

(26) 最適化手法の車体構造への適用 A METHOD FOR CAR BODY DESIGN OPTIMIZATION

岩原光男* 長松昭男**
Mitsuo Iwahara Akio Nagamatu

The object of this study is to present a optimization method for car body design. In the case of designing car body without roof, lowering of the bending and torsional rigidity which leads to lowering resonant frequencies should be considered. In order to overcome these problems, a method has been developed and applied successfully. This method is based on the pseudo least square method and all shell elements in the finite element method can be treated as design variables.

Key Words: Structural Optimization, Vibration Analysis, Resonance Sensitivity, Sensitivity Analysis, Modal Analysis

1. 緒言

自動車の開発初期において車体の静特性と動特性の予測、改良がコンピュータ上で行われるようになった。しかし、その改良はまだ設計者の経験によるところが多く、改良計算終了まで多大な労力を必要としている。これを改善する手法として数理計画的手法に基づいた最適構造設計法が注目されているが、計算時間がかかりすぎるため、通常の予測に使用されている大規模な車体モデル（要素数は数千以上）への適用は効率が悪い。

この問題を解決するため擬似最小二乗法による最適設計手法が提案され^{(1), (2)}、多数の設計変数をその空間において、複数の等式挙動制約条件に入るように最短距離で移動することが可能になった。

本報告では、大規模なモデルの一例として、一般に不安とされているモノコックの屋根のないボディ構造を成立させる為の計算において、この擬似最小二乗法による最適設計手法を適用した。

2. 理論説明

2-1 動解析における固有振動数の感度⁽²⁾

n 自由度の系において、質量行列を $[M]$ 、剛性行列を $[K]$ 、固有振動数を f_r 、固有モードを $\{Y_r\}$ ($r = 1 \sim n$) とすればその特性方程式は

$$([K] - f_r^2 [M]) \{Y_r\} = \{0\} \quad (1)$$

* 工修 いすゞ中央研究所(株) 車両研究部

** 工博 東京工業大学教授 工学部

と表される。式(1)を設計変数 t_i で偏微分し、左側から $\{Y_r\}^T$ をかけて整理すれば、固有振動数の感度は次のように求められる。

$$\frac{\partial f_r}{\partial t_i} = \frac{\{Y_r\}^T \left(\frac{\partial [K]}{\partial t_i} - f_r^2 \frac{\partial [M]}{\partial t_i} \right) \{Y_r\}}{2 f_r \{Y_r\}^T [M] \{Y_r\}} \tag{2}$$

2-2 静解析における変位の感度

剛性行列を $[K]$ 、変位ベクトルを $\{D\}$ 、荷重ベクトルを $\{F\}$ とすると

$$[K] \{D\} = \{F\} \tag{3}$$

式(3)を設計変数 t_i で偏微分すれば

$$\frac{\partial [K]}{\partial t_i} \cdot \{D\} + [L]^T [L] \frac{\partial \{D\}}{\partial t_i} = 0 \tag{4}$$

$[L]$; 右上三角行列 , $[L]^T [L] = [K]$

$[K]^{-1}$ の j 列は j 点に単位力で荷重をかけたときの変位ベクトルで構成される。 j 行と j 列は同一なので式(4)の代わりに以下となる。

$$\frac{\partial D_j}{\partial t_i} = - \{I D_j\}^T \frac{\partial [K]}{\partial t_i} \{D\} \tag{5}$$

