



有限要素法を用いた窓の遮音性能予測に関する基礎研究

三村, 茉莉絵

(Degree)

博士 (工学)

(Date of Degree)

2023-03-25

(Date of Publication)

2024-03-01

(Resource Type)

doctoral thesis

(Report Number)

甲第8636号

(URL)

<https://hdl.handle.net/20.500.14094/0100482384>

※ 当コンテンツは神戸大学の学術成果です。無断複製・不正使用等を禁じます。著作権法で認められている範囲内で、適切にご利用ください。



博士論文

有限要素法を用いた窓の遮音性能予測に関する 基礎研究

2023年1月

神戸大学大学院工学研究科

三村 茉莉絵

目次

第1章 序論	1
1.1 快適な室環境の構築	1
1.2 遮音性能の予測	2
1.2.1 理論による予測の既往研究	2
1.2.2 有限要素法による予測の既往研究	2
1.3 研究の目的	4
第2章 遮音性能予測に関する既往理論	6
2.1 緒言	6
2.2 理論による遮音性能の予測	6
2.2.1 インピーダンスモデルによる無限単層板の遮音性能	6
2.2.2 無限複層板の遮音性能	10
2.2.3 有限単層板の遮音性能	13
2.3 有限要素法による遮音性能の予測	16
2.3.1 有限要素法の概論	16
2.3.2 有限要素法における離散化	16
2.3.3 構造要素における振動場の支配方程式	17
2.3.4 音響要素における音場の支配方程式	18
2.3.5 音響-構造連成	20
2.3.6 計算環境	20
2.4 結言	21
第3章 離散化精度に関する検討	22
3.1 緒言	22
3.2 板の遮音性能の予測精度	22
3.2.1 要素サイズによる離散化精度への影響	22
3.2.2 有限要素法による単層ガラスの予測精度	25
3.2.3 拡散音場条件による遮音性能への影響	27
3.3 音響空間の予測精度	29
3.3.1 要素サイズの離散化誤差への影響	29
3.3.2 有限要素法による複層ガラスの予測精度	30
3.4 吸音要素の予測精度	32
3.5 結言	34

第 4 章	二重窓模型の遮音性能予測	35
4.1	緒言	35
4.2	二重窓模型の遮音性能予測	36
4.2.1	参照する実験値の測定概要	36
4.2.2	二重窓模型の有限要素法による検討	39
4.2.3	サウンドブリッジの影響と非線形性の考慮	45
4.2.4	残響音源室の影響	49
4.3	結言	50
第 5 章	単層固定窓の遮音性能予測	51
5.1	緒言	51
5.1.1	窓の遮音性予測	51
5.1.2	サイズの影響	52
5.1.3	本章の目的	52
5.2	単層固定窓におけるサイズと遮音性能の実験評価	54
5.2.1	音響透過損失と総合損失係数の計算	54
5.2.2	測定の概要	56
5.2.3	測定結果	62
5.2.4	考察	66
5.3	単層板の遮音理論による窓の遮音性予測	70
5.3.1	単層板の音響透過損失の予測理論	70
5.3.2	単層板の遮音理論式を使った単層窓の予測結果	71
5.3.3	既存理論による窓の遮音性能の予測の適用性に関する考察	72
5.4	有限要素法による単層固定窓の遮音性能予測	74
5.4.1	窓部のみ離散化モデル	74
5.4.2	ニッシュを考慮した窓近傍空間を離散化した強連成解析モデル	80
5.4.3	ニッシュを考慮した窓近傍空間を離散化した弱連成解析モデル	83
5.4.4	残響音源室側・残響受音室側のニッシュが遮音性能に与える影響	86
5.4.5	周波数依存性のない総合損失係数を使った予測	89
5.5	有限要素法による単層固定窓のパラメータスタディ	91
5.5.1	窓枠の影響	91
5.5.2	窓枠の材料特性の影響	95
5.5.3	窓枠の結合の強さの影響	96
5.5.4	ガスケットの剛性の影響	97
5.6	結言	99
第 6 章	結論	101
6.1	本論文の検討のまとめ	101
6.2	残存する課題と今後の展望	103

付録 A 材料特性の評価	105
A.1 アクリル板 (4章)	105
A.2 ゴムシート (4章)	106
A.3 ガラス板 (5章)	107
A.3.1 試験概要	107
A.3.2 測定結果	107
参考文献	i

第1章 序論

1.1 快適な室環境の構築

近年の技術の発達によって、自動車、鉄道、航空機といった交通系インフラストラクチャーの充実や、新たなビルディングの建設、道路拡張など、我々の生活は豊かなものになっている。一方、技術発展の中で常に問題として付きまとうのは騒音である。騒音は、大気汚染・臭気・振動などといった環境公害の中でも最も苦情件数が多く、近年の騒音苦情件数は高い水準のまま推移している [1]。自動車騒音に着目すると、幹線道路の拡張に伴い自動車騒音常時監視の必要がある住居は年々増えており、昼夜の騒音基準値を達成すべく住居や道路の騒音対策が求められている [2]。騒音は近隣トラブルの原因や精神的なストレス [3,4] といった心理的影響だけでなく、生理的にも悪影響を及ぼす [5]。例えば、難聴 [6,7] のような耳に直接に影響与えるものや、睡眠障害 [5,8] や心疾患 [9,10]、高血圧 [11] も騒音の大きさととの相関が確認されている。また、学習障害 [12,13] や仕事の効率 [14,15] のように文化活動を行ううえでも、騒音は我々の生活に悪影響を及ぼすのである。これらの影響を最小限にするべく、一日の中で滞在時間の長い居住スペースにおいては、交通騒音や工事騒音といった外からの音を防ぐこと、また、騒音以外の観点に関しても秘匿性の高い会話や生活音を外に漏らさないといったプライバシー性からも居室の遮音性能を高めることが求められている。

居室における遮音性能低下の一要因となっているのは、開口部となる”窓”である。窓は一般的な建材（壁、床、天井）と比較して面積あたりの重量が小さいため遮音性能が低く、窓から音の侵入を許容する。また、窓は他建材と比べて隙間が生じやすく、これも遮音性能の低下の一要因となる。つまり、居室内における遮音性能のネックとなる開口部分に対して、遮音性能に優れた窓を開発することは、居室内の音響的な快適性を得るために重要な開発要件であることは明らかである。

高遮音性能窓の設計には、設計因子が遮音性能へ与える影響を把握する必要がある。窓の設計因子には、大別してガラス部（ガラス種類、厚さ、単層/複層の組み合わせ）と窓枠部（材料特性、形状）に分けることができる。ガラス部は窓においても構成割合が大きく、ガラス種類や組み合わせに着目した研究では、単層のガラス厚に関する検討 [16,17]、複層のガラス厚さ・中空層厚さ・減衰性の検討 [17-20]、サイズの検討 [21-25] など、ガラス以外の板材の検討も含めると非常に多くの検討がされている。窓枠部の影響は、Copsら [26] が窓枠の材質違い（アルミニウム、木枠、PVC）の遮音性能を比較し、低周波数ではアルミ枠が最も音響透過損失が低く、中・高周波数帯域では材料特性の違いがないことを明らかにした。窓枠自体が遮音性能へ与える影響の調査として、山田、岩瀬、岩井ら [27-29] は、サッシの遮音特性について実験的に調査を行った。その結果、サッシに影響があるのは高周波数域であり、その他はガラスの特性に従うことを明らかにした。このように、ガラスの組合せによる検討は多く実施されているが、窓枠部の部品や特性の影響を報告している事例は少なく、最も労力がかかる窓枠の実用的な設計は、設計者の経験頼りになっている部分が多い。また、断熱性能や強度と比較して、設計因子が遮音性に与える影響が不明確なため、設計段階では遮音に関する検討が後回しにされていることも事実もある。

窓の開発時における遮音性能の評価は試験 [30,31] で行われることが一般的である。そのため、試験体の作製や試験費用といった金銭的成本、試験体の準備や試験にかかる期間の増加といった時間的なコストが多くかかる。他にも、前段のように窓の設計因子が遮音性能へ与える影響を検討するとき、評価物への制限が考えられる。例えば、枠形状の変更は試験体を簡単に用意することが難しいため、試験評価することはできない。他にも、遮音試験結果には不確かさが含まれるという問題がある。音源室による影響 [32,33]、試験片取付部の空気漏れやガラス端部の取り付け方 [34,35] による再現性の低下、施工不良による個体差 [20,36] から音響透過損失の測定値にばらつきが生じることが分かっている。これは、設計因子の体系的な検討の障害となりうる。

1.2 遮音性能の予測

試験評価の代替として考えられるのは数値計算による遮音性能の事前予測である。

1.2.1 理論による予測の既往研究

遮音の理論予測は、単層板や複層板を対象として多くの研究がされてきた。窓は、多くの構成面積をガラス部が占めており、板の遮音メカニズムと近く、板の遮音性能計算理論を窓へ適用することは予測手法の一つとして考えられる。既往の研究より、均質な無限長の単層板 [37,38]、複層板の理論検討 [39,40]、有限長の検討 [41–43] などが実験結果と比較して評価されてきた。これらの参考文献は代表的なものを示しているが、他にも多くの検討がされている。近年では、壁構造を支えるスタツズを、結合部のコンプライアンスとして理論式に取り込む式の展開 [44] など、実用的な結合条件を取り入れた理論開発も多く行われている。不連続なねじ止めなどほかにも検討すべき項目が提案されているが [45]、条件を満たすことができれば、これらの理論計算式は高速に計算が可能であり、遮音メカニズムの把握も容易に行うことができる強力なツールとなる。近年では、窓に着目した理論式予測の研究として音響透過損失測定データの回帰式と Cremer の理論 [42] を考慮した単層窓の予測も行われている [22]。一方で、これらの理論的な検討は使い勝手が良いものの、複雑な境界条件の設定や未知の形状が現れた際の評価の難しさが課題として挙げられる。

1.2.2 有限要素法による予測の既往研究

複雑な境界条件を再現するために有用なのは数値解析を用いる方法である。様々な数値解析手法が開発されており、波動音響を用いた数値解析手法は、時間差分法 (Finite difference time domain method: FDTD) [46,47]、境界要素法 (Boundary Element Method: BEM)、有限要素法 (Finite Element Method: FEM)、エネルギー手法では統計的エネルギー解析 (Statistical Energy analysis: SEA) [26,48] が検討されている。その中で窓の複雑な枠構造を再現するために有用なのは、実際の形状のモデル化が行いやすい FEM である。

単純な形状である単層壁/板、複層壁/板の FEM 解析による遮音性能の計算は多く検討されている [49–56]。これらの研究では、実験と遮音性能を比較し精度を検討している。その中で、メッシュの最適化に関する検討 [53,54] や、音源室モデル化による遮音性能への影響検討 [49,57]、複層構造への適用 [56,58] などが行われている。

FEM を使った実際の窓の遮音性能予測 [59–61] は、板/壁の FEM 解析と比べると数は少ないが、近年では Soussi らをはじめとして研究がされている。Soussi ら [59] は、実験モーダル法の測定結果で校正した木枠の複層窓を 630 Hz までの低い周波数で計算し数値解析の予測精度を評価した。Løvholt ら [60] は、四角い試験室間に設置された軽量壁に複層窓を取り付けたモデルの解析を行い、100 Hz 以下の低周波数で評価を行った。測定結果と比較し、構造の結合を詳細にモデル化することで高い予測精度が得られることを示し、その重要性を示した。Soussi らと Løvholt らの検討は、実験とよく一致するという報告がされているが、いずれも低周波数に着目した事例である。しかし、Legault ら [45] は理論式と測定値の比較から、高周波数における構造伝搬の重要性を示しており、高周波数域の FEM モデル化精度の確認も必要と考えられる。また、評価する窓の種類が少なく解析の適用性検討としては不十分な部分がある。さらに、実用的な使用を踏まえると計算コスト（時間や必要な PC メモリ数）を少なくすることが求められるが、これらの研究では明確にされていない。

先行研究の動向を踏まえ、FEM による窓の遮音性能を予測するために、少なくとも以下の 5 つに関する検討を行わなくてはならないと筆者は考える。

(A) 音響–構造連成問題

窓の遮音性能は空間の音が窓構造へ伝搬した際の放射を解く問題である。音源室と単層板の連成、複層板/壁の中空層と構造の連成といったように音響–構造連成を検討する必要がある。先述の通り、板/壁に関しては、音源室の影響や複層構造を考慮した研究が多く行われてきた。一方で、これらは壁といった大面積を対象とした研究が多く、窓のような小寸法を対象とした検討では、サイズの影響など未知数の部分があり、検討が必要である。

(B) 窓枠のモデル化

窓構造において、端部の窓枠が最も特徴的であり、非線形的な接合がされるためモデル化が困難な部分である。Soussi ら [59] や Løvholt ら [60] らが枠を考慮した解析を行い、低周波数においては実験モード法との合わせこみ、結合のモデル化の重要性を示している。ただし、実験モード法による窓枠剛性の合わせこみや結合の適切なモデル化を開発段階で考慮することは難しく、事前予測手法としては不適である。窓枠が遮音性へどのように影響するかを踏まえ、適切なモデル化方法を提案する必要がある。

(C) 計算規模

有限要素法は空間や窓構造を有限要素で分割し、近似的に現象全体を計算する手法である。離散的な誤差を少なくさせるためには、細かな有限要素分割が必要となる。そのため、一般的な建材の FEM 検討では計算コストの高さが課題として認識されており、大きな構造や高周波数の検討を行う場合は計算規模が大きくなる。窓の計算を行う場合、遮音試験で評価される 5 kHz までの高周波数を計算する必要がある。さらに、遮音試験同等の入射条件を考慮して音響空間を離散化する場合是非常に大きい計算規模になる。実用的な使用を踏まえると、予測精度を保ったまま、計算コストが少なくなる計算方法を提案する必要がある。

(D) 窓種

窓は機能やデザインに合わせて多くの種類の開発がされている。YKK AP 株式会社においては、引き違いや内倒しといった 15 種以上の窓が開発されている [62]。窓種によっては、隙間の影響が大きくなったり [63]、構造の接続が複雑になる可能性があり、これらの影響を考慮にいれた解析モデルの開発が求められる。

(E) 立てつけ

窓の施工状態により、枠部の隙間が増え遮音性能が悪化することが報告されている [20,36]。試験結果の妥当性を評価することも含め、立てつけによる遮音性のばらつきを考慮したアウトプットが必要である。

1.3 研究の目的

本研究は、(1) 窓の遮音性能を予測するための最も基礎的な研究として、有限要素法を使い、実用的な使用を踏まえて精度と計算コストを両立したモデル化手法を提案し、実測値と計算値の比較から精度を評価すること、(2) 有限要素モデルから窓の設計因子が遮音性能に与える影響を明確にすることを目的とする。つまり、前述の窓の遮音性能予測に向けた 5 つの課題に対して、**(A) 音響-構造連成問題**、**(B) 窓枠のモデル化**、**(C) 計算規模**に対して、適切なモデル化方法を検討、および、窓開発に向けた知見の蓄積を行う。

本論のフローを Figure 1.1 に示す。また、本論の各章内で検討した内容を以下に示す。

第一章は、現在の章であり、居室の遮音性能や窓商品開発における問題点を説明する。効率的な窓商品開発のために遮音性能の予測技術の重要性を示し、近年の研究事例を紹介する。また、研究目的、本論文の構成について説明する。

第二章では、遮音の予測に向けた基礎理論について説明する。その中で、単層および複層板の遮音性能の理論的導出について詳述する。また、有限要素法の離散化について説明する。

第三章では、有限要素法による窓の遮音性能の予測精度の検討の第一歩として、単純形状を対象として要素サイズや境界条件による離散化誤差を検討する。具体的には、FEM の要素サイズによる離散誤差の影響や、入射の境界条件の検討内容をまとめる。

第四章では、様々な窓種への汎用的な適用を視野に入れ、窓板と中空層による音響-構造連成が大きい事例として先行研究で測定された二重窓模型の音響透過損失に関して、FEM の計算を行い、精度の検討、モデリング方法について検討する。このとき、解析モデルは遮音性能向上を目的として、先行研究 [64] で検討される中空層内部に吸音材を配置した 8 ケースと比較し、精度を検討した。この二重窓模型の試験は試験環境が明確にされおり、高精度な解析に向けた検討が可能である。計算コスト簡略化のために二重窓模型部のみを離散化したモデルの予測精度の検討、および、二重窓構造特有のサウンドブリッジによる影響とモデル化方法、残響音源室のモデル化の影響についてまとめる。

第五章では、実生産される単層固定窓を対象にして、FEM の予測精度、計算コスト、モデリング手法について検討する。まずはじめに、窓のサイズが音響透過損失、総合損失係数に与える影響を実験的に確認する。次に既往理論のインピーダンスモデルによる単層板の音響透過損失計算によって、窓の遮音性能の予測精度を確認する。続いて、FEM による窓の遮音性能予測精度を確認する。このとき、最も直感的なモデルとして窓のみを離散化するモデル、精度向上を目的とし

て窓近傍部の空間を含めて離散化するモデルを検討する。そして、精度向上のために必要な解析条件の明確化、計算コスト低減に向けた検討を行う。最後に、単層固定窓の解析モデルを使用して、窓の設計因子に関するパラメータスタディを行う。その中では、設計者が設計変更する可能性がある項目として、窓枠、窓枠の材料特性、縦枠と横枠の結合剛性、ガスケット材の材料特性について検討する。

第六章では、本論文の結論を示し、本論から得られた窓の遮音に関する知見、および、FEMで遮音性能を予測するための知見をまとめる。また、窓の遮音性能予測に向けて残存する課題や今後の展望について言及する。

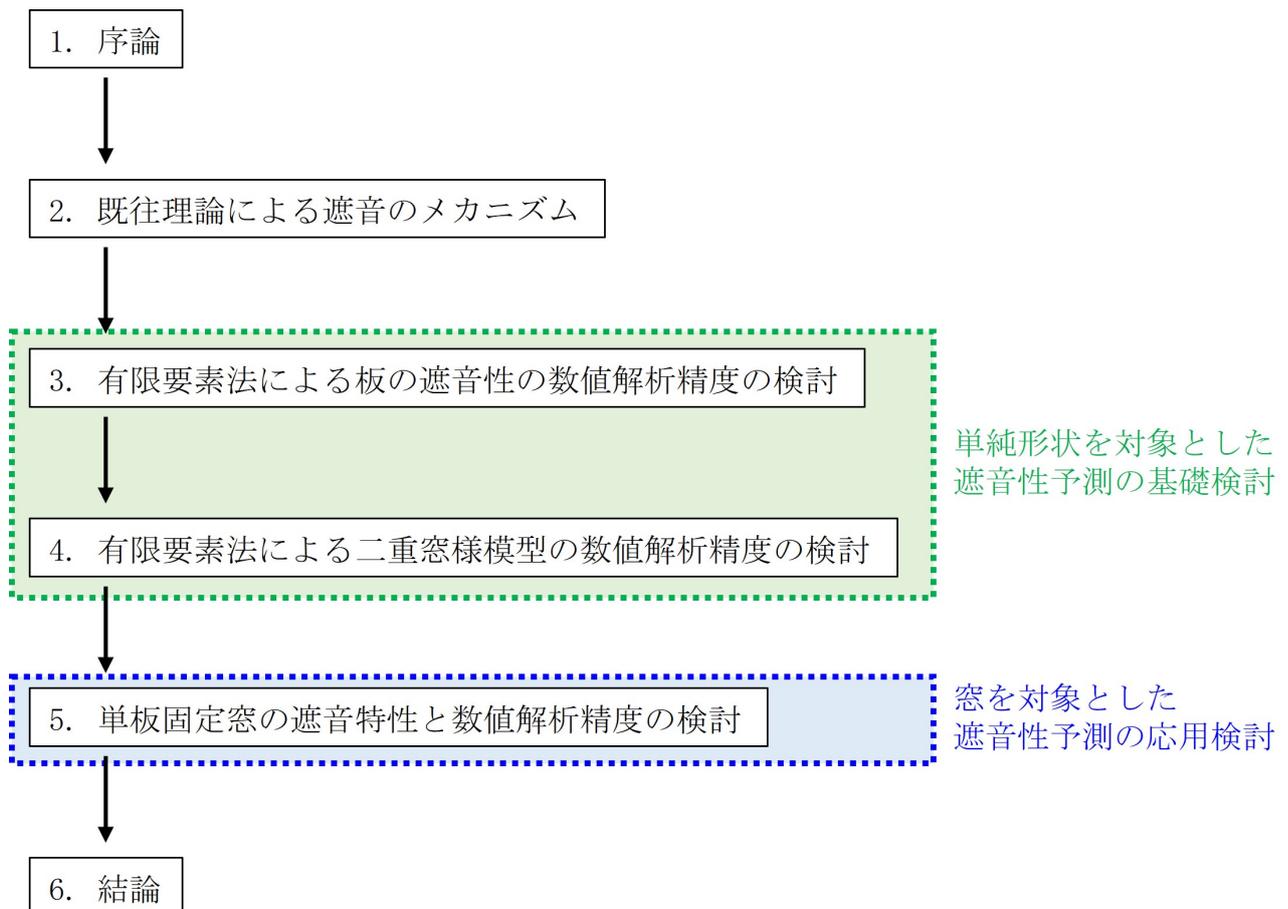


Figure 1.1: Flowchart of this study.

第2章 遮音性能予測に関する既往理論

2.1 緒言

理論による遮音性能の予測は、速く計算が可能なことと、基本的なメカニズムの把握に有用である。本章では、窓の遮音性能を予測するためのメカニズム把握を目的として、既往の板と壁の遮音計算手法と有限要素法 (FEM) の離散化・計算手法について整理してまとめる。まず、板の遮音性能計算理論では、無限長の単層板、複層板に対してインピーダンスモデルをベースとした理論式による遮音性能の導出方法を整理する。有限長の板に関しては、Sewell [41] が提唱した強制透過の放射効率と Rindel [65] の共振振動の放射効率を参照し、両方を考慮した計算方法をまとめる。最後に、本論文で使用する FEM の基礎方程式について言及する。

2.2 理論による遮音性能の予測

2.2.1 インピーダンスモデルによる無限単層板の遮音性能 [38, 65, 66]

(1) 均一単層板の斜入射波の透過

空気媒質内 (密度 ρ_0 , 音速 c_0) に存在する均一な面密度 m を持った無限長の薄い板の遮音メカニズムについて考える。このとき、板は入射音によってピストン運動すると仮定する。Figure 2.1 に示すように、入射角 θ で音が入射してくる場合、音圧は入射音、放射音、透過音に対して p_i , p_r , p_t と示す。また、粒子速度を、 u_i , u_r , u_t とする。 v_n は無限長の薄い板の振動速度である。板の境界では、(i) 圧力に関するつり合い条件、(ii) 粒子速度の連続性の条件式が考えられる。

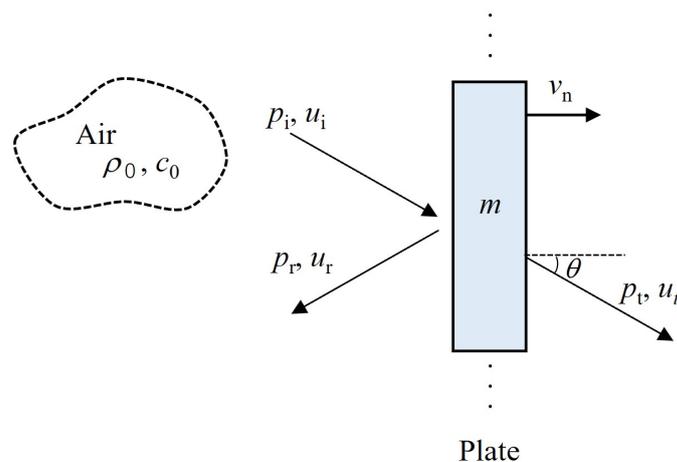


Figure 2.1: Sound insulation mechanism of infinite single panel.

(i) 圧力に関するつりあいの条件式は、ニュートンの第二法則より以下のように計算できる.

$$\begin{aligned}\Delta p = p_i + p_r - p_t &= m \frac{dv_n}{dt} \\ &= j\omega m v_n \\ &= Z_a v_n\end{aligned}\tag{2.1}$$

ここで、 Z_a は、単層板の音響インピーダンスであり、 $Z_a = \Delta p / v_n$ である.

(ii) 粒子速度の連続性に関する式は、

$$u_i \cos \theta - u_r \cos \theta = u_t \cos \theta = v_n\tag{2.2}$$

である.

Eq. (2.1) と Eq. (2.2) より、次の運動方程式を得る.

$$2p_i - 2p_t = Z_a u_t \cos \theta\tag{2.3}$$

この式を変形すると、以下の式が導出される.

$$\frac{p_i}{p_t} = 1 + \frac{Z_a \cos \theta}{2\rho_0 c_0}\tag{2.4}$$

$Z_a = j\omega m$ とおいたとき、入射角 θ の透過率 $\tau(\theta)$ は、

$$\frac{1}{\tau(\theta)} = \left| \frac{p_i}{p_t} \right|^2 = 1 + \left(\frac{\omega m \cos \theta}{2\rho_0 c_0} \right)^2\tag{2.5}$$

である.

これより、任意の入射角 θ に関する音響透過損失 R_θ は、以下のように求められる.

$$\begin{aligned}R_\theta &= 10 \log_{10} \frac{1}{\tau(\theta)} \\ &= 10 \log_{10} \left\{ 1 + \left(\frac{\omega m \cos \theta}{2\rho_0 c_0} \right)^2 \right\}\end{aligned}\tag{2.6}$$

$\theta = 0$ と置いたとき、垂直入射に対する音響透過損失 R_0 となり、

$$R_0 = 10 \log_{10} \left\{ 1 + \left(\frac{\omega m}{2\rho_0 c_0} \right)^2 \right\}\tag{2.7}$$

と計算される. Eq. (2.6), Eq. (2.7) は、遮音に関する質量則と言われる. これらの式から確認できるように、ピストン運動をする無限の単層板は周波数 f と面密度 m の対数に比例する. 面密度 m 、もしくは周波数 f が 2 倍になると、音響透過損失が 6 dB 上昇する.

(2) 均一単層板の拡散入射波の透過

残響音源室の拡散入射を近位的に求めるには、入射角 θ に関して、 $0-\pi/2$ の範囲で積分して求めればよい. Figure 2.2 に示すように、無限板の微小面積 dS を座標の中心とした半径 r の半球空

間について考える。入射角を θ としたとき、 θ 方向からの実効面積は $dS \cos \theta$ であり、半球表面上からは、 $2\pi r^2 \sin \theta d\theta$ の面積から同等の入射があると考えられる。

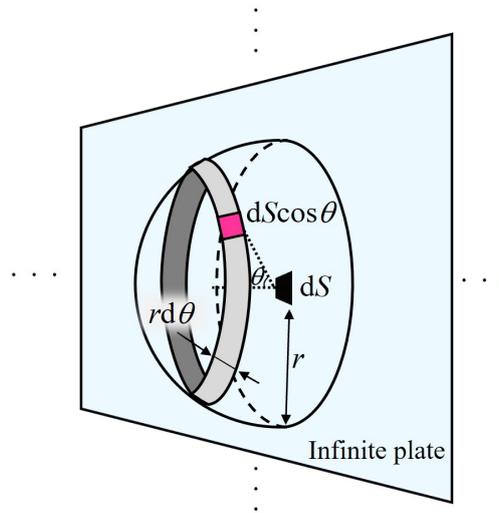


Figure 2.2: Integrate of diffuse sound incident.

入射する音響インテンシティ I_i は、球体面の面積に関する積分と比例して、

$$I_i \propto \int_0^{\pi/2} 2\pi r^2 \sin \theta \cos \theta d\theta \quad (2.8)$$

と表すことができる。

このとき、透過するインテンシティ I_t は、透過率 $\tau(\theta)$ を使用して、以下の式で表すことができる。

$$I_t \propto \int_0^{\pi/2} \tau(\theta) 2\pi r^2 \sin \theta \cos \theta d\theta \quad (2.9)$$

これらより、半球面からのパワーを重ね合わせた透過率 τ は、

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{I_t}{I_i} \\ &= 2 \int_0^{\pi/2} \tau(\theta) \sin \theta \cos \theta d\theta \end{aligned} \quad (2.10)$$

であり、拡散音場入射時の透過率は、Eq. (2.10) に Eq. (2.5) を代入して、

$$\begin{aligned} \tau &= 2 \int_0^{\pi/2} \frac{\cos \theta \sin \theta}{1 + \left(\frac{\omega m \cos \theta}{2\rho_0 c_0}\right)^2} d\theta \\ &= \left(\frac{2\rho_0 c_0}{\omega m}\right)^2 \left[\ln \left\{ 1 + \left(\frac{\omega m}{2\rho_0 c_0}\right)^2 \right\} \right] \end{aligned} \quad (2.11)$$

である。

音響透過損失 R は、透過率 τ から以下のように計算される。

$$\begin{aligned} R &= 20 \log_{10} \left(\frac{\omega m}{2\rho_0 c_0} \right) - 10 \log_{10} \left[\ln \left\{ 1 + \left(\frac{\omega m}{2\rho_0 c_0} \right)^2 \right\} \right] \\ &= R_0 - 10 \log_{10} \left[\ln \left\{ 1 + \left(\frac{\omega m}{2\rho_0 c_0} \right)^2 \right\} \right] \end{aligned} \quad (2.12)$$

(3) コインシデンス効果

質量則では、板がピストン運動をすると仮定して導かれているが、実際の板は曲げ波による屈曲振動を伴う。板の曲げ波は以下の式で表される。

$$B \frac{\partial^4 v}{\partial x^4} + m \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = 0 \quad (2.13)$$

ここで、 B は曲げ剛性であり、 $B = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$ で求められる。 E はヤング率、 h は板厚、 ν はポアソン比、 v は板の振動速度である。曲げ波の伝搬速度 c_b は、

$$c_b = \sqrt{\omega} \sqrt[4]{\frac{B}{m}} \quad (2.14)$$

となる。

曲げ波の伝搬速度 c_b と入射音波の伝搬速度 c_0 が一致したとき、板が入射音波に激しく振動させられ、音を効率的に放射する。これをコインシデンス効果と呼び、入射角 θ で音が入射し、以下の条件が成り立つときに発生する。

$$c_b = \frac{c_0}{\sin \theta} \Leftrightarrow \frac{\lambda}{\lambda_b} = \sin \theta \quad (2.15)$$

この式から、コインシデンス効果が発生する周波数（コインシデンス周波数）を導出できる。

$$f_\theta = \frac{c_0^2}{2\pi h \sin^2 \theta} \sqrt{\frac{12\rho_0(1-\nu^2)}{E}} \quad (2.16)$$

コインシデンス効果は $\theta = 90^\circ$ 、つまり、擦過入射のとき最低周波数となる。これを限界周波数 (critical frequency) という。

$$f_{cr} = \frac{c_0^2}{\pi h} \sqrt{\frac{3\rho_0(1-\nu^2)}{E}} \quad (2.17)$$

入射角 θ のコインシデンス効果による音響透過損失の落ち込みは Cremer の提唱した式 [37] から、次式で示される。

$$R_\theta = R_0 + 20 \log_{10} |\cos \theta| + 20 \log_{10} \left| 1 - \left(\frac{f}{f_\theta} \right)^2 \sin^4 \theta \right| \quad (2.18)$$

2.2.2 無限複層板の遮音性能

(1) 均一複層板の斜入射波の透過

空気媒質内（密度 ρ_0 ，音速 c_0 ）に存在する均一な面密度 m_A, m_B を持ち，距離 d 離れた 2 枚の無限長の薄い板 A, B の遮音メカニズムについて考える．このとき，板は入射音によってピストン運動すると仮定する．Figure 2.3 に示すように，音圧は入射音，放射音，透過音に対して p_i, p_r, p_t と示す．また，それぞれの板における音圧の入射，透過を p_1, p_2, p_3, p_4 で示す．粒子速度は，入射音，放射音，透過音に対して u_i, u_r, u_t とする．それぞれの板における粒子速度を u_1, u_2, u_3, u_4 で示す

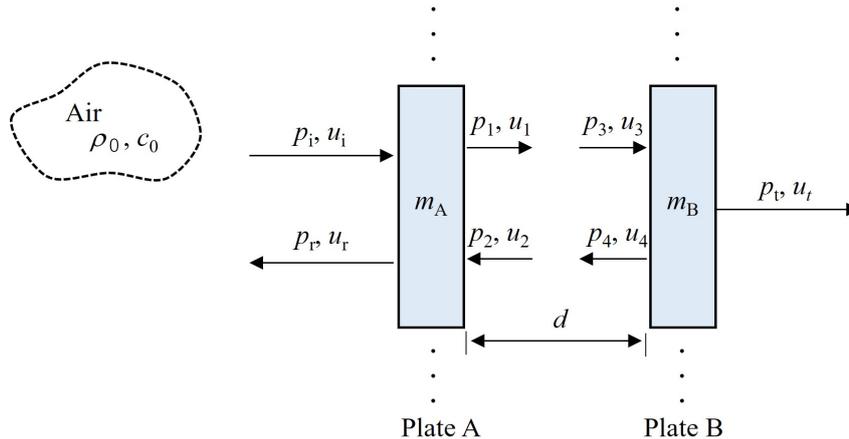


Figure 2.3: Sound insulation mechanism of infinite double panel.

前節と同様に，各板の境界面では，(i) 圧力に関するつり合い条件，(ii) 粒子速度の連続性の条件式が成り立つ．(i) 板 A における圧力に関するつり合い条件は，

$$(p_i + p_r) - (p_1 + p_2) = \frac{Z_{aA}}{\rho_0 c_0} \cos \theta (p_i - p_r) \quad (2.19)$$

板 B では，

$$(p_1 e^{-j\phi} + p_2 e^{+j\phi} - p_t e^{-j\phi}) = \frac{Z_{aB}}{\rho_0 c_0} \cos \theta (p_t e^{-j\phi}) \quad (2.20)$$

となる．

Z_{aA}, Z_{aB} はそれぞれの板の音響インピーダンス密度を示し， $\phi = kd \cos \theta$ では，中空層空間の距離を伝搬することによる位相変化が考慮されている． k は波長定数で， $k = 2\pi/\lambda = \omega/c_0$ で表される．

(ii) 粒子速度に関する連続条件式は， $p = \rho_0 c_0 u$ とすると，音圧 p の式へと置き換えることができ，板 A では，

$$(u_i - u_r) = (u_1 - u_2) \Leftrightarrow (p_i - p_r) = (p_1 - p_2) \quad (2.21)$$

板 B では,

$$u_1 e^{-j\phi} - u_2 e^{+j\phi} = u_t e^{-j\phi} \Leftrightarrow p_1 e^{-j\phi} - p_2 e^{+j\phi} = p_t e^{-j\phi} \quad (2.22)$$

となる.

Eq. (2.19)–(2.22) から, 以下の式が導かれる.

$$\frac{p_i}{p_t} = (1 + j\omega z_1)(1 + j\omega z_2) + \omega^2 z_1 z_2 e^{-2j\phi} \quad (2.23)$$

ここで, z_1, z_2 は,

$$z_1 = \frac{Z_{aA} \cos \theta}{2j\omega \rho_0 c_0}, z_2 = \frac{Z_{aB} \cos \theta}{2j\omega \rho_0 c_0} \quad (2.24)$$

である.

$Z_{aA} = j\omega m_A, Z_{aB} = j\omega m_B$ とおける場合, 入射角 θ の透過率 $\tau(\theta)$ は,

$$\frac{1}{\tau(\theta)} = \left| \frac{p_i}{p_t} \right|^2 = 1 + \omega^2 \left\{ 2z_1 z_2 \omega \sin \phi - (z_1 + z_2) \cos \phi \right\}^2 + \omega^2 (z_1 - z_2)^2 \sin^2 \phi \quad (2.25)$$

となる.

これより, 任意の入射角 θ に関する音響透過損失 R_θ は, 以下のように求められる.

$$R_\theta = 10 \log_{10} \left[1 + \omega^2 \left\{ 2z_1 z_2 \omega \sin \phi - (z_1 + z_2) \cos \phi \right\}^2 + \omega^2 (z_1 - z_2)^2 \sin^2 \phi \right] \quad (2.26)$$

$\theta = 0$ と置いたとき, 垂直入射に対する音響透過損失 R_0 は,

$$R_0 = 10 \log_{10} \left[\left(\frac{\omega(m_A + m_B)}{2\rho_0 c_0} \sin(kd) \right)^2 + \left(\frac{\omega(m_A + m_B)}{2\rho_0 c_0} \cos(kd) \right) - \left(\frac{\omega^2 m_A m_B}{2(\rho_0 c_0)^2} \sin(kd) \right)^2 \right] \quad (2.27)$$

である.

(2) 中空層の共鳴透過

波長と比べて中空層の寸法が小さいとき ($kd \ll 1$), 垂直入射 $\theta = 0$ を想定すると Eq. (2.27) の最終項が 0 となり, 音響透過損失が最小となる周波数 f_{rmd} を求めることができる.

$$f_{\text{rmd}} = \frac{c_0}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho_0}{d} \left(\frac{1}{m_A} + \frac{1}{m_B} \right)} \quad (2.28)$$

f_{rmd} は共鳴透過周波数 (mass-air-mass resonance frequency) と呼ばれ, 複層板の板が質量 (mass), 中空層の空気がバネとなり共振することで音響透過損失が著しく低下する周波数を指す. 高周波数領域のように, 波長と中空層の寸法が同程度のとき ($kd = n\pi$) は, 下記の式のように周期的に

音響透過損失の落ち込みを繰り返す.

$$d = \frac{n\lambda}{2} \quad (2.29)$$

ここで, n は自然数であり, モードの数を示す.

2.2.3 有限単層板の遮音性能

前節では、無限長の板の遮音性能予測理論の導出を詳述した。これらの理論は、遮音の基礎的な考え方として有用であるが、実際に壁や窓といった建材への適用性は低い。実験値と近似精度を高めるためには、有限長の放射を考慮に入れた検討が必要である。

コインシデンス周波数以下では、音の透過は強制透過と共振透過の2つに支配される。つまり、板全体の音響透過損失は、強制透過 R_{for} と共振透過 R_{res} から以下の式で計算される。

$$R = -10 \log_{10}(10^{-0.1R_{\text{for}}} + 10^{-0.1R_{\text{res}}}) \quad (2.30)$$

有限長を計算する場合は、無限長の検討では現れない共振透過の影響、また、強制透過ではサイズによる放射パワーの違いが現れる。強制透過における放射効率の計算は様々なアプローチにより研究されている [41–43]。本論では Sewell [41] が提唱した拡散音場を前提とし、コインシデンス周波数 f_c 以下の強制透過を考慮した近似式で計算を行う。有限長の板からピストン振動により強制透過する音は、以下の式で計算することができる。

$$R_{\text{for}} = R_0 + 10 \log_{10} \left\{ \left(1 - \left(\frac{f_{11}}{f} \right)^2 \right)^2 \cdot \left(1 - \left(\left(\frac{c_0}{c_s} \right)^2 + \left(\frac{f_c}{f} \right)^2 \right)^{-1} \right)^2 + \eta_{\text{tot}}^2 \right\} - 10 \log_{10} \sigma_{\text{for}} \quad (2.31)$$

ここで、 R_{for} は有限長の強制振動による透過、 R_0 は質量則、 f_{11} は振動の固有一次モード、 c_0 は音速、 c_s はせん断波の速度、 f_c はコインシデンス周波数、 η_{tot} は総合損失係数である。総合損失係数 η_{tot} は、材料内部の損失 η_{int} 、境界の損失 η_{boundary} 、放射の損失 η_{rad} の総和として、 $\eta_{\text{tot}} = \eta_{\text{int}} + \eta_{\text{boundary}} + \eta_{\text{rad}}$ で表される。 σ_{for} は有限長の強制振動による音の放射効率である。有限長の音の放射効率 σ_{for} は、以下の式で計算される [41]。

$$\sigma_{\text{for}} = \begin{cases} \ln k\sqrt{S} + 0.160 - U(\Lambda) + \frac{1}{4\pi k^2 S} & (ka > 0.5) \\ \frac{2}{\pi}(ka)^2 & (ka < 0/5) \end{cases} \quad (2.32)$$

ここで、 k は波長定数、 a は板の特性長 ($\frac{l_x l_y}{l_x + l_y}$)、 S は板の面積、 Λ は板の縦横比 ($\Lambda = \frac{l_x}{l_y}$, $\Lambda > 1$)、 $U(\Lambda)$ は形状関数である。形状関数 $U(\Lambda)$ は以下の式から導出される。

$$U(\Lambda) = -0.84 - \left(\frac{1}{2} + \frac{\Lambda}{\pi} \right) \ln \Lambda + \frac{5\Lambda}{2\pi} + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^{n-1} \Lambda^{2n+1}}{2\pi n(n+1)(2n+1)^2} \quad (2.33)$$

共振振動による透過 R_{res} には多くの振動モードが含まれるため、強制振動の透過 R_{for} の f_{11} ように振動による音響透過損失の落ち込みをインピーダンスをもとにした式から計算することはできない。そのため、統計的エネルギー手法 (SEA) を用いて計算を行う。このとき、SEA で計算するための前提条件として、以下の3つがあることに注意する。(i) 共振振動のモード密度が高く、分布が滑らかである、(ii) 板とカップリングされる音場は拡散音場である、(iii) 他のシステムに向けた連成は一方向である。これにより、共振振動による透過 R_{res} は、

$$R_{\text{res}} = R_0 - 10 \log_{10} \left(\frac{c_0^2 \sigma_{\text{res}}^2}{2\eta_{\text{tot}} S f} \cdot \frac{\Delta N}{\Delta f} \right) \quad (2.34)$$

と示される。

ここで、 σ_{res} は共振振動による放射効率、 $\frac{\Delta N}{\Delta f}$ は板の振動モード密度である。有限長方形板の拡散音場下における共振振動による放射効率 σ_{res} は、振動のモードと周波数の関係性から計算される。板からの放射は振動のモードによって異なり、偶数のモードが現れる場合はお互いを打ち消しあう。Figure 2.4(a) のように、モードの次数や波長との関係性によって、板の中で音が放射される場所が変わる。そのため、Figure 2.4(b) のような放射効率特性となる。

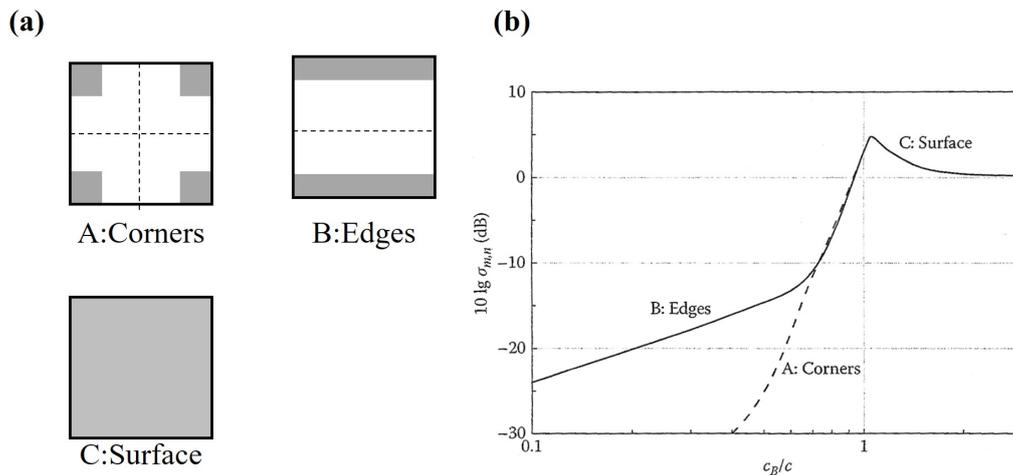


Figure 2.4: Sound radiation efficiency of resonance from finite plate. (a): Only gray area emit sound because of cancel each radiation in case of even mode. (b): Radiation efficiency altering radiation area cited by Rindel(2019) [65]

このとき、板内の伝搬速度と空気内の伝搬速度（つまり、マッハ数 M ）を考慮することで放射の効率を評価する。これにより、有限長の共振振動による音の放射効率 σ_{res} は、Maidanik [48] により導出され、以下の前提条件のもと、Eq. (2.35) で計算される。このとき、(i) 共振振動のモード密度が高いこと、(ii) 全モードのエネルギーが同じであること、(iii) 振動モード (m, n) の組合せが偶数-偶数、偶数-奇数のモードは放射音同士が打ち消しあうため、奇数-奇数モードの寄与と比較して小さく、無視される。放射効率 σ_{res} は、音の波長と板の寸法を考慮することで放射効率の上限が決定され、コインシデンス周波数 f_c のときに最大の値となる。そのため、コインシデンス周波数 f_c を閾値として放射の計算を場合分けし、以下のように示すことができる。

$$\sigma_{\text{res}} = \begin{cases} \frac{c_0^2}{Sf_c^2} g_1(M) + \frac{Uc_0}{Sf_c} g_2(M) & (f_{11} < f < f_c) \\ \sqrt{\frac{\pi f U}{16c_0}} & (f \simeq f_c) \\ (1 - M^{-2})^{-\frac{1}{2}} & (f > f_c) \end{cases} \quad (2.35)$$

ここで、 g_1 と g_2 は補助関数、 U は周長、 M はマッハ数で $M = \sqrt{\frac{f}{f_c}}$ で示される。補助関数 g_1

と g_2 は以下の式で表される.

$$g_1 = \begin{cases} \frac{8(1-2M^2)}{\pi^4 M \sqrt{1-M^2}} & (M > \frac{\sqrt{2}}{2}) \\ 0 & (M \leq \frac{\sqrt{2}}{2}) \end{cases} \quad (2.36)$$

$$g_2 = \frac{1}{4\pi^2} \left(\frac{(1-M^2) \ln(1+M)/(1-M) + 2M}{(1-M^2)^{3/2}} \right) \quad (2.37)$$

2.3 有限要素法による遮音性能の予測

2.3.1 有限要素法の概論

有限要素法 (FEM) は変分法に基づいて微分方程式計算する手法である。モデルを有限個の要素で離散化し、各離散化要素から近似的な解を得るため、厳密解を得られない問題に対しても現象を評価することができる。モデルの再現自由度が高く、直感的なモデル化が可能であったり、要素ごとに材料特性を与えることができるため不均一な材料の評価が可能である。この汎用性の高さから、多くのソフトウェアが開発されており、音・振動以外の様々な分野でも多く使用される技術である [67,68].

