸部開口断面積の調節を行い、音響抵抗とイナータンスの制御について述べる。将来的にはこれらを組み合わせることで位相制御を含めた音響インピーダンス制御が可能である。

2. 音響共鳴器のインピーダンス制御

本研究では、機能的音響境界実現に向けて、まずヘルムホルツ共鳴器を用いた特性可変音響デバイスを提案した。図2にヘルムホルツ共鳴器アレーとその電気的等価回路を示す。共鳴器アレー構造は多数の音響孔が開いている前面多孔板、背後の空気層、剛壁から成り立っている。共鳴器の頸部は音響抵抗とイナータンス、背後空気層は音響容量として機能する。また、共鳴器アレーは吸音構造としても機能する。共鳴器アレーに入射する音響エネルギーは空気層での共振により熱エネルギーへと変換され、吸音つまり反射音が低減される⁽⁹⁾。さらに、様々な入射音周波数に対応し、反射率を自在に制御するためには共鳴器構造の音響インピーダンスを制御することが必要である。共鳴器構造の音響インピーダンスは以下の式で表される⁽¹⁰⁾。

$$Z_A = r_A + j(\omega M - \frac{1}{\omega C_A}) \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 r_A は音響抵抗、 M はイナータンス、 C_A は音響容量とし、以下の式で表される⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾。

$$r_A = r_R + r_{vis} \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$M = \frac{m}{S^2} \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$C_A = \frac{V_0}{\rho_0 c^2} \quad \dots\dots\dots (4)$$

ここで、 r_R ：音響放射抵抗、 r_{vis} ：頸部の粘性抵抗、 S ：頸部開口断面積、 m ：頸部内媒質の全質量、 V_0 ：空気層容積、 ρ_0 ：媒質の密度、 c ：音速とする。

音響インピーダンスの実部（レジスタンス）、虚部（リアクタンス）を制御し、位相を含めた音響インピーダンスの制御を行うためには、共鳴器構造において音響抵抗、イナータンス、音響容量のそれぞれを調節することが重要と

図2 (a) 音響共鳴器アレー (断面図) (b) 電気的等価回路

なる。また、共鳴器構造の共振周波数 f_0 は以下の式で表される。

$$f_0 = \frac{1}{2\pi\sqrt{MC_A}} \quad \dots\dots\dots (5)$$

式(5)より、イナータンス M と音響容量 C_A を調節することで共鳴器の共振周波数制御が可能となる。これまでに、本研究では共鳴器構造の空気層容積つまり音響容量を調節可能な共振周波数可変吸音構造について報告している⁽⁸⁾⁽¹²⁾。報告では、音響容量 C_A を調節したことで共鳴器の共振周波数が制御可能となった。さらに、前面多孔板内の音響孔の加工方法として MEMS 技術を用いたことで高アスペクト比の音響孔を実現し、より低周波数に適応可能な共鳴器吸音構造を構築した。しかしながら、式(1)に示すように音響容量だけの制御では、共鳴器構造における音響インピーダンスのリアクタンスのみ制御可能である。共鳴器構造において位相制御を含めた音響インピーダンス制御を行うためには、レジスタンスとリアクタンスそれぞれを制御する必要がある。したがって、本研究では共鳴器構造の音響容量制御に加えて音響抵抗とイナータンスの制御を試みる。本論文では、音響容量 C_A が一定の条件で音響抵抗とイナータンスを調節するために共鳴器の頸部開口断面積をマイクロアクチュエータを用いて変化させた。

3. マイクロバルーンアクチュエータ

〈3・1〉 設計・製作 共鳴器構造の音響抵抗 r_A とイナータンス M を効果的に調節するためには、頸部開口断面積を大きく変化させることが可能であるアクチュエータが求められる。この条件を満たすために、本研究では頸部開口断面積調節用としてマイクロアクチュエータの中では大変形特性を持つマイクロバルーンアクチュエータを用いた⁽¹³⁾。さらに、空気圧駆動のバルーンアクチュエータを用いることで、音響構造と調節用アクチュエータ共に流体を取り扱うために、音響構造とアクチュエータの構築において共通の製作工程が利用できるという利点もある。図3に音響孔内部に組み込まれたマイクロバルーンアクチュエータ

