

具体的な構造条件と設計要求に対して、以上の機能項目からいくつかを選択し最適化問題を構成することができる。最適化手法は、比較的安定な収束性をもつ、且つ経験係数（ペナルティ係数や拡張ラグランジュ変数など）を持たない逐次二次計画法と逐次線形計画法を適用する。また、静荷重と熱荷重の組合せ、静荷重と固有値の組合せ、静荷重が多ケース発生した場合など、多数の計算条件の組合せを同時に考慮した最適解を求めることが可能である。

3. プリポスト機能

3D FINAL DESIGN のプリポスト機能は下記に示したような部分から構成されている。

- ・Manager 機能 プリプロセサー、ポストプロセサーと計算ソルバーの統合管理、最適化計算実行状況のモニタリング、メモリの管理とプリンターへの出力管理を含む。

- ・File I/O 機能 汎用 CAM/CAD (IGES, DXF) データ, 3D FINAL DESIGN 以外の汎用 FEM データ (MARC, MSC/NASTRAN, ABAQUS), 画像データ (TIF, BMP, PostScript) とテキスト形式での数値データをサポートする。

- ・Model/Mesh Generator 機能 Point, Curve, Surface といった幾何学形状データ, Node, Element といった解析モデルデータの生成機能, Auto Mesh 機能および各種 Entity 機能を実装する。

- ・Setup 機能 各種要素/材料特性、荷重条件、温度条件、拘束条件などの解析計算条件、目的関数、設計変数、制約条件などの最適化計算条件を設定する。

- ・Solver 機能 最適化計算、構造解析計算の実行をコントロールする。

- ・Post 機能 変形図、コンター図、ベクトル図、グラフ表示および最適化履歴表示の機能をサポートする。

4. 設計感度解析

感度解析は構造解析結果で表される目的関数や制約条件の設計変数に関する偏微分を求め、すなわち設計変数の変更が目的関数や制約条件に与える影響度を定量的に計算することである。

3D FINAL DESIGN においては、システムの汎用性を考慮するため、設計変数の種類と設計応答により差分法と直接微分法^{[3],[4]}の2つの方法を適用している。

5. 形状最適化のベシスベクトル法

形状最適化問題では、形状の変更を表現するには直接に節点座標を設計変数とする方法はよく使われている。しかし、それを実際の構造最適化問題に応用する際に、変数のグルーピングや解析メッシュのリメッシングなどの問題があるため、なかなか使いにくく応用するには難しい傾向が見られる。

3D FINAL DESIGN における形状最適化問題には、ベシスベクトル法を適用した^[4]。ベシスベクトル法は一つの設計変数で複数の節点を同時にコントロールできるところに特長があり、従来の各節点座標値を直接設計変数として用いる代わりに、あるまとまった節点グループの移動を一つの

形状変化のパターンとみなし、一つの形状設計変数で対応させる。そして、いくつかの形状変化パターンを定義して、最終的な最適に形状を得るための形状変化の基本形状として利用するものである。

計算中、まず解析モデルの形状変更部分の節点座標をまとめて、一つのベクトルで表すと

$$\alpha = [x_1, y_1, z_1, x_2, y_2, z_2, \dots, x_v, y_v, z_v]^T \quad \dots (1)$$

となる。幾つかの形状変更の可能なパターンに分けて、式(1)のようなベクトル、いわゆるベシスベクトル $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_v$ を作成する。この v 個のベクトルは v 次元線形空間の一组基底ベクトルとなる。

次に、ベシスベクトルを使い、設計変数が変化したときの新しい形状の節点座標ベクトル α は

$$\alpha = \alpha_0 + X_1(\alpha_1 - \alpha_0) + X_2(\alpha_2 - \alpha_0) + \dots + X_v(\alpha_v - \alpha_0) \quad \dots (2)$$

で与えられる。ここでは、 α_0 はオリジナル形状の座標ベクトル、 $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_v$ は各形状変更パターンに対応する座標で表す定数ベクトルである。 X_1, X_2, \dots, X_v は形状をコントロールする設計変数で、これらの設計変数は連続変数であるので、式(2)で計算して形成される形状の数は無限にあることが考えられる。