2.3.2 有限要素法における離散化

FEM では、解析モデルを有限個の要素に分割する。一つ一つの離散化要素で解析モデル全体のマトリックスを構成し、連立一次方程式を解くことで、解析モデル全体の物理量を計算する。3次元のモデルでは、四面体要素と六面体要素を使うことが一般的である。四面体要素は、モデルの再現自由度が高いため、簡易的な要素の分割方法として選択されることが多い。一方で、後述する六面体要素と比較して、節点数、要素分割数が多くなるため、計算コストが高くなるという欠点がある。六面体要素は、節点数が少なく、比較的高精度に計算できる。一方で四面体要素と比較して、複雑なモデル形状の場合、要素分割の難易度が高くなることがある。また、それぞれの要素に対して、1次要素と2次要素を選択することができる。2次要素では、1次要素の節点間に、疑似的な中間節点を設け、要素の自由度を高めることができる。

FEM は、離散化する要素のサイズが計算精度に影響を与える。そのため、離散化するモデルや周波数によって適した要素サイズを選択する必要がある。

(1) 直接周波数解析

音響や振動-音響連成問題を解くにあたり、応答を周波数領域で解く直接周波数解析、時間領域で解く時間応答解析、振動や閉的な音響空間のモーダル計算を使用するモーダル応答解析がある。本研究では、直接周波数解析を用いて、窓の遮音問題を計算する。直接周波数解析では、音響・振動それぞれに対して、入力に対する物理座標の応答を以下の線形代数方程式にあてはめ、未知のベクトルである $\mathbf{x}(\omega)$ を算出する。

$$(\mathbf{K} + \mathbf{j}\omega\mathbf{C} - \omega^2\mathbf{M})\mathbf{x}(\omega) = \mathbf{F}(\omega) \quad (2.38)$$

ここで、 $\omega = 2\pi f$ であり、 \mathbf{K} , \mathbf{C} , \mathbf{M} , \mathbf{F} は、それぞれ、2.3.3 節、2.3.4 節に示す振動場、音響場における剛性マトリックス、粘性マトリックス、質量マトリックス、力のマトリックスを示している。この連立方程式を解くため、線形代数ソルバーを使用して計算を行う。本論では一貫して MUMPS (Multifrontal Massively Parallel Solver) ソルバーを使用する [69]。MUMPS ソルバーは、対称および非対称の行列を扱う直接ソルバーであり、他ソルバーと比較して計算スピードが速く、消費メモリが少ないというメリットがある。

(2) 固有値解析

閉空間の音響モードや、構造の振動モードを抽出するために、固有値解析が行われ、以下の代数方程式で計算される。

$$\mathbf{K}\mathbf{p} = \omega^2\mathbf{M}\mathbf{p} \quad (2.39)$$

ここで、 \mathbf{K} 、 \mathbf{M} はそれぞれ、剛性マトリックス、質量マトリックスである。このとき、それぞれのマトリックスは実対称行列である。また、 \mathbf{M} は正定値、つまり0でない任意の列ベクトル \mathbf{z} に対して、 $\mathbf{z}^T \mathbf{M} \mathbf{z}$ が正になるマトリックスである。各固有値に対応する固有ベクトルは、質量マトリックス \mathbf{M} に直交する。本研究では、実部のみを取り扱い、モデルの減衰性（構造ダンピングや音響的なダンピング）に関しては考慮しない。

2.3.3 構造要素における振動場の支配方程式 [52, 70]

構造の振動は、微小変形を前提とした連続体の微分方程式として、以下の運動方程式で計算される。

$$\tilde{\nabla}^T \tilde{\boldsymbol{\sigma}}^s + \mathbf{b}^s = \rho^s \frac{\partial^2 \mathbf{u}^s}{\partial t^2} \quad (2.40)$$

ここで、 ∇ は微分演算子であり、 $\nabla = \frac{\partial}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial z}$ である。 $\tilde{\boldsymbol{\sigma}}^s$ はVoigt記法で示される応力ベクトル ($\tilde{\boldsymbol{\sigma}}^s = [\sigma_{11}^s \ \sigma_{22}^s \ \sigma_{33}^s \ \sigma_{12}^s \ \sigma_{13}^s \ \sigma_{23}^s]^T$)、 \mathbf{b}^s は物体にかかる力のベクトル、 \mathbf{u}^s は変位ベクトル、 ρ^s は材料の密度である。このとき、応力ベクトル $\tilde{\boldsymbol{\sigma}}^s$ は、Voigt記法で示されるひずみベクトル $\tilde{\boldsymbol{\varepsilon}}^s$ ($\tilde{\boldsymbol{\varepsilon}}^s = [\varepsilon_{11}^s \ \varepsilon_{22}^s \ \varepsilon_{33}^s \ \gamma_{12}^s \ \gamma_{13}^s \ \gamma_{23}^s]^T$)を使用して、フックの法則から、以下の式で記述される。

$$\tilde{\boldsymbol{\sigma}}^s = \mathbf{D}\tilde{\boldsymbol{\varepsilon}}^s \quad (2.41)$$

なお、ひずみベクトル $\tilde{\boldsymbol{\varepsilon}}^s$ は変位ベクトル \mathbf{u}^s を微分した値であり、以下の関係がある。

$$\tilde{\boldsymbol{\varepsilon}}^s = \tilde{\nabla} \mathbf{u}^s. \quad (2.42)$$

ここで、構成行列 \mathbf{D} は、以下で示される値である。

$$\mathbf{D} = \begin{bmatrix} \lambda + 2\mu & \lambda & \lambda & 0 & 0 & 0 \\ \lambda & \lambda + 2\mu & \lambda & 0 & 0 & 0 \\ \lambda & \lambda & \lambda + 2\mu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \mu & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \mu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \mu \end{bmatrix} \quad (2.43)$$

λ 、 μ はラメ定数であり、以下の式で表される値である。

$$\lambda = \frac{\nu E}{(1 + \nu)(1 - 2\nu)} \quad (2.44)$$

$$\mu = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (2.45)$$

ここで、 ν はポアソン比、 E はヤング率である。

2.3.4 音響要素における音場の支配方程式

(1) 波動方程式 [38, 71]

音は気体媒質中の伝搬することで、遠方場へ伝達する。この伝搬を表す式を波動方程式と言い、波動理論的手法を用いた FEM の基礎方程式である。波動方程式は連続の式と運動方程式の 2 式から導出される。簡易的な理解のため、Figure 2.5 に示すように単位面積で距離が δx の空間を仮定し、 x 方向のみの伝搬を考慮した 1 次元的な波動方程式について考える。

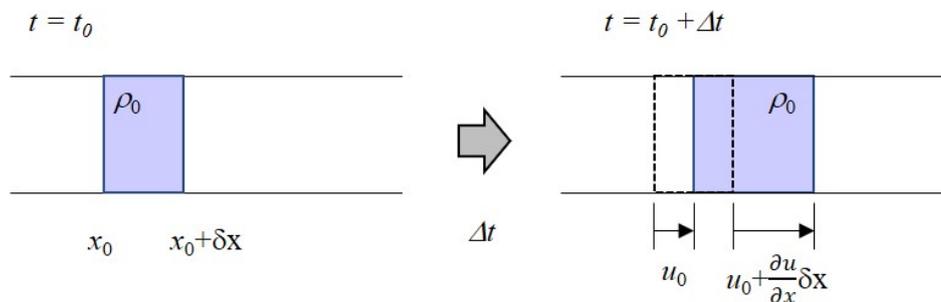


Figure 2.5: Plane wave change medium volume.

空間の端部の初期位置をそれぞれ、 x_0 、 $x_0 + \delta x$ とする。時刻 t_0 のとき、音波によって変位 $u(x, t)$ 動くとする。時刻 $t_0 + \Delta t$ のとき、位置 x_0 、 $x_0 + \delta x$ の変位 u は、それぞれ以下のように示される。

$$u = \begin{cases} u_0 & (x = x_0) \\ u_0 + \frac{\partial u}{\partial x} \delta x & (x = x_0 + \delta x) \end{cases} \quad (2.46)$$

つまり、時刻 t_0 の音波により $(\frac{\partial u}{\partial x}) \delta x$ の空間が増加するということである。空間内の圧力と体積の関係性（ボイルの法則）から、以下の式が求められる。

$$p = -\kappa \frac{\partial u}{\partial x} \quad (2.47)$$

この式は、連続の式と呼ばれる。このときの κ は体積弾性率である。

次に、 x_0 に p_0 の圧力が働くとする、各位置の圧力は、

$$p = \begin{cases} p_0 & (x = x_0) \\ p_0 + \frac{\partial p}{\partial x} \delta x & (x = x_0 + \delta x) \end{cases} \quad (2.48)$$

となる。この空間にかかる外力 f は、空間表面にかかる圧力、つまり、 x_0 と $x_0 + \delta x$ の圧力差と

面積の乗算であり、以下のように示される.

$$f = p_0 - \left(p_0 + \frac{\partial p}{\partial x} \delta x \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} \delta x \quad (2.49)$$

$x = x_0, x = x_0 + \delta x$ 内の空気の質量は $\rho_0 \delta x$ であるから、ニュートンの第二法則を適用すると運動方程式は、以下の式で表される.

$$-\frac{\partial p}{\partial x} \delta x = \rho_0 \delta x \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \quad (2.50)$$

これを両辺にある δx で割って、簡略化した形が一般的に使用される.

$$-\frac{\partial p}{\partial x} = \rho_0 \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \quad (2.51)$$

これらの連続の式 Eq. (2.47) を t で 2 階微分した式と、運動方程式 Eq. (2.51) を x で 1 階微分した式から u を消去でき、一次元の波動方程式は以下のように導出される.

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = \frac{\kappa}{\rho_0} \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} \quad (2.52)$$

$$= c_0^2 \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} \quad (2.53)$$

このとき、音速 c_0 は、

$$c_0 = \sqrt{\frac{\kappa}{\rho_0}} \quad (2.54)$$

である. これと同様の考え方で、球音源のように 3 次元的に音が伝搬する波動方程式は、以下の式で示される.

$$c_0^2 \nabla^2 p = \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (2.55)$$

なお、速度ポテンシャル ϕ を使うことで変分法による FEM の検討が容易になる. Eq. (2.55) は速度ポテンシャルを使って以下の形式でも示すことができる.

$$c_0^2 \nabla^2 \phi = \frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} \quad (2.56)$$

速度ポテンシャルは粒子速度 v と音圧 p との関係があり、必要に応じて導出すると良い.

$$v = -\frac{\partial \phi}{\partial x} \quad (2.57)$$

$$p = \rho_0 \frac{\partial \phi}{\partial t} \quad (2.58)$$

(2) 音場の有限要素化

閉空間の全ての要素を重ね合わせた音場全体のマトリクス方程式は,

$$\left(\frac{1}{c_0^2}\mathbf{M}\ddot{\Phi} - \rho_0\mathbf{C}\dot{\Phi} + \mathbf{K}\Phi\right) = \mathbf{q} \quad (2.59)$$

である. ここで, \mathbf{K} , \mathbf{M} , \mathbf{C} はそれぞれ, 剛性マトリックス, 質量マトリックス, 粘性マトリックスである. \mathbf{q} は入力音源のマトリックスである. これを, 変分原理から定常状態の音場を式で示すと,

$$(-\omega^2\mathbf{M} + j\omega\rho_0\mathbf{C} + \mathbf{K})\Phi = \mathbf{q} \quad (2.60)$$

となり, 線形代数ソルバーで計算できる形にすることができる. この式より, 各節点の速度ポテンシャルとなる Φ が求められる. 各節点の音圧は, 速度ポテンシャル Φ から, 以下のように求められる, 閉空間の音場が計算されることとなる.

$$p = \rho_0 \frac{\partial \Phi}{\partial t} = j\omega\rho_0\Phi \quad (2.61)$$

2.3.5 音響-構造連成

音響-構造連成では, 構造は弾性, 流体は音響材料, 変位は微小という仮定のもとで計算される. 音響と構造の境界における変位の連続性 (Eq. (2.62)), 音響と構造の境界における力 (応力と圧力) の連続性 (Eq. (2.63)) を考慮すると, 音響-構造連成における代数方程式は Eq. (2.64) で計算することができる.

$$u^s|_n = u^a|_n \quad (2.62)$$

$$\sigma^s|_n = -p \quad (2.63)$$

$$\left(\begin{bmatrix} K_s & C \\ 0 & K_a \end{bmatrix} - \omega^2 \begin{bmatrix} M_s & 0 \\ C^T & M_a \end{bmatrix}\right) \begin{bmatrix} u(\omega) \\ p(\omega) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_s(\omega) \\ f_a(\omega) \end{bmatrix} \quad (2.64)$$

ここで, K_s , M_s は構造の剛性と質量, K_a , M_a は音響の剛性と質量, C は構造と音響間の結合マトリックスである. また, $u(\omega)$ は変位, $p(\omega)$ は音圧, $f_s(\omega)$ と $f_a(\omega)$ はそれぞれ, 構造と音響荷重である.

2.3.6 計算環境

最後に, 本研究で使用する解析計算環境について記述する.

音響解析有限要素ソフトウェア: Actran2020 (Free Field Technologies SA)

計算環境: Proliant DL380; HP Inc., Xeon(R) CPU E5-2690 v4 @ 2.60 GHz, 28 cores; Intel Corp.

並列計算に関しては, 最大並列数を 4 とし, 周波数領域の並列計算を行った.

2.4 結言

本章では、窓の遮音性能を予測するためのメカニズム把握を目的として、既往の板と壁の遮音計算手法と有限要素法の離散化・計算手法について整理してまとめた。

- ・遮音の基本的メカニズム把握のため、インピーダンスモデルから単層板、複層板の遮音性能予測する式の導出をまとめた。

- ・有限長の遮音性能を予測するために、Rindel [65], Sewell [41] の式を参照し、有限長板の放射効率、および、共振による透過を統計的エネルギー手法 (SEA) 法を組み合わせる方法について整理した。

- ・有限要素法の理論では、構造要素の支配方程式、音響要素の支配方程式、音響-構造連成のための境界条件について整理した。

第3章 離散化精度に関する検討

3.1 緒言

本章では、有限要素法による窓の遮音性能予測の第一歩として、要素サイズや境界条件による予測精度への影響を検討する。構造要素の離散化精度は、単純支持した単層パネルの固有値の相対誤差、また、単層ガラスの音響透過損失測定値との絶対誤差から評価する。音響要素の離散化誤差は、空間の固有値の相対誤差、また、複層ガラスの音響透過損失測定値との絶対誤差から評価する。単層ガラス、複層ガラスの音響透過損失測定値は板硝子協会が示す遮音性能結果 [17] を参照する。吸音要素の評価は、垂直入射管を模擬した解析を行い、計算値と測定値の絶対誤差を比較する。

3.2 板の遮音性能の予測精度

窓の遮音性能解析に向けた適切な要素サイズ/境界条件の選定を目的とし、理論値や測定値の比較から予測精度を検討する。はじめに、単純支持された単層パネル（アクリル）の固有振動理論値と有限要素法 (FEM) による固有振動解析値を比較し、固有周波数の相対誤差を評価する。このとき、FEM モデルでは、要素サイズを変更して複数の計算をし、離散化誤差への影響を検討する。次に、単層ガラスの音響透過損失の測定値 [17] を参照し、要素サイズを変更した場合の予測精度への影響を検討する。最後に、拡散音場を模擬した入射境界条件のサンプル数を変更し、音響透過損失の予測精度への影響を検討する。

3.2.1 要素サイズによる離散化精度への影響

窓からの音の透過メカニズムは板の振動放射音と相関があり、板の離散化精度は遮音性能の予測精度に大きく影響する。FEM の場合、要素の精度（細かさ）が離散化誤差の要因となる。そのため、板の要素サイズを変えて FEM 解析を行い、理論値や測定値と比較することで、離散化誤差の傾向を確認する。

(1) 評価対象

1158 mm×1159 mm×5 mm の単層パネル（アクリル）を対象に、板振動の固有周波数を理論値と FEM 計算値で比較評価する。なお、この板は4章で評価する二重窓の試験体と同等のものを想定している。

板の固有振動モード（固有値）の理論値は、端部の固定を単純支持と仮定したとき、Eq. (3.1) で計算される。

$$f_{\text{theory}(m,n)} = \sqrt{\frac{B}{\rho} \left[\left(\frac{m\pi}{l_x} \right)^2 + \left(\frac{n\pi}{l_y} \right)^2 \right]} \quad (3.1)$$

ここで、 l_x, l_y は板の寸法、 B は曲げ剛性、 ρ は密度、 m, n はそれぞれモードの次数（自然数）を示す。曲げ剛性 B は以下の式で示される。

$$B = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \quad (3.2)$$

ここで、 E はヤング率、 h は板厚である。理論値と FEM 計算値の相対誤差は、Eq. (3.3) で計算する。

$$\epsilon_r = \frac{f_{\text{theory}} - f_{\text{FEM}}}{f_{\text{theory}}} \times 100[\%] \quad (3.3)$$

ここで、 ϵ_r は理論値と FEM 計算値の相対誤差、 f_{theory} は理論計算より求めた固有振動数、 f_{FEM} は FEM による固有値解析から計算した固有振動数である。なお、数値解析の相対誤差は、波長 λ と要素サイズ d の関係 λ/d で整理する。このとき、波長 λ は曲げ波の速度 c_b から、

$$\lambda_b = c_b/f \quad (3.4)$$

$$= \left(\frac{2\pi h}{f} \sqrt{\frac{E}{12\rho(1-\nu^2)}} \right)^{1/2} \quad (3.5)$$

と計算される。

(2) 離散化モデル

1158 mm×1159 mm×5 mm の FEM モデル (Figure 3.1) を使用して、固有値解析する。板の材料特性は、ヤング率 $E = 3.0 \times 10^9$ Pa, ポアソン比 $\nu = 0.35$, 密度 $\rho = 1200$ kg/m³ である。単層パネルは、六面体の Solid shell 要素 [70,72] でモデル化する。Solid shell 要素とは、Actran 特有の構造要素であり各節点に並進方向の 3 自由度を持つ。一般的な Solid 要素と比較して、厚みを小さくしても thickness locking や shear locking が生じずらい。また、一般的な shell 要素とは異なり、2 次要素の適用も可能なため、粗い要素でも高精度な計算を期待できる。要素サイズは 1 次の 10–25 mm, 2 次の 20–25 mm で離散化した。ただし、厚さ方向の分割数は要素サイズに依らず 1 としている。固定の境界条件は、板端部の各節点を単純支持相当で支持した。これは、Solid shell 要素の場合、端部上面節点に対して並進方向の変位 $[u_x, u_y, u_z] = [\text{Free}, \text{Free}, 0]$ である。なお、FEM 計算では実部のみを考慮した固有値解析を行う。

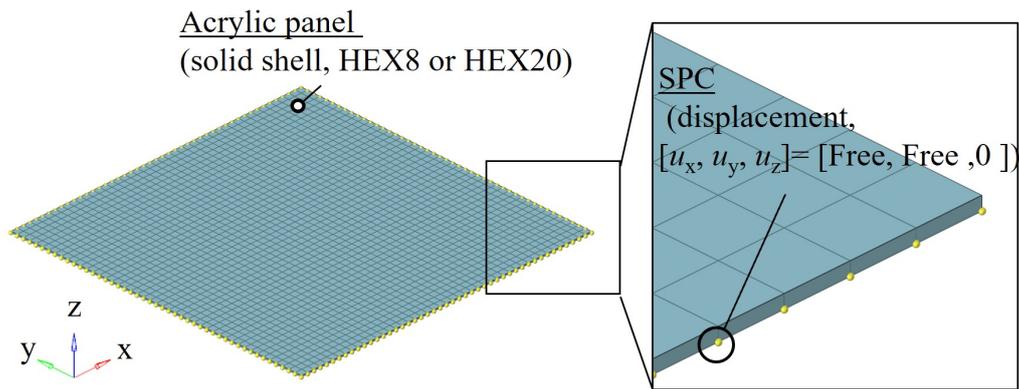


Figure 3.1: FEM model of single plate for eigenvalue analysis to evaluate discretized errors from element size.

(3) 解析結果

Figure 3.2 に理論値と FEM 計算値の相対誤差 ϵ_r の分布を示す。このとき、それぞれのプロットは各固有モードにおける ϵ_r を示している。解析結果からは、2 次要素の方が ϵ_r が小さく、予測精度が高くなる傾向が確認された。1 次要素を使用したとき、 $\epsilon_r = 3\%$ にするためには $\lambda/d > 10$ 、 $\epsilon_r = 2\%$ にするためには $\lambda/d > 15$ 、 $\epsilon_r = 1\%$ にするためには $\lambda/d > 19$ の分割数が必要である。また、2 次要素を使用したとき、 $\epsilon_r = 3\%$ にするためには $\lambda/d > 3.5$ 、 $\epsilon_r = 2\%$ にするためには $\lambda/d > 5$ 、 $\epsilon_r = 1\%$ にするためには $\lambda/d > 7.7$ の分割が必要であることが確認された。

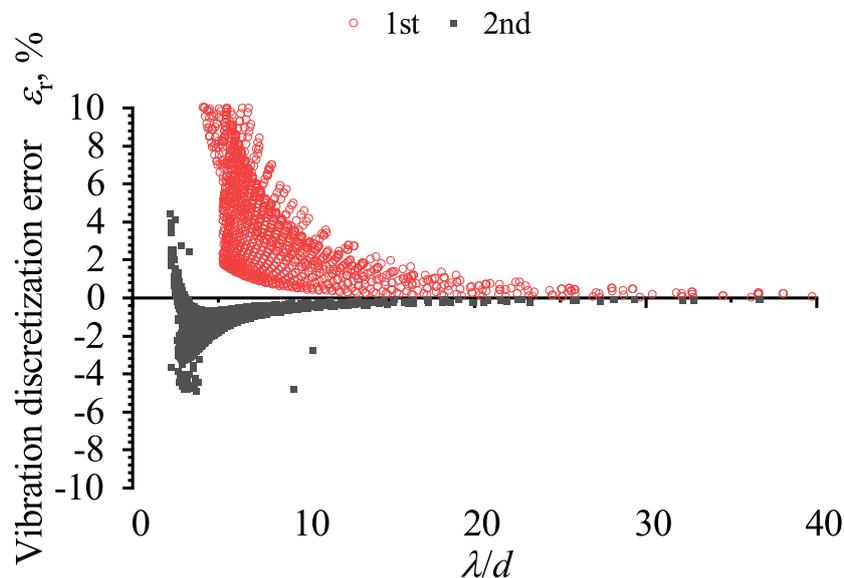


Figure 3.2: Discretized errors of vibration eigenvalues from theoretical value depending on λ/d . Each plot means the error for each eigenvalue mode (m, n). Element-order difference is also plotted.

3.2.2 有限要素法による単層ガラスの予測精度

(1) 評価対象

単層ガラスの遮音性能測定値 [17] を参照して、FEM 計算値の絶対誤差を評価する。評価する単層ガラスの寸法は、1230 mm×1480 mm、板厚 5 mm である。このとき、コインシデンス周波数は $f_c=2,318$ Hz である。ガラス端部はかかりしろ 15 mm でパテにより固定される。参照する音響透過損失の値は、残響室内にて JIS A1416-2000 [31] によって測定された。ガラス試験体は、入射側と放射側のニッシュが 2:1(270 mm:140 mm) となるように残響室内へ設置された。

(2) 離散化モデル

<汎用的な解析条件>

音響透過損失の計算では、計算コストを低くするため、遮音性能を評価する板だけを離散化する。つまり、入射側の残響音源室や放射側の残響受音室はモデル化しないということである。この場合、板には拡散音場入射を再現する境界条件を与え、励起される板の振動から計算される音響放射パワー W_{rad} により、以下の式のように音響透過損失 R を計算する。

$$R = 10 \log_{10} \left(\frac{W_{\text{inc}}}{W_{\text{rad}}} \right) \quad (3.6)$$

ここで、 W_{inc} は音響入射パワー、 W_{rad} は音響放射パワーである。

Figure 3.3 に示すように、六面体の Solid shell 要素を使用して、7–170 mm の 1 次、2 次要素でガラスを離散化する。かかりしろに対応する端部 15 mm は、完全固定支持を定義した。Solid shell 要素の場合は、上下面の節点に対して並進方向の変位を $[u_x, u_y, u_z]=[0, 0, 0]$ と定義する。

<拡散音場条件>

音の入射面には拡音場条件を付与する。拡散音場の定義は、”平均二乗音圧の時間平均が残響室内のどの位置でも同じ値であり、あらゆる方向への音響エネルギーの流れが同確率で起こる音場”である [72]。本論文では、以降の章を含み、拡散音場入射条件を Sample random diffuse field [72–75] という境界条件でモデル化する。十分に拡散した音場は、任意の 2 点間の空間相関関数が $\frac{\sin kr}{kr}$ に近似すると言われている [76]。この前提をもとに、Sample random diffuse field は 2 つのサンプリング理論によってランダムな負荷条件を計算する。一つ目は、適用表面上の音圧の相互 PSD マトリックスをコレスキー分解する方法である。二つ目は、適用表面から十分離れた位置より到来する平面波の重ね合わせによる方法である。本検討では、相互 PSD マトリックスをコレスキー分解する方法を使用し、板の入射側表面に適用することで拡散音場を模擬した。このとき、音の入射角度の上限は 78° とし、拡散音場のサンプル数を 100 で計算した。

<音響入射パワー W_{inc} と音響放射パワーの計算 W_{rad} >

板振動による音響放射パワー W_{rad} を計算するために、放射側の板表面に Thin shell 要素の Rayleigh surface コンポーネント [72,77] を付与した。

音響入射パワー W_{inc} および、音響放射パワー W_{rad} は空間と板の境界面をレイリー積分 [77] す

ることで以下のように計算される.

$$W = \int_S I \cdot n dS \quad (3.7)$$

ここで, I はインテンシティ, n は板に対し垂直な方向のベクトルである. インテンシティ I は, 以下の式で計算される.

$$I = \frac{1}{2} \text{Re}(pv^*) + \frac{1}{2} \text{Re}(\rho_0(v_0 \cdot v)v^*) + \frac{|p|^2}{2\rho_0 c_0^2} v_0 + \frac{1}{2c_0^2} \text{Re}(p^*(v_0 \cdot v)v_0) \quad (3.8)$$

ガラスの材料特性は一般的な文献値を参照し, ヤング率 $E = 7.16 \times 10^{10}$ Pa, ポアソン比 $\nu = 0.23$, 密度 $\rho = 2500$ kg/m³ である.

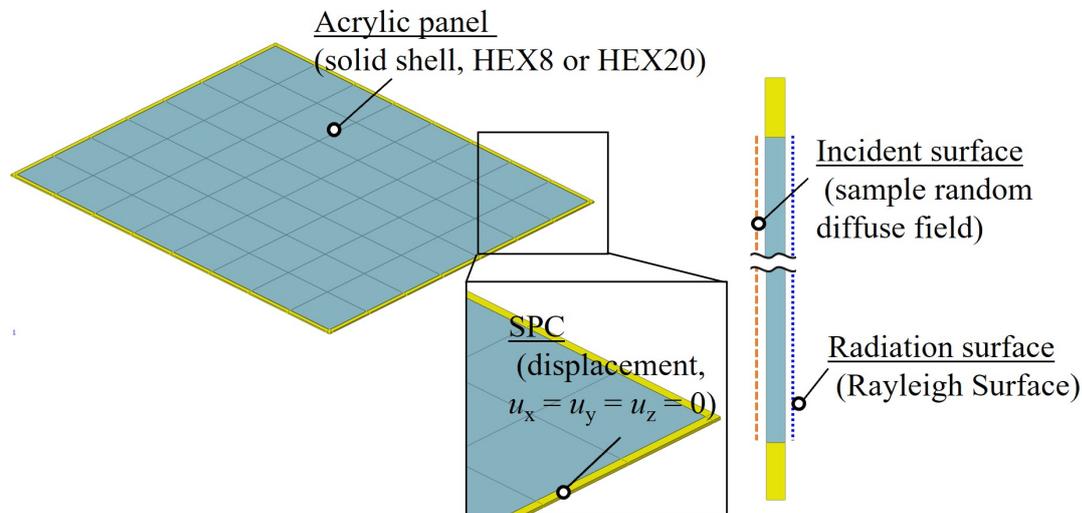


Figure 3.3: FEM model of single glass for sound insulation analysis to evaluate discretized errors from element size.

(3) 解析結果

単層ガラスの遮音性能計算の結果を Figure 3.4 に示す. 上段には音響透過損失の計算結果, 下段には測定値との差分 Δe を示す. 計算結果同士を比較したとき, 要素の分割数 (λ/d) が大きくなるにつれて, 音響透過損失の計算値は一定の値に収束する. 1600 Hz 以下の低周波数域では, 分割数による計算値の差は小さい. 1 次の $\lambda/d = 10$ を基準としたとき, $\lambda/d > 4$ で差は 0.3 dB 以下である. 1600 Hz 以上では, 分割数による離散化誤差が現れ, $\lambda/d > 6$ のとき, 差は 0.5 dB, $\lambda/d > 7$ のとき, 差は 0.3 dB となった. また, 分割数 $\lambda/d < 4$ のとき, コインシデンス周波数 f_c を過小に評価した.

測定値との絶対誤差の全周波数平均は 1 次要素 $d = 1/10\lambda$ で 2.3 dB, 2 次要素 $d = 1/5\lambda$ で 2.2 dB であった. 1 次要素と 2 次要素の比較からは, 節点間距離が同じであれば, 離散化誤差の違いはほとんどないことが確認された. コインシデンス周波数 f_c 以上や, 500 Hz 以下では 5 dB を超える誤差が確認されるが, 平均の予測精度は高い. 今回の検証では, 測定値を文献から参照したため, ガラスや端部の損失, 実験室相当の入射音は不明確な部分があり, 任意の値を入れている. そのため, 計算結果に差が生じた可能性があるが, 単層ガラスの一般的な値を入れても概ね高い精度で予測できることを確認した.

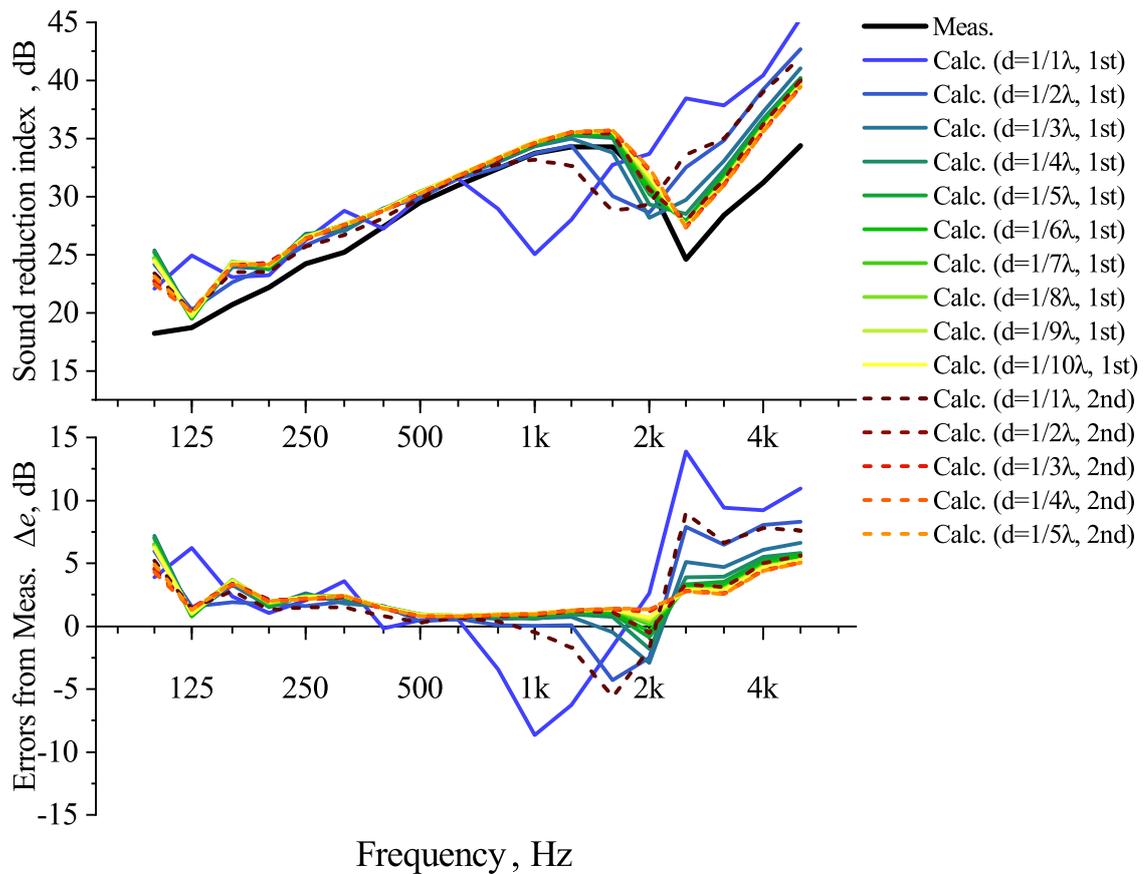


Figure 3.4: Sound reduction indices of single glass for different element size and element-order. **(upper)**: Sound reduction indices of measuring [17] and calculation. **(bottom)**: Prediction errors from measuring. Prediction errors Δe is calculated as $\Delta e = R_{\text{Calc.}} - R_{\text{Meas.}}$.

3.2.3 拡散音場条件による遮音性能への影響

遮音試験 [30, 31] は残響音源室からの音を入射音として音響透過損失を測定する。実験室測定相当の遮音性能を予測する場合、残響音源室、つまり、拡散音場入射条件を模擬する必要がある。そこで、拡散音場条件の設定方法が音響透過損失へ与える影響を評価する。具体的には、拡散音場のサンプル数（ランダムな位相により加振される条件数）による影響を確認する。

(1) 評価対象

評価する単層ガラスの寸法は、1230 mm×1480 mmで、板厚 5 mm である。ガラスはかかりしろ 15 mm でパテにより固定される。

(2) 離散化モデル

単層ガラスを、 $d = 1/5\lambda$ となるように 2 次の六面体 Solid shell 要素で離散化する。厚み方向の分割数は 1 である。固定条件、材料特性は前節と同じように定義する。入射側には、拡散音場を

仮定し Sample random diffuse field を適用した。サンプリング理論は、相互 PSD マトリックスをコレスキー分解する方法を使用した。このとき、音の入射角度の上限は 78° とし、拡散音場のサンプル数を 1-100 の間で変更して計算した。放射側のガラス面には Rayleigh surface を適用し、Rayleigh 積分して音響放射パワー W_{rad} を求めた。

(3) 解析結果

Figure 3.5 に、拡散音場のサンプル数 100 の音響透過損失の計算結果を基準とし、基準値との解析結果の差分をサンプル数によって整理した結果を示す。サンプル数の違いにより音響透過損失の計算値にばらつきが生じ、サンプル数が増えるにつれて基準の結果に収束する。サンプル数によるばらつきは低周波数で顕著に表れ、サンプル数が小さい場合、160 Hz 以下では 1 dB を超えるばらつきとなる。250 Hz 以上では、サンプル数によるばらつきは少なく、サンプル数が 2 の場合でも、0.5 dB を下回るばらつきとなった。1000 Hz 以上では、いずれのケースでも 0.1 dB 以下の差で計算できることを確認した。つまり、Sample random diffuse field の境界条件を使用する場合は、低周波数での計算誤差に注意が必要である。全周波数の差分を評価したとき、サンプル数によるばらつきは、サンプル数 5 以上で 1 dB 以下、サンプル数 10 以上で 0.5 dB 以下、サンプル数 40 以上で 0.3 dB 以下の誤差となる。

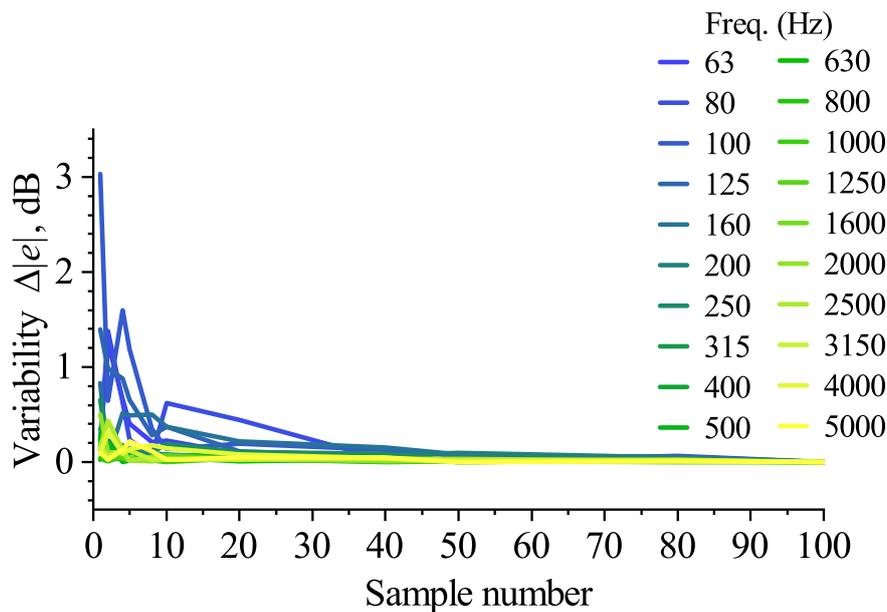


Figure 3.5: Calculation variability by sample numbers of diffuse incident condition.

3.3 音響空間の予測精度

複層窓や二重窓の遮音性能を計算する場合、中空層内部の空間を離散化する必要がある。また、遮音性能計算の際に残響室を離散化する場合、空間を伝わる音の計算として音響要素を使用することが考えられる。本節では、音響要素の離散化誤差の検討を目的とし、空間の固有値の理論値と FEM 解析値を比較、また、中空層を含む複層ガラスの遮音性能測定値を FEM 解析値と比較する。

3.3.1 要素サイズの離散化誤差への影響

(1) 評価対象

800 mm×800 mm×90 mm の矩形音響空間の共鳴周波数を理論値から算出する。なお、この空間の寸法は 4 章で評価する二重窓試験体の中空層寸法と同等のものを想定している。

閉空間の音響共鳴の理論解は、以下の式から計算される [66]。

$$f_{\text{theory}(a,b,c)} = \frac{c_0}{2} \sqrt{\left(\frac{a}{l_x}\right)^2 + \left(\frac{b}{l_y}\right)^2 + \left(\frac{c}{l_z}\right)^2} \quad (3.9)$$

ここで、 c_0 は音速、 l_x , l_y , l_z はそれぞれ空間の x -, y -, z -方向の寸法、 a , b , c はモード番号 (自然数) である。相対誤差は ϵ_r は Eq. (3.3) で計算する。

(2) 離散化モデル

800 mm×800 mm×90 mm の空間を六面体要素の Finite fluid で離散化し、固有値解析する。要素サイズは 1 次と 2 次の 3–25 mm で離散化し、要素サイズによる理論値との予測精度の差を評価する。このとき、波長と要素サイズの比が 1 次要素で $\lambda/d \geq 6$ 、2 次要素で $\lambda/d \geq 2$ の範囲で評価した。材料特性は、音速 $c_0 = 340$ m/s、密度 $\rho_0 = 1.225$ kg/m³ とする。空間の境界部は、音響的に剛な境界面としている。なお、FEM による評価では実部のみを考慮した固有値解析を行う。

(3) 解析結果

Figure 3.6 に、空間音響モード周波数の理論値と FEM 計算値の相対誤差 ϵ_r の分布と λ/d の関係性を示す。各プロットは各音響モードの ϵ_r を示す。要素分割数が少ないとき、理論値と比較して FEM は結果を高めめに計算し、分割数が大きくなるにつれて理論値へ収束する。1 次要素では、 $\lambda/d = 6$ のとき (評価範囲内の最小分割数のとき)、 $\epsilon_r = 4.9\%$ となる。また、 $\lambda/d > 7$ のとき $\epsilon_r = 3\%$ 、 $\lambda/d > 12$ のとき $\epsilon_r = 1\%$ 、 $\lambda/d > 18$ のとき $\epsilon_r = 0.5\%$ となる。2 次要素では、 $\lambda/d = 2$ のとき (評価範囲内の最小分割数のとき)、 $\epsilon_r = 4.9\%$ となる。また、 $\lambda/d > 2.5$ のとき $\epsilon_r = 3\%$ 、 $\lambda/d > 3$ のとき $\epsilon_r = 1\%$ 、 $\lambda/d > 4$ のとき $\epsilon_r = 0.5\%$ となる。

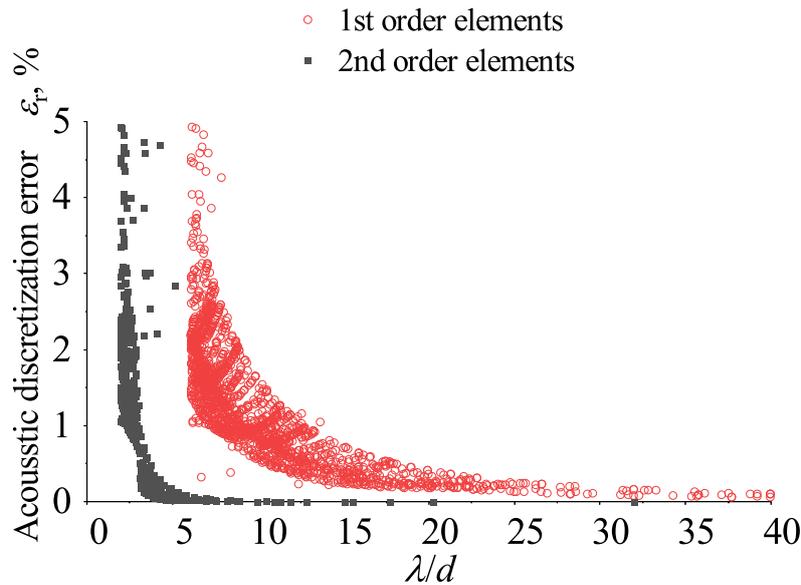


Figure 3.6: Discretized errors of acoustic eigenvalues from theoretical value depending on λ/d . Each plot means the error for each eigenvalue mode. Element-order difference is also plotted.

3.3.2 有限要素法による複層ガラスの予測精度

(1) 評価対象

音響空間の離散化による音響透過損失のばらつきを検討するため、複層ガラスの遮音性能測定値 [17] を参照して FEM の絶対誤差を評価する。評価する複層ガラスは、1230 mm×1480 mm の寸法で、板厚 3 mm のガラス 2 対の間に中間層 6 mm を持つ FL3-A6-FL3 である。ガラスはかかりしろ 15 mm でパテにより固定される。入射側と放射側のニッシェが 2:1 (270 mm:140 mm) となるように残響室内へ設置された。コインシデンス周波数 f_c は、 $f_c=3,863$ Hz である。

(2) 離散化モデル

Figure 3.7 に複層ガラスの離散化モデルを示す。板ガラスは六面体の Solid shell 要素を使用して離散化する。板の要素サイズは $\lambda/d > 5$ の 2 次要素である。このとき、3.2.2 節の結果より、単層ガラスのみで 2.2 dB の離散化誤差があることに注意する。ガラスの端部 15 mm は完全固定相当の支持条件を定義した。つまり、複層ガラスの上下面の節点に対して並進方向の変位 $[u_x, u_y, u_z]=[0, 0, 0]$ を定義する。なお、スペーサー等による板間の結合は考慮されておらず、各板は互いに独立している。入射条件には、Sample random diffuse field によって離散化し、最大の入射角 $\theta=78^\circ$ 、サンプル数を 100 で計算した。このとき、サンプリング理論は相互 PSD マトリックスをコレスキー分解する方法を使用した。放射側は Rayleigh surface を使用し、ガラスの振動速度を Rayleigh 積分することによって音響放射パワー W_{rad} を求めた。

板間の中空層は六面体要素の Finite fluid を使い、要素サイズが 15–340 mm の 1 次、2 次要素で離散化した。板に接しない部分の空間の境界は、音響的に剛な境界面とした。

中空層内部の音響要素と板の構造要素はそれぞれの音波、曲げ振動の波長に応じて要素サイズを決定しているため、板と音響空間の境界面では要素サイズが異なる不整合な要素となっている。

異なるサイズの要素同士の力学的伝搬を考慮するため、境界面には Interface connector [72] を定義した。これは、境界面の各要素サイズを比較し、細かい要素の節点情報を粗い要素へ投影して、結合に関する方程式を作成する。これにより、音響-音響要素間や構造-音響要素間、構造-構造要素間の界面の情報は双方向に伝達される。なお、構造-構造間を接合する場合、変位の連続性が保たれる。

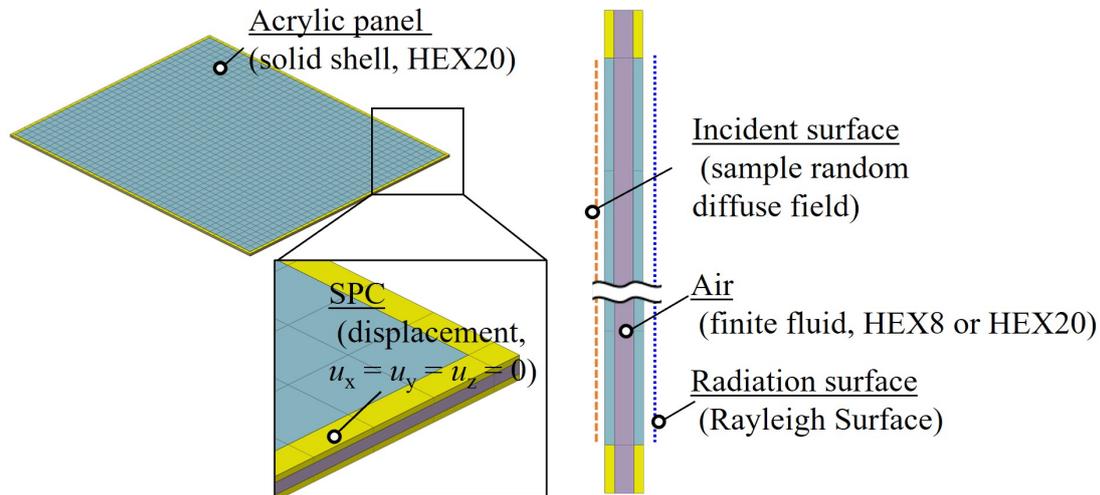


Figure 3.7: FEM model of double-glazing glass for sound insulation analysis to evaluate discretized errors from element size.

