

構造ばらつきの時刻歴振幅変動を抑制するロバスト設計 Robust Design for Minimizing of the Time History Amplitude Fluctuation by Structural Uncertainties

精密工学専攻 20 号 古森 健吾
Kengo Komori

1. はじめに

近年, CAE (Computer-Aided Engineering) を利用した有限要素法などの数値解析により, 製品の特性を予測することが製品開発において主流となっている. しかし, 数値解析における計算は理想化された条件で行われるため境界条件や製造工程における寸法のばらつきなどの不確実性に起因した応答特性の変動は考慮されていない. また, ANC (Active Noise Control) や VS (Virtual Sensing) などのリアルタイムで行われる手法のパフォーマンス向上が求められており時間領域の振動音響特性に着目した対策や検討が重要視されている. しかし, 時間領域の数値解析における計算時間と解析精度はトレードオフの関係にあり, 精度の高い解析を行うと計算時間が増えてしまう. 開発期間の短縮や信頼性の高い製品設計のため, 短時間で何度も対策や検討が可能な手法が求められている.

そこで本研究では, 時間領域の振動音響特性に着目し, 計算コストと時刻歴振幅変動を抑制するロバスト設計法を提案する. 具体的には, 計算コストはモデル次数低減, 時刻歴振幅変動は確率有限要素法と構造最適化を組み合わせたロバスト最適化により抑制する. 第2章では, 確率有限要素法と構造最適化を組み合わせたロバスト設計法の理論について説明する. 第3章では, モデル次数低減の理論について述べ, 計算コストの抑制を検証する. また, ロバスト最適化への適用のためパラメータの変動を考慮するパラメトリックなモデル次数低減を本研究で用いる. さらに第4章では, 構造音響連成システムに本手法を適用し, ロバスト性が向上するかを検証する. なお, 本論文ではばらつきを有する設計変数を誤差因子, 構造最適化を行う設計変数を制御因子とする.

2. 時刻歴振幅変動に対するロバスト最適化

本章では, 時刻歴振幅変動に対する確率有限要素法と構造最適化を組み合わせたロバスト最適化について述べる.

2.1 確率有限要素法に基づく近似システム

確率有限要素法はシステムの応答を誤差因子のまわりでテイラー展開し, 誤差因子の変化による応答の変化に対する勾配 (感度) と誤差因子の変化量 (ばらつき幅) で近似する手法である⁽¹⁾. 任意の時刻 n における応答振幅 \mathbf{x}_n を誤差因子の期待値 $\boldsymbol{\alpha} = \{\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_k\}$ のまわりでテイラー展開すると応答振幅 \mathbf{x}_n の分散は応答振幅の一次感度で表されるベクトルと誤差因子のばらつき幅で表される共分散行列の積で近似できる. そのため, 応答振幅の変動, すなわち分散を小さくするためには, 一次感度, もしくは共分散行列における誤差因子のばらつき幅を抑制することが必要である. 本論文では一次感度を最小化する構造最適化により応答変動の抑制を目指す. 一次感度の近似システムは次式で与えられる.

$$\frac{\partial \mathbf{x}_n(t, \boldsymbol{\alpha} + \Delta \boldsymbol{\alpha})}{\partial \alpha_i} = \frac{\partial \mathbf{x}_n(t, \boldsymbol{\alpha})}{\partial \alpha_i} + \sum_{j=1}^k \frac{\partial^2 \mathbf{x}_n(t, \boldsymbol{\alpha})}{\partial \alpha_i \partial \alpha_j} \Delta \alpha_j \quad (1)$$

本式より一次感度の一次近似システムは, 一次感度の感度となる二次感度と制御因子の変化量より与えられる. そのため, 最適化計算により式(1)を目的関数として最小化する制御因子を探索し, 応答変動のばらつき幅を抑制する. 目的関数, 設計変数は以下で与えられる.

$$\text{Minimize : Max} \left(\left| \frac{\partial \mathbf{x}_n(t_m, \boldsymbol{\alpha})}{\partial \alpha_i} \right| \right) \quad m \in T, i \in N_F$$

$$\text{Design variable : } \boldsymbol{\alpha}_j \quad j \in C_F$$

ここで, T は着目する時間帯域で応答が最大になる時刻の集合を表し, N_F (Noise factor) は誤差因子の集合, C_F (Control factor) は制御因子の集合を表す. また, N_F と C_F は独立ではなく, 誤差因子と制御因子は同じ因子の場合も考慮可能である.

