音響解析ソフトウェアAdvance/FrontNoiseの構造音響強連成機能

田之上　文彦*　　尾川　慎介*　　徳永　健一*　　松原　聖**

Acoustic-Structure Strong Coupling Analysis in Advance/FrontNoise

Fumihiko Tanoue*, Shinsuke Ogawa*, Ken-ichi Tokunaga*, and Kiyoshi Matsubara**

音の伝播には空気伝播音と固体伝播音がある。防音や遮音性能の評価など、固体が音の伝播にかかわるケースでは、空気伝播音と固体伝播音を同時に取り扱う必要がある。Advance/FrontNoise では、Ver. 6.0 に構造音響強連成機能が組み込まれ、空気伝播と固体伝播を同時に解くことが可能となった。本稿では組み込まれた音響と構造の基礎方程式を説明し、連成機能の検証と解析事例を示す。

Keywords: 強連成解析, 音響解析, 構造解析, 透過損失, 騒音, 防音, 遮音

1. はじめに

1.1. 音の伝播

音の伝播には空気伝播音や液体伝播音、固体伝播音がある。空気や液体伝播音は、音源からの音圧が気体や液体を媒体として直接耳に伝わる音である。一方、固体伝播音は、振動源の振動エネルギーが構造物などの固体内を伝播し、固体表面の振動から生じる音である。

防音や遮音性能の評価など、空気伝播音と固体伝播音の両方を扱う場合では、それぞれの支配方程式である波動方程式と運動方程式を連成する手法がよく用いられる[1][2]。

1.2. 連成解析の種類

数値計算の連成には強連成と弱連成がある。さらに弱連成には片方向連成と双方向連成がある。

強連成は１つのソルバーで複数の現象を一度に解く手法である。支配方程式をまとめて解くため精度の高い計算が可能であるが、各支配方程式のほかに相互作用も解く必要があるため、計算規模が大きくなり、解析時間が長くなる。

弱連成は複数の現象をそれぞれ専用ソルバーで解析し、それぞれの解析結果を用いて現象を個別に解く手法である。片方向連成は上流の解析結果を使って下流の解析を行う解析手法であり、双方向連成は下流の計算結果を上流の解析にフィードバックする解析手法である。強連成に比べて計算規模は小さくて済むが、計算精度は強連成よりも劣る。ただし、個別の現象の解が複数の現象を表す連立方程式の解となるように反復法を行うと強連成と同等の結果を得ることができる。

1.3. Advance/FrontNoise Ver. 6.0 の仕様概要

Ver. 6.0 では、従来からの大規模な並列計算が可能である特徴[3][4]を生かし、周波数ソルバーに構造音響強連成機能が実装された。Ver. 6.0 の仕様概要を表 1 に示す。空気伝播音を計算する音響要素は従来と同様に四面体一次要素である。固体伝播音を計算する構造要素は四面体二次要素とした。構造要素がある場合は、従来の出力の他に構造要素の変位が出力される。仕様の詳細は 6 章を参照いただきたい。

1.4. 本稿の構成

本稿では、2 章で音響と構造の基礎方程式について述べ、3 章で構造音響強連成機能の検証を行った。4 章では解析事例として、壁の透過を想定した解析事例と、薄い円板の透過解析事例を示した。最後に 5 章で本稿のまとめを行い、6 章に

* アドバンスソフト株式会社　第 1 事業部
Computational Science and Engineering Division I, AdvanceSoft Corporation
**アドバンスソフト株式会社　代表取締役
President, AdvanceSoft Corporation

表 1　Ver. 6.0 の仕様概要

項目	内容
要素	• 音響：四面体一次要素 • 構造：四面体二次要素
入力	• メッシュ（*.inp)は要素ごとに材料グループ ID を指定 • 材質定義ファイル（*.mat)は材料グループ ID ごとに要素の種類と物性値を指定
出力	• 音響 : 音響速度ポテンシャル、音圧、音圧レベルなど • 構造：変位

付録として Ver 6.0 の仕様と機能を紹介した。

2. 基礎方程式

2.1. 音響の基礎方程式

音圧$P(\mathbf{x},t)$と粒子速度$\mathbf{V}(\mathbf{x},t)$は、音速cを用いてそれぞれ次のように表される[5][6]。

$$\nabla^2 P(\mathbf{x},t) = \frac{1}{c^2}\frac{\partial^2 P(\mathbf{x},t)}{\partial t^2} \tag{1}$$

$$\nabla^2 \mathbf{V}(\mathbf{x},t) = \frac{1}{c^2}\frac{\partial^2 \mathbf{V}(\mathbf{x},t)}{\partial t^2} \tag{2}$$

また、媒体の密度をρとすると、運動方程式から求められる音圧と粒子速度との関係は、

$$-\mathrm{grad}\, P(\mathbf{x},t) = \rho\frac{\partial \mathbf{V}(\mathbf{x},t)}{\partial t} \tag{3}$$

である[5][6]。

式(1)(2)から、音響解析で解くべき自由度の数は 4 つであるが、音響速度ポテンシャル$\Psi(\mathbf{x},t)$を導入すると自由度を 1 つに減らすことができ、計算規模を減らすことができる。式(1)(2)(3)より、次式が導かれる。

$$\nabla^2 \Psi(\mathbf{x},t) = \frac{1}{c^2}\frac{\partial^2 \Psi(\mathbf{x},t)}{\partial t^2} \tag{4}$$

$$P(\mathbf{x},t) = -\rho\frac{\partial \Psi(\mathbf{x},t)}{\partial t} \tag{5}$$

$$\mathbf{V}(\mathbf{x},t) = \mathrm{grad}\, \Psi(\mathbf{x},t) \tag{6}$$

音響速度ポテンシャルを Fourier 級数展開すると、

$$\Psi(\mathbf{x},t) = \sum_{f=1}^{\infty} \phi_f(\mathbf{x}) e^{-i\omega t} \tag{7}$$

$$\omega = 2\pi f \tag{8}$$

であるから、角周波数成分の$\phi_f(\mathbf{x})$に対して、波数kを用いると、

$$\nabla^2 \phi_f(\mathbf{x}) + k^2 \phi_f(\mathbf{x}) = 0 \tag{9}$$

$$k = \frac{\omega}{c} = \frac{2\pi f}{c} \tag{10}$$

となり、Helmholtz 方程式となる。

Advance/FrontNoise の周波数ソルバーでは、式(9)が解かれて、求められた音響速度ポテンシャルから音圧や粒子速度が求められる。周波数fにおける音圧と粒子速度は、音響速度ポテンシャル$\phi_f(\mathbf{x})$を用いて、式(5)(6)の関係からそれぞれ次のようになる。

$$P_f(\mathbf{x}) = i\omega\rho\phi_f(\mathbf{x}) \tag{11}$$

$$\mathbf{V}_f(\mathbf{x}) = \mathrm{grad}\, \phi_f(\mathbf{x}) \tag{12}$$

2.2. 構造の基礎方程式

線形弾性体の支配方程式は Navier の式で、次のように表される[7][8]。

$$\rho\frac{\partial^2 \mathbf{u}(\mathbf{x},t)}{\partial t^2} = \mathrm{div}\,\{\sigma\} + \mathbf{b} \tag{13}$$

$\{\sigma\}$は応力テンソル、$\mathbf{b}$は物体力である。線形等方性弾性材料では、$\{\sigma\}$は変位$\mathbf{u}$の関数として以下のように表すことができる[8]。

$$\{\sigma\} = \lambda\,\mathrm{tr}(\{\varepsilon\})\{I\} + 2\mu\{\varepsilon\} \tag{14}$$

$$\{\varepsilon\} = \frac{1}{2}\left(\mathrm{div}\,\mathbf{u}(\mathbf{x},t) + \mathrm{div}\,{}^{\mathrm{T}}\mathbf{u}(\mathbf{x},t)\right) \tag{15}$$

ここで、$\{I\}$は単位テンソル、λとμは Lamé の定数、$\{\varepsilon\}$はひずみテンソルである。Lamé の定数はヤング率Eとポアソン比νを用いると、

$$\lambda = \frac{E\nu}{(1+\nu)(1-2\nu)} \tag{16}$$

$$\mu = \frac{E}{2(1+\nu)} \tag{17}$$

である。[7][8]

