モード励振法を用いたアクティブ遮音制御に関する研究* (パワーモードによる制御メカニズムの解明および実験による検証)

眞 田 明^{*1}, 田 中 信 雄^{*2}

Active Control of Sound Transmission with Modal Excitation (Investigation of Control Mechanism with Acoustic Power Mode and Experimental Study)

Akira SANADA^{*3} and Nobuo TANAKA

^{*3} Industrial Technology Center of Okayama Prefecture,
5301 Haga, Okayama-shi, Okayama, 701-1296 Japan

This paper deals with active control of transmitted sound power of a panel subjected to an incident sound wave. Based upon modal actuation reported in previous works, this paper presents modal actuation-based control for the purpose of reducing transmitted sound power of a panel. From a viewpoint of acoustic power modes, a dominant factor in structure-borne sound, a fundamental mechanism of sound transmission power of a panel is clarified, followed by a numerical analysis. It is shown that the (1, 3) structural mode (one of the elements of the first acoustic power mode) plays an important role in the sound transmission mechanism, and hence the (1, 3) mode needs to be extracted and suppressed. For this end, three cases of actuation method are presented, control effect in terms of each control strategy being discussed. Finally, an experiment is conducted, demonstrating the significant control effect achieved by suppressing the transmitted sound power at low frequencies using the proposed method in this work.

Key Words: Noise Control, Sound and Acoustic, Vibration Control, Sound Transmission Loss, Power Mode, Modal Control, Feedforward Control

1. 緒 言

一般に壁面の遮音性能は質量に依存し、特に低周波数の音を遮断するには重い構造を用いる必要がある。このことは機器の軽量化の大きな障害になっている。そこで、軽い構造によって遮音性能を向上させるため、アクティブに透過音を制御する研究が行われている。アクティブ制御は一般に低周波数の騒音低減に有効であり、高周波数に効果的な従来の受動的な騒音制御手法を補完する方法として用いられる。このことから遮音においてもアクティブ制御の導入は有効と考えられる。Fuller⁽¹⁾は周辺固定薄肉円板を透過する音を1つまたは2つのポイントアクチュエータによって制御する方法について検討を行い、大きな制御効果が得られることを計算により示した。猿渡ら^{(2),(3)}は平板を透過す

る音の抑制を目的に、平板振動の抑制を行う制御手法について検討を行った。

ところで、音響透過は一方から入射した音波によって壁面が強制加振され振動し、その振動から透過側に音が放射されるという原理である。高次の振動モードによる音は放射効率が低いため、低周波数では低次の振動モードの強制振動による透過音が支配的となる⁽⁴⁾。つまり、広い周波数帯域で遮音性能を向上させようとすると壁面の共振を抑えるだけではだめで、低次モードの強制振動による音を抑制する必要がある。

ここで、構造物から放射される音はパワーモード(放射モード)の二乗の線形和で記述でき^{(5),(6)}、パワーモードの抑制が放射音の抑制につながることを示されている。Johnsonら⁽⁷⁾はパワーモードと体積速度の関係から体積速度をセンシングすることによって透過音を抑制する方法について検討している。Sungら⁽⁸⁾は、圧電素子板によるアクティブ遮音法について計算により検討を行い、放射音響パワーや体積速度を最小とする制御を行うことで制御効果が得られることを示してい

* 原稿受付 2007年10月22日。

^{*1} 正員, 岡山県工業技術センター(〒701-1296 岡山市芳賀5301)。

^{*2} 正員, フェロー, 首都大学東京システムデザイン学部(〒191-0065 日野市旭が丘6-6)。

E-mail: akira_sanada@pref.okayama.lg.jp

る。しかしながら、アクティブ遮音に関するこれらの方法は加振位置やアクチュエータ数によって制御効果が複雑に変化することから、適切な遮音効果を得るには、加振方法を試行錯誤により決定する必要がある。

そこで、著者らはこれまでに、有限平板の透過損失に見られる特定周波数で遮音性能が向上する現象（反共振現象）に着目し、特定モードを励振することで放射効率を大きく低下させ、遮音性能を向上させる方法について提案した⁹⁾。低周波数の透過音において支配的な(1,1)モードと連成が大きく、しかも励振が比較的簡単な(1,3)モードを制御モードとして選定し、計算と実験から提案手法によって低周波数で大きな効果が得られることを示した¹⁰⁾。