図3 音響孔内に組み込まれたバルーンアクチュエータの概念図 (a) 正面図 (b) 断面図

図8 圧力 vs. 音響孔内断面におけるアクチュエータの占有率

吸音率とノーマルインピーダンス比の測定を行った。実験では直径 40mm のアクリル製の音響管を用い、管端に設置する共鳴器構造もそのサイズに収まるように設計した。本実験では、以下の2種類の実験を行った。まず第1に、バルーンアクチュエータ20個すべてに均一に圧力を供給しながら加圧圧力を変化させる実験（圧力制御）。第2に、加圧圧力は50kPaに固定し、圧力供給は列ごとに制御する実験（列制御）。

尚、実験では加圧圧力の調節にはレギュレータを用い、4列あるアクチュエータへの圧力供給路の開閉は電磁弁のON/OFFで制御した。音響特性測定を行った管内法では製作した共鳴器デバイスを音響管の一端に設置し、他端から純音を発生させると、入射波と反射波が合成されて音響管内に定在波が発生する。音響管内のマイクロフォンによりこの定在波の音圧極大値と極小値を測定することで、定在波比 n を求めることができる。また、測定デバイス表面から最初の音圧極小値までの距離を測ることで位相のずれ γ が求まり、 γ から複素音圧反射係数 R が計算で求められる。測定値より求めた定在波比 n 、複素音圧反射係数 R を以下の式 (6) および (7) に代入することで垂直入射吸音率 α_0 とノーマルインピーダンス比 $\frac{Z_0}{\rho c}$ が算出される。但し、 ρc は空気の固有音響インピーダンスとする⁽⁹⁾。

$$\alpha_0 = 1 - |R|^2 = \frac{4}{n + \frac{1}{n} + 2} \dots\dots\dots (6)$$

$$\frac{Z_0}{\rho c} = \frac{1 + R}{1 - R} \dots\dots\dots (7)$$

〈4・1〉 圧力制御 圧力制御実験では、マイクロバルーンアクチュエータ20個すべてに対し均一に、0kPa から50kPaまでの圧力を加えた時の垂直入射吸音率とノーマルインピーダンス比を測定した。測定周波数は800Hzから1300Hzで、曲線のピーク付近では20Hz刻みに測定を行った。図9に垂直入射吸音率測定結果を示す。共鳴器構造の共振周波数は垂直入射吸音率が最大となる周波数である。

図9 周波数 vs. 垂直入射吸音率（圧力制御）

図9のグラフより各曲線の最大となる周波数、つまり共振周波数は、加圧圧力を高くするに従って低くなっていることがわかる。例えば、0kPaから50kPaまで圧力を高くとした時、共振周波数はおよそ160Hz低くなっている。また、この時のノーマルインピーダンス比の測定結果を図10に示す。インピーダンスの実部であるレジスタンスを(a)に、虚部であるリアクタンスを(b)に示す。図10(a)のグラフより、各測定周波数においてバルーンアクチュエータに供給する圧力を高くするにしたがってレジスタンスが大きくなっている。これは、バルーンアクチュエータの変形量を大きくし、頸部開口断面積を小さくすることによって共鳴器構造の音響抵抗が大きくなっていることがわかる。また、図10(b)のグラフでは、各測定周波数においてバルーンアクチュエータへの供給圧力を高くすることでリアクタンスが大きくなっている。つまり、バルーンアクチュエータの変形量を大きくし頸部開口断面積を小さくすることで、式(3)に示すように共鳴器構造のイナータンスが大きくなっていることがわかる。各曲線は周波数が高くなるにつれてリアクタンスが大きくなっており、容量性から誘導性に変化しているのがわかる。各圧力において、垂直入射吸音率が最大の時つまり構造の共振周波数時にインピーダンスの虚部であるリアクタンスがほぼ0となっている。これは、図2に示す電氣的等価回路の共振特性と同じ特性を示している。これらの実験結果より、共鳴器の音響孔に組み込んだマイクロバルーンアクチュエータの変形を調節し頸部開口断面積を調節することで、共鳴器構造の音響インピーダンスが制御可能であることが確かめられた。

