

コストパフォーマンスに優れた遮音ルーバーの開発

宮島 徹 石塚 崇 西 博康
(技術研究所) (技術研究所) (関西支店)

Development of sound insulation louver with high cost performance

Tohru Miyajima, Takashi Ishiduka and Hiroyasu Nishi

各種設備機器などの騒音を発生する機器の騒音対策のために、通気性と遮音性能を両立させた「遮音ルーバー」と呼ばれる対策装置がある。しかし、現在市場に投入されている製品は高コストであり、容易に導入できない。今回、既存製品と同等な遮音性能を有しながら、50%以上のコスト削減を目標に遮音ルーバーの開発を行った。従来の製品は吸音を主たる要素としているが、開発した遮音ルーバーは、反射と吸音、さらに共鳴機構による効果を組み合わせることで目標とする遮音性能を実現した。本稿では、数値解析による形状設計、試作品による遮音性能、風切り音、強度、通気性能などの各種試験の概要について報告する。

There is a countermeasure device called "sound insulation louver" which is compatible with air permeability and sound insulation performance in order to cope with noise of equipment which emits noise. However, the products currently on the market are expensive and can not be easily introduced. We have developed a sound insulation louver with sound insulation performance similar to existing products, with the goal of cost reduction of over 50%. Conventional products mainly use sound absorption materials, but the developed sound insulation louver achieved the target sound insulation performance by combining reflection, sound absorption and the effect of resonance mechanism. In this paper, we report the outline of various tests such as shape design using numerical analysis, sound insulation performance by prototype, wind noise, strength, ventilation performance.

1. はじめに

オフィスビルやテナントビル等において、空調設備を中心とした機器類は、一般的には屋上に設置される。近年の建築物ではバルコニー部に設備機器を設置する設計も見られる。また、広い敷地を有する場合や、工場・生産施設では地上部や各所に騒音を発生する機器類が設置される。

騒音規制法や地方自治体の騒音に関する条例の対象となる機器が設置される場合には、敷地境界での騒音規制値を順守するために対策を行わなければならない。対策方法の一つとして、通気性を確保しつつ、遮音性能を有するいわゆる「遮音ルーバー」といわれる騒音対策装置の採用がある。しかし、大手メーカーを含む数社から市場投入されている遮音ルーバーは、複雑な形状や2次加工の必要性から高コストであり容易に採用できないのが現状である。その場合には通気性の無い成形

セメント板や発泡コンクリート板等による防音壁が採用されることになる。しかし、設備機器の性能を維持するために必要な通気性を確保しようとすると騒音対策上必要な防音壁高さが確保できなかったり、四面を囲う必要があるのに一面は設置できない、というように十分な騒音低減効果を見込めない場合もある。

過去には、そのような対処がなされたとしても、一般に騒音発生源側であるオフィスビル等と受音側の住宅は、建築される地域が異なっていたこと、また高さ関係もオフィスビルの方が高かったために、屋上に設置された設備機器の騒音がそれほど問題となる状況が少なく、また法規制による基準値を超過していたとしても、そこに問題や苦情が顕在化することは少なかったと考えられる。しかし、近年は都市の中心部にオフィスビルと集合住宅が隣接することや、集合住宅の高さがオフィスやテナントビルより高くなり、住戸から

オフィスビル等の設備機器が設置されている屋上を見下ろすことができる状況が、ごく普通に出現している。後者の場合には、騒音対策は水平面内だけではなく、垂直方向の対策を考慮する必要がある状況となってきた。

このような状況を鑑み、筆者らは遮音ルーバーに関する課題を解決し、必要性のあるより多くの建物への設置を目指し、新たな遮音ルーバーの開発に取り組んだ。開発にあたっては、

- (1)波動音響解析技術を駆使し、吸音だけに頼らず騒音低減を図る形状を考案すること
- (2)遮音性能を大手メーカー製品と同等以上とすること（オクターブ帯域 500Hz：5dB、2kHz：11dB を目標）
- (3)部材による風切り音を発生させないこと
- (4)低圧損・高流量係数とすること
- (5)アルミ押し出し成型を主たる製造方法として二次加工を極力減らすこと

を実現した上で、国内大手メーカーの実勢価格の半額、中国生産メーカーの80%程度に削減することを目標に定めた。

本稿では、開発のプロセスに従って、波動音響解析による基本形状の決定、音響透過損失試験、風切り音実験、通気性能試験、強度試験、および耐候性試験の概要と結果について報告する。

2. 波動音響解析による基本形状の決定

上述の通り、新たな遮音ルーバーは吸音に加えて反射や共鳴といった現象を利用して高い遮音性能を目指した。開発の初期段階においては、数値シミュレーションを用いて各アイデアの有効性を検証し、それらを組み合わせた遮音ルーバーの基本形状を決定した。シミュレーションには、音の波動現象である共鳴の効果や複雑な形状をしたルーバーの遮音性能を高精度に予測する必要があるため、波動音響理論に基づく解析手法を用いた。

2.1 波動音響解析の概要

本節では、波動音響解析による検討全体に共通する事項を概説する。解析は図-1に示す2次元音場を対象として実施した。壁面に設けた開口部（図-1(a)）にルーバーが設置される状況（図-1(b)）を想定した。壁面から2m離れた位置に音源を設定し、図中に破線で示した仮想面上において、音源側

から受信側へ透過する音響エネルギーレベルを解析した。なお、開口部以外から受信側へ騒音が伝搬することを避ける為、開口部上下の壁面はそれぞれ開口部と反対側へ無限大長さを持つと想定した。