$\{I D_j\}$: j 点に単位力で荷重をかけたときの変位ベクトル

式(2)、式(5)で固有振動数、変位の感度を計算することができる。各々動的固有モード、静的変形モードが重要な役割をはたしていることがこの式でわかる。

2-3 最小重量設計と最小変更量設計

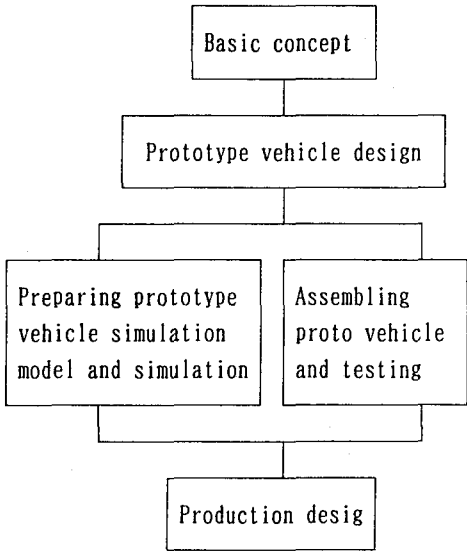


図1 自動車の開発過程

図1に自動車の開発過程をしめす。ここでは、自動車の基礎概念から始まって、先ず先行試作車の設計がおこなわれる。この段階でデザイン、量産設備、コストを考慮にいれた設計がなされる。この最も初期の段階で最小重量を目的とした最適設計の計算が行われる。

自動車の形状が決定されると計算のための詳細で要素数の多い有限要素法モデルが作成され各種の予想計算が実行される。これと同時に試作車が制作され各種の試験が行われる。予想計算の結果と試験結果から試作車の問題点が検出されそれを解決するために必要な修正が試作車に加えられる。この段階が自動車の開発過程の中で最も重要な段階であり、また計算機使用費用、実験費用、試作車制作費用、人手が必要となり最も金と時間がかかる段階である。振動、騒音に関する問題点も多くはこの段階で検出される。

残念ながらこの段階で最小重量を目的とした最適設計を行うことはできない。例として、車体の曲げ共振周波数が基準より低いという不具合が発見されたとする。この曲げ共振周波数を制約条件として最小重量を目的とする最適設計を行うと、その結果は前端部及び後端部が可能な限り軽くなった車体構造となるであろう。その様な車体構造においては確かに曲げ共振周波数は基準を満足するであろうが、最適設計計算を行う前には満足していた基準の中でもはや満足しなくなる基準がでてくる。例えば、各種荷重条件下での応力、衝突安全性、等である。つまり、この段階で最小重量を目的とした最適設計を行うためには全ての評価基準を制約条件として考慮にいれなければならない。これは現在の理論と計算機技術においては不可能である。

この段階で必要とされる、検出された問題を解決する為の最適設計法は今までの最小重量設計法とは異なる。それは検出された問題の解決を目標とした最適設計法で更に最小変更量設計が望ましい。又、この段階に於ける有限要素計算モデルは要素数が数千の大規模で詳細なモデルであり、きめ細かい設計をする為には多数の設計変数を設定する必要がある。この条件を満足する最適設計法の一つが既に提案されており⁽¹⁾・

⁽²⁾・⁽³⁾ 今回車体の構造に適用した。ここでは最小変更量の条件として設計変数空間における変更量ベクトルの長さを最小としている。これにより数学的取扱が簡明になる。次にその理論の概要を示す。

2-4 擬似最小二乗法を用いた構造変更方法⁽¹⁾・⁽²⁾・⁽³⁾

今回使用した最適設計法は、擬似最小二乗法と呼ばれる解法を用いた方法であり、設計変数変更後の固有振動数及び変位は式(2)及び式(5)の感度を用いて次のように線形予測される。

$$[Z] \{\Delta t\} = \{\Delta x\} \quad (6)$$

[Z] : 感度マトリックス (m行n列)

$$Z_{ij} = \frac{\partial f_i}{\partial t_j} \quad (i = 1 \sim \ell) \quad Z_{ij} = \frac{\partial D_{i-\ell}}{\partial t_j} \quad (i = \ell + 1 \sim m)$$

$\{\Delta t\}$: 設計変数の変更ベクトル n行

$\{\Delta x\}$: 挙動制約条件の変更ベクトル m行

$\Delta x_i = \Delta f_i \quad (i = 1 \sim \ell)$ 固有振動数変更量

$\Delta x_i = \Delta D_{i-\ell} \quad (i = \ell + 1 \sim m)$ 変位変更量

感度マトリックス [Z] は列数が設計変数の数で行数が挙動制約条件の数である。ところで有限要素法の場合、一般に要素の数は大きくなり、挙動制約条件より大きくなることが多い。ここで [Z] は列数が行数より大きい横長のマトリックスとする。式(6)において [Z] と $\{\Delta x\}$ が与えられた場合に $\{\Delta t\}$ を求めることを考える。式(6)は式の数より変数の数が多い連立方程式となり無数の解 $\{\Delta t\}$ が存在するが、 $\{\Delta t\}$ のノルム最小という条件下で $\{\Delta t\}$ は一意に決まり