変位の Fourier 級数展開は、

$$\mathbf{u}(\mathbf{x},t) = \sum_{f=1}^{\infty} \mathbf{u}_f(\mathbf{x}) e^{-i\omega t} \tag{18}$$

である。式(13)において物体力を 0 とすると、角

周波数成分の$\mathbf{u}_f(\mathbf{x})$に対して式(13)は、

$$-\rho\omega^2\mathbf{u}_f(\mathbf{x}) - \mathrm{div}\left\{\sigma_f\right\} = 0 \tag{19}$$

と表される。$\{\sigma_f\}$と$\{\varepsilon_f\}$はそれぞれ周波数 fにおける応力テンソルとひずみテンソルで、式(14)(15)より、それぞれ次のように表される。

$$\{\sigma_f\} = \lambda\,\mathrm{tr}(\{\varepsilon_f\})\{\mathrm{I}\} + 2\mu\{\varepsilon_f\} \tag{20}$$

$$\{\varepsilon_f\} = \frac{1}{2}\left(\mathrm{div}\,\mathbf{u}_f(\mathbf{x}) + \mathrm{div}\,{}^{\mathrm{T}}\mathbf{u}_f(\mathbf{x})\right) \tag{21}$$

Advance/FrontNoise の構造音響強連成では、式(19)が基礎方程式として解かれる。

なお、式(19)は離散化すると有限要素法における一般化固有値問題と類似の形式となり、次の方程式が$\mathbf{u}_f(\mathbf{x})$について解かれることになる。

$$(\mathbf{K} - \omega^2\mathbf{M})\mathbf{u}_f(\mathbf{x}) = \mathbf{f_s} \tag{22}$$

ここで、$\mathbf{K}$は剛性行列、$\mathbf{M}$は質量行列、$\mathbf{f_s}$は音響構造相互作用による表面力である。

2.3. 音響と構造の相互作用

まず、音響から構造への作用について考える。固体表面に着目すると、表面に与えられる音圧と固体の表面力の釣り合いから、

$$\mathbf{f}_s = \iint P_f(\mathbf{x})\,\mathbf{ds} \tag{23}$$

と表される。ここで、$P_f(\mathbf{x})$は周波数 fにおける固体表面の音圧である。式(11)より、式(23)は、

$$\mathbf{f}_s = i\omega\iint \rho\phi_f(\mathbf{x})\,\mathbf{ds} \tag{24}$$

となる。

次に、構造から音響への作用について考える。固体表面では、粒子速度と振動速度のつり合いから、

$$\mathbf{V}(\mathbf{x},t) = \frac{\partial\mathbf{u}(\mathbf{x},t)}{\partial t} \tag{25}$$

と表される。式(25)の左辺の粒子速度を音響速度ポテンシャルで表すと、式(6)より、

$$\mathrm{grad}\,\Psi(\mathbf{x},t) = \frac{\partial\mathbf{u}(\mathbf{x},t)}{\partial t} \tag{26}$$

となる。音響速度ポテンシャルと変位についてそれぞれ式(7)、(18)のようにフーリエ級数展開を行い、周波数 fについてまとめると式(26)は、

$$\mathrm{grad}\,\phi_f(\mathbf{x}) = -i\omega\mathbf{u}_f(\mathbf{x}) \tag{27}$$

となる。

以上から固体表面の境界において、構造の基礎方程式には式(24)が表面力として加えられ、音響の基礎方程式には、式(27)が境界条件として加えられる。

2.4. 音響構造強連成で解く方程式

構造音響強連成では、以下の離散化された方程式が解かれる。

$$\mathbf{AX} = \mathbf{B}$$

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \iiint(\nabla^2 - k^2)dv & -i\omega\iint\mathbf{n}\cdot\mathbf{ds} \\ -i\omega\rho_a\iint\mathbf{ds} & \iiint(\mathbf{K} - \rho_s\omega^2\mathbf{I})dv \end{bmatrix} \tag{28}$$

$$\mathbf{X} = \begin{bmatrix} \phi_f(\mathbf{x}) \\ \mathbf{u}_f(\mathbf{x}) \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} q_f(\mathbf{x}) \\ \mathbf{0} \end{bmatrix}$$

ここで、ρ_aは媒体の密度、ρ_sは固体の密度、q_fは点音源（m³/s)である。係数行列$\mathbf{A}$の左上と右下がそれぞれ音響、構造の基礎方程式であり、左下が音響から構造への作用、右上が構造から音響への作用の項である。

3. 連成機能の検証

3.1. 連成機能の検証の概要

本章では音響計算、構造計算、音響と構造の相互作用計算が正しく行われていることを検証した。固体中の位相速度と空気中の音速が等しい場合は、すべての材質を空気とした場合の空気中の解析結果と、空気の材質の一部を固体に置き換えたときの空気中の解析結果は等しくなる。そこで、空気中の音速と固体中の位相速度が同じである条件の下、すべての材質が空気であるモデルと材質の一部が固体であるモデルについて、空気中の解析結果の比較を行った。

3.2. 解析モデル

図 1に解析モデルを示す。モデルは、X 軸方向の長さ 3.0 m、Y 軸方向と Z 軸方向の長さがそれぞれ 0.4 m の直方体で、X 軸方向は 1.0 m ごとに

3 つの材料に分けられている。X 軸方向両側の材質は空気であり、中央の材質は空気または固体とした。メッシュサイズはすべての材料で均一とし、X 軸方向に 10 要素程度含まれるように 0.1 m とした。音源は点音源として、左側材料の左端から 0.1 m の YZ 平面の中央となるように配置した。

3.3. 解析条件

表 2 に解析条件を示す。3 つの材料のうち、中央の材質を固体、両側の材質を空気としたモデルを Case 1 とし、すべての材質を空気としたモデルを Case 2 とした。

Case 1 の固体に与える物性値を決定する。固体中における位相速度c_Lは、式(16)(17)を用いると、

$$c_L = \sqrt{\frac{\lambda + 2\mu}{\rho}} = \sqrt{\frac{(1-\nu)E}{(1+\nu)(1-2\nu)\rho}} \tag{29}$$

である[6][7]。ポアソン比を 0 とすれば、

$$c_L = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \tag{30}$$

となる。固体密度は空気密度と同じ値を用いると、固体の位相速度と音速が等しくなるためには、式(30)から、ヤング率を 0.142 MPa とすればよいことが分かる。

3.4. 解析結果

図 2 に 50 Hz、100 Hz、150 Hz における、YZ 断面の中心を通る X 軸上の音響速度ポテンシャルの実部を示す。Case 1 の結果は材質が空気の部分のみプロットしてある。Case 1 と 2 の材質が空気における音響速度ポテンシャルは、50 Hz、100 Hz、150 Hz の周波数すべてにおいてよく一致した。

図 3 に 50 Hz、100 Hz、150 Hz における、空気部分の音響速度ポテンシャルのコンター図を示す。コンター図においても、音響速度ポテンシャルの実部が Case 1 と 2 で一致することを確認した。

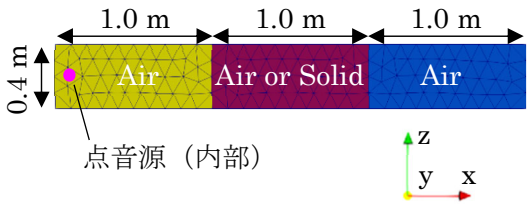


図 1　解析モデル

表 2　解析条件

No.	項目	Case 1	Case 2	単位
1.	材料*	A-S-A	A-A-A	—
2.	音速	340.0		m/s
3.	空気密度	1.2284		kg/m^3
4.	固体密度	1.2284	—	kg/m^3
5.	ヤング率	0.142	—	MPa
6.	ポアソン比	0.0	—	—
7.	点音源 入力: 位置:	 1.0 (0.1, 0, 0)		 m^3/s m

