

139 自動車部品の最適設計への 3D FINAL DESIGN の応用 Application of 3D FINAL DESIGN to Optimum Design of Automobile Part

正 趙 希禄 (富士テクニカルリサーチ) 中村 和彦 (富士テクニカルリサーチ)
○ 遠藤 正司 (富士テクニカルリサーチ) 川原 実 (富士テクニカルリサーチ)

Xilu ZHAO, Fuji Technical Research Inc.
Kazuhiko NAKAMURA, Fuji Technical Research Inc.
Masashi ENDOU, Fuji Technical Research Inc.
Minoru KAWAHARA, Fuji Technical Research Inc.

In this paper, deals with the static and dynamic optimization problem of automobile parts. For the structural analysis, it makes automobile part structure to FEM meshing by solid and shell elements. In the optimum design, it uses our company 3D FINAL DESIGN system. The design variables are proposed basis vector coefficient to express the structure shape changes. Impose displacement, stress and frequency into constrained conditions. Two application examples that searched for the optimization structure of automobile parts are reported.

Key Words: Optimal Design, Finite Element Method, Basis Vector Method, Automobile Design, Automobile part, Shape Optimization, Sensitivity Analysis.

1. はしがき

大量生産の特徴をもつ自動車は数万点の部品から構成される複雑な製品である。生産した自動車を市場に出す際に、操作安全性など顧客満足度の向上に関する性能、リサイクルなど環境問題に関する性能、さらに空力などエネルギー問題に関する性能と、様々な性能を満たす必要がある。それらの性能を満足させる基礎となる最適解析の重要性は、特に自動車会社では早くから認識されていた。

自動車業界では、八十年代から FEM 解析を用いた構造最適化解析がスタートし、車体軽量化のための板厚を設計変数とする、いわゆる構造サイジング最適化が盛んに行われていた。最近、スーパーコンピュータを始めとするハードウェアの進歩、衝突解析や騒音解析など解析技術の充実と共に、近似モデルを背景に実験計画法やニューラルネットワークを導入して、最適化の検討範囲及びモデル規模が一層拡張されている^[1]。

一方、自動車業界では、よく見られている中小規模かつ多品種の「部品レベルの構造最適化問題」が多数存在している。ここで関連する解析の大半は線形弾性範囲の静解析と固有値解析であるといえる。設計者の経験や会社規格などにより、部品レイアウトまたは位相関係を決めた段階において、部品に対する変形量、応力、反力および固有振動数の制約条件をかけた上で、幾何学形状や板厚などパラメータを調整することによって、個別部品の詳細にまで構造最適化を実施する。しかし、自動車部品のほとんどは、三次元的に複雑な形状をもち、かつ運転時における複雑な荷重条件があるため、なるべく多くの部品構造最適化に対応できる、設計者が直接使用できる汎用構造最適設計ソフトウェアの必要性がますます強まっている。

このような要求に応じて開発した 3D FINAL DESIGN は、産業界における様々の設計分野によく見られている構造最適化問題を解決するために開発したソフトウェアである。3D

FINAL DESIGN のプログラム構成は、構造解析と、設計感度解析及び最適化モジュールを一体化とし、さらにプリプロセッサとポストプロセッサを加えて構成した構造最適設計パッケージである。

本報告では、自動車部品レベルの構造最適化問題を取り扱い、3D FINAL DESIGN を利用し計算した実際の最適化事例を報告する。一つは乗用車のリアフロアの振動特性最適化で、その最適化の目的は低次固有振動数をあげることであり、調整する構造パラメータは座席シート下におけるフロアパネルの凸凹分布である。もう一つはエンジンマウントブラケットの応力分布最適化であり、その最適化の目的は構造応力集中を最小化とし、調整する設計変数は構造外形を表す幾何学パラメータである。二つの適用例における形状最適化には、ベシスベクトル法を適用した。