(3) 解析結果

FEM による複層ガラスの遮音計算結果を Figure 3.8 に示す。上段には音響透過損失の計算結果、下段には測定値との差分 Δe を示す。中空層の要素サイズが大きいとき、FEM では音響透過損失を大きく計算し、要素サイズが小さくなるにつれて測定値に向けて一定の値に収束する。解析結果同士を比較すると、630 Hz 以下の低周波数域では分割数による計算値のばらつきは小さい。この周波数範囲では、1 次の $\lambda/d=8$ を基準としたとき、1 次の $\lambda/d > 3$ との差は 0.3 dB 以下となる。630 Hz 以上では、分割数による離散化誤差が現れ、1 次の $\lambda/d=8$ を基準としたとき、1 次の $\lambda/d > 6$ で 0.7 dB の誤差が生じる。

絶対誤差の全周波数平均値は、1 次要素の $d = 1/8\lambda$ で 3.4 dB、2 次要素の $d = 1/4\lambda$ で 3.5 dB であった。1 次要素と 2 次要素の比較からは、節点間距離が同じであれば、離散化誤差の違いはほとんどないことが確認された。複層ガラスの場合、板の離散化誤差が 2 枚のガラスに含まれるため計算誤差が大きくなるが、ガラスの誤差の足し合わせ (4.4 dB) より差が小さくなった。

コインデンス周波数 f_c 以上や、315 Hz 以下では 5 dB を超える誤差が確認され、かつ平均の予測精度は 3 dB を超える。単層ガラスの検証と同様で、今回の検証ではガラスや端部の損失、実験室相当の入射条件は不明確な部分があり、任意の値を入れている。そのため、測定値と計算結果に差が生じた可能性がある。複層ガラスの場合、単層ガラスより予測誤差が大きくなるが、中空層を含むことによる音響-構造連成の影響か、ガラス単体の誤差が上乘せされたものなのかは今回の結果からは判断がつかず、複層窓や二重窓相当の解析をする場合はどこが影響しているかを明確にし、計算モデルを作成する際には注意する必要があることを明らかにした。

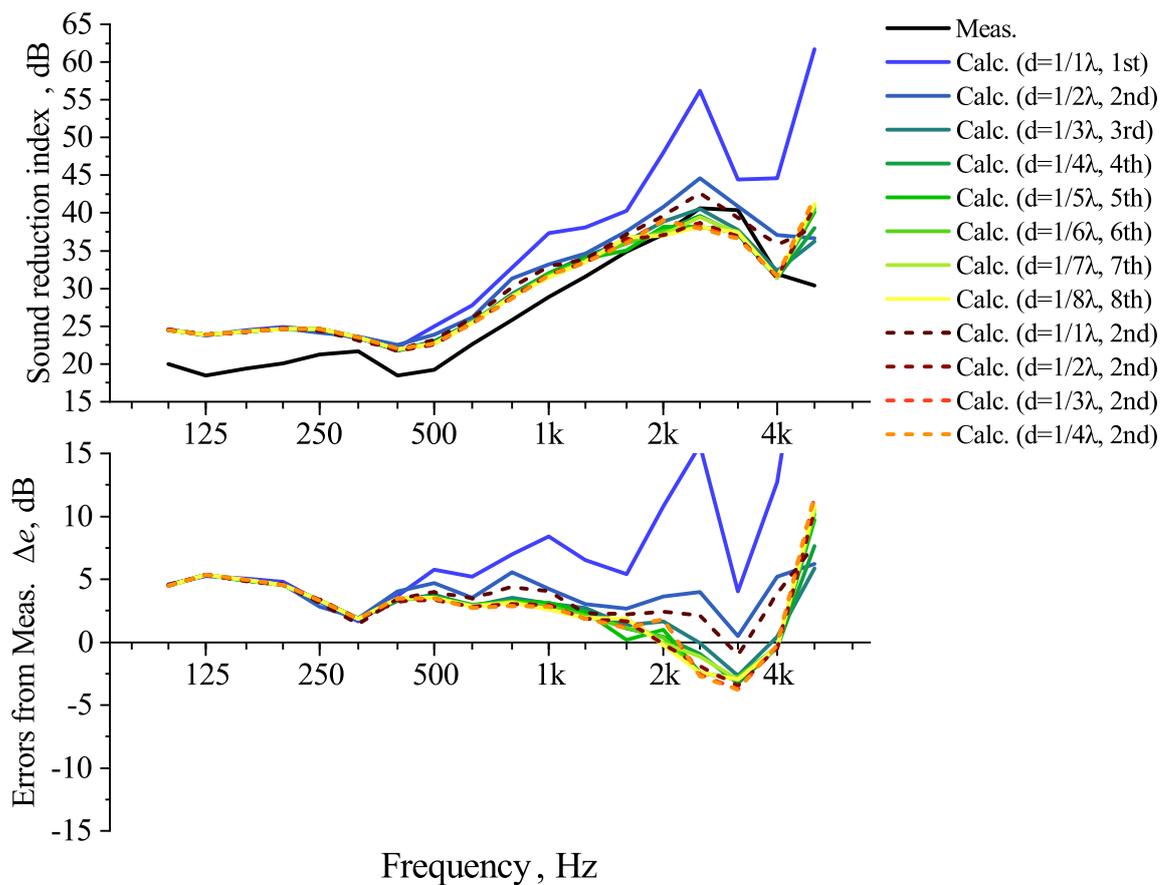


Figure 3.8: Sound reduction indices of double-glazing glass for different acoustic element size and element-order. (**upper**): Sound reduction indices of measuring [17] and calculation. (**bottom**): Prediction errors from measuring. Prediction errors Δe is calculated as $\Delta e = R_{\text{Calc.}} - R_{\text{Meas.}}$.

3.4 吸音要素の予測精度

4章では、吸音材による遮音性能への影響を検討する。そこで、予備検討として吸音要素の離散化モデルについて検討する。

(1) 評価対象

吸音材の厚みが $t=25$ mm, 50 mm, 100 mm の 24K グラスウールを対象に、垂直入射吸音率を評価する。なお、評価する吸音材の厚みや材料特性は 4章の二重窓モデルで使用されるものを想定している。垂直入射吸音率は、JIS A 1405-2:2007 [78] に従い、音響管を用いて測定された。

(2) 離散化モデル

垂直入射吸音率は、2次元要素を用いて評価した。長さ 253 mm, 直径 14.5 mm の空気を要素サイズ 0.5 mm の 1次四角要素で離散化した。吸音材の長さは、25 mm, 50 mm, 100 mm とし、そ

それぞれ同様の要素タイプ、サイズで離散化した。吸音材は MIKI モデルとして離散化した。MIKI モデルは、Delany–Bazley の式を空隙率が 1.0 に近い多数の繊維材料の測定結果を拡張した半経験的な数値モデルであり、以下の式からインピーダンスと波長定数が求められる [72, 79].

$$Z_c = \rho_0 c_0 \left[1 + 5.50 \left(10^3 \frac{f}{\sigma} \right)^{-0.632} - j 8.43 \left(10^3 \frac{f}{\sigma} \right)^{-0.632} \right] \quad (3.10)$$

$$k = \frac{\omega}{c_0} \left[1 + 7.81 \left(10^3 \frac{f}{\sigma} \right)^{-0.618} - j 11.41 \left(10^3 \frac{f}{\sigma} \right)^{-0.618} \right] \quad (3.11)$$

ここで、 σ は流れ抵抗である。

空気の材料特性は、密度 $\rho_0 = 1.225 \text{ kg/m}^3$ 、音速 $c_0 = 340 \text{ m/s}$ である。吸音材の材料特性は、測定値を参照し、流れ抵抗 $\sigma = 13,918 \text{ Ns/m}^4$ を使用した。

(3) 解析結果

Figure 3.9 に FEM 計算値と測定値の比較を示す。吸音率の周波数特性は高い精度で計算でき、最大誤差 0.1、平均誤差 0.03 であり、FEM モデルで適切に予測できることを確認した。

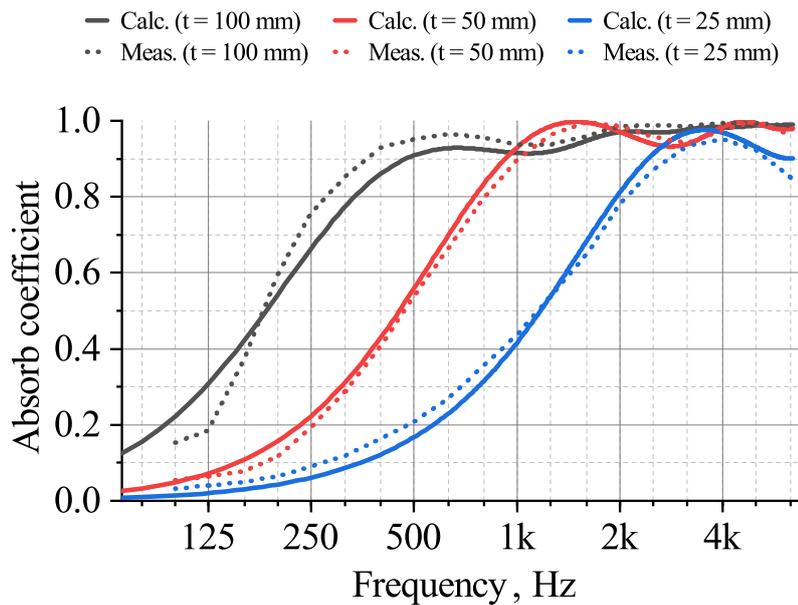


Figure 3.9: Absorption coefficient with porous MIKI.

3.5 結言

本章では有限要素法による窓の遮音性能予測の第一歩として、単純な形状の要素サイズや境界条件による予測精度への影響を検討した。板の離散化誤差に関しては、FEM の固有値解析と理論値の相対誤差、また、単層ガラスの音響透過損失解析値の絶対誤差から、要素サイズによる離散化誤差への影響を評価した。また、入射条件である拡散音場のサンプル数（ランダムな位相により加振される条件数）を変更し、音響透過損失解析値への影響を確認した。音響要素の離散化誤差に関しては、音響空間の固有値解析と理論の音響固有モード周波数の相対誤差、また、複層ガラスの音響透過損失解析値の絶対誤差から、要素サイズによる離散化誤差への影響を評価した。最後に、Porous miki 要素について垂直入射吸音測定値と FEM 計算値を比較し、吸音要素の予測精度を評価した。本章の検討より得られた知見を以下にまとめる。

- ・単層ガラスを離散化した時、要素サイズを小さくするほど音響透過損失の計算結果は収束する。単純支持した単層ガラスの固有振動理論値と FEM 計算値の相対誤差は、2 次要素を使用したとき、 $\lambda/d > 5$ で $\epsilon_r = 2\%$ 、 $\lambda/d > 7.7$ で $\epsilon_r = 1\%$ である。測定値との絶対誤差は 1 次の $\lambda/d=10$ 、2 次の $\lambda/d=5$ の要素サイズで 2.2-2.3 dB であり、測定値とよく一致した。FEM の結果は音響透過損失を過大に計算した。
- ・拡散音場入射条件のサンプル数は、サンプル数が大きくなるにつれて音響透過損失の計算値が収束した。サンプル数 100 を基準としたとき、サンプル数 40 との差が 0.3 dB、サンプル数 10 との差が 0.5 dB となった。
- ・音響空間を離散化した時、要素サイズを小さくするほど理論の音響固有モード周波数との相対誤差は収束する。FEM による固有値計算結果では、2 次要素を使用したとき、 $\lambda/d > 3$ で $\epsilon_r = 1\%$ 、 $\lambda/d > 4$ で $\epsilon_r = 0.5\%$ である。複層ガラスの音響透過損失計算では、測定値との絶対誤差は 2 次要素 $\lambda/d > 4$ で 3.5 dB となった。これには、音響空間の離散化誤差だけでなく、板の離散化誤差も含まれる。
- ・グラスウールの離散化は、MIKI モデルを使用することで平均誤差 0.03 で予測できた。

第4章 二重窓模型の遮音性能予測

4.1 緒言

3章では、単層ガラスと複層ガラスの遮音性能を有限要素法で計算し、要素サイズや入射条件による誤差を明らかにした。本章では、さらに複雑な現象への適用性を確認するため、実験環境を考慮した二重窓模型の遮音性能を予測する。

窓の遮音性を向上させる最も効果的な方法は、二重窓を使用することである。二重窓とは、中空層を介して2つの窓を組み合わせる窓構造のことであり、高周波数において質量則を大きく上回る遮音性能を示す。一方、低周波数では中空層の空気がバネ、各窓が質量として働く共鳴透過現象が発生し、単層窓より遮音性が低くなることが知られている。この複雑な音と構造の連成を解析で予測することができれば、様々な種類の窓の解析への技術展開が期待できる。

有限要素法を使った二重板や壁の計算は多く検討されている [50–56]。Arjuran らは二重壁の遮音性能を正確に予測するためには、構造媒体と流体媒体の間の音響流体連成を考慮する必要があることを示した。また、建材構造の結合をレイリーダンピングでモデル化し、実験値と良く一致することを示した [53, 54]。Papadopou らは、既報の様々な材料の板の遮音性能測定値を比較し、境界条件があいまいな部分に起因する精度の不一致はあるものの、概ね良い精度で予測できることを明らかにした [50]。Poblet-Puig らは、壁のサイズの影響、固定条件、支持部のばね剛性の感度を有限要素法を使って評価した。その中で、遮音性能に対する支持部剛性の周波数依存性について明らかにした [56]。これらの検討の多くは、音源室を有限要素離散化している。音源室の空間特性と定常波が板の遮音特性に影響を与えるのは既報の通りであり [32, 49]、精度向上のためにこのようなモデル化をすることが多い。一方で、このように音源室を離散化する手法では、一概に計算コストが大きくなりやすい。要素サイズを周波数に合わせて変更するメソッドを使い、計算時間短縮の検討している事例も報告されているが [53]、それでも低周波数や小さい寸法のみというように評価に制限を設けて検討している事例がほとんどである。そのため、有限要素法による高周波数の計算や、実寸大の窓の遮音性能をどれくらい予測できるか検討する必要がある。

本章では、窓の遮音性能を有限要素法を使って予測するためのパイロットスタディとして、拡散音場を付与した実寸大の大きさの二重窓模型を広い周波数範囲で予測し、窓の遮音性能予測の適用性を検討する。このとき、先行研究 [64] で示される、二重窓の遮音性能向上を目的として、二重窓模型内の中空層に吸音材を設けた8ケースを精度検証の対象とし、測定値と定性的・定量的な比較を行った。

本研究で新規性の高い部分は、(i) 有限要素法を使い高周波数の遮音性能の適用性を検討したこと、(ii) 二重窓の遮音性向上に向けた吸音処理を計算し、実際の傾向を有限要素法で再現できるか確認した点、(iii) 高精度に予測するためのモデル化方法を提案した点である。

4.2 二重窓模型の遮音性能予測

4.2.1 参照する実験値の測定概要 [64]

本評価では、先行研究で示される遮音測定結果 [64] を参照する。このとき、試験方法や測定結果は有限要素法 (FEM) の精度検討に必要な情報を含むため、先行研究を参照して要約を本節に記す。

(1) 評価対象

Figure 4.1 に測定で使用された模型の概略図を示す。二重窓模型は、2 枚の亚克力板、木枠、ゴムシートをベースとして構成され、測定条件に応じて端部に木ブロック、もしくは、グラスウール吸音材が挿入される。なお、本試験では共鳴透過現象への影響を確認するため、測定周波数範囲内に共鳴透過周波数 f_{rmd} が入るようにガラスの代わりに面密度の低い亚克力板を使用している。亚克力板の寸法は 1158 mm × 1159 mm で、厚さは 5 mm である。ゴムシートは亚克力板と木枠の間に挿入され、厚さは 5 mm である。2 枚の亚克力板間の距離、つまり中空層の距離 d はすべての測定条件で 90 mm に統一した。共鳴透過周波数は Eq. (2.28) から計算され、亚克力板の面密度 ($\rho_m = 6 \text{ kg/m}^2$) と中空層厚さ d より、 $f_{\text{rmd}} = 114 \text{ Hz}$ である。ただし、この理論式は無窮長を対象とした式であることに注意し、参考として値を参照する。また、コインシデンス周波数は、 $f_c = 7.5 \text{ kHz}$ で測定周波数範囲内には現れない。

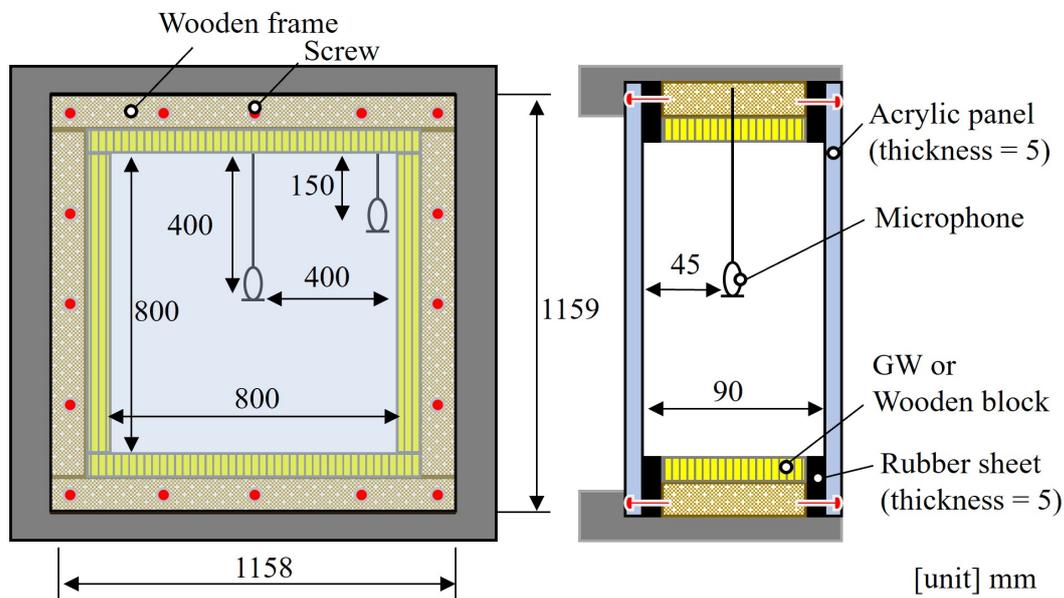


Figure 4.1: Appearance and dimension of double window test specimen.

Figure 4.2 は木ブロックとグラスウール吸音材の挿入条件、および、寸法である。中空層内の寸法は、いずれの測定条件でも 800 mm × 800 mm となるようにし、木ブロックまたはグラスウール吸音材の寸法を調整して挿入した。以下に詳細な条件を示す。

- (A) 吸音材なし：木ブロックのみを挿入。木ブロックを全周に設置し、奥行寸法は 80 mm、厚さ寸法は 100 mm である。
- (B) 吸音材あり-全周：グラスウール吸音材のみを挿入。グラスウールを全周に設置し、奥行寸法は 80 mm、厚さ寸法は 100 mm である。
- (C) 吸音材あり-配置ちがい (角部)：木ブロックとグラスウール吸音材の双方を挿入。それぞれの奥行寸法は 80 mm、厚さ寸法は 100 mm である。200 mm の長さのグラスウールを 4 つの角に設置する。
- (D) 吸音材あり-配置ちがい (辺部)：木ブロックとグラスウール吸音材の双方を挿入。それぞれの奥行寸法は 80 mm、厚さ寸法は 100 mm である。400 mm の長さのグラスウールを 4 辺の中央に設置する。
- (E) 吸音材あり-厚みちがい (50 mm)：木ブロックとグラスウール吸音材の双方を挿入。それぞれの奥行寸法は 80 mm である。グラスウールの厚さ寸法を 50 mm、木ブロックの厚さを 50 mm とする。
- (F) 吸音材あり-厚みちがい (25 mm)：木ブロックとグラスウール吸音材の双方を挿入。それぞれの奥行寸法は 80 mm である。グラスウールの厚さ寸法を 25 mm、木ブロックの厚さを 75 mm とする。
- (G) 吸音材あり-奥行ちがい (40 mm)：木ブロックとグラスウール吸音材の双方を挿入。それぞれの厚さ寸法は 100 mm である。グラスウールの奥行寸法を 40 mm、木ブロックの奥行寸法は 20 mm とし、2 枚の木ブロックでグラスウールを挟むように設置する。
- (H) 吸音材あり-奥行ちがい (20 mm)：木ブロックとグラスウール吸音材の双方を挿入。それぞれの厚さ寸法は 100 mm である。グラスウールの奥行寸法を 20 mm、木ブロックの奥行寸法を 30 mm とし、2 枚の木ブロックでグラスウールを挟むように設置する。

木ブロックやグラスウールは、木フレーム上に両面テープで接着した。二重窓模型は、アクリル板、ゴムシート、木枠を 32 箇所ボルトにより結合している。このとき、ボルトによって木ブロックやグラスウールは固定されていないことに注意する。試験体は、壁に取り付けられた万力によって開口部へ固定した。

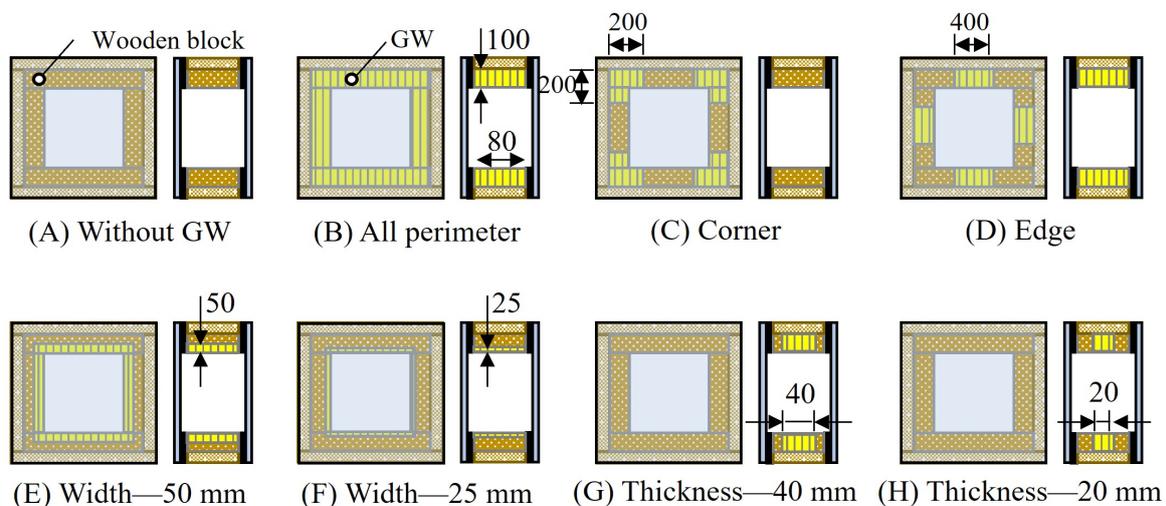


Figure 4.2: Insert conditions of glass wool and wooden block.

(2) 測定方法

音響透過損失は、JIS A1441-1 [30] に則り、残響音源室と半無響受音室間で測定された。残響音源室の体積は 36.9 m^3 である。測定には、インテンシティマイクを使用し、 9×9 の分割数で計測し、最終的な音響透過損失を評価した。この時、音響透過損失は、以下の式で計算される。

$$R_1 = L_{pI} - 6 - (\bar{L}_{Is} + 10 \log_{10} \frac{S_M}{S}) \quad (4.1)$$

L_{pI} は残響音源室における室内平均音圧レベル、 \bar{L}_{Is} は半無響受音室内に設定した測定面上のノーマル音響インテンシティレベルの平均値 (dB)、 S_M は測定面の総面積 (m^2)、 S は測定対象の試料面積 (m^2) である。開始時間 t_1 と終了時間 t_2 の測定時間 T に関するノーマル音響インテンシティレベル \bar{L}_{Is} は、インテンシティ I_n より、以下のように計測される。

$$I_n = \frac{1}{T} \int_{t_1}^{t_2} p(t) \times \vec{u}(t) dt \quad (4.2)$$

$$\bar{L}_{Is} = 10 \log_{10} \frac{|I_n|}{I_0} \quad (4.3)$$

このとき、 $p(t)$ は音圧の瞬時値、 \vec{u} は粒子速度の瞬時値である。なお、粒子速度を直接測定しない場合、2本のマイクロホンにより粒子速度を近似的に求めることができる。

$$\vec{u}(t) = -\frac{1}{\rho_0 \Delta x} \int_{t_1}^{t_2} (p_2 - p_1) dt \quad (4.4)$$

ここで、 Δx は2つのマイクロホン間の距離、 p_1 、 p_2 は各マイクロホンの音圧である。

内部音圧は、Figure 4.1 中に示す中空層内部中央と端部の2点で測定された。

(3) 測定結果

Figure 4.3 に音響透過損失の測定結果を示す。**(B)** 全周で最も遮音性能が高く、**(A)** 吸音材なしで最も遮音性が低くなる。厚さ、奥行、幅の条件は、それぞれ異なる周波数に影響を与える。**(E)**、**(F)** 厚み違いは、2 kHz 以下で差があり、厚みが大きいくほど遮音性能が高い、**(C)**、**(D)** 配置違いは 1–2 kHz の落ち込みに影響し、角部に配置する方が遮音性能が高い。**(G)**、**(H)** 奥行違いは 2 kHz 以上の周波数で違いが確認され、奥行長さが大きいくほど遮音性能が高くなる。

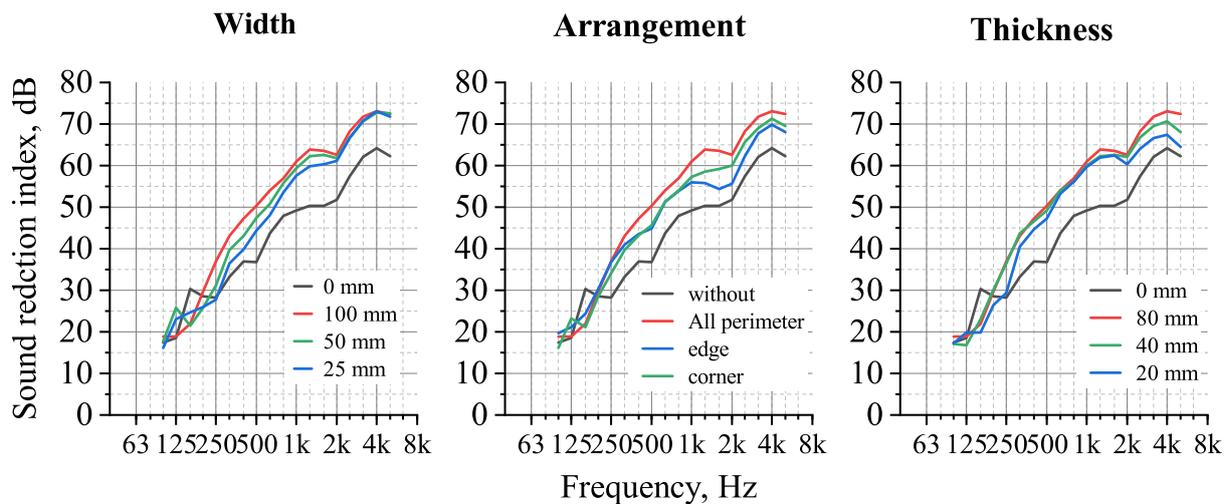


Figure 4.3: Measured sound reduction indices of eight double window systems by Tsukamoto et al. [64]. "Width" group compares cases of (A), (B), (E) and (F), "Arrangement" group compares cases of (A), (B), (C) and (D), and "Thickness" group compares cases of (A), (B), (G) and (H).

4.2.2 二重窓模型の有限要素法による検討

(1) 離散化モデル

<汎用的な設定条件>

解析は、汎用の音響解析ソフト Actran 2020 を使用する。90 Hz–5.6 kHz の範囲で、1/24 オクターブバンド中心周波数刻みで線形の直接周波数計算を行い、計算結果を 1/3 オクターブバンド中心周波数に変換して評価した。解析ソルバーは MUMPS を使用した [69]。計算効率のため、解析モデルは周波数に依存して変更し、90–990 Hz, 1010–1560 Hz, 1610–2710 Hz, 2790–3620 Hz, 3720–4560 Hz, 4690–5600 Hz の周波数に対応した計 6 つの解析モデルで計算した。二重窓模型のみを離散化する解析モデルと、残響音源室を離散化する解析モデルで計算し、精度を比較した。

<形状の離散化条件>

Figure 4.4 に離散化モデルの外観を示す。二重窓模型の離散化モデルはアクリル板、ゴムシート、木枠、木ブロックもしくは吸音材、中空層の空気構成される。板厚の小さいアクリル板、ゴムシートは構造要素として、2 次の六面体の Solid Shell 要素 [70, 72] によって離散化した。木ブロックと木枠は、2 次の六面体の Solid 要素によって離散化した。これらを Solid shell 要素としなかったのは、薄板形状でないためである。ガラス、ゴムシート、木ブロック、木枠の Solid shell 要素や Solid 要素で離散化された 4 つのコンポーネントの要素サイズは、2 次要素を使用し、解析周波数に対する曲げ波長との関係 λ/d が 5 分割以上を満たすように決定した。このときの要素サイズは 10–25 mm であった。これは、3 章の結果より 2.2 dB 程度の離散化誤差を含む。中空層の空気は、六面体 2 次要素の Finite fluid によって離散化した。このとき、ゴムシートと節点を共有させるため、要素サイズはゴムシートと同じにしている。そのため、音響空間の分割数は 6 分割以上となっている。これは、3 章の結果から離散化誤差は 0.5 % 以下となる。ガラスウールは、porous Miki model [72, 79] で計算した。

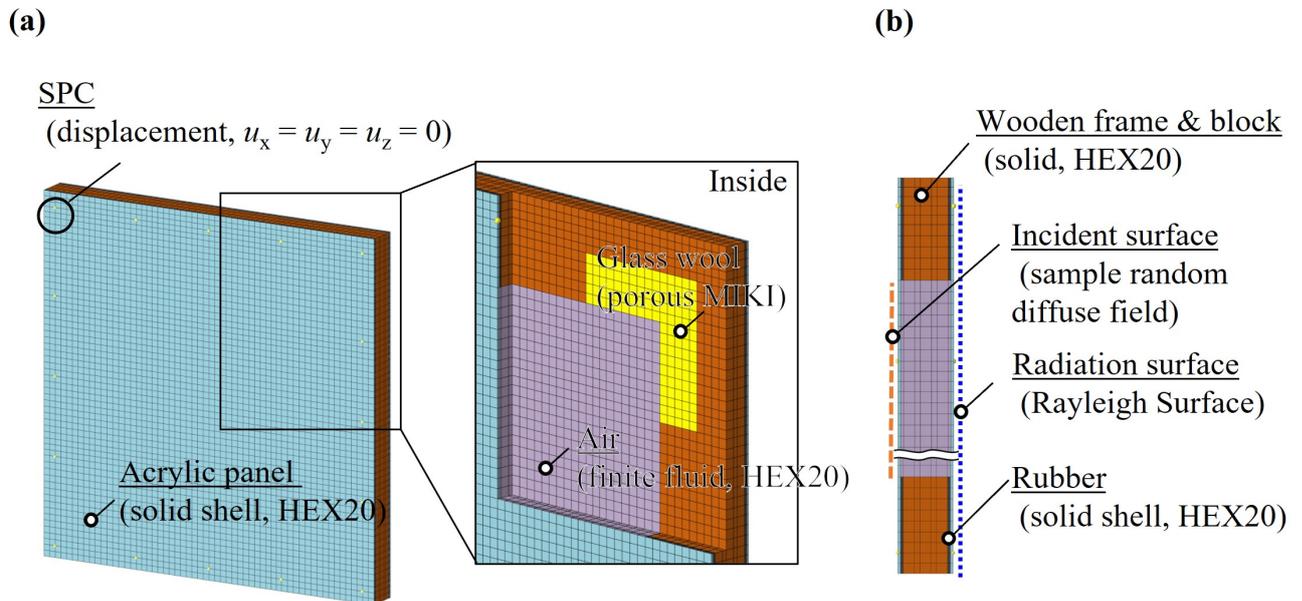


Figure 4.4: FEM model of double window system in case of (C) Corner. (a): Front view. Corner parts is hidden for visible inside mesh. (b): Cross-section view.

<境界条件>

窓模型の固定条件は，試験体がボルト固定された位置の節点の変位を $[u_x, u_y, u_z] = [0, 0, 0]$ となるように支持条件を定義した (Figure 4.4 を参照)．窓模型のみのモデルでは，入射音の境界条件は Sample random diffuse field [72–75] を入射側のアクリル板に付与する．このとき，サンプリング手法は PSD マトリックスをコレスキー分解する方法とした．入射境界条件は Figure 4.4(b) に示すように，残響音源室と接する試験開口部分のみに付与し，サンプル数を 10，最大入射角を 90° となるように設定した．このとき，3章で示す通り，サンプル数による数値誤差は ± 0.5 dB である．放射側のアクリル板には Rayleigh surface を付与し，板の振動速度の Rayleigh 積分から音響放射パワー W_{rad} を計算する (Eq. (3.7)–(3.8))．二重窓内の中空層に接する木枠や木ブロックの表面には，木のアドミッタンス [80] の測定値を付与した．音響透過損失は，10 サンプルの Sample random diffuse field の平均から計算される音響入射パワー W_{inc} と，Rayleigh surface から計算される音響放射パワー W_{rad} を Eq. (3.6) にあてはめて計算した．内部音圧は Figure 4.1 に示す測定と同様の点で評価した．内部音圧の評価では，測定値との音圧レベルの大きさを調整するため，解析には補正値を適用した．この補正値は，(A) 吸音材なしの内部音圧の測定値と数値解析の差が最小となる全周波数で一律の値であり，いずれのケースも同じ値を使用した．

<材料特性>

解析で使用した材料特性を Table 4.1 に示す．損失係数は，解析精度を向上させるために非常に重要な値であると考えられる．そのため，計算に大きく影響すると考えられるアクリル板とゴムシートは，測定した損失係数の値を使用した．材料特性の測定の詳細は Appendix A に示す．また，その他の木枠や木ブロックの材料特性は Actran の材料ライブラリの値を参照した．吸音材の材料特性は，流れ抵抗 $\sigma = 13,918 \text{ Ns/m}^4$ を使用した．

Table 4.1: Material properties.

	Young's modulus [Pa]	Poisson's ratio [-]	Density [kg/m ³]	Loss factor [-]
Acrylic panel	3.1×10^9	0.35	1200	0.06
Wood(frame and block)	3.8×10^9	0.3	750	0.05
Rubber	1.3×10^7	0.48	890	0.2

	Sound speed [m/s]	Density [kg/m ³]
Air	340	1.225

(2) 解析結果・考察

定性的な観点から FEM 解析の精度について検討する．Figure 4.5 には 8 ケースの評価サンプルに対する音響透過損失の計算値を (E), (F) 厚み違い, (C), (D) 配置違い, (G), (H) 奥行違いに分けて示している．全てのケースにおいて, 100, 125 Hz で音響透過損失のディップが確認される．これは, 無限長板の共鳴透過周波数 $f_{\text{rmd}}=114$ Hz に一致し, 測定や有限長の FEM 数値解析で, 理論と同じ周波数の共鳴透過が起こっていることが確認される．共鳴透過周波数 f_{rmd} 以降を確認すると, 周波数が高くなるにつれて音響透過損失が上昇しており, 音響透過損失の基本的な性能をよく再現している．一方で, 吸音材の配置条件による遮音性能の違いは, (B) 全周で最も高い遮音性能, (A) 吸音材なしで最も低い遮音性能となる傾向は一致するものの, Figure 4.3 で確認される (C), (D) 配置違い, (E), (F) 厚み違い, (G), (H) 奥行違いの限られた周波数で遮音性能に違いが現れる傾向は再現しなかった．

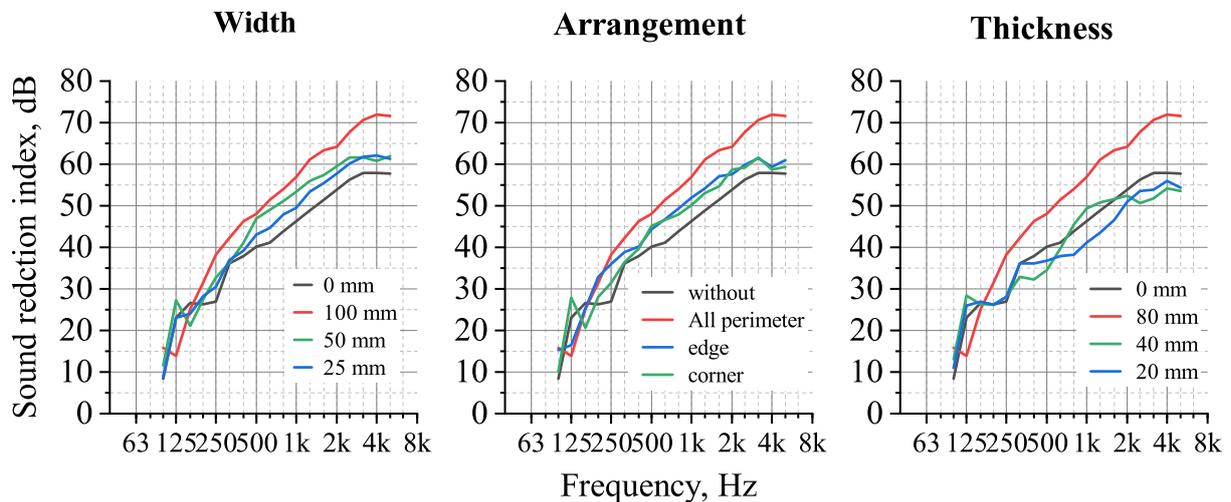


Figure 4.5: Sound reduction indices prediction of eight double window system by FEM.

次に、定量的な観点から解析結果を評価する。Figure 4.6 に 8 ケースの評価サンプルに対する音響透過損失の計算値を折れ線グラフ（左軸）で示し、測定と計算の差を棒グラフ（右軸）で示す。**(B) 全周**のケースがすべての解析結果の中で最も精度が高く、測定値との誤差は全周波数で 5 dB 以下に収まり、全周波数帯域の平均の誤差は 2.0 dB である。**(A) 吸音材なし**、**(C)**、**(D) 配置違い**、**(E)**、**(F) 厚み違い**に関しては、160–2000 Hz の範囲内で測定値とよく一致した。このとき、最大の差は 8 dB だが、平均の差は 2.4–3.3 dB である。しかし、これらケースでは、2 kHz 以上で予測精度が悪く、誤差は 5 dB を超え、FEM の計算結果は遮音性能を過小に予測した。160 Hz 以下の低周波数帯域では、**(B) 全周**を除くすべての条件で、解析の誤差が平均で 5 dB を超え、測定との差が大きくなった。

最も予測精度が悪かったのは**(G)**、**(H) 奥行違い**のケースである。測定値と解析結果の最大の差は 10 dB を超え、平均でも 10.3–11.3 dB の差が確認された。

Figure 4.7 は、中空層中央部における内部音圧の測定値と解析結果を示す。音響透過損失の計算結果と同様に、**(B) 全周**で最も測定値と近似した。このときの誤差は、最大で 4.9 dB、平均で 1.8 dB であった。一方で、全周波数で音響透過損失の計算誤差が大きかった**(G)**、**(H) 奥行違い**、2 kHz 以上で誤差が大きかった**(A) 吸音材なし**、**(C)**、**(D) 配置違い**、**(E)**、**(F) 厚み違い**の条件でも、内部音圧の近似精度は高かった。全周波数における測定値と解析結果の差は、**(G)**、**(H) 奥行違い**で最大の誤差が 12 dB、平均の誤差は 3.4–3.5 dB であった。2 kHz 以上の周波数における測定値と解析結果の差は、**(A) 吸音材なし**、**(C)**、**(D) 配置違い**、**(E)**、**(F) 厚み違い**のときは、最大で 5.0 dB、平均で 2.0–3.0 dB であった。このように、音響透過損失の計算結果は精度が悪い一方で、内部音圧の計算値は測定値をよく再現していることが確認できる。

窓や板の二重構造の音の透過は、入射側の板から中空層を介して放射側の板から透過する (i) 直接透過と、入射側の板から端部構造等を介して放射側の板から放射する (ii) サウンドブリッジ透過に分別される [81]。Figure 4.7 より、中空層を介して透過する直接透過は高い近似精度で予測できていると推測される。特に、今回の実験模型は中空層厚さが 90 mm と十分に大きい。Chambridge ら [82] は中空層の深さが大きいほど空気層の剛性が減り、固定端部からの振動伝搬が支配的になると示している。つまり、二重窓形状の場合、端部構造伝搬のモデル化が重要であり、本モデルでも端部結合のモデル化方法の見直しにより、予測精度が向上する可能性がある。

160 Hz 以下の遮音性能の計算誤差に関しては、入射音のモデル化方法が測定条件と異なることが要因として考えられる。FEM モデルでは、低周波数を含め完全な拡散状態を仮定した境界条件を与えているが、測定で使用した残響音源室は容積が 36.9 m^3 と小さく、低周波数において拡散性の高い音の生成が難しい。また、低周波数では、試験室の大きさによって遮音特性が変わると言われており [32, 33]、残響音源室のモデル化による入射音の再現により予測精度が向上する可能性が示唆される。

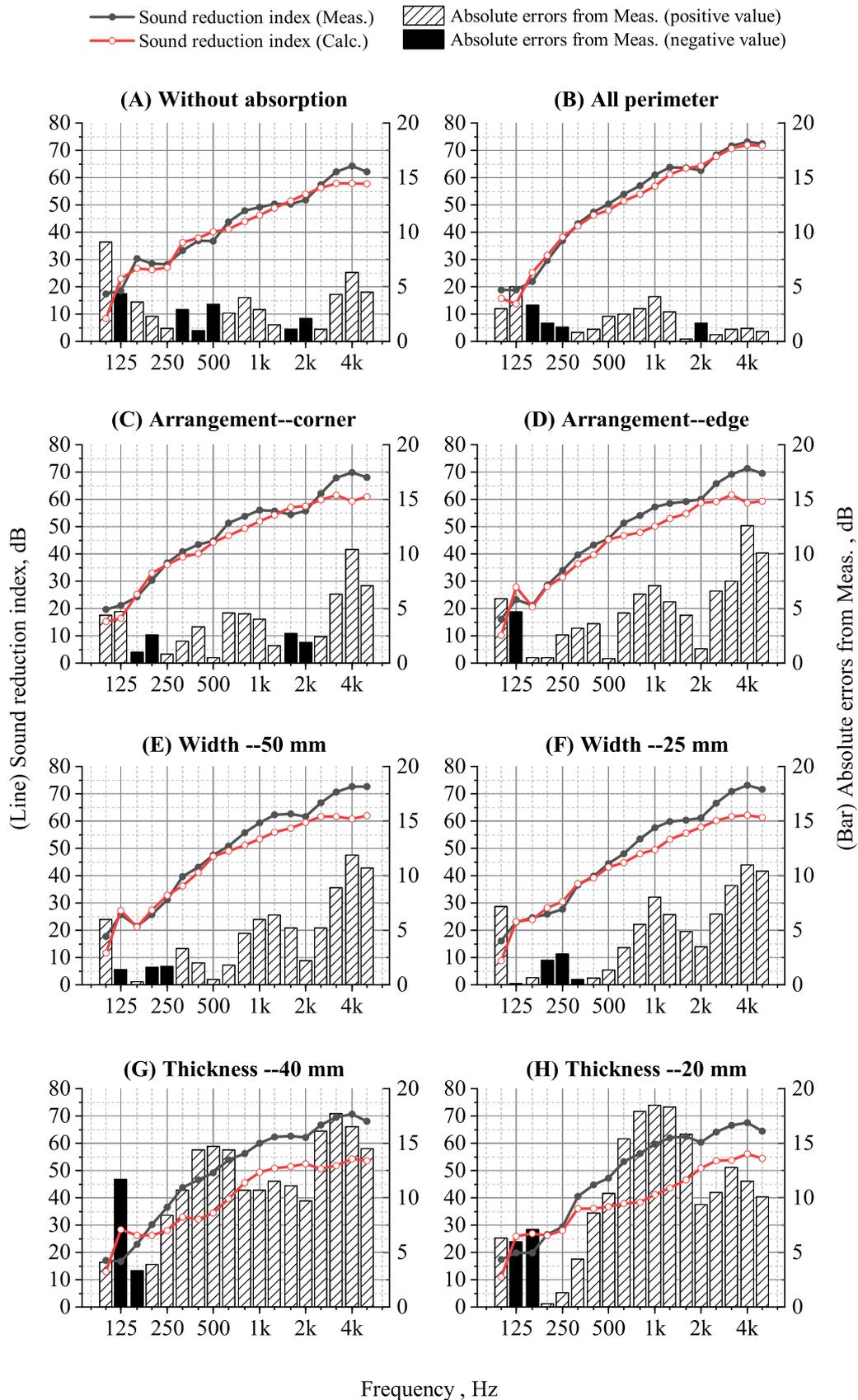


Figure 4.6: Sound reduction indices prediction of eight double window system. The line shows sound reduction indices of FEM and Meas. , and is shown on the left axis. The bar shows the difference between the Meas. and FEM values, and is shown on the right axis.

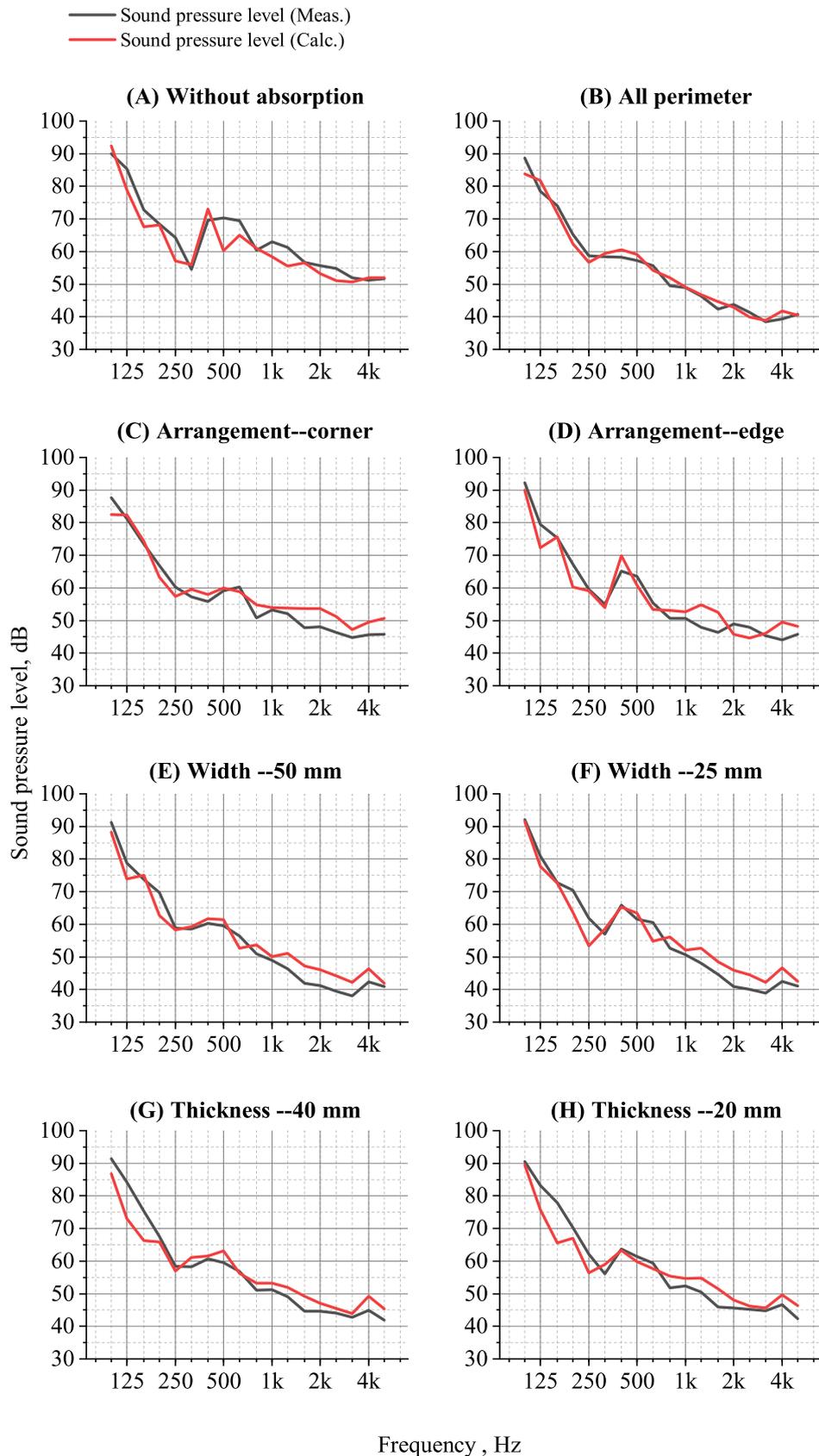


Figure 4.7: Sound pressure level at center position in inner air cavity.