2.2 時間領域の振幅一次感度, 二次感度の導出

時間領域の誤差因子 α_i の応答振幅に対する一次感度は運動方程式を状態量 \mathbf{x} について解いた式を誤差因子 α_i で偏微分することで得られ, 次式で与えられる.

$$\frac{\partial \mathbf{x}_{n+1}}{\partial \alpha_i} = \mathbf{H}_1^{-1} \left(\mathbf{H}_2 \frac{\partial \mathbf{x}_n}{\partial \alpha_i} + \mathbf{H}_3 \frac{\partial \mathbf{x}_{n-1}}{\partial \alpha_i} + \mathbf{H}_\alpha \right) \quad (2)$$

ここで,

$$\mathbf{H}_1 \equiv \left(\frac{\mathbf{M}}{\Delta t^2} + \frac{\mathbf{D}}{2\Delta t} + \frac{\mathbf{K}}{3} \right) \quad (3)$$

$$\mathbf{H}_2 \equiv \left(\frac{2\mathbf{M}}{\Delta t^2} - \frac{\mathbf{K}}{3} \right) \quad (4)$$

$$\mathbf{H}_3 \equiv \left(-\frac{\mathbf{M}}{\Delta t^2} + \frac{\mathbf{D}}{2\Delta t} - \frac{\mathbf{K}}{3} \right) \quad (5)$$

$$\mathbf{H}_\alpha \equiv - \left(\frac{\partial \mathbf{H}_1}{\partial \alpha_i} \mathbf{x}_{n+1} - \frac{\partial \mathbf{H}_2}{\partial \alpha_i} \mathbf{x}_n - \frac{\partial \mathbf{H}_3}{\partial \alpha_i} \mathbf{x}_{n-1} \right) \quad (6)$$

本式は中心差分法を基に算出されている. Δt は時間積分における時間増分を表している.

次に, 振幅二次感度を導出する. 式(2)を制御因子 α_j で偏微分すると次式で与えられる.

$$\frac{\partial^2 \mathbf{x}_{n+1}}{\partial \alpha_i \partial \alpha_j} = - \frac{\partial \mathbf{x}_{n+1}}{\partial \alpha_i} + \mathbf{H}_1^{-1} \mathbf{G} \quad (7)$$

ここで,

$$\mathbf{G} \equiv \frac{\partial \mathbf{H}_2}{\partial \alpha_j} \frac{\partial \mathbf{x}_n}{\partial \alpha_i} + \mathbf{H}_2 \frac{\partial^2 \mathbf{x}_n}{\partial \alpha_i \partial \alpha_j} + \frac{\partial \mathbf{H}_3}{\partial \alpha_j} \frac{\partial \mathbf{x}_{n-1}}{\partial \alpha_i} + \mathbf{H}_3 \frac{\partial^2 \mathbf{x}_{n-1}}{\partial \alpha_i \partial \alpha_j} - \frac{\partial \mathbf{H}_4}{\partial \alpha_j} \quad (8)$$

$$\frac{\partial \mathbf{H}_4}{\partial \alpha_j} \equiv \mathbf{H}_1 \mathbf{x}_{n+1} + \mathbf{H}_1 \frac{\partial \mathbf{x}_{n+1}}{\partial \alpha_j} - \mathbf{H}_2 \mathbf{x}_n - \mathbf{H}_2 \frac{\partial \mathbf{x}_n}{\partial \alpha_j} - \mathbf{H}_3 \mathbf{x}_{n-1} - \mathbf{H}_3 \frac{\partial \mathbf{x}_{n-1}}{\partial \alpha_j} \quad (9)$$

よって式(2), (7)より式(1)を目的関数として定式化できる.