*A: Air、S: Solid

以上より、本節で目的とした、音響計算、構造計算、音響と構造の相互作用計算が正しく行われていることを確認した。

4. 解析事例

4.1. 解析事例の概要

本章では、構造音響強連成の解析事例を 2 つ取り上げた。1 つめは壁の透過を想定した解析事例、2 つめは薄い円板の透過解析事例である。

壁の透過を想定した解析では、2 つの部屋を壁で仕切ることを想定した解析と、壁の反対側の空間は無限に続くことを想定した解析を行った。前者の解析では、壁で仕切られた 2 つの空間で共鳴と反共鳴が起こることを確認し、後者の解析では壁の透過損失を評価した。薄い円板の透過解析では、円柱内を伝播する音波が円板を透過する解析を行った。円板の透過損失が著しく減衰する周波数において、円板の共振が原因であるかを確認するために、円板の変位を調べた。

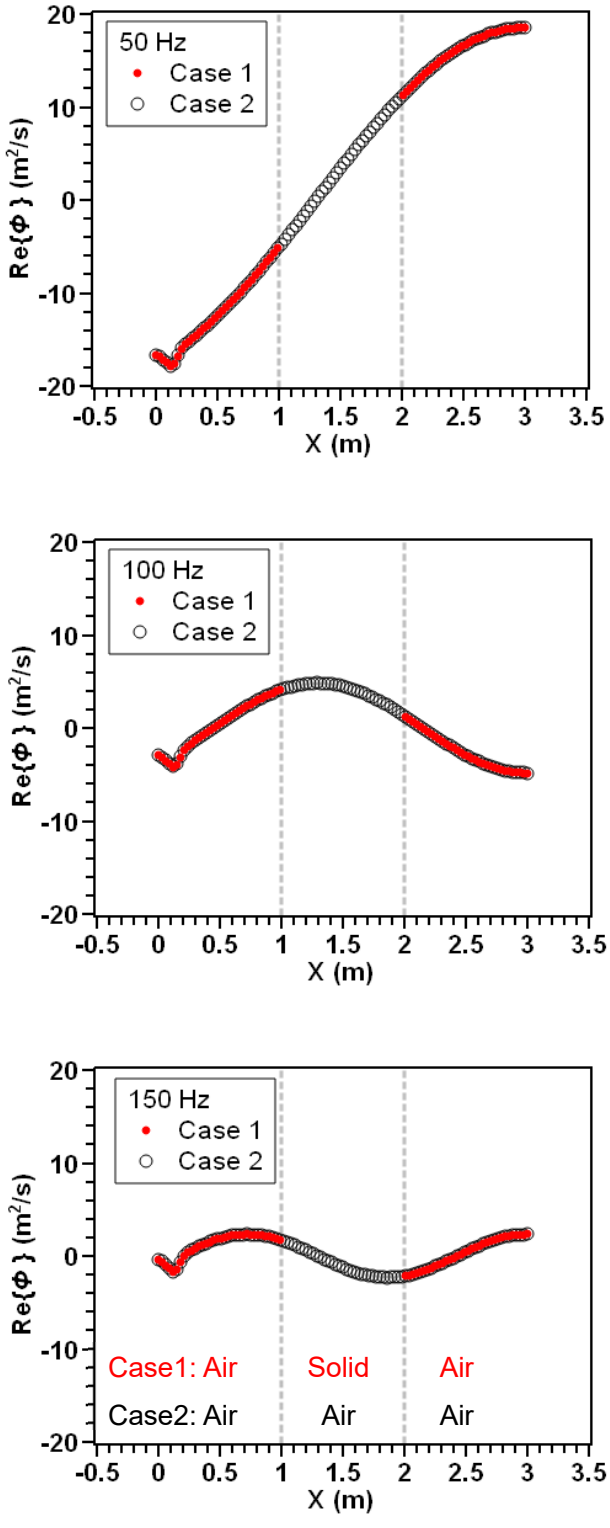


図 2　音響速度ポテンシャル（実部）

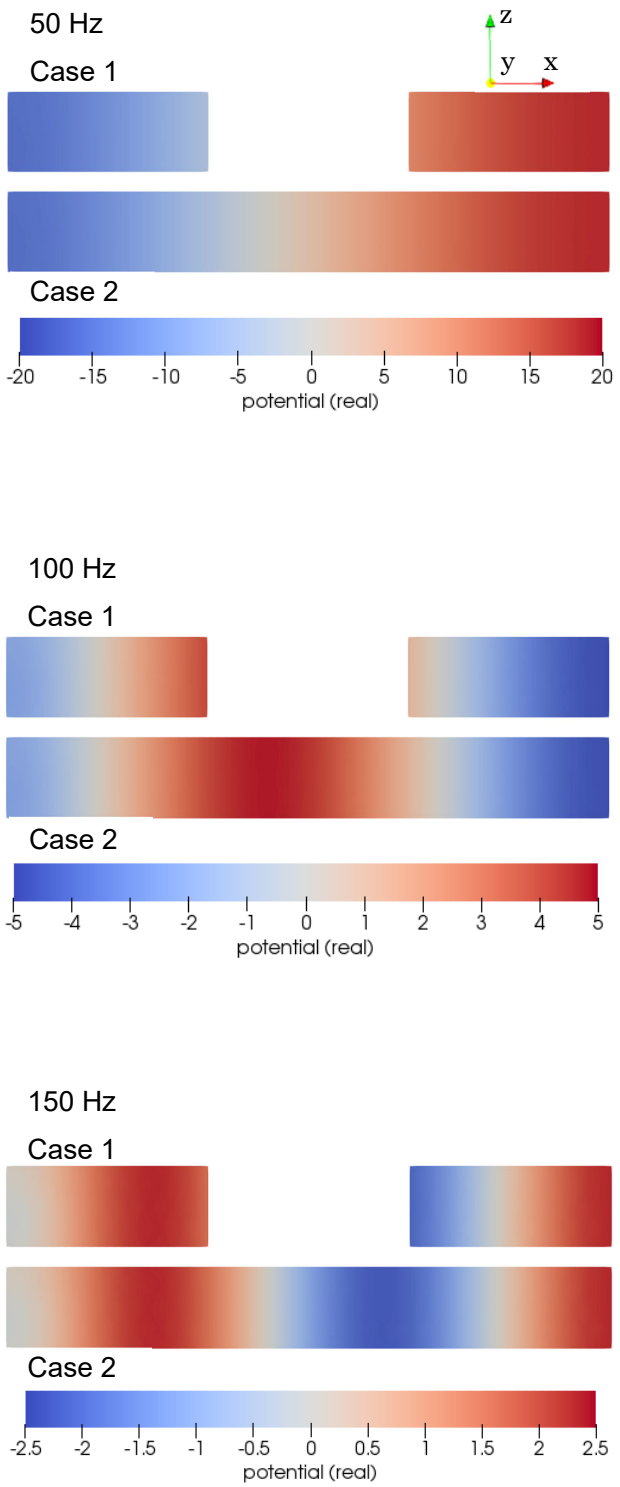


図 3 音響速度ポテンシャル（実部）のコンター

4.2. 壁の透過を想定した解析事例

4.2.1. 解析モデル

図 4 に解析モデルを示す。モデルは X 軸方向の長さ 3.8 m、Y 軸方向の長さ 0.08 m、Z 軸方向の長さ 0.2 m の直方体で、X 軸方向に沿って 3 つの材料に分けられている。中央の材料の材質は固体で X 軸方向の長さは 0.2 m とし、両側の材料の材質は空気で X 軸方向の長さはそれぞれ 1.8 m とした。メッシュサイズは、両側の空気部分を 0.1 m、中央の固体部分を 0.02 m とした。音源は点音源として、左側の材料の左端から 0.06 m の YZ 平面のほぼ中央となるように配置した。

4.2.2. 解析条件

表 3 に解析条件を示す。物性値や音源は変えずに、図 4 に示す境界面 S_{BC} の境界条件を 2 ケース設定した。Case 1 は内部で共鳴や反共鳴が起こるように、境界面 S_{BC} の境界条件を完全反射とした。Case 2 は両端からの反射が起こらないように、境界面 S_{BC} の境界条件を完全吸収とした。

