2016

日本機械学会論文集(C編)
76巻768号(2010-8)

論文 No. 09-1063

自動車用の制振防音構造の三次元有限要素法による減衰応答解析* (二重壁間の連結部材のモード減衰への影響)

山口 誉 夫^{*1}, 保 泉 寛 彰^{*2}
黒 沢 良 夫^{*3}, 榎 本 秀 喜^{*3}

Damped Vibration Responses for Automotive Sound Proof Structures Using Three-Dimensional Finite Element Method (Effects of Connection Parts between Double Walls on Modal Damping)

Takao YAMAGUCHI^{*4}, Hiroaki HOZUMI,
Yoshio KUROSAWA and Hideki ENOMOTO

^{*4} Department of Mechanical System Engineering, Gunma University,
1-5-1 Tenjincho, Kiryu-shi, Gunma, 376-8515 Japan

A numerical method is proposed to calculate damping properties for three-dimensional sound proof structure including elastic material, viscoelastic material and porous material. Displacement vectors as common unknown variable are solved under coupled condition. Further, explicit expressions of modal loss factor for the three-dimensional sound proof structures are derived using asymptotic method. Using this technique, eigenvalue analysis and frequency response analysis are performed for automotive double walls with a porous material. Further a spacer installed between a steel panel and sheet in the double walls to analyze deterioration of vibration.

Key Words: Damping, Finite Element Method, Noise, Computer Aided Analysis, Damping Property, Modal Strain and Kinetic Energy Method

1. 緒 言

自動車走行時の車室内騒音の代表的な現象としてロードノイズがあり, 制振防音対策がなされている。これは, 粗い路面の微小な凹凸によりタイヤが振動し, ホイールからサスペンション, 車体フレーム, 車体パネルへとその振動が伝播し, 車室内への放射音になる現象である。この放射音対策のために, 自動車のフロアパネルには, 制振材を積層した鋼製パネルと樹脂シートで多孔体(繊維材, フォーム材)をサンドイッチにした吸音二重壁構造が用いられることがある。制振材の効果でパネルの共振を抑制し, さらに, 空気ばねよりも柔軟な多孔体によって二壁間の振動を分離することで, パネル振動からの放射音が車室内に浸入するのを抑制

する。しかし, 現実の自動車の構造ではこれらの二重壁は, ボルトや他の部品などにより連結されてしまうことがある。この連結部材から振動が伝達することにより制振・防音効果が劣化してしまうサウンドブリッジ現象が発生する場合がある。よって, 二重壁間の連結部材を考慮した振動音響解析が, 制振防音構造の設計で重要な課題になる。

Crocker らは統計的エネルギー解析法を用いて, 建築構造を対象として, 中空二重壁のサウンドブリッジ現象の解析を行っている⁽¹⁾。これは拡散場を前提とした大きな構造と大きな空間を対象としており, 主に高周波数領域に適用可能な検討である。ロードノイズの中で0Hz~500Hzの周波数領域における現象を対象とした場合, 問題となる波長に比べ自動車の車体パネルの振動場や車室内音場は大きいとはみなせない場合がある。したがって, 建築構造の制振設計や防音設計で用いられるような拡散振動あるいは拡散音場を仮定したアプローチ^{(1)~(3)}の利用には限界がある。この周波数領域における車体制振防音構造のサウンドブリッジ現象の数値解析には, 定在波を含んだ振動音響連成問題を考慮でき, 制振材や多孔体の減衰を考慮できる解析法が必

* 原稿受付 2009年12月1日。

^{*1} 正員, 群馬大学大学院工学研究科(☎376-8515 桐生市天神町1-5-1)。

^{*2} 学生員, 群馬大学大学院機械システム工学専攻。

^{*3} 正員, 富士重工業(株)(☎373-8555 太田市スバル町1-1)。

E-mail: yamagme3@gunma-u.ac.jp

要である。二重壁間を連結する部材があるので、対象とする制振防音構造の境界条件や形状が複雑となり、任意境界条件および任意形状が扱える有限要素法などの数値解析法が必要となる。

