

6.6. フェアリング内部騒音低減のための吸音材 特性予測と最適化

工学院大学

山本 崇史 氏

フェアリング内部騒音低減のための 吸音材特性予測と最適化

山本 崇史¹

¹ 工学院大学 工学部 機械工学科

2015.12.18

1

アウトライン

- 多孔質吸音材の配置最適化
- 多孔質吸音材の均質化による材料設計

2

背景と目的



- 搭載機器の故障を防止
- 打ち上げ時のフェアリング内音圧レベル低減が重要

3

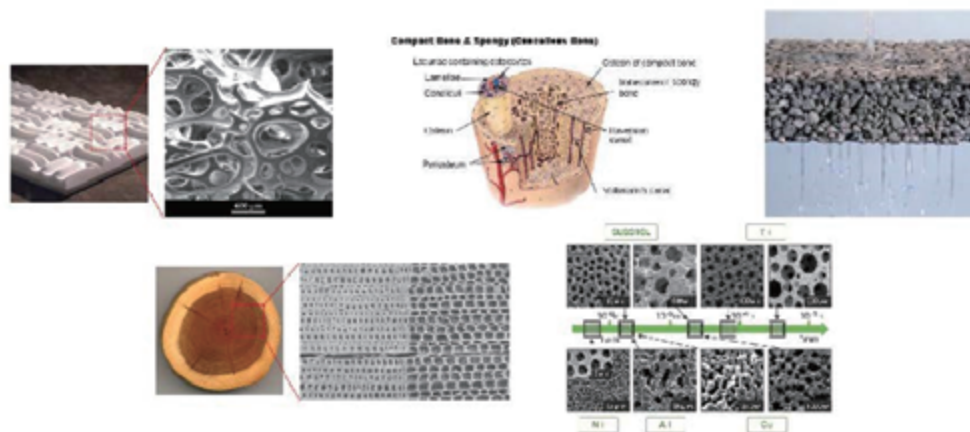
背景と目的



- 吸音材を静粛性確保のために広く適用
- フェアリング内音圧応答レベルを低減する吸音材の最適な配置を求める

4

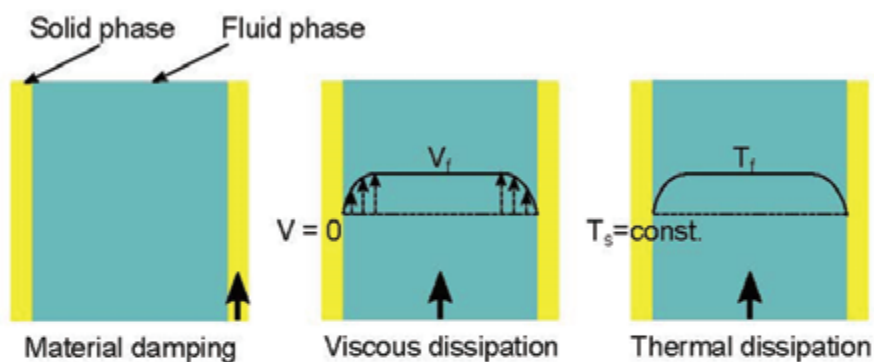
多孔質材料



- 吸音材は多孔質材料の一種
- 骨の海綿体、アスファルト舗装、樹木、ポーラスメタルなど
- 固体相（弾性体）と流体相（空気または水）が混在する二相材料

5

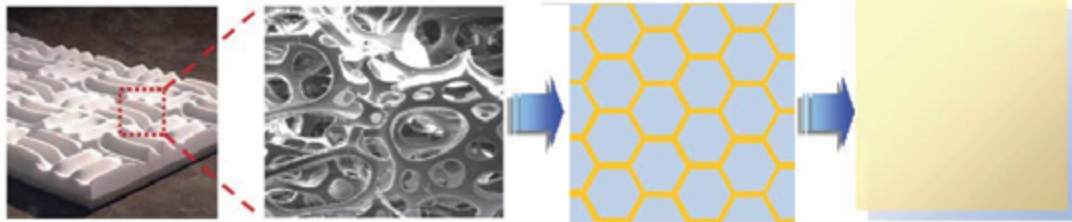
多孔質材中での減衰メカニズム



- 基材のヒステリシス減衰
- 流体相の固体相との境界における粘性減衰
- 流体相から固体相（熱浴）への熱散逸

6

吸音材のモデル



- Biot のモデル (Biot, 1955)
- 単純なミクロ構造 (円管流路) を仮定して断面平均
- 固体相は線形弾性体
- 流体相は圧縮性粘性流体
- 二相間の連成 (慣性力, 応力) も考慮

7

Biot モデルの運動方程式

Equations of motions

$$\begin{aligned}\frac{\partial \tilde{\sigma}_{ij}^s}{\partial x_j} + \tilde{\rho} \omega^2 u_i^s - j\omega \tilde{\gamma} \frac{\partial \psi^f}{\partial x_i} &= 0 \\ \frac{\phi^2}{\rho^{fc}} \frac{\partial^2 \psi^f}{\partial x_i^2} + \omega^2 \frac{\phi^2}{R} \psi^f - j\omega \tilde{\gamma} \frac{\partial u_i^s}{\partial x_i} &= 0\end{aligned}$$

where

$$\tilde{\sigma}_{ij}^s = \lambda^s \varepsilon_{kk}^s \delta_{ij} + 2\mu^s \varepsilon_{ij}^s, \quad \tilde{\rho} = \rho^{sc} - \frac{\rho^{cc2}}{\rho^{fc}}, \quad \tilde{\gamma} = \phi \left(\frac{\rho^{cc}}{\rho^{fc}} - \frac{Q}{R} \right)$$