2. リアフロアの振動特性最適化

図1に示すのは、乗用車のリアフロア構造である。パネルの周辺はシャーシやフレームなどに固定されるため、解析の境界条件は周辺拘束として近似する。

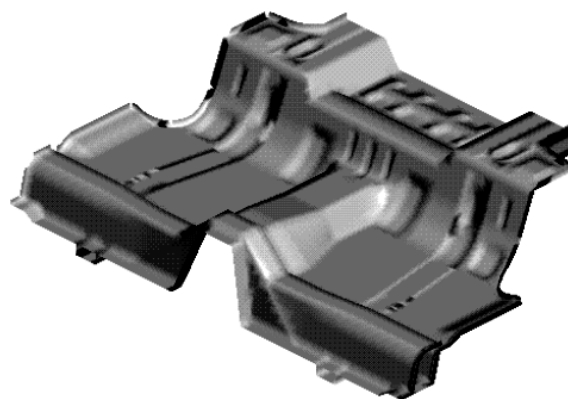


Fig.1 The Rear Floor Panel of Passenger Car

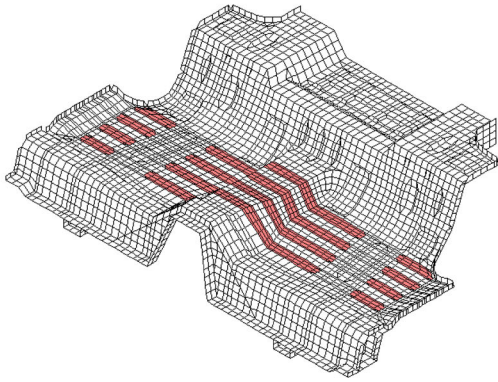
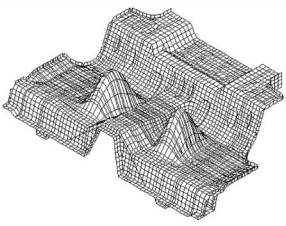
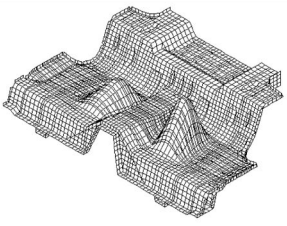
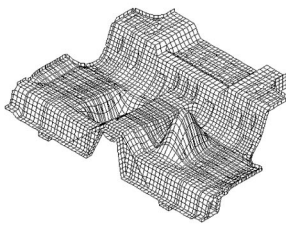
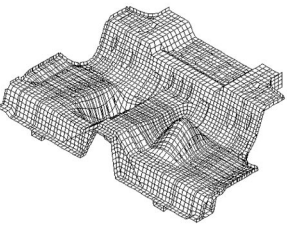
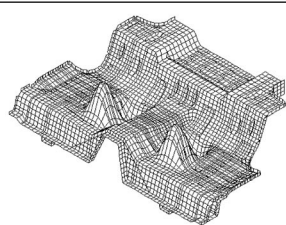
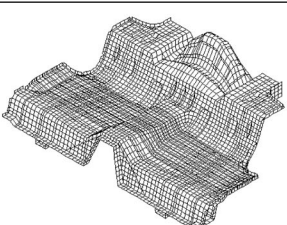
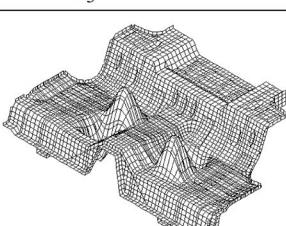
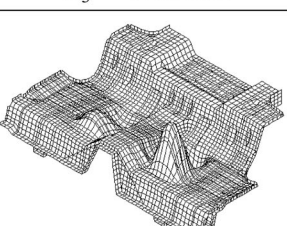


Fig.2 FEM Mesh and Design Variables of Rear Floor

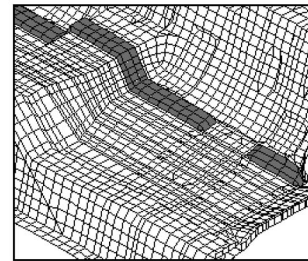
FEM 解析メッシュの節点数は 5657, 四角形シェル要素は 5960, 三角形シェル要素は 310 である。最適化の目的関数は一次振動数 Ω_1 と二次振動数 Ω_2 が共に 150Hz に近づけることであり, 制約条件は三次振動数 Ω_3 と四次振動数 Ω_4 が共に 170Hz 以上とする。設計変数は図 2 に示した 4 列突起部分 (陰影) のそれぞれベーススペクトルで表す高さの変化であり, 合せて 8 個である。