過去に Craggs⁽⁴⁾、加川ら⁽⁵⁾、著者ら^{(6)~(8)}により多孔体を含む音場についての有限要素法の研究が報告されている。一方 Utsuno ら^{(9), (10)}により境界要素法を用いた多孔体を含む音場の解析が行われている。これらの研究では音場と構造振動との減衰の連成は取り扱われていない。Biot の Poroelastic model⁽¹¹⁾を有限要素法で取り扱い、多孔体を形成する骨格の振動と多孔体内部空気の音場の連成解析が、Kang ら⁽¹²⁾、Attala ら⁽¹³⁾によりなされている。ただし、これらの計算方法では、音場構造間の減衰連成と固有モードの関係を詳細に検討することが難しい。さらに、サウンドブリッジ現象をこれらの研究では取り扱っていない。

著者らは前報告⁽¹⁴⁾で、制振ビームと樹脂シートで多孔体をサンドイッチにした吸音二重壁を取り扱い、二重壁間を連結する部材を追加した場合の振動絶縁性能の劣化とモード減衰への影響を二次元有限要素法で解析した。このときに著者らは先に提案した数値解析法⁽¹⁵⁾を応用した。これは弾性体と粘弾性体、多孔体が混在した混合体の動特性、モード減衰の二次元有限要素法による解析法である。この方法では、音場の未知変数を

通常の音圧ではなく、粒子変位とすることで、固体の未知数である変位と共通として扱える。さらに粘弾性体や多孔体の減衰を考慮するとともに、固体、多孔体、気体との減衰の連成問題を扱える。また、解析法を拡張して、各要素の散逸エネルギーの分担量を近似計算する式を導出し、各要素のモード減衰への寄与率を求められるようにしてある⁽¹⁵⁾。

本報告では、これらの検討を三次元問題へと拡張する。提案した解析法を三次元問題へ拡張し、自動車のフロア制振防音構造を模擬した吸音二重壁を三次元問題として取り扱い、二重壁間を連結する部材を追加した場合の振動減衰特性を有限要素法により解析した。

2. 解析モデルの形状と境界条件

解析モデルを図1に示す。図1(a)のように厚さ0.7mm、辺長126×112.27mmの鋼製パネルに、制振材(厚さ3mm)と多孔体(厚さ15mm)、シート(厚さ0.6mm)を積層し、吸音二重壁を形成した。この構造では鋼製パネルの振動がシートに伝達しないように、空気ばねよりも柔らかい多孔体を挿入してある。この図1(a)のモデルをCase1とする。図中のシートは鋼製とした。

サウンドブリッジの影響を調べるため、上記の図1(a)の積層構造の中に鋼製パネルとシートを接続する厚さ3.12mmの板状のスペーサを、パネルの長手方向53.02mmの位置に設置した(図1(b))。この時にスペーサとシートの接合およびスペーサと鋼製パネルの接合は剛結合とした。図1(b)のモデルでスペーサの材料特性を、鋼製(ヤング率 $2.1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$ 、質量密度 7.8×10^3 、材料損失係数0.001)としたモデルをCase2とする。スペーサのヤング率を $2.1 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ に減らし材料損失係数を1.0と大きくしたモデルをCase3とする。

鋼層、制振材、シートは厚さ方向に1分割、多孔体又はスペーサは5分割して有限要素モデルを作成した。パネルの長手方向は3.12mmピッチで要素分割した。鋼製パネルと制振材の周縁は固定とした。多孔体の端面は剛壁境界とし、シート周囲はフリーとした。

加振位置は鋼製パネルの裏面の点 $(x, y, z) = (21.83, 0.00, -21.00)$ とし、加振波形はホワイトノイズとした。

3. 解析方法

3.1 多孔体内部空気の三次元音場の離散化 多孔体内部空気の三次元音場を有限要素で離散化する。周期加振される非粘性圧縮性完全流体の運動方程式は、微小振幅の条件の下では次式となる。

Fig.1 Three-dimensional finite element model for double walls with a porous material with/without a spacer

$$\text{grad } s = -\rho\omega^2 \{u_f\} \quad (1)$$

圧力と体積ひずみの関係は、次式となる。

$$s = E \text{div}\{u_f\}, \quad s = -p \quad (2)$$

ここで、 $\{u_f\} = \{u_{fx}, u_{fy}, u_{fz}\}^T$ であり u_{fx}, u_{fy}, u_{fz} は粒子変位の x, y, z 方向成分である。 p は音圧、 E は体積弾性率、 ρ は実効密度、 ω は角周波数である。