〈4・2〉 列制御 列制御実験では、加圧圧力を50kPaに固定した状態で、4列(A,B,C,D(図3参照))に分かれているバルーンアクチュエータを独立して駆動させた。各列のバルーンアクチュエータへの圧力供給制御は電磁弁を用い、PCからON/OFFの制御を行った。本実験では、表1に示すように駆動させるアクチュエータが0列の時から4列の時までの共鳴器の垂直入射吸音率とノーマルインピーダンス比の測定を行った。図11に垂直入射吸音率の測

(a)

(b)

図10 (a) ノーマルインピーダンス比 $\frac{Z_0}{\rho c}$ (レジスタンス) (b) ノーマルインピーダンス比 $\frac{Z_0}{\rho c}$ (リアクタンス)

表1 列制御実験アクチュエータ駆動パターン

○: 駆動, ×: 非駆動

	A	B	C	D
0line	×	×	×	×
1line	○	×	×	×
2line	○	○	×	×
3line	○	○	○	×
4line	○	○	○	○

定結果を示す。駆動させるアクチュエータの列を0列から4列にすることで、共振周波数は1060Hzから900Hzまで160Hz変化した。この時のノーマルインピーダンス比の測定結果をレジスタンスとリアクタンスに分けて図12(a)(b)に示す。圧力制御実験と同じく、構造の共振周波数においてリアクタンスはほぼ0を示している。グラフより駆動させるバルーンアクチュエータの列を多くし、共鳴器アレーの頸部開口断面積を小さくすることでレジスタンスとイナータンスは大きくなっている。これらの結果より、アクチュエータへの供給圧力は一定の条件で、駆動させるバルーンアクチュエータの数を制御することで共鳴器アレーの音響インピーダンスが制御可能であることが確認された。

図11 周波数 vs. 垂直入射吸音率 (列制御)

(a)

(b)

図12 (a) ノーマルインピーダンス比 $\frac{Z_0}{\rho c}$ (レジスタンス) (b) ノーマルインピーダンス比 $\frac{Z_0}{\rho c}$ (リアクタンス)

〈4・3〉 考 察 前述した2種類(圧力制御、列制御)の実験結果から、共鳴器の音響孔に組み込んだマイクロバルーンアクチュエータを駆動させ共鳴器の頸部開口断面積を調節することで共鳴器の音響インピーダンス(音響抵抗、イナータンス)が制御できることがわかった。圧力制御実験では、すべてのアクチュエータに供給する圧力を

レギュレータで調節して頸部開口断面積を調節した。また、列制御実験においては、供給圧力を一定にし駆動アクチュエータの数を電磁弁の ON / OFF により制御した。どちらの実験においても、バルーンアクチュエータの駆動により共振周波数が低くなり、音響抵抗とイナータンスは大きくなった。また、共振周波数におけるリアクタンスはほぼ 0 となった。これらの実験結果は電氣的等価の共振回路の理論と同じ特性を示した。

入射音周波数が 1000Hz の時の実験結果を例としてノーマルインピーダンス比をインピーダンス平面で表したものを図 13 に示す。グラフよりマイクロバルーンアクチュエータの駆動により頸部開口断面積を調節したことで、音響インピーダンスの実部と虚部が変化していることがわかる。ただし、本実験では共鳴器の音響孔にバルーンアクチュエータを組み込み、頸部の構造パラメータを調節したため、音響抵抗が変化すると同時にイナータンスも同様に变化する。ここで、音響抵抗を変化させた時に同時に变化するイナータンスを打ち消し合うように、音響容量を調節することで、構造の音響インピーダンスの実部と虚部を望みの値に制御することが可能になると考えられる。本研究では、これまでに共鳴器構造の空気層容積を調節し、構造の音響容量制御を行っている。したがって、今後、音響容量制御と今回の音響抵抗、イナータンス制御を組み合わせることで位相制御を含めた望みの音響インピーダンス制御が可能であると考ええる。