4.2.3 サウンドブリッジの影響と非線形性の考慮

板端部のモデル化を改善し、遮音性能への影響を確認する。板端部の振動伝搬に関して、精度の高い **(B) 全周** と精度が低いそれ以外のケースの違いは吸音材の代わりに木ブロックを挿入していることと考えられる。吸音材をモデル化するとき、Miki モデルは板の変位を拘束せず、測定時の条件を再現したモデルになっている。一方で、木ブロックは周辺の接する部材（木フレーム、ゴムシート）との変位の連続性から、解析では測定時の条件より剛に結合されていると考えられる。

最も精度の悪かった **(G)**、**(H) 奥行違い** は、測定では、木フレームと木ブロックは両面テープで簡易的に接着され、木フレームからの変位の拘束を受けていない。一方で、FEM モデルでは木フレームからの変位の連続性で強く拘束されており、測定条件より剛な ”コの字型” の構造として離散化されている。

その他の 2 kHz 以上で誤差の大きかったケースは、FEM モデルでは、ゴムシートと木ブロック間で変位の連続性が保たれることで、ゴムシートとアクリル板の端部は木ブロックによって拘束されている。一方で、測定時の条件では、木ブロックとゴムシート・アクリル板はボルト等で結合されていない。Figure 4.8 に示すように、収縮方向の変位には木ブロックによる拘束があるが、膨張方向の変位は木ブロックによって拘束されず、いわば非線形な接触状態になっていると考えられる。

これらより、本検討では、板端部のモデリング、とくに、木ブロックと木フレーム間の結合、木ブロックとゴムシートの結合条件を見直し、予測精度向上に向けた離散化方法を検討する。

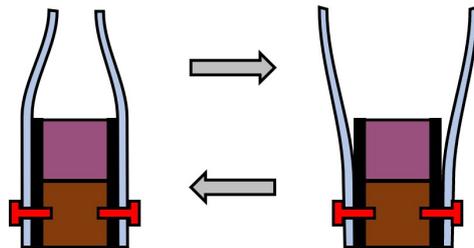


Figure 4.8: Attaching condition by vibration direction.

(1) 離散化モデル

離散化モデルは、前節と同じ二重窓のみを離散化した解析モデルを使用する。ただし、Figure 4.9(a) に示す位置の木フレームと木ブロック間の節点を切り離し、木ブロックの振動伝搬および、木フレームによる変位の連続性を考慮しないモデルとした。次に、板と木ブロックの非線形的な接触を考慮するため、Figure 4.9(b) に示すように木ブロックとゴムシート間の節点を切り離した。このとき、非線形的な接合を模擬するため、木ブロックとゴムシートの節点を切り離した構造伝搬なしモデルの音響透過損失と、木ブロックとゴムシートの節点を接続した構造伝搬ありモデルの音響透過損失 (Figure 4.10) の平均値を計算した。その他の離散化方法や境界条件は前節と同じものを使用した。

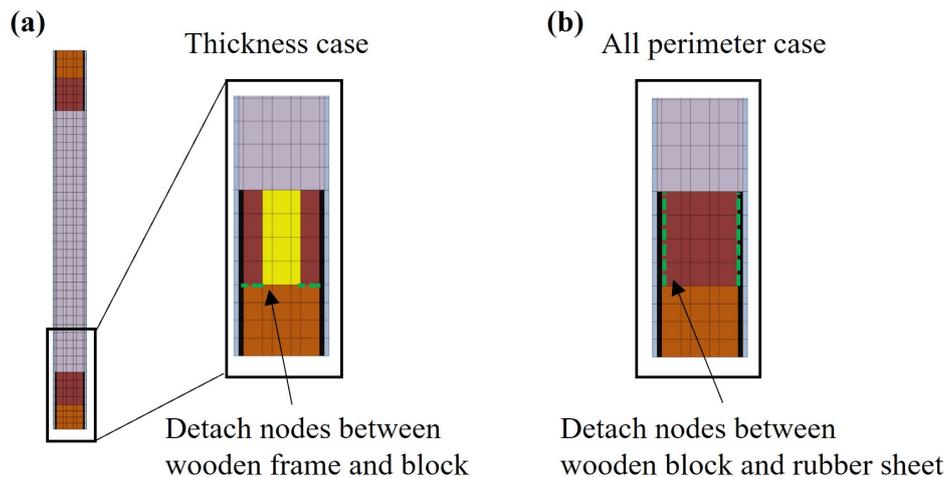


Figure 4.9: Improved FEM model with detaching interface node. (a): Detach nodes between wooden frame and blocks. (G) Thickness=40 mm is shown as representative. (b): Detach nodes between wooden block and rubber sheet for all cases. (B) All perimeter case is shown as representative.

(2) 解析結果・考察

Figure 4.10 に、(G), (H) 奥行違いにおいて木ブロック-木フレーム間の結合条件を見直した改善モデル (Figure 4.9(a)) の解析結果を示す。(G), (H) 奥行違いでは、Figure 4.6 の結果と比較して、予測精度が著しく向上した。このとき、解析結果と測定結果の差は最大で 8 dB であり、全周波数の平均では、2.4–3.4 dB の誤差となった。また、(G) 奥行違い (40 mm) のケースでは、(B)–(F) の解析結果と同様に、高周波数で解析が過少評価する同様の傾向が確認された。(H) 奥行違い (20 mm) の解析結果は、160–250 Hz で測定値を過大に評価している。250 Hz 周辺のこの悪化の理由は、明らかにはできなかった。(A) 吸音材なし、(C), (D) 配置違い、(E), (F) 厚み違いのケースに関しても木ブロック-木フレーム間の構造伝搬を考慮しないことで、解析精度の若干の改善が確認されたが、いずれの場合も 2 kHz 以上の誤差が 5 dB を超えたままであった。

次に、非線形的な結合を考慮したモデルとして構造伝搬なしモデル (Figure 4.9(b)) と構造伝搬ありモデルを平均した結果を Figure 4.12 に示す。いずれのケースでも 2 kHz 以上の予測結果は向上し、誤差は最大で 7.8 dB、平均で 2.1 dB となり予測精度が向上した。このとき、160 Hz–5 kHz の平均誤差は 1.8–3.1 dB であった。

最後に、Figure 4.11 に、Figure 4.12 の結果を測定条件ごとに整理した結果を示す。定性的な傾向は Figure 4.3 で示す測定値と同じ傾向になり、厚さ、奥行、幅の条件は、それぞれ異なる周波数に影響することを再現した。すなわち、(E), (F) 厚み違いは、2 kHz 以下で差があり、厚みが高いほど遮音性能が高い、(C), (D) 配置違いは 1–2 kHz の落ち込みに影響し、角部に配置する方が遮音性能が高い。(G), (H) 奥行違いは 2 kHz 以上の周波数で違いが確認され、奥行長さが大きいほど遮音性能が高くなった。

これらの結果より、振動伝搬のモデル化を適切に行えば、吸音処理条件に関する定性的な傾向の把握を FEM によって計算できることを確認した。また、二重窓相当の場合、端部の構造伝搬部の詳細なモデル化の重要性、および、非線形的に接触する部分に対する簡易的な計算方法として、非接触と接触の平均値をとるモデル化方法を提案し、精度向上に寄与することを明らかにした。

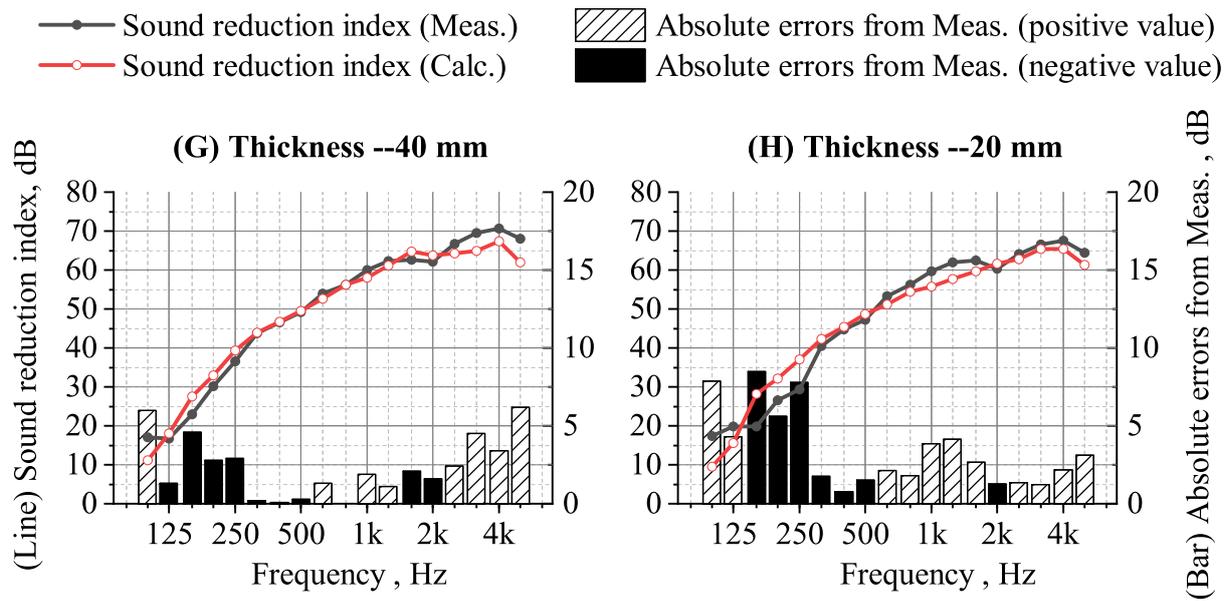


Figure 4.10: Improvement FEM results without structural connecting between wooden frame and blocks.

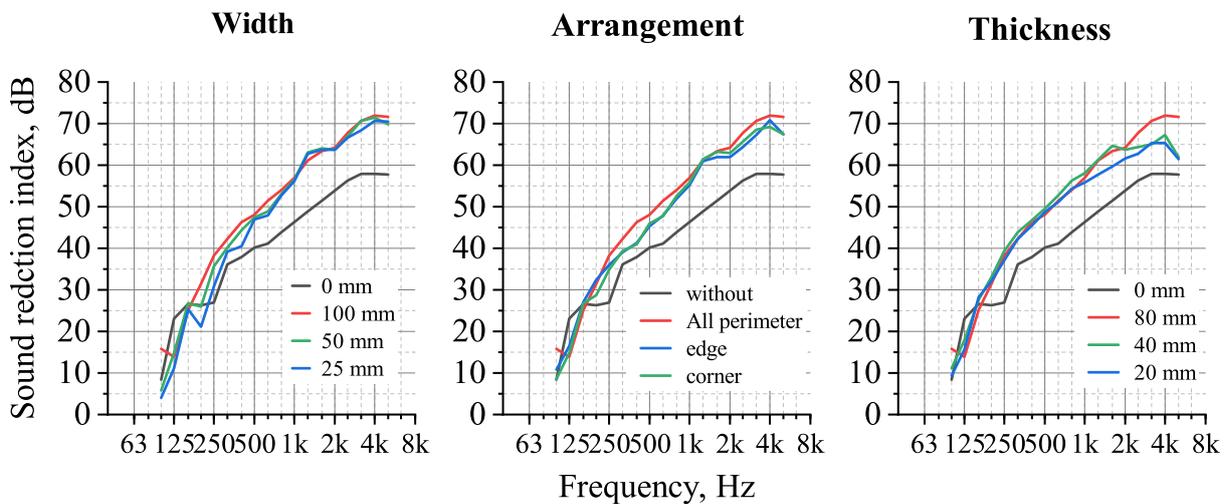


Figure 4.11: Sound reduction indices prediction of eight double window system by improved FEM model.

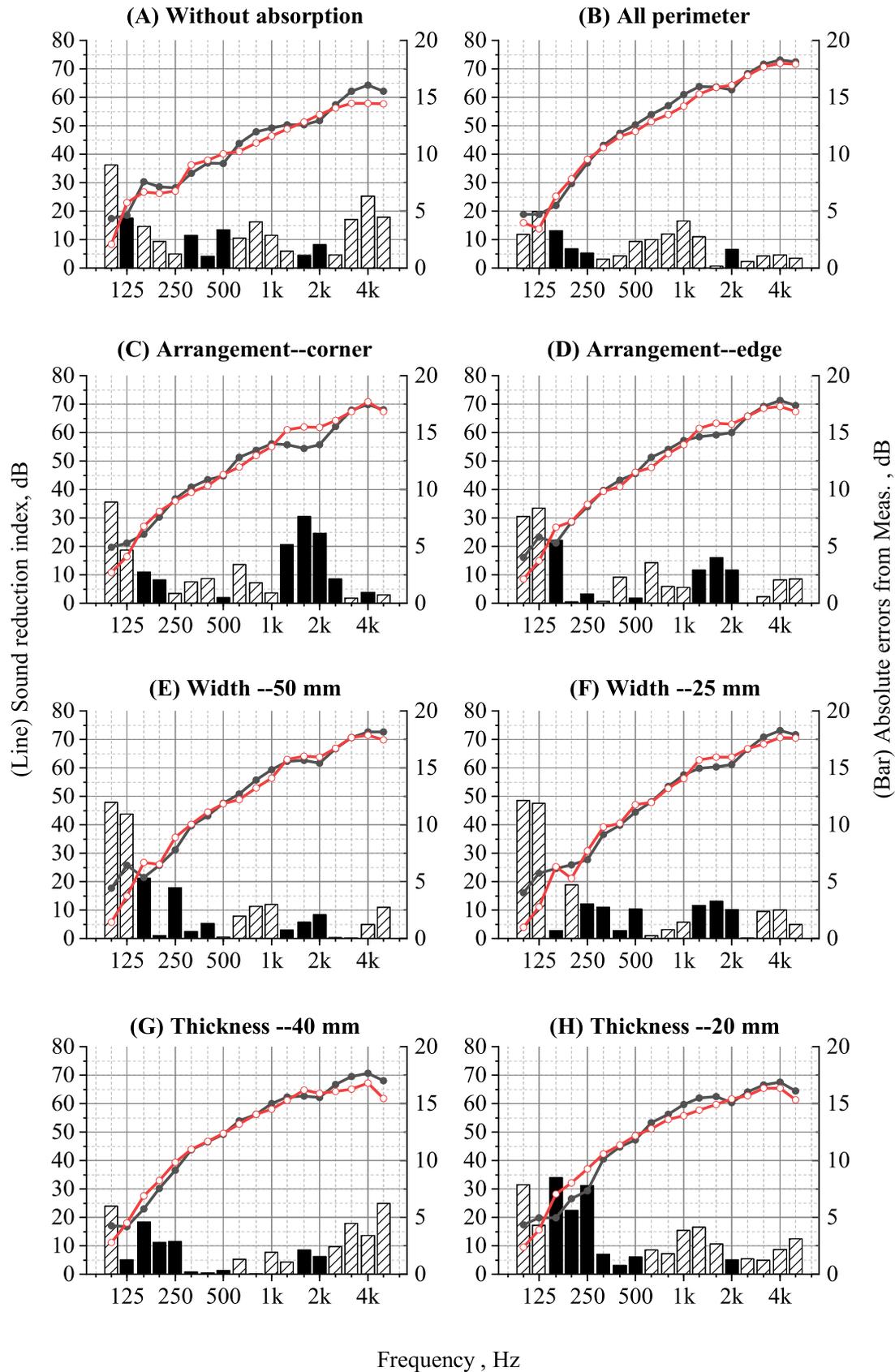


Figure 4.12: Sound reduction indices of eight double window by improvement model considering nonlinear attaching condition between rubber and wooden block. The line shows sound reduction indices of FEM and Meas. , and is shown on the left axis. The bar shows the difference between the Meas. and FEM values, and is shown on the right axis.

4.2.4 残響音源室の影響

低周波数の予測誤差は、解析と測定条件の違い、すなわち入射音の拡散性の再現不足が要因であることが推察された。入射音の拡散性による違いを考慮するため、残響音源室を離散化し、予測精度への影響を確認する。

(1) 離散化モデル

二重窓モデルは 4.2.2 節で示される離散化モデルと同じものを使用する。Figure 4.13 には、残響音源室の FEM モデルを示す。残響音源室内の空気は、2 次の六面体要素 HEX20 と 2 次の五面体要素 PEN15 を使い、Finite fluid で離散化した。このとき、要素サイズは音波長の 1/3 以下になるようにした。残響音源室内壁の吸音率は 0.01 とした。残響音源室内のスピーカー音源の代わりに、離散化した球音源から周波数依存性のない音の放射を仮定した。残響音源室内の平均音圧は、測定時と同様の位置の 5 つの受音点の音圧から求めた。音響透過損失は JIS A1441-1 [30] にならない、残響音源室側の平均音圧レベルとアクリル板面からの音響放射パワー W_{rad} により Eq. (4.1) で計算した。

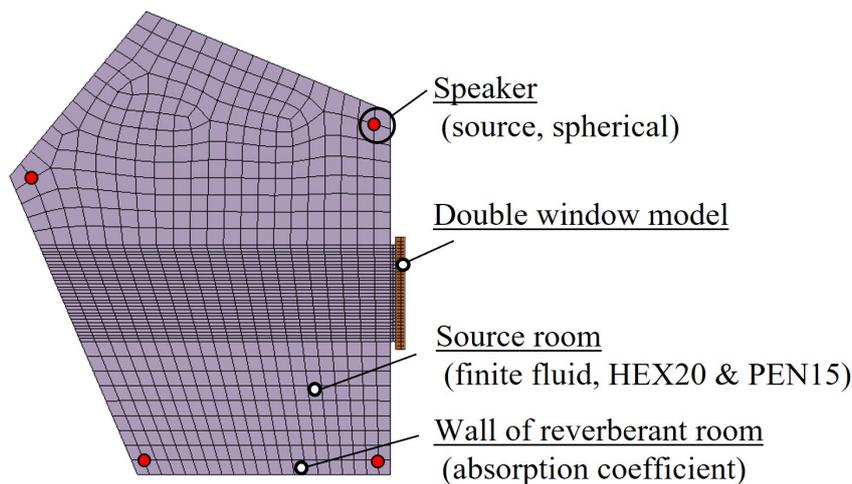


Figure 4.13: FEM model with source room.

(2) 解析結果・考察

Figure 4.14 は、(A) 吸音材なしと (B) 全周に対し、入射条件を Sample random diffuse field で離散化したモデルと残響音源室を離散化したモデルの計算結果を比較して示す。(A)、(B) どちらのケースとも、残響音源室をモデル化したケースでは、Sample random diffuse field の結果と比較して音響透過損失が大きくなる。100 Hz や 200 Hz などのいくつかの周波数では、予測精度の向上が見られたが、全体的な一致は Sample random diffuse field の方が高かった。ただし、今回の解析結果は残響音源室側の実験条件が不明確な部分があり、壁の吸音特性やスピーカーからの音の特性は仮の値を与えた。今回の検討から、残響音源室をモデル化することによって低周波数の遮音性能の計算結果は何かしらの影響を受けていることは明らかで、これらを測定に即した値にすれば予測精度が向上する可能性があることを示唆された。

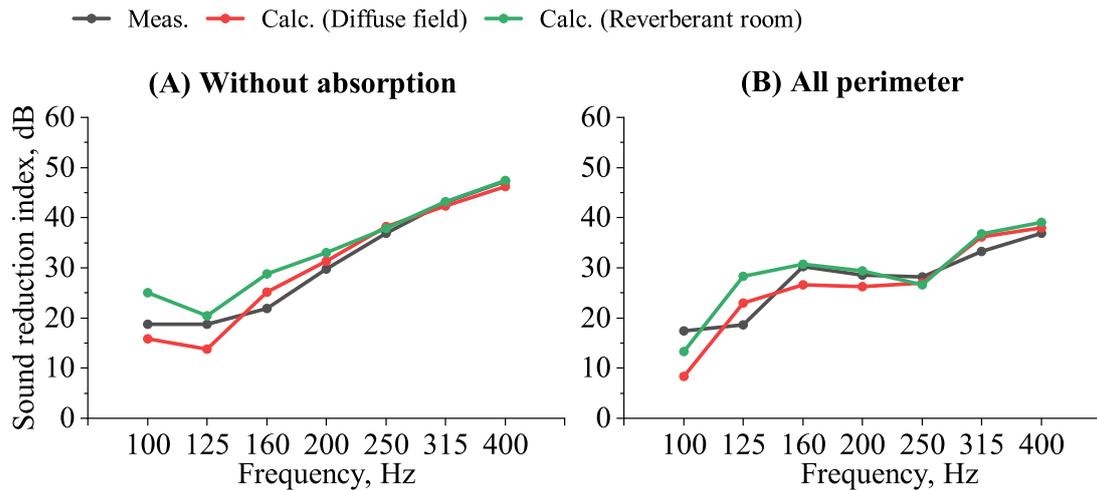


Figure 4.14: Sound reduction indices of different incident conditions.

4.3 結言

本章では、実寸大の二重窓模型を高周波数まで計算し、窓の遮音性能を数値解析で求めるためのパイロットスタディとして、中空層内部を吸音処理した8つのケースを対象に、音響透過損失を有限要素法 (FEM) による計算値と測定値で比較して精度を検証した。検討する FEM モデルでは、計算コスト低減を目的として、二重窓模型部分のみを離散化した。入射側の板面には、完全な拡散性を仮定した Sample random diffuse field を与え、放射側の板面はレイリー積分により音響放射パワーを計算した。解析の検討から明らかになったことを以下に示す。

- ・全周に吸音材を配置する **(B) 全周** ケースの FEM 結果は最も精度高く測定値を近似し、すべての周波数で 5 dB 以下、平均 2.0 dB の精度で予測できた。
- ・**(A) 吸音材なし**, **(C)**, **(D) 配置違い**, **(E)**, **(F) 厚み違い** の条件では、160–2000 Hz の範囲で誤差は 4 dB 以下で予測できた。しかしながら、160 Hz 以下と 2000 Hz 以上では誤差が大きくなった。
- ・**(G)**, **(H) 奥行違い** の条件では、広い周波数範囲で精度が悪かった。しかしながら、木フレームと木ブロック間の構造伝搬を考慮しないモデリングをすることで、315–5000 Hz の予測精度が大きく向上した。
- ・すべてのケースで、中空層内部の内部音圧は良い精度で一致することが確認され、直接透過の予測精度は高かった。
- ・木ブロックとゴムシートの非線形的な接触を考慮するため、構造伝搬ありと構造伝搬なしモデルを平均した結果は、すべてのケースで 2 kHz 以上の予測精度を向上した。これにより、160–5000 Hz における全てのケースの誤差の平均値は 1.8–3.1 dB で予測できた。
- ・160 Hz より低い周波数範囲では、残響音源室を離散化することで、いくつかの周波数で予測精度が向上した。一方で、Sample random diffuse field の方が、全体的な精度が高かった。

これらに示すように、限られた周波数範囲内では非常に高い精度で予測できることが明らかになった。さらに、端部構造伝搬の詳細なモデル化により、解析精度を改善できることを示した。実際の窓は、窓枠のように複雑な端部構造をもつ。さらに、シンプルなパネルとは異なり、窓は枠を介した振動の減衰が異なると考えられる。実際の窓の場合における端部構造のモデル化方法の検討が今後の課題となる。

第5章 単層固定窓の遮音性能予測

5.1 緒言

5.1.1 窓の遮音性予測

3章, 4章では, 単純な単層/複層板形状の音響透過損失を有限要素法 (FEM) で計算し, 精度検証した. 3章では, 離散化誤差に関する基礎検討を行い, 適した要素サイズ, 入射条件を明らかにした. 4章では, 実験環境下における二重窓模型の音響透過損失計算を測定値と比較して精度を検証し, 端部のモデル化が重要であることを示した. これまでの検討で, 一般的な窓の構成で考えられる単層/複層 (中空層厚さ: 小, 大) 構造を, 3章, 4章で明らかにした諸条件を満たす FEM のモデル化方法で精度高く予測できることを確認した. 本章では, 実生産される実際の窓を対象に, 窓商品開発時の使用を踏まえた FEM 解析の遮音性能予測モデル化方法を詳細に検討していく.

開発段階で遮音性能を予測するためには, 以下の要件を満たす解析技術が必要である. (i) 遮音試験の代替となり, 高い精度で遮音性能を予測できること, (ii) 解析によるパラメータスタディができ, 定性的な傾向を捉えられること, (iii) リードタイム短縮のため, 計算コストが低いこと, である. これに対し, 先行研究による窓の遮音性能予測では, Soussi らが窓枠のモーダル法による合わせこみ [59], Lovolt らが端部の詳細なモデル化 [60] を行い, 複層窓に対して低周波数帯域の遮音性能を高精度に予測できることを示した. これらは, 前述の3項目のうち, (i) を達成するための重要な検討結果である. 一方で, これらの検討は低周波数のみを検証している点や, 単一サイズ窓のみを考慮している点で, 検討の不十分な点が残っている. まず, FEM を用いて高周波数まで精度検証している事例はほとんどないため, どれくらいの精度で遮音性能を予測できるか明らかになっていない. これは, FEM では高周波数の計算コストが大きくなることも検討がされない要因の一つとして挙げられる. また, 定性的な傾向を捉えられているかを確認するためには, 単一モデルの検討だけでは不十分で, 遮音性能へ影響するパラメータに関して複数の解析モデルで計算精度の評価をするべきである. 他にも, 先行研究では明確にされていないものに, 窓枠のモデル化方法が挙げられる. これは, 窓枠自体が遮音性能へ及ぼす影響を評価する上で重要な要素である. 窓枠の遮音性への影響は, 実験的に検証した事例がいくつか挙げられる. 岩井, 山田らの検討では, 高周波数に窓枠の影響が現れると確認されているが [27-29], これらは隙間の影響も含んでいる. Cops らによる窓枠材料を変更した検討 [26] では, 低周波数に影響があり, 高周波数ではほとんど影響がないことを示している. ただし, こういった窓枠の性能を解析で確認した事例はない. そのため, 窓枠を適切にモデル化し, 解析で先行研究のような定性的な傾向を把握できる解析モデルの開発が必要である. 最後に, FEM は計算コストが大きくなりやすいため, 大きな窓や高周波数の解析には不向きである. そのため, 計算コストを低減させるためのモデル化方法の検討が必要である. これらを踏まえ, 本研究ではサイズの異なる実際の窓で FEM の精度検証を行い, 窓枠のモデル化, 計算コストの課題に取り組む.

5.1.2 サイズの影響

窓は住居によって取り付けるサイズが多岐に渡るため、サイズが遮音性へ与える影響は、従来、関心の高い課題と言える。しかし、試験による製品の遮音性能評価では、単一サイズのみを行うことが一般的である。そのため、解析でサイズの違いを予測することは窓の性能評価の観点からも有用な知見となる。

サイズと遮音性能の実験評価は、単層板に対して Wareing ら [24], Guy ら [25], Yoshimura ら [23] が行っている。Wareing らの検討では、単層板に対して全周波数で小さい板の音響透過損失が大きくなっている。Guy らの検討では、シュレダー周波数以下ではサイズが大きいほど音響透過損失が大きくなり、コインシデンス周波数ではサイズが小さいほど音響透過損失が大きくなる。シュレダー周波数とコインシデンス周波数の間では最小サイズが最大の音響透過損失となり、コインシデンス周波数以上では、何かしらのサイズの影響があることを実験的に確認した。窓のサイズの違いでは、Michelsen [21] が市販されている複層窓を用いてサイズの違いを実験的に確認した。125 Hz 以下の低周波数と 2.5 kHz 以上は窓のサイズによって違いはなかった。一方で、160 Hz-2.5 kHz の間では最大で 3 dB 程の差があったが、全周波数を通してサイズは遮音性能に大きく影響しないことを示した。Tsukamoto ら [22] の検討も、単層窓の遮音性能測定値と Sewell の式を比較したとき、Sewell の式は低周波数で小さいサイズの音響透過損失を大きめに評価しているが、実際の窓では窓のサイズによらず、低周波数の遮音性能は概ね一致すると示している。このように、先行研究で試験的に評価されている板や窓は、小さい板ほど音響透過損失が大きいと示されている。しかし、各周波数帯域、特に低周波数のふるまいが異なり、サイズの影響が不明確な点がある。また、先行研究では、1 m² を超えた大きいサイズの試験体がほとんどであるが、実際の住居で使われる窓はそれよりも小さい場合が多々ある。小さいサイズの遮音性能は評価されることが少なく、窓のサイズが遮音性能にどのように影響を与えるか明確になっていない。つまり、解析での予測はおろか、サイズの定性的な傾向も明らかになっていない部分があるということである。

5.1.3 本章の目的

本章では、実生産される単層固定窓を対象として、(i) 実験的な窓サイズの遮音性能評価、(ii) サイズが異なる単層固定窓の有限要素法による遮音性能予測精度とモデル化手法を検討する。

5.2 節では、実験室で音響透過損失を測定し、5 種類のサイズの単層固定窓に対して、拡散音場入射時の遮音性能を評価する。また、数値解析の精度評価に向けたリファレンス値を取集する。この検討の中で、単層固定窓のサイズの影響を実験的に明らかにする。他にも、数値解析や理論の定量的な予測精度向上のために、窓の総合損失係数を実験的に評価し、サイズに関するパラメータで整理する。

5.3 節では、理想的な拡散音場条件で、強制振動による透過と共振振動による透過を考慮した有限単層板の遮音理論を計算し、予測精度を評価する。これにより、板の遮音予測理論が窓の遮音性能予測に適用できるか明らかにする。

5.4 節では、FEM による数値解析を行い、窓の遮音性能の予測精度を検証する。このとき、理想的な拡散音場条件であることを仮定し、最も直感的なモデリング方法である窓のみを離散化する方法、実験室内部の構造（ニッシェ）を含めて離散化する方法を検討し、それぞれの予測精度

と計算コストについて言及する。また、実験室測定相当に窓の遮音性を予測するために適したモデリング手法を提案する。

5.5 節では、提案したモデリング手法を使用し、高遮音性能な窓開発に向けたパラメータスタディを行い、窓の設計因子が遮音性能へ与える影響を明確にする。この中では、窓枠や材料特性が遮音性能に与える影響を検討する。また、数値解析の予測幅を評価するために、ガスケットの材料特性を変更させ、解析予測への影響を確認する。

5.2 単層固定窓におけるサイズと遮音性能の実験評価

本節では、実験室内で単層固定窓の遮音試験を行い、数値解析精度検討に使用するリファレンス値を取集する。また、先行研究で傾向が明確にされていない窓サイズによる遮音性能への影響を実験的に確認し、窓開発に向けた知見を蓄積する。遮音試験時の振動挙動や総合損失係数と遮音性能を関連付け、単層固定窓の遮音メカニズムを明らかにする。

5.2.1 音響透過損失と総合損失係数の計算

(1) 音響透過損失の評価

残響音源室-残響受音室内の音響透過損失 R は、JIS A1416:2000 [31] に記載される以下の式で計算する。

$$R = L_1 - L_2 - 10 \log_{10} \frac{S}{A} \quad (5.1)$$

ここで、 L_1 は残響音源室の室内平均音圧レベル (dB)、 L_2 は残響受音室の室内平均音圧レベル (dB)、 S は試料の面積 (m^2)、 A は残響受音室の透過吸音面積 (m^2) である。透過吸音面積 A は、室内の残響時間 T_A と室内の容積 V から、

$$A = 0.16 \frac{V}{T_A} \quad (5.2)$$

と計算される。本試験では、複数の窓を取り付けて音響透過損失を評価するケースがある。その際は、以下の式のように取り付けられた窓の個数で按分して、一つの窓の音響透過損失を計算した。

$$R = -10 \log_{10} \frac{1}{S_{\text{all}}} \sum_{i=1}^n S_i 10^{-0.1R'} \quad (5.3)$$

ここで、 S_{all} は取り付けられた窓の面積の和 (m^2)、 R' は按分された各窓の音響透過損失 (dB) である。

(2) 総合損失係数の評価

窓の遮音性能を精度高く予測するためには、窓のエネルギー損失を正しく見積もることが重要である。窓から透過する音のエネルギー損失は、材料による内部損失 η_{int} 、端部の結合による境界損失 η_{boundary} 、放射損失 η_{rad} が主たる要因と考えられ、これらすべてを足し合わせたものを総合損失係数 η_{tot} という [65]。

$$\eta_{\text{tot}} = \eta_{\text{int}} + \eta_{\text{rad}} + \eta_{\text{boundary}} \quad (5.4)$$

内部損失 η_{int} は、材料固有の値で、振動が熱へ変換する際のエネルギー損失である。中央加振法 [83] や粘弾性スペクトロメータなどによる試験で測定が可能である。Appendix A に本研究で使用する材料の測定値を示す。このように多くの材料では非常に小さい値となり、ガラスでは $\eta_{\text{int}} = 0.002$ 程度である。

放射損失 η_{rad} は、放射によって生じるエネルギー損失を示し、共振による放射効率 σ_{res} と関係がある。測定から放射損失 η_{rad} 自体を求めることは困難であるが、統計的エネルギー手法の観点から

以下のように計算することができる。

$$\eta_{\text{rad}} = \frac{2\rho_0 c_0}{\omega m} \sigma_{\text{res}} \quad (5.5)$$

これは、Eq. (5.6) に示す単位時間あたりに板の共振が空間へ放射する音響パワー P'_{12} と、Eq. (5.7) に示す板の全エネルギー（運動エネルギーとポテンシャルエネルギーの総和） E_1 から、Eq. (5.8) に代入して求めた値である。 v は板の振動速度、 S は板の面積、 m は板の質量である。

$$P'_{12} = \langle \tilde{v} \rangle S \rho_0 c_0 \sigma_{\text{res}} \quad (5.6)$$

$$E_1 = m S \langle \tilde{v}^2 \rangle \quad (5.7)$$

$$\eta_{12} = \frac{P'_{12}}{\omega E_1} \quad (5.8)$$

共振による放射効率 σ_{res} は、低周波数では小さい値を示すが限界周波数付近で大きな値となる。また、端部の固定方法によって限界周波数以下の放射効率は変化するため、正しい計算をするためには端部を適切にモデル化して計算する必要がある。ただし、限界周波数以上では固定方法によらず一定の値に収束する [84] ので、この周波数範囲では η_{rad} の計算精度に期待がされる。

境界損失 η_{boundary} は、Craik [85] が短冊状の構造の結合から、理論的に導出している。この式は、Heckl [86] が提案した建築音響と振動する板の類似性から、構造物の境界における局所的な減衰を吸収係数としてエネルギー手法で計算し、構造の周長 U と面積 S の関数として損失を示している。

$$\eta_{\text{boundary}} = \frac{U c_0 \alpha}{S \pi^2 f^{\frac{1}{2}} f_c^{\frac{1}{2}}} \quad (5.9)$$

ここで、 c_0 は音速、 α は端部吸収率、 f は周波数、 f_c はコインシデンス周波数である。境界損失 η_{boundary} も計算で概ねの値を推測できるが、端部吸収率 α を事前に取得することは難しい。また、 η_{boundary} 自体を測定で求めることも困難である。

このように、内部損失 η_{int} 以外の損失を単体で見積もることは困難であるが、これらの損失を合計した窓全体のエネルギー損失（総合損失係数 η_{tot} ）は、構造の減衰時間 T_S から、以下の式で実験的に求めることが可能である。

$$\eta_{\text{tot}} = \frac{2.2}{f_{\text{center}} \cdot T_S} \quad (5.10)$$

ここで、 f_{center} は 1/3 オクターブ中心周波数である。

5.2.2 測定の概要

(1) 測定対象

単層固定窓を使いサイズによる遮音性能への影響を評価する。固定窓とは可動できないはめごろしの窓のことを指し、他窓種と比較して隙間の影響や設置時のがたつきが比較的少ない。また、単層のガラスを使用することで、複層窓に特有な中空層の音響的な影響を考慮する必要がないため、最もシンプルな窓として基本的な性能を明らかにすることができる。

Figure 5.1 に窓の外観図、Figure 5.2 に概略図、Table 5.1 に詳細寸法を示す。最小窓 (A) は 0.2 m^2 であり、市販される窓において最小クラスの寸法である。窓 (A)–(D) は、アスペクト比が黄金比の 1.64 相当となるように縦寸法と横寸法を決定した。これは、縦、横寸法に起因する各振動モードが一致する縮退 [38] の発生を抑えるためである。窓 (E) は、窓 (C) と同じ面積であるが、アスペクト比 3.27 であり、他の窓と比べて細長い形状である。これにより、同面積で窓形状が異なる場合の遮音性能の違いを確認する。窓ガラスは 5 mm 板厚の単層ガラスを使用する。このとき、面密度 ρ_g は 12.5 kg/m^2 であり、コインシデンス周波数は $f_c=2,318 \text{ Hz}$ である。ガラスは下枠内部に挿入された 31 mm のセッティングブロックで下から支え、ガラスと枠間にガスケットを挿入することで窓枠に固定される。窓枠はアルミ樹脂複合枠で、アルミニウムと PVC から構成される。縦枠と横枠はビスで固定して組み上げた。

各サイズの窓は開口調整壁を担う木枠に取り付けられ、いずれも $2 \times 2 \text{ m}^2$ の残響室内開口部へ設置した。窓は、実際の施工と同様の方法で残響音源室側から木枠へ取り付けられた。そのため、開口部に試料を設置した際にできる試料両側のくぼみの寸法（ニッシュ深さ）は、Figure 5.2 に示すように、残響音源室側では 8.5 mm、残響受音室側では 120 mm となり、いわゆる”片側ニッシュ”に近い形で設置された。木枠にはモルタルを充填し、残響音源室側の表面に 12.5 mm の石膏ボードを 2 枚取り付けられている。これにより、木枠の面密度は 450 kg/m^2 以上となり、窓ガラスの面密度 12.5 kg/m^2 より十分大きく、木枠が遮音性能へ及ぼす影響を小さくした。しかし、窓 (A) や (B) は開口調整壁の機能を担う木枠に対して、窓の占有面積が $1/4$ 以下と小さく、窓自体の音響透過損失の測定値に影響を与える懸念がある。そこで、開口部に対する窓の専有面積を大きくするため、窓 (A) と窓 (B) に関しては、Figure 5.3(a), (b) に示すように、それぞれ 6 枚と 2 枚の窓を木枠に取り付けた。このとき、ひとつの窓の遮音性能は Eq. (5.3) から、個数で按分して求める。

木枠と窓枠間の隙間はテープで目張りし、開口部と木枠間の隙間は粘土で塞ぐことで、気密性を確保した。



Figure 5.1: The picture of sound insulation test. **(left)**: Measurement occasion in laboratory seen from sound reverberant room. **(upper-right)**: Measured sample window (C) seen from sound room. **(bottom-right)**: Measured sample window (C) seen from receiving room.

Table 5.1: Dimensions of five fixed windows.

Window	Window size $W \times H$ [mm]	Glass size $w_{FL5} \times h_{FL5}$ [mm]	Exposed Glass size $w_g \times h_g$ [mm]	Area [m ²]	Aspect ratio
(A)	580 × 350	523 × 299	508 × 284	0.2	1.7
(B)	900 × 550	843 × 499	828 × 484	0.5	1.6
(C)	1250 × 800	1193 × 749	1178 × 734	1.0	1.6
(D)	1800 × 1100	1743 × 1049	1728 × 1034	2.0	1.6
(E)	1800 × 550	1743 × 499	1728 × 484	1.0	3.3

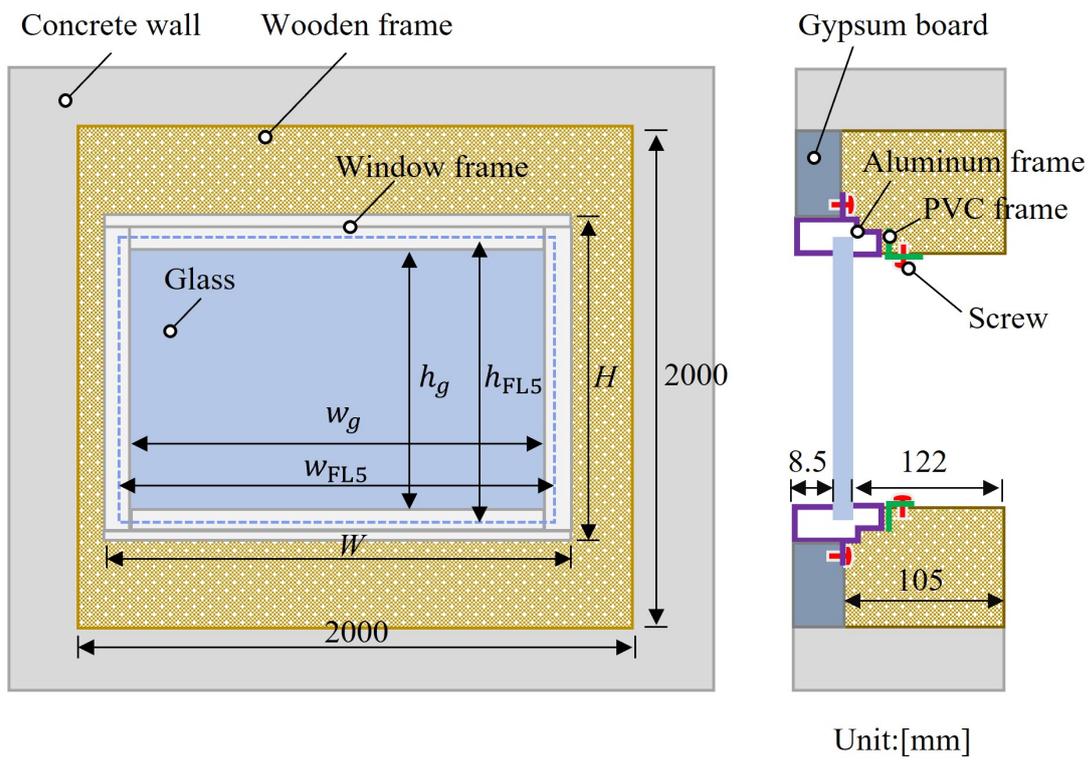


Figure 5.2: Window configuration and dimensions.

Figure 5.3: Multiple windows attached to wooden frame. **(left)**: Attach six windows to wooden frame in measuring case of window(A). **(right)**: Attach two windows to wooden frame in measuring case of window(B).

(2) 遮音試験

音響透過損失測定は、不整形残響室（タイプ I 試験室）内で JIS A1416 [31] に則り、Figure 5.4 に示す設備構成で行った。使用した設備の性能を Table 5.2 に示す。残響音源室と残響受音室の容積はそれぞれ 492.8 m^3 、 264.5 m^3 である。残響音源室内の音源は、同じ型式のスピーカー 3 つを壁向きに配置し、同相で駆動した。残響音源室、残響受音室にはそれぞれ、5 個のマイクロフォンを設置し、マイクロフォン間の音圧レベルを平均して、室内平均音圧を算出した。

透過吸音面積 A は、残響受音室にスピーカーを 1 つ設置し、ISO 3382 [87] に規定されるノイズ断続法により得られた $1/3$ オクターブ周波数バンド毎の残響減衰曲線から残響時間 T_A を読み取り、Eq. (5.2) から算出した。

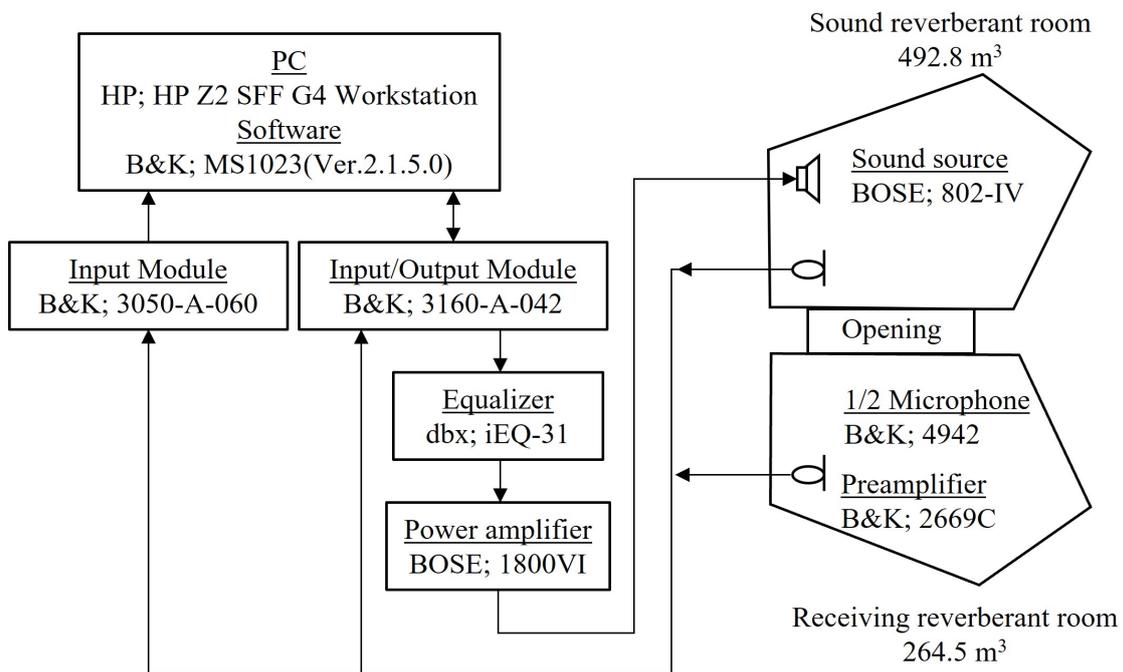


Figure 5.4: Measuring setup for sound insulation test.

Table 5.2: Sensor characteristics of microphone using in sound insulation test.

