振動する剛体面に設置した吸音構造材の減音効果*

遠藤 満^{*1}, 西垣 勉^{*1}, 倉谷 達則^{*2}

Sound Decreasing Effects of Sound Absorbing Material Structures on the Vibrating Rigid Surface

Mitsuru ENDO^{*3}, Tsutomu NISHIGAKI and Tatsunori KURAYA^{*3} Department of Mechanical Sciences and Engineering, Tokyo Institute of Technology,
2-12-1 O-okayama, Meguro-ku, Tokyo, 152-8552 Japan

It was investigated experimentally whether the sound decreasing effects of sound absorbing material structures on the sinusoidally vibrating rigid surface are obtained or not. In the experiment, the one-dimensional acoustic tube was used and its one end is excited by the sound absorbing material structure and the other end is closed by glass wool. The experiments showed that almost 70% sound pressure decreasing effect is obtained at the maximum in the frequency range of 1~3 kHz for the hard porous or fiber aluminum sound absorbing materials with the back air space made by using honeycomb structures. And it is observed that the frequency dependency of this decreasing effects is qualitatively and almost quantitatively coincident with the square root of reflectivity of the stationary absorbing material structure. But, for the urethane foam, this tendency could not be observed. It is supposed to be the flexible vibrational characteristics of urethane foam.

Key Words: Sound Decreasing Effect, Vibrating Sound Absorbing Material Structure, Experiment, One-Dimensional Acoustic Tube, Sound Reflectivity

1. 緒 言

1-1 研究の背景と目的 騒音の低減化については様々な手法が提案・実現されているが、なかでも吸音材を用いて音を吸収させるという方法は、機械・建築音響の分野を中心に広く用いられている。

吸音材を用いるという騒音低減化法は、音源の周囲に吸音材を配して、伝播してきた音をパッシブに吸収させるというのが一般的な使用方法であるが、実用的な観点から考えると、この方法では、音が伝播する全ての方向に吸音材を大量に配置せねばならず、コスト的に不利であり、また空間占有率が高くなるため景観を損ねる等の問題がある。

そこで、振動する剛体面から発生する騒音を対象とし、その音の発生源そのものに直接吸音材からなる構造体を設置して、いわゆる発生音の減音効果を得る事ができないかと考えたのが本研究のそもそもの動機である。もしそのような効果があるとすれば、新幹線の転動騒音の主音源とされる鉄道レールのフランジ部分に吸音構造材を設置して転動音を抑制することなどが

実用的な具体例として挙げられる。

吸音材の吸音特性に関する研究は過去に多数あるが、吸音材を含む音場解析に関する代表的研究として、田中ら⁽¹⁾が境界要素法によって、定常音について、吸音材を複素音響インピーダンス特性を持つ境界としてモデル化して、一般的な音場に関する解析を行う汎用的手法を提示しているが、複素音響インピーダンス特性を持つ境界面自身が振動することは想定されておらず、それによって発生する音を推定する手段を提示しているものではない。

吸音材自身が振動する場合に発生する音については、過去に大家ら⁽²⁾が多孔質吸音材、具体的にはウレタンフォームを対象とし、それを毛細管の集合でモデル化して、その中の流体音波の挙動を空気粘性も考慮して精密に解析し、その放射音の理論解を求めた研究が唯一存在する。しかし、その解析過程は対象吸音材を限定したかなり複雑なものとなっており、またいくつかのパラメータを仮定せざるを得ないという問題点も残している。

一方、平板の両面に吸音材を設置したときの透過音の透過損失を推定する Takahashi⁽³⁾の研究が存在する。Takahashi は、吸音材の特性を、一般に複素数となる伝搬定数と特性インピーダンスによってモデル化し、グ