$$\{\Delta t^*\} = [Z]^T ([Z] \cdot [Z]^T)^{-1} \{\Delta x\} \quad (7)$$

となる。上式は擬似最小二乗法として知られている。式(7)より $\{\Delta t^*\}$ のノルムの平方Sは

$$\begin{aligned} S &= \{\Delta t^*\}^T \{\Delta t^*\} \\ &= \{\Delta x\}^T ([Z] \cdot [Z]^T)^{-1} \{\Delta x\} \end{aligned} \quad (8)$$

したがって

$$\frac{\partial S}{\partial \{\Delta x\}} = 2 \left([Z] \cdot [Z]^T \right)^{-1} \{\Delta x\} \quad (9)$$

式(9)を利用して、不等式挙動制約条件が適用されている Δx_i に関して $\{\Delta t^*\}$ のノルムが最も小さくなる Δx_i^* を算出することができ、不等式挙動制約条件を等式挙動制約条件に置き換えることができる。⁽³⁾

2-5 実用的な側面制約条件⁽⁷⁾

側面制約条件を

$$a_i \leq \Delta t_i \leq b_i \quad (10)$$

とする。式(7)で求まった $\{\Delta t\}$ の成分の中で式(10)を満足しない物を Δt_i とする。

$$\begin{aligned} \Delta t_i &= c_i \\ c_i &; a_i \text{ 又は } b_i \text{ のうち } \Delta t_i \text{ に近いもの} \end{aligned} \quad (11)$$

式(11)を式(6)に代入して整理すると

$$[Z_m] \{\Delta t\} = \{\ell\} \quad (12)$$

$[Z_m]$ の列数及び $\{\Delta t\}$ の成分数は式(11)の数だけ減少している。式(12)に擬似最小二乗法の式を適用して $\{\Delta t^*\}$ を求める。式(10)に戻り側面制約条件を満足しない $\{\Delta t^*\}$ の成分があれば式(11)、式(12)と繰り返す。設計変数が式(10)を満足すれば終了する。この方式では式(11)で拘束する設計変数の数が増加する一方であり、繰り返し計算を行なっていくうちに条件が変化して不必要な設計変数まで拘束している可能性があるが、式(11)で拘束する設計変数が全設計変数に比較して少なければ実用的であると判断する。また、変更割合が大きくなりすぎて1次感度適用外になることを避けるために、変更割合が一定の値(±20%～±40%)を超えない様に設計変数の変更ベクトルの長さを縮小して使用している。

3. 結果

3-1 屋根のないボディの特性評価

先ず既存のクーペタイプホワイトボディの解析モデルからその特性、すなわち変位および共振周波数を算出する。次いで、ルーフを単純に除去する。ルーフを除去した計算モデルを図2に示す。実際の計算はこのモデルを縦半分にしたハーフモデルでおこなっている。曲げ剛性と曲げ共振周波数を算出する時には境界条件として対称条件を設定し、ねじり剛性とねじり共振周波数を算出する時には境界条件として反対称条件を設定している。モデルはほとんど板要素で構成されており全板要素数は2863個である。

求めた特性を表1に示す。屋根がない事で特性が大幅に劣化する。特にねじり剛性は約1/7.5に又曲げ共振周波数は約1/3になっている。屋根が車体にとって重要な構造体であることがわかる。屋根がない時の静的ねじり変形と動的1次曲げ振動モードを図3、図4に示す。図3の静的ねじり変形を見るとフロア部が大きくねじれている。また図4を見ると前端のダッシュ部が大きく曲がっている。この変形様相を観察するだけでは以上の様に大まかな事しかわからないが、これを各々変形ベクトル、固有ベクトルとして式(