様々なルーバーの遮音性能を評価比較する指標として、ルーバーの有無による透過音響エネルギーレベルの低減量、即ちルーバーの挿入損失を算出した。2次元境界要素法¹⁾を用い、115～5.5k Hzの範囲で1/15 オクターブ毎の各周波数について解析を行った。更に、1/3 オクターブバンドに含まれる5つの周波数に対する解析結果をエネルギー平均することで、125～5k Hzの1/3 オクターブバンド毎の結果とした。

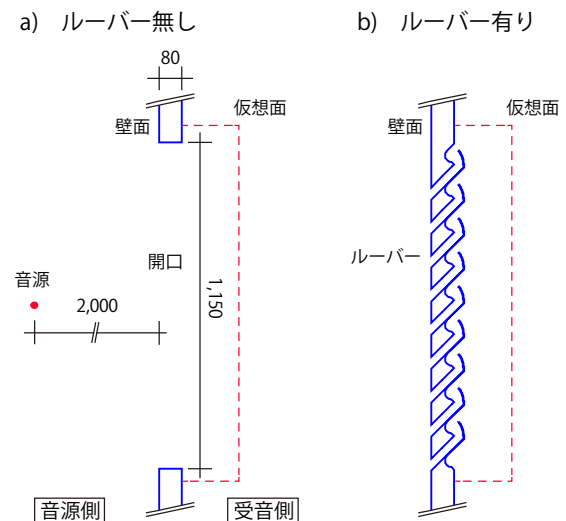


図-1 解析対象音場

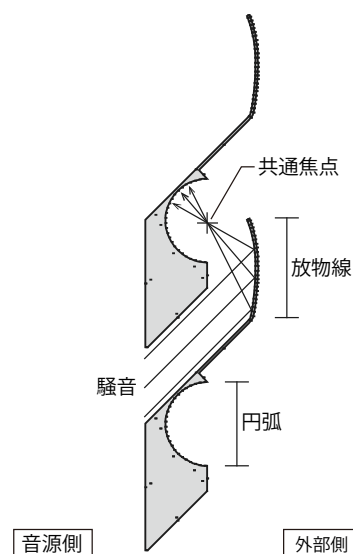


図-2 放物線と円弧を組み合わせた遮音ルーバーの原案

2.2 放物線及び円弧の組み合わせによる効果

ルーバー形状は、**図-2**に示す放物線部分と円弧部分を持つ形状を原案とした。隣り合うルーバーは、一方の放物線の焦点と他方の円弧の中心点が、**図中**に共通焦点として示した点に一致するように配置される。この形状は、放物線と円弧の組み合わせによりルーバー間の通気経路を伝わる騒音を音源側へ反射することで、通気性を損なうことなく遮音効果を得られるよう考案された。以下にその原理を述べる。**図中**には、通気経路を伝わる騒音の伝搬経路を模式的に示す。通気経路の幅が騒音の半波長以下の場合、音源側から入射した騒音はルーバー間を平面波として伝搬し、放物線部分に入射する。次に、放物線の各点から反射した騒音は、共通焦点を経由後に円弧部分に入射する。更に、円弧の各点から反射した騒音は、再び共通焦点を経由した後、**図示**した経路を逆に辿って音源側へ放射される。

上記の放物線と円弧を組み合わせた騒音を反射する構造の効果をも、波動音響解析により検証した結果を示す。解析対象としたルーバー形状を**図-3(a)**に示す。**図-2**に示した原案を基に、製造の容易さ等を考慮して形状を決定した。なお、ルーバー表面は完全反射性として境界条件を設定した。次節で述べる発展型の基本となる為、以下ではこの形状を基本

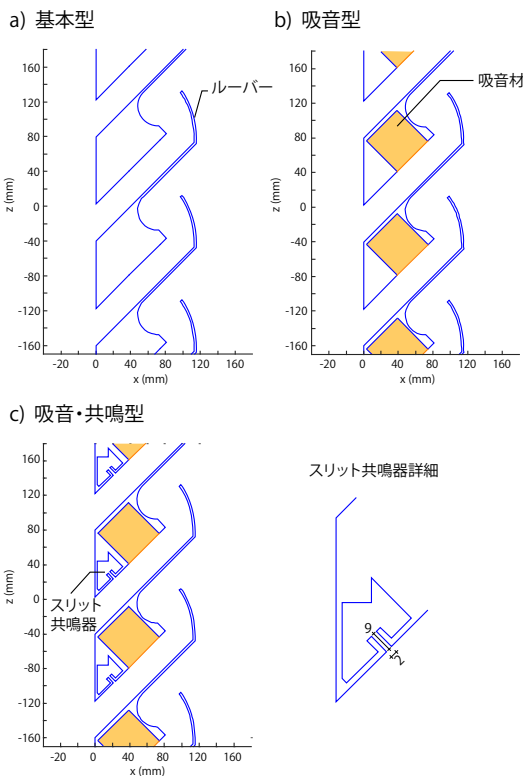


図-3 遮音ルーバーの解析モデル

型とする。解析結果から算出した基本型の挿入損失を**図-4**に黒線で示す。2kHz以下では2~6dB程度であるが、2.5kHz以上の高周波数域で7~13dB程度の挿入損失を持つことが確認される。

2.3 吸音材及びスリット共振器による効果

前節で述べたように、基本型は2kHz以下の中・低周波数域ではそれ程高い遮音効果が得られてない。そこで、ルーバーの中空部分に吸音材と共振器を組み込み、効果の得られる周波数範囲の拡大を試みた。