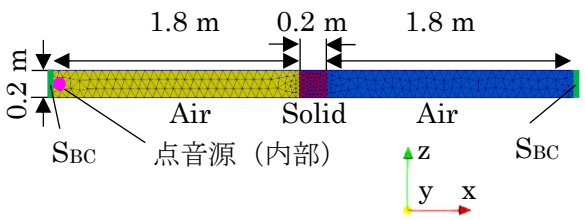


図 4　解析モデル

表 3　解析条件

No.	項目	値	単位
1.	材料*	A-S-A	—
2.	音速	340.0	m/s
3.	空気密度	1.2284	kg/m^3
4.	固体密度	500.0	kg/m^3
5.	ヤング率	1.0	GPa
6.	ポアソン比	0.0	—
7.	点音源 入力: 位置:	 1.0 (64.7, −5.5, −13.5)	 m^3/s mm

*A: Air、S: Solid

4.2.3. 解析結果

図 5 に Case 1 の固体壁面における音圧レベルを示す。観測点は図 6 の図中に示したようにモデルの中央で境界面上の節点の値を使用した。空間で共鳴するための条件は、空間の両端で音圧の振幅がそれぞれ節にならなければならないため、左右の空間の共鳴周波数f_nは、

$$f_n = \frac{nc_{air}}{2l} \qquad (31)$$

$$n = 1, 2, 3, \cdots$$

となる。lは X 軸方向の空間の長さであり、固体の左右の空間の長さは等しく 1.8 m である。従って、固体の左右の空間の共鳴周波数は、それぞれ 94.4 Hz、188.9 Hz、283.3 Hz、…、となり、図 7 のピークとほぼ一致する。一方、空間の片側における音圧の振幅が腹となる条件、すなわち、

$$f_n = \frac{(2n-1)c_{\mathrm{air}}}{4l} \qquad (32)$$

$$n = 1, 2, 3, \cdots$$

の場合は波が打ち消しあって反共鳴が起こる。式(32)を具体的に計算すると、47.2 Hz、141.7 Hz、236.1 Hz、…、となり、図 5 と一致する。

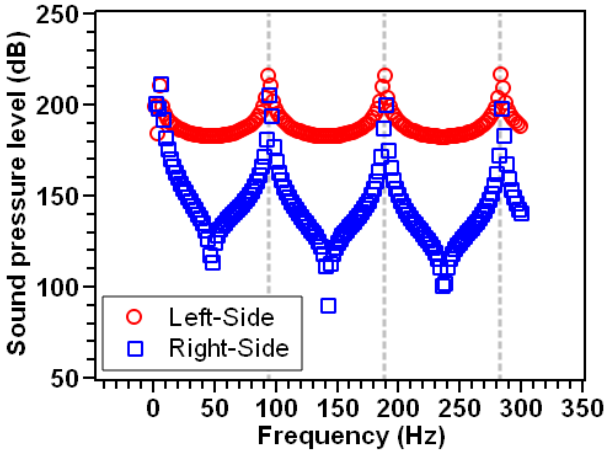


図 5　Case 1 の固体壁面における音圧レベル

図 7 に、Case 2 における左右の固体壁面の音圧レベルの周波数特性を示す。観測点の位置は図 6 の位置である。モデルの両端の境界条件が完全吸収であるため、音圧レベルの周波数特性にはピークはみられなかった。左側の固体壁面の音圧レベルが右側の固体壁面よりも高いのは、左側の空間に音源があるためである。一方、右側の固体壁面の音圧レベルには減衰がみられた。減衰の原因は固体の透過損失が考えられる。

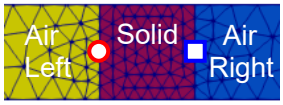


図 6　観測点の位置

単層壁における垂直入射波の透過損失 TL（dB）は質量則より次式で表される[6]。

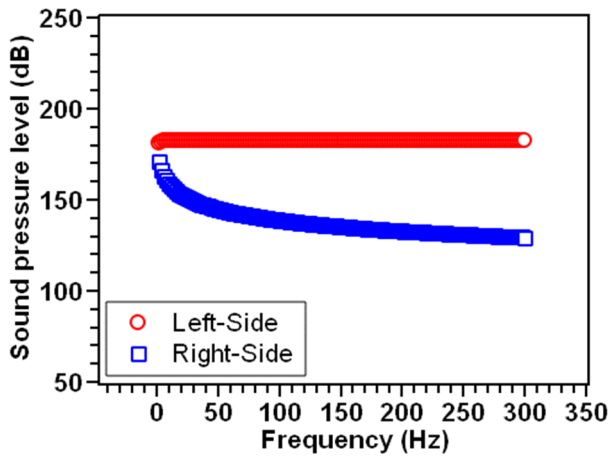


図 7　Case 2 の固体壁面における音圧レベル

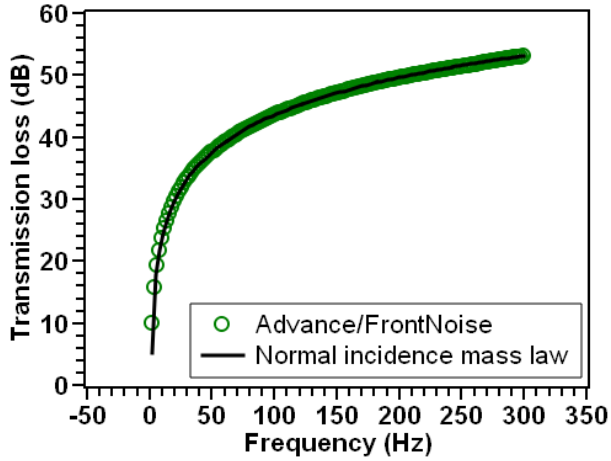


図 8　Case 2 における透過損失

$$TL = 10\log_{10}\left[1 + \left(\frac{\omega m_{\mathrm{solid}}}{2\rho_{\mathrm{air}}c_{\mathrm{air}}}\right)^2\right] \tag{33}$$

ここで、ωは角周波数、m_{solid}は固体壁面の単位面積当たりの質量、ρ_{air}は空気密度、c_{air}は空気の音速である。Case 2 では、それぞれの変数の値は、

$$\rho_{\mathrm{air}} = 1.228\ \mathrm{kg/m^3}$$
$$c_{\mathrm{air}} = 340.0\ \mathrm{m/s}$$
$$m_{\mathrm{solid}} = \rho_{\mathrm{solid}}\Delta x \tag{34}$$
$$= 500\ \mathrm{kg/m^3} \times 0.2\ \mathrm{m}$$
$$= 100\ \mathrm{kg/m^2}$$

となる。一方、解析結果から透過損失を算出する場合は次式を用いる。

$$TL = SPL_{\mathrm{left}} - SPL_{\mathrm{right}} \tag{35}$$

SPL_{left}とSPL_{right}はそれぞれ左右の固体壁面の音圧レベルである。

式(33)に(34)の値を代入して算出した透過損失と式(35)に解析結果の値を代入して算出した透過損失を図 8 にプロットした。図 8 に示したように、解析結果から算出した透過損失と単層壁の質量則は一致した。従って、図 7 における固体壁面の右側の音圧レベルが減衰する原因は透過損失であることが分かった。

4.3. 薄い円板の解析事例

4.3.1. 解析モデル

図 9 に解析モデルを示す。直径 0.10 m、長さ 0.42 m の円柱があり、円柱の片側に厚さ 0.01 m の円板を配置した。円板の反対側は放射領域として、直径 0.84 m の半球を配置した。円柱および半球の材料は空気とし、円板は固体とした。円柱と半球のメッシュサイズは 0.03 m、円板のメッシュサイズは 0.002 m とした。