要素内の粒子変位 $\{u_f\}$ と節点の粒子変位 $\{u_{fe}\}$ の関係を内挿関数行列 $[N_f]^T$ で次式のように近似する。

$$\{u_f\} = [N_f]^T \{u_{fe}\} \quad (3)$$

さらに、要素の歪エネルギー、運動エネルギー、ポテンシャルエネルギーを求めラグランジュの方程式を用いると次式を得る。

$$([K]_{fe} - \omega^2 [M]_{fe}) \{u_{fe}\} = \{f_{fe}\} \quad (4)$$

$$[M]_{fe} = \rho_e [\tilde{M}]_{fe} \quad (5)$$

$$[K]_{fe} = E_e [\tilde{K}]_{fe} \quad (6)$$

$\{f_{fe}\}$ は気体要素の節点力ベクトル、 $[K]_{fe}$ は要素剛性行列、 $[M]_{fe}$ は要素質量行列である。

多孔体内の音場を表すために複素実効密度 ρ^* 、複素体積弾性率 E^* を用いたモデル^{(14)~(16)} を用いる。

$$\rho_e \Rightarrow \rho_e^* = \rho_{eR} + j \rho_{eI} \quad (7)$$

$$E_e \Rightarrow E_e^* = E_{eR} + j E_{eI} \quad (8)$$

ρ_{eR} は ρ_e^* の実部、 ρ_{eI} は ρ_e^* の虚部、 E_{eR} は E_e^* の実部、 E_{eI} は E_e^* の虚部、 j は虚数単位である。ここで複素実効密度 ρ^* の虚部 ρ_{eI} は、流れ抵抗に起因する減衰に関連する量となる⁽¹⁵⁾。複素体積弾性率 E^* の虚部 E_{eI} は式(2)の音圧 p と体積ひずみ $\text{div}\{u_f\}$ の関係におけるヒステリシス減衰に関連する量となる⁽¹⁵⁾。

式(7)を式(5)に代入すると

$$[M]_{fe} = [M_R]_{fe} (1 + j \chi_e), \quad \chi_e = \rho_{eI} / \rho_{eR} \quad (9)$$

式(8)を式(6)に代入すると

$$[K]_{fe} = [K_R]_{fe} (1 + j \eta_e), \quad \eta_e = E_{eI} / E_{eR} \quad (10)$$

$[M]_{fe}$ は要素質量行列、 $[M_R]_{fe}$ は $[M]_{fe}$ の実部、 $[K_R]_{fe}$ は要素剛性行列 $[K]_{fe}$ の実部である。 χ_e は流れ抵抗に起因する材料減衰、 η_e は体積弾性率に関する材料減衰である。

以上から、多孔体内部の音場を表す要素では、 $[K]_{fe}$ と $[M]_{fe}$ が共に複素数で表現される。これら多孔体に相当する有限要素には八節点アイソパラメトリック六面体要素を用いた。

3.2 固体に関する振動場の離散化 固体の振動場は、微小振幅とし通常の線形有限要素で離散化し、粘弾性体はヤング率を複素弾性率とすることで、ヒステリシス減衰を考慮し⁽¹⁷⁾、次式を得る。

$$([K]_{se} - \omega^2 [M]_{se}) \{u_{se}\} = \{f_{se}\} \quad (11)$$

$$[K]_{se} = [K_R]_{se} (1 + j \eta_e) \quad (12)$$

$\{f_{se}\}$ は固体要素についての節点力ベクトル、 η_e は要素 e の材料損失係数、 $[M]_{se}$ は要素質量行列、 $[K]_{se}$ は要素剛性行列、 $[K_R]_{se}$ は $[K]_{se}$ の実部である。

これらの固体に相当する要素は、非適合モードを考慮した八節点アイソパラメトリック六面体要素を用いた^{(18),(19)}。

3.3 全系離散化方程式 固体と気体の境界および固体と多孔体の境界では、境界に法線方向の変位のみが連続となる。全要素(気体、多孔体、固体)について重ね合わせ全系離散化方程式を求めると次式を得る。

$$\sum_{e=1}^{e_{\max}} ([K_R]_e (1 + j \eta_e) - \omega^2 [M_R]_e (1 + j \chi_e)) \{u_e\} = \{f\} \quad (13)$$

