

窓ガラスの音響透過損失に関する数値解析 —板振動場における周辺支持部のモデル化について—

Numerical analysis of sound transmission loss of glass pane:
Study on modeling of the edge support system in plate vibration fields.

学籍番号 066828
氏 名 江川 健一 (Egawa, Kenichi)
指導教員 佐久間 哲哉 准教授

1. はじめに

1.1. 研究の背景 近年建築物の遮音性能の高性能化が要求されるようになってきている。外部からの空気伝搬音による建築物の遮音性能は窓の性能によるところが大きい。窓ガラスの性能判断の拠り所となる遮音性能測定方法には、JIS A 1416: 2000 で規定されている実験室実験法があるが、この測定法に則した音響透過損失の測定結果は必ずしも安定していない。その原因としては実験室である残響室の影響や板サイズの影響など様々な要因が考えられるものの、未解明な点が多い。この課題の解明にはパラメトリックスタディが容易な数値予測手法による検討が望ましいと考えられるが、従来の検討では透過損失値に大きな影響を及ぼすと言われているガラス周辺支持部の端部損失については大幅な簡易化が行われることが殆どである。しかしながら実際の窓ガラスの音響透過現象を模擬するには、ガラスの周辺支持部のより精密なモデル化が不可欠であるといえる。

1.2. 研究の目的 以上のような背景を踏まえて、本研究の目的を以下のように設定する。(1) 窓ガラスを想定した音響透過損失の予測手法において板振動場における周辺支持部の適切なモデル化を行うこと。(2) 既往の実測値 [1] との比較により周辺支持部のモデル化の妥当性を検証すること。(3) ケーススタディを通して、周辺支持部におけるエネルギー損失の挙動を把握し、これに関する知見を得ること。

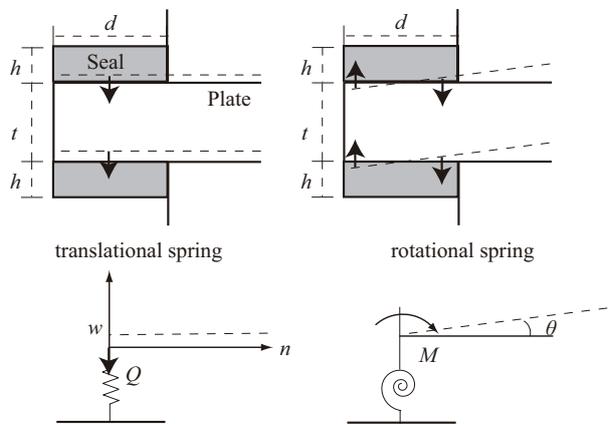


Fig. 1 : Numerical model of edge support system.

2. 周辺支持部のエネルギー損失について

本研究では、板ガラスを固定する周辺支持部のモデルとして集中バネモデル・弾性連続体モデルを想定する。はじめに板を想定した拡散振動場における周辺支持部のエネルギー損失について理論的に考察する。

2.1. 集中バネモデル ガラス板周辺のシール材が端部の変位・傾斜に対して各々反作用するものと仮定し、弾性体と等価な並進バネ・回転バネ (バネ定数 k_q , k_m) からなる集中バネモデルを想定する (図 1)。周辺支持部における損失はバネの内部減衰に因るものとする。端部の変位・傾斜に対応した各バネの機械・モーメントインピーダンス Z_q , Z_m は次式で表される。

$$Z_q = \frac{Q}{j\omega w} = \frac{k_q}{j\omega} = \frac{2}{j\omega} \frac{E_s(1+j\eta_s)d}{h} \quad (1)$$

$$Z_m = \frac{M}{j\omega\theta} = \frac{k_m}{j\omega} = \frac{2}{j\omega} \frac{E_s(1+j\eta_s)d^3}{12h} \quad (2)$$