4.3.2. 解析条件

表 4 に解析条件を示す。円板の材質は樹脂を想定し、拘束されずに自由振動とした。

音源は、円板が接続されていない円柱の底面から面音源として与えた。円柱の側面は完全反射とし、空気である半球面の境界面はすべて完全吸収とした。

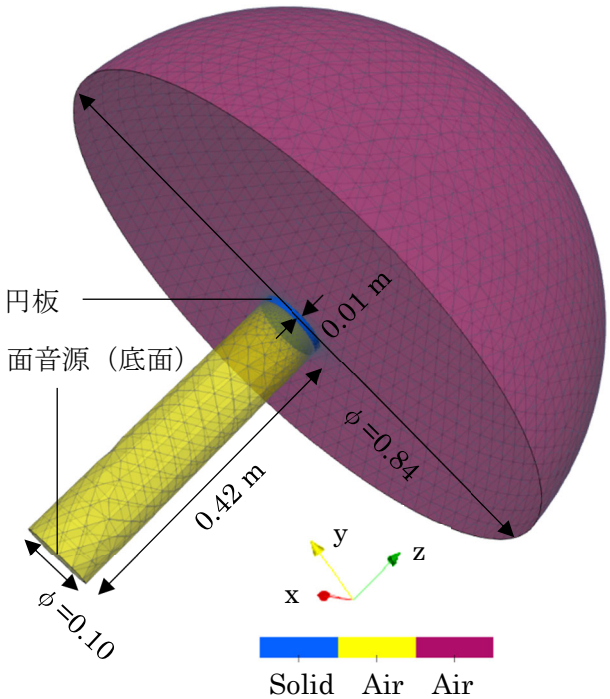


図 9　解析モデル

表 4　解析条件

No.	項目	値	単位
1.	音速	346.5	m/s
2.	空気密度	1.1839	kg/m³
3.	固体密度	950.0	kg/m³
4.	ヤング率	5.0	MPa
5.	ポアソン比	0.4	—
6.	面音源[5] α ： β ： f ：	 $i\omega\rho$ 0.0 0.010024	 kg/(m³·s) m/s m³/s

4.3.3. 解析結果

図 10 に円柱側の円板表面中心の音圧レベルと半球側の円板表面中心の音圧レベルを示す。206 Hz のピークと 619 Hz のピークは円柱が共鳴したものである。円柱は面音源側が開管で円板側が閉管とみなすことができるため、共鳴周波数は、

$$f_n = \frac{(2n-1)c_{\mathrm{air}}}{4l} \qquad (36)$$

$$n = 1, 2, 3, \cdots$$

であり、円柱の長さl =0.42 m、音速c_{air} =346.5 m/s を式(36)に代入すると、共鳴周波数は、206.25 Hz、618.75 Hz、1031.25 Hz、…となるからである。他のピークは透過損失から考察を行う。

図 11 に図 10 の値と式(35)から求めた透過損失を示す。反共振点付近で透過損失の上昇が消失する応答がみられた。他の解析結果[9] [10]でも同様の特徴が提示されているが、本解析結果の応答も同様に円板の共振が原因であると考えられる。

透過損失の上昇の消失がみられた周波数 (a) 146 Hz、(b) 167 Hz、(c) 282 Hz、(d) 421 Hz、(e) 434 Hz、(f) 578 Hz、(g) 588 Hz、(h) 644 Hz における円板の変位とコンター図を図 12 に示す。Z 方向の変形を分かりやすくするために、X と Y 方向の変形は 1 万倍、Z 方向の変形は 5 万倍とした。 (a)～ (h)すべての周波数で円板に定在波が生じていることを確認した。

さらに円板の内側（円柱側）と外側（半球側）

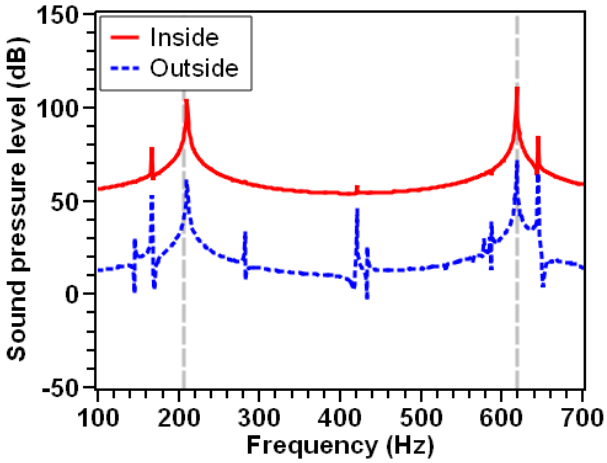


図 10　円柱側（Inside）の円板表面中心の音圧レベルと半球側（Outside）の円板表面中心の音圧レベル

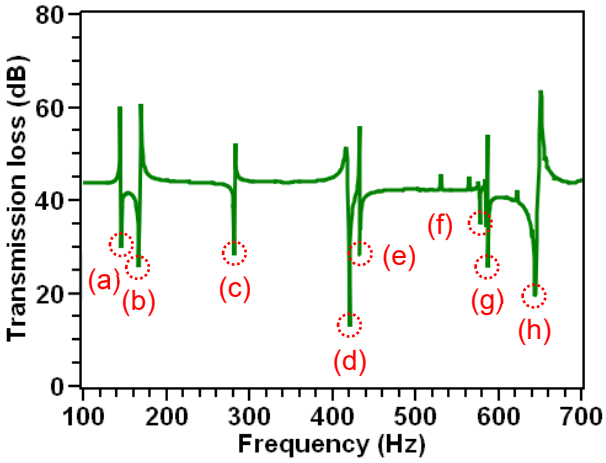
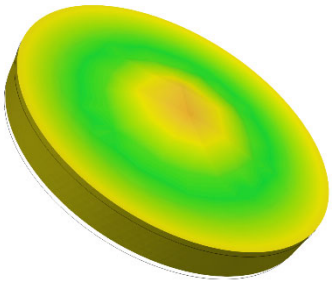
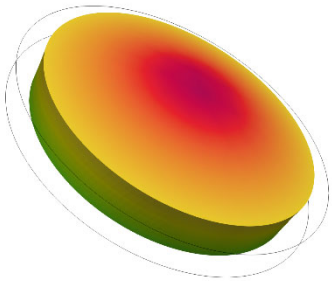


図 11　円板における透過損失（(a)～ (g)は透過損失が急激に減衰した位置を示す）

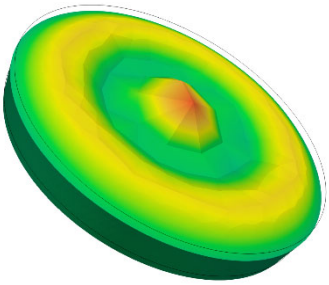
の変位実部の Z 成分を図 13 に示す。(a)、(c)～(g)では内側と外側が同程度の変位、(b)、(h) では凹凸が反転した同程度の変位であることが分かった。また、実部と虚部から位相を調べたところ、内側と外側の位相はそれぞれ同程度であった。従って、(a)～ (h)の周波数において、円板が共振して音が減衰されずに円板を通過していると考えられる。また、図 12 (b) において、他の周波数と比べて XY 方向が縮んでいる原因は、固体表面が Z 軸に沿って外側に向けて膨らんでいるためであることが分かった。



