

固有値最大化を考慮したインストルメントパネルビームの高解像度トポロジー最適化

High-resolution topology optimization of instrument panel beams considering eigenvalue maximization

和田 有司¹⁾, 檜山 武士, 長坂 圭²⁾, 西口 浩司^{3) 4)}, 岡澤 重信⁵⁾, 坪倉 誠^{6) 4)}
Yuji Wada, Takashi Kashiyama, Kei Nagasaka, Koji Nishiguchi, Shigenobu Okazawa, and Makoto Tsubokura

¹⁾東京科学大学 未来産業技術研究所 (〒 226-8503 神奈川県横浜市緑区長津田町 4259-R2-26, E-mail: ywada@first.iir.isct.ac.jp)

²⁾スズキ株式会社 (〒 432-8611 静岡県浜松市中央区高塚町 300)

³⁾名古屋大学 大学院工学研究科 土木工学専攻 (〒 464-8603 愛知県名古屋市千種区不老町)

⁴⁾理化学研究所 計算科学研究センター (〒 650-0047 兵庫県神戸市中央区港島南町 7-1-26)

⁵⁾山梨大学 工学域 機械工学系 (〒 400-8511 山梨県甲府市武田 4-3-11)

⁶⁾神戸大学 システム情報学研究科 (〒 657-8501 兵庫県神戸市灘区六甲台町 1-1)

The instrument panel beam at the front of the vehicle body is often made of hollow tubes, but recently, one-piece molding has been considered to reduce the number of parts. Stiffness maximization for multiple load cases with/without plate filter application is performed on an instrument panel beam member using a BCM-based voxel topology optimization framework. One hundred million degrees of freedom finite element analysis was performed in the Fugaku supercomputer environment. The stiffness performance and manufacturing feasibility of the optimal shape is compared with the existing parts. As a result, users can select the degree of thin plate formation by adjusting the radius of influence of the thin plate filter.

Key Words : Topology optimization, Finite element method, Building-cube method, Instrument panel beam, Manufacturing constraint

1. 背景

自動車構造におけるインストルメントパネルビーム部材^[1]は車体前部のインストルメントパネル部品とステアリングコラムの保持のためにAピラー同士および場合によってはフロアと接続する形で配置される。インストルメントパネルビーム形状は剛性要件が支配的で、概ね線形荷重要件で設計される部材である。主たる構造部材として中空管がよく採用されるが、部品点数の削減の観点から近年ではダイキャスト材による一体成型によるものも採用されており、構造最適化による高剛性・低重量化の余地があると考えられる。

トポロジー最適化^[2-5]は、許容された設計空間の中で目的関数を最大または最小となるよう部材・材料の配置を空隙含めて決定する最適化手法のひとつで、設計者に有効な示唆をもたらすものとして、近年産業応用が進んでいる。三次元構造物の設計にはボクセルトポロジー最適化^[3]がよく知られており、大設計領域で三次元構造物を設計する際に剛性マトリクスの再計算が不要であるため大きく計算量を削減することできる。

本研究では大領域・高解像度・低体積制約を実現するトポロジー最適化フレームワークの構築と最適化性能に関する検討を行っている。理化学研究所により開発されている複雑流体・構造現象を大規模計算するための共通基盤シミュレーションフレームワークであるCUBE^[6]は、Building Cube Method(BCM^[7])を利用する

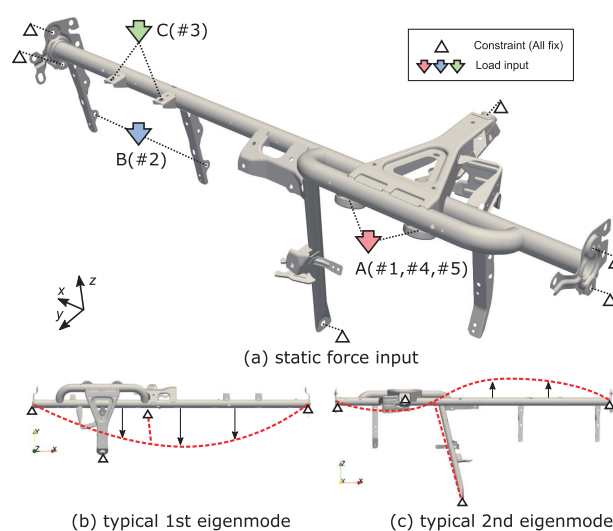


Fig.1 Existing instrumental panel beam model, (a) boundary conditions for the optimization, and typical (b) first and (c) second eigenmode.