まず、**図-3(b)**に示すように、通気経路中間に吸音材を組み込んだ吸音型の効果を検証する。吸音材は、密度32kg/m³、厚さ50mmのポリエステル繊維吸音材を想定し、**図-5**に示す吸音特性を持つように吸音材表面の境界条件を設定した。吸音型の挿入損失を**図-4**に赤線で示す。吸音材を組み込むことにより、630Hz以上の帯域で基本型に対して3~6dB程度遮音性能が向上する効果が確認できる。なお、効果の得られた周波数帯は、**図-5**に示した吸音率が0.8以上となる帯域と一致している。

更に低周波数側の遮音効果を向上する為、**図-3(c)**に示すように、吸音型にスリット共振器を加える

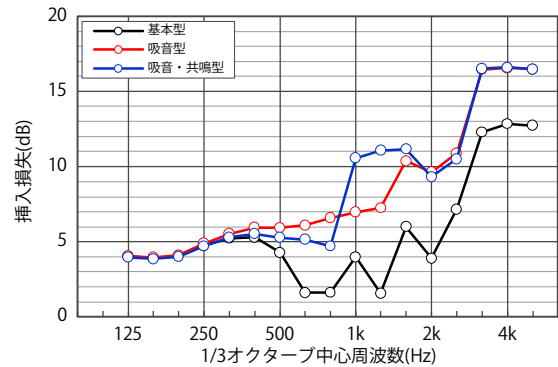


図-4 波動音響解析による遮音性能予測結果

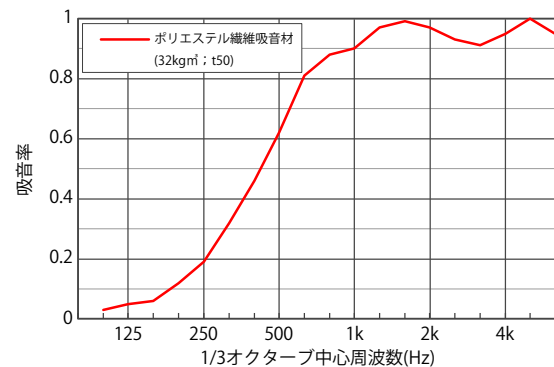


図-5 想定した吸音材の吸音特性

た吸音・共鳴型の効果を検証する。図示したように、通気経路に面してスリット状の開口を設けることで、その背後の中空部分と合わせてスリット共鳴器が構成される。ルーバー間の通気経路にスリット共鳴器を配置することにより、共鳴周波数付近の騒音成分を遮断して受音側への伝搬を抑制できることがこれまでの検討で明らかになっている。共鳴周波数は、背後の中空部分の容積及びスリットの寸法から決定される。今回の検討では、図-4に示した吸音型の遮音特性から、共鳴周波数が約1kHzとなるようスリット幅と深さをそれぞれ2mm及び9mmとした。吸音・共鳴型の挿入損失を図-4に青線で示す。共鳴周波数である1kHz帯域及び隣接する1.25kHz帯域において、吸音型に対して4dB程度遮音性能が向上する効果が確認できる。一方で、630～800Hz帯域では1～2dB程度遮音性が低下する負の効果も認められる。但し、これら帯域においても基本型に対しては3～4dB程度遮音性能が向上しており、全体として良好な遮音特性が得られている。以上の解析結果から、吸音材及びスリット共鳴器の有効性が確認できた。なお、それにより空気の流通は阻害されない。また、これらは図-3に示した断面を長手方向に延長した同一断面の長尺状ルーバーの一部として構成できる為、押出成形等により安価に量産可能であることが利点の一つである。

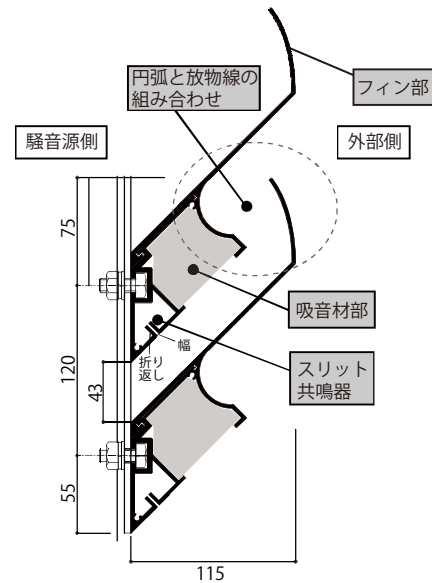


図-6 遮音ルーバーの基本形状



図-7 音響透過損失試験の状況

3. 性能確認試験・実験の方法と結果及び考察

3.1 音響透過損失試験

波動音響解析によって得られた知見を基に、工業製品として製造の実現性を考慮し図-6に示す断面形状を基本とすることとした。この形状に対して音響透過損失を定量的に把握する実験を行った。音響透過損失試験は、JIS A1416:2000²⁾の規定に準拠して実施した。試験は技術研究所音響実験棟の残響室で行った。2つの残響室間に遮音ルーバーの音響透過損失より十分高い遮音性能を有する乾式壁を施工し、壁中央部付近開口を設け、そこに遮音ルーバー（取付枠含め1,600mm×1,000mm）試験体を設置した。設置状況を図-7に示す。

1) 第1次試験

波動音響解析を基に決定した形状を有する遮音ルーバーの音響透過損失、スリットの形状と音響透過損失の対応関係、ポリエステル繊維吸音材の効果をそれぞれ定量的に把握することを目的として第1次