3. 構造音響連成システムにおけるモデル次数低減

本章では, モデル次数低減の理論について述べる. モデル次数低減は解析精度を保持したままシステムの自由度を縮

小する手法である。また本研究ではクリロフ部分空間法に基づくモデル次数低減について述べる。なお、本論文では縮小前のシステムをフルシステム、縮小されたシステムを次数低減システムとする。

3.1 モデル次数低減

構造音響連成システムの運動方程式は次式で与えられる。

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{D}\dot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{x}(t) = \mathbf{F}u(t) \quad (10)$$

ここで \mathbf{M} , \mathbf{D} , $\mathbf{K} \in \mathbb{R}^{f \times f}$ はそれぞれ、質量、減衰、剛性行列、 \mathbf{x} , $\mathbf{F} \in \mathbb{R}^f$ は状態量、入力ベクトルを表しており、 u は荷重力とする。システムの総自由度は f で、これは構造系の自由度 f_s 、音響系の自由度 f_a の和となっている。またシステム行列および状態量ベクトルは次式で与えられる。

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} \mathbf{M}_s & \mathbf{0} \\ -\rho \mathbf{K}_c^T & \mathbf{M}_a \end{bmatrix}, \quad \mathbf{D} = \begin{bmatrix} \mathbf{D}_s & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{D}_a \end{bmatrix} \quad (11)$$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_s & \mathbf{K}_c \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_a \end{bmatrix}, \quad \mathbf{x} = \begin{bmatrix} \mathbf{d} \\ \mathbf{p} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{F} = \begin{bmatrix} \mathbf{F}_s \\ \mathbf{F}_a \end{bmatrix}$$

式(11)内の添え字 s は構造項、 a は音響項、 c は連成項を表しており、状態量の \mathbf{d} は変位、 \mathbf{p} は音圧を示している。次数低減システムは射影行列 \mathbf{V} , $\mathbf{W} \in \mathbb{C}^{f \times r}$ を式(11)のシステム行列に乗じることで得られ、次式で表す。

$$\mathbf{M}_r \ddot{\hat{\mathbf{x}}}(t) + \mathbf{D}_r \dot{\hat{\mathbf{x}}}(t) + \mathbf{K}_r \hat{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{F}_r u(t) \quad (12)$$

ここで、

$$\mathbf{M}_r = \mathbf{W}^T \mathbf{M} \mathbf{V}, \quad \mathbf{D}_r = \mathbf{W}^T \mathbf{D} \mathbf{V}, \quad \mathbf{K}_r = \mathbf{W}^T \mathbf{K} \mathbf{V} \quad (13)$$

$$\mathbf{x} = \mathbf{V} \hat{\mathbf{x}}, \quad \mathbf{F}_r = \mathbf{W}^T \mathbf{F}$$

$$\mathbf{V} = \begin{bmatrix} \mathbf{V}_s \\ \mathbf{V}_a \end{bmatrix} \quad (14)$$

式(13)の添え字 r は次数低減システムの総自由度を表しており、式(10)と比較すると $r \ll f$ の関係にある。また、 $\mathbf{V} = \mathbf{W}$ のときを one-sided projection, $\mathbf{V} \neq \mathbf{W}$ のときを two-sided projection とする。本研究では one-sided projection を使用する。

3.2 パラメトリックなモデル次数低減

最適化計算に基づく構造最適化やパラメータ推定は最適化の過程で対象システムのパラメータを変動させながら最適解を探索する。ロバスト最適化においても最適な制御因子を探索するため、次数低減システムを用いる際はパラメータの変動を考慮する必要がある。そこで本論文では、パラメータサンプリング法に基づく大域的パラメトリックなモデル次数低減を用いる。

まず次式で与えられるパラメータサンプリングスペースを設ける。

$$\mathbf{p} = [p_1, p_2, \dots, p_k] \quad (15)$$

次に各サンプリング点のパラメータを用いて、射影行列 \mathbf{V} , \mathbf{W} を生成する。生成された射影行列を並べることでパラメータサンプリングスペースによる大域的射影行列を生成でき、次式で与えられる。

$$\mathbf{V} = [\mathbf{V}_1, \mathbf{V}_2, \dots, \mathbf{V}_k] \quad (16)$$

$$\mathbf{W} = [\mathbf{W}_1, \mathbf{W}_2, \dots, \mathbf{W}_k]$$

式(16)の \mathbf{V}_k は局所的射影行列でありパラメータ p_k のシステム情報で生成されている。式(16)の大域的射影行列で縮小されたシステムはパラメータサンプリングスペース内の範囲でパラメータの変動を考慮できる。最適化の過程で探索されたパラメータがサンプリングスペース外になった際は、そのパラメータを基準にした新たなサンプリングスペースを構築することで解決できる。しかし、式(16)の大域的射影行列はランク落ちを起こしている可能性が高いため、特異値分解 (Singular Value Decomposition : SVD) や QR 分解 (QR decomposition) を後処理として行うことでランク落ちの成分を除去する必要がある。