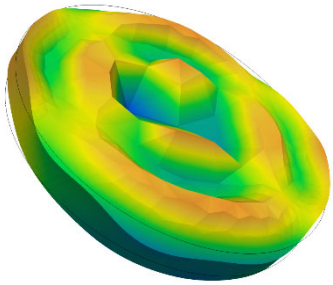
(a) 146 Hz



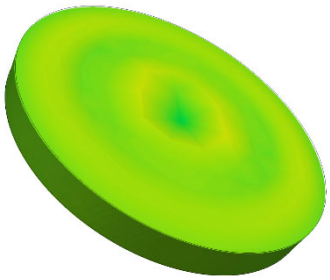
(b) 167 Hz



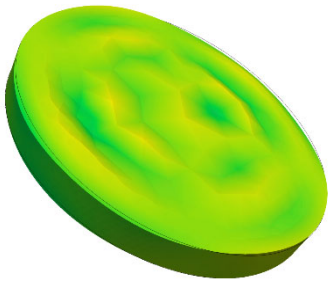
(c) 282 Hz



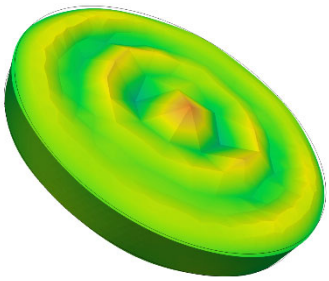
(d) 421 Hz



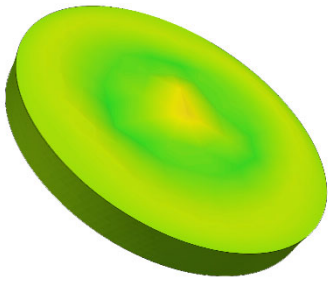
(e) 434 Hz



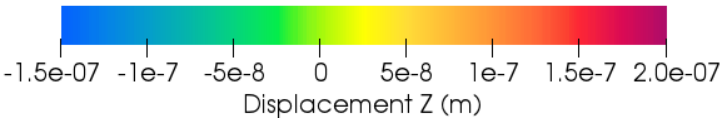
(f) 578 Hz



(g) 588 Hz



(h) 644 Hz



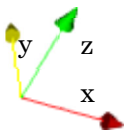
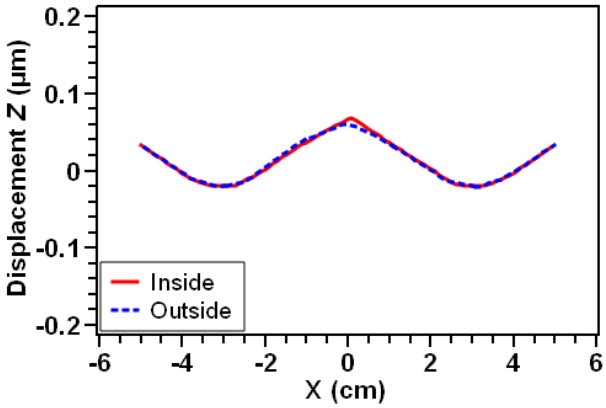
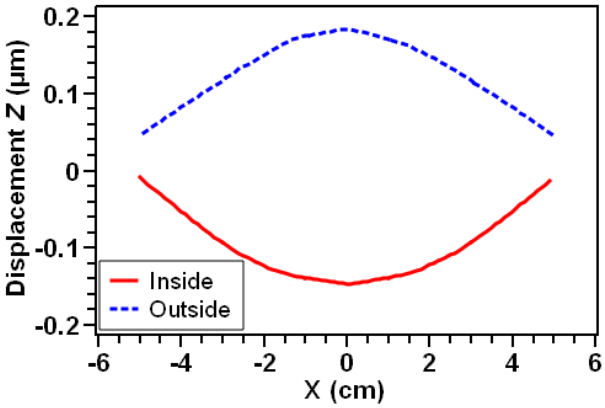


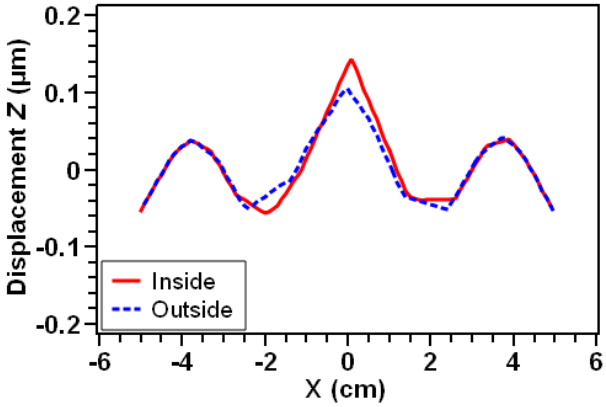
図 12　図 11 (a)~ (h) の周波数における円板の変位コンターの実部 Z 成分と変形図（X と Y 方向：1×10^4 倍、Z 方向 5×10^4 倍）



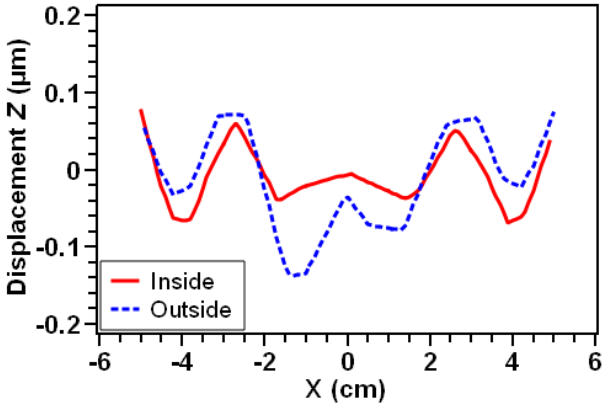
(a) 146 Hz



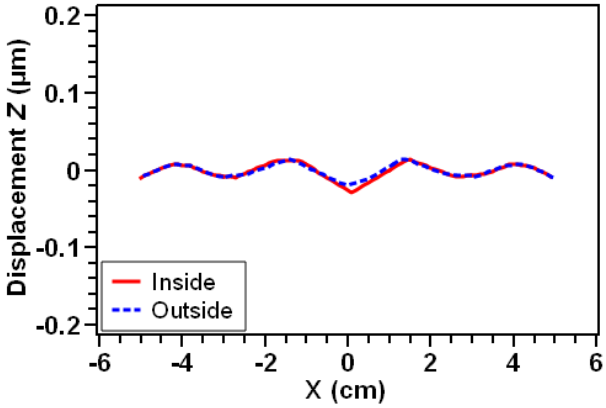
(b) 167 Hz



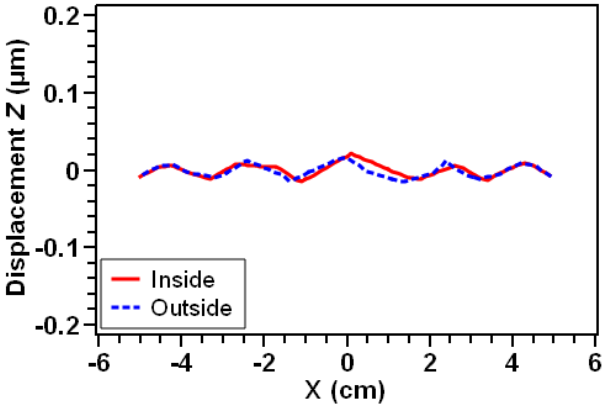
(c) 282 Hz



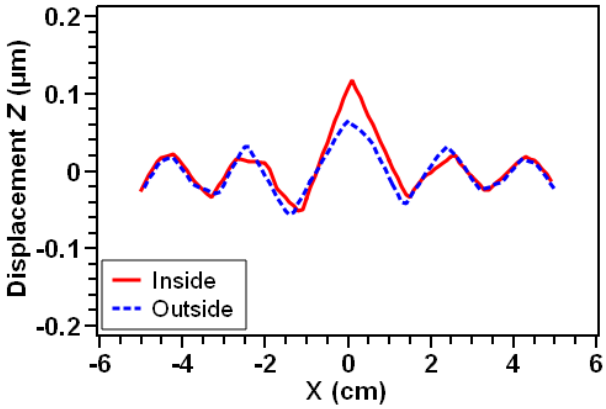
(d) 421 Hz



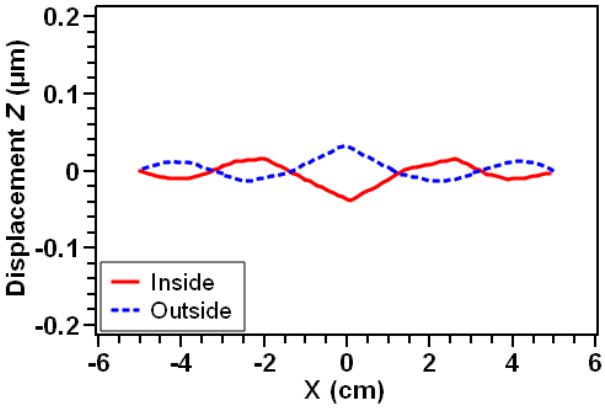
(e) 434 Hz



(f) 578 Hz



(g) 588 Hz



(h) 644 Hz

図 13　図 11 (a)~ (h) の周波数における円板表面の変位の実部 Z 成分（実線：内側、破線：外側）

5. まとめ

Advance/FrontNoise Ver. 6.0 に構造音響強連成機能を実装した。構造と音響の基礎方程式はそれぞれ運動方程式と波動方程式が用いられており、相互作用として、固体表面における音圧と表面力がつり合う条件、固体表面の振動速度と音響の粒子速度が等しい条件を用いた。