この(1,3)モードを励振する方法の詳細な制御メカニズムをパワーモードの観点から明らかにし、有効性を示すことが本研究の目的である。これによってアクティブ遮音制御における加振方法の重要性を示す。垂直に音が入射する場合について、まず、非制御時の透過音響パワーとパワーモードの関係について考察する。次に、平板上の1点もしくは複数点に制御力を作用させる場合と、(1,3)モードを励振する場合についてシミュレーションを行い、パワーモードごとの音響パワーの比較を行う。最後に、実験を行い、シミュレーション結果を検証し、実験的に本手法の有効性を示す。

2. 制御メカニズム

2・1 音響透過におけるパワーモード 図1に能動遮音制御の計算モデルを示す。ここでは、バフル中に埋め込まれ、周辺を単純支持されたサイズ $a \times b$ 、厚さ h の薄肉平板に振幅が p_i の平面音波が垂直に入射する場合について検討する。このとき、平板の運動方程式は、平板上の任意点を $\mathbf{r}$ 、変位を $z(\mathbf{r}, t)$ 、曲げ剛性を D 、材料の密度を ρ_s 、平板の振動によって $z=+0$ 面に生じる音圧の振幅を $p_t(\mathbf{r})$ 、アクチュエータによる制御力を $f_c(\mathbf{r})$ 、角振動数を ω とすると次式で表される。

$$D \nabla^4 z(\mathbf{r}, t) + \rho_s h \frac{\partial^2 z(\mathbf{r}, t)}{\partial t^2} = 2p_i e^{j\omega t} - 2p_t(\mathbf{r}) e^{j\omega t} + f_c(\mathbf{r}) e^{j\omega t} \quad (1)$$

ただし、 $D' = D(1 + j\eta)$ であり、 η は損失係数である。

平板の振動速度 $\mathbf{v}(\mathbf{r})$ を N 次までのモードを考慮し、モード展開式により、次式により記述する。

$$\mathbf{v}(\mathbf{r}) = \Psi^T(\mathbf{r}) \mathbf{v} \quad (2)$$

ただし T は転置、 $\Psi(\mathbf{r})$ および $\mathbf{v}$ は固有関数ベクトル、速度モードベクトルを表し、次式で定義される。

Fig. 1 Calculation model for the active control of sound transmission.

$$\Psi^T(\mathbf{r}) = [\psi_1(\mathbf{r}) \ \psi_2(\mathbf{r}) \ \cdots \ \psi_N(\mathbf{r})] \quad (3)$$

$$\mathbf{v} = [v_1 \ v_2 \ \cdots \ v_N]^T \quad (4)$$

ここで、 $\psi_i(\mathbf{r})$ は、 i 次固有関数、 v_i は i 次複素速度モード振幅を表す。このとき、式(1)は次式となる。

$$\frac{1}{j\omega} \mathbf{K} \cdot \mathbf{v} + j\omega \mathbf{M} \cdot \mathbf{v} = 2\mathbf{F}_{i0} - 2\mathbf{F}_{t0} + \mathbf{F}_c \quad (5)$$

左辺の $\mathbf{K}$ 、 $\mathbf{M}$ は $N \times N$ の対角行列であり、対角成分は、平板上の領域を S として、

$$K_i = \int_S D' \psi_i(\mathbf{r}) \cdot \nabla^4 \psi_i ds \quad (6)$$

$$M_i = \int_S \rho_s h \psi_i^2(\mathbf{r}) ds \quad (7)$$

となる。ここで K_i はモード剛性、 M_i はモード質量を表す。また、式(5)右辺の $\mathbf{F}_{i0}$ 、 $\mathbf{F}_{t0}$ 、 $\mathbf{F}_c$ は、

$$\mathbf{F}_{i0} = \int_S \Psi(\mathbf{r}) \cdot p_i ds = [F_{i1} \ F_{i2} \ \cdots \ F_{iN}]^T \quad (8)$$

$$\mathbf{F}_{t0} = \int_S \Psi(\mathbf{r}) \cdot p_t(\mathbf{r}) ds = [F_{t1} \ F_{t2} \ \cdots \ F_{tN}]^T \quad (9)$$

$$\mathbf{F}_c = \int_S \Psi(\mathbf{r}) \cdot f_c(\mathbf{r}) ds = [F_{c1} \ F_{c2} \ \cdots \ F_{cN}]^T \quad (10)$$