* 原稿受付 2001年11月29日。

^{*1} 正員、東京工業大学理工学研究所(☎152-8552 東京都目黒区大岡山2-12-1)。^{*2} 東京工業大学大学院。

E-mail: mendo@mes.titech.ac.jp

ラスウールを対象として実験的に同定されたこれらのパラメータを用いて計算した透過損失を実験と比較してほぼ良い一致を見た報告しているが、平板と吸音材の間に空隙を設けた場合に対応できる理論ではない。また後述するように、本研究では吸音材の吸音特性を把握する最も一般的な音響学的特性値として複素音響インピーダンス(これより吸音率あるいは反射率が算定できる)を基本としているが、これより Takahashi の用いた吸音材料特性値を同定して、背後空気層のない振動する吸音材から発生する音を推定した結果は、以下の章で説明する本研究の実験結果と一致しなかったことは付記しておきたい。

以上をまとめると、多岐にわたる吸音構造材が振動する場合に、いわゆる減音効果なるものがあるのかどうかという視点から調べた研究は全く存在せず、またそのとき発生する音を推定する理論も存在しないといっていよい。本研究では以上のような背景を踏まえ、軟質あるいは金属等よりなる種々の吸音材からなる構造体を直接振動面に設置することによって、いわゆる減音効果が得られるかどうかを実験的に確かめ、さらに一般的な音響学的特性値である吸音率あるいは音響インピーダンスとどのような関係があるかを検討することを目的とする。

1.2 研究の方針 本研究では、まず実際に吸音構造材を正弦的に振動させて、放射される音圧をマイクロホンによって測定する実験装置を作製し、剛体面が振動するときに発生する音圧に比して、発生する音圧が低減する、いわゆる減音効果があるかどうかを調べる。実験装置としては一次元音響管を用い、その一端に動電型加振機で正弦的に駆動する供試吸音構造材を配し、他端に適切な吸音材を設置して反射波の影響を抑え、近似的半無限長音響管条件を実現させるものである。また供試吸音構造材としては、ウレタンフォームのような軟質のものと、発泡アルミあるいは繊維アルミのような硬質のものを取り上げ、後者についてはハニカム板構造を用いることにより背後に空気層を設ける構造についても調べる。なお本研究では、減音効果とは、吸音材の発生する音圧と剛体板の発生する音圧との比(1より小さい場合)を表すものと定義する。

2. 実験装置

2.1 音響管を用いた実験 実験装置については、大家らの研究⁽²⁾を参考にして一次元音響管を用いる構造とする。一般に、直径数 cm 以上の内部壁面が滑らかな管では、直径が半波長に近くなる周波数までの範囲で、管内の音波はほぼ平面波とみなすことができ

る(4)。平面波の場合、その進行方向を x 軸とすれば、これに直交する平面上では全ての物理量は一定不変のものとなり、音圧や粒子速度といったパラメータは x と時間 t のみの関数となるので、実験結果の整理・考察が容易で、かつ今後理論的推定法を確立するためにも取り扱いが非常に簡単になる。

実験は、音響管の一端の振動板あるいはそれに設置した吸音構造材からの放射音圧を、音響管内の離れた二点に設置した二つのマイクロホンによって測定する。その際、振動板に吸音構造材を設置した場合と何も設置しない場合との音圧の比をとって、減音効果を確かめる。

一般に、音響管の一端を剛体板で正弦加振するとき、内部の音場は他端の境界条件に応じて理論的に求められ、定在波が生じることが知られているが、周波数により共振現象等が生じることを考えると、音圧を空気粘性を考慮しない線形理論の範囲内で定量的に評価することは難しく、かつ吸音構造材を設置する場合には管内の音場は不明であるから、両者を比較して減音効果を定量的に評価することができない。そこで、定在波が生じないような条件を考える。