ことでメモリ分散環境での高い並列化効率を得ることできる。著者ら^[8,9]はBCMにおいて有限要素法によるトポロジー最適化を実装し、自動車フレームの剛性最大化や固有値最大化、非等方性フィルタを用いた薄

Table1 Load case and direction for the load inputs.

Load case	Load A	Load B	Load C
#1	(0,0,1)	(0,0,0)	(0,0,0)
#2	(0,0,0)	(0,0,1)	(0,0,0)
#3	(0,0,0)	(0,0,0)	(0,0,1)
#4	(1,0,0)	(0,0,0)	(0,0,0)
#5	(0,1,0)	(0,0,0)	(0,0,0)

板制約について検討している^[10].

前報^[11]ではインストルメントパネルビーム部材を対象とした高解像度・低体積制約のトポロジー最適化をスーパーコンピュータ富岳^[12]を利用した大並列環境において実施した. ビーム部材各部に作用する複数荷重の影響の寄与および板金製造制約を適用したときの最適形状および剛性性能について, 薄板制約パラメータの調整による既存の中空管形状との類似および相違点について検討した. 結果として実際のモデルと類似する形状が得られたが, 中空管の一部が開断面になるなど異なる部分も見られた. また, 従来形状のような中空管構造を得るためには多くの荷重ケースを作用させる必要があるためその分の解析時間が必要であるという結果であった.

本稿では, 従来までの静荷重条件に加えて固有値最大化を最適化目的に加算した場合のトポロジー最適化を実施し, 得られた形状と既存部品の比較を行うことで, 一体成型部材の剛性性能や製造可能性について検討する. 固有モードは静荷重と異なり, 構造全体で構成される変形分布を有するため, 一部の荷重ケースを固有値解析に置換できればその分の計算時間の計算時間が低減できる可能性があるが, 期待しない構造になってしまうおそれも考えられる. そこで本稿では固有値のみや少ない荷重ケースを作用させた場合の最適化結果についても検討する.

2. トポロジー最適化

(1) 既存モデルと荷重条件

Fig. 1 にモデル作成の基準となる既存のインストルメントパネルビームモデル, および今回対象とする荷重・拘束境界条件を示す.

(a) に示す通り, 両方の A ピラーに接続する合計 4 点, ステアリング部前面, およびフロアに接続する下部のボルト穴近傍が全自由度の単点拘束がされている. また入力についてはステアリング部に荷重点 A, グローブボックス接続部に荷重点 B, 助手席エアバッグ保持部に荷重点 C を設定する. Table 1 に今回対象とする荷重ケース #1~#5 と図中の荷重点 A, B, C への入力荷重とその方向について示す. 荷重の大きさについてはいずれも合計で 1 N となるよう, 荷重が設定される対象節点に対して均等に分配される.

また, これらに加えて構造全体の有する 1 次および 2 次の共振周波数の最大化も取り扱う. 最適化進行に応じてモード形状は変化するが, 中央の中空管に対する (b)y 方向の曲げ振動と (c)z 方向の曲げ振動がそれぞれ 1 次あるいは 2 次モードになることが多い.

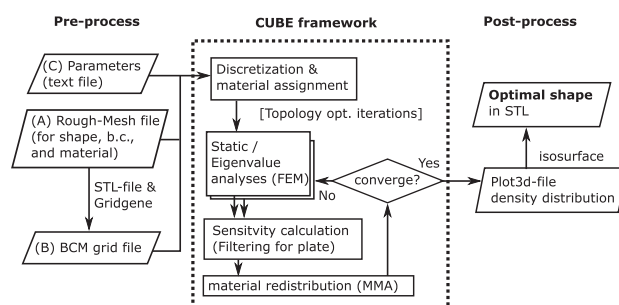


Fig.2 Procedure of topology optimization using CUBE framework.