であり、 F_i は入射波による i 次モード加振力、 F_{ti} は空気の反作用力による i 次モード加振力、 F_{ci} は制御力による i 次モード加振力を表す。以上より、 $\mathbf{v}$ は次式により求めることができる。

$$\mathbf{v} = \mathbf{R} (2\mathbf{F}_{i0} + \mathbf{F}_c) \quad (11)$$

ただし、

$$\mathbf{R} = \left(\frac{1}{j\omega} \mathbf{K} + j\omega \mathbf{M} + 2\tilde{\mathbf{A}} \right)^{-1} \quad (12)$$

$$\tilde{\mathbf{A}} = \frac{j\omega\rho}{2\pi} \iint_{s,s'} \Psi(\mathbf{r}) \cdot \Psi^T(\mathbf{r}') \frac{e^{-jk\Delta r}}{\Delta r} ds' ds \quad (13)$$

である。また、 ρ は空気密度、 k は波数、 $\Delta r = |\mathbf{r} - \mathbf{r}'|$ である。

このとき、透過音響パワーは平板上のインテンシティを積分することにより最終的に次式により記述できる。

$$W_t = \mathbf{v}^H \cdot \mathbf{A} \cdot \mathbf{v} \quad (14)$$

ただし、 H はエルミート、 $\mathbf{A}$ はパワーマトリックス⁽⁵⁾を表し、次式である。

$$\mathbf{A} = \text{Re}(\tilde{\mathbf{A}}/2) \quad (15)$$

ここで、パワーマトリックスは実対称行列であるから、対角化が可能で、次式が成り立つ。

$$\mathbf{A} = \mathbf{Q} \mathbf{\Lambda} \mathbf{Q}^{-1} \quad (16)$$

ここで、 $\mathbf{Q}$ は直交行列、 $\mathbf{\Lambda}$ は $\mathbf{A}$ の固有値 λ_i を対角成分とする対角行列である。したがって、透過音響パワーは、次式で記述できる。

$$W_t = \mathbf{v}^H \mathbf{Q} \mathbf{\Lambda} \mathbf{Q}^{-1} \mathbf{v} = \mathbf{u}^H \mathbf{\Lambda} \mathbf{u} = \sum_{i=1}^N \lambda_i |u_i|^2 \quad (17)$$

ここで、 $\mathbf{u}$ はパワーモードベクトルを表し、

$$\mathbf{u} = \mathbf{Q}^{-1} \mathbf{v} = \mathbf{Q}^T \mathbf{v} \quad (18)$$

である。また、 u_i は i 次パワーモード振幅である。式(18)より、平板の振動速度 $\mathbf{v}(\mathbf{r})$ は、

$$\mathbf{v}(\mathbf{r}) = \Phi^T(\mathbf{r}) \mathbf{u} \quad (19)$$

となる。ただし、 Φ はパワーモード関数ベクトル⁽⁵⁾を表し、

$$\Phi(\mathbf{r}) = \mathbf{Q}^T \Psi(\mathbf{r}) \quad (20)$$

である。

ここで、式(17)から、透過音響パワーは放射効率に相当する $\mathbf{A}$ の固有値 λ_i によって重み付けされたパワーモード振幅の二乗和で記述されることがわかる。

まず、非制御時に平板を透過する音響パワーについてパワーモードの観点から考察を行う。ここでは、サイズ $0.4\text{m} \times 0.57\text{m}$ ($a \times b$)、厚さ 2mm のアルミ板に $p=1\text{Pa}$ の平面音波が垂直に入射した場合について検討する。対象パネルの諸元および振動モード(奇数-奇数次)を表1に示す。図2に、 100Hz における1次から3次のパワーモード形状を示す。ただし、このパワーモード形状は奇数-奇数次モードの9次までを考慮して

Table 1 Mechanical properties and vibration modes of the target panel.

Material	Aluminium
ρ_s (Density)	$2.69\text{E}3[\text{kg/m}^3]$
E (Young's modulus)	$7.02\text{E}10[\text{Pa}]$
ν (Poisson's ratio)	0.345
η (Loss factor)	0.01

No.	Mode	Frequency[Hz]
1	(1,1)	46.3
2	(1,3)	169.8
3	(3,1)	293.3
4	(3,3)	416.8
5	(1,5)	416.8
6	(3,5)	663.7
7	(5,1)	787.2
8	(1,7)	787.2
9	(5,3)	910.7

(a) 1st power mode

(b) 2nd power mode

(c) 3rd power mode

Fig. 2 Power mode shapes.