定在波が生じる原因は管端での音の反射であるので、定在波が生じない理想的条件とは、管が半無限の長さを持つことである。この条件と等価になるには、管端における比音響インピーダンス z_t は、 ρ 、 c を空気密度、音速として、 $z_t = \rho c$ (空気の固有音響抵抗) の条件を満たす必要がある。このとき、管内には $+x$ 方向の平面波しか存在せず、音圧の振幅は管内の全域に渡って一定であるので、吸音構造材を設置した場合と設置しない場合の音圧を正確に比較することができる。しかし実際上は、半無限長音響管条件を実現することは不可能に近く、本研究では管端で $z_t = \rho c$ が近似的に成立するように適切な吸音材を管端に挿入することによって、半無限長音響管と等価な条件を近似的に実現させることとする。

2.2 実験装置の構成 図1に実験装置と計測系の構成を示す。なお、装置全体は定盤に固定されており、加振機の振動が音響管に伝わることはない。

音響管には内径 44mm、外径 60mm、長さ 1m のアクリル製パイプを用いた。一端から 25cm と 50cm の位置に、マイクロホンを挿入するための孔が開けてある。また、管端には厚さ 10cm のグラスウールと表面凹凸を持つ厚さ 1.5cm のウレタンフォームを組み合わせて挿入し、反射波を極力抑えるよう工夫した。

音源部は加振機に円形のピストン振動板を取り付けたものである。振動板の大きさは、直径 52mm、厚さ

6mm で、アルミニウム製である。振動板をアクリルパイプ内に挿入する構造にすると、振動板と管壁との隙間から音が漏れて正確な測定ができなくなるため、図のように振動板をパイプの内径より大きくして、パイプとの間に軟質弾性体を挟む構造とした。なお、振動板は十分に厚く、剛体的に振動していることを実験と理論の両面から確認した。

1/4in マイクロホン (Brüel & Kjær 4939) は、専用の治具によって音響管の管壁から 5mm 内部に入ったところに固定する。計測した信号をアンプで増幅し、高調波ノイズを除くためにローパスフィルタを通してオシロスコープで振幅を測定する。またピストン振動板の裏側に加速度計ピックアップ (PCB 352C22) を取り付けて加速度振幅を測定した。

2.3 予備実験 本来の実験を実施する前に、予備実験として、管内の定在波がどの程度抑えられたかを確かめる計測を行った。すなわち、振動板に何も設置しない場合の音圧をまず測定した。本研究では 800Hz から 3000Hz まで 100Hz おきに管内の二か所における音圧を測定したが、振動板の振動速度振幅が一定になるように加振機の入力電圧を調節するのは繁雑であり、かつ精度も出ないので、測定した音圧を振動板の加速度振幅と周波数から理論的に求められる平面波の音圧で正規化して表示する。

図 2 に、振動板から 25cm および 50cm の位置における正規化音圧の測定結果を示す。周波数により変動はあるものの、音圧の値は平均的には一定値を示している。特に定在波が理想的に抑えられた場合には、正規化音圧値は 1.0 になるはずであるが、測定周波数における最も小さい値を示すいくつかの点はほぼ正確に 1.0 の直線上にのっており、完全に消しきれない定在波振幅の影響で正規化音圧が 1.0 より上の範囲でばらついているものと考えられる。

以上の結果より、多少のばらつきはあるものの、本実験で吸音構造材を振動板に設置した場合の減音効果の評価は、各測定周波数におけるこれらの実際の値を基準とする。

2.4 供試吸音構造材 一般に吸音材の使用法としては、直接壁面に貼付するのではなく、壁面との間に空気層 (背後空気層と呼ぶ) を設けて用いられる場合が多い。これは壁に密着した場合よりも一般に大きな吸音効果が得られるからである。そこで本研究でも、特に硬質の吸音材について、ハニカム板構造を用いて背後空気層を設けた場合についても実験を行った。この吸音構造材のイメージ図を図 3 に示す。なお本研究では幅 $l = 20\text{mm}$ のアルミハニカムを用いた。