5. ま と め

本論文では、共鳴器構造の音響孔内に組み込んだマイクロバルーンアクチュエータによる構造の音響インピーダンス制御の提案を行った。実験では、製作したマイクロバルーンアクチュエータを駆動させることで、共鳴器構造の音響抵抗とイナータンスを効果的に制御出来た。構造パラメータの可変機構として、マイクロアクチュエータを用いることで特性可変共鳴器デバイスの薄型化が可能となり、応用の適応領域が広がることが考えられる。今後は、本実験で行った音響抵抗およびイナータンスの制御と音響容量制御を組み合わせることで、効果的な音響インピーダンス制御が可能であると考ええる。

謝辞

本研究の一部は、日本学術振興会奨励研究 A の補助を受けて実施したものであり、ここに謝意を表する。

(平成 13 年 8 月 24 日受付, 同 14 年 3 月 6 日再受付)

文 献

- (1) Sen M. Kuo and Dennis R. Morgan, "Adaptive Noise Control Systems - Algorithms and DSP Implementations", John Wiley and Sons, New York, NY (1996)
- (2) J.S. Lamancusa, "An Actively Tuned, Passive Muffler System for Engine Silencing", *Proceedings of Noise-Con 87*, 313-318

(a)

(b)

図 13 ノーマルインピーダンス比 $\frac{Z_0}{\rho c}$ (a) インピーダンス平面 (圧力制御) (b) インピーダンス平面 (列制御)

- (1987).
- (3) E. Little, A. Kashani, J. Kohler and F. Morrison, "Tuning of an Electrorheological Fluid-Based Intelligent Helmholtz Resonator as Applied to Hydraulic Engine Mounts", *ASME DSC Transportation Systems*, 54, DE-Vol. 76, 43-51 (1994).
- (4) G. Koopman and W. Neise, "The Use of Resonators to Silence Centrifugal Blowers", *Journal of Sound and Vibration*, 82, 17-27 (1982).
- (5) B. E. Walker, A. S. Hersh, L. J. Heidelberg, D. L. Sutliff and M. E. Spencer, "Active Resonators for Control of Multiple Spinning Modes in an Axial Flow Fan Inlet", *AIAA paper 99-1853*, Proceedings of the 5th AIAA/CEAS Aeroacoustic conference, 339-348 (1999).
- (6) W. H. Matsuhisa, B. Ren and S. Sato, "Semiactive Control of Duct Noise by a Volume-Variable Resonator", *Japan Society of Mechanical Engineering International Journal*, 35, 223-228 (1992).
- (7) 泉 照之, 高見 弘, "頸部開口断面積を制御する可変共鳴形消音装置", *日本音響学会誌*, 47, No.9, 647-652 (1991).
- (8) S. Konishi, M. Yoda, M. Hosaka, S. Sugiyama and S. Akishita, "Tunable Acoustic Absorbing System using a Deep Hole Array", *Proceedings of MEMS '98*, pp.655-660.
- (9) 永田 穂, "建築音響", コロナ社.
- (10) 西巻 正郎, "電気音響振動学", コロナ社.
- (11) Uno Ingard, "On the theory and design of acoustic resonators", *J. Acoust. Soc. Am.*, Vol.25, No.6, pp.1037-1061 (1953)
- (12) S. Konishi, M. Yoda, S. Sugiyama, and S. Akishita, "Tunable Acoustic Absorber Using a Micro Acoustic Hole Array", *Electronics and Communications in Japan, Part 2*, 83, 1 (2000).
- (13) C. Grosjean, G. B. Lee, W. Hong, Y. C. Tai and C. M. Ho, "Micro Balloon Actuators for Aerodynamic Control", *Proceedings of MEMS '98* pp.166-171.

與 田 光 宏 (学生員) 1997 年 立命館大学 理工学部 機械工学科卒業。1999 年 同大学大学院博士前期課程修了。2002 年 同大学大学院博士後期課程了、博士(工学)。同年セイコーエプソン(株)入社。これまで主としてMEMS技術を用いた音響制御の研究に従事。

小 西 聡 (正員) 1991 年 東京大学 工学部 電子工学科卒業。1993 年 同大学大学院 博士課程前期課程修了、1996 年 同後期課程修了、博士(工学)。同年 4 月より立命館大学 理工学部 専任講師。1999 年 4 月より同助教授、現在に至る。1993 年より 3 年間日本学術振興会特別研究員。MEMS、中でも分散型構成システムに着目し、主としてマイクロアクチュエータシステムとその応用に関する研究に従事。