Table.1 Comparison of Initial and Optimum Results

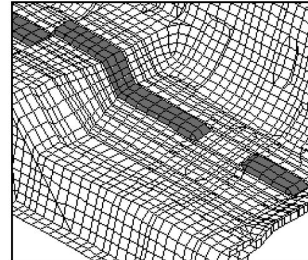
Initial Structure	Optimum Structure
	
$\Omega_1^0 = 85.49 \text{ Hz}$	$\Omega_1^* = 149.78 \text{ Hz}$
	
$\Omega_2^0 = 85.64 \text{ Hz}$	$\Omega_2^* = 150.18 \text{ Hz}$
	
$\Omega_3^0 = 139.16 \text{ Hz}$	$\Omega_3^* = 171.30 \text{ Hz}$
	
$\Omega_4^0 = 139.25 \text{ Hz}$	$\Omega_4^* = 186.06 \text{ Hz}$

最適化計算は, パソコン (PentiumII450MHz) で 3 時間 32 分, 3 回繰返し計算を経て, 収束し最適解を得た。その最適構造での固有振動数結果を初期構造との比較を表 1 に示す。表中より, 一次と二次振動数は初期構造より値を倍ぐらい増加して, 共に目標値の 150Hz に近い周波数に達成した。三次と四次振動数は共に 170Hz より大きい制約条件を満足している。さらに, 設計変数で表す形状の変化により, 最適構造の振動モードは初期構造と比較して, 一次と二次は同一モードを持つ, 三次と四次はモードチェンジしたことが明らかになった。

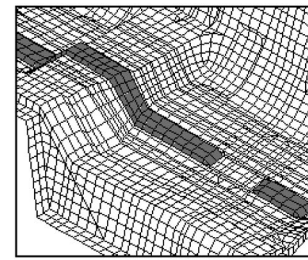
最適形状を局部的に図 3 のように示す。図中より, 各列の形状変更はほとんど微小であり, 幅の最大変更量は 1.27mm, 高さの最大変更量は 1.49mm である。僅かな形状変更で固有振動数の値を約 2 倍にあげることができた。この結果から, 全体剛性を補強し固有振動数を増加させるためには, リアフロアの最も剛性の弱いと思われる底平面の部分を補強することが非常に有効かつ敏感であることが分かった。



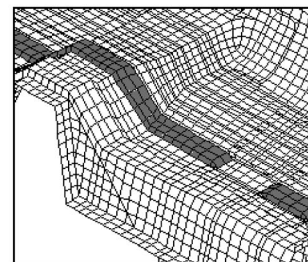
(a). Part 1: $\Delta \text{width}=0.00\text{mm}$, $\Delta \text{high}=0.04\text{mm}$.



(b). Part 2: $\Delta \text{width}=0.93\text{mm}$, $\Delta \text{high}=1.10\text{mm}$.



(c). Part 3: $\Delta \text{width}=1.27\text{mm}$, $\Delta \text{high}=1.49\text{mm}$.



(d). Part 4: $\Delta \text{width}=0.85\text{mm}$, $\Delta \text{high}=1.00\text{mm}$.

Fig.3 Change of Initial and Optimal Rear Floor Shape

3. エンジンマウントブラケットの応力分布最適化

図4に示すのは、乗用車エンジンの後にあるエンジンを固定する部品、いわゆるエンジンマウントブラケットである。図中の点線は設計中構造形状の変更できる範囲を表し、最適化計算では、それらの変更範囲をそれぞれベシスベクトルを表される。さらに各ベシスベクトルの割合と組合せを調整することによって、最適形状を求めることができる[2]-[4]。

FEM 解析メッシュの節点数は 9779 個、三次元六面体要素は 7544 個である。拘束条件としては、四箇所ボルト締結部を完全固定、下面全面を上下方向に拘束とする。荷重条件は上部穴 (R1) の下半分内径に沿って、均一荷重がかかり、荷重の値は軸方向に 600kg、横方向に 2300kg、下方向に 4500kg である。