(2) 最適化フレームワーク

Fig.2 にボクセルトポロジー最適化フレームワークを示す. トポロジー最適化はユーザーが準備した (A) 形状ファイルと (B)BCM グリッドファイル, および (C) 最適化設定ファイルで動作する. 形状ファイル情報から各セルに初期密度情報を設定する離散化処理はプログラム中で長くとも数十分で完了し, 各要素が SIMP 法^[4]による密度に対するべき乗スケールされた質量行列と剛性行列を保有する. 静荷重に関しては CG 法ソルバ, 固有値解析は LOBPCG 法ソルバにより有限要素解析を実施し, 感度を算出し各ケースの荷重を積算する. 薄板制約を使用しない場合は, チェッカーボード現象の抑制のために 1.5 グリッド半径程度の空間平均を適用して, MMA^[13] による密度再分配を実施, 収束判定の後に最適形状が出力される.

薄板制約^[10]は異方性空間フィルタの一種であり, 要素の応力テンソルを参照して回転楕円体テンソルを決定する. 主応力方向のうち最も主応力の絶対値の小さいものが薄板の法線となるように空間平均を達成し, 法線方向には平均半径 ($r_{\min}$) を小さくして板方向の分離を促進し, それ以外の方向には空間平均 (r_h) を大きくすることで一様な面の形成を促進する. 実際には, フィルタリング用のテンソル $\mathbf{c}$ を応力から決定し, 感度 f の入力に対して, フィルタリング後の感度 $\bar{f}$ を求める下記のヘルムホルツ方程式を解く陰的なフィルタ^[14]を有限要素解析することで実施する.

$$\nabla \cdot (-c \nabla \bar{f}) + \bar{f} = f \quad (1)$$

(3) 設計領域と境界条件

Fig. 3(a) に最適化対象の設計領域を含むモデルを示す. 図の灰色部分がトポロジー最適化の設計領域であり, Fig. 1 の許容される領域内において中空管部分を覆うように設定した. 図の青色部分が非設計領域であり, SIMP 法においては常に密度 1 の領域として計算される. 図の赤色の円筒部分は境界条件を適用する選択領域を示しておりこの部分には要素は割り当てられない. すでに材料配置が設定されている節点において, この選択領域内の点が拘束または荷重の設定がなされる.

上記の形状モデルに対して, 計算格子をセルの解像度 1 mm, 1 CUBE=16³ セルで分割した結果, CUBE 数は 17281, 全セル数は 7078 万, 初期構造の自由度数 1.09 億となった. 最適化は富岳 361 ノード, 1441 プロセ

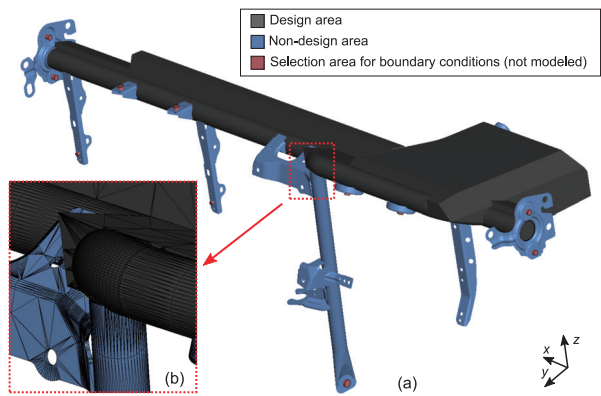


Fig.3 (a) Design, non-design, and boundary condition selection area in the optimization model, and (b) STL mesh near load input A.