但し、シール材の物性値としてヤング率 E_s 、損失係数 η_s 、密度 ρ_s 、寸法として幅 d 、厚さ h である。板の特性インピーダンス [2] は板内の屈曲波の波数 $k_b = \sqrt{\omega/\sqrt{\rho t/D}}$ に対して、 $Z_{q0} = Dk_b^3/\omega$ 、 $Z_{m0} = Dk_b/\omega$ より、端部のインピーダンス比は各々次式で表される。

$$z_q = \frac{Z_q}{Z_{q0}} = \frac{2E_s d}{Dh} \frac{\eta_s - j}{k_b^3} \quad (3)$$

$$z_m = \frac{Z_m}{Z_{m0}} = \frac{E_s d^3}{6Dh} \frac{\eta_s - j}{k_b} \quad (4)$$

但し、板の曲げ剛性 $D = E(1+j\eta)t^3/12(1-\nu^2)$ 、ヤング率 E 、ポアソン比 ν 、損失係数 η 、板厚 t である。

2.2. 弾性連続体モデル 次にシール材を弾性連続体とみなしてモデル化を行う。シール材の並進振動のみに対して弾性連続体の挙動を考慮して 1 次元縦振動を想定すると、端部の機械インピーダンスは次式で表される。

$$Z_q = \frac{2\rho_s c_s d}{j \tan \omega h / c_s} \quad (5)$$

但し、シール材縦波速度 $c_s = \sqrt{E_s(1+j\eta_s)/\rho_s}$ である。

2.3. 板振動部のエネルギー吸収係数 板振動場において直線状の屈曲波が無限長のインピーダンス境界に対して入射角 θ で入射する場合、境界の法線・接線の 2 方向の波数分離を行い、境界上の有効せん断力・モーメントの釣合より理論解が得られる。理論解より境界近接波を除く入射波と反射波の振幅比、即ち反射係数は次式で表される。

$$r_\theta = \frac{(a_- b_+ - j a_+ b_-) - 2z_q + 2j a_+ a_- z_m + (a_- - j a_+) z_q z_m}{(a_- b_+ + j a_+ b_-) + 2z_q + 2j a_+ a_- z_m + (a_- + j a_+) z_q z_m}$$

但し、 $a_\pm = \sqrt{1 \pm \sin^2 \theta}$ 、 $b_\pm = (1 \pm (1-\nu)\sin^2 \theta)^2$ であり、垂直入射時に $a_\pm = b_\pm = 1$ となる。上式より板端部のエネルギー吸収率は $a_\theta = 1 - |r_\theta|^2$ として与えられる。

2.4. 結果と考察

入射角の影響 集中バネモデルにおいてガラス板内の屈曲波を変化させた場合のエネルギー吸収率を図 2 に示す。吸収率は一つのピークを持ち、垂直入射から 60 度入射付近にかけてはピーク値が

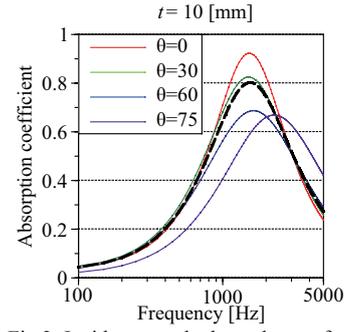


Fig. 2: Incidence angle dependence of the absorption coefficient of the edge

(seal: $E_s = 10^7$ [N/m²], $\eta_s = 0.5$).

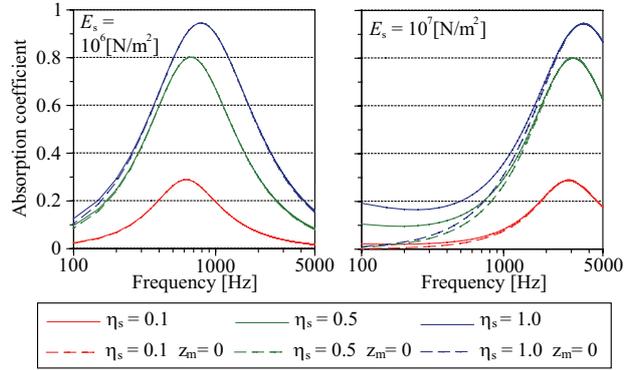


Fig. 3: Random-incidence absorption coefficients of the edge based on the spring model with/without rotational springs (glass: $t = 5$ [mm]).