6. 最適設計適用例

適用例 1. 携帯電話フロント部の板厚最適化

図2は携帯電話フロント部の構造である。両端で支持して、図示の位置で荷重をかける。解析メッシュは節点数が6385、三次元シェル要素が6310(四角形5501、三角形809)である。最適化の設計変数は各部位の肉厚で15個とする。制約条件は番号ボタン周辺、機能ボタン周辺および左右側面の最大応力が許容値以下とする。すべての計算はパソコン (PentiumII450MHz) で実施した。

1. 重量最小化 最適化計算は1時間21秒、4回反復計算で収束し最適解を得た。最適化前後の重量と応力の変化は図3~図4に示す。初期構造より最適構造は重量が7.18%減少し、応力はすべて許容範囲以内に抑え、最大応力が8.81%減少した。

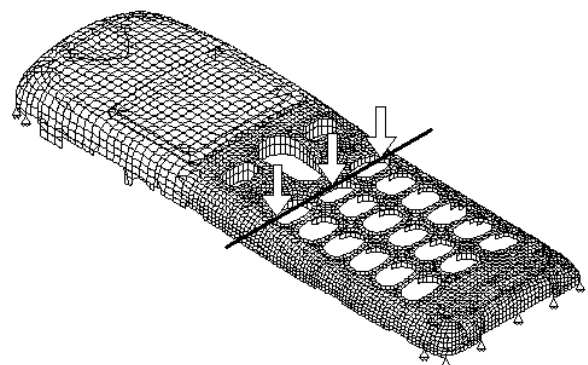


Fig.2. A Front Case of Portable telephone

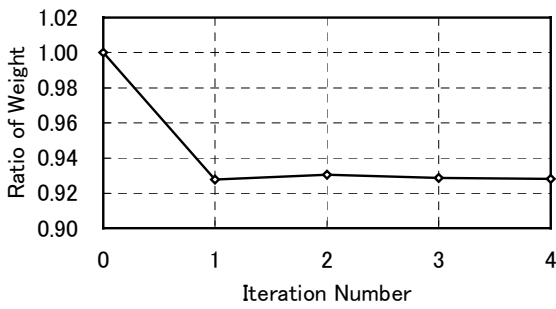


Fig.3 Change of the Structural Weight

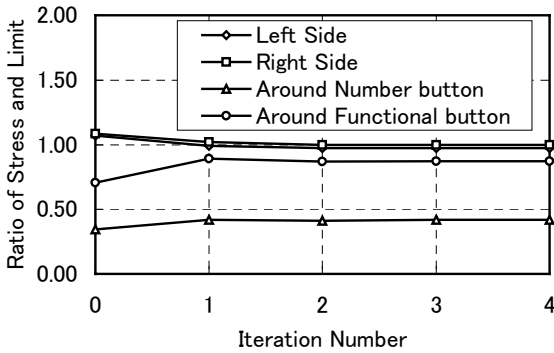


Fig.4 Change of Maximum Stress at Each Part

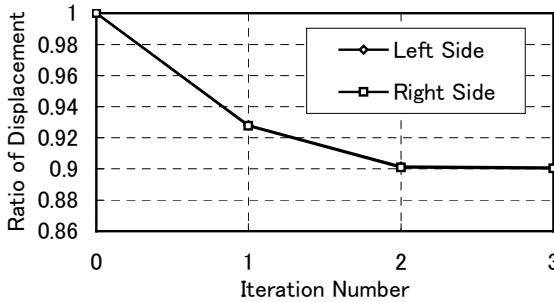


Fig.5 Change of Objective Displacements

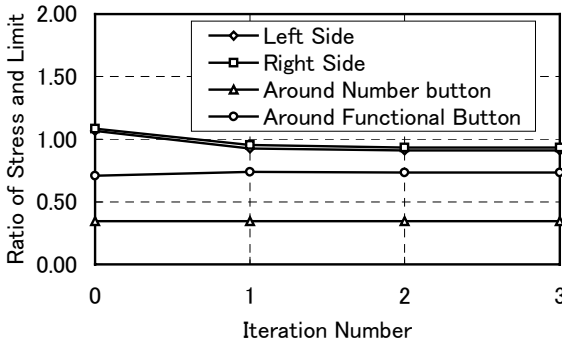