Type	4942
Manufacturer	Bruel & Kjaer
Frequency Range	6.3 Hz–16 kHz
Dynamic Range	14.6–146 dB
Sensitivity	50 mV/Pa

(3) 振動測定

拡散音場入射時の窓の振動分布を測定するため、遮音試験と同じ環境で振動測定した。すなわち、 $2 \times 2 \text{ m}^2$ の残響室内開口部に窓を取り付けた木枠を設置し、遮音試験と同様の音源で窓を音響加振した。このとき、Figure 5.5 に示す設備構成で振動を測定した。加速度ピックアップの性能は Table 5.3 に示す。加速度ピックアップは、垂直方向に 6 点以上、水平方向に 18 点以上で等間隔に設置する。これは、垂直方向の 1 次モード、水平方向の 3 次モードまで振動モード形状を評価できる分割数を想定している。ただし、センサの数には限りがあるため、すべての測定点を同時に測定することはできない。そのため、窓枠から離れた木枠上にリファレンス用の加速度ピックアップを設置し、各測定時の位相同期をとって計測した。窓面上の加速度ピックアップは、残響受音室側の窓枠表面とガラス表面にワックス（NP-0010；小野測器株式会社）を使って取り付ける。このとき、貼り付け部と加速度ピックアップの間に少量のワックスを塗布し、指で押し付けるようにして張り付けた。ワックスを使った取り付けによる接着共振は、加速度ピックアップ NP-3211 を使用した場合、ワックス層厚 0.16 mm で瞬間接着剤と同等の周波数特性となる [88]。リファレンス用として使用した木枠上の加速度ピックアップは瞬間接着剤によって取り付けられた。サンプリング周波数 8,000 Hz、サンプリング数 8,192、ハニングウィンドウを使用し、10 s 間測定した結果を平均した。

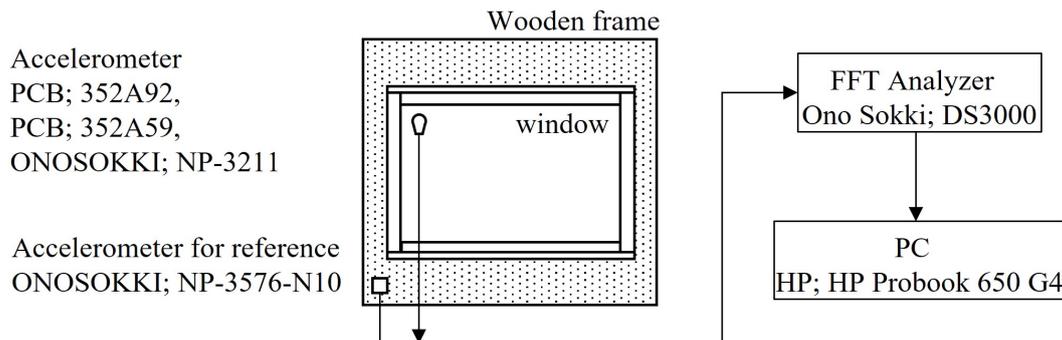


Figure 5.5: Measuring setup for vibration test.

Table 5.3: Sensor characteristics of accelerometer using in vibration test.

Type	352A92	352A59
Manufacturer	PCB Piezotronics	PCB Piezotronics
Frequency Range	1.2 Hz–10 kHz ($\pm 5\%$)	1 Hz–10 kHz ($\pm 5\%$)
Measurement Range	$\pm 196200 \text{ m/s}^2 \text{ pk}$	$\pm 4900 \text{ m/s}^2 \text{ pk}$
Sensitivity	$0.025 \text{ mV}/(\text{m/s}^2) \pm 20\%$	$1.0 \text{ mV}/(\text{m/s}^2) \pm 15\%$
Weight	0.16 g	0.9 g
Type	NP-3211	NP3576-N10
Manufacturer	ONO SOKKI	ONO SOKKI
Frequency Range	1 Hz–10 kHz ($\pm 5\%$)	1 Hz–8 kHz ($\pm 1 \text{ dB}$)
Measurement Range	$\pm 4900 \text{ m/s}^2 \text{ pk}$	$\pm 3600 \text{ m/s}^2 \text{ pk}$
Sensitivity	$1.02 \text{ mV}/(\text{m/s}^2) \pm 15\%$	$1.0 \text{ mV}/(\text{m/s}^2) \pm 10\%$
Weight	0.5 g	11.1 g

(4) 総合損失係数測定

遮音試験や振動測定と同じ設置状況の試験体を Figure 5.6 の設備構成で総合損失係数を計測した。鉄球振り子でインパルス加振し、ガラス部に張り付けた加速度ピックアップから振動の時間軸応答を測定した。このとき使用した加速度ピックアップは振動試験で使用したのと同じで、ワックスでガラス面に取り付けた。振動の時間軸応答を 1/3 オクターブバンドフィルタで処理し、インパルス応答積分で計算した結果から構造の残響時間 T_s を読み取った。総合損失係数 η_{tot} は Eq. (5.10) から算出した。1/3 オクターブフィルタの性能上、総合損失係数 η_{tot} の評価が可能な上限値は $\eta_{tot}=0.22$ である。

鉄球振り子は 0.4 N 相当で加振し、窓全体を十分に加振している。構造の残響時間 T_s は、Figure 5.7 に示す 3 点の加振点と 3 点の測定点で計 5 回ずつ測定する。これらの測定点や加振点は、特異な振動モードによって損失の値が変わることを避けるため、複数の振動モードを考慮できる位置に設置した。各測定値を平均し、窓の総合損失係数として取得した。振動の時間軸波形は時間分解能 0.078 ms で、サンプリング数は 16,384 である。

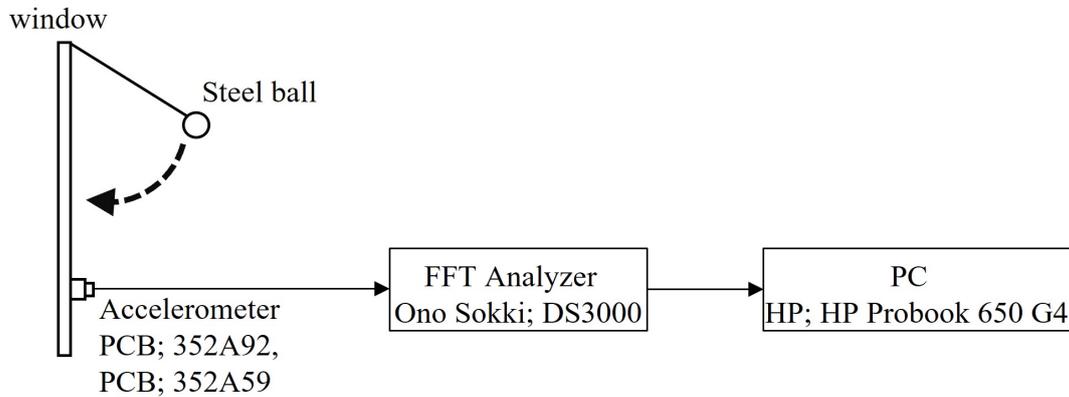


Figure 5.6: Measuring setup for total loss factor test.

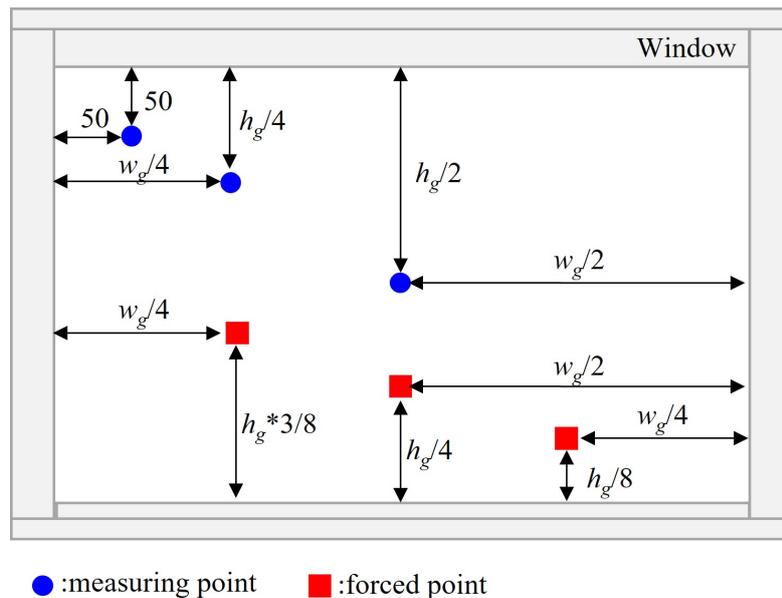


Figure 5.7: Forced and measuring point for total loss factor test.

5.2.3 測定結果

(1) 拡散音場入射時における単層固定窓の音響透過損失

Figure 5.8 に 5 サイズの単層固定窓 (A)–(E) の音響透過損失を示す。125 Hz 付近で音響透過損失に変動がみられるものの、コインシデンス周波数 $f_c=2.5$ kHz 未満の周波数では最小窓 (A) を除き、サイズの依存性は確認されない。窓 (B)–(E) の差は 160 Hz–2 kHz の範囲において、最大で 1.2 dB、平均で 0.7 dB の差であり、ほとんど同じ音響透過損失レベルを示した。また、同面積である窓 (C) と窓 (E) の差は全周波数平均で 0.5 dB と差は小さい。このとき、コインシデンス周波数 f_c 以下は黄金比に近い窓 (C) が大きく、 f_c 以上では横長の窓 (E) で大きくなる傾向がみられた。最小窓 (A) では、125–160 Hz, 315 Hz, 800 Hz で他サイズの窓では見られない音響透過損失のディップが確認された。コインシデンス周波数 f_c では、明確なサイズ依存性が確認され、小さい窓ほど大きい音響透過損失となった。

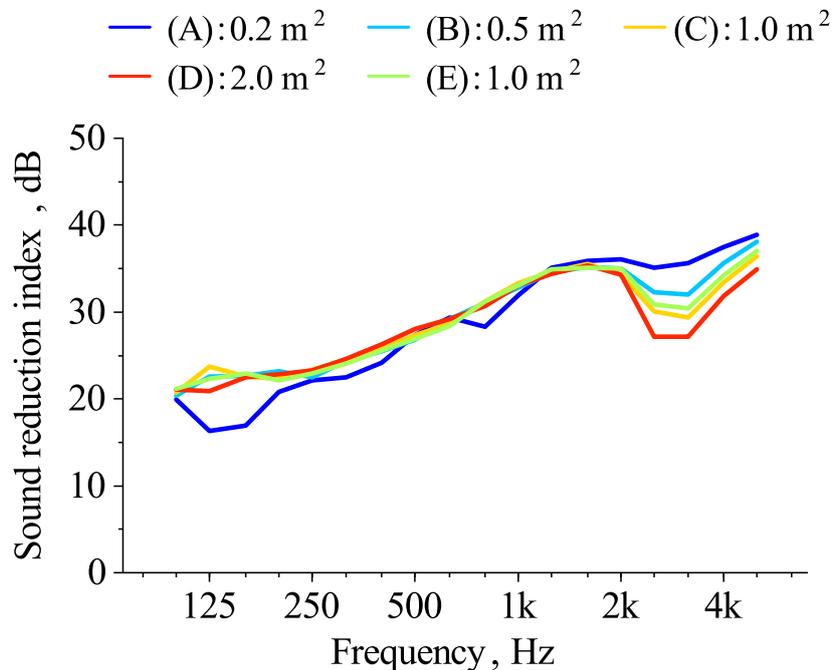


Figure 5.8: Sound reduction indices of five fixed window in laboratory environment.

(2) 拡散音場入射時における単層固定窓の振動特性

Figure 5.9 にガラス面全体の平均振動速度を示す。窓 (A) では、125 Hz に振動速度のピークが確認された。200 Hz–2 kHz の範囲では、窓 (A)–(E) の全てで概ね同じ振動速度となり、サイズの影響は確認されなかった。このとき、窓 (A)–(E) 間の差は最大で 2.1 dB、平均で 1.7 dB の差であり、音響透過損失の結果と同様に差が小さいことが確認された。ただし、窓 (A) の音響透過損失でディップのあった 315 Hz と 800 Hz には振動速度のピークは確認されなかった。コインシデンス周波数 f_c では、明確なサイズ依存性が確認でき、大きい窓程振動のピーク値が大きくなり、音響透過損失との対応を確認した。

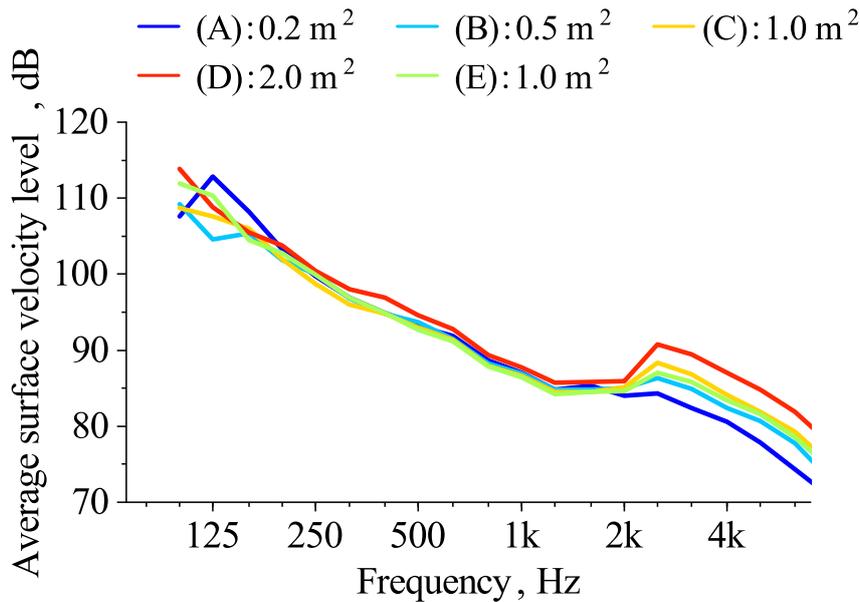


Figure 5.9: Averaged velocity of glass surface in diffuse sound incidence in laboratory condition.

Figure 5.10 は窓 (A)–(E) の法線方向の振動モード形状をモード番号 (m, n) で比較したものである。窓ガラス全体が一樣の位相で振動する固有一次モード $(1, 1)$ は、窓 (A) で 128–155 Hz、窓 (B) で 82.5 Hz、窓 (C) で 50 Hz、窓 (E) は 50 Hz に現れた。窓 (D) には測定周波数範囲内に固有一次モードは現れなかった。窓 (E) から確認できるように水平方向における 18 点の測定分解能では最大で 7 次まで、窓 (B) から確認できるように垂直方向における 6 点の測定分解能では、最大で 3 次の分割までモードが確認された。しかし、小さい窓では、測定分解能が十分であるにもかかわらず、高次の振動モードは確認されなかった。例えば、窓 (A) では 570 Hz に現れる $(2, 2)$ モード以降、窓 (B) では 228 Hz に現れる $(3, 1)$ モード以降は、明確なモードが確認できなかった。これは、高周波数になるにつれ拡散性の高い音が入射しており、振動モードが励されにくい、もしくは音響と振動のカップリングが生じずらくなったためと推察する。

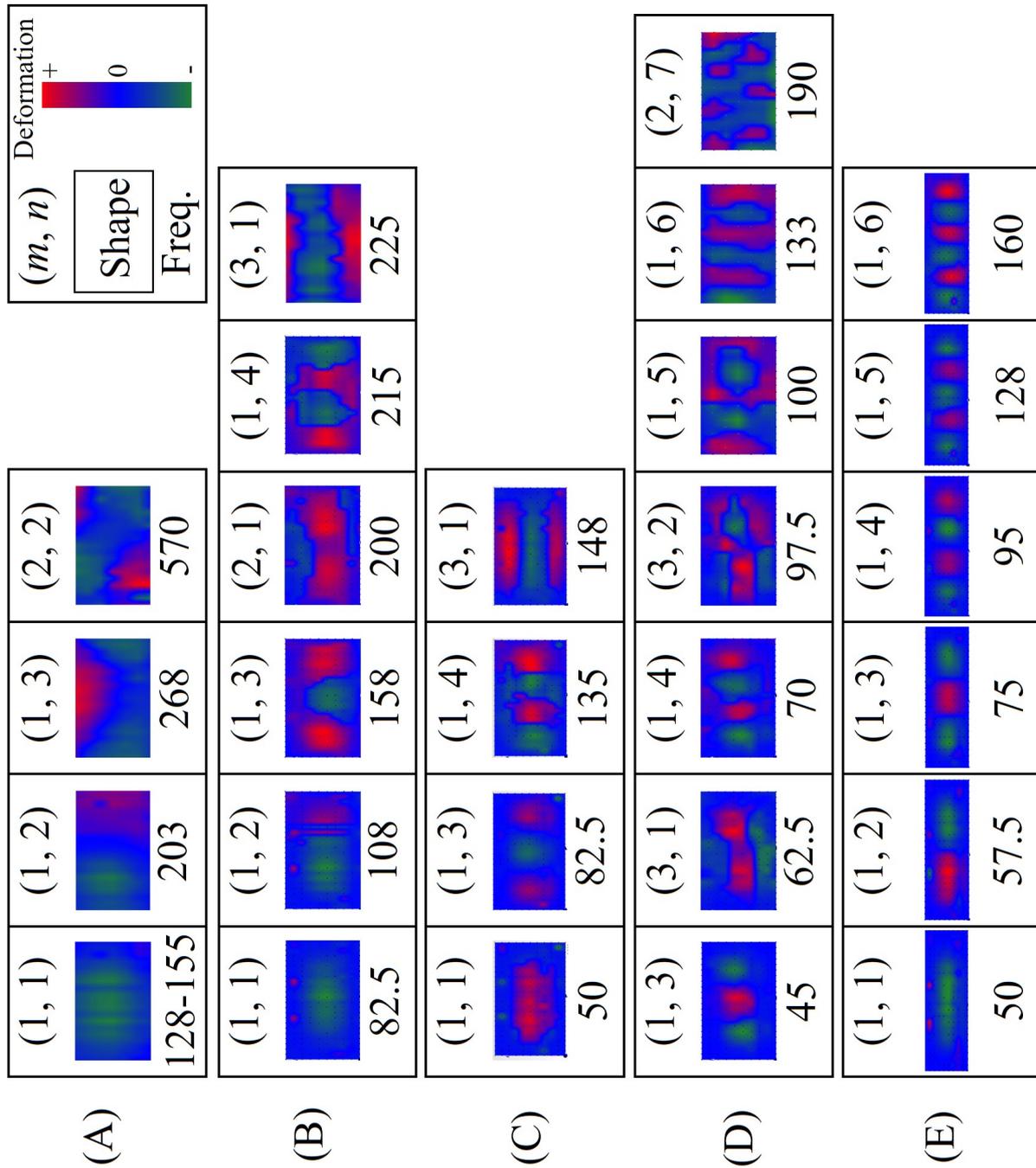


Figure 5.10: Modal shapes of glass in diffuse sound incidence in laboratory condition. The contour represents the window deformation amplitude. The modal number and frequency are also written in each mode.

(3) 単層固定窓の総合損失係数

Figure 5.11 に総合損失係数の測定結果を示す。Figure 5.11(a) には、各窓の総合損失係数 η_{tot} の周波数特性、Figure 5.11(b) には総合損失係数 η_{tot} の周波数平均値と U/S の関係性を示す。このとき、 U は窓の周長、 S は窓の面積である。Figure 5.11(a) より、窓が小さいほど総合損失係数が大きいことが確認される。全周波数の平均値は $\eta_{\text{tot}}=0.05\text{--}0.15$ であり、ガラスの内部損失 $\eta_{\text{int}} = 0.002$ と比較して、20–70 倍程値が大きい。いずれの大きさの窓でも、低周波数で総合損失係数 η_{tot} が大きい傾向にあり、高周波数に向けて値が小さくなる。Figure 5.11(b) からは総合損失係数 η_{tot} と U/S の強い相関が確認された。このとき、線形回帰を行うと、 $\eta_{\text{tot}} = 0.016 \frac{U}{S}$ であった。

総合損失係数の全窓における測定のばらつきは平均で 0.03 であった。窓 (A) の標準偏差は 0.04、窓 (D) は 0.02 となり、窓が小さくなるほど標準偏差が大きくなった。このとき、同じ測定点における繰り返し測定の精度は高いが、加振点・測定点の変更による総合損失係数のばらつきが大きかった。特に、低周波数ほど標準偏差が大きい傾向がみられ、振動モードに起因する総合損失係数のばらつきであることが推察される。大きい窓では安定して総合損失係数を測定することができるが、窓が小さくなるにつれて誤差が大きくなるため注意が必要である。加振位置、測定位置や、評価点数の妥当性検討は今後の課題である。

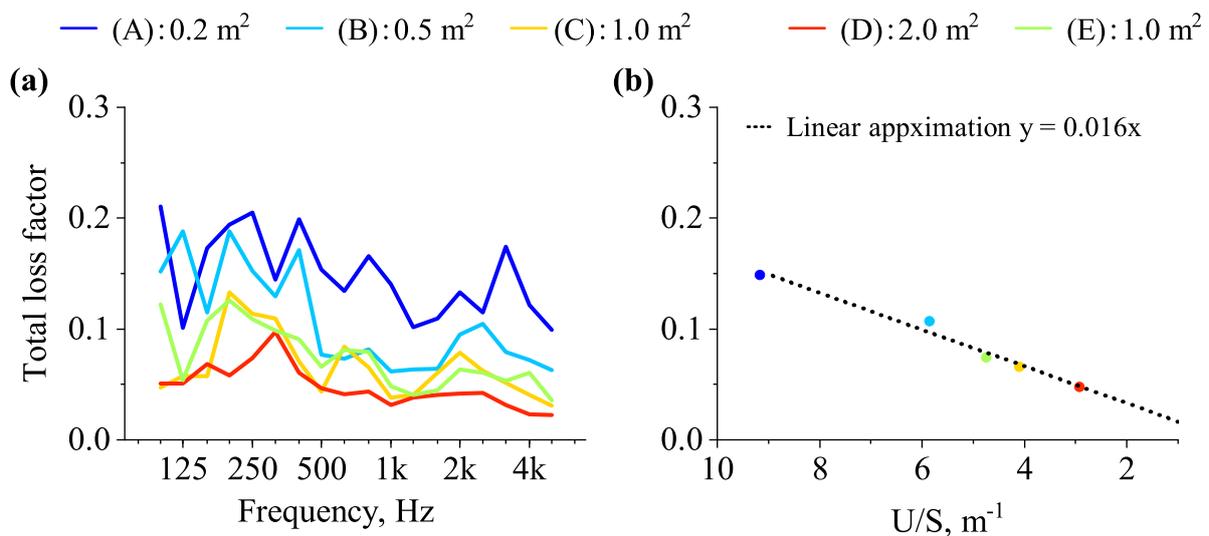


Figure 5.11: The total loss factor of five fixed windows. (a):Frequency characteristics. (b):Relationship between the average of all frequencies and the ratio of the perimeter U to the window area S .

5.2.4 考察

(1) 窓サイズが遮音性能へ与える影響

各測定結果を関連付け、音響透過損失の特性について周波数毎に考察する。

● 125 Hz 以下

窓 (A) では、125–160 Hz のディップが生じており、振動速度や振動モードシェイプより、固有一次モードが要因の音響透過損失の低下であることが示された。

窓 (B)–(E) では窓の大きさに関わらずばらつきが確認された。低周波数では、室内のモード挙動に起因して測定の再現性が得にくい [33] と言われている。室内の音響モードが分離している周波数領域と、モードが高密度で分離できない周波数領域のクロスオーバー周波数をシュレダー周波数 f_{sc} と言う。シュレダー周波数 f_{sc} は残響音源室の残響時間 T_A から以下の式で計算される。

$$f_{sc} \simeq 2000 \sqrt{\frac{T_A}{V}} \quad (5.11)$$

本試験で使用した残響音源室のシュレダー周波数は、 $f_{sc}=250$ Hz であった。この周波数以下では、残響音源室の拡散性が十分でなく、室内のモードが定在波となり、ばらつきとして測定結果に影響を与えた可能性が考えられる。

● 160 Hz–2 kHz (f_c 以下)

窓 (B)–(E) では、窓のサイズによる音響透過損失の違いが生じなかった。Michelsen [21] はヒンジ固定の複層窓で検証しており、低周波数帯域では窓サイズが小さいほど高い音響透過損失を示すが、その差は非常に小さいことを示している。Tsukamoto ら [22] は単板固定窓の音響透過損失の測定値を面積に着目して整理し、 f_c 以下では、Sewell によって示された理論式 [41] と比較して、サイズの影響は小さいことを示している。本測定結果は、この周波数範囲で音響透過損失の差はほとんど無いという点で、先行研究の傾向と一致した。一方で、サイズ依存性の傾向は確認されなかった。Sewell の理論では、サイズは低周波数で放射効率 σ_{for} の大きさに影響を与えるとしている。本来あるはずのサイズの影響がない理由として考えられるのは、シュレダー周波数 f_{sc} 以下による再現性の低い測定結果であった可能性があるが、詳細は不明である。

窓 (A) は、315 Hz と 800 Hz に他の窓サイズにはない特異なディップが生じる。このディップがサイズに起因するものか、実験環境による本試験特有なものか考察する。まず、窓 (A) の 315 Hz や 800 Hz にある音響透過損失のディップは、振動曲線からピークが確認できなかったことから、振動が落ち込みの要因でないと考えられる。窓ガラスの振動以外で、音響透過損失が低下する理由としては、モード密度の低さ、実験室特有のニッシェ空間による影響が考えられる。各窓のサイズを参考にして計算した単純支持単層ガラスのモード密度を Figure 5.12 に示す。 $f = 4f_{11}$ までは、SEA から計算されるモードより滑らかな分布ではなく、一つ一つのモードが音響透過損失へ影響して、ゆらぎとして現れた可能性が考えられる。次に、残響受音室側のニッシェの寸法による音響共鳴の理論予測結果を Table 5.4 を示す。315 Hz の付近では、293 Hz に音響 (0, 1) モードの音響共鳴があり、800 Hz 付近では、761 Hz に音響 (1, 2) モードの音響共鳴がある。音響透過損失のディップと対応する周波数付近に音響共鳴があり、残響受音室側ニッシェの音響共鳴が遮音性能へ影響を与えている可能性が推察される。ただし、他の大きさの窓でも測定周波数範囲内に同様のモードが確認される一方で、窓 (A) のみ遮音性能の低下があった理由はわかっていない。

ニッシュ空間は音響共鳴だけではなく、ガラス板と連成した複雑な現象が起こることが知られており [89–91]、ニッシュ効果による音響透過損失の低下の可能性も考えられる。窓 (A) における遮音性能のディップの要因は実験結果からは判断できず、理論計算や数値解析を通して複合的に考察する必要がある。

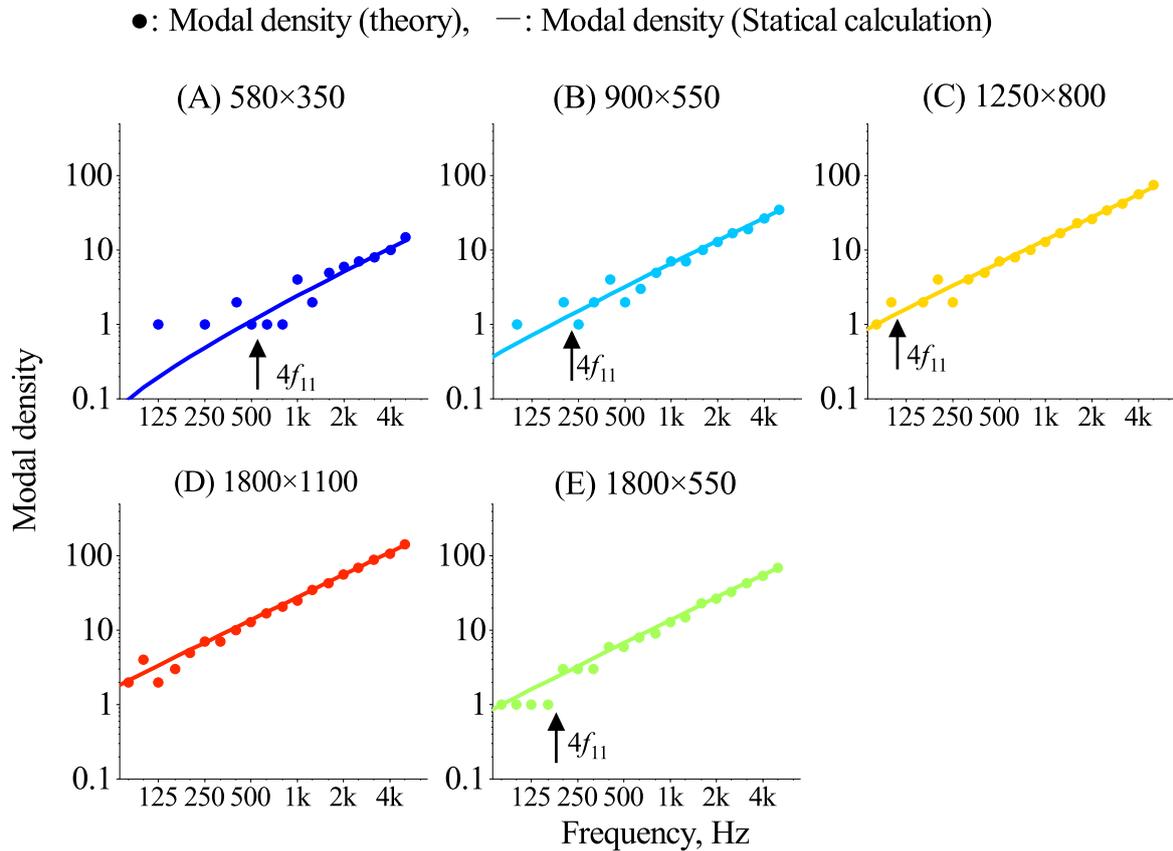


Figure 5.12: The modal density of five fix window compared to SEA and theoretical natural mode.

Table 5.4: Acoustical mode frequency of niche in receiving side.

Modal number (m, n)	Window				
	(A)	(B)	(C)	(D)	(E)
(0, 1)	293	189	136	94	94
(1, 0)	486	309	213	155	309
(1, 1)	567	362	252	181	323
(0, 2)	586	378	272	189	189
(1, 2)	761	488	345	244	362
(0, 3)	879	567	408	283	283
(2, 0)	971	618	425	309	618

● 2.5 kHz 以上 (f_c 以上)

コインシデンス周波数以上では、サイズによる明確な違いがあり、小さい窓ほど大きい音響透過損失を示す。コインシデンス周波数 f_c 以上におけるサイズ依存性は、先行研究の結果と一致している [23–25]。Figure 5.9 に示す振動速度でも、明確なサイズ依存性があり、振動振幅の大きさが異なることで音響透過損失の値が小さくなっていることがわかる。この周波数範囲では損失が音響透過損失に影響することが知られており [42]、総合損失係数のサイズの依存性が音響透過損失に反映されたものと考えられる。

(2) 窓における損失の考え方

遮音性能へ大きく影響する総合損失係数について詳細に傾向を確認する。Figure 5.13 は、窓 (A), (C), (D) の内部損失 η_{int} と境界損失 η_{boundary} と放射損失 η_{rad} の分布を示す。 $\eta_{\text{int}} = 0.002$ 、 η_{rad} は Eq. (5.5) から計算し、 η_{boundary} は Eq. (5.10) より η_{int} と η_{rad} の差分から計算した。このとき、 η_{rad} における放射効率 σ_{res} は、Eq. (2.35) より、単純支持板を仮定した値を計算した。これらの分布をみると、窓全体の総合損失係数 η_{tot} に対し、 η_{int} 、 η_{rad} の寄与が小さいことがわかる。放射効率 σ_{res} はコインシデンス周波数 f_c 付近で 1 以上の大きい値を示すが、放射損失 η_{rad} として損失の大きさを比較すると、境界損失 η_{boundary} より小さい値であることがわかった。ただし、 η_{rad} は、サイズが大きいほど、 f_c 付近での影響が大きくなる。これは窓が大きくなると η_{boundary} が小さくなるため、 η_{rad} の寄与が大きくなっていることが結果から推察される。

これらの結果より、窓の総合損失係数 η_{tot} は、コインシデンス周波数付近 f_c を含むいずれの周波数でも境界損失 η_{boundary} の影響が大きいことが確認された。これらの事実とは、Figure 5.11(b) において総合損失係数が U/S に線形的に比例することの裏付けとなった。

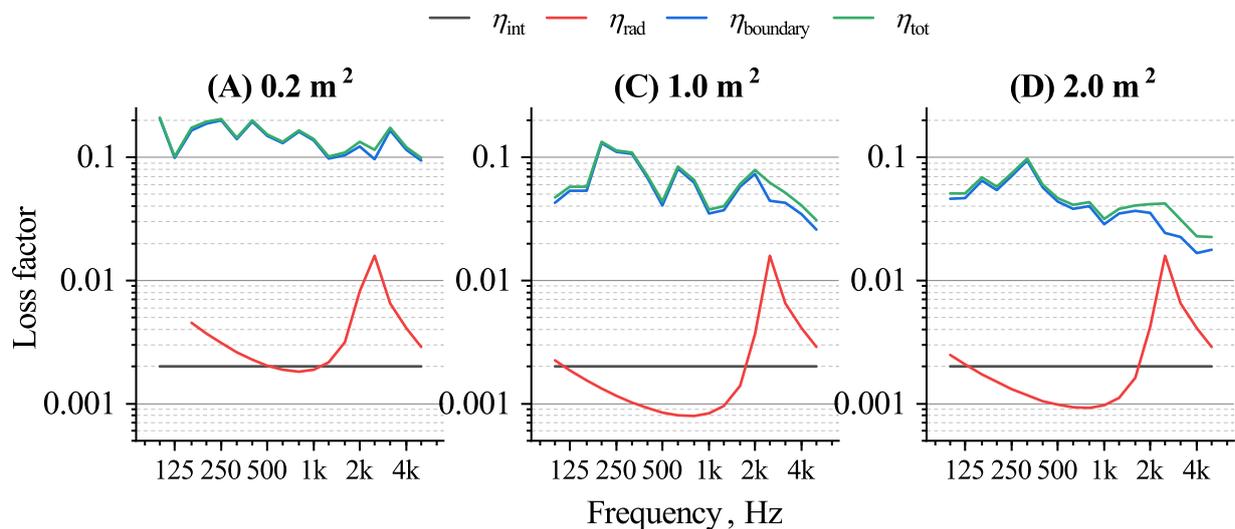


Figure 5.13: The loss factor contribution of window(A), (C) and (D)

Eq. (5.10) から計算した端部吸収率を Figure 5.14 に示す。ばらつきは 0.05-0.27 ほどあるが、サイズによる傾向は確認されず、すべての窓で高周波数になるにつれて端部吸収率が大きくなる傾向が得られた。つまり、同一の窓枠の端部吸収率は概ね同じ値を示し、サイズが変更になった場合でも概算して総合損失係数を得ることが可能であることが示唆された。ただし、Rindel は一般的な構造体は $\alpha = 0.3$ 程度の数値を示すとしている [65] が、今回の測定結果ではそれより大きい値となっている。このことから、窓の場合は、窓枠による境界損失 η_{boundary} が単層ガラスなど他の建材と比べて大きいことが推察される。また、コインシデンス周波数以上では、 α が 1 を超える値となった。これは、Craik [85] の示した式はエネルギー的に近似して求めたものであるため近似誤差が含まれることと、実際の窓ではガラス端部の損失だけでなく縦枠と横枠の結合部分などからの損失の影響もあるためと考えられるが、明確な理由は実験結果からは明らかにされず今後の課題である。

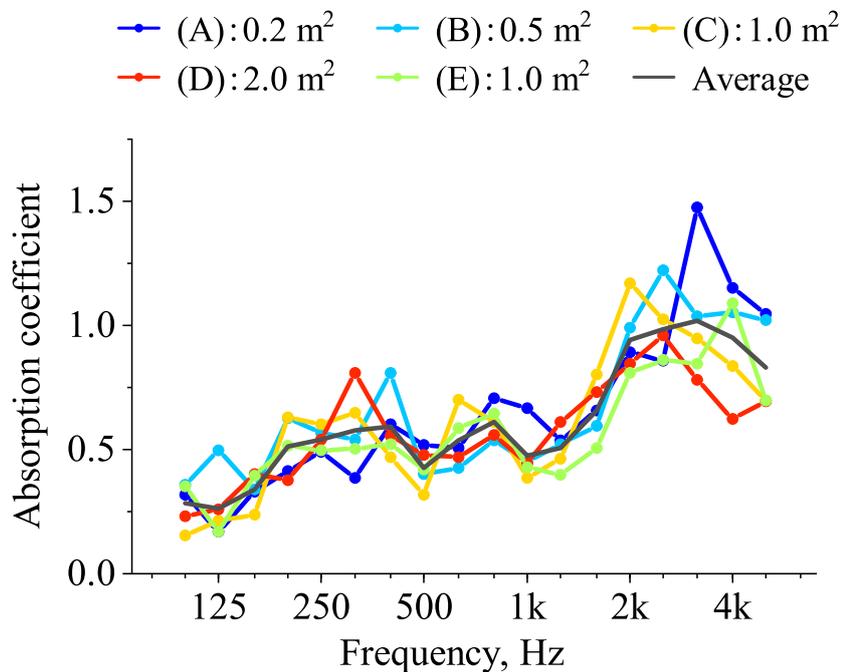


Figure 5.14: The boundary absorption coefficient of five fix window.

5.3 単層板の遮音理論による窓の遮音性予測

理論式による遮音性能の予測は短時間で計算ができ、メカニズムの把握をしやすいことがメリットとして挙げられる。しかし、窓は端部が複雑な構造物であるため、単層板の理論がどれくらい窓に適用可能かわかっていない。そこで、本節では、有限長単層板の遮音理論が、実際の窓をどれくらいの精度で予測できるかを検討する。

5.3.1 単層板の音響透過損失の予測理論

第 2 章で詳細な導出が示される Rindel のランダム入射の単層構造の音響透過損失計算を使用して窓の遮音性能を予測する [65]。音響透過損失 R の計算方法を以下に再掲する。

$$R = -10\log_{10}(10^{-0.1R_{\text{for}}} + 10^{-0.1R_{\text{res}}}) \quad (5.12)$$

ここで、 R_{for} は強制振動による音響透過損失、 R_{res} は共振振動による音響透過損失を示す。強制振動による音響透過損失 R_{for} は、固有一次モードの寄与を含めた曲げ波の振動方程式に基づく wall impedance model で以下の式から計算される。

$$R_f = R_0 + 10\log_{10} \left\{ \left(1 - \left(\frac{f_{11}}{f} \right)^2 \right)^2 \cdot \left(1 - \left(\left(\frac{c_0}{c_s} \right)^2 + \left(\frac{f_c}{f} \right)^2 \right)^{-1} \right)^2 + \eta_{\text{tot}}^2 \right\} - 10\log_{10} \sigma_{\text{for}} \quad (5.13)$$

ここで、 R_0 は質量則による音響透過損失、 f は周波数、 f_{11} は単純支持板の固有 1 次モード周波数、 c_0 は音速、 c_s は板のせん断波の速度、 η_{tot} は総合損失係数である。また、放射効率 σ_{for} は、空気の波長係数 k と板の特性長 a の関係から以下の式で示される。

$$\sigma_{\text{for}} = \frac{2(ka)^2}{\pi} \quad (5.14)$$

一方、共振振動による音響透過損失は、SEA 法に基づき、以下の式で計算される。

$$R_{\text{res}} = R_0 - 10\log_{10} \left(\frac{c_0^2 \sigma_{\text{res}}^2}{2\eta_{\text{tot}} S f} \cdot \frac{\Delta N}{\Delta f} \right) \quad (5.15)$$

ここで、 $\Delta N/\Delta f$ は板の曲げ波に関する固有振動モード密度である。 σ_{res} は拡散音場入射時の共振振動の放射効率であり、以下の式で示される [65]。

$$\sigma_{\text{res}} = \begin{cases} \frac{c_0^2}{S f_c^2} g_1(M) + \frac{U c}{S f_c} g_2(M) & (f_{11} < f < f_c) \\ \sqrt{\frac{\pi f U}{16 c_0}} & (f \simeq f_c) \\ (1 - M^{-2})^{-\frac{1}{2}} & (f > f_c) \end{cases} \quad (5.16)$$

ここで $M(= \sqrt{\frac{f}{f_c}})$ はマッハ数、 g_1 と g_2 は補助関数である。理論計算で用いるガラスの材料特性は一般的な文献値を参照し、 $E = 7.16 \times 10^{10}$ Pa、 $\nu = 0.23$ 、 $\rho = 2500$ kg/m³ である。理論式で使用される η_{tot} には、Figure 5.11(a) に示す周波数依存のある総合損失係数の測定値を使用した。

本式の計算の前提として以下の 3 つがある。(i) 共振振動のモード密度が高く、分布が滑らかであることが推奨される、(ii) 板とカップリングされる音場は拡散音場である、(iii) 他のシステムに向けた連成は一方向である。ただし、今回検討する窓の大きさには、窓 (A)–(B) のように計算周波

数範囲内に $4f_{11}$ を含むモード密度が低い窓サイズが含まれること (Figure 5.12), また, シュレーダー周波数 $f_{sc} = 250$ Hz のため低周波数で拡散性が十分でない周波数があるが, 理論式との対応を確認するため試行的に計算したものであることに注意する.

5.3.2 単層板の遮音理論式を使った単層窓の予測結果

前節の理論から得られた音響透過損失を Figure 5.15 上図に示す. コインシデンス周波数 f_c 以下では, 最小窓 (A) を除き, サイズによる音響透過損失の違いはほとんどない. 窓 (B)–(E) 間の差は, 2 kHz 以下では最大 1.4 dB, 平均で 0.8 dB であった. ただし, 測定値とは異なり, サイズ依存性があり小さい窓ほど大きい音響透過損失であった. 窓 (A) では, 125–160 Hz のみにディップがあり, 315 Hz や 800 Hz ではディップは確認されず, 理論式で実測のディップは再現はされなかった. コインシデンス周波数 f_c 以上と周辺では, 明確なサイズ依存性があり, 小さい窓ほど音響透過損失が大きかった. コインシデンス周波数 f_c 以下で窓 (A) を除き, 音響透過損失の差が小さいことと, コインシデンス周波数 f_c 以上とその周辺のサイズ依存性から, 理論による計算は窓の遮音性能測定値の傾向をよく再現した.

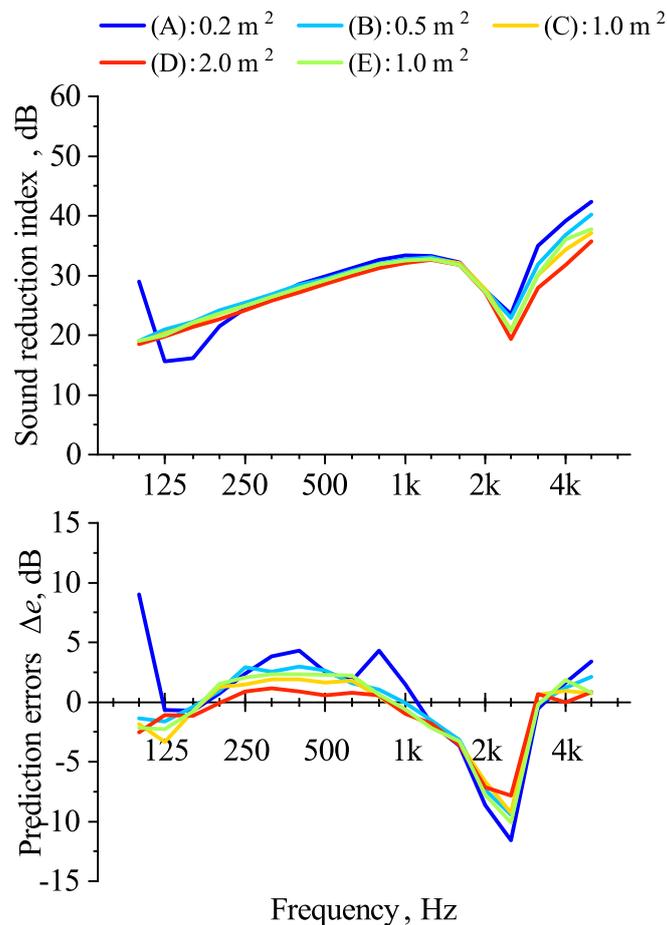


Figure 5.15: Calculated sound reduction indices of five fixed window by Rindel's theory [65]. **(Upper)**: Sound reduction indices. **(Bottom)**: Prediction errors from measuring. Prediction errors Δe is calculated as $\Delta e = R_{\text{Calc.}} - R_{\text{Meas.}}$.