連成機能を確認するために、すべての材質が空気であるモデルと、一部の材質を空気と同じ音速となる物性値を持つ固体に置き換えたモデルの解析を行い、両方のモデルで空気の材質における解析結果が一致することを確認した。

解析事例として、壁の透過を想定した解析と薄い円板の透過解析について報告した。壁の透過を想定した解析では、2 つの部屋を壁で仕切ることを想定した解析と、壁の反対側の空間は無限に続くことを想定した解析を行った。前者の解析では部屋の寸法に起因する共鳴と反共鳴を確認した。後者の解析では、壁の透過損失が質量則と一致することを確認した。円板の透過解析では、反共振点付近で透過損失の上昇が消失する応答がみられた。このときの周波数における円板の表面変位は、円板の内側（円柱側）と外側（半球側）で同程度の変位、または凹凸が反転した同程度の変位であり、それぞれ位相差はほとんどみられなかった。従って、反共振点付近で透過損失の上昇が消失する原因は、円板が共振して音が減衰せずに円板を通過したためであることが分かった。

6. 付録

6.1. 仕様

Ver. 5.2 からの仕様の変更点は、(1) 材質定義ファイル（*.mat）が必須となったこと、(2) 制御データに記述される媒体の音速と密度が廃止となったこと、(3) 構造音響強連成解析では複素変位が出力されることである。Ver. 6.0 の仕様を表 5 と表 6 に示す。下線太字が追加または変更した機能である。

ソフトウェアの構成を図 14 に示す。Ver. 6.0 から必須になった材質定義ファイルは下線太字で示した。

6.2. 音響構造強連成の設定方法

音響構造強連成解析を行うためには次の 2 つの作業を行う必要がある。1 つめは、格子ファイル（*.inp）の各要素に定義されている材料番号は材質ごとにユニークとなるように設定すること、2 つめは、1 つめで定義した材料のうち少なくとも 1 つは構造の材質に設定することである。

6.2.1. 格子ファイルにおける要素グループ

格子ファイルの書式を図 15 に示す。格子ファイルは 1 行目に節点数、要素数、節点のデータ数(=0)、要素のデータ数（=0)、モデル番号（=0）を記述する。2 行目以降から節点の数だけ節点座標を 1 行ずつ記載する。次に要素の数だけ、要素番号、材料番号（Mat id)、要素の種類（四面体一次要素 = “tet”)、要素の頂点の節点番号（4 点）を 1 行ごと記載する。

材料は要素データの 2 列目の「材料番号（Mat id)」で設定する。材料番号は 1 つの材料につきユニークな番号を与え、同じ材料の要素には同じ材料番号を割りあてる。2 つの材料を使用する場合の格子ファイルの記述例を図 16 に示す。下線太字が材料番号である。

6.2.2. 材質定義ファイル

材料定義ファイルは格子ファイルの材料番号（図 15 の<Mat id>）ごとに材質が定義されたファイルであり、キーと値で記述する。表 7 に材質定義ファイルで指定する材質の一覧を示す。音響材料で指定可能な項目は、媒体の周波数依存性の有無、密度、音速である。構造材料で指定可能な項目は、周波数依存性のない固体の密度、ヤング率、ポアソン比である。

定義されているキーの一覧を表 8 に示す。設定方法は、最初の行に材料番号（ID）と材質(TYPE) を指定し、次の行に材料に対する物性値を 1 行で定義する。1 行目の材質に設定する値は表 9 で定義された値を与え、2 行目の物性値は任意の実数で与える。材質が周波数依存性のある音響材料の場合は、表 10 に示した値を 1 周波数につき 1 行定義する。

図 17 に材質定義ファイルの例を示す。この例では、材料番号 1 に周波数依存性のない音響材料、材料番号 2 に構造材料、材料番号 3 に周波数依存性のある音響材料が設定される。

表 5　Ver. 6.0 の主な仕様（1）

項目		内容
基礎方程式		
	音響	音響速度ポテンシャルに関する波の方程式を周波数空間に変換した方程式
	構造	変位に関する運動方程式を周波数空間に変換した方程式
解析領域		内部領域、および、外部領域
物性値等		
	材質	材料番号の材質を指定
	速度	場の速度を指定可能
	温度	場の温度を指定可能
音源		
	面での音源	面（壁境界）に対して、音圧または粒子速度を設定可能
	点音源	節点に対して設定可能
境界条件		
	音響インピーダンス	面（壁境界）に対して、周波数ごとに音響インピーダンスを設定可能
	外部境界	面（外部境界）に対して、無限要素または ρc 境界を設定可能
数値解法		
	離散化手法	有限要素法
	利用可能な要素	四面体一次要素（構造要素は自動的に二次要素へ変換）
	並列計算	自動領域分割により MPI で並列化
	行列解法	GMRES 系列の反復法をデフォルトとし、各種反復手法および前処理手法が利用可能
	大規模計算実績	8 億要素・1.5 億節点（音響解析、四面体一次要素）

表 6　Ver. 6.0 の主な仕様（2）

項目		内容
解析結果		周波数ごとの音響速度ポテンシャル、音圧、音圧レベル、変位（構造要素がある場合）を、バイナリ形式でファイル出力
プリポスト		
	リファイン機能	メッシュの細分化機能をソルバー側で利用可能。
	可視化機能	標準機能としてフリーの可視化ソフトウェア ParaView [11]に接続可能

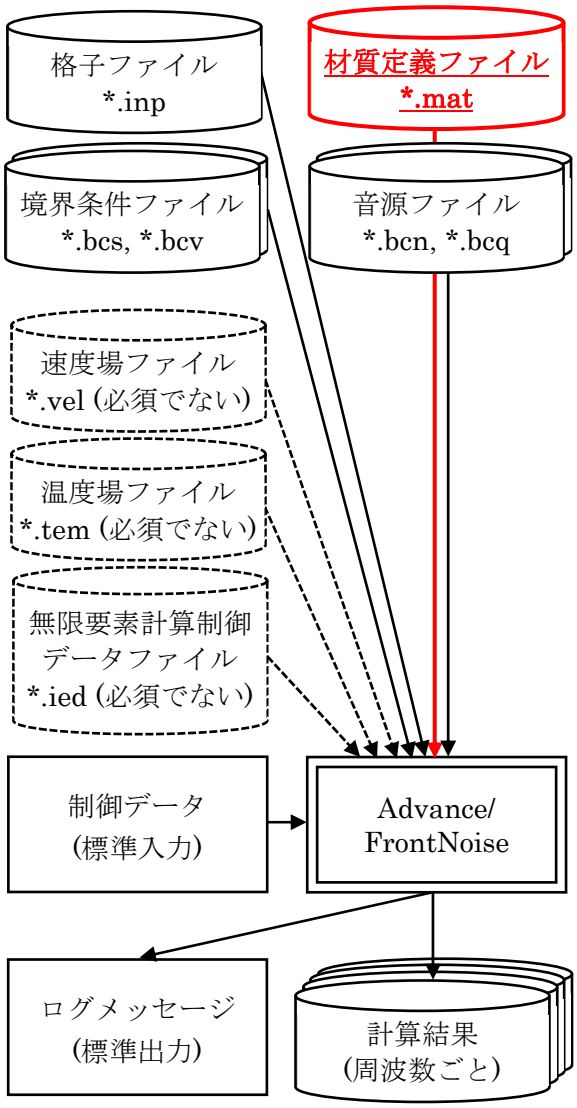


図 14　ソフトウェア構成（点線は必須でないもの）

<N_n> <N_e> <N_{nd}> <N_{ed}> <M_{no}>
1 <x1> <y1> <z1>
2 <x 2> <y 2> <z 2>
…
N_n <x N_n > <y N_n > <z N_n >
1 <Mat id 1> “tet” <V_{11}> <V_{12}> <V_{13}> <V_{14}>
2 <Mat id 2> “tet” <V_{21}> <V_{22}> <V_{23}> <V_{24}>
…
N_e <Mat id N_e > “tet” <V_{Ne1}> <V_{Ne2}> <V_{Ne3}> <V_{Ne4}>