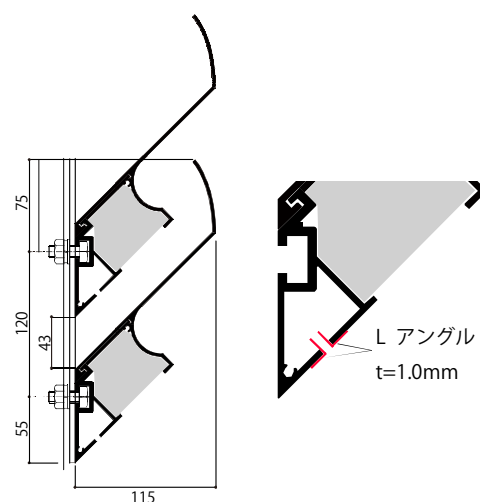


図-8 第1次試験 試験体断面形状（部分）とLアングルによるスリットの構成

試験を行った。試験体はスリット無し、スリット幅3mm、6mmの3種類を製作した。スリット部分に、アルミ製L字アングルを差し込み固定することで、スリットの幅(1mm、3mm、4mm、6mm)、深さ(2.5mm、5mm、9mm、15mm)のバリエーションを実現しスリット無しを含め12試験体に対して音響透過損失の測定を行った。試験体断面図を図-8左図にスリット部の詳細を右図に示す。この実験の時点では、一つの金型でのアルミ押出成形による製造方法は確立できていなかったため、スリット共鳴器+吸音材部とそれ以外の部分を別に押出成形し両者をビス止めすることでルーバーを構成した。

表-1に示したA0~A4の5試験体の音響透過損失測定結果を図-9に示す。これらの結果から次のことが言える。

- ・試験体A2、A3、A4の結果から、音響透過損失は、500Hz帯域で6~7dB、2kHz帯域で11~12dBは期待でき、目標である大手メーカーの製品の音響透過損失を上回る目途が得られた。
- ・A2、A4とA3の比較からスリット幅が広がることで共鳴周波数が高くなる理論通りの傾向が得られること、また共鳴が鋭くなり負の効果も明確になること、A2,A3とA4の比較からスリット深さを深

表-1 試験体条件

試験番号	スリット幅 公称値	吸音材	スリット形状実測値		共鳴 周波数 計算値 (Hz)	
			幅 (mm)			深さ (mm) 製品寸法
			平均	分布		
A-0	スリット 無し	塞ぎ板(合板t9)	---	---	---	---
A-2	1mm	ポリエステル繊維 吸音材	0.94	0.80~1.15	5	794
A-3	4mm		3.63	3.45~3.85	5	1341
A-4	1mm		0.85	0.70~0.95	9	614
A-5	1.2mm	ポリエステル繊維 吸音材	1.43	1.40~1.50	5	1003
A-6	無し		---	---	---	---

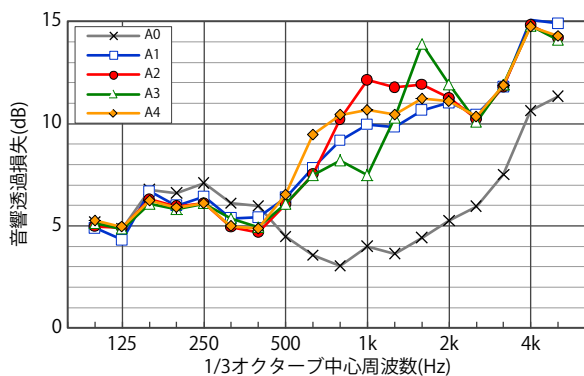


図-9 音響透過損失測定結果(第1次)

くすることで、透過損失の向上範囲は広帯域となり、又低い周波数側に広がる傾向にある。

- ・試験体A0とA1の比較から、ポリエステル吸音材は500Hz以上の帯域で性能の向上に寄与し、1kHz帯域では吸音材により6dB程度の減衰の上乗せが期待できる。
- ・波動音響解析によって得られた図-4に示す傾向と実験結果はよく整合しており、波動音響解析の有効性が確認された。

この第1次実験での結果を基に、現実的な工業製品として製造・加工可能なスリット幅・深さを検討した結果、スリット幅1.4mm、深さ5mmとすることとした。また、各所の強度を再検討してアルミ肉厚の見直しを行い、最終製品を想定した試験体を製作し第2次実験を行った。

2) 第2次実験

第2次実験に供したルーバー断面図を図-10に

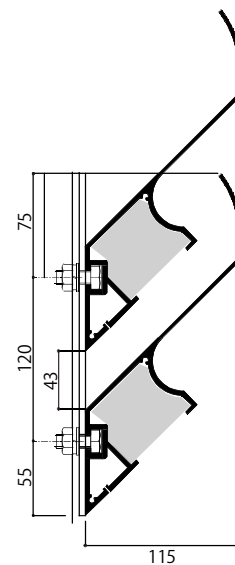


図-10 第2次試験 試験体断面形状(部分)

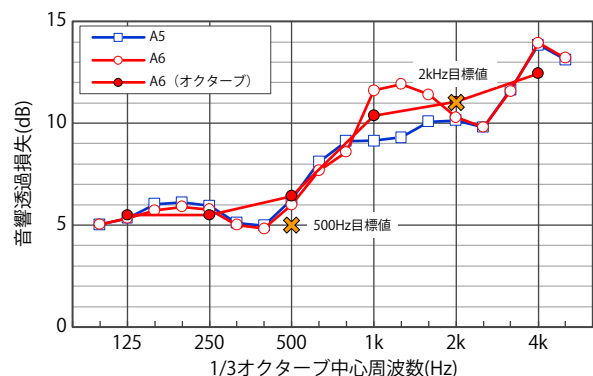


図-11 音響透過損失測定結果(第2次)

示す。この実験の時点では一つの金型での製造が可能となっている。試験体条件は表-1に示した試験体A5とA6である

音響透過損失測定値を図-11に示す。当初目標として設定した大手メーカーの製品の音響透過損失値を上回る数値が得られている。この試験体では、現実的に製造可能なスリット幅として、その平均値は1.43mmとなり、また強度的な見直しの結果スリット背後の空間の容積（断面積）が縮小している。スリットの幅を狭くすることで、共振周波数を低くした