Fig.6 Change of Maximum Stress at Each Part

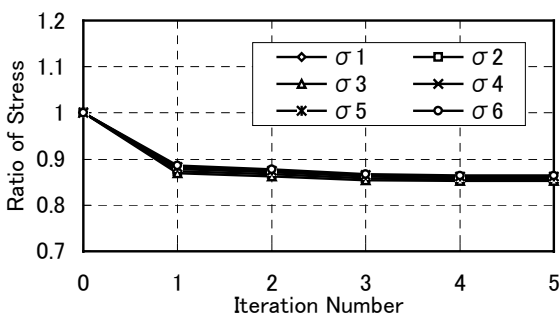


Fig.7 Change of Objective Stresses

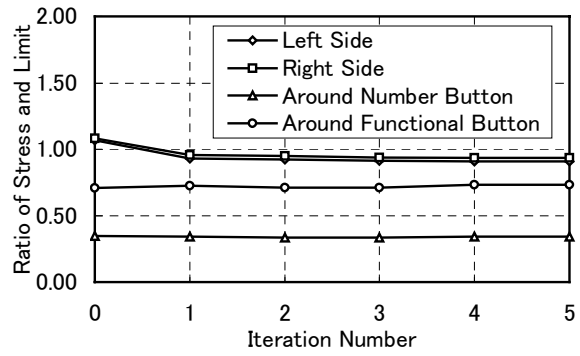


Fig.8 Change of Maximum Stress at Each Part

2. 剛性最大化 計算は1時間1分, 3回反復計算で最適解(図5~図6)を得た。初期構造の重量を維持した上で最大変位と応力はそれぞれ9.98%と14.73%減少した。

3. 応力集中の最小化 計算は1時間43分, 5回反復計算で最適解(図7~図8)を得た。構造の重量を維持した上で6つの応力集中点の応力がそれぞれ14%ほど減少した。

適用例2. ガスタービン圧縮機羽根の形状最適化

図9に示すのはガスタービン圧縮機羽根の構造である。羽根が回転数3600rpmで回転することによる遠心力と、羽根の腹側全面に等分布圧力が働く。FEMメッシュは節点数1620, 三次元六面体要素989個である。

最適設計の目的関数は、一次振動数を遠心力の影響を考慮した目標値182.3Hzに近づけることとする。制約条件は羽根先端ねじれを表す両端にある節点の相対変位と、羽根ルート面及び表面の応力をそれぞれ上限値を課し、合せて25個である。

設計変数は、図10に示すように羽根根元のルート面から先端までの20断面をそれぞれ厚さを変更させるベクトル変数(20個)と、羽根全体をx, y方向に倒すベクトル変数(2個)とし、あわせて22個である。