Fig. 3 Transmitted power of each power mode without control.

計算した結果である。ここでは垂直入射の場合について検討するため、奇数・奇数次モードのみによって構成されるパワーモードしか透過音に影響しない。このため、それ以外のパワーモードは考慮していない。1次のパワーモードは平板全体がピストン運動するような形状をしており、2次、3次のパワーモードはエッジ部分が振動する形状である。

非制御時における透過音響パワーをパワーモードごとに計算した結果を図3に示す。図中には透過音に寄与が大きい1～3次のパワーモードの結果を示している。また、同時に全透過音響パワーも示す。図3をみると約800Hz以下の周波数では、1次のパワーモードが他のパワーモードによる透過音と比較して圧倒的に大きく、全透過音響パワーにおいて支配的であることがわかる。これは、波長が平板サイズに対し、比較的大きい低周波数においては、高次のパワーモードの放射効率が低いためである。また、低周波数の共振周波数よりわずかに低い特定周波数で透過音響パワーが大きく低下する現象（反共振現象）は1次のパワーモードが減少するために生じると説明できる。これまで透過音響パワーにおける反共振現象は振動分布が放射効率の低い性状になるためとして定性的な説明に止まっていたが、パワーモードの観点からみることによって定量的に現象を把握できることが分かる。

2・2 モード励振によるパワーモードの抑制 以上の結果から、透過音制御には1次のパワーモードを抑制すればよいことが分かる。しかしながら、パワーモード単独のアクチュエーションには、ポイントアクチュエータを用いる場合、理論的に無限個のアクチュエータが必要となる。また、パワーモードの形状は周波数に依存する。これらのことから、パワーモードを直接的にアクチュエーションすることは困難である。

ここで、式(18)より、各パワーモードは各速度モード振幅の線形和で表され、1次のパワーモードは、

$$\begin{aligned} u_1 &= \mathbf{q}_1 \cdot \mathbf{v} \\ &= Q_{11}v_1 + Q_{21}v_2 + Q_{31}v_3 + \cdots + Q_{N1}v_N \end{aligned} \quad (21)$$

と表される。ただし、

$$\mathbf{q}_1 = [Q_{11} \quad Q_{21} \quad \cdots \quad Q_{N1}] \quad (22)$$

である。

この式より1次のパワーモードを抑制するには、パワーモードを直接制御しなくても、寄与度が高い特定の振動モードを制御することによって可能であることが分かる。我々が提案している(1,3)モードを励振する手法は、1次のパワーモードへの寄与が大きく、低

周波数において比較的励振が簡単な(1,3)モードを制御対象モードとすることで、1次パワーモードを抑制するものであると説明できる。

本研究では、ポイントアクチュエータによる単純支持平板の(1,3)モード励振法として、田中ら⁽¹¹⁾の方法を用いる。この方法によって、各振動モードの節を利用し、6個のポイントアクチュエータにより、低周波数において近似的に(1,3)モードのみを励振することが可能である。

低周波数においては、式(21)第一項の(1,1)モードによる成分が最も大きい。が、(1,1)モードのみを励振するには、(1,3)モードよりも多数(12個)のアクチュエータが必要となる。このため、(1,3)モードを励振する方がシンプルで制御が可能である。ただし、(1,3)モードを励振する方法は1次のパワーモードを抑制するのに振動を加えるため、振動エネルギーは増大する。したがって、(1,3)モードを励振する方法は、振動の抑制ではなく、放射効率の低減により透過音が抑制されることになる。

2・3 加振方法による制御効果の違い (1,3)モードをアクチュエーションする提案方法の特徴を明らかにするため、(1,3)モードを加振する場合、平板中央1点を加振する場合、平板上の9点を同時加振する場合について、制御効果のシミュレーションを行う。本研究では、フィードフォワード制御により、透過音響パワーが最小となるような最適制御を行うものとする。また、1入力1出力システムによるシンプルな制御を想定する。それぞれの制御方法におけるアクチュエータ位置を図4に示す。9点を同時加振する場合は、各点に加える制御力は同じとする。(1,3)モードを加振する場合は、図中の丸印にアクチュエータを配置し、実丸と白丸は逆方向に同じ力で加振する。

このときのポイントアクチュエータによる加振力は次式のように記述できる。

$$f_c(\mathbf{r}) = f_e \sum_{k=1}^M G \delta(\mathbf{r} - \mathbf{r}_k) \quad (23)$$