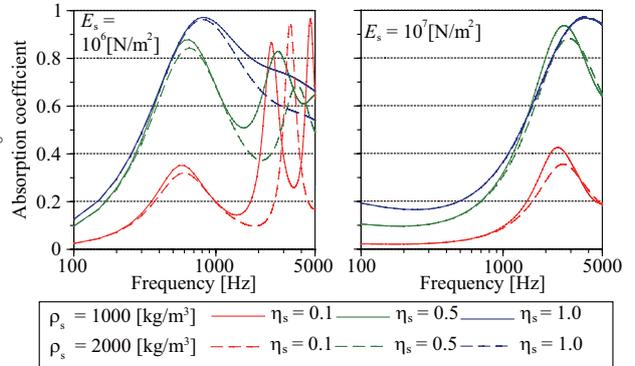


Fig. 4: Random-incidence absorption coefficients of the edge based on continuum model with changing seal's density (glass: $t = 5$ [mm]).

低下するのに対して、75 度にかけてはピーク周波数が高周波数域へ変化している。但し、入射角依存性は比較的緩やかである。

回転バネの影響 集中バネモデルにおいて回転バネの有無がエネルギー吸収率に及ぼす影響を図 3 に示す。シール材が硬い場合に低周波数域で影響が表れているが、並進バネが支配的となる高周波数域では回転バネによる差は小さい。

弾性連続体モデルについて 弾性連続体モデルにおいてシール材の密度を $\rho_s = 1000, 2000$ [kg/m³]

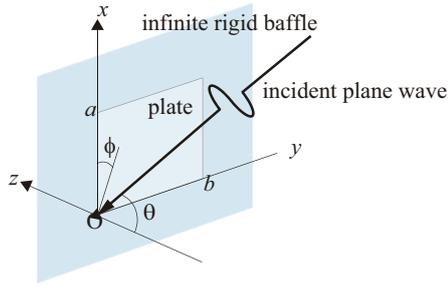


Fig.5: Geometry of a three-dimensional sound transmission model.

とした場合のエネルギー吸収率を図 4 に示す。シール材の質量は図 3 の吸収率のピークに対して若干影響を及ぼすとともに、シール材が柔らかい場合に高周波数域ではシール材自体の共振の影響が顕著に現れている。

2.5. まとめ 以上より、周辺支持部のモデル化では低域では回転バネを考慮すべきであり、また並進バネでは高域で共振による影響が表れる弾性連続体の挙動を考慮する必要があるといえる。

3. 端部損失を反映した音響透過損失予測に関する検討

前節で検討を行ったモデルについて音響振動連成解析を行い、得られた透過損失値についてモデルの妥当性の検証、及び理論値・実測値との比較検討を行う。

3.1. 解析手法

解析モデル 図 5 のように解析モデルとして無限大剛バフル中の板材に単位振幅平面波が入射する音響透過問題を想定する。板振動場には有限要素法を、音響系には境界要素法を適用し両者を連成することで以下の連成系マトリクスが得られる。

$$([K] - [K_q] - [K_m] - \omega^2[M] - 4\omega^2\rho_0[Q][G \ 0 \ 0]) \begin{Bmatrix} w \\ \theta_x \\ \theta_y \end{Bmatrix} = 2[Q]\{p_d\}$$

但し、板の剛性、質量、適合マトリクスとして $[K]$, $[M]$, $[Q]$ 、周辺支持部のせん断バネ、回転バネに対応する剛性マトリクスとして $[K_q]$, $[K_m]$ 、影響係数行列 $[G]$ 、入射音圧ベクトル $\{p_d\}$ 、空気密度 ρ_0 、振動変位ベクトル w 、傾斜ベクトル θ である。これをもとに 1/24 オクターブ帯域中心周波数における音響透過損失値を求め、

Table 1 Properties of glass plate.