- 固体相, 流体相それぞれの運動方程式
- 弾性体の運動方程式 + 連成項
- Helmholtz 方程式 + 連成項

8

等価特性

Equivalent densities

$$\rho^{sc} = (1 - \phi)\rho^s + (\alpha_\infty - 1)\phi\rho^f + \frac{\sigma\phi^2}{j\omega}G$$

$$\rho^{fc} = \phi\rho^f + (\alpha_\infty - 1)\phi\rho^f + \frac{\sigma\phi^2}{j\omega}G$$

$$\rho^{cc} = -(\alpha_\infty - 1)\phi\rho^f - \frac{\sigma\phi^2}{j\omega}G$$

where

$$G = \left(1 + \frac{4j\omega\nu}{\Lambda^2} \frac{\rho^f \alpha_\infty^2}{\sigma^2 \phi^2}\right)^{\frac{1}{2}}$$

- 流体相の粘性減衰力を考慮
- 速度依存の項を慣性項にシフトして質量密度にまとめたもの

9

等価特性

Equivalent bulk modulus

$$K^f = \frac{\gamma_0 P_0}{\gamma_0 - (\gamma_0 - 1) \left\{ 1 + \frac{8\nu'}{j\omega\Lambda'^2} G' \right\}^{-1}}$$

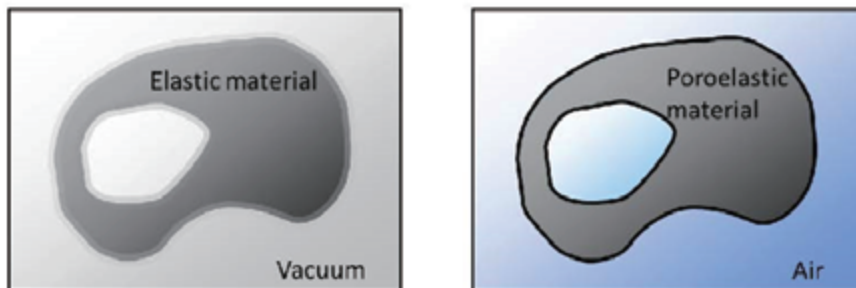
where

$$G' = \left(1 + \frac{j\omega\Lambda'^2}{16\nu'}\right)^{\frac{1}{2}}$$

- 流体相から固体相（熱浴）への熱散逸を考慮
- 流体相のヒステリシス減衰に相当

10

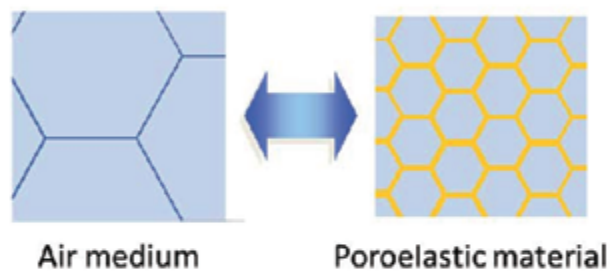
音圧応答最小化を目的とした吸音材配置の最適化



- 材料（吸音材）がない領域は真空ではなく空気
- 吸音材と空気異なる支配方程式を用いると境界条件が必要
- 設計空間の緩和のため同じ支配方程式で表す
- 2つの多孔質材料の最適配置問題となる

11

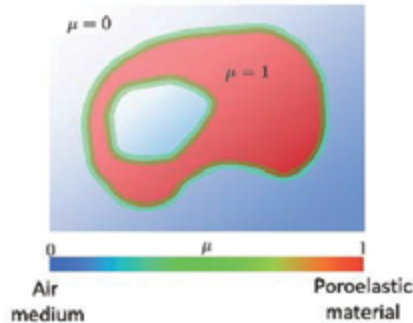
Biot モデルでの空気の表し方



- 仮想的な多孔質材料を考える
- 非常に大きい空孔
- 空気の弾性に等しい固体相の材料

12

密度法にもとづくトポロジー最適化



$$A(\mu(x)) = [1 - \mu(x)^p]A_0 + \mu(x)^p A_1$$

- 設計変数 $0 < \mu \leq 1$ の最適化問題
- 運動方程式中の物理量を補間
- Lamé 定数, 体積弾性率, せん断剛性, 等価密度, ポロシティ
- ペナルティ係数 p は全て 3

13

最適化問題の定式化

Optimization problem

$$\begin{aligned} \text{Minimize}_{\mu} F &= \int_{\omega_1}^{\omega_2} \left(\int_{\Omega^c} \frac{\omega^2 w^2}{\rho^a c_0^2} \psi^a \psi^{a*} d\Omega \right) d\omega \\ \text{Subject to } V &= \int_{\Omega^D} \mu(x) d\Omega \leq V_0 \\ &\text{equilibrium equations} \\ &0 < \mu_{\min} \leq \mu \leq 1 \end{aligned}$$

- 設定評価領域内二乗平均音圧の対象周波数範囲での積分値を最小化
- 設計変数は節点に定義し, 内挿関数により補間

$$\mu_i(x) \simeq N_t^T \mu_i = \sum_{j=1}^{n_d} N_{tj} \mu_{ij}$$

14

設計感度

Design sensitivity

$$\frac{dF}{d\mu_{ij}} = \int_{\omega_1}^{\omega_2} \left(-Y^T \frac{\partial D}{\partial \mu_{ij}} X - Y^{*T} \frac{\partial D^*}{\partial \mu_{ij}} X^* \right) d\omega$$