3.3 安定性を保持したモデル次数低減

3.1 節で述べた手法ではシステムが不安定になる可能性が

ある。周波数領域の解析には影響は無いが時間領域の解析を行う上でこの問題は致命的である。先行研究で構造音響連成システムにおいて安定性を保持する手法が提案されている⁽²⁾。ここで式(14)の射影行列を拡張した拡張射影行列を定義する。

$$\tilde{\mathbf{V}} = \begin{bmatrix} \mathbf{V}_s & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{V}_a \end{bmatrix} \quad (17)$$

式(17)の拡張射影行列を式(11)のシステム行列の両サイドから乗じることで安定性が保持された次数低減システムが生成できる。

3.4 数値実験

モデル次数低減の有用性について有限要素モデルを用いて検証する。使用する構造音響連成システムを Fig. 1 に示す。このモデルは前面以外コンクリート壁となっており、前面に厚さ 3mm, A4 サイズのアルミニウム板をボルト締結で取り付けている。Fig. 1 の矢印の点に荷重を加え、内部に評価点を設けて計算を行う。フルシステム (Full Order System:FOS) の総自由度は 22904 とし、その内の 3945 が構造項、18959 が音響項の自由度とする。次数低減システム (Reduced Order System by Standard Projection:ROSSP) は 320 自由度とし、拡張射影行列により縮小されたシステム (Reduced Order System by Extended Projection:ROSEP) の自由度は 624 とする。ここで Fig. 2 に ROSSP と ROSEP のポールプロットを示す。Fig. 2 より ROSSP は極が複素平面の虚軸の右側に存在しているため、システムが不安定であることがわかり、時刻歴解析においては解が発散すると考えられる。逆に ROSEP は極が複素平面の虚軸の左側にのみ存在しているため、システムが安定であることが確認できる。以上より、本論文では ROSEP を用いて時刻歴解析を行う。

各システムの自由度 (Degree of freedom:DOF) と周波数および時間領域における計算時間の比較を Table 1 に示す。コンピュータの演算能力に依存する数値であるが、フルシステムの周波数領域における計算時間の 1715.7 秒に対し、ROSSP は 3.8 秒、ROSEP は 8.1 秒とそれぞれ 99.8%, 99.5% 計算時間が低減されていることが確認できる。同様に、時間領域におけるフルシステムの計算時間の 10789.2 秒に対し、ROSEP は 37.5 秒と 99.9% 計算時間が低減されていることが確認できる。

近似精度を検証するためフルシステムと次数低減システムにおける、力入力、音圧応答の周波数応答関数 (FRF) を比較

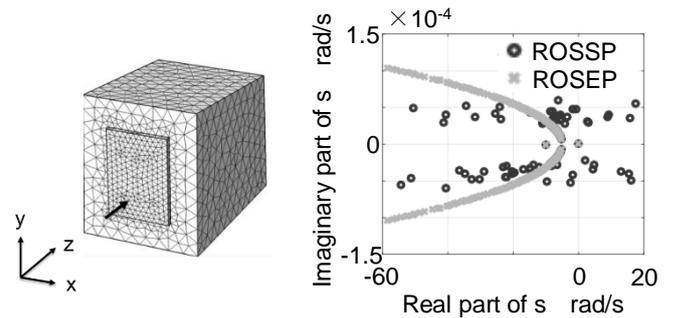


Fig. 1 Vibro-acoustic system

Fig. 2 Pole plot

Table 1 Full order system and reduced order system

	DOF	Computation time [s]	
		Frequency domain	Time domain
FOM	22904	1715.7	10789.2
ROSSP	320	3.8(-99.8%)	-
ROSEP	624	8.1(-99.5%)	37.5(-99.9%)

する。Fig. 2 にフルシステムの FRF を黒線、次数低減システムを赤点線、拡張射影行列による次数低減システムを緑破線で示す。今回、解析周波数帯域を 0~500Hz とし、次数低減システムは 400Hz までの特性を近似している。Fig. 2 より対象周波数帯域において、フルシステムと両次数低減システムの波形は良く一致しており、精度よく近似できていることが確認できる。