ただし、 f_e はアクチュエータの発生する制御力、 M はアクチュエータ数、 G は加振方向によって+1または-1の値をとる。また、 δ はディラックのデルタ関数、 $\mathbf{r}_k$ は k 番目のアクチュエータの位置を示す。このとき、式(10)は、

$$\mathbf{F}_c = f_e \mathbf{F}_{cm} \quad (24)$$

と表される。ただし、 $\mathbf{F}_{cm}$ の i 次成分 F_{cmi} は、

$$F_{cmi} = \int_S \psi_i(\mathbf{r}) \sum_{k=1}^M G \delta(\mathbf{r} - \mathbf{r}_k) ds \quad (25)$$

Fig. 4 Position of the actuators.

Fig. 5 Calculated normal-incidence sound transmission loss.

である。したがって、 $\mathbf{F}_{cm}$ は加振位置によって決定される列ベクトルである。

式(11)、式(21)より、1 次のパワーモードは次式となる。

$$u_1 = 2\mathbf{q}_1 \mathbf{R} \mathbf{F}_{i0} + f_c \mathbf{q}_1 \mathbf{R} \mathbf{F}_{cm} \quad (26)$$

つまり、第一項が入射音波による1 次のパワーモード、第二項が制御力による1 次のパワーモードである。

音響透過損失の計算結果を図5に示す。なお、音響透過損失 R は次式のとおりである。

$$R \text{ (dB)} = 10 \cdot \log \frac{W_i}{W_t} \quad (27)$$

ただし、 W_i は平板に入射する音響パワーである。

(1,3)モードを加振する場合、500Hz 以下で制御効果が得られ、特に(3,1)モードの固有振動数よりも低い周波数(約270Hz 以下)では10dB を超える制御効果が得られている。これに対して、平板中央1点を加振する場合、600Hz 以下で制御効果が得られ、特に160Hz 以下では、(1,3)モードを加振する場合よりも大きな遮音効果が得られる。しかしながら、平板中央1点を加

Fig. 6 Calculated sound power of 1st power mode.

Fig. 7 Calculated sound power of 2nd power mode.

Fig. 8 Calculated sound power of 3rd power mode.

振する場合、193Hz 付近で制御効果が得られない領域が生じている。9点を同時加振する場合は、600Hz 以下の領域で制御効果が得られているが、128Hz と249 Hz 付近の周波数でやはり制御効果が得られない領域があることが分かる。つまり、平板中央1点を加振する場合と平板上の9点を同時加振する場合は低周波数で大きな制御効果が得られるものの、制御効果が得ら

れない周波数帯域が存在する。これに対して、(1,3)モードを加振する方法は、低周波数での制御効果は他の方法よりも低いものの、比較的広帯域に渡って制御効果が得られる特徴があると言える。これらの結果より、制御効果を得るためには、単にアクチュエータをたくさん用いればよいというものでなく、加振方法が重要であることが分かる。

次に、制御方法による遮音制御メカニズムの違いを明らかにするため、制御時のパワーモードの成分について計算を行った結果を示す。1次、2次、3次のパワーモードについて、各加振方法による場合の結果を図6、図7、図8にそれぞれ示す。

(1,3)モードを加振する場合、1次のパワーモードが400Hz以下の低周波数で大きく低下し、透過音が抑制されていることが分かる。つまり、単独の振動モードを制御することによって、1次のパワーモードの抑制が可能であることが確認できる。ただし、今の場合、1次のパワーモードは抑制されるが、同時に2次のパワーモードは増加する。このため、制御時は2次のパワーモードの影響が支配的となる。しかしながら、2次のパワーモードの放射効率はや元来低いため、2次のパワーモードが増大したとしても、1次のパワーモードの減少の効果の方が大きく、トータルでは透過音響パワーは抑制される。

これに対して、中心1点を加振する場合、100Hz以下の低周波数では1次、2次のパワーモード共に減少し、透過音が抑制される。しかしながら、193Hz付近では1次のパワーモードは抑制されず、2次のパワーモードが増大し、制御効果が得られないことがわかる。また、9点を同時加振する場合は128Hzと249Hzで1次のパワーモードは抑制されず、2次のパワーモードが増大している。これは、式(26)の第2項における $q_i \mathbf{R} \mathbf{F}_{cm}$ の絶対値がモード間の連成により0になり、1次のパワーモードを制御できないためである。(1,3)モードを加振する場合は、 $q_i \mathbf{R} \mathbf{F}_{cm}$ の値は低周波数で0になることはなく、このため、(1,3)モードを加振する場合は、特定周波数で制御効果が得られないような現象は生じない。

3. 実験

3・1 実験システム シミュレーション結果を検証し、実験的に(1,3)モードを加振する方法の有効性を示すため、(1,3)モードを加振する場合と平板中央1点を加振する場合について実験を行った。

実験の概要を図9に示す。実験では、垂直入射の場合のアクティブ遮音制御効果を評価するため、無響室

Fig. 9 Experimental setup.