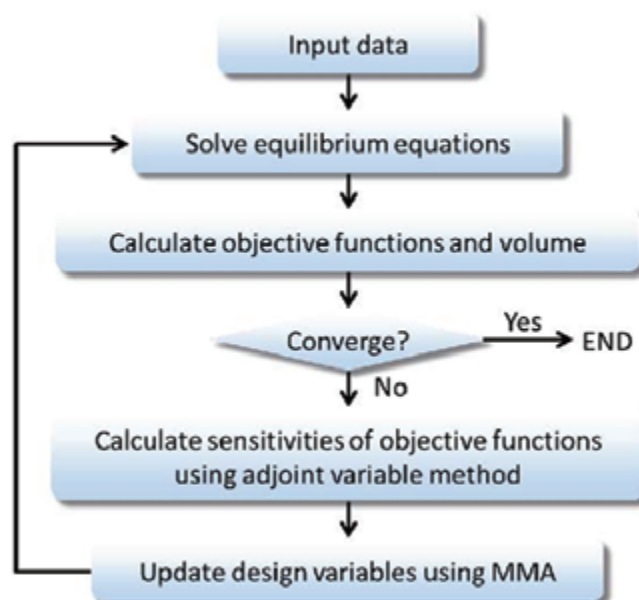
Adjoint problem

$$DY = G, \quad G^T = \begin{bmatrix} O_e^T & \frac{\partial F}{\partial \Psi_a}^T & O_s^T & O_f^T \end{bmatrix}$$

- 随伴変数法を利用
- 設計変数が多い場合に有効

15

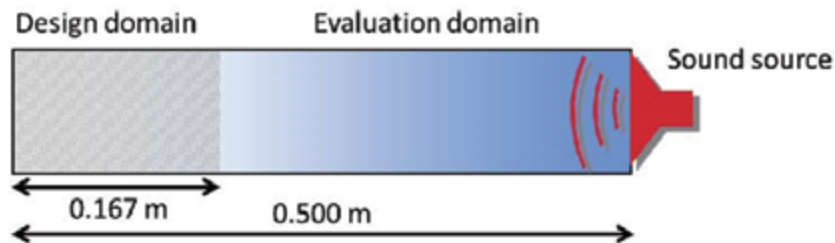
最適化アルゴリズム



- 設計変数の更新は Method of Moving Asymptotes (Svanberg, 1987)

16

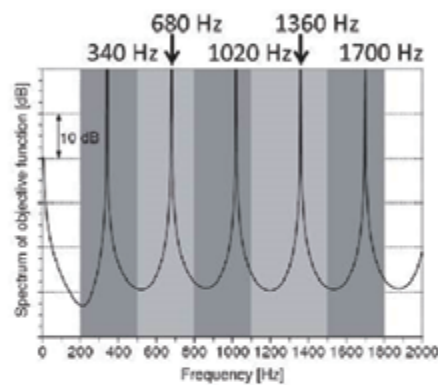
1次元音響管での例



- 両端閉口で長さ 0.5m の音響管
- 端面から 1/3 を固定設計領域
- 吸音材の体積は固定設計領域の 25%以下

17

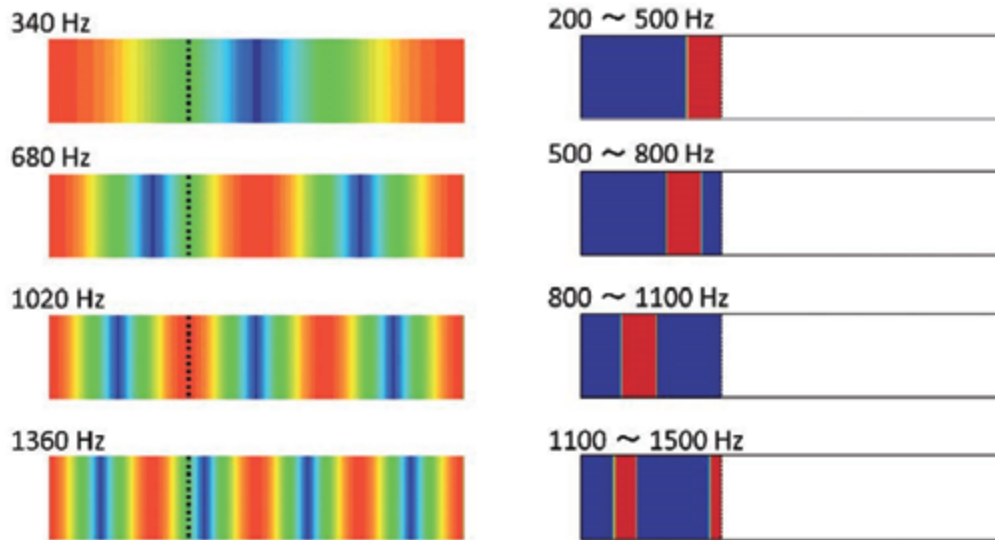
初期の応答スペクトル



- 固定設計領域が全て空気
- 共鳴周波数でピーク
- 各共鳴周波数を含む周波数範囲を対象にする

18

吸音材の最適配置

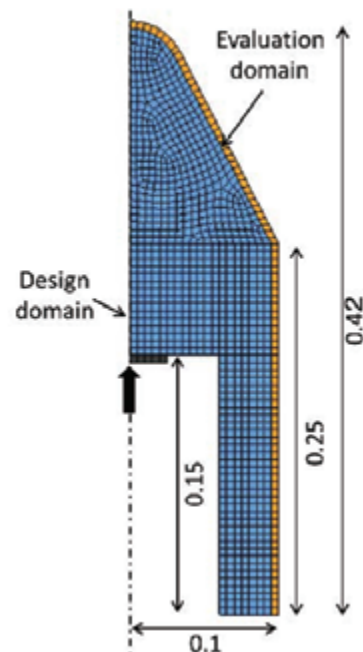


- 共鳴モード音圧分布の節位置（粒子速度の腹位置）に配置

19

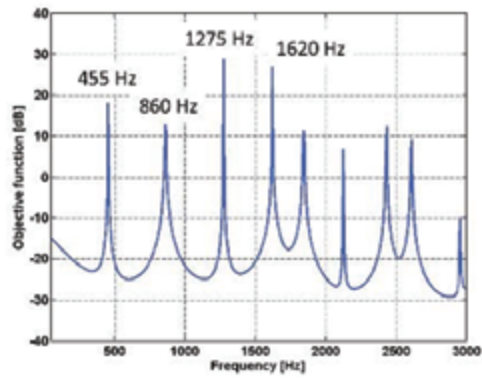
2次元の単純化フェアリングモデル

- 簡単のため2次元化し縮尺は約1/20
- 中央下部に搭載機器
- 相反定理を利用（評価点で加振し、加振点で評価する）
- 搭載機器領域上面を上下方向加振、フェアリングの壁面近傍の音圧応答
- 吸音材の体積は固定設計領域の25%以下