供試吸音構造材としては、軟質なウレタンフォームおよび硬質な発泡アルミと繊維アルミを用いた。この供試吸音構造材の一例を図 4(a)~(c) に示す。

3. 実験結果

3.1 ウレタンフォームを用いた実験と理論⁽²⁾との比較 実験に用いたのは厚さ h が 10mm, 30mm, 50mm の 3 種類のウレタンフォームである。それぞれ管壁に触れないように円柱形に切り取り、剛体振動板の表面に直接貼付する場合について実験を行った。図 5 に実験結果と後述する大家らの理論⁽²⁾より求めた結果を示す。実験結果は実際に測定された音圧を振動板の加速度振幅と周波数から求められる平面波に関する計算値で正規化し、さらに図 2 に示す、振動板に吸音構造材を設置しない場合の値との比をとったものである。いずれの場合の結果における値も、マイクロホンの位置が 25cm と 50cm の場合で良く一致しており、測定位置におけるばらつきの程度が図 2 の場合よりも小さくなっていることに注目されたい。

実験結果より、 $h = 10\text{mm}$ の場合には減音効果は見られず、 $h = 30\text{mm}$ の場合も、2000Hz 以上でない限り減音効果はほとんどないことが観察される。これに対し $h = 50\text{mm}$ と厚くなると、減音効果が見られ、この効果は高周波になるほど大きい。なお、 $h = 30\text{mm}$ の場合については大家らも実験を行っており、それによると周波数によって激しい変動が見られるものの、当該周波数範囲の全域に渡って実験値が 1 以下になるという平均的な意味での傾向は得られている。これに対して本実験結果では 2000Hz 程度までの範囲で音が小さくなっている。この原因としては、大家らがパルス音源を用いた非定常音で実験を行っているのに対して、本実験は定常音で実験を行っていることが要因として挙げられるが、真の原因ははっきりとせず、今後の課題である。

次に大家らの理論解析結果との比較を試みる。大家らの理論⁽²⁾によれば、吸音材直前の粒子速度 $u(0)$ は次式で与えられる。

$$u(0) = \frac{\zeta \{1 + (\cos \gamma L - 1) D(\omega)\}}{\zeta \cos \gamma L + j \sin \gamma L} u_0 \quad \dots\dots (1)$$

ここで、 ζ , γ はそれぞれ多孔質材料中の流体に対する特性インピーダンス密度および流体音波の複素伝播定数、また ω は角振動数、 L は吸音材の厚さ、 u_0 は吸音材骨格が変形しないと仮定したときの振動速度である。また $j = \sqrt{-1}$ である。一方式 (1) の $D(\omega)$ は次式で与えられる。

$$D(\omega) = \frac{\sigma}{j\rho^* \omega} + (1 - H) \quad \dots\dots (2)$$

Fig. 1 Experimental set-up

Fig. 2 Normalized sound pressure for the rigid plate

(a) Urethane foam

(b) Porous aluminum without back air space

(c) Porous aluminum with back air space

(d) Fiber aluminum without back air space

(e) Fiber aluminum with back air space

Fig. 3 Image of sound absorbing material structure with back air space

Fig. 4 Examples of specimens

(a) $h = 10\text{mm}$ (b) $h = 30\text{mm}$ (c) $h = 50\text{mm}$

Fig. 5 Comparisons of experimental results and calculations (Urethane foam)

ここで、 σ は多孔質材料中の流体に対する骨格を含む単位体積あたりの抵抗係数、 ρ^* は多孔質材料中の流体に対する等価密度、 H は多孔率である。平面波では音圧 p と粒子速度 u とは $p = \rho^*cu$ の関係で結ばれるので、本実験結果と比較するには、式 (1) を u_0 で割って

正規化し、その絶対値をとればよい。しかしながら大家らの理論⁽²⁾において必要なパラメータ、構造因子 S と毛細管径 a が不明である。そこで構造因子については大家らと同じく $S = 1$ と仮定し、毛細管径については、 $h = 50\text{mm}$ の場合の実験結果の傾向とほぼ一致するように、 $a = 0.03\text{mm}$ と仮定して計算した結果を図 5 の (a), (b) に示す。この図より実験と理論とは必ずしも一致しておらず、大家らの解析があらゆる条件に適用できるものではないことがわかる。なおこの原因の一要因については後述の 3.4 節で考察する。