$\{f\}$ は節点力ベクトルである。 $\{u_e\}$ は節点変位ベクトルで、 $\{u_{fe}\}$ と $\{u_{se}\}$ からなる。 $[K_R]_e$ は $[K_R]_{fe}$ と $[K_R]_{se}$ からなる。 $[M_R]_e$ は $[M_R]_{fe}$ と $[M_R]_{se}$ からなる。

3.4 モード減衰の近似計算

著者らにより前報告で提案したモード減衰の近似計算法^{(16),(17)} を、三次元制振防音構造のサウンドブリッジ現象の問題へ適用する。式(13)の複素固有値問題は次式となる。

$$\sum_{e=1}^{e_{\max}} ([K_R]_e (1 + j \eta_e) - (\omega^{(n)})^2 (1 + j \eta_{tot}^{(n)}) [M_R]_e (1 + j \chi_e)) \{\phi^{(n)*}\} = \{0\} \quad (14)$$

添字 (n) は n 次固有モードを表す。 $(\omega^{(n)})^2$ は複素固有値の実部、 $\{\phi^{(n)*}\}$ は複素固有ベクトル、 $\eta_{tot}^{(n)}$ はモード損失係数である。材料減衰 χ_e, η_e ($e=1, 2, 3, \dots, e_{\max}$) に関して全要素の中で最大のものを $\eta_{\max}$ とし、以下の量を定義し導入する。

$$\beta_{se} = \eta_e / \eta_{\max}, \quad \beta_{se} \leq 1, \quad \beta_{ke} = \chi_e / \eta_{\max}, \quad \beta_{ke} \leq 1$$

ここで $\eta_{\max} \ll 1$ と仮定し、微小量 $\mu = j \eta_{\max}$ を導入し、式(14)の解を以下のように展開する。

$$\{\phi^{(n)*}\} = \{\phi^{(n)}\}_0 + \mu \{\phi^{(n)}\}_1 + \mu^2 \{\phi^{(n)}\}_2 + \dots \quad (15)$$

$$(\omega^{(n)})^2 = (\omega_0^{(n)})^2 + \mu^2 (\omega_2^{(n)})^2 + \mu^4 (\omega_4^{(n)})^2 + \dots \quad (16)$$

$$j \eta_{tot}^{(n)} = \mu \eta_1^{(n)} + \mu^3 \eta_3^{(n)} + \mu^5 \eta_5^{(n)} + \dots \quad (17)$$

$$\{\phi^{(n)}\}_0, \{\phi^{(n)}\}_1, \{\phi^{(n)}\}_2, \dots \text{ と } (\omega_0^{(n)})^2, (\omega_2^{(n)})^2,$$

$(\omega_4^{(n)})^2, \dots$ と $\eta_1^{(n)}, \eta_3^{(n)}, \eta_5^{(n)}, \dots$ は実数である。

ここで $\beta_{ke} \leq 1, \beta_{se} \leq 1$ であるので $\eta_{\max} \ll 1$ ならば $\eta_{\max} \beta_{ke} \ll 1$ と $\eta_{\max} \beta_{se} \ll 1$ が成立する。よって、 $\mu \beta_{se}$ および $\mu \beta_{ke}$ は μ と同様に微小量となる。

式(15)～式(17)を式(14)へ代入し、微小量の1次の項までをまとめモード損失係数 $\eta_{\text{tot}}^{(n)}$ の近似式を得る。

$$\eta_{\text{tot}}^{(n)} = \eta_{se}^{(n)} - \eta_{ke}^{(n)},$$

$$\eta_{se}^{(n)} = \sum_{e=1}^{e_{\max}} (\eta_e S_{se}^{(n)}), \quad \eta_{ke}^{(n)} = \sum_{e=1}^{e_{\max}} (\chi_e S_{ke}^{(n)}) \quad (18)$$

$\eta_{\text{tot}}^{(n)}$ はモード損失係数、 $S_{se}^{(n)}$ は歪エネルギー分担率、 $S_{ke}^{(n)}$ は運動エネルギー分担率である。