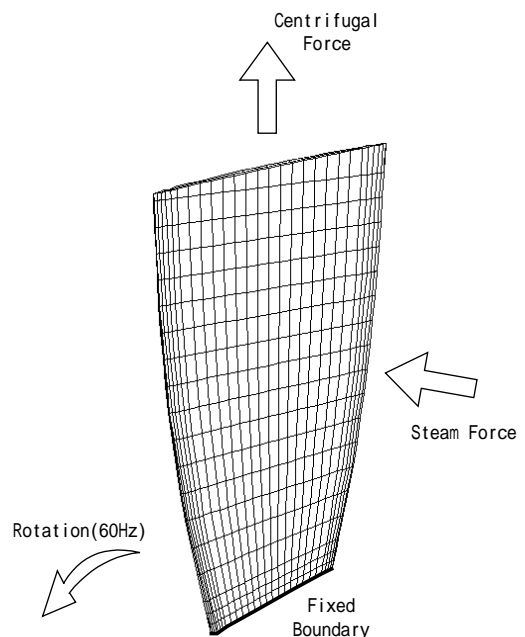


Fig.9 Structure of Gas Turbine Compressor Blade

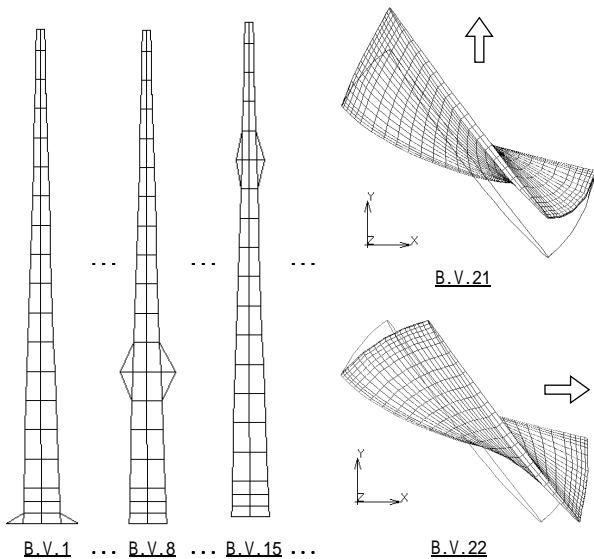


Fig.10 Basis Vectors of the Blade Shape Change

最適化計算は、パソコン (PentiumII450MHz) で 1 時間 21 分を経て終了した。最適化前後の結果を比較して、目的関数の一次振動数は 174.75Hz から、目標値の 182.30Hz に近い周波数 182.24Hz になった。羽根の重量は 7.84kg から 5.96kg に約 24%減量された。羽根先端にある両端の相対変位は x 方向が 2.24mm から 1.14mm まで約 49%，y 方向が 1.72mm から 0.84mm まで約 51%下がった。

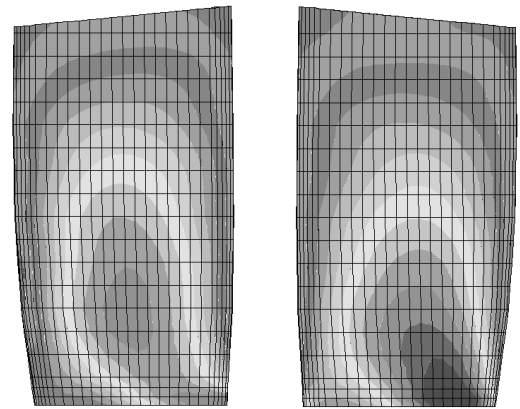
制約応力の一部の変化は表 1 に示す。表中より、初期設計において、かなり多くの要素の応力是对應する許容値を超えている。最適設計案では、すべての応力値を許容範囲以内に調整された。

Table.1 Changes of some constrained stress (kgf / mm²)

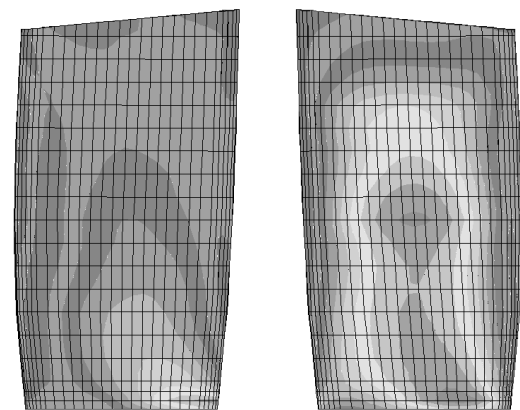
Location		Limit	Initial	Optimum	Change (%)
Root	E1	30.0	34.77	22.88	-34.22
	E3	30.0	31.56	28.16	-10.77
	E4	30.0	34.16	21.47	-37.14
Surface	E5	25.0	26.54	21.00	-20.86
	E6	25.0	27.65	22.44	-18.84
	E7	25.0	28.63	23.19	-19.01
	E8	25.0	29.36	23.07	-21.42
	E9	25.0	29.05	22.67	-21.97
	E10	25.0	27.63	22.25	-19.45

また、最適化前後において、羽根の応力 (Mises) 分布のコンター図を図 11 に示す。図中の (a) は、初期設計形状での応力分布であり、左側は背側、右側は腹側の応力分布である。同じく図中の (b) は、最適設計形状での応力分布である。

図中より、背側の根元ルート面での応力集中を羽根の中央部に分散させ、全面に渡って根元と中央部がほぼ同じレベルの応力分布となった。一方、腹側の応力分布パターンはほとんど変わらないが、集中応力値はかなり小さくなったことが明らかになった。



(a). Initial Shape (Right: Back Side, Left: Belly Side)



(b). Optimal Shape (Right: Back Side, Left: Belly Side)

Fig.11 Stress Distribution of Blade before and behind Optimal design

7. まとめ

1. 産業界における静解析、熱応力や振動固有値問題を中心とする部品レベルの構造最適設計専用システム 3D FINAL DESIGN を開発した。

2. プリポスト、最適設計、構造解析と感度解析のモジュールをすべて自主開発し、一つのパッケージにした。

3. 構造形状最適化するには、ベシスベクトル手法を適用し、プリプロセッサではベシスベクトルの生成とチェック機能を追加した。

4. 実際に携帯電話フロント部とガスタービン圧縮機羽根の形状最適化に適用した結果を用い、3D FINAL DESIGN の有効性と実用性を明かにした。

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, 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
- (3). 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
- (4). 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