20

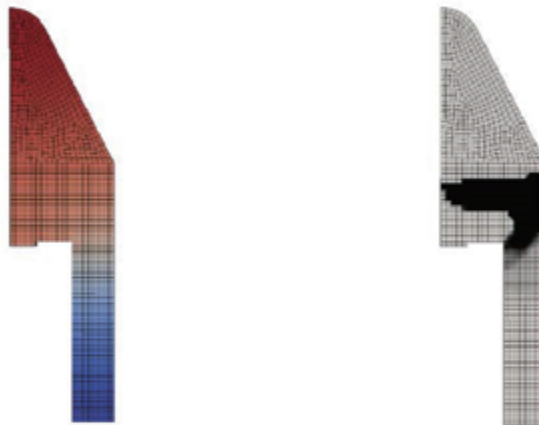
初期の応答スペクトル



- 固定設計領域が全て空気
- 共鳴周波数でピーク
- 各共鳴周波数を含む周波数範囲を対象にする

21

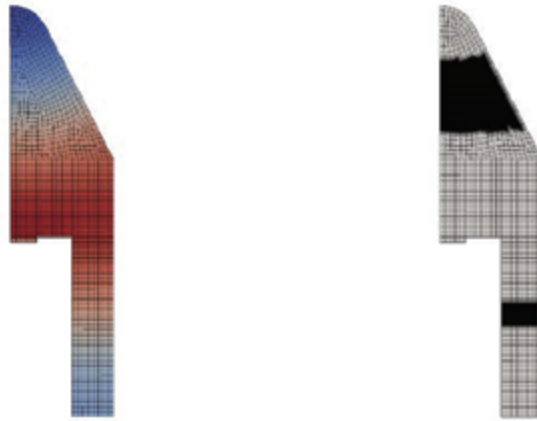
吸音材の最適配置



- 300～600 Hz を対象（455Hz に共鳴モード）
- 共鳴モードと吸音材配置（黒色部分）

22

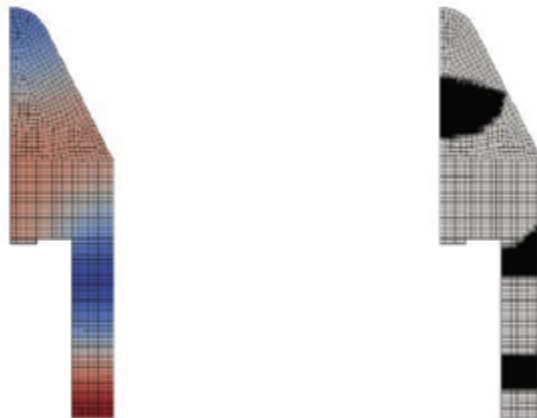
吸音材の最適配置



- 600～1100 Hz を対象（860Hz に共鳴モード）

23

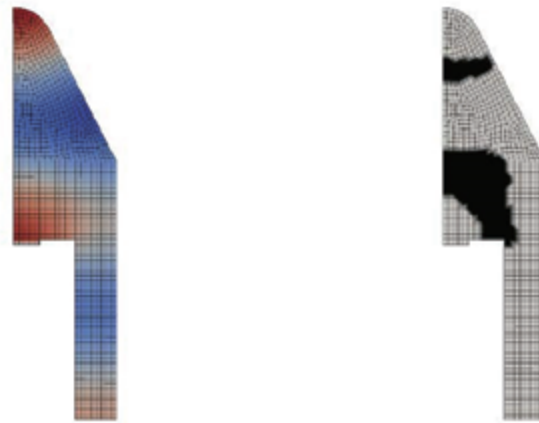
吸音材の最適配置



- 1100～1400 Hz を対象（1275Hz に共鳴モード）

24

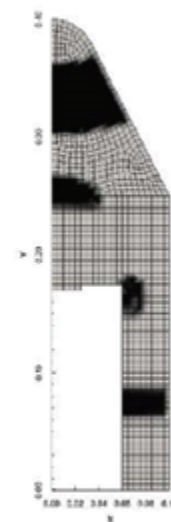
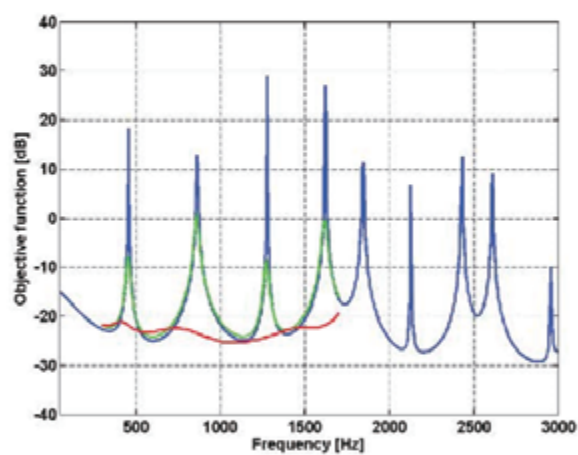
吸音材の最適配置