ス (1 プロセス 12 共有メモリ並列) で実行した。最適化は反復回数を最低 200 回を確保した上で、目的関数が十分収束するまで実施した。

(4) 最適化方法

式 (2) の複数荷重ケースの剛性と指定した固有値 λ_k の最大化を実施する。

Minimize $\Theta = \sum_i^N \frac{\theta_i}{\theta_i^{(1)}} - \sum_k^M \frac{\lambda_k}{\lambda_k^{(1)}} \tag{2}$

subject to $\theta_i = \frac{1}{2} \mathbf{u}_i^T \mathbf{f}_i \tag{3}$

$\left(\sum_j \rho_j^p [k_0]_j \right) \mathbf{u}_i = \mathbf{f}_i \tag{4}$

$\left(-\lambda_k \sum_j \rho_j [m_0]_j + \sum_j \rho_j^p [k_0]_j \right) \mathbf{u}_k = \mathbf{0} \tag{5}$

$\int \rho dV \leq V_0 \tag{6}$

ここで j は要素番号, N は静荷重ケース数, M は固有値モード数, $p = 3$ は SIMP 法のペナルティ係数, $\theta_i^{(1)}, \lambda_k^{(1)}$ は最適化初回のコンプライアンスであり, 重み付き加算の正規化値として使用する。

体積制約は全体積の 11% とし, 低密度部分の局所的な低次モードを抑制するために, 設計領域中の最大密度の 9% 以下の密度となる要素については剛性と質量を有さない削除扱いとし, 削除密度に囲まれた節点自由度は拘束するものとする。

Table 2 に本稿で扱う最適化の種別についてまとめている。固有値最大化に併せて静荷重ケースや薄板制約を適用した最適化について, それぞれの有無による形状の相違について比較検討する。

3. 最適化結果と検討

Table 3 に最適化初期と各最適化後の形状における固有周波数とコンプライアンス性能をまとめたものを示す。表の空欄は最適化目的に含まれていないため, 該

Table2 Optimization cases (A)–(G) in this study.

case ID	Eigenmodes	Static#1	Static#2–4	Plate filter
(A)	✓			
(B)	✓	✓		
(C)		✓		
(D)	✓	✓	✓	
(E)		✓	✓	
(F)	✓	✓	✓	✓
(G)		✓	✓	✓

Table3 Optimization result summary.

ID	Modes [Hz]		Compliance [nJ]				
	f_1	f_2	θ_1	θ_2	θ_3	θ_4	θ_5
initial	111	137	1447	3139	9752	511	270
(A)	224	245					
(B)	202	238	86				
(C)			82				
(D)	216	233	89	63	256	26	30
(E)			89	46	204	27	30
(F)	238	274	123	62	234	35	35
(G)			92	56	229	29	31

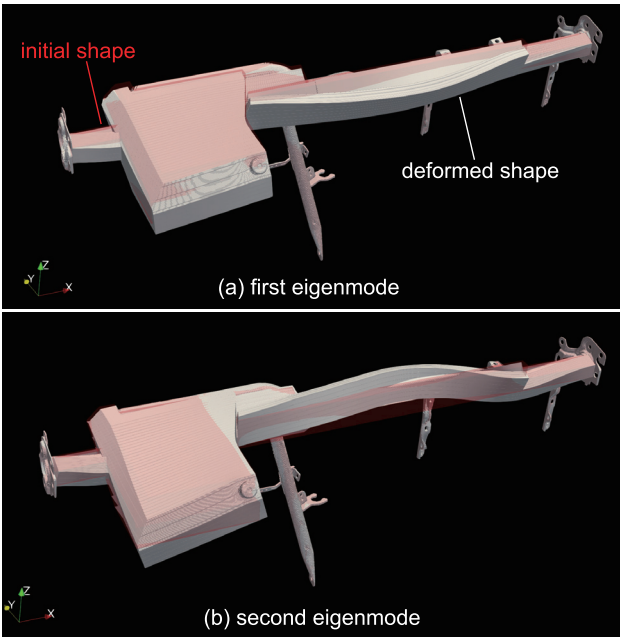


Fig.4 First and second eigenmode with the base material is assigned to the design area.