$0.9 \times 0.9, 1.25 \times 1.5$ [m ²]; $t = 5, 10$ [mm];
$E = 7.5 \times 10^{10}$ [N/m ²]; $\rho = 2500$ [kg/m ³];
$\nu = 0.22$; $\eta = 0.002$

Table 2 Properties of seal.

$d = 15$ [mm]; $h = 5$ [mm];
$E_s = 10^6, 10^7$ [N/m ²]; $\eta_s = 0.1, 0.5, 1.0$;
$\rho_s = 1000, 2000$ [kg/m ³]

得られた値をエネルギー合成することで 1/3 オクターブ帯域値を算出している。なお板への音波入射条件については数値解析による検討から、ランダム入射条件を採用している。

解析対象 ガラス板、シール材の物性値を表 1, 2 に示す。なお、実測で用いられるシール材の物性値 [3] については凡そ以下の値程度と見なせる。

・パテ : $E_s = 10^6 \sim 10^7$ [N/m²], $\eta_s = 0.1$, $\rho_s = 1000$ [kg/m³]

・シリコン : $E_s = 10^7 \sim 10^8$ [N/m²], $\eta_s = 0.5 \sim 1.0$, $\rho_s = 2000$ [kg/m³]

3.2. 結果と考察

回転バネの影響 集中バネモデルにおける、回転バネの有無による透過損失値の差（「回転バネ有り」－「無し」）を図 6 に示す。前節の結果と同様、シール材が硬い場合に低周波数域で影響が現れており、周辺支持部のモデル化では回転バネを考慮する方が望ましいといえる。

集中バネモデルと弾性連続体モデルの比較 弾性連続体モデル適用時と集中バネモデル（回転バネ有り）適用時での透過損失値の差（「弾性連続体」－「集中バネ」）を図 7 に示す。前節でエネルギー吸収率に差が見られた高周波数域において弾性連続体モデル適用時の方が透過損失値が大きくなっている。

理論値との比較 弾性連続体モデルにおける透過損失の計算値とランダム入射時の質量則、有限板の理論式である Sewell の式による値を図 8 に示す。端部損失の小さい $\eta_s = 0.1$ を除きコインシデンス限界周波数 f_c 以下で Sewell の式と良く対応している。

実測値との比較 上記の計算値と文献実測値 [1]

を図 9 に示す。 f_c 以下では柔らかいシール材の場合で端部損失による共振のディップの緩和が若干大きく見える。またパテ支持・シリコン支持の両実測値と $\eta_s = 0.5, 1.0$ の計算値がよく一致している。一方、 $\eta_s = 0.1$ の計算値については板厚が厚くシール材が硬いほど実測値との差が大きくなっており、同程度の η_s を持つシリコン支持時の実測値と差が見られる。また実測値と計算値の差が $t = 10$ [mm] の場合において見られるものの、図 7 から、集中バネモデルに比べると弾性連続体モデルによる計算値は大きくなるのがわかる。よって弾性連続体モデルによる計算値のほうが実測値に近いといえる。

4. まとめ

窓ガラスの遮音性能の高精度な数値予測に向けて、板の周辺支持部のモデル化を行った。周辺支持部のモデル化では並進・回転バネの両者を考慮する必要があること、並進バネでは高周波数域で共振の影響が表れる弾性連続体の挙動を考慮したモデルとする必要があることを示した。コインシデンス限界周波数 f_c 以下では端部損失は柔らかいシール材の共振のディップの緩和に寄与することがわかった。また端部損失がパテ程度の場合音響透過損失の計算値は理論値と対応が良いことを示した。