- 1400～1700 Hz を対象（1620Hz に共鳴モード）

25

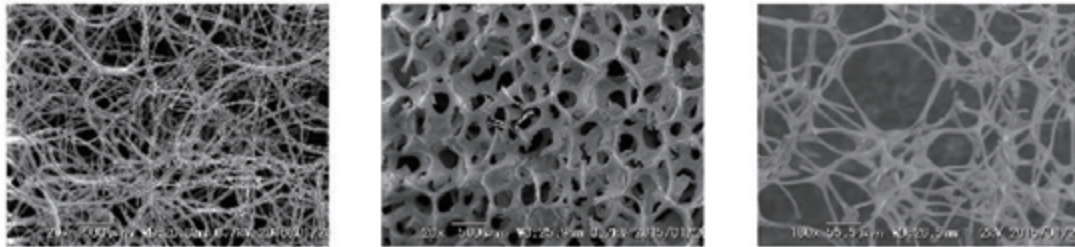
複数の共鳴モードが対象



- 300～1700 Hz を対象
- 4 つの共鳴モードを含む

26

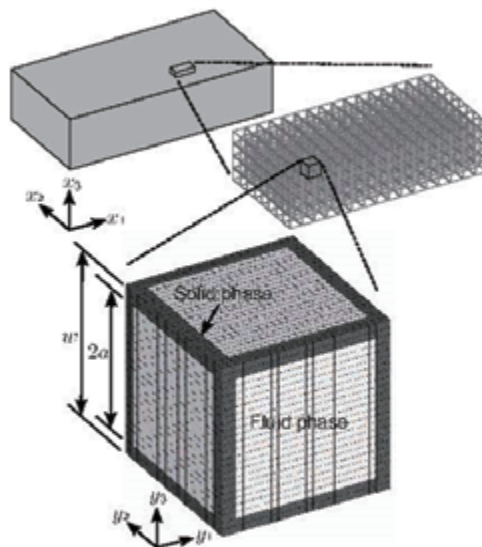
背景と目的



- SEM による微視構造の撮像
- フェルト、ポリウレタンフォーム、メラミンフォーム
- 吸音率が微視構造に影響されることは経験的にも明らか
- 微視構造により吸音率がどのように変わるかを明らかにする

27

吸音材の均質化



- 微視構造に周期性があることを前提
- ユニットセルのサイズ w は 波長 λ よりも小さい
- 上限周波数を 6.4 kHz とすると w は 約 5 mm 以下

28

均質化法の計算

Procedures of homogenization

- ① 基礎となる支配方程式に漸近展開した変数を代入しスケール分離
- ② ミクロスケールの境界値問題を解き、体積平均することでマクロ特性を求める
- ③ マクロスケールの境界値問題を解き、マクロな応答を求める

29

固体相の支配方程式

Solid phase - Linear elastic equilibrium

$$\begin{aligned}
 -\rho^s \omega^2 u_i^s &= \frac{\partial \sigma_{ij}^s}{\partial x_j} \\
 \sigma_{ij}^s &= c_{ijkl}^s \varepsilon_{kl}^s \\
 \varepsilon_{kl}^s &= \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_k^s}{\partial x_l} + \frac{\partial u_l^s}{\partial x_k} \right)
 \end{aligned}$$

- 弾性体の運動方程式
- 角振動数 ω の調和振動で変位は微小
- 固体相の変位 u_i^s 、質量密度 ρ^s 、弾性テンソル c_{ijkl}^s

30

流体相の支配方程式

Fluid phase - Linearized Navier-Stokes equation

$$\begin{aligned}\rho_0^f j\omega v_i^f &= \frac{\partial \sigma_{ij}^f}{\partial x_j} \\ \sigma_{ij}^f &= -p^f \delta_{ij} + 2\mu^f \dot{\epsilon}_{ij}^f - \frac{2}{3}\mu^f \delta_{ij} \dot{\epsilon}_{kk}^f \\ \dot{\epsilon}_{ij}^f &= \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_i^f}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j^f}{\partial x_i} \right)\end{aligned}$$

- 線形化 Navier-Stokes 方程式（対流項は2次の微小量のため無視）
- 粒子速度 v_i^f ，音圧 p^f ，平衡時の質量密度 ρ_0^f ，粘性係数 μ^f

31

流体相の支配方程式

Fluid phase - Fourier's law for thermal conduction

$$\begin{aligned}-\frac{\partial q_i^f}{\partial x_i} &= j\omega \rho_0^f C_v^f \tau^f + (j\omega \rho_0^f R \tau^f - j\omega p^f) \\ q_i^f &= -\kappa_{ij}^f \frac{\partial \tau^f}{\partial x_j}\end{aligned}$$

- 熱伝導方程式
- 温度変動 τ^f ，熱伝導係数 κ_{ij}^f ，定積比熱 C_v^f ，気体定数 R

32

気体の基礎式

Fluid phase - Mass conservation law

$$\rho_0^f \frac{\partial v_i^f}{\partial x_i} + j\omega \delta^f = 0$$

Fluid phase - State equation for ideal gas

$$\frac{p^f}{P_0} = \frac{\delta^f}{\rho_0^f} + \frac{\tau^f}{T_0}$$

- 質量保存則と状態式
- 質量密度変動 δ^f

33

境界条件

Continuity between solid and fluid phases

$$\begin{aligned}\sigma_{ij}^s n_j^s + \sigma_{ij}^f n_j^f &= 0 \\ j\omega u_i^s &= v_i^f \\ \tau^f &= 0\end{aligned}$$

- 垂直応力、速度、温度が固体相と流体相の境界面で連続
- 固体相の比熱は流体相よりも大きいため温度変動はゼロと仮定

34

変数の漸近展開

Asymptotic expansions

$$u_i^s = u_i^{s(0)}(x, y) + \epsilon u_i^{s(1)}(x, y) + \epsilon^2 u_i^{s(2)}(x, y) + \dots$$

$$v_i^f = v_i^{f(0)}(x, y) + \epsilon v_i^{f(1)}(x, y) + \epsilon^2 v_i^{f(2)}(x, y) + \dots$$

$$p^f = p^{f(0)}(x, y) + \epsilon p^{f(1)}(x, y) + \epsilon^2 p^{f(2)}(x, y) + \dots$$