当の解析を実施していない性能である。

(1) 1,2 次モードのみの最大化

Fig.4 に母材状態における最適対象の 1 次, 2 次モード形状を示す。図中の透明赤で示されるものが元形状であり, 白で示されるものが変形強調による変形モードである。はじめにこれらの固有値最大化のみを実施したときの最適化について検討する。

Fig.5 に (I) 固有値最大化のみの最適化で得られた最

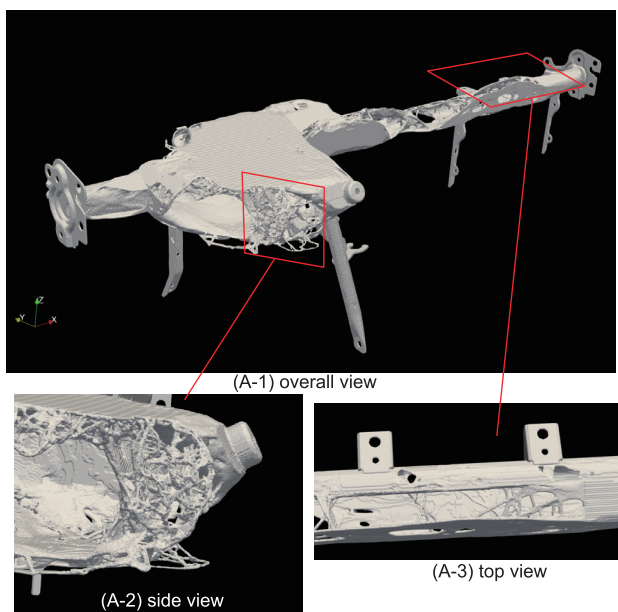


Fig.5 Optimal shape for optimization (A) where the objective is the eigenmodes maximization.

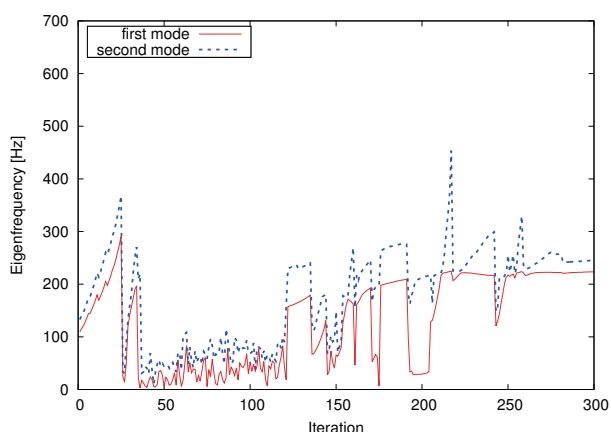


Fig.6 Eigenfrequency history for optimization (A).

適形状を示す。構造全体に材料が配分されるが、図中の左部の(b)の運転席側固定部周辺に微細な網状構造が発生したり、助手席部近傍にも元形状とはあまり合致しない特異な微細構造が得られる。これはホワイトボディフレームに対して同様の最適化を実施した場合^[15]と同様の傾向である反面、このような形状を示す場合には薄板制約の動作があまり期待できない。

Fig.6に周波数履歴を示す。最適化初期においては1,2次モードがそれぞれ110,133 Hzであったが、最適化終了時には245, 262 Hzに最大化された。最適化反復40回近傍で大きく周波数が低減しているのは、要素削除の影響である。グレー密度をが多く存在する状態では高い固有値を取りやすいが、明瞭な形状を得るというトポロジー最適化本来の目的の達成のために、一時的にこのような低減を受け入れる必要がある。