Figure 5.15 下図は測定値と理論計算値の差を示す。250 Hz–1 kHz で乖離が大きく、理論値が音響透過損失を過大に評価した。差が一番大きく現れる 400 Hz では、窓 (A) で 4.3 dB、窓 (D) で 1.6 dB となり、サイズが小さいほど測定値と計算値の差が大きくなった。また、コインシデンス周波数 f_c では、周波数依存性のある総合損失係数 η_{tot} を入れた場合でも、測定値と 8–12dB の乖離があり、過少に音響透過損失を計算した。

5.3.3 既存理論による窓の遮音性能の予測の適用性に関する考察

有限単層板の理論で、単層窓の遮音性能の定性的な傾向は予測可能であるが、定量的には誤差が大きいことが明らかになった。定量的な乖離や、最小窓 (A) のディップが再現されない理由は以下の 3 つの要因が考えられる。

第一に、理論では窓の固定状態（窓枠の影響）が考慮されていないことが挙げられる。窓枠の有無により端部固定の強さが変わるため、実際の窓は理論的な単純支持固定より窓枠端部の固定力が弱く、理論計算は実測より固い固定条件として計算されている。これにより、窓の正確な振動特性が再現できておらず、予測精度に影響を与えている可能性がある。また、端部の固定によって共振による放射効率 σ_{res} も影響を受ける [84]。Figure 5.16 に示すように、本検討では η_{tot} の値が大きいため、共振による透過 R_{res} は強制振動による透過 R_{for} と比較して全体の透過 R に対する寄与は小さい。そのため、本検討における直接的な誤差要因ではないが、板の理論による窓の予測をする場合において、固定条件の違いは定量的な予測の誤差要因となる可能性があることに十分注意する必要がある。

第二に、入射条件の違いが考えられる。理論では理想的な拡散音場を仮定している一方で、実験室測定では室容積や形状に依存した音響特性の音が入射しており、予測結果との乖離が生じたと考えられる [26,33,92]。また、実験室の測定ではニッシュ効果の影響が考えられる。ニッシュ効果とは、試験体両側のくぼみ（ニッシュ）によって生じる音響透過損失への影響を指す。理論や数値解析 ([89–91,93])、実験 ([91,94]) によって検討がされており、一般的には以下の傾向が示される。(i) コインシデンス周波数 f_c 以下に影響が現れる、(ii) ニッシュ奥行方向の配置位置に影響を受け、端部配置（片側ニッシュ）と比較して、中央配置にすると音響透過損失の低減効果が大きい、(iii) 大きいパネルほどニッシュ効果が小さい、である。これらは、ニッシュ空間の音響とパネルの振動が連成することによって生じる現象である。Kim ら [89] は、数値解析を使ってニッシュの影響を調査し、メカニズムを考察した。その中で、ニッシュがパネルの振動と放射効率を増大させることで、音響透過損失を減少させると示した。プレートの共振による音の放射は Figure 2.4 に示すように、端部からの放射が支配的であり、ニッシュ内部の音響モードの腹と一致する。パネルの振動がニッシュ内部の音響場と連成することにより、非共振時の放射効率が増幅し、音響透過損失が低下する。また、ニッシュ空間における縦横方向の音響モードが、プレートの加振力となる圧力差を増大させ、プレートの振動レベルを増加させる役割があると示している。ただし、コインシデンス周波数 f_c 以上では、放射効率や振動速度への影響はほとんどなく、この周波数以上でのニッシュ効果が小さいことを示している。中央配置の場合は、同体積のニッシュ同士が音響的に連成を生じるため、パネルを通してエネルギーが増大し、音響透過損失の低下が起こる [90,93]。他にも、残響音源室側のニッシュは、ニッシュ自体が音響ダクトとしてふるまうことで、非拡散音場をもたらす。ニッシュ効果は負の影響だけでなく、音響透過損失増大側にも働くことが知られている。例えば、残響音源室側のニッシュは、ニッシュ深さと試験体寸法の比が大きくなるほど、最大入射角が小さくなるため、ニッシュのない試験体と比べて、遮音性能が高くなる。

これらのように、ニッシュ効果による音響透過損失への影響は複合的である。本試験の場合では、残響音源室側のニッシュは、寸法が小さいものの 8.5 mm のニッシュ深さがあり、入射角度の制限による拡散性の低減が起こっている可能性がある。また、残響受音室側のニッシュは 120 mm あり、コインシデンス周波数 f_c 以下で特に小さいサイズ程、測定値と理論値の乖離が大きいため、実測時にはニッシュ効果による音響透過損失低下が生じている可能性がある。

第三に、共振による透過 R_{res} は SEA 法による計算を行っていることが挙げられる。Rindel が示す共振透過での SEA 法を使った計算の前提は、モード密度が十分であり、モード密度の分布がスムーズであることが挙げられている。特に、 $4f_{11} = f_{22}$ 以上の周波数で使用することが推奨されているが、窓 (D) を除き、いずれの窓も計算範囲内に $4f_{11}$ の周波数があり (Figure 5.12)、測定範囲内に SEA の予測が難しいモード密度が含まれていると考えられる。

以上より、単層板の理論を使用した単層窓の遮音性能予測では、定性的な遮音の傾向をよく予測する一方で、定量的な予測には課題が見られた。これは、窓枠の考慮、実験室の再現が誤差の要因として考えられ、理論の前提と乖離した条件であったためと考えられる。次節にて、これらの検討を考慮できる FEM による数値解析検討を行い、精度を確認する。

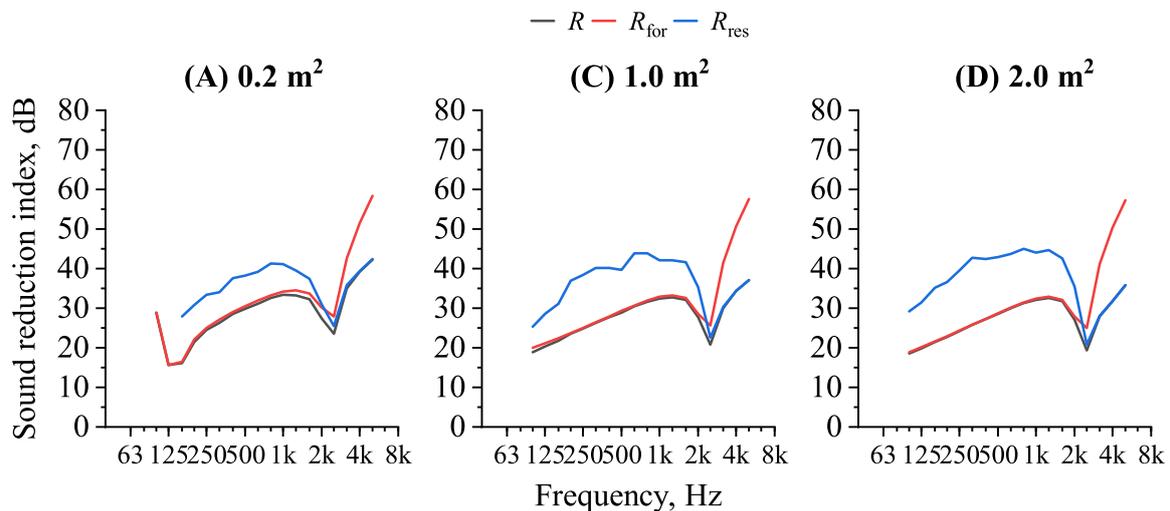


Figure 5.16: Sound transmitted contribution of forced transmission R_{for} and resonance transmission R_{res} of window(A), (C) and (D).

5.4 有限要素法による単層固定窓の遮音性能予測

前節から、単層板の遮音理論を使った計算で定性的な窓の遮音性能は予測可能だが、前提条件の制限から定量的には測定値と乖離が生じることが明らかになった。このとき、理論式では、窓の固定部を含む詳細構造が再現されていないこと、また残響室の構造的な影響を考慮していないことが誤差の要因であると推察した。そこで、本節では、FEM を使って窓の構造を詳細にモデル化し、窓の遮音性能をどれくらいの精度で予測できるかを明らかにする。また、残響室の影響を考慮するため、試験室のニッシュまで含めた解析モデルで予測精度への影響を確認した。最後に、音響-構造連成を考慮した FEM 解析は計算コストが高くなるため、弱連成による計算コスト低減に向けた検討をおこなった。

5.4.1 窓部のみ離散化モデル

まず、最も直感的な解析モデルとして、窓部のみを離散化したモデルで遮音性能の予測精度を検討する。

(1) 窓部の離散化モデル

<汎用的な設定条件>

汎用音響解析ソフト Actran2020 を使用して音響透過損失を計算する。解析は 1/24 オクターブ周波数刻みで 90–5600 Hz の間で計算した。計算結果は 1/3 オクターブ周波数に変換し、100–5000 Hz の計算結果へ変換する。計算効率の観点から、周波数範囲によって 3 つの解析モデルを用意し、それぞれ、90–990 Hz, 1010–2710 Hz, 2790–5600 Hz の範囲の計算モデルを作成した。音響透過損失は線形周波数応答解析で計算する。計算の線形システムはそれぞれの周波数で MUMPS ソルバー [69] を使用して計算する。音響-構造連成解析の支配方程式は、2.3 節に示す通りである。

<形状の離散化>

Figure 5.17(a) と (b) は最もシンプルで基準となるモデル (ベースラインモデル) で、窓のみを離散化したモデルを示す。このとき、残響音源室と残響受音室は離散化していない。本離散化モデルには、窓ガラス、PVC 製の窓枠、アルミニウム製の窓枠、ガスケットの代替としてゴムシート、枠内の空気構成される。ただし、実際のガスケットの形状は複雑であるため、離散化の際には平板のゴムとして簡略化したことに注意する。

構造要素は、六面体 2 次要素 (HEX20) の Solid shell 要素で離散化する。ガラスは、各解析モデルの上限周波数の曲げ波長に対し $d = 1/5\lambda$ 以下となる要素サイズで離散化した。全周波数範囲で要素のサイズは 18–43 mm であった。これは、3 章の検討より、2.2 dB の誤差で計算できる分割数である。ゴムシートは、材料特性を考慮するとより細かい要素サイズが必要であるが、ガラスに沿って変形すると仮定してガラスと同じ要素サイズで分割した。実際、ゴムシートをより細かい要素サイズで離散化したときと、ガラスと同じ要素サイズで離散化したときの差は、窓 (D) で平均 0.4 dB であり、低周波数で若干の差が確認される程度である。アルミニウム枠と PVC 枠は、周波数によらず要素サイズを 10 mm とした。これは、5600 Hz のアルミニウムの曲げ波長の 1/4 となる要素サイズであり、3.2 節の検討から離散化誤差は 3 % である。PVC 枠も材料特性を考慮すると、より細かい要素サイズが必要となるが、Figure 5.17(b) に示すように窓枠全体の中での

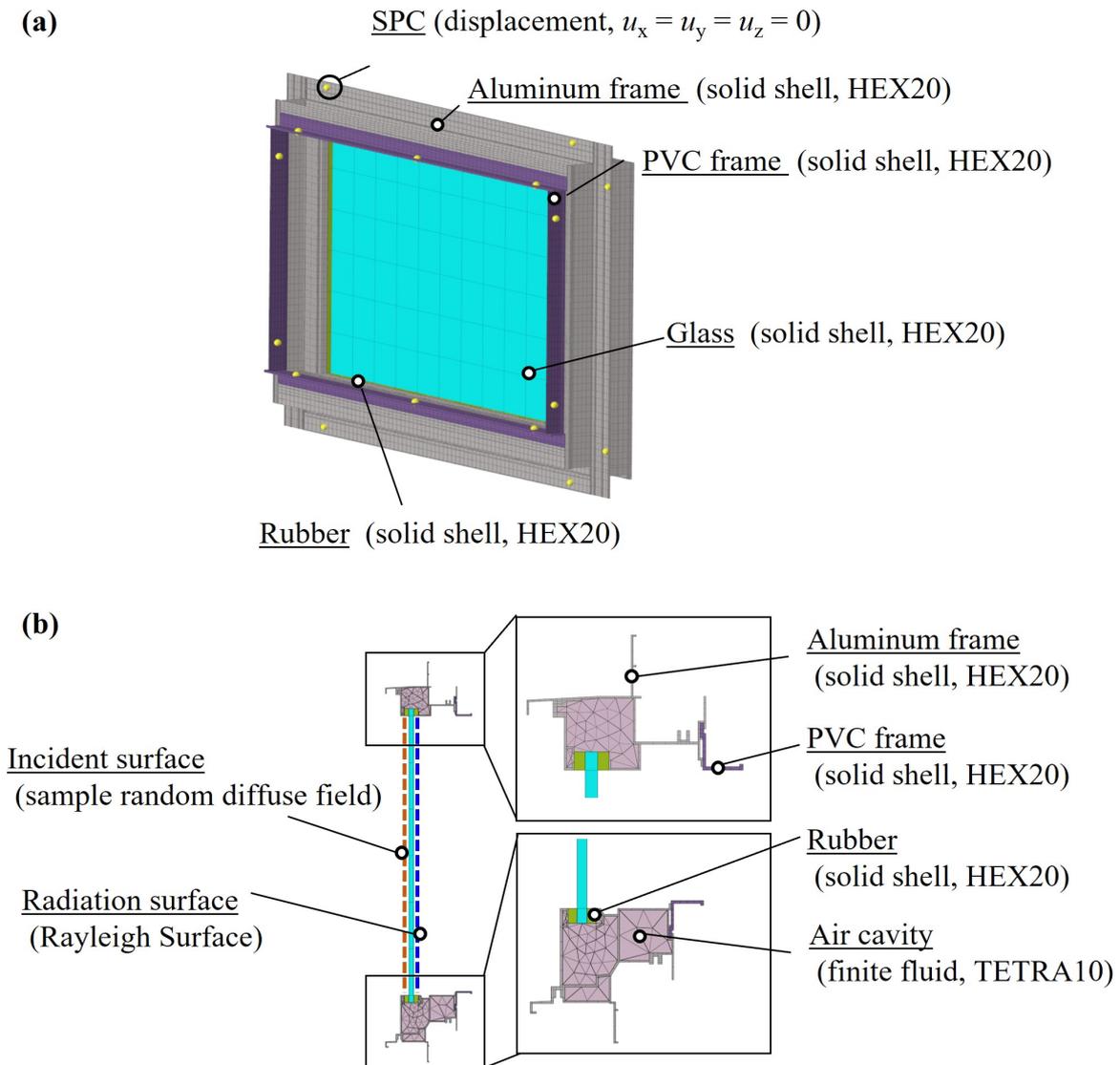


Figure 5.17: FEM model of window-only. (a):Appearance. (b):cross-sectional view.

使用率が低く、遮音性能への影響も小さいと仮定して、アルミ枠と同じ要素サイズとした。なお、窓ガラス、窓枠、ゴムシートの厚さ方向の分割数は、すべて1である。

窓枠内の空気は、四面体2次要素の TETRA10 の Finite fluid で離散化した。要素サイズは、周波数によらず 20 mm とした。これは、5600 Hz の音波長の 1/3 にあたるサイズであり、3.2 節の検討から、離散化誤差は 1% である。

窓枠の構造要素と枠内空気、ゴムシートと窓枠、窓枠における縦枠と横枠の界面は、異なる要素サイズや要素タイプによる不整合なメッシュとなっている。そこで、Interface connector を使用して、不整合メッシュ間のエネルギー伝搬を考慮した。

放射側のガラス面には、Rayleigh surface [72, 77] を適用した。これは、ガラスの振動速度を Rayleigh 積分することによって、音響放射パワー W_{rad} を求めるコンポーネントである。このとき、音響放射パワー W_{rad} は Eq.(3.7) から計算され、音の粘性による減衰が含まれる。

窓のみを離散化したベースモデルでは、窓 (A)–(E) の総節点数は 240,000–534,000 である。

<境界条件>

固定条件は、Figure 5.17(a) に示すように、窓を木枠に固定する位置の節点の変位を $[u_x, u_y, u_z]=[0, 0, 0]$ とした。ネジの個数は、Table 5.5 に示すように窓の大きさによって異なる。入射の条件には、ガラスの表面に Sample random diffuse field [72] を適用した。サンプリング方法は、PSD マトリックスのコレスキー分解に基づく方法を使用し、最大入射角度は 78° 、拡散音のサンプリング数は 40 とした。このとき、サンプリング数によるばらつきは $\pm 0.3\text{dB}$ である。音響入射パワー W_{inc} と音響放射パワー W_{rad} を Eq. (3.6) にあてはめ、音響透過損失 R を計算する。

Table 5.5: Number of screws attaching the window frame.

Window	Aluminium frame	PVC frame
(A)	8	10
(B)	10	14
(C)	12	16
(D)	10	22
(E)	8	20

<材料特性>

Table 5.6 には、ガラス、アルミニウム、PVC、空気材料特性を示す。ゴムのヤング率は、Figure 5.10 に示す窓 (A) の固有一次モード周波数の測定値を参照し、固有値解析した結果と周波数を合わせこむことで調整した。このとき、計算から得たヤング率は、一般的なゴムのヤング率と比較して小さい値となっている。これは、実際は中空形状のガスケット材だが、モデル化の際に中実形状のゴムシートを使用しているため一般的な値より低い値になったと考えられる。

損失は、Type1 と Type2 の二つの方法で数値解析モデルに付与し、計算結果を比較する。Type1 は材料固有の損失を複素ヤング率として各材料に与えた。このとき、PVC とガラスの内部損失は、中央加振法による予備検討で得られた値 (Appendix A) を使用した。ゴムとアルミニウムの損失、Actran の材料ライブラリで使用される値をとした。Type2 は、Figure 5.11(a) に示す周波数依存性のある窓の総合損失係数 η_{tot} をガラスに与えた。測定した窓の総合損失係数 η_{tot} は、周辺構造の結合による損失も含んだガラスの振動エネルギーの損失であると考えられるため、実効損失としてガラスの複素剛性に適用した。この損失は、窓枠の損失も含んでいると考えられるため、ガラス以外の内部損失は 0 としている。

空気の密度 ρ_0 、音速 c_0 はそれぞれ 1.225 kg/m^3 、 340 m/s とした。

Table 5.6: Material properties.

	Young's modulus [Pa]	Poisson's ratio [-]	Density [kg/m ³]	Loss factor	
				(Type 1) [-]	(Type 2) [-]
Glass	7.16×10^{10}	0.23	2500	0.002	η_{tot}
Aluminum	7.0×10^{10}	0.3	2700	0.01	0
PVC	3.5×10^9	0.3	1400	0.05	0
Rubber	0.5×10^6	0.48	890	0.05	0

(2) 解析結果・考察

Figure 5.18(a) と (b) はそれぞれ、窓のみを離散化したベースラインモデルの解析結果を示す。上段には、音響透過損失の解析値、下段には測定値との差分を示し、(a) には Type1 の方法で損失を与えた解析結果、(b) には Type2 の方法で損失を与えた結果を示す。はじめに、測定の定性的な傾向が再現できているかを確認する。Type1 と Type2 のいずれの数値解析結果は、コインシデンス周波数 f_c 以上では、最小窓 (A) で最も遮音性が高く、窓が大きくなるにつれて遮音性能が下がる傾向が確認された。また、窓 (A) では、125–160 Hz に固有一次モード f_{11} に起因する大きなディップが生じる。これらは、Figure 5.8 に示す測定の音響透過損失と同じ傾向である。

しかしながら、数値解析では、窓 (B)–(E) の 400 Hz 以下において小さいサイズほど遮音性が高く、明確なサイズ依存性が確認される。数値解析によるサイズの依存性は、窓の大きさによる放射効率の違いと考えられるが、測定ではその傾向が確認されなかった。5.3 節で示す理論計算も同様の結果となっており、測定ではシュレーダー周波数 f_{sc} 以下の測定の再現性の低さによって、サイズ依存性が現れなかったものと推察されるが、明確な理由は不明である。また、FEM 解析では理想的な拡散入射条件をモデル化している一方で、測定では残響音源室側の特性も影響していると考えられる。

二つの損失による数値解析結果の差は、窓 (A) の固有一次モードによるディップと、すべての窓のコインシデンス周波数 f_c 以上で違いが表れる。最小窓 (A) において、Type1 を使った解析結果は、Type2 の解析結果より 125–160 Hz で深いディップを生じる。コインシデンス周波数 f_c 以上では、Type2 で Type1 より遮音性能が高い。また、最大窓 (D) では、Type1 の与え方をしたとき、160 Hz 以下で数値計算結果の揺らぎが確認される。Figure 5.19 には、窓枠とゴム界面の振動速度を示す。損失係数の与え方で差が大きい周波数範囲 (f_c 以上、125–160 Hz) において、振動速度が相対的に大きくなっていることが確認できる。すなわち、この部分の結合減衰の影響も大きいと考えられ、構造部の減衰を考慮している Type2 で精度が高くなったことが推測される。

次に、定量的な側面から予測の精度を検討する。Type2 の損失を使った数値解析では、Figure 5.18 の下図に示すように、窓 (A) の固有一次モードによるディップと、すべての窓のコインシデンス周波数 f_c 以上で良い一致を見せた。この周波数での誤差は、Type2 で 0.1–4.4 dB であり、Type1 で 4.0–8.2 dB の誤差となった。Type2 の絶対誤差の結果は、大きい窓ほど小さい誤差になった。5.2 節の検討より、小さい窓ほど総合損失係数のばらつきが大きいいため、測定のばらつきの影響の可能性が考えられる。一方で、Type1 と Type2 どちらの数値解析の結果も 1 kHz 以下、特に小さい窓で絶対誤差が大きい。これらの周波数では、数値解析は音響透過損失を過大に計算する。これは、前節で示す理論の計算でも同様の傾向であった。このことから、この誤差は窓枠の離散化や理論の近似誤差による差ではなく、実験室環境の模擬が影響している可能性が高い。特に、小さい窓で、コインシデンス周波数以下で乖離が大きくなっていることから、測定では前節で詳述したニッシュ現象 [90] による音響透過損失の低下が起っており、ニッシュ形状を離散化しなかったことが誤差の要因であると推察される。つまり、実験室環境を再現したモデルを作成すれば計算精度が向上する可能性が示唆された。

最後に、Table 5.7 に窓のみをモデル化したベースラインモデルでの計算コストを示す。最小窓 (A) で 9,491 秒、最大窓 (D) で 27,443 秒であった。メモリはそれぞれ、1 並列あたり、13.5 GB、44.9 GB であった。ベースラインモデルによる数値解析は、近年の PC 環境を考慮したとき、十分実践的である。

このセクションでは、材料固有の内部損失を各部材に与える計算は定量的な誤差が大きく、代

わりに測定した総合損失係数を使用して窓のみを離散化した解析計算では、固有一次モード周波数、コインシデンス周波数以上を定量的に高い精度で予測できることを示した。

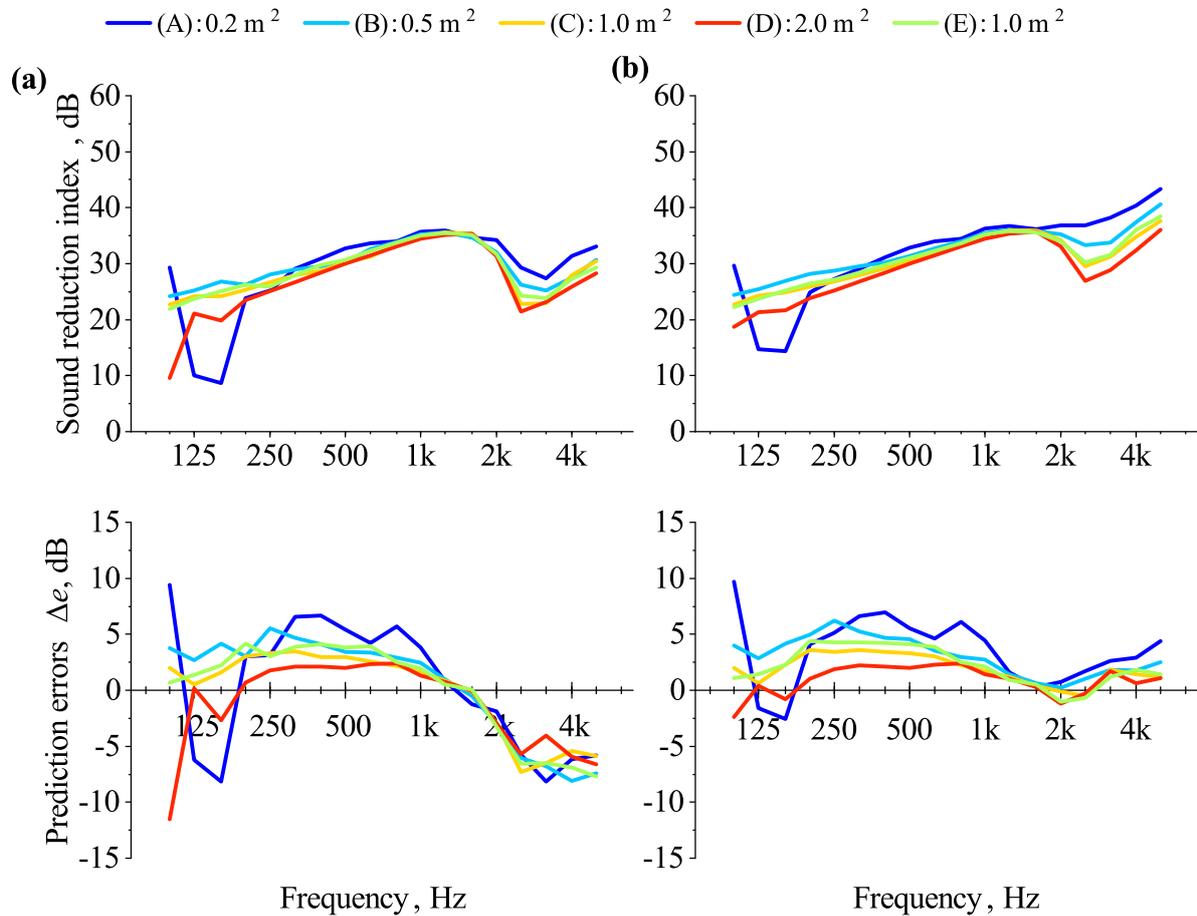


Figure 5.18: Sound reduction indices and prediction errors from measuring used with window only model. **(Upper)**: Sound reduction indices. **(Bottom)**: Prediction errors from measuring. Prediction errors Δe is calculated as $\Delta e = R_{Calc.} - R_{Meas.}$. **(a) Type 1**: inertial loss factor was used as loss factors of each materials. **(b) Type2**: measured total loss factor of window (show in Figure 5.11(a)) were used as effective loss factor of glass.

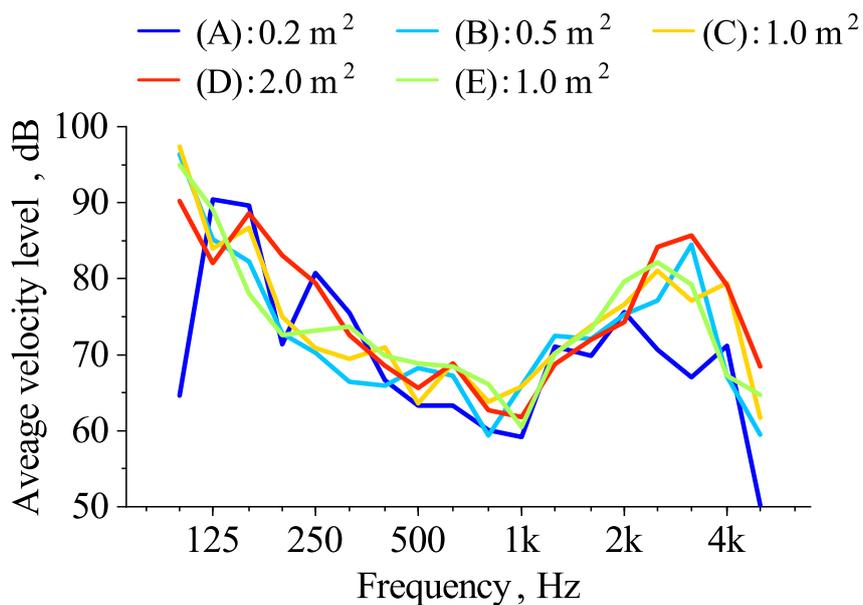


Figure 5.19: Average surface velocity between window-frame and gasket.

Table 5.7: Calculation memory and time of window(A) and (D) using window-only model using 4 parallel process until 5 kHz.

Window	Calculation model	Memory(GB/single process)	Calculation time
(A)	window-only model	13.6	2h 38m 11s
(D)	window-only model	44.9	7h 37m 23s

5.4.2 ニッシェを考慮した窓近傍空間を離散化した強連成解析モデル

このセクションでは、ニッシェを含めた数値解析モデルによる予測精度を評価する。窓近傍の半球空間を音響要素で離散化し、窓周辺のニッシェ形状を含める形でモデル化した。

(1) 強連成解析モデル

Figure 5.20 に数値解析の離散化モデルを示す。このモデルはニッシェを含む窓近傍の一部半球空間を音響要素で離散化した。このとき、残響音源室や残響受音室は計算コストの観点から全てを離散化せず、ニッシェを含む試験体近傍のみを離散化している。これにより、ニッシェ効果を考慮した場合の予測精度への影響を検討する。

窓部のモデル化は5.4.1節で示すものと同じである。損失の与え方はType2：総合損失係数とした。窓近傍半球空間の音響場と窓ガラスの振動場は音響-構造連成で計算し、ニッシェを含む強連成解析モデルとして双方向の伝搬を考慮して計算する。本計算は計算コストの観点から、前節で誤差の大きかった1 kHz以下に限定して計算する。

半球空間の半径は1.4 mとした。これは1 kHzの波長の4倍、最小周波数90 Hzの音が1波長入る大きさである。半球空間の音場は、2次の四面体(TETRA10)のFinite fluidで離散化した。要素サイズは114 mm以下とした。これは、1 kHzの音波長の1/3以下の大きさであり、3章の検討から離散化誤差は1%である。

<境界条件>

半球空間の外表面には無限要素のInfinite fluid [72, 95–97]を適用した。このコンポーネントではSommerfeld条件と音場の座標系を含む半径方向の補完係数を使って距離減衰を考慮した音響放射を計算する。これにより、半球外表面の境界は、自由音場放射としてモデル化する。

入射条件は、Sample random diffuse field [72–75]を半球外表面に適用した。しかし、サンプリング理論は前回使った方法とは異なり、多数の平面波をランダムな位相で重ね合わせる方法を使用する。これは、球面上にSample random diffuse fieldを適用する制限のためである。サンプル数は40とし、8,000以上の平面波を重ね合わせた。ベースラインモデルを使用した窓部のみの解析とは異なり、最大入射角は90°とした。これは、残響音源室側のニッシェや窓枠の形状の再現により音の入射角度が実験と同等に制限されると仮定したためである。

窓ガラス面と半球空間の音場は、要素タイプや要素サイズが異なる不整合メッシュとなっているため、Interface connector [72]により双方向のエネルギーの伝搬を考慮した。

音響透過損失はEq. (3.6)を使用して計算する。音響入射パワー W_{inc} は入射側のガラスの表面、音響放射パワー W_{rad} は無要素の表面の音圧からEq. (3.7), (3.8)で計算した。

本モデルは、音響空間の離散化をしているため、ベースラインモデルより自由度が大きくなる。強連成モデルの総節点数は、窓(A)–(E)で1,080,977–1,963,834である。ベースラインモデルの節点数と比較して、強連成モデルは4倍以上の節点数を持つ。

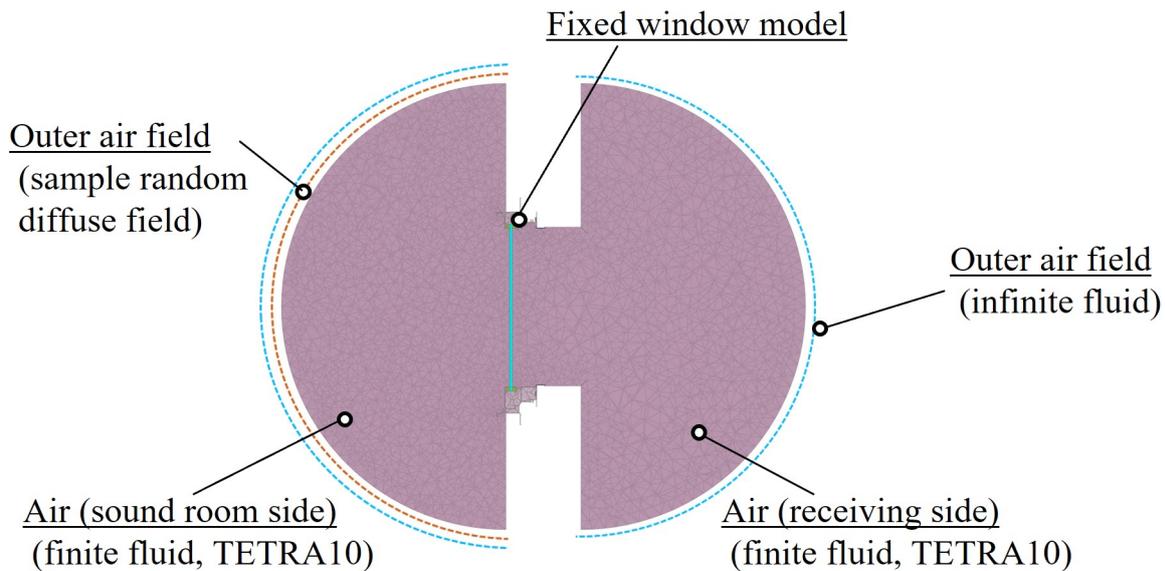


Figure 5.20: FEM model including niche.

(2) 解析結果・考察

Figure 5.21 にニッシェありの強連成解析モデルで計算した結果を示す。上段に音響透過損失の計算値，下段に測定値との誤差をそれぞれ示す。窓のみを離散化したベースラインモデルの結果 (Figure 5.18(b)) と比較すると，すべての窓に対し 125-1000 Hz で結果が改善することが確認された。定量的に比較すると，ニッシェありの強連成解析モデルの誤差は，窓 (A) の 100 Hz を除き，最大誤差 3.3 dB であった。全周波数の誤差平均では，1.0-1.5 dB と乖離が小さく，測定値をよく再現している。特に，小さい窓ほどニッシェを含めることで予測精度が大きく改善した。さらに，窓 (A) の数値解析結果では，理論計算 (Figure 5.15(a)) やベースラインモデル (Figure 5.18(a)) では確認されなかった 315 Hz と 800 Hz に小さいディップが再現された。このことから，測定で確認された窓 (A) のディップは，ニッシェ空間の影響があることを確認した。

以上より，実験環境下の窓の音響透過損失を予測するための数値解析モデルには，ニッシェの考慮が必要であることが明らかになった。窓の開発時には，遮音等級 (T 等級) [98] が開発時の遮音の指標となる。コインシデンス周波数 f_c 以下の定量的な精度や，音響透過損失のディップの再現の程度が，T 等級に影響する可能性がある。このことから，特に小さいサイズの窓の予測をする場合は，ニッシェのモデル化の必要性は明らかである。

しかしながら，最小窓 (A) には 100 Hz に 5 dB を超える誤差が確認される。この剛性制御領域での誤差は，残響音源室と残響受音室の形状を完全に含まない離散化方法に由来している可能性がある。これは，今後の課題として検討していく。

一方で，Table 5.8 に示すように，ニッシェを含む強連成解析は高い計算コストとなった。窓 (A) と窓 (D) に着目すると，1 並列あたり 79 GB と 204 GB のメモリを必要とする。窓 (A) と窓 (D) の計算時間は，60,432 秒，358,201 秒である。このとき，計算環境の都合より窓 (A) は 2 並列，窓 (D) は 1 並列のみで計算したことに注意する。計算コストをベースラインモデルと比較すると，強連成モデルは 12-34 倍の計算時間がかかり，6-7.5 倍のメモリが必要である。計算コストの観点か

ら、特に、大きいサイズの窓や高い周波数に対して、窓の設計開発時に強連成解析モデルを使用することは、実用的に困難であると言える。

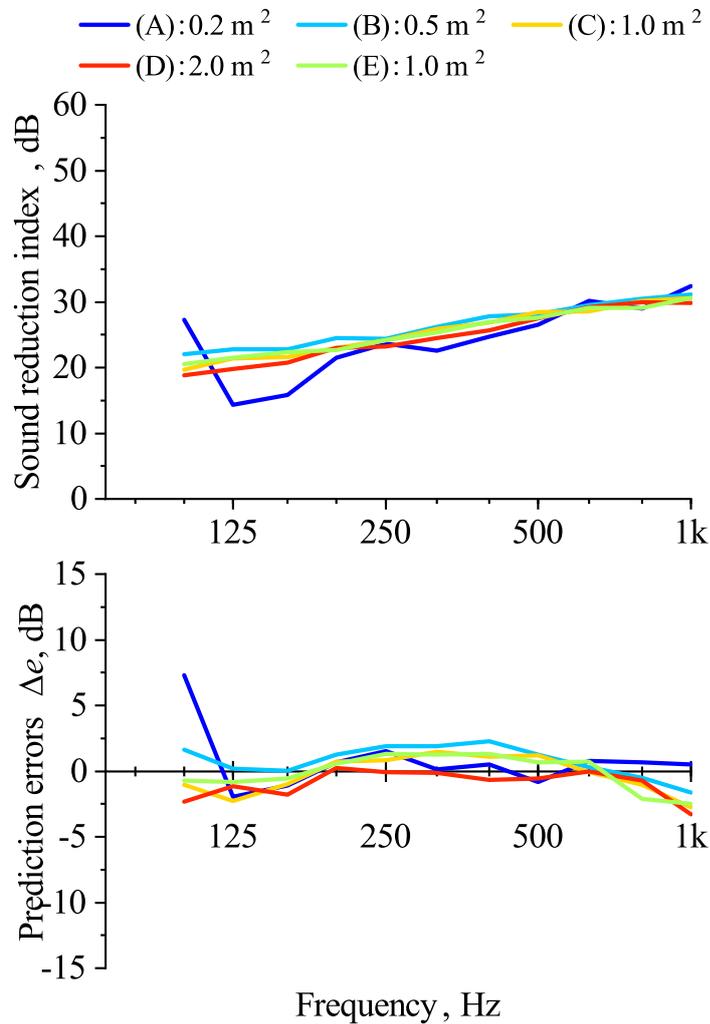


Figure 5.21: Sound reduction indices of strong-coupling model including niche. **(Upper)**:Sound reduction indices. **(Bottom)**:Prediction errors from measuring. Prediction errors Δe is calculated as $\Delta e = R_{\text{Calc.}} - R_{\text{Meas.}}$.

Table 5.8: Calculation memory and time of window(A) and (D) using strong-coupling model including niche geometry using 2 parallel process for window(A) and 1 parallel for window (D) until 1 kHz.

Window	Model	Memory (GB/single process)	Time
(A)	including niche model (strong-coupling)	78.9	16h 47m 12s
(D)	including niche model (strong-coupling)	206.4	4D 3h 30m 1s

5.4.3 ニッシェを考慮した窓近傍空間を離散化した弱連成解析モデル

ニッシェを含めた強連成解析は、1 kHz 以下において高い精度で予測できるが、高い計算コストを必要とすることが明らかになった。本セクションでは、効率的な計算のため、弱連成解析の適用性について検討する。この数値解析モデルでは、窓近傍の音場と窓ガラス面上の振動の双方向の連成は考慮されないが、ニッシェの幾何形状は数値解析に含まれる。弱連成解析は強連成解析より早く計算でき、低いメモリになることが期待できるが、二つの音響解析が追加が必要となる。

(1) 弱連成解析モデル

計算の仮定や条件は 5.4.2 節の強連成解析モデルと同じであるが、3つのステップに分割して弱連成（一方向）計算する。半球空間内の音響解析と窓の振動解析を分割して計算することにより、計算規模の削減に期待がされる。

Figure 5.22 は 3 ステップの解析方法を示す。Step1 では残響音源室側の半球空間内の音響解析を行う。入射条件として、半球外表面に Sample random diffuse field を張り付け、多数の平面波の重ねあわせにより拡散音場条件を模擬する。半球空間の音響解析を行い、出力として残響音源室側のガラス表面の音圧分布と音響入射パワーを計算する。Step2 では窓の振動解析を行う。入力として Step1 で計算した音圧荷重をガラス表面へ与え、残響受音室側へのガラス振動速度を出力として計算する。Step3 では窓面の振動速度から残響受音室側の半球空間への放射音響解析を行う。Step2 で計算したガラスの振動速度分布を入力とし、半球面の音響放射パワーを出力とする。

それぞれのステップで計算される問題の大きさは、Step1 で総節点数が 377,896–758,873 である。Step2 では、240,446–467,591 である。Step3 では、402,635–715,350 である。強連成解析モデルと比較して、モデルの規模は半分以下となっている。しかし、ベースラインモデルと比較して、規模の大きい Step1 と Step3 の二つの音響解析が追加になる。

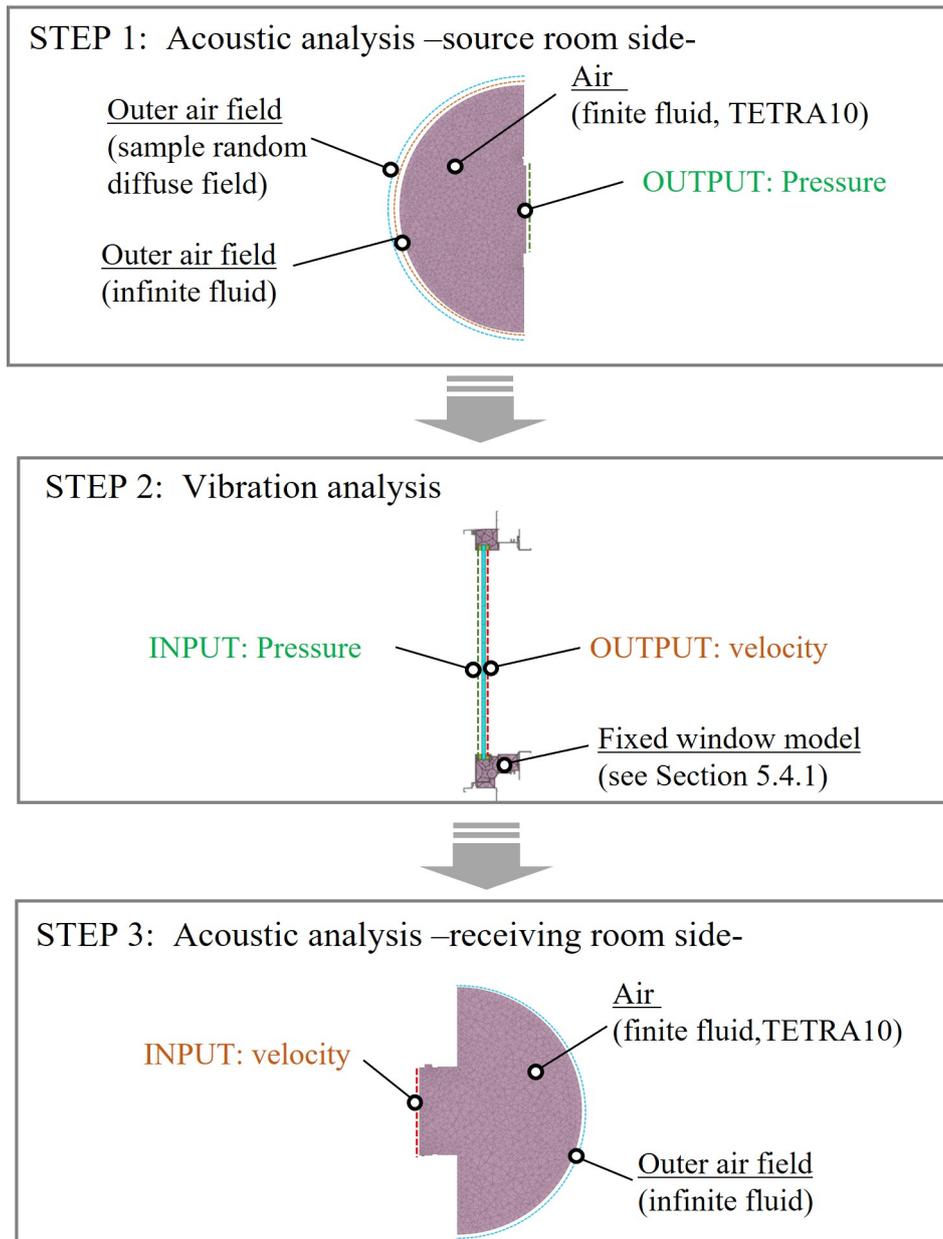


Figure 5.22: Calculation steps of weak-coupling model including niche.

(2) 解析結果・考察

Figure 5.23 に弱連成解析の計算結果として、上段に音響透過損失、下段に測定値との誤差を示す。弱連成解析は、Figure 5.18(b) に示すベースラインモデルの解析と比較して、125–1000 Hz の間で予測精度が向上している。また、弱連成解析でも最小窓 (A) であらわれる 315 Hz と 800 Hz のディップが確認される。弱連成解析の誤差は、窓 (A) の 100 Hz を除き、3.3 dB 以下となった。全周波数の平均は、0.9–2.6 dB である。結果の精度は、窓 (B)–(E) で強連成解析モデルとほぼ同等である。窓 (A) では若干の精度の低下がみられ、音響透過損失を過大に計算する側に乖離が生じる。これは、音響と振動の連成が考慮されないことによる誤差であると推測される。ただし、ニッシェ空間の幾何形状の再現の方が精度向上への寄与が大きく、音響場と振動場の双方向の音響–構造連成は必ずしも必要でないことが明らかになった。

Table 5.9 に計算コストを示す。弱連成解析は、期待通りメモリの最大必要量に関して、強連成解析より利点があることがわかった。最小窓 (A) と最大窓 (D) では、弱連成解析モデルで計算したとき、1 並列あたりのメモリ使用量が 29 GB と 51 GB であった。これは、強連成解析と比較して、それぞれ、1/2.7, 1/4 メモリを削減している。さらに、解析時間では、窓 (A) と窓 (D) でそれぞれ、36,288 秒、98,921 秒であった。これは、強連成解析と比較して、1.7–3.6 倍の計算時間が短縮されている。これらの解析結果から、低周波数では、ニッシュを含む弱連成計算で実験環境下の窓の音響透過損失を予測することの有用性を示した。

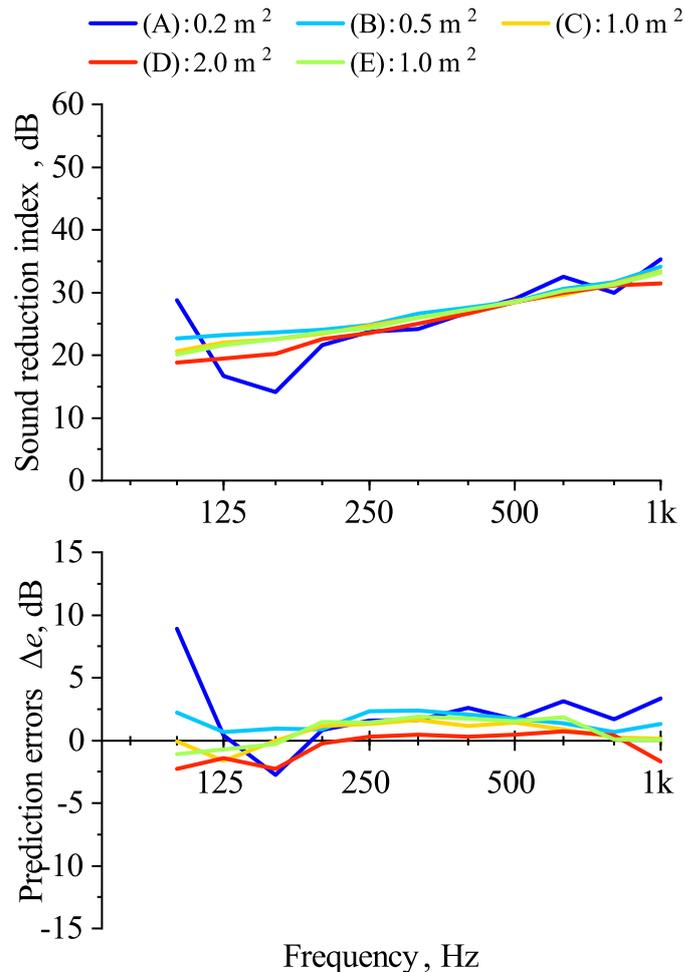


Figure 5.23: Sound reduction indices of weak-coupling model including niche. (**Upper**): Sound reduction indices. (**Bottom**): Prediction errors from measuring. Prediction errors Δe is calculated as $\Delta e = R_{\text{Calc.}} - R_{\text{Meas.}}$.

Table 5.9: Calculation memory and time of window (A) and (D) using weak-coupling model using 4 parallel process until 1 kHz.