記号
N_n : 節点数、N_e : 要素数、N_{nd} : 節点のデータ数（=0）、N_{ed} : 要素のデータ数（=0）、M_{no} : モデル番号(=0)、x* : X 座標値、y* : Y 座標値、z* : Z 座標値、
Mat id : 材料番号、V** : 要素の頂点の節点番号

図 15 格子ファイル（*.inp）の書式

```
・・・・・
643728  1  tet   63708   63959   34324   52437
643729  1  tet   23071   63708   22978   52437
643730  1  tet   52437   63959   34324   55273
643731  2  tet  113948  113949  113950  113951
643732  2  tet  113952  113953  113954  113955
643733  2  tet  113952  113953  113955  113956
・・・・・
```

図 16 2 つの材料（下線太字）を定義した格子ファイル（*.inp）の例

6.3. 内部で自動化されている処理

6.3.1. 処理の概要

本節では、構造音響強連生解析において、Advance/FrontNoise で自動的に処理される 3 つの機能を紹介する。3 つの機能とは、構造要素を二次要素にする機能、構造要素と音響要素の界面を抽出する機能、解く方程式を縮小する機能である。これらの機能によって、ユーザーは特別な作業をすることなく、構造音響強連成解析を行うことができる。

6.3.2. 四面体二次要素自動生成機能

空気伝播音を計算する音響要素は、従来と同様に四面体一次要素とし、固体伝播音を計算する構造要素は四面体二次要素とした。四面体一次要素と四面体二次要素の模式図を図 18 に示す。四面体二次要素では辺上に二次節点が作成される。Advance/FrontNoise では、二次節点は辺の両側にある頂点の節点の中間点となるように自動的に生成される。

出力されるバイナリファイル（*.rsl）は、リスタート機能を考慮して、生成された二次節点の物理量が含まれる。一方、付属するバイナリ計算結果ファイルをアスキーUCD 形式に変換するポストツール（rsl2inp）で変換された可視化ファイルには、二次節点とその結果は含まれず、四面体一次要素の結果のみが出力される。これは、広く使用されているフリーウェアの可視化ソフト ParaView [11] において UCD の二次要素の可視化に問題があるためである。

表 7 材質定義ファイルで指定する材質の一覧

材料	周波数依存性	設定できる値
音響材料	なし	密度、音速
	あり	周波数、実効密度、複素音速
構造材料	なし	密度、ヤング率、ポアソン比

表 8 材質定義ファイルのキー一覧

キー	キーの説明
ID	材料番号
TYPE	材料が音響要素か構造要素か指定
density	密度（kg/m^3）
sound_velocity	音速（m/s）
young_modulus	ヤング率（Pa）
poisson_ratio	ポアソン比（-）

表 9　TYPE キーに指定する要素の種類

キー	要素の種類
acoustic	音響要素
acoustic_absorber	物性値に周波数依存性がある音響要素
structural	構造要素

表 10　TYPE= acoustic_absorber の書式

列番号	物性値
1	周波数（Hz）
2	密度の実部（kg/m³）
3	密度の虚部（kg/m³）
4	音速の実部（m/s）
5	音速の虚部（m/s）

```
ID=1   TYPE=acoustic
density=1.0   sound_velocity=2.0
ID=2   TYPE=structural
density=3.0 young_modulus=4.0 poisson_ratio=0.1
ID=3   TYPE=acoustic_absorber
10.0   1.0   0.0   100.0     0.0
20.0   0.0   1.0    70.0    70.0
30.0   0.0   3.0     0.0   100.0
```

図 17　材質定義ファイル（*.mat)の例

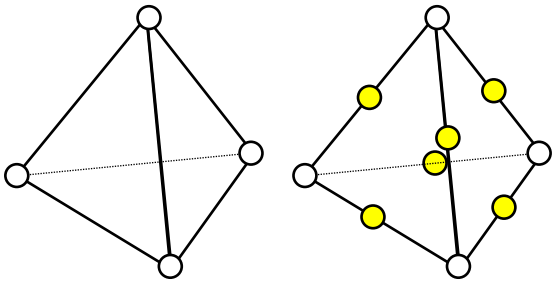


図 18　音響解析で使用される四面体一次要素（左）と構造解析で使用される四面体二次要素（右）の模式図で、塗りつぶされた節点は二次節点を表す

6.3.3. 音響構造境界面の自動生成機能

構造音響強連成解析を行うためには、式(24)(27)(28)にあるように、音響要素と構造要素との境界面が必要となる。規模の大きい解析では、音響要素と構造要素との境界面情報をユーザーが設定することは非常に困難である。従って、Advance/FrontNoise では、メッシュの中に構造要素が存在する場合は、音響要素と構造要素との境界面情報を内部で自動的に生成する機能が実装された。この境界面の法線ベクトルは要素の外側向きが正として定義される。

6.3.4. 方程式の縮小機能

構造音響強連成解析では方程式(28)が解かれる。このとき、節点の周囲がすべて音響要素である節点は固体ではないため、運動方程式における変位 $\mathbf{u}_f(\mathbf{x})$は 0 である。同様に周囲がすべて構造要素である節点は固体内部であるため、波動方程式における音響速度ポテンシャル$\phi_f(\mathbf{x})$は 0 である。

従って、構造音響強連成解析では、要素の材質によって方程式(28)の解が 0 であることが自明な節点は方程式に含まれないようにした。これにより、メモリーの節約および計算速度の向上が期待される。

参考文献

[1] G.C. Everstine, “Finite Element Formulations of Structural Acoustics Problems,” *Computers & Structures*, vol. 65, no. 3, pp. 307-321 (1997).

[2] Yoon, Gil Ho, Jens Stissing Jensen, and Ole Sigmund, “Topology optimization of acoustic-structure interaction problems using a mixed finite element formulation,” *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, vol. 70, no. 9, pp. 1049-1075 (2007).

[3] 松原聖「音響解析ソフトウェア Advance/FrontNoise による大規模解析 －続報－」アドバンスシミュレーション vol.13.

[4] 尾川慎介「音響解析ソフトウェア Advance/FrontNoise の大規模並列計算性能の評価」ア

ドバンスシミュレーション vol.22.

[5] 松原聖「音響解析ソフトウェア Advance/FrontNoise の解析手法」アドバンスシミュレーション vol.15.

[6] István L. Vér and Leo L. Beranek *Noise and vibration control engineering.* New York: Wiley, 1992.

[7] Y. C. Fung *A First Course In CONTINUUM MECHANICS Second Edition.* New Jersey; Prentice-Hall, 1977. (Y. C. ファン 大橋義夫、村上澄夫, 神谷紀生（訳）「連続体の力学入門改訂版」株式会社培風館（1980).)

[8] K. F. Graff, *Wave Motion in Elastic Solids*, New York; Oxford University Press, 1975.

[9] 大鶴徹, 有限要素法による弾性板の音響入射に対する応答解析, 日本建築学会計画系論文集, vol. 59, no. 461, pp. 1-8 (1994).

[10] 鮫島俊哉, 宮下勝利, 音場の有限要素法解析のためのモード展開型膜・薄板マトリクス, 日本音響学会誌, vol. 60, no. 4, pp. 176-184 (2004).

[11] ParaView Available: https://www.paraview.org/ [Accessed Oct. 29, 2019]

※ 技術情報誌アドバンスシミュレーションは、アドバンスソフト株式会社 ホームページのシミュレーション図書館から、PDF ファイルがダウンロードできます。（ダウンロードしていただくには、アドバンス/シミュレーションフォーラム会員登録が必要です。）