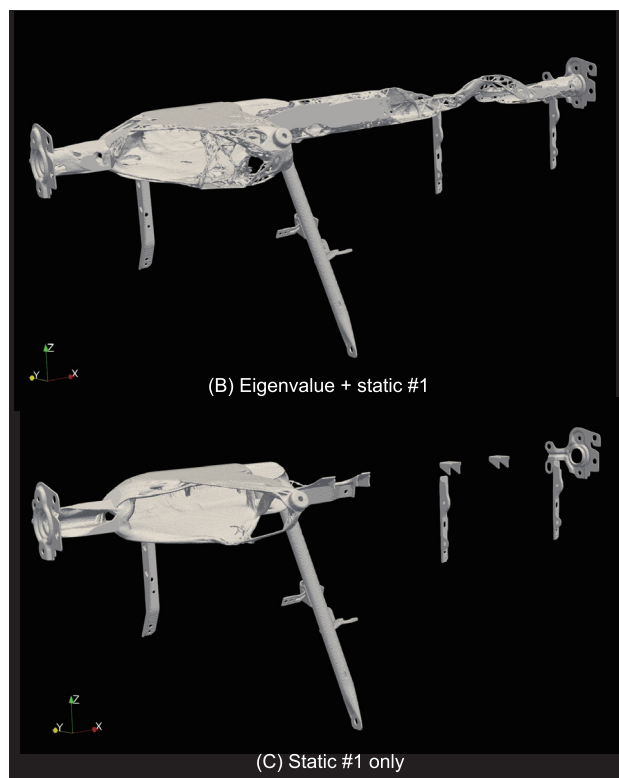


Fig.7 Optimal shape for optimization (B) and (C) where the static load case #1 is considered.

(2) 固有値と荷重1の同時最適化

Fig.7(B)に1,2次モードの固有値最大化と荷重ケース#1の剛性最大化を同時最適化した結果、(C)に荷重ケース1単体の剛性最大化の結果を示す。固有値のみの形状(Fig.5)と比較すると、荷重ケース#1の応力が作用しやすい運転席側ステアリング部周辺においては、前述の微細な網状構造がやや低減し、最適化ケース(C)剛性のみの結果と近似した傾向を示していると考えられる。しかしながら、荷重ケース#1においてあまり力が作用しにくい助手席側の構造は、従来のビーム構造から考えるとやや異なる特異な形状が発生している。この点において、固有値最大化のみや荷重ケース1のみを最適化対象として期待する構造を得るというのはやや困難であると考えられる。

Table 3の最適化性能を(A)–(C)で比べると、複数目的最適化(B)は周波数とコンプライアンス値が両立されており、単目的関数の(A)や(C)と比べると5%程度の性能低下にとどまっている。目的関数の観点では、今回の複数同時最適化自体は概ね良好に動作していると思われる。

(3) 固有値と静荷重5ケースの同時最適化

Fig.8(a)に1,2次モードの固有値最大化と荷重ケース1–5の剛性最大化を同時最適化した結果、(b)に静荷重ケースのみの剛性最大化の結果を示す。微細な梁構造を除けば両者の構造はよく似ており、両者ともに開断面を有する構造となっている。静荷重ケース1,4,5の効果で(b)静荷重のみの場合には運転席側に多く材料を



Fig.8 Optimal shape for optimization (D) and (E) where all the static load cases are considered.

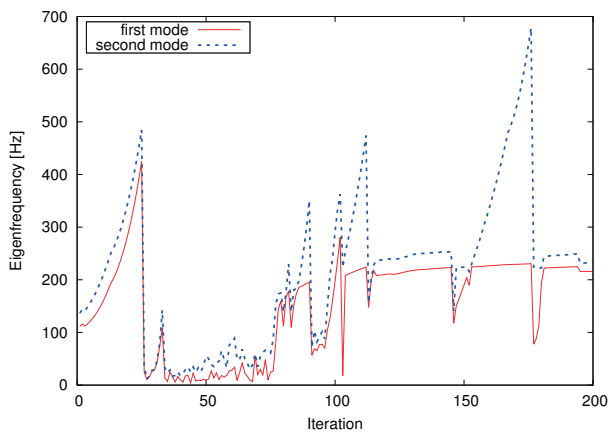


Fig.9 Eigenfrequency history for optimization (D).