Window	Calculation model	Memory(GB/single process)	Calculation time
(A)	weak-coupling model	28.9	10h 4m 48s
(D)	weak-coupling model	51.6	1D 3h 28m 41s

5.4.4 残響音源室側・残響受信室側のニッシュェが遮音性能に与える影響

前節の検討より、窓近傍の半球空間を離散化し、ニッシュェの幾何形状を考慮することで精度高く遮音性能を予測できることが明らかになった。本節では、解析モデルの規模削減と、実験室におけるニッシュェの影響を明確にすることを目的とし、残響音源室側、残響受信室側のニッシュェが遮音性能に与える影響をそれぞれ検討する。片方のニッシュェ形状を考慮したモデルにより、遮音性能への寄与を比較検討する。

(1) 実験室内の片方のニッシュェを考慮した解析モデル

5.4.3 節で使用された弱連成解析モデルをベースに検討する。Figure 5.24 に比較評価する解析モデルの概略図を示す。残響音源室側のみニッシュェを考慮するモデルでは、残響音源室側の半球空間を離散化し、残響受信室側を Rayleigh surface で離散化した。残響受信室側のニッシュェのみ考慮するモデルでは、残響音源室側のガラス表面に Sample random diffuse field による拡散音場を付与し、残響受信室側はニッシュェを含む半球空間でモデル化した。このとき、入射条件は窓のみのベースラインモデルと同等で、拡散音場は PSD マトリックスのコレスキー分解に基づく方法を使用し、サンプリング数 40、最大入射角度 78° とした。

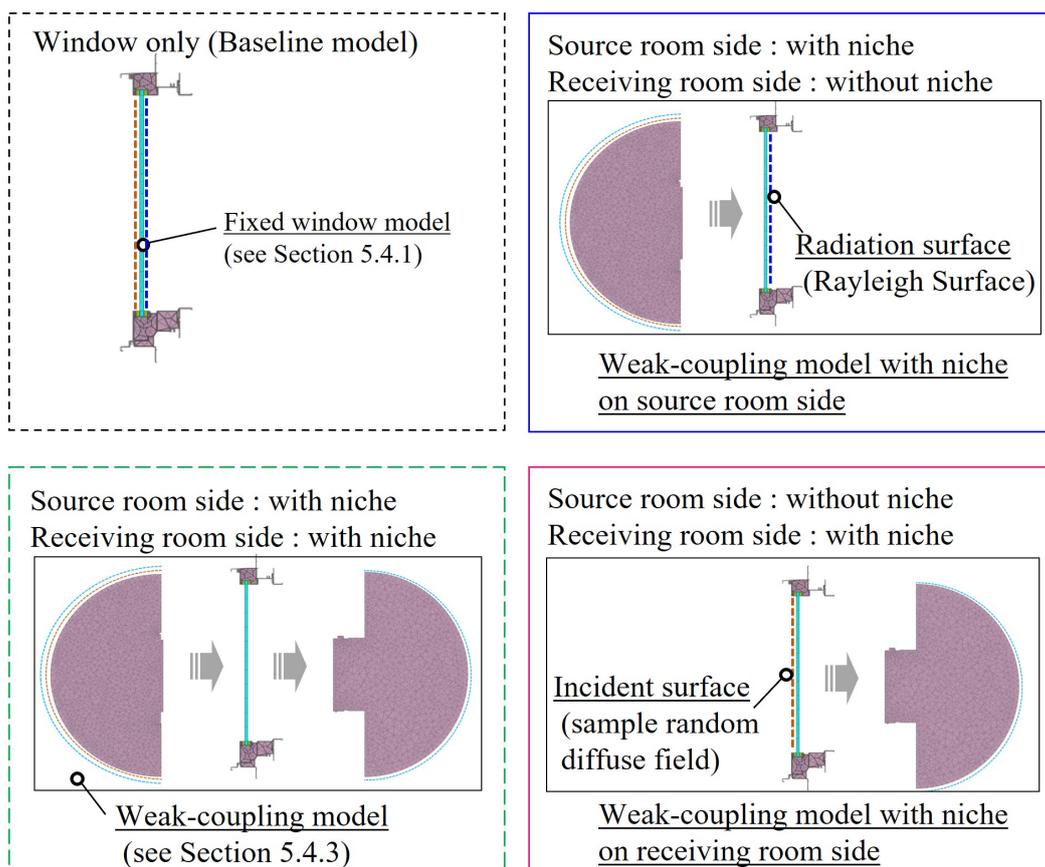


Figure 5.24: Calculation case for study of influence of niche. **(Upper-left)**: Window-only model. **(Bottom-left)**: Weak-coupling model including niche. **(Upper-right)**: Weak-coupling model with niche on source reverberant room side. **(Bottom-right)**: Weak-coupling model with niche on reverberant receiving room side.

(2) 解析結果・考察

Figure 5.25 に窓 (A) に対して残響音源室側と残響受音室側のモデル化方法を変えた結果を示す。残響受音室側のニッシェのみを考慮した計算は、弱連成の解析結果と近い値を示す。ただし、315 Hz 以上では、特に高周波数になるにつれて弱連成解析結果より約 0.8 dB ほど遮音性能を大きく評価しており、測定値から離れる方向に計算している。また、残響音源室のニッシェのみを考慮する計算では、窓ガラスのみの離散化モデルと解析結果が近くなった。315 Hz 以上では約 1 dB の差があり、残響音源室側のニッシェを含めることで測定値に近づく結果が得られた。つまり、本検討の実験環境では、ニッシェ深さの大きい残響受音室側のニッシェ形状が遮音性能へ大きく影響を与えていることが確認でき、モデリングの重要性を示唆している。さらに、入射側のニッシェモデリングは、高周波数ほど遮音性能へ影響していることが確認できる。

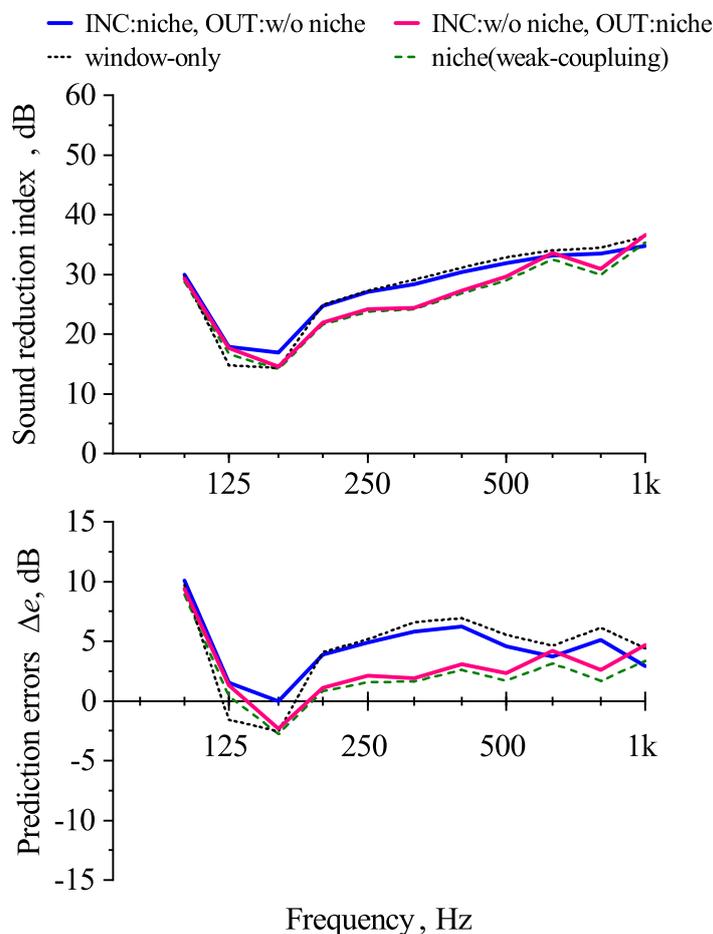


Figure 5.25: Sound reduction indices of window (A) comparing with different modeling of incident and radiation side. **(Upper)**: Sound reduction indices. **(Bottom)**: Prediction errors from measuring. Prediction errors Δe is calculated as $\Delta e = R_{\text{Calc.}} - R_{\text{Meas.}}$.

Figure 5.26 は拡散音場入射時のガラス面上の拡散性を比較した結果である．なおガラス面上の任意の二点間の拡散性は以下の式で空間相関係数 SC を計算し，拡散性が十分な場合は $\frac{\sin kr}{kr}$ に近似する [76]．

$$SC = \frac{\operatorname{Re}[p_1 \cdot p_2^*]}{|p_1| \cdot |p_2|} \quad (5.17)$$

ここで， p_1 ， p_2 は任意の 2 点の音圧である．いずれの計算結果も， kr が大きくなるにつれて $\frac{\sin kr}{kr}$ に近似する．一方で，残響音源室を半球空間としてモデル化した方では， $kr < 0.5\pi$ でガラス面に Sample random diffuse field を適用した方と比べて $\frac{\sin kr}{kr}$ から離れる方向に収束している．つまり，残響音源室内の窓近傍の半球空間のみを離散化した場合でも，実験室内のニッシェ形状や窓枠の形状が考慮されて，低周波数付近では拡散性が低下していることが確認された．

最後に，窓 (A)，(D) に関して計算結果を Table 5.10 まとめる．放射側のニッシェのみを考慮したモデルは，両側のニッシェを考慮した弱連成解析モデルと比較して，1.5–1.7 倍のメモリ削減，2.8–3.9 倍の時間短縮で計算できた．

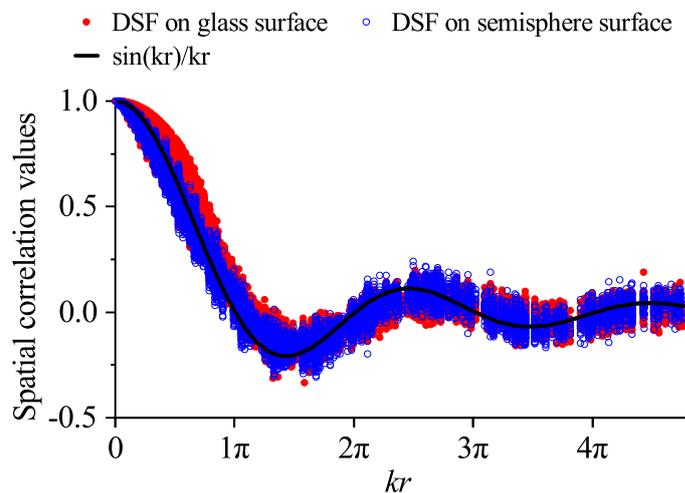


Figure 5.26: Diffusivity on glass surface in case of applied sample random diffuse field on glass surface and semi-sphere surface.

Table 5.10: Calculation memory and time of window(A) and (D) until 1 kHz using 4 parallel process.

Window	Calculation model	Memory(GB/single process)	Calculation time
(A)	INC:without niche, OUT:with niche	19.1	3h 30m 33s
	INC:niche, OUT:without niche	28.9	7h 43m 19s
	window-only	13.1	1h 24m 51
	INC:niche, OUT:niche	28.9	10h 4m 48s
(D)	INC:without niche, OUT:with niche	30.5	7h 0m 35s
	INC:niche, OUT:without niche	51.6	22h 58m 46s
	window-only	26.8	2h 56m 23s
	INC:niche, OUT:niche	51.6	1D 3h 28m 41s

5.4.5 周波数依存性のない総合損失係数を使った予測

5.4.1–5.4.3 節の検討より、窓の遮音性能を高い精度で予測するためには、総合損失係数の測定値が必要であることを明らかにした。総合損失係数は、実際の窓から測定する値であるため設計段階では未知の値である。しかし、5.2 節の実験結果より総合損失係数の周波数平均値は、窓のパラメータ U/S に線形的な相関があることを明らかにしている。つまり、違ったサイズの窓の総合損失係数は、事前に予測できる可能性がある。この場合は周波数依存性のない総合損失係数を適用する必要があるため、平均値を適用した場合の予測精度への影響を確認する。

(1) 解析の条件設定

前述の窓のみを離散化したベースラインモデルと弱連成解析モデルに対して、損失の与え方 Type3 として周波数平均した総合損失係数をガラスに与える場合、Type4 としてコインシデンス周波数が遮音性へ影響する範囲 ($f > \frac{f_c}{\sqrt{3}}$) の周波数平均値をガラスに与える場合の計算を行った。それぞれの総合損失係数の値を Table 5.11 に示す。離散化モデルは、1 kHz 以下を弱連成解析モデル、1 kHz 以上を窓のみのベースラインモデルを使用して検討した。

Table 5.11: Frequency-averaged loss factor.

	Window	Type 3	Type 4
(A)	580 × 350	0.147	0.124
(B)	900 × 550	0.107	0.075
(C)	1250 × 800	0.066	0.050
(D)	1800 × 1100	0.048	0.034
(E)	1800 × 550	0.074	0.051

(2) 解析結果

Type3: 全周波数を平均した総合損失係数を適用したとき、測定値との誤差は 1.3–2.5 dB であった。コインシデンス周波数 f_c での誤差は最大で 2.2 dB であった。Type4: コインシデンス周波数付近を平均した総合損失係数を適用したとき、測定値との誤差は 1.2–2.3 dB であった。コインシデンス周波数 f_c の誤差は最大で 1.6 dB であった。この結果より、コインシデンス周波数付近 f_c のみを考慮した総合損失係数の適用の方が、わずかに精度が高くなった。Figure 5.11(b) に示されるように、窓の総合損失係数の測定値は低周波数で大きい値を示し高周波数に向けて減少傾向がある。そのため、全周波数平均する方では、低周波数の影響で総合損失係数を過大に評価し、コインシデンス周波数付近の精度が悪くなる。

Figure 5.27 には、窓 (A) を対象に総合損失係数の値を変えた場合の音響透過損失への感度を示す。Figure 5.27(a) はコインシデンス周波数 f_c 、(b) は固有一次モード f_{11} に対する音響透過損失である。コインシデンス周波数 f_c および固有一次モード f_{11} の音響透過損失のディップは損失係数の対数値に比例することが確認できる。本測定で得られた 0.2–2.0 m² の窓の損失は 0.05–0.15 の範囲であり (Figure 5.11)、この範囲内で損失係数による感度を確認すると、コインシデンス周波

数 f_c では損失の大きさが 0.01 異なるごとに約 0.5 dB, 固有一次モード f_{11} では約 0.4 dB の感度があることが確認される. コインシデンス周波数 f_c と総合損失係数が対応することは, 先行研究でも同様のことが示されている. Yoshimura ら [23] はガラスの総合損失係数を実験評価したうえで, Cremer の式を使用し, 総合損失係数がコインシデンス周波数 f_c 付近の遮音性能へ影響を与えることを確認した. 一方, 本解析結果からは, 低周波数に現れる固有一次モードの大きさにも総合損失係数が影響することが示された.

本検討の結果としては, 周波数依存性のない損失を与えても高い精度で予測できることを明らかにした. より高い精度で予想するとしたら, 評価周波数範囲内に固有一次モードが含まれない場合は, コインシデンス周波数 f_c 付近を平均した総合損失係数を使用した方が予測精度は高くなる. 評価周波数範囲内に固有一次モード f_{11} が入る小サイズの窓の場合は, 全周波数の平均値, もしくは周波数依存性のある総合損失係数を使用した方がよい.

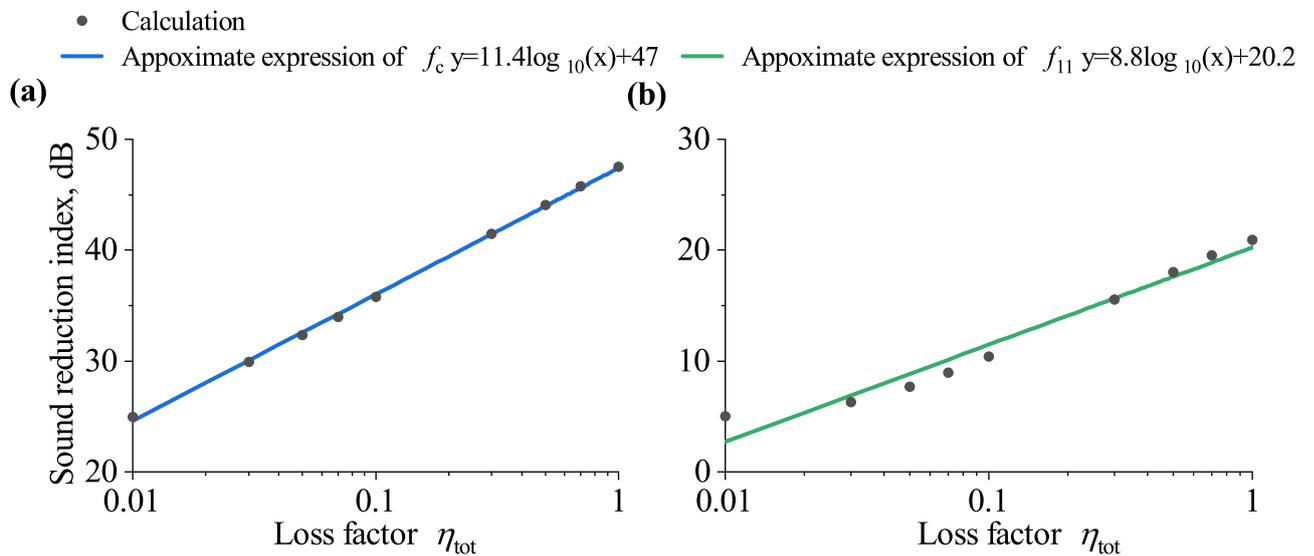


Figure 5.27: Sound reduction indices depending on loss factor. (a):Sound reduction indices at coincidence frequency f_c . (b):Sound reduction indices at 1st natural vibration frequency f_{11} .

5.5 有限要素法による単層固定窓のパラメータスタディ

本節では、高遮音性窓の商品開発に向けた知見蓄積、解析精度の把握を目的としてパラメータスタディを行う。まず、窓枠の有無、窓枠の材料特性、窓枠結合部が遮音性能へ与える影響について数値解析的に検討する。次に、数値解析の推定範囲を評価する。具体的には、形状の再現や実験による材料物性の評価が難しいガスケットに対して、材料特性（ヤング率）を変えた場合の音響透過損失の計算範囲を把握する。これにより、任意の材料特性を与えた場合、数値解析にどれくらいの誤差が含まれるか明らかにすることができる。本検討では、窓のみを離散化したベースラインモデルを使用し、5つのサイズの窓に対してパラメータスタディをする。

5.5.1 窓枠の影響

窓枠自体の遮音性能への影響を検討するため、窓枠内部の空気の影響、窓枠による固定条件の影響を数値解析で検討する。

(1) 離散化モデル

<窓枠内部の空気の影響>

Figure 5.28 に窓枠内部の空気の影響を確認するための離散化モデルを示す。離散化モデルにはベースラインモデルを使用し、要素サイズ、要素タイプ、境界条件、材料特性は5.4.1節で示す条件と同じである。ただし、窓枠内部の空気を吸音要素 (Porous MIKI [72,79], 流れ抵抗 $\sigma = 13,918 \text{ [Ns/m}^4\text{]}$) に置き換える。

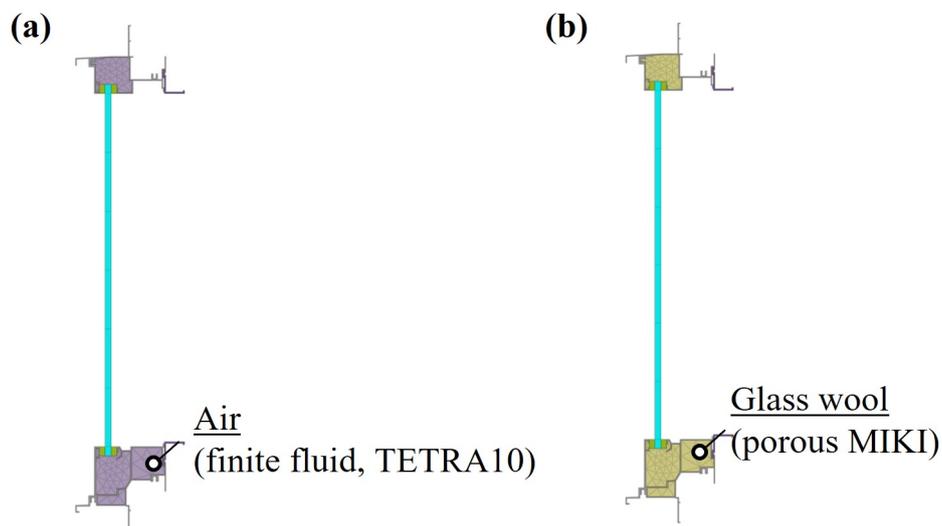


Figure 5.28: FEM model to verify the influence of inner-air within window frame.

<窓枠の影響>

窓枠なしの解析モデルは、ゴムシートと窓ガラスのみで離散化したモデル (Figure 5.29) を使用する。窓ガラスとゴムシートの要素サイズ、要素タイプ、境界条件は5.4.1節に示すベースラインモデルと同等である。拘束条件は、ゴムシート表面の節点の変位を $[u_x, u_y, u_z] = [0, 0, 0]$ として定義した。ただし、FEMモデルには実測の総合損失係数をガラスの実効損失として与えているため、本解析では窓枠による減衰性は考慮されず、剛性のみの影響検討となることに注意する。窓枠なしの解析モデルは、ベースラインモデルよりガラス端部の固定が強くなることが予測される。

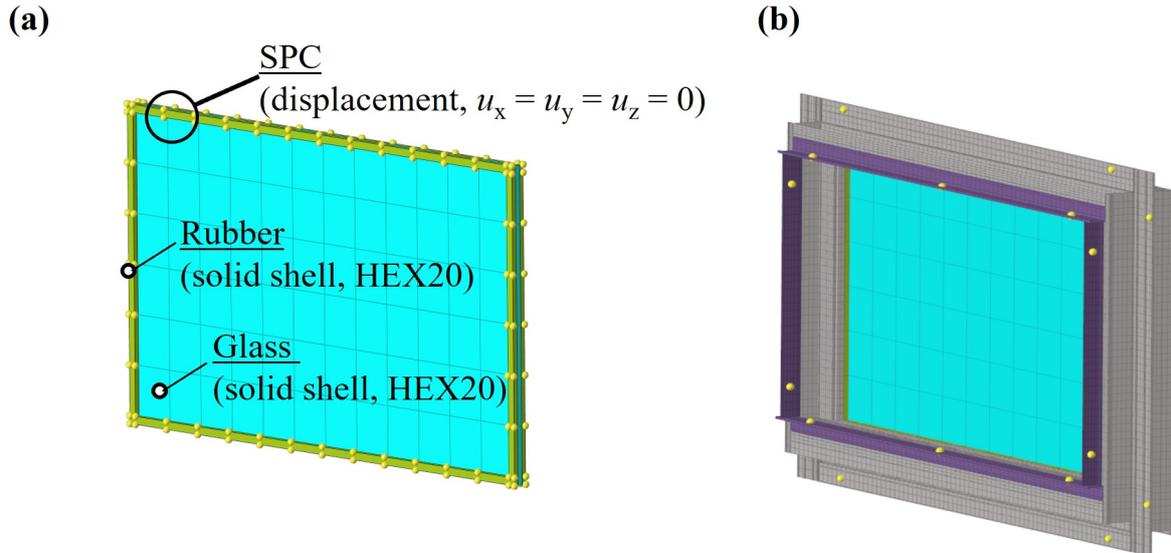


Figure 5.29: FEM model to verify the influence of window frame. (a):FEM model without window frame. (b):FEM model with window frame(baseline model).

(2) 解析結果・考察

<窓枠内部の空気の影響>

窓枠部の空間による音響透過損失への影響を Figures 5.30, 5.31 に示す。Figure 5.30 は窓 (A), Figure 5.31 は窓 (D) の計算結果を示す。それぞれ、(a) は音響透過損失の比較、(b) は窓枠内部空間の平均音圧レベルの比較である。

Figures 5.30(b), 5.31(b) の結果より、窓枠内部をグラスウールへ変更することにより内部の音圧レベルは大きく低下することが確認された。一方で、(a) の音響透過損失の結果は、いずれの寸法でもほとんど違いは確認されなかった。このことから、拡散音場条件下では、窓枠内部の空間は音響共鳴により音圧が大きくなるが、窓枠の外側への放射はほとんどなく、音響透過損失に影響を与えないことがわかった。ただし、今回の対象は固定窓であるため、他窓種では窓枠の開口部分や隙間からの影響で音響透過損失へ影響する可能性は十分考えられる。また、吸音要素等により二次的に窓枠の減衰性が向上することも考えられ、窓枠の減衰性を考慮した数値解析モデルで検討が必要であるが、これらの影響検討は今後の課題である。

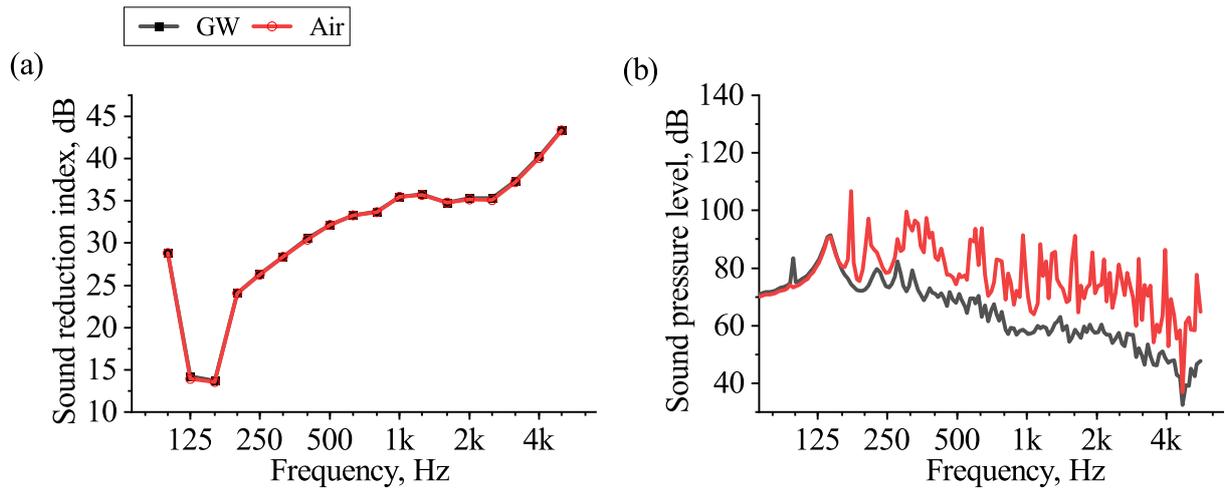


Figure 5.30: Influence of inner-air within window frame in case window(A). (a):Sound reduction indices. (b):Sound pressure in window frame.

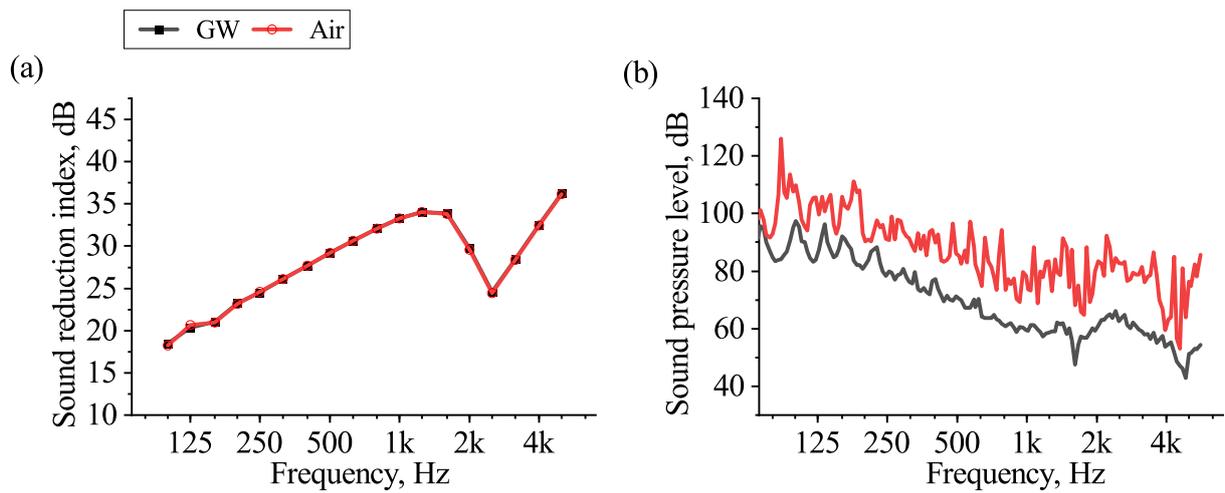


Figure 5.31: Influence of inner-air within window frame in case window(D). (a):Sound reduction indices. (b):Sound pressure in window frame.

<窓枠の影響>

ベースラインモデルと窓枠なしモデルの比較として、窓(A)、(C)、(D)の解析結果を Figure 5.32 に示す。まず、コインシデンス周波数 f_c 以上では、いずれのサイズでも窓枠の有無による音響透過損失の大きさはほとんど違いが無いことが確認される。これは、先行研究 [84] で言及される共振の放射効率 σ_{res} は f_c 以上で固定の影響を受けないことと一致する。一方、コインシデンス周波数 f_c 以下では、サイズによって窓枠の影響が変わる。サイズの小さい窓(A)では、窓枠があることで固有一次モード周波数が低い側へ移動する。さらに、窓(A)では1 kHz以下で窓枠の有無による音響透過損失の違いが確認されるが、窓(C)、(D)は窓枠の有無による音響透過損失の違いはほとんど確認されない。これは、モード密度が影響していると考えられる。

Rindel は、 $4f_{11}$ までは、1/3 オクターブ周波数帯域内に単一のモードとして固有モードが現れるためモード密度が低くなるとしている [65]。窓(A)サイズ相当の単純支持ガラスの固有一次モードは Eq. (2.13) から、 $f_{11} = 138$ Hz であり、評価周波数範囲内に $4f_{11} = 555$ Hz を含む。一方で、窓(C)の大きさ 1250×800 では $4f_{11} = 109$ Hz、窓(D)の大きさ 1800×1100 では $4f_{11} = 57$ Hz であり、評価範囲内には含まれない。

これらのことから、窓枠の影響を受けるのは小さいサイズのみであり、モード密度が低いときに影響を受けることが確認できる。

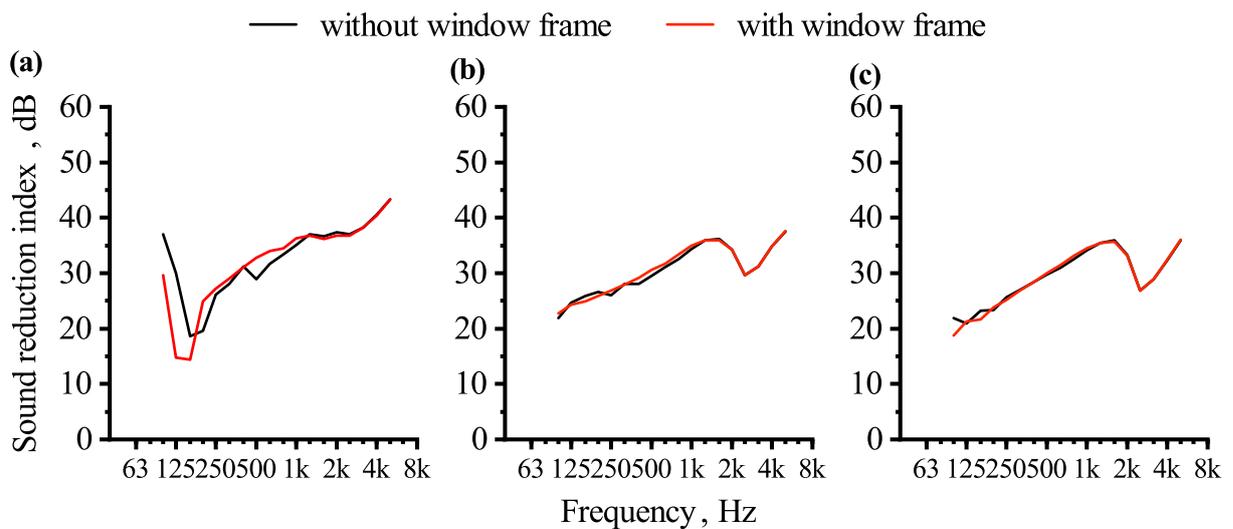


Figure 5.32: Sound reduction indices with or without window frame. (a):Window(A). (b):Window(C). (c):Window(D).

5.5.2 窓枠の材料特性の影響

材質の変化や構造の変化は、窓枠の剛性が変化し、ガラスの支持条件に影響する。そこで、本検討では、アルミ窓枠の材料特性を変更した場合の音響透過損失への影響を検討する。

(1) 離散化モデル

解析モデルは、ベースラインモデルを使用する。このとき、アルミ窓枠の材料特性を 7×10^2 , 7×10^3 , 7×10^5 MPa で変化させ、パラメータスタディを行った。このとき、 7×10^2 MPa は PVC フレーム相当、 7×10^5 Pa はアルミフレームに対して 10 倍のヤング率である。ただし、この解析では、窓枠の損失の違いは考慮されておらず、窓の硬さのみを評価することに注意する。

(2) 解析結果・考察

Figure 5.33 に、窓 (A), (C), (D) における窓枠の材料特性（ヤング率）変更の解析結果を示す。全ての窓に関して、コインシデンス周波数 f_c 以上では、窓枠の材料特性（ヤング率）の影響は確認されなかった。一方、コインシデンス周波数 f_c 以下では、サイズが小さいほど材料特性（ヤング率）の影響を受ける。窓 (A) では、固有一次モードによるディップの周波数が変わっていることが確認され、ヤング率が大きくなるにつれて固有一次モードが高い周波数に現れる。また、ヤング率が大きいほどコインシデンス周波数 f_c 以下の音響透過損失が小さくなった。これは、固有一次モードのディップが影響していると考えられる。他のサイズでも、低周波数に固有一次モードのディップが確認できる。窓枠の材料特性が影響しているのはほとんど固有一次モードによるディップのみであることが確認され、窓が大きいほど影響が小さくなることが確認された。これらの結果は、Cops ら [26] が示した枠材料の違い (PVC, aluminium, wood) が低周波数で遮音特性に違いが現れ、アルミニウム枠（最もヤング率が高い）で遮音性能が低くなるという傾向を再現する結果となった。Cops らの検討では、窓枠サイズが $1.48 \times 1.23 \text{ m}^2$ と大きい窓であったが、板厚 6 mm の窓を使用していたため、窓枠材質の違いが現れたものと推察する。窓枠の材質による固定端部の硬さの違いで、共振放射 σ_{res} の大きさが変わり [84]、遮音性能へ影響を与える可能性が考えられたが、窓の総合損失係数が大きいため、共振透過による影響はほとんど見られなかった。

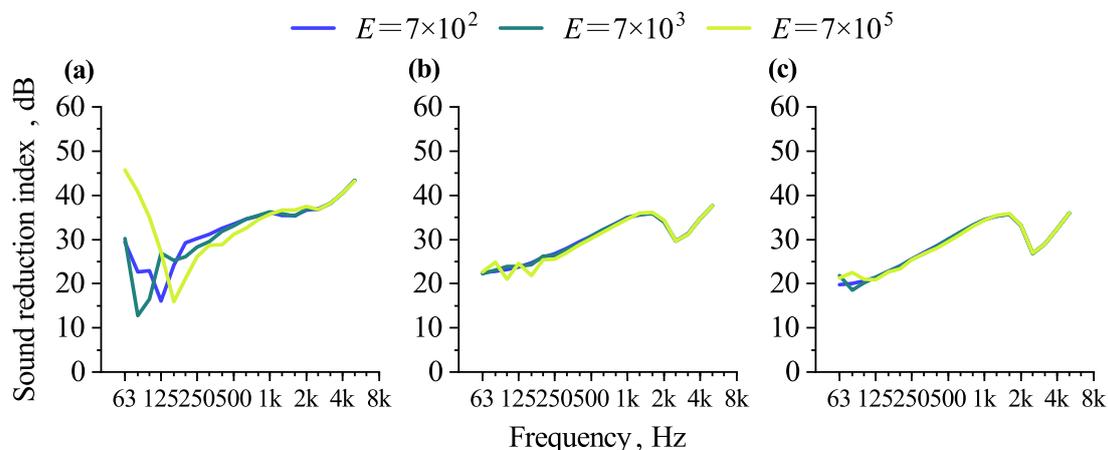


Figure 5.33: Sound reduction indices varying Young's Modulus E of window frame. (a):Window(A). (b):Window(C). (c):Window(D).

5.5.3 窓枠の結合の強さの影響

Tadeuら [20] は、窓枠の poor condition により遮音性が低くなることを実験的に明らかにした。これらは、主に隙間の影響であると示しているが、窓は縦枠と横枠をボルトで結合するため結合の甘さによりがたつきが生じることがある。本検討では、窓枠結合間のがたつきの評価を想定し、窓枠の結合部剛性の大きさによる違いを検討した。

(1) 離散化モデル

本検討では、ベースラインモデルを使用する。Figure 5.34 に示すように縦枠と横枠の結合には、Interface connector によって変位の連続性が保たれるように計算を行っていた。ここでは、Interface connector の penalty 値を変化し、窓枠間の剛性の値を制御する。penalty 値とは、Interface connector 内の動的剛性マトリクスの対角項の平均値に対してかけられる係数であり、値が大きいとき（ベースラインモデルでは $\text{penalty}=1000$ ）、結合したコンポーネントの変位の連続性が保たれ、値が小さいとき Interface connector 間の結合が弱まり別々に動くことができる。penalty の値は、 $1, 1 \times 10^{-3}, 1 \times 10^{-6}, 1 \times 10^{-9}$ の範囲で与え、縦枠と横枠の結合を弱くしてときの音響透過損失への影響を確認した。

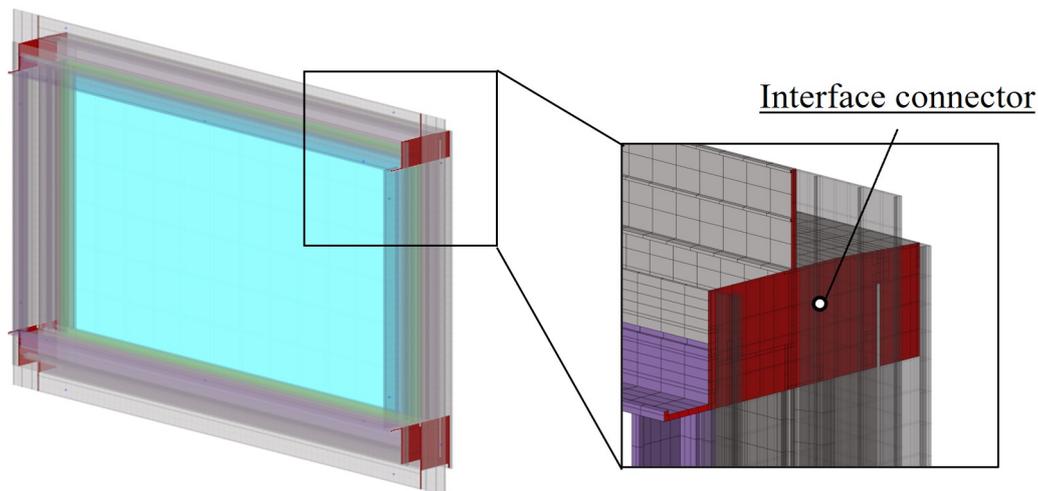


Figure 5.34: Interface connector between vertical frame and horizontal frame.

(2) 解析結果・考察

Figure 5.35 に解析結果を示す。結果から明らかなように、結合剛性の違いで遮音特性はほとんど変わらなかった。サイズの小さい窓 (A) では低周波数で小さい変動がみられ、この penalty 値範囲内では固有一次モードで 2.2 dB の差が確認された。周波数が大きくなるにつれてばらつきは小さくなり、平均で 0.5 dB 程度の差であった。枠のがたつきによる影響は、枠の剛性的な観点からは影響は少なく、隙間による影響が支配的であることが推察された。

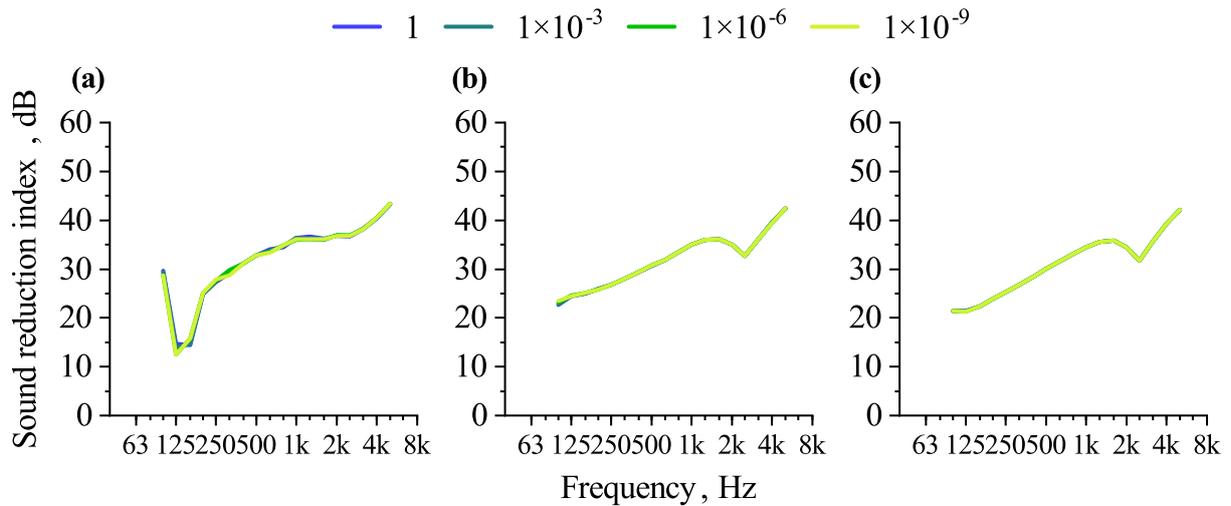


Figure 5.35: Sound reduction indices varying connecting stiffness. (a):Window(A). (b):Window(C). (c):Window(D).

5.5.4 ガスケットの剛性の影響

ガスケット部分は、形状が複雑であったり、非線形材料を圧縮して使用するため、数値解析上で正しいモデリングや、数値解析へ反映させるための測定を行うことが難しい。そのため、計算の単純さのために、任意の値を使うことが多くなると考えられる。本論の5.4.1節-5.4.4節においても、ガスケットの形状は簡略化し、窓(A)の固有一次モード周波数で合わせこむことで数値を決定した。本節では、ガスケットの材料特性（ヤング率）におけるパラメータスタディを行い、この設定が解析の精度へ与える影響を確認する。

(1) ガスケットのパラメータスタディ条件

本検討では、ベースラインモデルを使用する。ガスケットのヤング率は $E = 0.05, 0.5, 5, 50$ MPa とした。なお、ベースラインモデルで用いた値は $E = 0.5$ MPa である。

(2) 解析結果・考察

Figure 5.36 に解析結果を示す。窓(A)の結果より、固有一次モード周波数 f_{11} に影響を与えることが分かった。評価したヤング率の範囲では、 f_{11} は 100–160 Hz の間で推移する。そのため、窓(A)における低周波数の計算結果同士の差は大きくなり、500 Hz 以下では 11.8 dB の計算誤差が生じる。一方で、窓(C)、窓(D)は全周波数で計算の差が小さい。500 Hz 以下では平均で、窓(C)で 0.9 dB、窓(D)で 1.2 dB の計算誤差となる。630 Hz 以上では平均で、窓(A)で 2.4 dB、窓(C)で 0.7 dB、窓(D)で 0.5 dB の計算誤差となった。この周波数範囲では、大きいサイズの窓ほど計算の誤差が小さくなる傾向が確認された。このことから、評価周波数範囲内に固有一次モードを含む場合、ガスケットの剛性によって解析結果の精度に影響があることが明らかになった。また、固有一次モードを含まない場合でも平均の誤差が 2.4 dB と差が大きく表れる。本節では、大きい

範囲で材料特性のパラメータスタディを行っているが、ガスケット材の遮音性能への影響は小さいと言える。そのため、本論の5.4節のように、窓で固有一次モードの実測値と解析値をガスケットの剛性を合わせこむことは、遮音性能の高い予測精度のために必要である。ただし、本解析は開発時の予測ツールとしての使用を前提としているため、事前に窓の固有一次モード周波数を把握することはできない。さまざまな窓種やガスケット種に対してデータを蓄積し、適切なガスケットの設定範囲を明確にすることが今後の課題である。

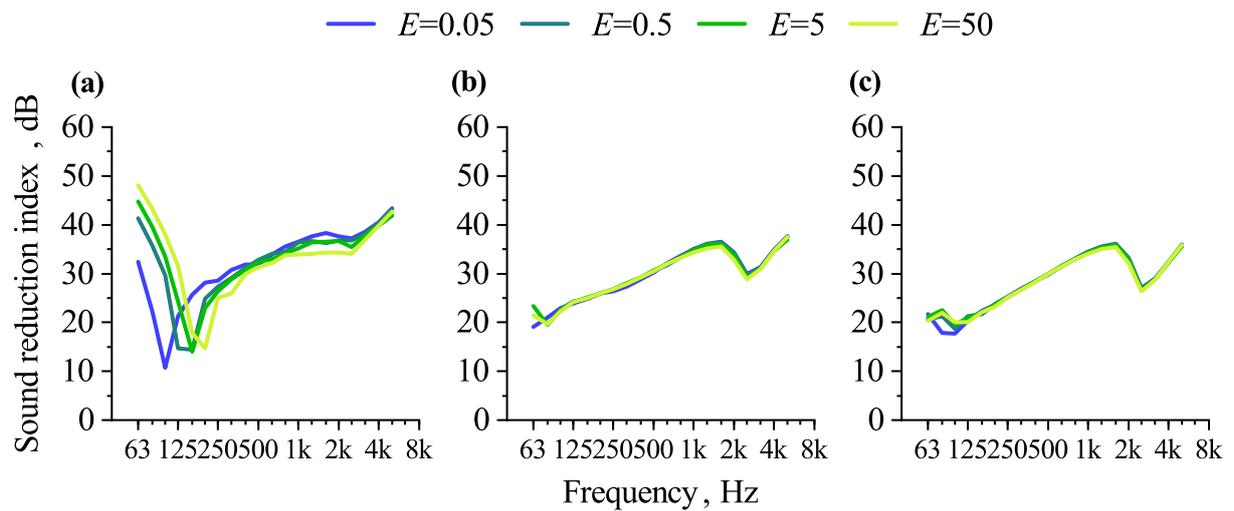


Figure 5.36: Sound reduction indices varying Young's Modulus E of gasket. (a):Window(A). (b):Window(C). (c):Window(D).