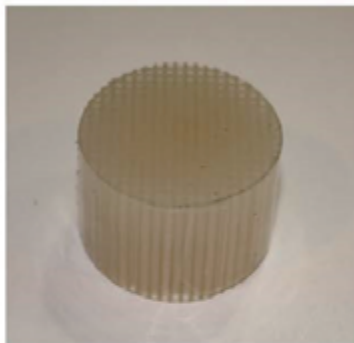
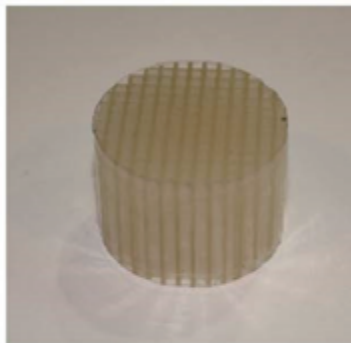
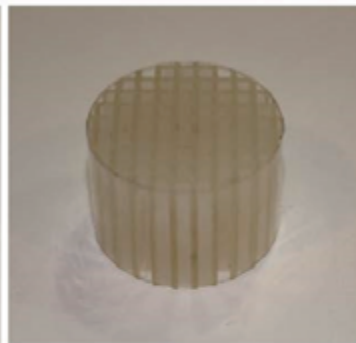
$$\tau^f = \tau^{f(0)}(x, y) + \epsilon \tau^{f(1)}(x, y) + \epsilon^2 \tau^{f(2)}(x, y) + \dots$$

$$\delta^f = \delta^{f(0)}(x, y) + \epsilon \delta^{f(1)}(x, y) + \epsilon^2 \delta^{f(2)}(x, y) + \dots$$

- ϵ はスケール比で 1 より小さい
- x はマクロスケールの座標系, y はミクロスケールの座標系
- 基礎支配方程式に代入し ϵ の次数ごとに整理すると 4 つの境界値問題が得られる

35

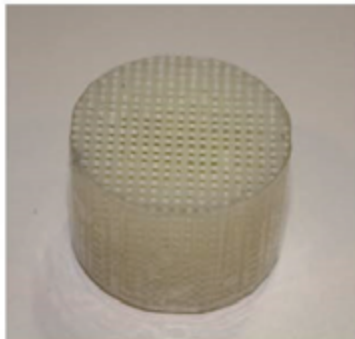
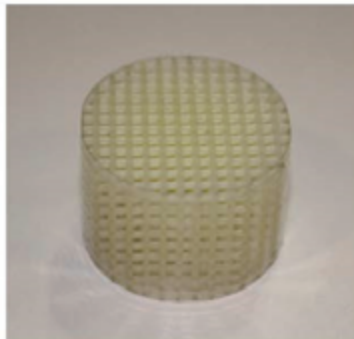
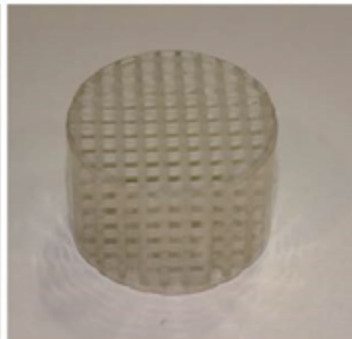
実験検証 1

(a) $w=1.5\text{mm}, 2a=1.0\text{mm}$ (b) $w=2.2\text{mm}, 2a=1.5\text{mm}$ (c) $w=2.9\text{mm}, 2a=2.0\text{mm}$

- 3D Systems 社 ProJet 3500 HDMax で造形, 材料はアクリル
- 流体相は 2 次元的な形状
- 空孔の大きさは 1.0 mm, 1.5 mm, and 2.0 mm
- 固体相の厚さは 0.5 mm, 0.7 mm, and 0.9 mm
- 空孔率は 0.444, 0.465, and 0.476

36

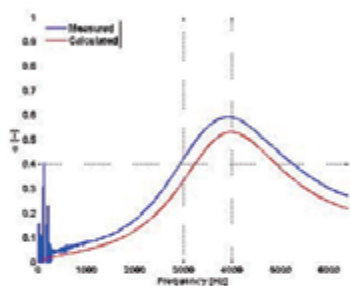
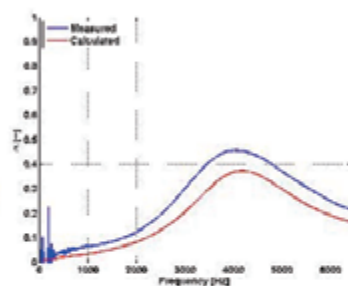
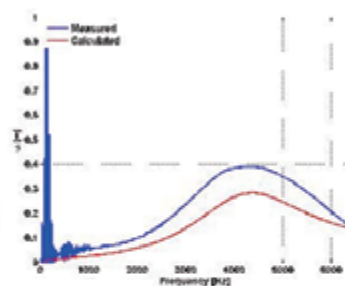
実験検証 2

(a) $w=1.5\text{mm}, 2a=1.0\text{mm}$ (b) $w=2.2\text{mm}, 2a=1.5\text{mm}$ (c) $w=2.9\text{mm}, 2a=2.0\text{mm}$

- 流体相は 3 次元的な形状
- 造形にはサポート材が必要
- 空孔の大きさ、固体相の厚さは同じ
- 空孔率は 0.741, 0.761, 0.771

37

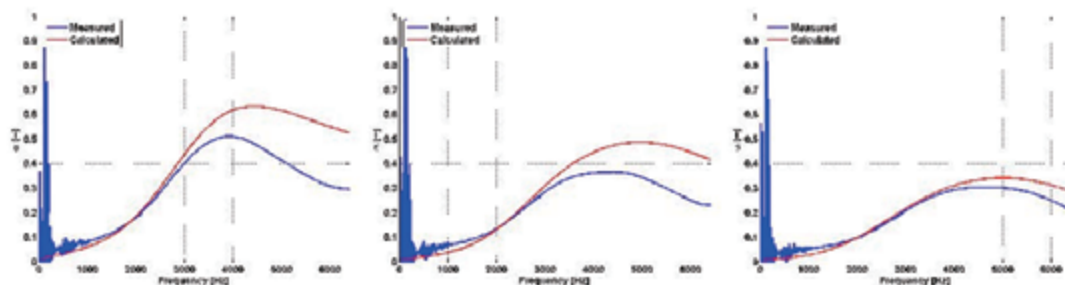
検証結果 1

(b) $w=1.5\text{mm}, 2a=1.0\text{mm}$ (c) $w=2.2\text{mm}, 2a=1.5\text{mm}$ (d) $w=2.9\text{mm}, 2a=2.0\text{mm}$