いが、さらに狭い幅のスリットを切削することの困難であり、この形状を最終形状とすることとした。ただし、より狭い幅のスリットを工業製品として現実的な方法で実現する切削方法は引き続き模索している。

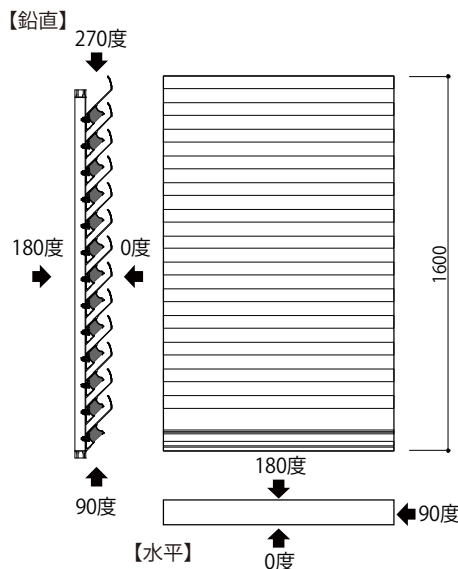


図-12 試験体形状と風向角度の定義



図-13 風切り音実験の状況

3.2 風切り音実験

風切り音試験は、技術研究所内の風洞実験装置を用い、風洞測定部（ターンテーブル）に試験体を固定して乱れが殆どない一様流の強風に晒し、風切り音の発生を観測する安全側の評価を行った。風向は、ルーバー試験体に対して水平方向0～180度、鉛直方向0～360度を10度ピッチで、風速は6～24m/sを2m/sピッチで実験を行った。試験体形状と風向の定義を図-12に示す。スリット幅は6mmを試験対象とした。試験の状況を図-13に示す。

この実験の結果、水平方向の風では風切り音は発生しなかった。鉛直方向の風では100～150度方向、風速が10m/s以上の風で取り付け用のボルト溝から風切り音が発生した。しかし、この風向はルーバーの騒音源側でかつ床からの吹上方向であり、現実には生じることはほぼ無いと考えられる条件であることから、実用上は問題が生じることは無いと判断される。

3.3 通気性能試験

1) 試験方法

通気性能試験は、試験体を圧力箱に設置し、その通気量と圧力箱内外の圧力差を測定する方法で行い空気の流れやすさを示す流量係数を求めることを目的とした。この試験は（一財）日本総合試験所に委託して実施した。試験装置の概要を図-14に示す。試験体形状は図-15、試験状況は図-16に示す。

1時間当たりの通気量 Q は、ルーバーの場合には一般的に(1)式で表される。 κ は通気量と圧力差の測定値から最小二乗法で求められる傾きである。

$$Q = \kappa \sqrt{\Delta P} \quad (1)$$

ここで、 Q : 1時間当たりの通気量(m^3/h)

ΔP : 圧力箱内外の全圧差(Pa)

但し、 $\Delta P = P_i - P_o$

P_i : 圧力箱内の全圧(Pa)

P_o : 圧力箱外の全圧(Pa)

本試験の場合、試験体の開口面積に比べて圧力箱内の通気方向の断面積は十分に大きく、圧力箱内の風速はほぼ断面積比に比例して小さくなるため、風速の2乗の関数である圧力箱内の動圧は無視できる。また、圧力箱外は外気に解放された空間のことであり、圧力箱外の試験体から十分に離れた点での風速は0となるので動圧は無視できる。従って、試験体の圧力箱側と外気側の全圧の差は静圧の差にはほ

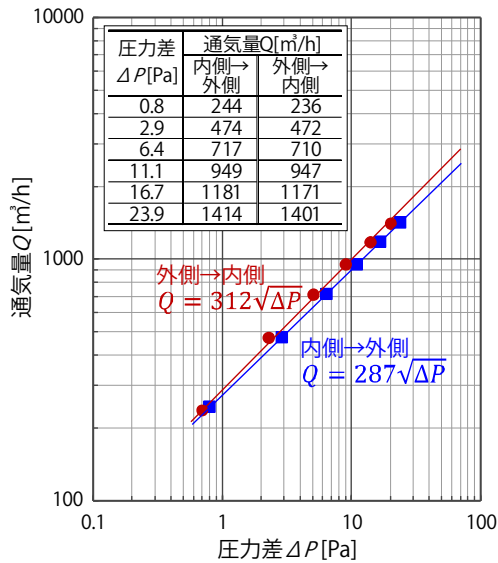


図-17 通気性能試験結果

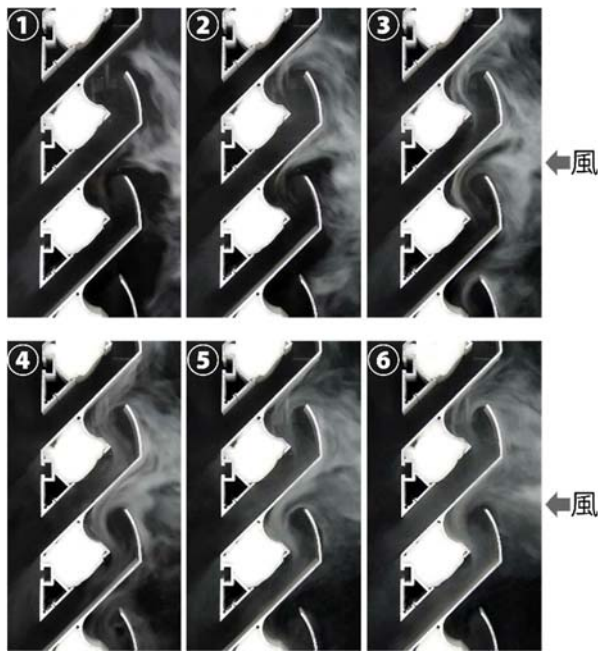


図-18 流れの可視化

別途、技術研究所で実施したルーバーを通過する空気の流れの可視化を図-18に示す。図の右側から風が流れ込みルーバーを通過して左側へ流れ出す様子を示している。滑らかに空気が流れていることや風切り音発生原因となる端部での顕著な渦も発生していないことが観測される。