5.6 結言

本章では、窓の遮音性能を高精度に予測するための基本的な検討として、実生産される 0.2–2.0 m² の面積の単層固定窓を使用し、実験環境における拡散音場入射時のサイズによる遮音性能の影響を遮音試験、振動試験、総合損失係数の観点から確認した。次に、単層板の音響透過損失の既存理論を使用し、窓の遮音性能を予測し、精度の検討、および、予測における限界を検討した。さらに、単層固定窓における FEM を使った遮音性能の予測について精度を検討し、精度向上に向けた解析条件を検討した。そこで、開発段階で使用できる精度と計算コストを兼ね備えたモデル化方法を提案した。最後に、提案した解析モデルを使用して、実際に設計者が検討する設計因子に関してパラメータスタディを行い、窓の遮音性能への影響を把握した。本章から得られた知見を以下にまとめる。

<単層固定窓のサイズによる影響の実験検討>

- ・最小窓 (A) を除き、固有一次モード周波数からコインシデンス周波数 f_c 以下では、0.5–2.0 m² の面積の窓では音響透過損失レベル等しく、サイズの依存性はない。コインシデンス周波数 f_c 以上と周辺では、明確なサイズ依存性があり、小さい窓ほど大きい音響透過損失となった。小さい窓では測定範囲内に固有一次モードが現れ、音響透過損失に大きいディップを生じる。
- ・窓の総合損失係数は U/S に強い相関を示し、窓が小さいほど総合損失係数が大きくなった。総合損失係数は高周波数になるにつれて小さくなる傾向が見られた。

<既往理論による窓の遮音性能予測精度に関する検討>

- ・総合損失係数の測定値を使用した既存の理論により、測定で得られた音響透過損失の傾向を定性的に説明できることを示した。しかし、理論は測定した総合損失係数を使用した場合でも、より小さな窓に対して、また、125 Hz–1 kHz では、実測値からの定量的な乖離が大きく、理論は音響透過損失を過大に評価する。また、より小さな窓に対して、 f_c 付近では、実測値からの定量的な乖離が大きい。

<有限要素法による遮音性能の予測と計算コストに関する検討>

- ・窓のみを離散化した最も単純な数値解析モデル（ベースラインモデル）は、内部損失に代わり、測定した総合損失係数を使用したとき固有一次モード周波数 f_{11} 、コインシデンス周波数 f_c 以上で高い精度を示した。5 kHz までの計算コストは、1/24 オクターブ周波数刻みで計算したとき、実践的であった。しかし、ベースラインモデルは f_c 以下、特に小さい窓では、実験環境を模擬していないことによって精度の悪化する。これは、実験室のニッシュを数値解析に含めていないことにより生じる。
- ・ニッシュをモデルに組み込むため、窓の周りの半球空間を離散化した強連成解析モデルは、1 kHz 以下で高い近似精度となった。特に小さい窓の場合、ニッシュを数値解析に含むべきであることを明らかにした。しかし、強連成解析モデルは、非常に高い計算コストが必要であり、開発時の実践的な使用は高周波数で大サイズの窓に対しては難しい。
- ・ニッシュが遮音性能へ与える影響を検討するため、片方のニッシュ形状をモデル化し、その他の面を窓のみモデルと同様のガラス面上の sample random diffuse field、および Rayleigh surface で計算した場合の精度について 1 kHz 以下の範囲で検討した。ニッシュ深さの大きい残響受音室側のニッシュの影響が大きく、残響音源室側のニッシュによる影響はあまり確認されなかった。放射

側のニッシュのみを考慮したモデルは、両面のニッシュを考慮した弱連成解析モデルと比較して 0.8 dB の誤差が確認された。放射側のニッシュのみを考慮したモデルは、両側のニッシュを考慮した弱連成解析モデルと比較して、1.5–1.7 倍のメモリ削減、2.8–3.9 倍の時間短縮で計算できた。

- ・周波数によってモデルを切り替え、 f_c 以下ではニッシュを含むモデル、 f_c 以上は窓のみを離散化するモデルを使用することで、平均誤差 1.3–1.5 dB で、実用的な計算コストで予測できることを明らかにした。

- ・開発時の遮音性能予測へ活用を視野に入れ、周波数依存性の無い総合損失係数を使った遮音性能予測を行った。総合損失係数はコインシデンス周波数と固有一次モードのディップに影響を与え、総合損失係数が 0.05–0.15 の範囲内では、総合損失係数が 0.01 増えるごとに、0.4–0.5 dB の感度があることが解析から明らかになった。

<有限要素法による窓の設計因子のパラメータスタディ>

- ・窓枠の影響を確認するため、窓枠の有無による遮音性能の違い、および、枠内の音響共鳴に関して検討した。単層固定窓に関して、枠内を空気もしくは吸音材としてモデル化したとき、枠内の音圧の変化があるものの、遮音性能へのはほとんど影響しないことを確認した。枠の剛性変更、および、枠の有無を比較した検討では、小さい窓は低周波数で剛性や枠の有無の影響を受けるが、大きい窓になるにつれ低周波数の差はなくなることを確認した。また、コインシデンス周波数以上では、枠の剛性や有無は遮音性能にほとんど影響を与えないことを確認した。

- ・枠の結合の強さでは、結合剛性のパラメータを変化し、遮音性能への影響を確認した。枠の結合の強さは遮音性能にほとんど影響を与えないことを確認した。

- ・ガスケットの材料剛性の違いによるパラメータスタディでは、小さい窓は低周波数で剛性や枠の有無の影響を受けるが、大きい窓になるにつれ差は無くなることを確認した。また、コインシデンス周波数以上では剛性の影響を与えないことを確認した。

第6章 結論

6.1 本論文の検討のまとめ

本研究は、(1) 窓の遮音性能を予測するための最も基礎的な研究として、有限要素法を使い実用的な使用を踏まえ精度と計算コストを両立したモデル化手法を提案し、実測値と計算値の比較から精度を評価すること、(2) 有限要素解析モデルから窓の設計因子が遮音性能に与える影響を明確にすることを目的とし検討を行った。以下に本論文で得られた結論についてまとめる。

二章では、窓の遮音性能を予測するためのメカニズム把握を目的として、既往の板と壁の遮音計算手法と有限要素法の離散化・計算手法について整理してまとめた。

三章では、有限要素法による窓の遮音性能予測の精度検討の第一歩として、要素サイズや境界条件による予測精度について検討した。板の離散化誤差に関しては、固有値解析と理論の共振周波数比較、単層ガラスの音響透過損失解析を測定値と比較して、要素サイズによる精度について検証した。また、入射条件である拡散音場のサンプリング数（ランダムな位相により加振される条件数）を変更し、音響透過損失解析結果への影響を確認した。音響要素の離散化誤差評価では、音響空間の固有値解析と理論の共鳴周波数の比較、複層ガラスの音響透過損失解析を測定値と比較して、要素サイズによる精度を確認した。最後に、吸音要素について垂直入射吸音測定と解析を比較し、吸音要素の予測精度を評価した。

四章では、実寸大の二重窓模型を対象として有限要素法による音響透過損失予測の精度とモデル化方法について検討した。有限要素法の精度検証は、計算コストを鑑みて窓模型部のみを離散化し、入射側に拡散音場条件、放射側の板面はレイリー積分により放射パワーを計算する解析モデルを作成し、中空層内部に様々な条件で吸音材を配置した8ケースに対して行った。中空層内部全周に吸音材を配置する条件(B)全周で最も精度が高く予測でき、吸音材の代わりに木ブロックを配置するケースに関しては予測精度が悪かった。内部音圧の計算結果比較からは全ての吸音材配置条件で高い近似精度を確認したため、音の透過現象(i)直接音透過、(ii)構造伝搬透過のうち、(i)直接音透過は精度高く予測できていると推察した。(ii)構造伝搬透過のモデル化方法の検討として、木ブロックから窓板面へのエネルギー伝搬を見直し、いずれの条件においても160–5000 Hz以上では、平均1.8–3.1 dB程度の精度で予測できることを示した。この結果は、中空層厚さの大きい二重窓相当の構造は、構造伝搬からの音の透過が大きいことを裏付ける結果となり、エネルギー伝搬が考えられる端部の構造のモデリングの重要性を示した。160 Hz以下に関しては、入射音源の条件が実験室環境と異なると推察し、残響音響室を離散化したモデルで比較検討を行った。その結果、残響音源室を模擬した解析モデルと拡散音場条件を窓模型板表面に張り付けたモデルでは、音響透過損失の大きさに違いがあることが確認された。残響音源室のモデル化は一般的な値を使用し、実験室環境を模擬した値では無く、測定値との精度は不明な点が残るため、低周波数

での精度検討が今後の課題となる。

五章では、実生産される単層固定窓を対象に有限要素法による音響透過損失の予測精度、計算コストの検討、設計因子が遮音性能に与える影響を検討した。

まずはじめに、遮音性能への傾向確認と有限要素法のリファレンスとして使用するため、0.2–2.0 m²の単層固定窓に対して実験的にサイズが遮音性能に与える影響、窓の総合損失係数の評価を行った。窓のサイズがコインシデンス周波数 f_c 以上と固有一次モード周波数 f_{11} 付近に影響を与え、他の周波数帯域では窓サイズによる違いは無いことを確認した。総合損失係数の測定からは、総合損失係数 η_{tot} と窓の周長・面積の関係 U/S は強い線形的な相関があることを確認し、窓が小さいほど総合損失係数 η_{tot} が大きくなることを明らかにした。このとき、窓は他の建材と比較して、端部損失が大きいことが示された。

次に、既往理論のインピーダンスモデルによる単層板の音響透過損失計算 [65] が窓の遮音性能をどのくらいの精度で予測できるかを確認した。このとき、測定した総合損失係数 η_{tot} をガラスの実効損失として与え、計算を行った。コインシデンス周波数 f_c と固有一次モード周波数 f_{11} の定性的な傾向は再現できるものの、総合損失係数 η_{tot} を使用した場合においてもコインシデンス周波数 f_c 付近や以下で、定量的な差が大きく現れることを確認した。定量的な誤差の要因を検討し、単層板の予測理論による窓の遮音性能予測の難しさを明らかにした。

続いて、有限要素法を用いて単層固定窓の音響透過損失計算を行った。このとき、計算コストを小さくするため窓のみを離散化したモデル、精度向上のために実験室の一部空間を含む窓周辺を含めたモデル化の検討を行った。窓のみを離散化するモデルでは、総合損失係数 η_{tot} を与えたとき、コインシデンス周波数 f_c や固有一次モード周波数 f_{11} の精度を高く計算できることを確認した。同時に、窓枠に各種内部損失を与えたモデルでは、実際の窓枠の損失を模擬できず、音響透過損失の予測精度が高くないことも確認した。窓のみを離散化するモデルでは、コインシデンス周波数 f_c 以下で小さい窓ほど音響透過損失を過大に予測することが明らかになった。これらは、実験室環境のニッシュを模擬していないことが要因であると考え、1 kHz以下の周波数範囲に対してニッシュを含む解析モデル化の検討を行った。それにより、測定との誤差は平均で1.0–1.5 dBとなり、高い精度で予測できることを明らかにした。一方で、ニッシュを含むモデル化は空間の離散化が必要となり計算コストが非常に大きくなった。ニッシュを含む弱連成解析モデルでは強連成解析と比較して、計算メモリが1/2.7–1/4倍、計算時間が1/1.7–1/3.6倍になる上に、精度はほとんど変わらないことを明らかにした。また、入射側と放射側のニッシュの影響を分析し、放射側のニッシュのモデル化のみでも精度が高く、弱連成解析モデルと比較して0.8 dB程度の差で、計算メモリが1/1.5–1/1.7倍、計算時間が1/2.8–1/3.9倍になることを確認した。これらの検討結果より、コインシデンス周波数 f_c 以上は窓のみを離散化したモデル、コインシデンス周波数 f_c 以下はニッシュを含む弱連成モデルもしくは放射側のニッシュのみを含む弱連成モデルというように周波数によって使い分けることで、実験室環境下の窓の遮音性能を高い精度（誤差平均0.9–2.3 dB）かつ開発時の使用に十分適用可能な計算コストで評価できることを明らかにした。さらに、総合損失係数 η_{tot} の遮音性能への影響を検討し、コインシデンス周波数 f_c と固有一次モード周波数 f_{11} に影響を与えることを解析的に確認した。このことから、評価範囲内に固有一次モードを含む小さい窓は周波数依存性のある総合損失係数 η_{tot} を使うべきだが、ある程度大きいサイズの窓においては、コインシデンス周波数 f_c 付近の総合損失係数 η_{tot} を平均したものをを使用することでも、精度を保ちつつ計算できることを明らかにした。

最後に、単板固定窓の解析モデルを使用して、窓の設計因子に関するパラメータスタディを行った。その中では、窓枠、窓枠の材料特性、縦枠と横枠の結合剛性、ガスケット材の材料特性について検討を行った。その結果、窓枠の剛性、ガスケットの剛性は、サイズによって遮音性能への影響度合いが変わり、小さい窓ほど影響が大きいことが分かった。ただし、コインシデンス周波数 f_c 以上ではサイズ影響を受けないことも解析から確認した。

本論では、実験環境で行われる遮音試験の代替として使用される遮音性能予測モデルに関して、有限要素法による離散化、複雑な音響-構造連成を伴う窓模型の非線形構造伝搬部の離散化方法の提案、窓枠のモデル化、実験室環境下の予測における注意点などを各章で明らかにし、実際の窓の遮音性能を高く予測できることを明らかにした。この精度の高い予測手法は、窓商品開発の効率に大きく貢献する。さらに、窓の設計因子と遮音性能の関係性検討にも活用でき、建材において重要な構成要素となる窓の遮音性能の知見蓄積にも大きく寄与することと考えられる。

6.2 残存する課題と今後の展望

最後に、本論文における課題や今後の展望について示す。

(1) 本論では、総合損失係数 η_{tot} を用いた遮音性能予測手法について提案したが、総合損失係数 η_{tot} は実験的に求める値であり開発時の事前把握が困難な側面がある。今後の検討の展望としては、実験的に窓の総合損失係数の傾向を把握し、窓部材が損失へ与える影響の寄与分析、実験の統計的近似式の検討から、開発段階で総合損失係数 η_{tot} を把握する方法を検討する。また、時間軸領域の打撃試験を模擬した解析モデルを作成し、解析的に総合損失係数を求める検討を行いたい。

(2) 本論文では、四章/五章の検討結果より低周波数領域の遮音性能の予測精度が悪いことが明らかになっている。今後の展望としては、残響音源室のモデル化をし、適切な音源配置、適切な吸音条件下で解析精度を検討したい。

(3) 本論文において、窓の遮音性能予測検討では総合損失係数 η_{tot} を使用して窓枠の損失を考慮したとき、窓枠自体の影響はガラス端部の固定剛性のみであった。つまり、窓枠を並進バネ要素/回転バネ要素で数値的にモデル化することも考えられ、煩雑な窓枠の離散化作業を簡略化することが可能であることを示唆する。これは計算時間の短縮、および、計算を行う前のプリ処理作業時間の短縮にも繋がる。今後の展望としては、下記 (4), (5) に示すように複層窓や可動窓における窓枠の影響を検討するとともに、窓枠の設計要因の違いが端部剛性に与える影響を実験的に確認し、モデルの簡略化に向けた検討を行いたい。

(4) 本論では、実際の窓枠を含む検討は第五章の単層固定窓の検討のみであった。四章の検討からも二重窓様の窓の場合、端部のエネルギー伝搬のモデル化が重要であることが示唆されており、複層窓における窓枠の重要性の評価が十分でない。今後の展望としては、複層ガラス窓に対して解析の精度を検討し、窓枠が遮音性能へ与える影響やモデル化の重要性の検討を行いたい。

(5) 本論では、実際の窓枠を含む検討は第五章の単層固定窓の検討のみであった。実際には、可動

窓が一般的な家庭で主流の製品であり，これらの計算精度を高める必要があると考える．可動窓は，単層固定窓と異なり隙間の影響を大きく受ける可能性があること，二枚の障子間のエネルギー伝搬や非線形的な接続などが単層固定窓とは異なる要素になると考えられる．今後の展望としては，可動窓に対して従来のモデル化方法による予測精度を検討し，可動窓における窓枠モデリングの重要性や高精度に予測するためのモデル化方法について検討したい．

以上の課題や今後の展望に取り組むことで，多くの窓を対象とした汎用的で高精度かつ計算コストにすぐれた窓の遮音性能予測モデルを構築し，遮音性能の優れた防音窓開発に向けた検討を引き続き行っていきたい．

付録 A 材料特性の評価

Appendix A では、本論文で使用した材料に対する材料特性の測定方法と結果をまとめて示す。

A.1 アクリル板 (4章)

250 mm×579 mm×5 mm のアクリル板を糸で吊り下げ、インパルスハンマによるインパルス加振試験を行った。瞬間接着剤を用いて加速度ピックアップ (RION; PV-90T) を張り付け、インパルスハンマ (ONOSOKKI; GK-3100) で 7×15 の計 105 点を 5 回ずつ加振し、平均して評価を行った。得られた周波数応答より、板の共振周波数を同定し、半値幅法により損失係数を求めた。半値幅法による損失は以下の式で計算される。

$$\eta = \frac{f_2 - f_1}{f_0} \quad (\text{A.1})$$

ここで、 η は損失係数、 f_0 は共振のピーク周波数、 f_1, f_2 はピーク値より -3 dB 低い値の周波数である ($f_1 < f_2$)。-3 dB の位置にサンプルデータがない場合、線形補完した値を読み取った。

Figure A.1 に共振が明確に表れている 430 Hz までの損失係数の測定値を示す。低周波数で損失が高く、高周波数になるにつれ損失が小さくなる傾向がみられた。これらを全周波数で平均すると、損失係数は 0.06 であった。ただし、高周波数ではこれ以上測定が難しいことから、本論でのアクリル板の損失は周波数依存性がないと仮定し、全周波数で一律に 0.06 の損失係数を計算に考慮することとした。なお、本測定の実験上、測定される損失係数には、内部損失 η_{int} と放射損失 η_{rad} が含まれる。また、本予備検討で使用したアクリル板は、4章で検討するアクリル板より寸法が小さいため、Eq. (2.35), (5.5) に示すように放射損失 η_{rad} は面積の影響を受け、大きめに測定されている可能性があることに注意する。

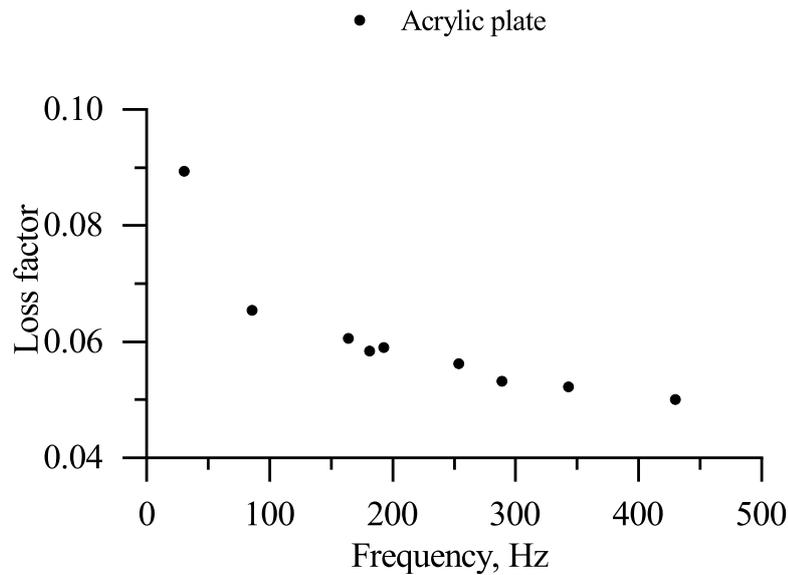


Figure A.1: Loss factor of free-hanging acrylic plate excited by impulse hammer.

A.2 ゴムシート (4章)

実験で使用したゴムシートの内部損失を粘弾性スペクトロメータ (Seiko instrument; DMS6100) で測定する。サンプルは、5 mm 板厚を直径 10 mm の円形状に切り出し、10–100 Hz の圧縮試験によりヤング率と複素ヤング率を同定した。

Figure A.2 に粘弾性スペクトロメータによって測定したゴムの剛性とそこから計算される損失係数を示す。ヤング率の平均値は 12.7 MPa であり、損失係数はこの周波数範囲で 0.13–0.27 で遷移し、平均は 0.18 であった。高周波数に向けて損失が大きくなる傾向を示した。

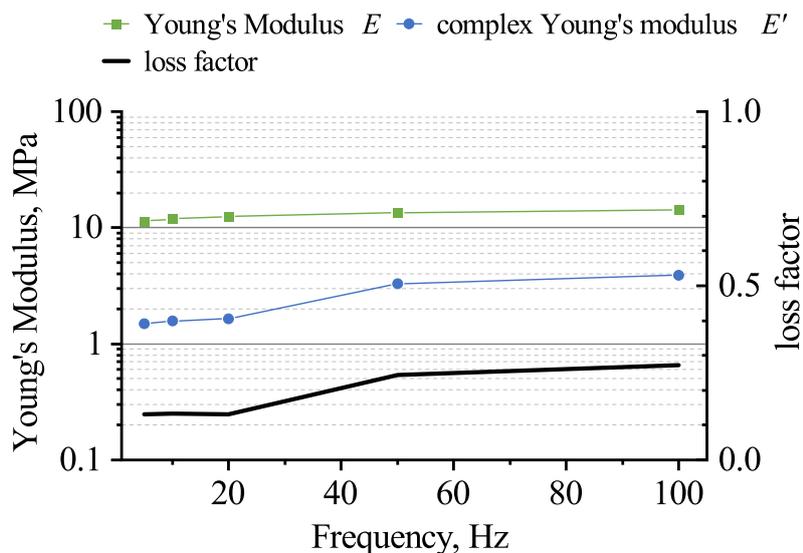


Figure A.2: Young's modulus and loss factor of rubber sheet.

A.3 ガラス板 (5章)

A.3.1 試験概要

JIS K 7391 [83] に則り，両端自由中央加振法によって内部損失を推定する．評価する試験片を Table A.1 に示す．これらの板厚は，一般的な窓で使用されるガラス厚さを選定した．各板厚に対して，5 サンプル用意した．

Table A.1: Sample dimension.

Item	Sample dimension	n
FL3	20 mm×250 mm×3 mm	5
FL5	20 mm×250 mm×5 mm	5
FL6	20 mm×250 mm×6 mm	5

試験片の固定は間接接着させ，加振機 (The Modal shop; K2007E01) と試験片の間はロッド無しで固定し，インピーダンスヘッド (PCB piezotronics; 288D01) で加速度と力を測定した．試験片は，Figure A.3 に寸法を示す台形型治具に瞬間接着剤で取り付けを行った．

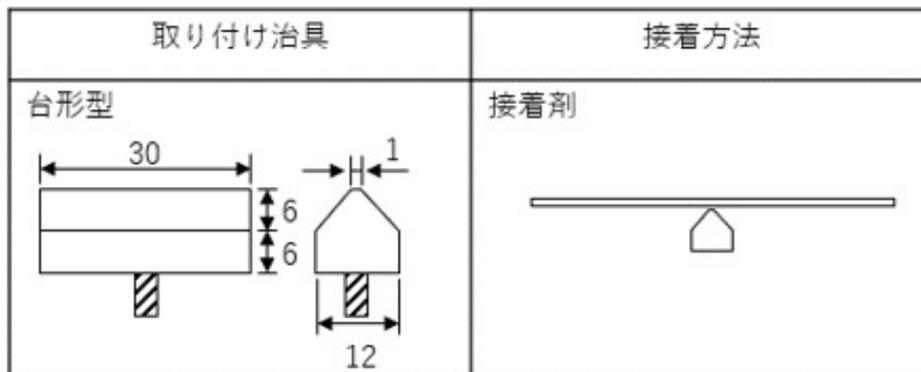


Figure A.3: Attachment of glass on vibration exciter.

加振機からはランダムノイズによる定常加振を行い，試験片を加振した．

損失係数は，Eq. (A.1) の半値幅法によって計算する．本試験でマスクャンセルは行っていないが，マスクャンセルした計測と測定結果が変わらないことは確認済みである．

周波数分析は，ズーム解析機能を使用し，各共振周波数のを中心周波数とし，周波数レンジ 100 Hz，サンプル数 2048 で，30 s 間の平均を計算した．

A.3.2 測定結果

Figure A.4 に測定した損失係数の値を示す．全周波数の平均は，FL3 で 0.0025，FL5 で 0.0018，FL6 で 0.0022，全板厚の平均は 0.0022 であった．周波数の依存性や板厚による違いは確認されなかった．

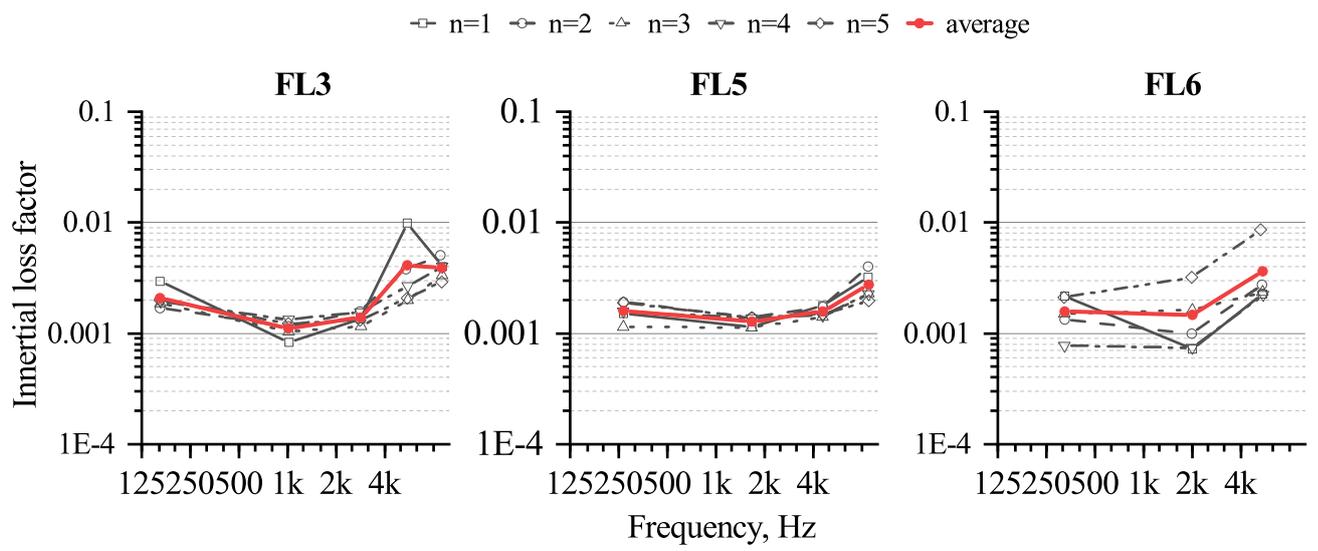


Figure A.4: Attachment of glass on vibration exciter.

参考文献

- [1] 環境省. 生活騒音パンフレット, 3 2019.
- [2] 環境省. 令和2年度自動車交通騒音の状況, 3 2022.
- [3] HM Miedema and CG Oudshoorn. Annoyance from transportation noise: relationships with exposure metrics dnl and denl and their confidence intervals. *Environmental health perspectives*, Vol. 109, No. 4, pp. 409–416, 2001.
- [4] Gaetano Licitra, Luca Fredianelli, Davide Petri, and Maria Angela Vigotti. Annoyance evaluation due to overall railway noise and vibration in pisa urban areas. *Science of the total environment*, Vol. 568, pp. 1315–1325, 2016.
- [5] 日本音響学会編. 音響工学講座4 騒音・振動(上). コロナ社, 東京, 2011.
- [6] Sharon G Kujawa and M Charles Liberman. Acceleration of age-related hearing loss by early noise exposure: evidence of a misspent youth. *Journal of Neuroscience*, Vol. 26, No. 7, pp. 2115–2123, 2006.
- [7] Mariola Sliwinska-Kowalska, Adrian Davis, et al. Noise-induced hearing loss. *Noise and Health*, Vol. 14, No. 61, p. 274, 2012.
- [8] Alain Muzet. Environmental noise, sleep and health. *Sleep medicine reviews*, Vol. 11, No. 2, pp. 135–142, 2007.
- [9] Wolfgang Babisch, Bernd Beule, Marianne Schust, Norbert Kersten, and Hartmut Ising. Traffic noise and risk of myocardial infarction. *Epidemiology*, pp. 33–40, 2005.
- [10] Davide Petri, Gaetano Licitra, Maria Angela Vigotti, and Luca Fredianelli. Effects of exposure to road, railway, airport and recreational noise on blood pressure and hypertension. *International Journal of Environmental Research and Public Health*, Vol. 18, No. 17, p. 9145, 2021.
- [11] Julia Dratva, Harish C Phuleria, Maria Foraster, Jean-Michel Gaspoz, Dirk Keidel, Nino Künzli, L-J Sally Liu, Marco Pons, Elisabeth Zemp, Margaret W Gerbase, et al. Transportation noise and blood pressure in a population-based sample of adults. *Environmental health perspectives*, Vol. 120, No. 1, pp. 50–55, 2012.
- [12] Fabrizio Minichilli, Francesca Gorini, Elena Ascari, Fabrizio Bianchi, Alessio Coi, Luca Fredianelli, Gaetano Licitra, Federica Manzoli, Lorena Mezzasalma, and Liliana Cori. Annoyance judgment and measurements of environmental noise: A focus on italian secondary

- schools. *International journal of environmental research and public health*, Vol. 15, No. 2, p. 208, 2018.
- [13] Lucy C Erickson and Rochelle S Newman. Influences of background noise on infants and children. *Current directions in psychological science*, Vol. 26, No. 5, pp. 451–457, 2017.
- [14] Luka Vukić, Vice Mihanović, Luca Fredianelli, and Veljko Plazibat. Seafarers’ perception and attitudes towards noise emission on board ships. *International Journal of Environmental Research and Public Health*, Vol. 18, No. 12, p. 6671, 2021.
- [15] Laura Rossi, Andrea Prato, Lorenzo Lesina, and Alessandro Schiavi. Effects of low-frequency noise on human cognitive performances in laboratory. *Building Acoustics*, Vol. 25, No. 1, pp. 17–33, 2018.
- [16] JD Quirt. Sound transmission through windows i. single and double glazing. *The Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 72, No. 3, pp. 834–844, 1982.
- [17] 板硝子協会. 板ガラスの遮音性能 ～ 開口部の遮音設計のための資料 ～ jis a 1416 に基づく音響透過損失データ (2015 年版) 2016 年 9 月修正版. pp. 1–154, 2016.
- [18] JD Quirt. Sound transmission through windows ii. double and triple glazing. *The Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 74, No. 2, pp. 534–542, 1983.
- [19] Naveen Garg, Anil Kumar, and Sagar Maji. Parametric sensitivity analysis of factors affecting sound insulation of double glazing using taguchi method. *Applied Acoustics*, Vol. 74, No. 12, pp. 1406–1413, 2013.
- [20] Antonio JB Tadeu and Diogo MR Mateus. Sound transmission through single, double and triple glazing. experimental evaluation. *Applied Acoustics*, Vol. 62, No. 3, pp. 307–325, 2001.
- [21] Nic Michelsen. Effect of size on measurements of the sound reduction index of a window or a pane. *Applied acoustics*, Vol. 16, No. 3, pp. 215–234, 1983.
- [22] Yohei Tsukamoto, Kaoru Tamai, Kimihiro Sakagami, Takeshi Okuzono, and Yoshihiro Tomikawa. Basic study of practical prediction of sound insulation performance of single-glazed window. *Acoustical Science and Technology*, Vol. 42, No. 6, pp. 350–353, 2021.
- [23] Junichi Yoshimura. Effects of size and edge damping on measurement results for sound reduction index of glass pane. *Proceedings of INTER-NOISE 2006*, 2006.
- [24] Robin R Wareing, John L Davy, and John R Pearse. Variations in measured sound transmission loss due to sample size and construction parameters. *Applied Acoustics*, Vol. 89, pp. 166–177, 2015.
- [25] R.W. Guy, A. De Mey, and P. Sauer. The effect of some physical parameters upon the laboratory measurements of sound transmission loss. *Applied Acoustics*, Vol. 18, No. 2, pp. 81–98, 1985.

- [26] A Cops and D Soubrier. Sound transmission loss of glass and windows in laboratories with different room design. *Applied Acoustics*, Vol. 25, No. 4, pp. 269–280, 1988.
- [27] 山田正史, 岩井聡, 岩瀬昭雄. 窓サッシの遮音性能に及ぼす隙間の影響に関する研究: その 1 実験方法の提案とその概要 (環境系). 日本建築学会北陸支部研究報告集, No. 47, pp. 140–143, 2004.
- [28] 岩井聡, 山田正史, 岩瀬昭雄. 窓サッシの遮音性能に及ぼす隙間の影響について:(その 2) 隙間の諸条件の違いによる影響の解明実験 (環境系). 日本建築学会北陸支部研究報告集, No. 47, pp. 144–147, 2004.
- [29] 岩井聡, 岩瀬昭雄. 窓サッシの遮音性能に及ぼす隙間の影響について: その 3 遮音特性の把握と音響透過損失の計算 (環境系). 日本建築学会北陸支部研究報告集, No. 48, pp. 325–328, 2005.
- [30] Japanese Industrial Standards Committee, et al. Acoustics–measurement of sound insulation in building elements using sound intensity –part 1: Laboratory measurement. *JIS A 1441-1*, 2007.
- [31] Japanese Industrial Standards Committee, et al. Acoustics–method for laboratory measurement of airborne sound insulation of building elements. *JIS A 1416*, 2000.
- [32] A Osipov, P Mees, and Gerrit Vermeir. Low-frequency airborne sound transmission through single partitions in buildings. *Applied acoustics*, Vol. 52, No. 3-4, pp. 273–288, 1997.
- [33] Arne Dijckmans and Gerrit Vermeir. Numerical investigation of the repeatability and reproducibility in building acoustical measurements. In *Proceedings of ISMA2012. International Conference on Noise and Vibration Engineering. Leuven*, pp. 33–47, 2012.
- [34] Gang Wang, Wen L Liu, Jingtao Du, and Wanyou Li. Virtual testing of sound insulation wall/panel designs. In *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings*, Vol. 252, pp. 648–655. Institute of Noise Control Engineering, 2016.
- [35] Tor Kihlman and Anders C Nilsson. The effects of some laboratory designs and mounting conditions on reduction index measurements. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 24, No. 3, pp. 349–364, 1972.
- [36] 安藤啓. サッシの遮音性能測定. 騒音制御, Vol. 30, No. 3, pp. 222–226, 2006.
- [37] Heckl Manfred Cremer, Lothar and B.A.T. Petersson. *Structure-borne sound: structural vibrations and sound radiation at audio frequencies, 3rd edition*. Springer Science & Business Media, 2013.
- [38] 前川純一, 森本政之, 坂上公博. 建築・環境音響学 第3版. 共立出版, 東京, 2011.
- [39] Albert London. Transmission of reverberant sound through double walls. *The journal of the acoustical society of America*, Vol. 22, No. 2, pp. 270–279, 1950.

- [40] Frank J Fahy and Paolo Gardonio. *Sound and structural vibration: radiation, transmission and response, second edition*. Elsevier, 2007.
- [41] EC Sewell. Transmission of reverberant sound through a single-leaf partition surrounded by an infinite rigid baffle. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 12, No. 1, pp. 21–32, 1970.
- [42] John L Davy. Predicting the sound insulation of single leaf walls: Extension of cremer ’ s model. *The Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 126, No. 4, pp. 1871–1877, 2009.
- [43] Hideo Sato. On the mechanism of outdoor noise transmission through walls and windows—a modification of infinite wall theory with respect to radiation of transmitted wave. *Journal of the Acoustical Society of Japan*, Vol. 29, No. 9, pp. 509–516, 1973.
- [44] John L Davy. Predicting the sound insulation of walls. *Building Acoustics*, Vol. 16, No. 1, pp. 1–20, 2009.
- [45] Julien Legault and Nouredine Atalla. Numerical and experimental investigation of the effect of structural links on the sound transmission of a lightweight double panel structure. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 324, No. 3-5, pp. 712–732, 2009.
- [46] 朝倉巧, 坂本慎一. Fdtd 法による音響振動連成解析を用いた遮音性能のシミュレーション. 生産研究, Vol. 61, No. 4, pp. 793–796, 2009.
- [47] Takumi Asakura, Tsuyoshi Seike, Naohisa Inoue, and Tetsuya Sakuma. Computational benchmark on sound transmission through an elastic plate: Comparison between frequency-domain and time-domain approaches. *Acoustical Science and Technology*, Vol. 36, No. 4, pp. 355–357, 2015.
- [48] G Maidanik. Response of ribbed panels to reverberant acoustic fields. *Journal of The Acoustical Society of America*, Vol. 34, No. 3, 1962.
- [49] Sophie PS Maluski and Barry M Gibbs. Application of a finite-element model to low-frequency sound insulation in dwellings. *The Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 108, No. 4, pp. 1741–1751, 2000.
- [50] Christos I Papadopoulos. Development of an optimised, standard-compliant procedure to calculate sound transmission loss: numerical measurements. *Applied Acoustics*, Vol. 64, No. 11, pp. 1069–1085, 2003.
- [51] Adam Wawezynowicz, Marek Krzaczek, and Jacek Tejchman. Experiments and *fe* analyses on airborne sound properties of composite structural insulated panels. *Archives of Acoustics*, Vol. 39, No. 3, 2014.
- [52] Göran Sandberg, Per-Anders Wernberg, and Peter Davidsson. Fundamentals of fluid-structure interaction. In *Computational aspects of structural acoustics and vibration*, pp. 23–101. Springer, 2008.

- [53] A. Arjunan, C.J. Wang, K. Yahiaoui, D.J. Mynors, T. Morgan, and M. English. Finite element acoustic analysis of a steel stud based double-leaf wall. *Building and Environment*, Vol. 67, pp. 202–210, 2013.
- [54] A. Arjunan, C.J. Wang, K. Yahiaoui, D.J. Mynors, T. Morgan, V.B. Nguyen, and M. English. Development of a 3d finite element acoustic model to predict the sound reduction index of stud based double-leaf walls. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 333, No. 23, pp. 6140–6155, 2014.
- [55] Walid Larbi, Chaima Soussi, Jean-François Deü, and Rubens Sampaio. Sound transmission loss through double glazing windows in low frequency range. *arXiv preprint arXiv:2003.00887*, 2020.
- [56] Jordi Poblet-Puig, Roger Vilaseca Cabo, and Antonio Rodríguez Ferran. Numerical modeling of sound transmission in double walls. In *Euronoise 2006-The 6th European Conference on Noise Control*, pp. 1–6. European Acoustics Association, 2006.
- [57] 會田祐, 井上尚久, 佐久間哲哉. 残響室における壁体の音響透過損失測定の数値シミュレーション. *日本建築学会環境系論文集*, Vol. 85, No. 768, pp. 115–124, 2020.
- [58] Walid Larbi, Jean-François Deü, and Roger Ohayon. Vibroacoustic analysis of double-wall sandwich panels with viscoelastic core. *Computers & Structures*, Vol. 174, pp. 92–103, 2016.
- [59] Chaima Soussi, Mathieu Aucejo, Walid Larbi, and Jean-François Deü. Numerical analyses of the sound transmission at low frequencies of a calibrated domestic wooden window. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 235, No. 14, pp. 2637–2650, 2021.
- [60] Finn Løvholt, Karin Norèn-Cosgriff, Christian Madshus, and Ståle Engvik Ellingsen. Simulating low frequency sound transmission through walls and windows by a two-way coupled fluid structure interaction model. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 396, pp. 203–216, 2017.
- [61] Hiroyuki Tanimoto, Yoshitaka Morimoto, and Keigo Takasugi. Study on acoustic analysis of a glass window by bem and fem. In *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, Vol. 57564, p. V013T16A004. American Society of Mechanical Engineers, 2015.
- [62] YKK AP HP. <https://www.ykkap.co.jp/>.
- [63] 中島麻友子, 岩瀬昭雄. 窓サッシ隙間からの漏洩音の観測と音響回路モデルによる検討. *騒音制御*, Vol. 36, No. 5, pp. 356–366, 2012.
- [64] Yohei Tsukamoto, Yoshihiro Tomikawa, Kimihiro Sakagami, Takeshi Okuzono, Hidetoshi Maikawa, and Yusuke Komoto. Experimental assessment of sound insulation performance of a double window with porous absorbent materials its cavity perimeter. *Applied Acoustics*, Vol. 165, p. 107317, 2020.

- [65] Jens Holger Rindel. *Sound insulation in buildings*. CRC Press, 2017.
- [66] 日本音響材料学会. 騒音 振動対策ハンドブック. 技法堂出版, 東京, 1982.
- [67] 岸正彦. 構造解析のための有限要素法実践ハンドブック. 森北出版, 2006.
- [68] 白木万博監著. 騒音防止設計とシミュレーション. 応用技術出版, 1987.
- [69] MUMPS. <http://mumps.enseeiht.fr/>.
- [70] M. Petyt. *Introduction to Finite Element Vibration Analysis*. Cambridge University Press, New York, 2010.
- [71] 飯田一博. 音響工学基礎論. コロナ社, 2012.
- [72] Free Field Technologies. Actran 2020 user’s guide–volume 1: Installation, operations, theory and utilities. 2019.
- [73] L. E. Wittig and A. K. Sinha. Simulation of multicorrelated random processes using the fft algorithm. *The Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 58, No. 3, pp. 630–634, 1975.
- [74] B. Van den Nieuwenhof, G. Lielens, and J.P. Coyette. Modeling acoustic diffuse fields: updated sampling procedure and spatial correlation function eliminating grazing incidences. In *The Proceedings of ISMA Conference*, pp. 4723–4736, 2010.
- [75] J.P. Coyette, B. Van den Nieuwenhof, and Grégory Lielens. Computational strategies for modeling distributed random excitations (diffuse field and turbulent boundary layer) in a vibro-acoustic context. In *Congres Francais d’Acoustique*, 2014.
- [76] 日本建築学会. 音環境の数値シミュレーション—波動音響解析の技法と応用—. 丸善, 2011.
- [77] S.M. Kirkup. Computational solution of the acoustic field surrounding a baffled panel by the rayleigh integral method. *Applied Mathematical Modelling*, Vol. 18, No. 7, pp. 403–407, 1994.
- [78] Japanese Industrial Standards Committee, et al. Acoustics – determination of sound absorption coefficient and impedance in impedance tubes–part 2: Transfer-function method. *JIS A 1405-2*, 2007.
- [79] Yasushi Miki. Acoustical properties of porous materials-modifications of delany-bazley models. *Journal of the Acoustical Society of Japan (E)*, Vol. 11, No. 1, pp. 19–24, 1990.
- [80] K Sakagami, D Takahashi, H Gen, and M Morimoto. Acoustic properties of an infinite elastic plate with a back cavity. *Acta Acustica united with Acustica*, Vol. 78, No. 5, pp. 288–295, 1993.
- [81] R Yu Vinokur. The influence of linear sound bridges linking panel edges on the airborne sound insulation of double partitions. *Applied Acoustics*, Vol. 34, No. 1, pp. 19–35, 1991.

- [82] Jason E Cambridge, John L Davy, and John Pearse. The influence of the wall cavity on the transmission loss of wall systems – experimental trends. *Building Acoustics*, Vol. 20, No. 2, pp. 87–105, 2013.
- [83] Japanese Industrial Standards Committee, et al. Test methods for vibration-damping property in damped composite beam of unconstrained type. *JIS K 7391*, 2008.
- [84] G Squicciarini, DJ Thompson, and Roberto Corradi. The effect of different combinations of boundary conditions on the average radiation efficiency of rectangular plates. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 333, No. 17, pp. 3931–3948, 2014.
- [85] Robert JM Craik. Damping of building structures. *Applied Acoustics*, Vol. 14, No. 5, pp. 347–359, 1981.
- [86] Manfred Heckl. Measurements of absorption coefficients on plates. *The Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 34, No. 6, pp. 803–808, 1962.
- [87] the International Organization for Standardization. Acoustics – measurement of room acoustic parameters – part 2: Reverberation time in ordinary rooms. *ISO3382-2:2008*, 2008.
- [88] 関連情報 加速度検出器用信号ケーブル・アクセサリ. https://www.onosokki.co.jp/HP-WK/products/keisoku/soundvib/sig_cable.htm.
- [89] Bong-Ki Kim, Hyun-Ju Kang, Jae-Seung Kim, Hyun-Sil Kim, and Sang-Ryul Kim. Tunneling effect in sound transmission loss determination: Theoretical approach. *The Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 115, No. 5, pp. 2100–2109, 2004.
- [90] Tetsuya Sakuma, Naohisa Inoue, and Tsuyoshi Seike. Numerical examination of niche effect on sound transmission loss of glass panes. *Acoustical Science and Technology*, Vol. 38, No. 6, pp. 279–286, 2017.
- [91] Roman Vinokur. Mechanism and calculation of the niche effect in airborne sound transmission. *The Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 119, No. 4, pp. 2211–2219, 2006.
- [92] WA Utley. Single leaf transmission loss at low frequencies. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 8, No. 2, pp. 256–261, 1968.
- [93] Arne Dijckmans and Gerrit Vermeir. A wave based model to describe the niche effect in sound transmission loss determination of single and double walls. In *Proceedings of 20th International Congress on Acoustics (ICA 2010), Sydney (Australia)*, 2010.
- [94] Robin R Wareing, John L Davy, and John R Pearse. Effects of sample construction, sample size and niche depth on measured sound transmission loss. In *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings*, Vol. 249, pp. 2641–2650. Institute of Noise Control Engineering, 2014.

- [95] R. J. Astley and J.-P. Coyette. Conditioning of infinite element schemes for wave problems. *Communications in Numerical Methods in Engineering*, Vol. 17, No. 1, pp. 31–41, 2001.
- [96] R. J. Astley and J.-P. Coyette. The performance of spheroidal infinite elements. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, Vol. 52, No. 12, pp. 1379–1396, 2001.
- [97] J.P. Coyette and B. Van den Nieuwenhof. A conjugated infinite element method for half-space acoustic problems. *The Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 108, No. 4, pp. 1464–1473, 2000.
- [98] Japanese Industrial Standards Committee, et al. Windows. *JIS A 4706*, 2021.

謝辞

本研究の遂行にあたり、多くの方々のご指導ご鞭撻を賜りました。

神戸大学大学院工学研究科建築学専攻 阪上公博先生には、指導教員として適切ご指導を賜りました。深く感謝申し上げます。

また、同学科助教 奥園健先生には、研究に対して丁寧なご指導やご助言を賜りました。心より深謝の意を表します。

本論文の作成にあたり、同学科教授 向井洋一先生、ならびに、同学科准教授 佐藤逸人先生には、副査として丁寧なご助言を賜りました。誠に感謝申し上げます。

YKK AP 株式会社中央研究所 堀慶朗所長、富川義弘博士、塚本陽平博士には、本研究を遂行するきっかけや、試験評価で多大なご尽力をいただきました。御礼申し上げます。

YKK 株式会社テクノロジー・イノベーションセンター 櫻木卓也センター長、佐藤栄グループ長には、社会人ドクターとして修学することにご理解、激励を頂きました。感謝申し上げます。

また、同センターの皆様には、日頃より暖かい支援と応援のお言葉を頂きました。ありがとうございます。

最後に、私を暖かく支えてくれた夫 森田幸平に心より感謝します。

2023年1月

神戸大学博士論文「有限要素法を用いた窓の遮音性能予測に関する基礎研究」全 108 頁

提出日 2023年1月17日

本博士論文が神戸大学機関リポジトリ Kernel にて掲載される場合、掲載登録日（公開日）はリポジトリの該当ページ上に掲載されます。

© 三村 茉莉絵

本論文の内容の一部あるいは全部を無断で複製・転載・翻訳することを禁じます。