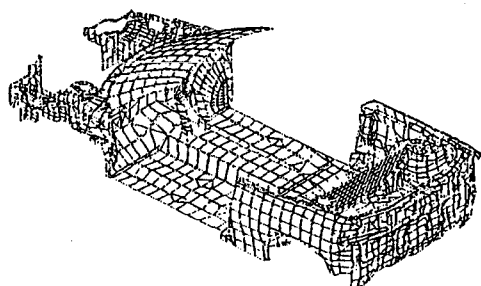


図2 屋根なしボディのモデル

BODY	PROPERTY	BENDING	TORSION
COUPE	STATIC STIFFNESS	$16.5 \times 10^3 \text{ Nm}^2$	$16.6 \times 10^3 \text{ Nm}^2/\text{rad}$
	1ST RESONANT FREQUENCY	48.60 Hz	35.40 Hz
ROOFLESS	STATIC STIFFNESS	$4.4 \times 10^3 \text{ Nm}^2$	$2.2 \times 10^3 \text{ Nm}^2/\text{rad}$
	1ST RESONANT FREQUENCY	16.90 Hz	12.60 Hz

表1 屋根なしボディの特性

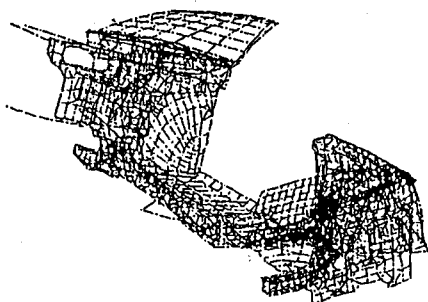


図3 ねじり変形様相

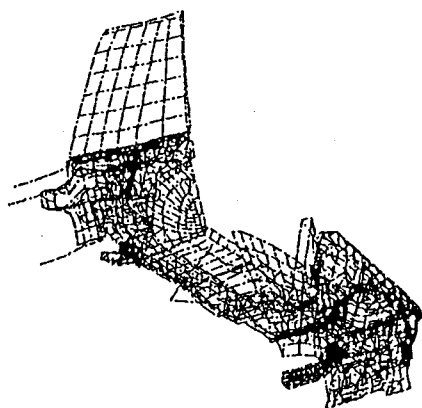


図4 1次曲げ振動モード

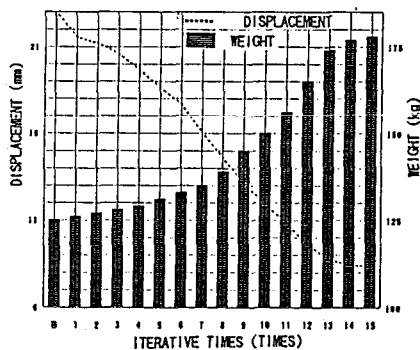


図5 繰り返し回数と重量、変位との関係

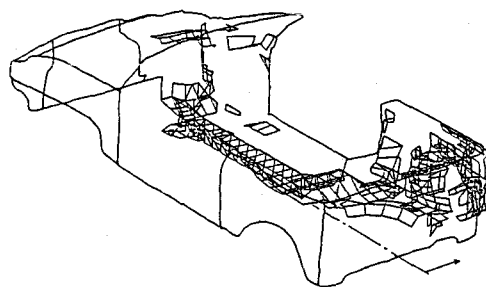


図6 板厚変更箇所 (静特性のみ)
(増加量1mm以上)

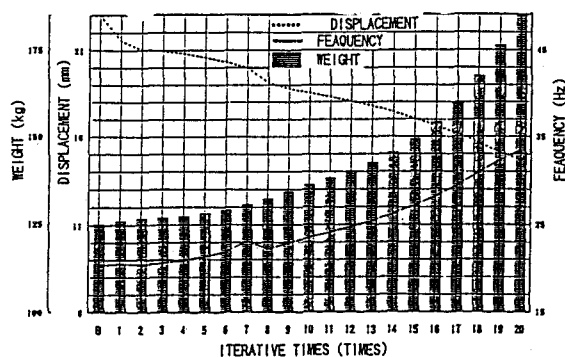


図7 繰り返し回数と重量、変位、周波数
との関係

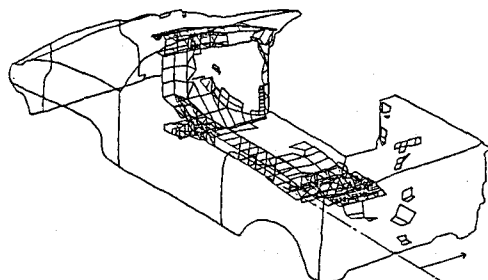


図8 板厚変更箇所 (静特性、動特性同時)
(増加量1mm以上)