3.4 強度試験

開発した遮音ルーバーの耐風圧強度の設定を行うことを目的として強度試験を行った。試験は、ルーバーに受ける耐風圧を確認する単純梁等分布荷重試験

験（試験1）とボルト接合部の強度確認を行う単純梁集中荷重試験（試験2）を実施した。

3.4.1 試験1：実大長さの単純梁等分布試験

1) 試験体及び試験方法

試験1の試験体を図-19に示す。製品の最大長さ想定して支持スパンは4mとした。ルーバーに作用する風圧力の重心位置（図-20）に点荷重を10点に分散して加えた。荷重は概ね0.5kNピッチで4.5kN（耐風圧9.4kN/m²相当）まで行った。加力方向は、締結部に不利な外側に變形する方向（以後、外側方向）となる負圧方向とした。

端部から1m毎に設定した①～⑤に対し、支持点端部A、荷重位置B、フィン先端位置Cの3箇所

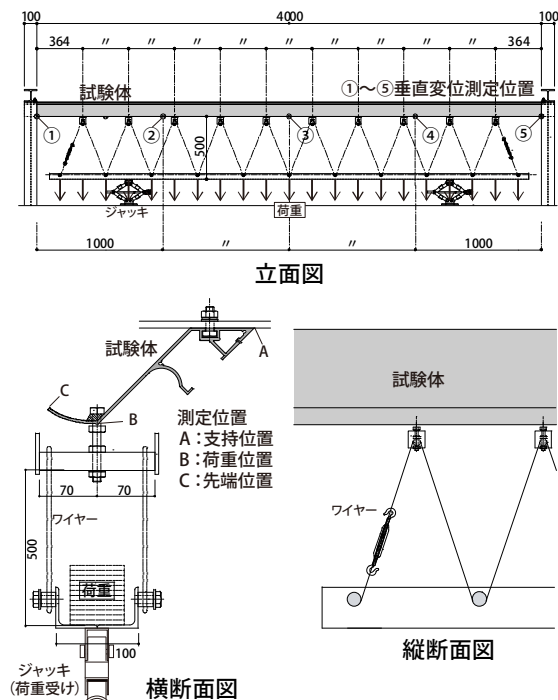


図-19 強度試験1 等分布荷重試験装置

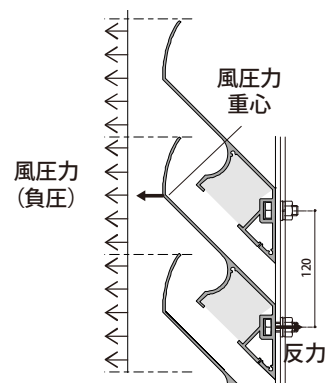


図-20 風圧力の想定

計 15 点の垂直変位量をレーザーレベルとスケールにより測定した。試験体は 2 体とした。アルミ合金母材の機械的特性は、同一ロットのルーバーのフィン部分を採用しダンベル試験³⁾を行った。

2) 試験結果

試験体の荷重-変位曲線の一例を図-21 に示す。風圧力はルーバーのフィンに作用するが、締結部とは中心軸が異なるため図-22 に示すように回転変形が生じる。その為ルーバーは、フィンが捩じれながら外側方向に撓みを生じる単純梁と片持ち梁の双方の挙動を示す。測定点 A-②, ④点は、一度浮き上がった後、撓みを生じた。スパン中央部の A-③点も回転による浮き上がりを生じながら外側方向に撓んでいる。

捩じれ変形は締結部では固定端となるが、スパン中央に掛けての挙動の算出には、数値解析が必要となる。そのため、本試験では残留変形を生じた荷重を耐力として、許容荷重を算出することとした。各試験体とも総荷重が 4012N を超えると残留変形が生じた。そこで製品長さ 4m における耐力を 4kN とした。

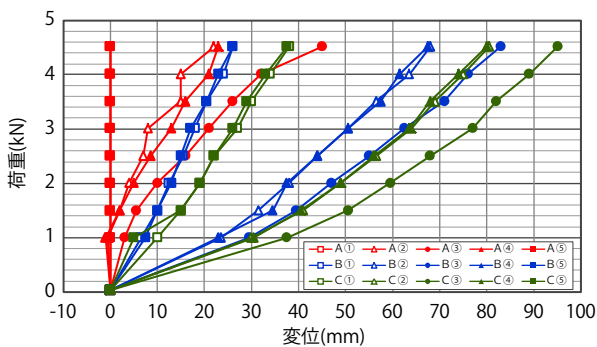


図-21 強度試験 1 荷重-変位曲線

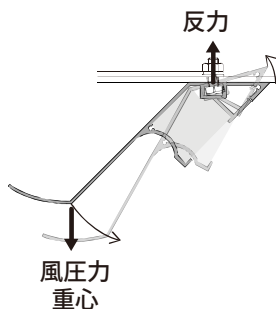


図-22 風圧力による捩じれ

3.4.2 試験 2 単純梁集中荷重試験

1) 試験体及び試験方法

試験 2 の試験体を図-23 に示す。支持スパン 800mm の試験体のスパン中央にオートグラフにより外側方向へ変位を与え荷重を測定した。試験体数は 2 体とし、試験体の機械的特性は、試験 1 と同様にダンベル試験を行った。