配置する構造になっているが、(a)では助手席側の開断面の開閉に由来するモードを抑制するための太い梁の形成が見られる。

Fig.9に周波数履歴を示す。静荷重ケースの考慮により、固有値単体の Fig.6 よりは安定に最適化が進展する傾向にあり、収束回数も 200 回で十分であった。

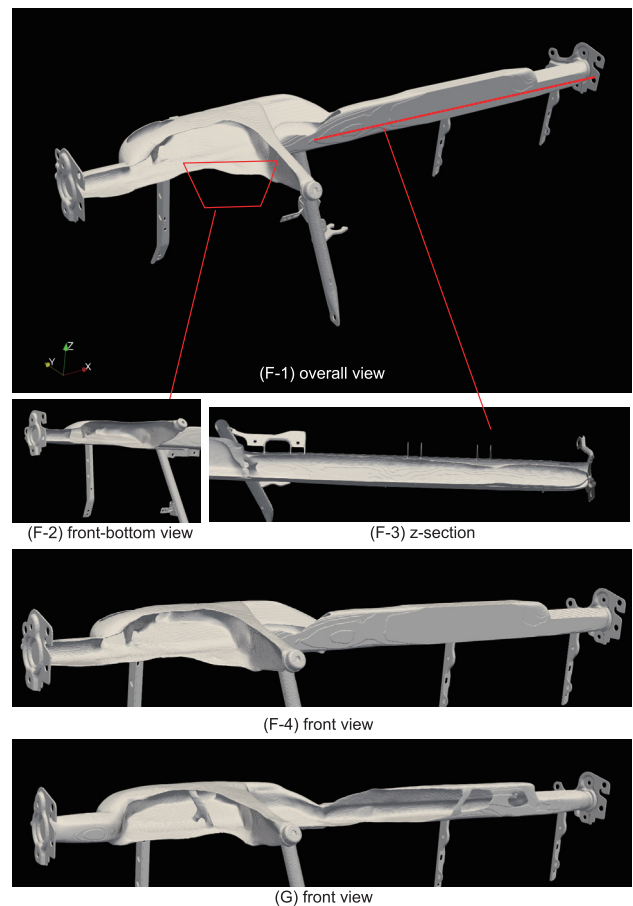


Fig.10 Optimal shape when the plate manufacturing condition filtering is performed.

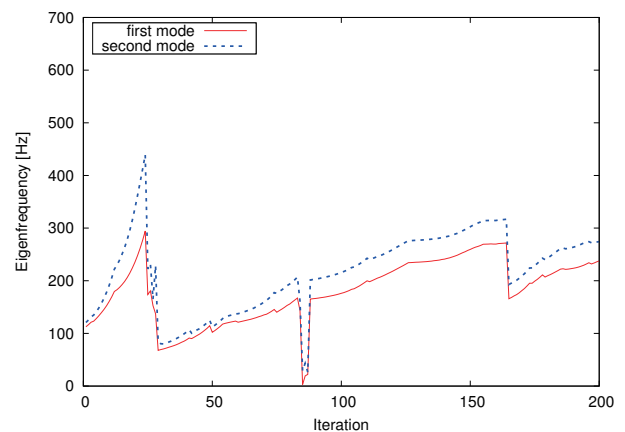


Fig.11 Eigenfrequency history for optimization (F).

(4) 薄板フィルタの適用

Fig.10に Fig.8の最適化条件に薄板フィルタ制約を適用した最適化である (F) および (G) の結果を示す。両者ともに薄板部で構成される構造が得られたが、(F) 固有値最大化を考慮した場合には (G) そうでない場合に比べて、助手席側管部分が開断面となる形状が得られた。これは、固有値最大化において (G) のような開断面形状が開閉するモードを抑制する方向に動作したためと考えられる。