- 垂直入射吸音率で比較検証
- 実験値のほうが全体的に吸音率大きい
- 定性的な傾向は再現

38

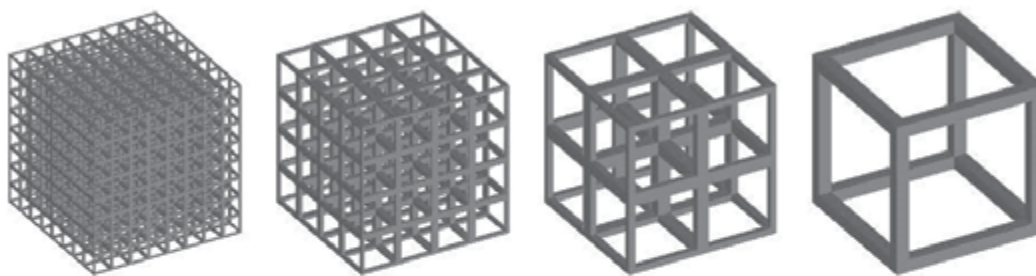
検証結果 2

(b) $w=1.5\text{mm}, 2a=1.0\text{mm}$ (c) $w=2.2\text{mm}, 2a=1.5\text{mm}$ (d) $w=2.9\text{mm}, 2a=2.0\text{mm}$

- 実験値のほうが全体的に吸音率は小さい
- 定性的な傾向は再現
- 3kHz 以下はおおむね一致
- サポート材が残存

39

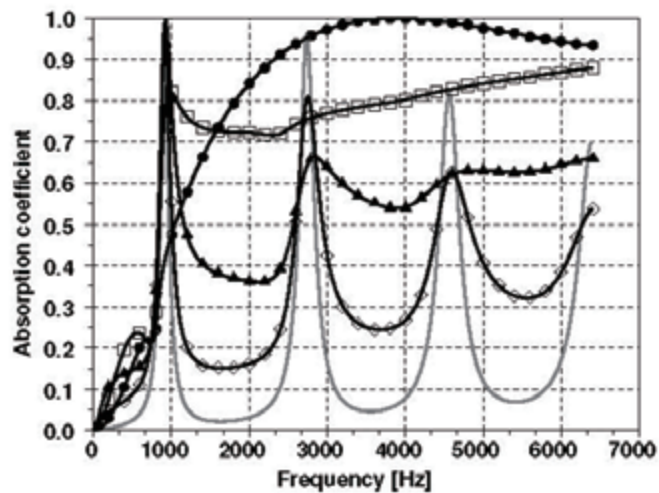
空孔の大きさの影響

(b) $w=60\mu\text{m}$ (c) $w=120\mu\text{m}$ (d) $w=240\mu\text{m}$ (e) $w=480\mu\text{m}$

- $w = 12 \mu\text{m}, 30 \mu\text{m}, 60 \mu\text{m}, 120 \mu\text{m}, 240 \mu\text{m}, 480 \mu\text{m}, 1200 \mu\text{m}$.
- 空孔率は一定 (0.926)
- 固体相のヤング率は 10 MPa

40

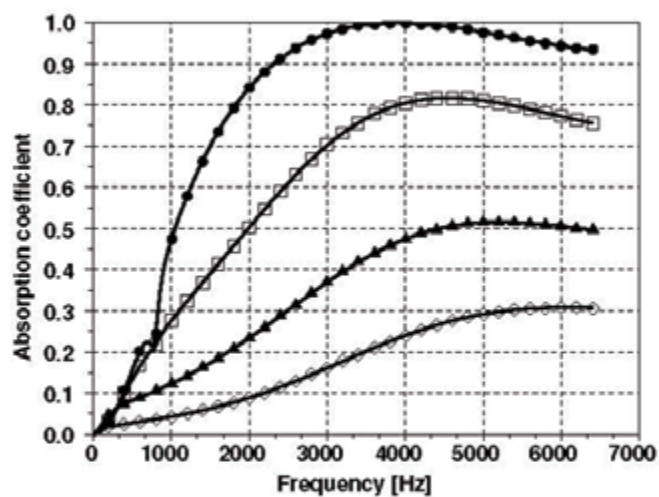
空孔の大きさの影響



- $w = 12 \mu\text{m}$ (\diamond), $30 \mu\text{m}$ (\blacktriangle), $60 \mu\text{m}$ (\square), $120 \mu\text{m}$ (\bullet).
- ユニットセルが小さい場合は固体相の振動が寄与
- 2kHz 以上では $w=120 \mu\text{m}$ (空孔の大きさは $100 \mu\text{m}$) の吸音性能が良い

41

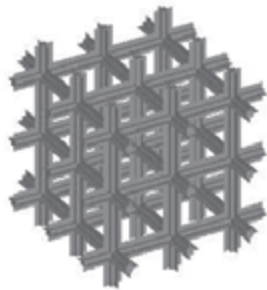
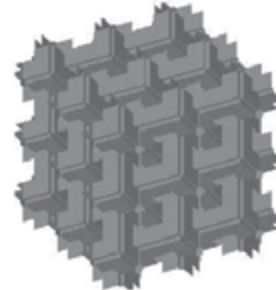
空孔の大きさの影響