最適化計算の目的関数は、構造の重量を最小化とする。制約条件は、各部分の最大応力を許容応力値 14.0kgf/mm^2 以下とする。

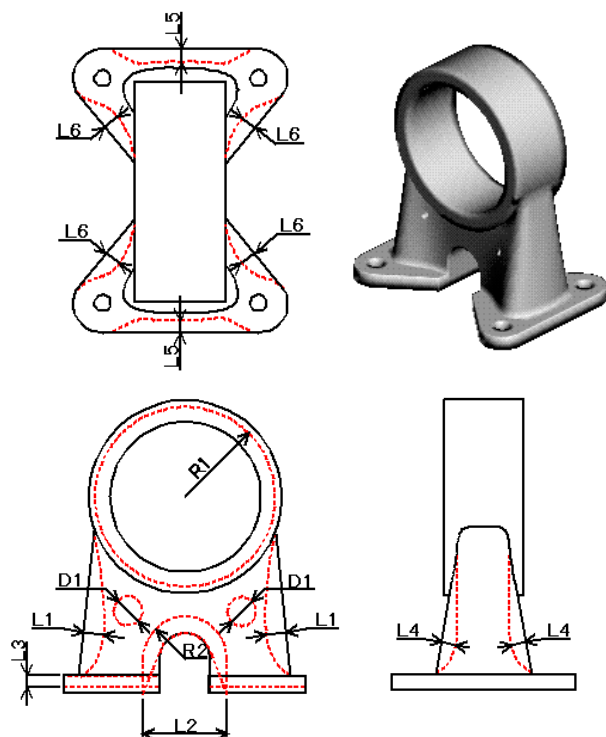
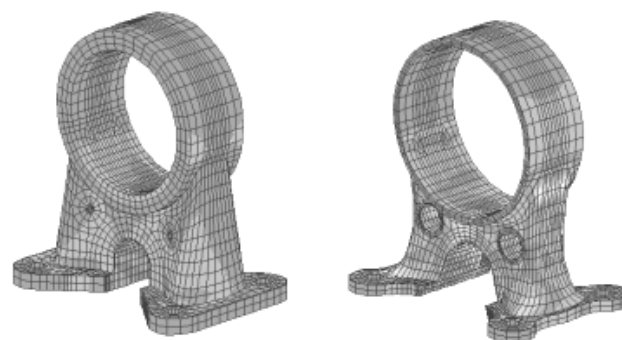


Fig.4 The Structure and Shape Change Area

Table.2 Change of Design Variables (mm)

	Maximum	Initial	Optimum	Adopt
L1	8.4	0.0	8.4	100%
L2	60.0	30.0	57.0	90%
L3	5.0	10.0	6.9	62%
L4	5.4	0.0	5.4	100%
L5	7.0	0.0	7.0	100%
L6	6.6	0.0	4.6	70%
D1	18.0	0.0	18.0	100%
R1	54.0	45.0	52.9	88%
R2	25.0	15.0	20.0	50%



(a). Initial Shape

(b). Optimum Shape

Fig.5 Stress Distributions of Engine Mount Bracket

最適化計算は、パソコン (PentiumII450MHz) で 5 時間 47 分、4 回繰返し計算を経て、収束し最適解を得た。図4において点線で表される形状変更パターンに対応する最適なパラメータを表2に示す。表中では、列1は形状パラメータ、列2は形状パラメータの最大値、列3は形状パラメータの初期値、列4は形状パラメータの最適値、列5は形状変更パターンの採用率である。

図5に示す応力分布図では、左図にはオリジナル形状での応力分布状態を示し、右図には最適化後の形状と応力分布状態を示す。オリジナル形状では、最大ミーゼス応力が 9.84kg/mm^2 で許容値 (14.0kg/mm^2) との差がかなり有り、必要以上に無駄な材料が使われていることが分かる。最適化形状では、最大ミーゼス応力が 13.68kg/mm^2 でオリジナル形状に比べ高くなっているが、許容値との差が小さく、各部位の応力は分散化されており、材料の性能を十分生かしていることが分かる。

また、図中よりオリジナルに比べて、集中応力が低減され、応力が分散化されているのが分かる。目的関数とした重量はオリジナル形状と比べ49.9%軽量化された。

4. まとめ

構造最適設計システム 3D FINAL DESIGN を利用して、二つの典型的な自動車部品の構造最適化問題：シェル要素でモデル化したリアフロアの振動特性最適化と、ソリッド要素でモデル化したエンジンマウントブラケットの応力分布最適化を計算した。それらの結果により、最適化システムの有効性を確認した。今後、自動車業界に 3D FINAL DESIGN が広く使用されていくと期待される。

参考文献

- (1). 萩原, 最適化手法の動向とこれからの方向について, 振動騒音の最適化, 自動車技術会 1998, p381-388
- (2). 趙ほか, 静的な制約条件をもつ三次元板・シェル構造の振動特性最適化, 機講論 D&D'99, p 333-336
- (3). 趙ほか, ベシスベクトル法を用いた三次元構造の形状最適設計, 機講論 D&D'99, p 139-142
- (4). 趙ほか, 構造最適設計システムの開発について, 第 17 回 設計シンポ, 1999, p 77-81