同様に、時刻歴解析における近似精度を検討する。フルシステムの時刻歴音圧応答を黒線、次数低減システムを緑破線で Fig. 4 に示す。本解析では、0~400Hz の特性を次数低減システムで近似しているため、入力信号にはカットオフ周波数 400Hz のローパスフィルタを用いている。Fig. 4 より、拡張射影行列を用いているため、応答は発散していないことが確認できる。また、フルシステムと次数低減システムの波形は良く一致しており時間領域においても精度よく近似できていることが確認できる。Fig. 5 に次式で計算される時刻歴振幅の振幅誤差を示す。

$$\varepsilon = \text{Amplitude}_{\text{full}} - \text{Amplitude}_{\text{reduced}} \quad (18)$$

式(18)は、フルシステムと次数低減システムの振幅差で誤差を表している。Fig. 5 より振幅誤差は小さく、精度よく近似できていることが確認できる。

以上より、周波数および時間領域において、モデル次数低減により解析精度を十分に保持したまま、解析時間を大幅に短縮可能であることが確認できる。

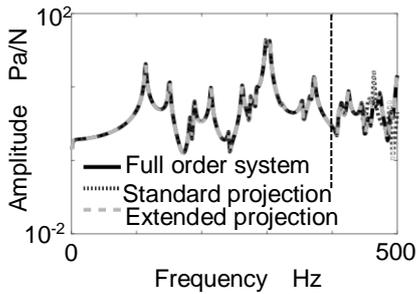


Fig. 3 Comparison of the FRFs

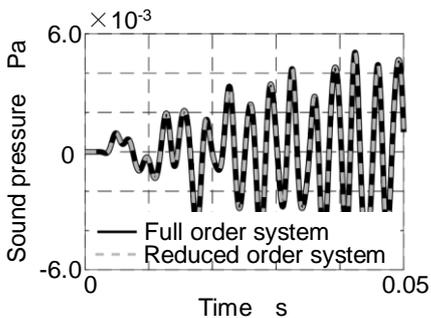


Fig. 4 Comparison of the time history responses

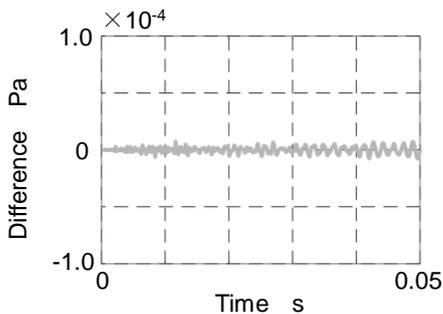


Fig. 5 The difference between the two responses

4. モデル次数低減のロバスト設計への適用

本章では、2章で述べたロバスト最適化と3章で述べたモデル次数低減を組み合わせたロバスト設計法を Fig. 6 に示すバネマスで表される構造音響連成システムに適用する。構造系は3自由度、音響系は Fig. 6 では2つだが音響要素40の41自由度とし、構造系と音響系の連成面は、質点2と音響節点1、質点3と音響節点41とする。各パラメータは $m_1 = 80\text{kg}$, $m_2 = 90\text{kg}$, $m_3 = 100\text{kg}$, $k_1 = k_3 = k_4 = 1.0 \times 10^7\text{N/m}$, $k_2 = 0.4 \times 10^7\text{N/m}$, 音響系の各要素長さ $L = 0.5\text{m}$, 空気密度 $\rho = 1.21\text{kg/m}^3$, 連成面の面積 $A = 0.2\text{m}^2$ である。また減衰はレイリー減衰を仮定し、 $\alpha = 1.0$, $\beta = 1.0 \times 10^{-5}$ とする。荷重点を質点1, 応答点は音響節点1とした。なお、本節では、誤差因子を Fig. 6 のシステムにおける質点 m_1 と質点 m_2 を結ぶバネ剛性 k_2 とし、制御因子を構造系の質点 $m_1 \sim m_3$ とする。

4.1 パラメトリックなモデル次数低減の適用

まず、Fig. 6 のシステムにパラメトリックなモデル次数低減を適用し、パラメータ変動を考慮した次数低減システムを構築する。ここで、フルシステムを総自由度44の構造音響連成システムとしている。パラメトリックなモデル次数低減を適用するため、変動する誤差因子、制御因子の k_2 , $m_1 \sim m_3$ のパラメータサンプリングスペースは次式で与えられる。

$$\begin{aligned} k_2 &= [4.0 \times 10^5, 4.0 \times 10^7] \quad [\text{N/m}] \\ m_1 &= [0, 160] \quad [\text{kg}] \\ m_2 &= [0, 180] \quad [\text{kg}] \\ m_3 &= [0, 200] \quad [\text{kg}] \end{aligned} \quad (19)$$