式(18)からモード減衰は弾性率に関する材料減衰と歪エネルギー分担率との積の全要素にわたる和、および実効密度に関する材料減衰と運動エネルギー分担率との積の全要素のわたる和から近似できる。また、各要素の相対的な減衰エネルギーの分担量 $D_e^{(n)}$ とすると、次式となる。

$$D_e^{(n)} = \eta_e S_{se}^{(n)} - \chi_e S_{ke}^{(n)} \quad (19)$$

この $D_e^{(n)}$ が大きい要素が三次元制振防音構造のモード損失係数 $\eta_{\text{tot}}^{(n)}$ への寄与が高い要素となる。後の吸音二重壁のサウンドブリッジ現象解析で、二重壁間の連結部材が減衰特性に与える影響を、式(18)、式(19)を用いて検討する。

著者らは本手法を MSKE 法 (Modal Strain and Kinetic Energy method) と呼んでいる^{(16),(17)}。

実固有値解析から得られたモーダルパラメータと式(18)で算出したモード減衰 $\eta_{\text{tot}}^{(n)}$ を用いて加速度応答を求めた。

4. 音響管での制振防音解析の検証

図2の閉管に制振防音構造を挿入する。管の一端の剛壁から、厚さ 0.7mm の鋼、厚さ 3mm の制振材、厚さ 15mm の多孔体、厚さ 0.6mm の樹脂シートを、この順で閉管の中に配置した。管内の残りの空間には空気が充填されている。この制振防音構造の表面から 10mm 離れた B 点の粒子変位と 20mm 離れた A 点の粒子変位の伝達関数を 3 章で示した式(13)で求めた。さらに 2 点マイク法⁽⁹⁾で、制振防音構造の表面の音響インピーダンスを計算した。その結果と伝達行列法による理論解^{(9),(10)}と比較した。なお、2 点マイク法において Utsuno らが提案した音圧を未知数とする計算法⁽⁹⁾を、粒子変位を未知数にして計算した⁽¹⁵⁾。有限要素法による計算で、固体

Fig.2 FEM model of a sound proof structure in acoustic pipe

Fig.3 Acoustic impedance of a sound proof structure

(鋼、制振材、樹脂シート)は、管壁に沿って抵抗が無く滑ると仮定した。管壁と法線方向の変位は固定し多孔体と管壁の境界は剛壁境界とした。図3に音響インピーダンスの計算結果を示す。図から有限要素法による計算結果と伝達行列法による計算結果は一致する。

5. 吸音二重壁の振動伝達特性の解析

5.1 計算条件 3 章で示した解析方法を吸音二重壁のサウンドブリッジ現象の解析に用いる。これより二重壁間の連結部材が減衰特性に与える影響を明らかにしていく。2 章で示したモデルを用い、以下の計算条件とした。

多孔体内部空気の実効密度は $\rho_R = 1.4 \text{ kg/m}^3$ 、 $-\chi_e = 0.5$ 、体積弾性率は $E_R = 1.19 \times 10^5 \text{ N/m}^2$ 、 $\eta_e = 0.1$ 、制振材の材料特性は貯蔵弾性率 $8.00 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ 、材料損失係数 0.333 を用いた。

5.2 シートの平均振動加速度レベルの比較

Case1 から Case3 の場合の解析結果をシートの平均振動加速度レベルで評価し、図4に示す。

スペーサの有無が振動伝達量へ与える影響を Case1 と Case2 で比較する。図4から Case2 では鋼製のスペーサでパネルとシートが接続されているので、そこからの

Fig.4 Sound proof performance of double walls with spacers

振動伝達により 1kHz バンド以上の高い周波数では振動伝達量が増大する。これはサウンドブリッジ現象である。以降、このような特性を示す周波数領域をサウンドブリッジ領域と呼ぶことにする。なお、800Hz よりも低い周波数では、Case2 の方が Case1 よりも加速度レベルが低いが、これは鋼製スペーサにより剛性が高くなったことに起因する。このような特性を示す周波数領域を剛性付加領域と呼ぶことにする。