3.2 発泡アルミおよび繊維アルミを用いた実験
硬質の吸音材の代表例として発泡アルミと繊維アルミを用いて実験を行った。

発泡アルミはアルミニウムを発泡させて連続気泡を有する発泡体としたもので、ここでは厚さ h が 5mm, 7mm, 9mm の 3 種類を用意した。

一方、繊維アルミは繊維状のアルミニウムを板状に成型したもので、ここでは 2.2kg/m^2 の純粋な繊維アルミと、30%の割合でアルミチップが含まれるものを用意した。

以上、厚さの異なる発泡アルミ 3 種類およびチップなしとチップありの繊維アルミ 2 種類の全てについて、背後空気層 ($l = 20\text{mm}$) のある場合とない場合の計 10 種類の試料を用意し、実験を行った。なお、振動板およびアルミハニカム板との接着にはエポキシ系接着剤を用いた。

図 6, 7 に発泡アルミについての実験結果を示す。図 6 が背後空気層のない場合、図 7 が背後空気層のある場合である。これより背後空気層のない場合についてはほとんど減音効果が見られないことがわかる。 $h = 7\text{mm}$, 9mm の高周波域でわずかに音が小さくなっている程度である。それに対して背後空気層がある場合についてはかなりの減音効果が確認された。図 7(a), (b) からわかるように最大で 70% 程度の減音効果のあることがわかる。

一方繊維アルミの場合についての結果を図 8, 9 に示す。発泡アルミほどではないが、背後空気層がある場合にはかなりの減音効果があることがわかる。

以上のような金属をベースとする吸音材は、一般に吸音材としてよく用いられているウレタンフォームやグラスウール等が耐水性・耐候性に劣り、屋外での使用に向いていないのに対して、耐水性・耐候性のみならず耐食性・耐薬品性・防火性にも優れている。よって屋外その他の劣悪な環境下でも使用可能であり、いわゆる減音構造材として実用的な観点から非常に有望であるということができよう。

(a) $h = 5\text{mm}$ (a) $h = 5\text{mm}$ (b) $h = 7\text{mm}$ (b) $h = 7\text{mm}$ (c) $h = 9\text{mm}$ (c) $h = 9\text{mm}$

Fig. 6 Results for the porous aluminum (Without back air space)

Fig. 7 Results for the porous aluminum (With back air space, $l = 20\text{mm}$)

3.3 音響学的特性値と減音効果との関係の考察

以上のように、吸音構造材によってはかなりの減音効果のあることが実験的に実証されたが、実用的な観点からは吸音構造材をどのように構成すれば減音効果が大きくなるのかは非常に大きな関心事である。しか

し、多岐にわたる吸音材について理論的な推定法を確立することはそれほど容易な事とは思われない。

そこでここでは、定常音に関し現在最も多くの情報を含むと考えられる音響学的特性値である複素音響インピーダンス、そしてそれから求められる吸音率ある

(a) Fiber aluminum without aluminum chip

(b) Fiber aluminum with 30% aluminum chip

Fig. 8 Results for the fiber aluminum (Without back air space)

(a) Fiber aluminum without aluminum chip

(b) Fiber aluminum with 30% aluminum chip

Fig. 9 Results for the fiber aluminum (With back air space, $l = 20\text{mm}$)

いは反射率と何らかの関係が見出せないかを検討してみた。なお、各吸音構造材の音響インピーダンスおよび吸音率の測定には2マイクロホンインピーダンス測定管 (Brüel & Kjær 4206) を用いた。