式(19)のパラメータサンプリングで局所的射影行列を生成し、並べた後、特異値分解により冗長性のある成分を除去した。Table 2 に各システムの自由度と計算時間の比較を示す。なお、本節では次数低減システムは ROSEP のみを用いるため、ROS と表記する。Table 2 よりフルシステムの周波数領域における計算時間の 10.4 秒に対し、ROS は 4.62 秒と 55.6% 計算時間が低減されていることが確認できる。同様に、時間領域におけるフルシステムの計算時間の 0.46 秒に対し、ROS は 0.22 秒と 52.2% 計算時間が低減されていることが確認できる。

近似精度を検証するためフルシステムと次数低減システムの FRF の比較を Fig. 7 に示す。今回、解析周波数帯域を 0~500Hz とし、次数低減システムは 400Hz までの特性を近似している。Fig. 7 より対象周波数帯域において、次数低減システムは精度よく近似できていることが確認できる。

4.2 剛性がばらつきを有するシステムに対するロバスト最適化

次に、Fig. 6 のシステムにおいて本論文のロバスト設計法による、構造ばらつきに起因した時刻歴振幅変動の抑制を確認する。今回、0.022s 近傍のピークに着目し、振幅変動を抑

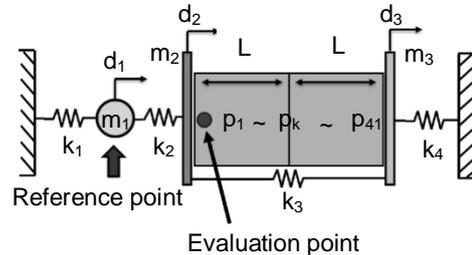


Fig. 6 Coupled vibro-acoustic system

Table 2 Full order system and reduced order system

	DOF	Computation time [s]	
		Frequency domain	Time domain
FOS	44	10.4	0.46
ROS	17	4.62(-55.6%)	0.22(-52.2%)

制する制御因子を探索する。つまり構造最適化の目的関数は、剛性 k_2 の音響節点 1 の時刻歴振幅に対する一次感度である。なお、最適化計算において制御因子の質量和は構造変更前と同一の条件とする。Table 3 に最適化計算による制御因子の変更量を示す。

また、一次感度の最小化により時刻歴応答の振幅変動が抑制されているかをモンテカルロシミュレーションにより確認する。誤差因子 k_2 のばらつき幅は標準偏差 $\sigma=0.5 \times$ 初期剛性の正規分布に従うとし、サンプル数 300 回の応答計算を行い、ロバスト性の評価を行う。Table 4 に着目したピークにおけるモンテカルロシミュレーションの結果である M (平均), σ (標準偏差), C_v (変動係数: σ/M) および減少率 γ の比較を示す。初期構造の減少率を 100% としたときフルシステムのロバスト構造は 18.2%, 次数低減システムは 18.6% であり、それぞれ 81.8%, 81.4% 振幅変動が減少していることが確認できる。また Fig. 10 に初期構造とロバスト構造における時刻歴応答の振幅変動の比較を示す。灰色線はモンテカルロシミュレーションにおけるばらつきを持った確率論的結果であり、赤線 (a) および緑線 (b, c) はばらつきを持たない確定論的結果である。Fig. 10(a) は、フルシステムにおける初期構造の応答振幅を表しているが誤差因子 k_2 のばらつきにより、着目点において振幅変動が大きくなっている。しかし、Fig. 10 (b), (c) に示す最適化によるロバスト構造はフルシステムおよび次数低減システムにおいて、着目点の振幅変動が抑制されている様子が確認できる。

次に、フルシステムと次数低減システムにおけるロバスト最適化の結果を比較する。モデル次数低減を適用したことでシステムの自由度が縮小されたため、計算時間が短縮されたことが Table 2 より確認できる。モデル次数低減による計算コストの削減は振動単体ではない振動音響連成解析時やシステムの自由度が大規模になるほど効果が大きい。また、Table 4 よりフルシステムと次数低減システムの間で、振幅値の違いはあるが、減少率に関しては大きな差異は見られない。つまり、モデル次数低減を併用してもロバスト最適化における解析精度に支障は見られないと考えられる。