スペーサの材料特性による振動伝達量の変化を Case2 と Case3 で比較する。Case3 は Case2 のスペーサのヤング率を低くし、材料損失係数 η_e を高くした場合である。1000Hz バンド以上の周波数を見ると、Case3 は Case2 より振動伝達量が少なくなっている。これは Case3 ではスペーサのヤング率が低いいため、スペーサ自体が変形しやすくスペーサの歪エネルギーが大きく、式 (19) の減衰エネルギーの分担量が高くなったためである。なお Case3 ではスペーサのヤング率が低いいため、スペーサによる剛性付加効果が Case2 より小さく、剛性付加領域が 200Hz 以下と狭くなる。

5.3 材料定数の異なるスペーサのモード損失係数の比較

図 5 (a), (b) はそれぞれ、Case2, Case3 について、スペーサの材料損失係数 η_e のみを変化させた場合のモード損失係数 η_{tot} を示したものである。スペーサのヤング率が高い条件の Case2 では、図 5 (a) よりスペーサの材料損失係数 η_e の変化に対するモード損失係数 η_{tot} の変化はわずかである。1000Hz 前後、2000Hz 前後でのみ変化が大きいのは、その周波数に存在する共振に関連する固有モードでスペーサに歪エネルギーが集中しているためである。一方、スペーサのヤング率が

低い条件の Case3 では多くのモードでスペーサの材料損失係数 η_e の変化に対して、モード損失係数 η_{tot} が大きく変化する。

(a) Double walls with a steel spacer, Case2

(b) Double walls with a soft and damped spacer, Case3

Fig.5 Effects of material damping of a spacer on modal loss factor

5.4 固有モードと歪エネルギー分布の比較

次にスペーサのヤング率が異なる条件 Case2 と Case3 について各固有モードの変形状態と、対応する歪エネルギーの分布を調べた例として、Case2 と Case3 からそれぞれ一つずつ、比較のために振動数が近くかつ変形パターンの似たモードを選定し、図 6(a),(b)に示した。なお、各図中の上段が固有モード、下段が歪エネルギー分布である。歪みエネルギー分布において、色が濃い部分ほど歪エネルギーが集中していることを示す。図中、スペーサの変形が見えるように多孔体は表示していない。

図 6(a),(b)から、スペーサのヤング率が異なる二つの条件の固有モードにおける変形の様子は類似しているが、歪エネルギーの分布は異なっていることがわかる。すなわち図 5(a)のスペーサのヤング率が大きい条件 Case2 では、スペーサへの歪みエネルギーの集中はわずかしき見られない。一方、図 6(b)のスペーサのヤング率が

が低い条件 Case3 では、歪みエネルギーがスペーサに集中している。モード損失係数 η_{tot} は、図 6(b)に示した Case3 の条件の方が高い。この現象を式(18)と式(19)で分析すると、図 6(b)のスペーサは変形しやすく、歪みエネルギーがスペーサに集中し、スペーサの材料減衰を高くすれば、系のモード減衰を増大できる。よって、シートへの振動伝達が抑制できることになる。

最低次から第 12 次モードまでについて、図 7,8,9 に Case1, Case2, Case3 の固有モード、モード損失係数、歪みエネルギー分布をそれぞれ記載した。左が固有モード、右が歪みエネルギー分布(色が濃いほど歪みエネルギーが大きい)である。なお、図 8 と図 9 では、スペーサの変形が見えるように、多孔体は表示していない。

図 7 のスペーサがない条件の Case1 と図 8 の鋼製スペーサを有する Case2 を比較すると、Case2 の方のモード損失係数 η_{tot} が小さい。図 8 の鋼製スペーサを有する Case2 と図 9 の柔軟で高減衰のスペーサを有する Case3

Mode 2

Mode 4

(b) Double walls with a soft and damped spacer, Case3

Fig.6 Eigenmodes and strain energy in the spacers

Fig. 7 Eigenmodes and distribution of strain energy (double walls without a spacer, Case1)

Fig. 8 Eigenmodes and distribution of strain energy
(double walls with a steel spacer, Case2)

Fig. 9 Eigenmodes and the distribution of strain energy
(double walls with a soft and damped spacer, Case3)

を比較すると, Case3 の方が全体的にモード損失係数 η_{tot} は大きい.先に述べたように Case3 の方がスぺーサのヤング率が低いので,各モードにおけるスぺーサの歪エネルギー分担率が高く,スぺーサの材料減衰を高くすると系のモード損失係数 η_{tot} が大きくなっている.