Fig.11 に周波数履歴を示す。フィルタのない Fig.9 に比べて最適化の最中での周波数変動が少ない傾向にある。

4. 結論

本稿では、インストルメントパネルビーム部材に対する静荷重条件に加えて固有値最大化を最適化目的に加算した場合のトポロジー最適化を実施した。性能の上では固有値最大化および静剛性最大化は良好になされたが、静荷重ケースを低減するとあまり有効でない形状が得られた。この点で静荷重ケースを補完するために固有値最大化を使用するのはやや効果的ではないと考えられる。全荷重ケースと固有値を考慮した場合は固有値がない場合に比べて、左右でバランスのよい材料配置がなされた。さらに、薄板フィルタを適用することで、従来では得られなかった助手席側管部の大半が閉断面となる中空管構造が得られた。

謝辞: 本研究は、HPCI システム利用研究課題(課題番号: hp220249)を通じて、理化学研究所のスーパーコンピュータ「富岳」の計算資源の提供を受け、実施しました。

参考文献

- [1] “軽量化 環境対応で多様化する金属加工部品の現状と動向: インストルメントパネルビーム,” 自動車産業レポート, no.864, pp.12-14, 09 2016.
- [2] M.P. Bendsøe, and N. Kikuchi, “Generating optimal topologies in structural design using a homogenization method,” *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, vol.71, no.2, pp.197-224, 1988.
- [3] 藤井大地, パソコンで解く構造デザイン, 丸善, 2002.
- [4] M.P. Bendsøe, *Topology Optimization: Theory, Methods, And Applications*, Springer, 2003.
- [5] 西脇真二, 泉井一浩, 菊池昇, トポロジー最適化(計算力学レクチャーコース), 一般社団法人日本計算工学会(編), 丸善出版, 2013.
- [6] N. Jansson, R. Bale, K. Onishi, and M. Tsubokura, “CUBE: a scalable framework for large-scale industrial simulations,” *The International Journal of High Performance Computing Applications*, vol.33, no.4, pp.678-698, 2019.
- [7] K. Nakahashi, “Building-cube method for flow problems with broadband characteristic length,” *Computational Fluid Dynamics 2002*, eds. S.W. Armfield, P. Morgan, and K. Srinivas, pp.77-81, Springer Berlin Heidelberg, 2003.
- [8] 和田有司, 嶋田宗将, 西口浩司, 岡澤重信, 坪倉誠, “Building cube method を利用した車体フレームのボクセルトポロジー最適化,” *日本計算工学会論文集*, vol.2021, pp.20210019-20210019, 2021.
- [9] Y. Wada, T. Shimada, K. Nishiguchi, S. Okazawa, and M. Tsubokura, “Billion-design-variable-scale topology optimization of vehicle frame structure in multiple-load case,” *Proc. Inst. Mech. Eng. D: J. Automob. Eng.*, vol.0, no.0, p.09544070231184309, 2023.
- [10] Y. Wada, T. Shimada, K. Nishiguchi, S. Okazawa, and M. Tsubokura, “Plate manufacturing constraint in topology optimization using anisotropic filter,” *Computer-Aided Design*, vol.180, p.103823, 2025.
- [11] 和田有司, 檜山武士, 長坂圭, 西口浩司, 岡澤重信, 坪倉誠, “板金製造制約下におけるインストルメントパネルビームの高解像度トポロジー最適化,” *計算工学講演会論文集 Vol. 29*, pp.A-04-01, jun 2023.
- [12] 理化学研究所 計算科学研究センター (R-CCS), “システム紹介,” URL:<https://www.r-ccs.riken.jp/jp/fugaku/overview/system.html>, 2020, (参照 2021-03-24).
- [13] K. Svanberg, “The method of moving asymptotes—a new method for structural optimization,” *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, vol.24, no.2, pp.359-373, 1987.
- [14] B.S. Lazarov, and O. Sigmund, “Filters in topology optimization based on helmholtz-type differential equations,” *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, vol.86, no.6, pp.765-781, 2011.
- [15] 和田有司, 嶋田宗将, 西口浩司, 岡澤重信, 坪倉誠, “CUBE フレームワークを利用したボクセルトポロジー最適化による固有値最大化,” *計算工学講演会論文集 Vol. 28*, pp.C-01-02, may 2023.