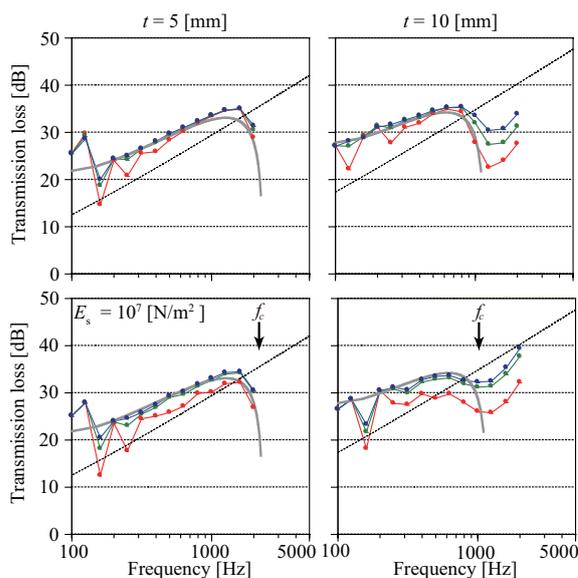


Fig. 8: Comparison of calculated values of 1/3-oct-band transmission loss and theoretical ones (glass: 0.9×0.9 m², seal: $\rho_s = 1000$ [kg/m³]).

参考文献

- [1]Yoshimura et al., Inter-Noise 2006, No. 641 (2006).
- [2]L. Cremer & M. Heckl, structure-Borne Sound (Springer-Verlag, New York, 1973).
- [3]山口, 制振工学研究会通信, 2, 9月号 (2006).

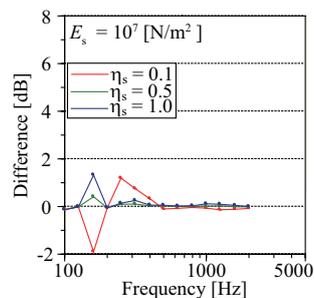


Fig. 6: Difference of 1/3-oct-band transmission loss caused by neglecting rotational springs (glass: 0.9×0.9 m² size, $t = 10$ [mm]).

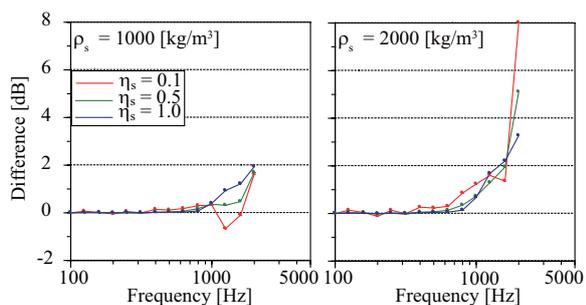


Fig. 7: Difference between 1/3-oct-band transmission loss with the spring model and that with the continuum model (glass: 0.9×0.9 m² size, $t = 10$ [mm], seal: $E_s = 10^6$ [N/m²]).

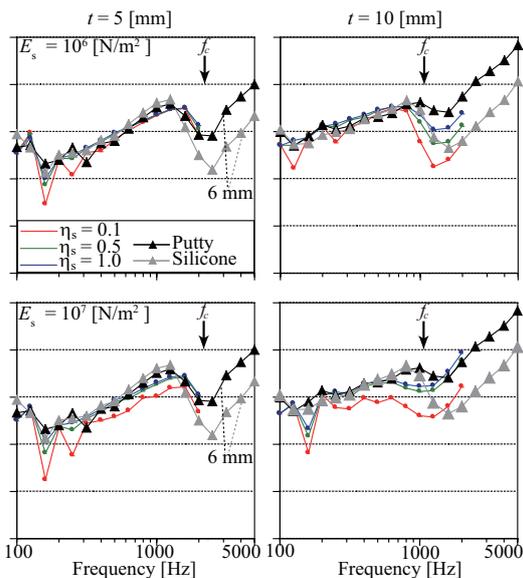


Fig. 9: Comparison of measured and calculated values of 1/3-oct-band transmission loss (glass: 0.9×0.9 m² size, seal: $\rho_s = 1000$ [kg/m³]).