Fig. 10 Vibration control arrangement.

と吸音処理を施した部屋の2つを用いた。無響室でない方の部屋は、室内の共鳴を抑えるため、壁面に500mmの厚さの吸音くさびを取り付けた。無響室は受音室、もう一方の部屋は音源室として用いた。制御対象は、0.4m×0.57mの2mmアルミ板に厚さ1mmの制振材を貼り付けた板とした。単純支持を実現するため、板周辺をナイフエッジで挟む構造とした。スピーカは平板の正面2.0mの位置に、4つ配置した。ポイントアクチュエータはボイスコイル型のものを用いた。(1,3)モードを加振する場合は、図10に示すように、理論どおりの位置に6つのアクチュエータを配置した。また、1点を加振する場合は、1つのアクチュエータを平板中央に配置した。

エラーマイクロホンは平板から無響室側2.5mの位置に設置し、この位置での音圧が最小となるように適応制御を行った。制御アルゴリズムはFiltered-X LMSアルゴリズムを用いた。制御コントローラは、DSPボ

Fig. 11 Measured sound power level with (1,3) modal control.

Fig. 13 Insertion loss with (1,3) modal control.

Fig. 12 Measured sound power level with center point control.

Fig. 14 Insertion loss with center point control.

ードとD/A/A/Dボードからなり、サンプリング周波数6kHz、タップ数1000とした。実験は1.6kHz以下のホワイトノイズを用いた。

垂直入射時の音響透過損失 R は、入射音響パワーを実験的に求めるのが難しく測定が困難であることから、遮音性能を評価する指標として挿入損失 IL を用いた。まず、平板を取り付けない状態で、受音側に透過してくる音響パワー W_0 を計測した。次に平板とアクチュエータなどを取り付け、平板を透過してくる音響パワー W_i を測定した。挿入損失は次式によって求めた。

$$IL \text{ (dB)} = 10 \cdot \log \frac{W_0}{W_i} \quad (28)$$

透過音響パワーは、インテンシティプロブを用い、マイクロホン移動装置にて自動測定した。また、測定は1/12オクターブバンドで行った。

3・2 実験結果 (1,3)モードを加振した場合の透過音響パワーの測定結果を図11に、平板の中央1点を加振した場合の結果を図12に示す。また、これらの結果から挿入損失を計算した結果をそれぞれ図13、図14

に示す。(1,3)モードを加振する方法では、500Hz以下で制御効果が得られており、特に200Hz以下においては10dBを超える制御効果が得られている。これに対して、平板中央1点を加振する方法は、全体的には(1,3)モードを加振する方法と同等の制御効果が得られているが、140Hz～170Hzの帯域において制御効果が得られない帯域があることが分かる。実験では制御システム上の理由からアルミ板表面に共振ピークを抑える制振材を貼付したため、計算よりもパネルの共振周波数が低下している。前章で示したとおり、計算では193Hz付近で制御効果が得られない周波数帯域が生じており、同じ現象と考えられる。

実験と計算結果を比較すると、低周波数において実験結果は計算結果ほど大きな制御効果が得られていない。また、計算によると平板中央1点を加振する場合は、(1,3)モードを加振する場合よりも160Hz以下で大きな遮音効果が得られるはずである。しかし、実験では、両者の制御効果は同等であった。これは、制御効果の上限が周辺の支持部などの遮音性能によって制限されているためである。実際にアクティブ遮音制御を

応用する際においても、周辺支持部の遮音性能を確保することが大きな問題となると考えられる。また別の視点から見ると、低周波数での制御効果は、理論的には中心1点や平板上の9点を加振する方が高いが、実用上は周辺支持部の遮音性能に制限されるため、制御効果の大小よりも制御効果が得られない周波数が存在することの方が問題となるとも考えられる。