6. 結 言

自動車のフロア制振防音構造を模擬した吸音二重壁を三次元問題として取り扱い, 二重壁間を連結する部材(スぺーサ)を追加した場合の振動減衰特性を有限要素法により解析した. この解析では, 音場の未知変数を通常の音圧ではなく, 粒子変位としている. また, 粘弾性体や多孔体の減衰を考慮し, 固体, 多孔体, 気体の減衰の連成問題を三次元で扱える. さらに各要素の散逸エネルギーの分担量を近似計算でき, 各要素のモード減衰への寄与率を求められるようにしてある.

数値解析から, スぺーサのヤング率が低く,かつスぺーサの材料損失係数の値が大きいときに, サウンドブリッジ現象に起因する振動絶縁性能の劣化を軽減できる結果となった.スぺーサのヤング率が高いときは,各共振周波数においてスぺーサの変形が小さいため,スぺーサへの歪みエネルギーの分担率が小さく, スぺーサの材料損失係数を変化させても,系のモード減衰を増大し難くなる. そのためサウンドブリッジによる振動絶縁性能の劣化は抑制し難くなる.

参考文献

- (1) Crocker, M. J., Battacharya, M. C. and Price, A. J., *Trans. of ASME, J. Engineering for Industry*, August, (1971), pp.775-782.
- (2) Zwikker, C. and Kosten, C., A., *Sound Absorbing Materials*, (1949), Elsevier Press, Amsterdam.
- (3) Ohta, M. and Iwashige, H., *Journal of the Acoustical Society of Japan*, Vol.34, No.1 (1978), pp.3-10.
- (4) Craggs, A., *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 61, No.1 (1978), pp.101-111.
- (5) Kagawa, Y., Yamabuchi, T. and Mori, A., *Journal of Sound and Vibration*, Vol.53, No.3 (1977), pp.357-374.
- (6) Yamaguchi, T., *Transactions of Japan Society of Mechanical Engineers*, Vol.66, No.648C (2000), pp.2563- 2569.
- (7) Yamaguchi, T., *Transactions of Japan Society of Mechanical Engineers*, Vol.66, No.646C (2000), pp.1842- 1848.
- (8) Yamaguchi, T., Kurosawa, Y. and Matsumura, S., *Transactions of Japan Society of Mechanical Engineers*, Vol.68, No.665C(2002),pp.1-7.
- (9) Utsuno, H., Wu, T.W., Seybert, A.F. and Tanaka, T., *AIAA Journal*, Vol.28, No.11(1990), pp. 1870-1875.
- (10) Utsuno, H., Tanaka, T., Morisawa, Y. and Yoshimura, T., *Transactions of Japan Society of Mechanical Engineers*, Vol.56, No.532C(1990), pp.3248-3252.
- (11) Biot, M.A., *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol.28, No.2(1995),pp.168-178.
- (12) Kang, Y.J.and Bolton, S., *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol.98, No.1, (1995), pp.635- 643.
- (13) Attala, N., Panneton, R., and Debergue, P., *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol.104, No.3 (1998), pp.1444-1452.
- (14) Yamaguchi, T., Nakamoto, H., Kurosawa, Y., and Matsumura, S., *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*, Vol.71, No.708C, (2005), pp. 2477- 2484.
- (15) Yamaguchi, T., Kurosawa, Y. and Matsumura, S., *Mechanical Systems and Signal Processing*, 21 (2007), pp.535-552.
- (16) Yamaguchi, T., Kurosawa, Y. and Enomoto, H., *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 325 (2009), pp.436-450.
- (17) Ruzicka, J. D., *Structural Damping*, (1959), ASME, New York.
- (18) Zienkiewicz, O.C. and Cheung, Y.K., *The Finite Element Method in Structural and Continuum Mechanics*, (1967), McGraw-Hill.
- (19) Wilson, E. L., Taylor, R. L., Doherty, W. P. and Ghaboussi, J., *Incompatible Displacement Methods in Numerical and Computer Methods in Structural Mechanics*, (1973), Academic Press.