2) 試験結果

試験体の荷重-変位曲線を図-24 に示す。最大荷重($P_{\text{試験体1,2}}$)は、それぞれ 16.6kN、15.4kN となり、ともにボルト (M10) の掛かり代部分が剪断破壊した。試験体 1 は、左右のボルト周辺のアリ母材が、ほぼ均等に剪断破壊した。試験体 2 は、15.2kN で片側のボルトのフィン側で母材が破断し、以降ボルトが片荷となり、フィンの反対側の母材を引き剥がし最大荷重が 15.4kN となった。

理論上の最大剪断力 Q は (4) 式で求められる。

$$Q = \tau_{\max} \cdot \frac{n \cdot A}{\kappa} \quad (4)$$

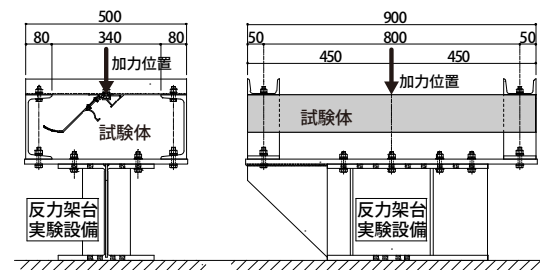


図-23 強度試験 2 集中荷重試験装置

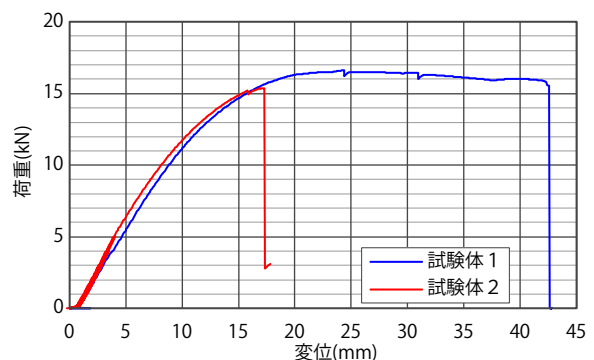


図-24 強度試験 2 荷重-変位曲線

ここで

K : 形状係数(矩形: 1.5)

τ_{\max} : 最大剪断応力度 $\sigma_s / \sqrt{3}$ とする

σ_s : 降伏点強度

ダンベル試験結果より 211.79N/mm²

A : 断面積 (厚み×ボルトの掛かり代の総和)

厚み: 3.7mm 掛かり代総和: 27.6mm

n : ボルト本数 (2本)

これより $Q=16.6\text{kN}$ と算出される。試験結果と比較すると、

$$P_{\text{試験体1}} / Q = 1.00$$

$$P_{\text{試験体2}} / Q = 0.93$$

となり、実測値と計算値が良い対応を示している。

3.4.3 耐風圧設計

締結部に対して偏芯荷重を受け、曲げと捩じれの双方の変形を生じるルーバー部材の力学的挙動の把握には数値解析を必要とするが、実際の設計においては実用的ではない。これらの試験結果を踏まえ、遮音ルーバーの許容応力を次のように設定する。

1) 曲げ性能

断面係数は(5)式で表される。スパン 4m における耐力を 4kN とすると $Z=8.80\text{cm}^3$ と算出される。

$$Z = \frac{M}{\sigma_s} \quad (5)$$

ここで

M : 単純梁(等分布荷重)の曲げモーメント

$$M = W \cdot L/8$$

W : 総荷重(4kN)

L : 長さ 4m

σ_s : ダンベル試験結果より 227.35N/mm²

支持長さ 4m までのルーバーにおけるに風圧力に対する断面 2 次モーメント評価値を断面係数 8.80 cm³ とし、使用しているアルミ合金の耐力より、ルーバー本体の短期曲げ許容風圧力 P_b は(6)式で求められる

$$P_b \leq \frac{8 \cdot \sigma_{b,jis} \cdot 1}{b \cdot L^2 \cdot Z} \quad (6)$$

ここで

$\sigma_{b,jis}$: アルミ合金(A6036T5)の耐力 110N/mm²⁴⁾

L : ルーバー支持スパン、但し 4m 以下とする

b : ルーバーピッチ(120mm)

$L=4\text{m}$ の場合、 $P_b \leq 4033\text{N/m}^2$ となる。

2) 締結部の許容応力

締結部の短期許容荷重 P_Q は、(4)式の剪断応力度とボルトの剪断面積を乗じて(7)式で求める。ただし、ボルトの掛かり代は、ボルトポケットのクリアランスを考慮し、25mm とする。

$$P_Q = \tau_{\max} \cdot \frac{n \cdot A}{K} \quad (7)$$

ここで

τ_{\max} : $\sigma_{b,jis} / \sqrt{3}$

A : 断面積 (厚み×ボルトの掛かり代の総和)