なお、80Hz付近で制御効果が低下しているが、これは音源室の共鳴の影響で、平板上での音圧が低下し、エアーマイクロホンでの音圧も極端に低下したためと考えられ、実験上の問題である。

これらの結果から、実験結果と計算結果の傾向はよく一致しており、計算結果は妥当と考えられる。また、(1,3)モードを加振する場合は、中心1点を加振する場合に比べ低周波数の広い帯域で制御効果が得られることが、実験的にも分かった。周波数が変動する騒音源では特定周波数で効果が得られないことは致命的な欠陥となる場合もあり、本手法が有効であることが確認できた。

4. 結 言

(1,3)モードを制御するアクティブ遮音法の詳細な制御メカニズムを明らかにし、本手法の有効性を検証することを目的に、垂直に音が入射した場合についてシミュレーションを行った。パワーモードの観点から加振方法について検討し、実験を行った。得られた結果を以下にまとめる。

- 1) 低周波数では1次のパワーモードの影響が支配的であり、この1次のパワーモードを抑制するように制御を行えばよい。
- 2) (1,3)モードを加振する場合、平板中央1点を加振する場合、平板上の9点を同じ力で同時加振する場合の3つの制御方法についてシミュレーションにより制御効果を比較した。(1,3)モードを加振する場合は、対象平板の場合、約270Hzより低い周波数で10dBを超える制御効果が得られる。他の方法ではこの帯域で制御効果が得られない周波数が存在する。
- 3) (1,3)モードを加振する場合、低周波数で1次のパワーモードが大きく低下することにより、制御効果が得られる。平板中央1点を加振する場合と平板上の9点を同時加振する場合において、低周波数の特定周波数で制御効果が得られない現象は、1次のパワーモードが制御できないためである。
- 4) 実験において、(1,3)モードを加振する方法は200Hz以下で10dBを超える制御効果が得られた。また、平

板中央1点を加振する場合、140Hz～170Hzで制御効果が得られなかったのに対し、(1,3)モードを加振する方法ではそのような現象は見られなかった。これは計算結果と同様であった。このことから、(1,3)モードを加振する方法により低周波数の比較的広い周波数で高い制御効果が得られることが確認できた。

文 献

- (1) Fuller, C.R., Active control of sound transmission/radiation from elastic plates by vibration inputs: I. Analysis, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 136, No. 1 (1990), pp. 1-15.
- (2) Sawatari, k. and Seto, K., Active Vibration Control of Plate Structures for Reducing Sound Noise Radiated through Wall, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 60, No.579 (1994), pp. 3769-3775.
- (3) Sawatari, k., Miyata, T. and Seto, K., A Study on Active Vibration Control of Plate Structure for Reducing Noise, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 61, No.590 (1995), pp. 3916-3922.
- (4) Sanada, A., Zhang, Z., Egawa, N. and Tanaka, N., Effect of Panel Size on Sound Transmission Loss, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 69, No.684 (2003), pp. 2049-2056.
- (5) Tanaka, N. et al., Active Control of Acoustic Power Radiated from a Vibrating Planar Structure Using Smart Sensors (On the Power Mode and Acoustic Power), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 59, No.567 (1993), pp. 3444-3451.
- (6) Elliott, S.J. and Johnson, M.E., Radiation modes and the active control of sound power, *The Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 94, No. 4(1993), pp.2194-2204.
- (7) Johnson, M.E. and Elliot, S.J., Active control of sound radiation using volume velocity cancellation, *The Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 98, No.4 (1995), pp. 2174-2186.
- (8) Sung, C and Huang, C., The Mechanism of Sound Transmission Control in Terms of Structural and Radiation Modes, *Japanese Journal of Applied Physics*, Vol. 38 (1999), pp. 838-848
- (9) Sanada, A. and Tanaka, N., Active Control of Sound Transmission Utilizing the Mechanism of Anti-resonance Phenomenon, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 70, No.693 (2004), pp. 1293-1300.
- (10) Sanada, A. and Tanaka, N., Active Control of Sound Transmission with Point Actuators utilizing the Mechanism of Anti-resonance Phenomenon, *Proceeding of the First International Symposium on Advanced Technology of Vibration and Sound*, No. 05-202(2005-6), pp.247-252.
- (11) Tanaka, N. and Kikushima, Y., Spatial Modal Excitation Using Point Actuators, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 63, No.609 (1997), pp. 1616-162