各吸音構造材の減音効果とその吸音率を見比べると、特に硬質の吸音構造材について吸音率が高いほど減音効果が高くなる、という傾向が見られた。そこで、試みに、吸音率を α として、

$$|r|^2 = 1 - \alpha \quad \dots\dots\dots (3)$$

で定義される反射率 $|r|^2$ と減音効果を比較するため、減音効果のグラフに反射率のグラフを重ねてみた。ただし、吸音率および反射率はエネルギーの吸収・反射によって定義されているので、正規化された音圧と物理的な意味での値を合わせるために、反射率の平方根をとって実験値と比較した結果を図6～9に示す。各グラフより、減音効果と反射率の平方根は定性的に良く一致しており、定量的にもほぼ一致することがわかった。

これより硬質吸音構造材の場合には、反射率が小さくなるような構造設計をすれば良いことが示唆される。

3.4 ウレタンフォームの減音効果に関する考察
前節では、発泡アルミおよび繊維アルミについて減音効果と反射率とを比較したが、軟質のウレタンフォームについて同様の比較を行ったところ、減音効果と反射率の平方根の周波数特性はかなり異なったものとなった。この原因としては、ウレタンフォームは軟質の吸音材であり、調べた周波数範囲内で骨格が剛ではなく、連続体としての振動特性を持つことが考えられる。

そこで振動板とウレタンフォーム前表面のそれぞれの速度を測定し、比較したのが図10である。なお、ウレタンフォーム前表面の速度は、表面にアルミホイルを貼付して、レーザ・ドップラ振動計 (小野測器 LV-1400) で測定し、ピストン振動板の速度で正規化して表示した。図10よりわかるように、正規化速度は1.0近傍の値はとらず、多彩な周波数依存性を示すことが

Fig. 10 Normalized velocity of surface of urethane foam

わかる。

以上のことから、図5において実験と理論が一致しなかったこともこの振動特性が一要因となっていると推定される。よって、振動する軟質と硬質の吸音材からなる構造体から放射される音は大きく異なった傾向

を示すことが予想され、今後、振動する吸音構造材から放射される音圧の理論的推定法を確立する上で十分考慮すべき点であるといえる。

4. 結 言

本研究では、騒音低減化の新たな方法として、音源となる剛な振動面そのものに直接吸音構造材を設置するというコンセプトを提案し、種々の吸音構造材について実験により減音効果の有無を確かめ、さらに音響学的特性値との関連について考察を試みた。その結論をまとめると以下になる。

- (1) ウレタンフォームを振動させてその放射音を測定し、減音効果を確かめた。ただし、大家らによる理論解析⁽²⁾では必ずしも結果を説明することができず、この解析があらゆる条件に適用できるものではないことを示した。
- (2) 発泡アルミおよび繊維アルミからなる吸音構造材を振動させてその放射音を測定し、実際に減音効果があることを確かめた。この効果は特に背後空気層があるときに大きくなり、本研究の吸音構造材および周波数範囲内で、最大で70%にも達することを確認した。
- (3) 発泡アルミおよび繊維アルミよりなる吸音構造材の減音効果の周波数依存性は、各構造材の音響学的反射率の平方根のそれと定性的によく一致し、定量的にもほぼ一致することを確かめた。
- (4) ウレタンフォームについては、その減音効果と反射率の平方根の傾向とが定性的にも一致しないことから、振動する軟質の吸音材と、例えば金属をベースとする硬質の吸音材とではその放射音特性が大きく異なる可能性のあることを明らかにした。

文 献

- (1) 田中正隆, 増田佳文, 音響問題に対する境界要素法はん用解析システムの開発, 機論 53-486, C (1987), pp.387-391
- (2) 大家左門, 竹内龍一, 多孔質材料表面からの音の放射, 日本音響学会誌, Vol.34, No.12 (1978), pp.704-710
- (3) D. Takahashi, Sound transmission through single plates with absorptive facings: Improved theory and experiment, J. Acoust. Soc. Am., 88(2) (1990), pp.879-882
- (4) 五十嵐寿一ほか, 音響と振動, 共立出版, (1968), pp.37