- $w = 1200 \mu\text{m}$ (\diamond), $480 \mu\text{m}$ (\blacktriangle), $240 \mu\text{m}$ (\square), $120 \mu\text{m}$ (\bullet)
- ユニットセルが $w=120 \mu\text{m}$ より大きいと吸音率は低下

42

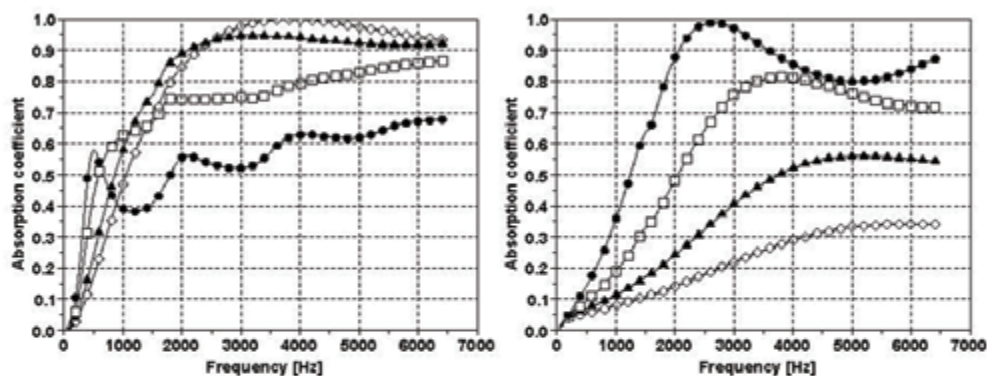
セル間にある膜の影響

(c) $w=2/3w$ (d) $w=1/2w$ (e) $w=1/3w$

- セル間にある膜の一部の穴があるユニットセル

43

セル間にある膜の影響



- ユニットセルの大きさは $w = 120\mu\text{m}$ (left figure), $w = 600\mu\text{m}$ (right figure).
- 膜なし (\diamond), 膜にある穴の大きさ $2/3w$ (\blacktriangle), $1/2w$ (\square), $1/3w$ (\bullet).
- $w = 120\mu\text{m}$ の場合は膜なし, $w = 600\mu\text{m}$ の場合は膜にある穴の大きさは $1/3w$ の吸音率が比較的大きい

44

まとめと今後の課題

- トポロジー最適化による吸音材の最適配置、均質化法による吸音材料設計の有効性および可能性を示した
- 微視構造のトポロジー最適化
- 微視構造とマクロな配置の同時最適化

*** 本研究の一部は JSPS 科研費 26420590 の助成を受けたものです. ***

45

ご清聴ありがとうございました

46

質疑応答

質問者① JAXA 宇宙輸送技術統括 宇治野様

我々が一番問題としているのは、フェアリング内で吸音するというよりも外で発生している音源の方をどのように低減するかという観点である。音源は低周波であり、低周波の問題に対して効果的な吸音材というものが中々得られず、射点設備を工夫したり、フェアリングの形状を工夫したりしているのが現状である。低周波に対して効くような吸音材設計というのができれば知見を伺いたい。

発表者

ご指摘の通り、吸音率は低周波では小さく難しいのが現状である。低周波は波長が長く、なかなか粒子速度が大きくなる場所に置くというのが難しい。もし空間的な自由度があれば、粒子速度が大きくなる場所に置くというのがまず一つの案である。

材料的に低周波側の吸音率を少し大きくするというのであれば、膜を入れて、セルの大きさと膜をうまく使う案があり、自動車業界では少しピークとなる周波数を下げることが検討されている。ただそれほど周波数は下がらず、500、600、700 くらいに少しピークが出てくるという程度となる。

やはり低周波領域の吸音はレゾネータが大きな手法であり、吸音材は低周波領域には機能しにくい、このあたりも含めて取り組んでいきたいと考えている。

質問者② JAXA 環境試験技術ユニット 施様

今年の10月に Aerospace Testing Seminar にて、NASA の Orion プロジェクトで使用するメラニン材の吸音特性について、低周波領域の試験結果について報告があった。もし参考になればご確認頂きたい。将来的には 300Hz 以下の衛星にとって最も厳しい周波数帯でどのように工夫すれば良いのか、ご検討頂きたい。

発表者

ご提示頂いた情報など参考にし、検討したいと考える。

質問者③ 神奈川工科大学 田辺様

吸音材のミクロで複雑な形状が本当にモデル化可能であるのか。また、性能の評価までできるほどのモデル化がご講演中の連続体のモデルで可能なのかどうかコメント頂きたい。

発表者

正確なモデリングという観点のみであれば、有限要素を用いて詳細までモデル化すれば、ある程度の大きさを持ったユニットセルを作ること出来るが、長い計算時間が必要となる。また、一つのユニットセルだけではなく、周期的にユニットセルが繰り返されているなど、複雑な構造をユニットセルとして抜き出してくるという考え方はあるが、確認までは出来ていない。その他、微視的な構造でどの部分の寄与が大きいかを実験的に把握し、その部分を中心にモデリングしていくという方向性もあり、そちらも並行して、実験も併用しながら検討している状況である。

質問者

生命体も含め、詳細なモデル化はサイエンスとしては意味があるが、工学的な見地からは意味があるのか、視点が重要だと思っている。

新しい吸音材を開発できる精度を解析に持たせるのであれば、例えば運動方程式の係数や多孔質の空間も含めて平均的に捉えて表現する等の方法はどうか。ミクロな構造を詳細に解くのか、別の方法を考えるのか、教えて頂きたい。

発表者

正確にモデル化することを突き詰めることを現在は考えていない。今検討しているのはどういう微視構造が吸音率にどれくらい影響を及ぼすのかというところである。あるいは膜も一つ大きな影響を及ぼすものであり、膜の大きさや穴によってどの程度の吸音率になるのか、そういう特徴付けをできれば材料をつくる時に一つの指標になるのではというところでは考えている。実際どのように解析結果を生かしていくかは色々ご意見頂きながら進めている。