厚み: 3.7mm ボルト掛かり代総和: 25mm

n : ボルト本数

(7)式より、ボルト 1 カ所当たりの短期許容荷重 P_Q は、3916N となる。なお、掛かり代 25mm とし最大剪断力を計算すると $Q=15.1\text{kN}$ となる。試験結果との比率を求めると、

$$P_{\text{試験体1}} / Q = 1.10$$

$$P_{\text{試験体2}} / Q = 1.02$$

となり、試験体 1、2 ともに 1.00 を上回る安全側の値を示す。

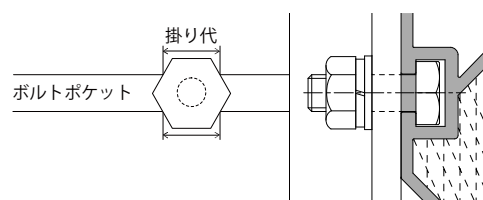


図-25 ボルトの掛り代

3) 単純梁における許容荷重

締結部の安全率を 1.2 以上として、支持スパン 4m までの許容曲げ耐力と締結部の許容耐力に基づき遮音ルーバーの許容耐風圧を表-2 に示す。

支持ピッチ 4m で耐風圧荷重 4kN/m² の設計が可能となる。中間支持部材が不要となり経済的な施工が可能となる。

中間支持を行うと耐風圧は著しく向上し、建設省告示(1458号)⁵⁾はもとより、「実務者のため建

表-2 許容耐風圧

梁形式・スパン	許容耐風圧 (kN/m ²)	許容最大荷重時ボルト反力(N)			
		端部	安全率	中央	安全率
単純梁(4.0m)	4.0	968	(4.2)	—	—
単純梁(3.0m)	7.2	1,291	(3.2)	—	—
単純梁(2.0m)	16.1	1,936	(2.1)	—	—
全長4m(2連梁/2.0m) (中央部ボルト2本固定)	16.1	1,452	(2.8)	2,420	(1.7) (1本当たり)
全長4m(2連梁/2.0m)	10.9	979	(4.2)	3,263	(1.2)
全長4m(3連梁/1.33m) (中央部ボルト2本固定)	37.1	2,373	(2.1)	3,263	(1.2) (1本当たり)
全長4m(3連梁/1.33m)	18.5	1,187	(3.4)	3,263	(1.2)

建築物外装材耐風設計マニュアル」⁶⁾に基づく算出方法といったより高い安全性の要求に対しても、本製品は十分対応できる耐力を有している。

3.5 耐候性試験

遮音ルーバーは、建物屋上等の屋外に設置されるため、その耐候性が重要となる。部材として使用しているフッ素樹脂塗装したアルミニウム合金材、ポリエステル繊維吸音材、接着剤はそれぞれ単品としての屋外長期耐候性はメーカー等によって確認されている。組み合わせられた状態での耐候性を確認するために2017年6月下旬より技術研究所内の建物屋上に試験体を設置し継続観察を行っている。設置状況写真を図-26に示す。設置以降11月中旬までに、気象庁予報用語で「やや強い雨」に相当する1時間雨量10mm以上20mm未満が7回(20mm以上は無し)あった。また「やや強い風」に相当する10分間平均風速10~15m/s以上はこれまで無く、瞬間最大風速15m/s以上が8回であった。これらの気象情報は、試験体と同じ建物屋上に設置されている気象データ収集装置(Davis Instruments社製Vantage PRO2)によって観測された。このような気象条件のもと、11月中旬までに試験体に損傷や吸音材の剥がれ、雨による吸音材の湿潤は観測されていない。



図-26 耐候試験 試験体設置状況

4. まとめ

現在、市場に投入されている「遮音ルーバー」が高コストであること、吸音機能に頼った製品であること等の課題に対して、まず、波動音響数値解析によるシミュレーションを行い、反射、共鳴、吸音の各機能を組み合わせた基本形状の検討を行った。その基本形状を基に、工業製品として製造可能な方法を検討した上で、試作品を製作し音響透過損失、風切り音、通気性能、強度等の試験・実験を行った。また、耐候性試験を継続して実施中である。その結果、音響透過損失は目標を満足する数値が得られること、現実的な使用状態の基では不用な風切り音は発生しないことを確認した。また、通気性能試験を行い、良好な流量係数が得られることを確認した。さらに強度試験を行い十分な強度が得られることを確認し許容耐風圧の設定を行った。以上の各試験・実験により、目標性能を満足する、あるいは既存製品以上の良好な性能を有することが確認された。

現時点で製造・加工プロセスは概ね確立しており、今後は供給・施工体制を整備し社内および社外への展開を行っていく予定である。

なお、押出成形による製造方法の限界から、製品のアルミニウム肉厚は最大3.5mmとなっている。強度的にはこの厚さは過剰であるため、押出成形方法の見直し等により肉厚を削減することは引き続き検討していく。また、共鳴器のスリット幅は工業製品としての製造上の限界から平均1.43mmとなっている。しかし、遮音性能としてはスリット幅をより狭くすることで共鳴周波数をより低い周波数へ移行させることが望ましい。この点についても現実的な製造方法の中でより狭い幅が可能となるスリットの切削方法を検討していく。

本稿の技術は、関連技術を含め特許出願中(特願2016-188011、同2016-222877、同2017-017292、同2017-023795、同2017-181915)である。

謝辞

風切り音実験および空気の流れの可視化を実施して頂いた技術研究所環境基盤技術センター環境グループ菊池グループ長、強度試験にあたりご指導頂いた同未来創造センター空間デザイングループ名知グループ長、佐川研究員に感謝する。また耐候性試験にあたり気象データを提供頂いている同建設基盤技術センター革新材料グループ米丸主任研究員に感謝する。

<参考文献>

- 1) R. Sez nec, "Diffraction of sound around barriers: use of the boundary elements technique", *Journal of Sound and Vibration*, 73(2), pp. 195-209, 1980.
- 2) JIS1416:2000,実験室における建築部材の空気音遮断性能の測定方法
- 3) JIS Z2241:2011,金属材料引張試験方法
- 4) JIS H4100:2015,アルミニウム及びアルミニウム合金の押出型材
- 5) 建設省告示 1458 号, 屋根ふき材及び屋外に面する帳壁の風圧に対する構造耐力上の安全性を確かめるための構造計算の基準を定める件,平成 12 年 5 月 31 日
- 6) 日本建築学会編,実務者のための建築物外装材耐風設計マニュアル,2013.4