5)、式(2)を適用することにより変位、固有振動数の感度が計算でき、その感度を利用して最適設計法を適用することができる。

3-2 ねじり剛性の回復

第1段階として最も低下の著しい特性であるねじり剛性だけを回復させるために最適設計法を適用した。設計変数としてはモデルの全板要素の板厚を設定している。その結果より補強された計算モデルを基にねじり剛性の回復を目標として再度最適設計法を適用した。その計算過程を図5に示す。計算繰り返し回数15回で、計算前の荷重点変位23.00mm が8.360mm まで回復した。目標には達していないが荷重点変位の減少割合が少なくなってきたので繰り返し計算を打ち切っている。

計算後のモデルの板厚分布を図6に示す。この時の最大板厚は9.010mm、最小板厚は0.320mm であった。図6によりさらにセントネル部及び車体後端部に補強が必要ながわかる。

3-3 ねじり剛性及び曲げ共振周波数の回復

3-2で行った補強された計算モデルを基に次はねじり剛性と曲げ共振周波数の同時回復を目標に最適設計法を適用した。この場合、ねじり剛性に対応する荷重点変位を不等式条件として8.360mm 以下とした1次曲げ共振周波数を等式条件として48.6Hzに設定した。共にクーペボディ以上とクーペボディ並を目標にしている。

その計算過程を図7に示す。繰り返し計算の回数20回で重量増加割合が急増しているので計算を打ち切っている。この段階で計算前の荷重点変位23.00 mmを14.64mm に、固有振動数を20Hzから33.45Hz へと改善することが出来た。

計算後のモデルの板厚分布を図8に示す。この時の最大板厚は34.14mm、最小板厚は0.460mm であった。図8よりねじり剛性と曲げ共振周波数の同時回復を目指す場合セントネル部の補強追加が必要ながわかる。またねじり剛性だけの回復を目標にした場合とは異なり、車体後部ではなく前面ダッシュ部の補強が必要ながわかる。これは図4の1次曲げ振動モード形状からみて的を得たものであると考えられる。次に目標を達成する為に図8の板厚分布を基に追加の補強を設計し、計算モデルに追加した。そしてねじり剛性と曲げ共振周波数の同時回復を目標に最適設計法を適用した。更にこの補強追加と最適設計法のプロセスをもう一度繰り返すことにより最終的にねじり剛性と曲げ共振周波数の目標を達成した。最後の最適設計法の計算では繰り返し計算数3回で目標を達成している。

3-4 計算時間

1回の繰り返し計算に必要なCPU 時間は、静解析150S、静解析の感度解析1200S、固有値解析480S、固有値解析の感度解析 350S、最適設計7.5Sの合計2187.5S であった。全体の計算時間中に占める最適設計法の為の計算時間は0.5%以下でありこの方法の有用性を示している。

なお、静解析、固有値解析及び感度解析の計算にはCRAY1、最適設計の計算にはIBM3084 を使用した。

6. 参考文献

- (1) 大熊・南平ほか2名, 機論, 54-504, C(1988), 1753.
- (2) 岩原・大熊ほか2名, 自技会論文集, NO. 37(1988), 72-77.
- (3) 岩原・長松, 機論, 56-523, C(1990), 612.
- (4) 中桐・鈴木, 機論, 54-499, C(1988), 523.
- (5) 長松, モード解析, (1985), 267, 培風館
- (6) 柳井・竹内, 射影行列・一般行列・特異値分析, (1983), 67, 東京大学出版会
- (7) 坂本ほか5名, 自技会前刷集902, (1990-10), 2. 149-2. 152