

音場・構造連成問題における形状最適化に関する研究

350404364 長谷川義明
 (指導教員 畔上秀幸教授)

はじめに

音場と構造の連成問題の数値解析は振動騒音対策において重要な役割を演ずるようになってきた。近年では、数値解析の結果を利用したパラメトリックな形状最適化問題も解かれるようになってきた。

本研究では、音場と構造の連成問題の形状最適化問題を関数空間で定義されたノンパラメトリック形状最適化問題として定式化し、その解法を開発した。

理論と方法

車両などの構造を想定して、図1のような有界な $d = 2, 3$ 次元領域 $\Omega^s \subset \mathbb{R}^d$ (\mathbb{R} は実数の集合)，その境界 Γ^s で定義された弾性体に囲まれて音場の領域 Ω^a が存在する場合を考える。この場合、音場の境界 Γ^a はすべて弾性体との連成境界となる ($\Gamma^a \subset \Gamma^s$)。弾性体は、部分境界 Γ_0 で変位が拘束され、別の部分境界 Γ^P に零でない境界力 P によって変形し、それによって音場は音圧を生ずると仮定する。

本研究では、静粛性の向上を目指した車両などの設計を想定して、音場領域 Ω^a の形状は固定して、線形弾性体領域 Ω^s の形状変更によって、耳元の部分領域 $\Omega^D \subset \Omega^a$ (その境界 Γ^D) における特定周波数帯 $\omega_1 \leq \omega \leq \omega_2$ の音圧パワー積分を最小化する問題を定式化した。ただし、線形弾性体の体積制約を加えた。

この形状最適化問題の形状勾配を評価するための理論式は、体積制約に対しては Lagrange 乗数法、状態方程式の制約に対しては随伴変数法により導出した。音場・構造連成問題と随伴問題は弱形式に基づく有限要素法により解析可能であることを理論的に確認した。形状勾配の不正則性を正則化するために力法を用いた。

本研究では、音場・構造連成問題および随伴問題の解析ソルバーには MSC.NASTRAN の周波数応答解析機能を用いた。形状最適化プログラムは畔上研究室のライブラリを用いて開発した。

解析例

理論の妥当性を確認するために、線形弾性体の箱の中に音場があるモデルに対する解析を行った。問題設定を図2に示す。線形弾性体は板厚中心で表記の大き

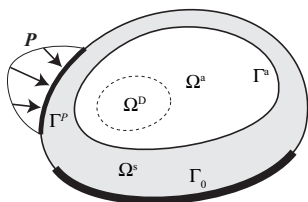


Fig.1 音場・構造連成系

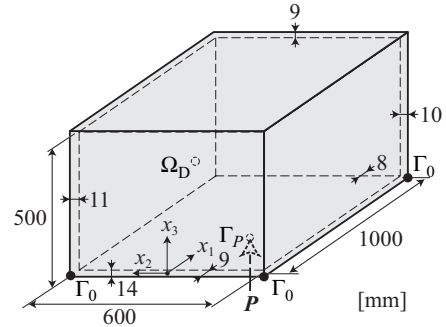


Fig.2 箱型モデル

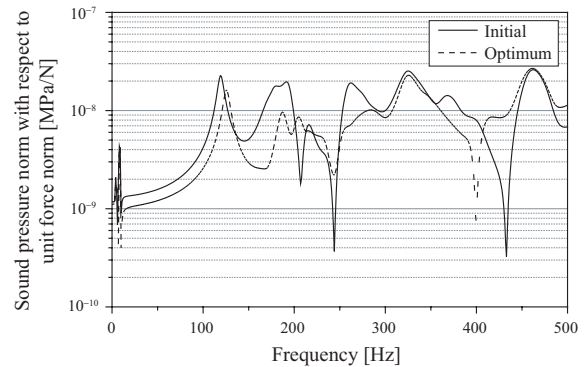


Fig.3 音圧ノルム周波数応答の形状最適化による変化

さである。変位拘束部分境界 Γ_0 は下面角の4点とした。ただし、 x_1, x_2, x_3 方向にそれぞればね定数 49, 49, 98 [N/mm] のばねを介して拘束した。境界力 P は $\Gamma^P = \{(225.3253, -174.709, -7.0)\}$ (単位 [mm]) (有限要素モデルの節点) における集中力 (節点力) を仮定した。ただし、原点の x_1 方向位置は前板前面、 x_3 方向位置は底板の厚さ中央とした。音圧パワーは有限要素モデルの節点 $\Omega^D = \{(198.7542, 158.9309, 276.3181)\}$ における $90 \leq \omega/2\pi \leq 225$ [Hz] で評価した。形状変動は $\Gamma_0, \Gamma^P, \Gamma^a$ を拘束した。なお、音速 340[m/s]、空気密度 $\rho^a=1.178$ [kg/m³]、線形弾性体密度 $\rho^s=7.80 \times 10^3$ [kg/m³]、Young 率 205.8[GPa]、ポアソン比 0.33、構造減衰比 0.06、音響減衰比 0.12 とした。図3に最適化前と最適化後の音圧ノルム周波数応答 $\|\hat{p}\|_{L^2(\Omega^D)} / \|P\|_{(L^2(\Gamma^P))^3}$ を示す。90 から 225 [Hz] において音圧ノルムの低下が認められた。

まとめ

音場と構造の連成系における指定された部分領域における音圧パワーを最小化する形状最適化問題をノンパラメトリック形状最適化問題として定式化し、形状勾配を用いた解法を開発した。箱型の音響・構造連成モデルの解析例により解法の妥当性を確認した。