以上より、パラメトリックなモデル次数低減とロバスト最適化を組み合わせることで、計算時間を低減しつつ、時刻歴振幅変動を抑制可能であり、効率の良いロバスト設計が行えることが確認できる。

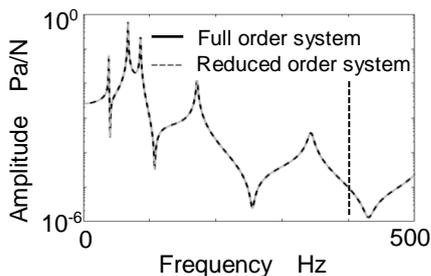


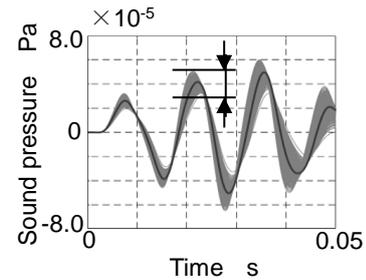
Fig.7 Comparison of the FRFs

Table 3 Change of control factors

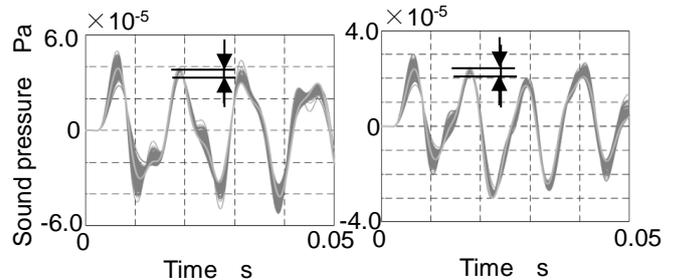
Mass [kg]	m_1	m_2	m_3	Total
Original	80.0	90.0	100.0	270.0
Robust:FOS	30.0	164.0	76.0	270.0
Robust:ROS	47.0	90.0	133.0	270.0

Table 4 Comparison of the robustness

	M [Pa]	σ [Pa]	C_v [%]	γ [%]
Original	4.2e-5	3.8e-6	9.0	100
Robust:FOS	3.9e-5	5.9e-7	1.5	18.2(-81.8%)
Robust:ROS	2.4e-5	4.0e-7	1.7	18.6(-81.4%)



(a) Original system:FOS



(b) Robust system:FOS

(c) Robust system:ROS

Fig.8 Comparison of the time history response

5. 研究成果

- (1) モデル次数低減を適用することで、周波数領域および時間領域の解析において大幅な計算コストの低減を確認した。また、パラメータの変動を考慮するパラメトリックなモデル次数低減も示した。
- (2) 時間領域に拡張した確率有限要素法と構造最適化を組み合わせたロバスト最適化を提案し、時刻歴振幅変動の抑制を確認した。
- (3) ロバスト最適化とパラメトリックなモデル次数低減を組み合わせることで、効率的な時刻歴振幅変動に対するロバスト設計法を示した。

参考文献

- (1) 片桐章彦, 戸井武司, 固有振動数の変動最小化を目的とした確率有限要素法に基づくロバスト設計法, 日本機械学会論文集, **80**-825(2014), pp.DR0329
- (2) Axel, W., Frank, N., Elke, D and Wim, D., Stability-preserving model order reduction for time-domain simulation of vibro-acoustic FE models, International Journal for Numerical methods in Engineering, **109**-6(2017), pp.889-912
- (3) Kengo, K., Axel, W., Takeshi, T and Wim, D., Parametric Identification for Vibro-Acoustic Systems by using Parametric Model Order Reduction, In Proceeding of Inter-noise 2017, **788**(2017), pp.2215-2222
- (4) 古森健吾, 戸井武司, 構造ばらつきの時刻歴振幅変動を抑制するロバスト設計, 日本音響学会講演論文集(春), (2018) 2-2-9
- (5) 古森健吾, 戸井武司, モデル次数低減による時刻歴振幅変動および計算コストを抑制するロバスト設計, 日本音響学会講演論文集(春), (2018) 2-2-10
- (6) 古森健吾, 戸井武司, 時刻歴変位振幅の変動最小化を目的としたロバスト設計, 日本機械学会論文集, (2018)
- (7) 古森健吾, 戸井武司, パラメトリックなモデル次数低減を利用した時刻歴振幅の変動抑制を目的としたロバスト設計, 日本機械学会論文集, (2018)