

## 統計的最適化手法による衝撃荷重を受ける構造部材の最適設計\*

柏村孝義<sup>\*1</sup>, 森孝男<sup>\*2</sup>, 白鳥正樹<sup>\*3</sup>  
于強<sup>\*4</sup>, 丸山修<sup>\*4</sup>Optimum Design of Frame Column Subjected to Axial Crushing  
by Statistical Optimization MethodTakayoshi KASHIWAMURA, Takao MORI, Masaki SHIRATORI,  
Qiang YU and Osamu MARUYAMA

The authors proposed a new practical optimum design method (=statistical optimization method) that consists of two steps of an effectivity analysis (using a combination of the design of experiments and the structural analysis) and mathematical programming. The design of experiments is used to generate the approximate evaluation functions for the controlling behavior depending on the changes of design variables of the object structure, using finite element analysis (FEA). The evaluation functions can also be used as tools for directly estimating the behavior of the designed structure. A successive quadratic programming (SQP) method is employed to solve the optimization problem of the approximate evaluation functions. It is confirmed that the proposed method can be used in solving various problems. In this study, the authors applied the present method to the optimum design of a frame column subjected to axial crushing. This study deals with many complex behaviors such as large deformation, contact and material nonlinearities as well as impact behavior. However, this problem has been solved easily using the present method, and satisfactory results of the effectivity analysis and optimum design are obtained.

**Key Words:** Dynamic Buckling, Optimum Design, Nonlinear Problem, Design of Experiments, Mathematical Programming, FEM

## 1. 緒言

自動車にとって衝突時の乗員安全性は、最も重要な課題である。自動車の強度部材である薄肉断面部材のサイドメンバーは、衝突時に運動エネルギーを吸収し乗員に発生する傷害を低減することに大きく貢献している重要な部材である。この運動エネルギーの吸収は、座屈変形が主である動的圧潰現象によって行われるものである。この部材の設計は、限られたスペース内で効率的に運動エネルギーを吸収する性能と共に軽量、低価格であることが要求される。現在、この設計には、構造解析<sup>(1) (2)</sup>による動的圧潰現象のシミュレーション技術が利用されている。この設計作業をさらに効率化、高精度化するためには、設計要因の衝突エネルギー吸収特性に対する定量的な影響度を求め構造や設計値の決定に利用することが有効である。影響度解析法としては、感度解析手法が良く知られている<sup>(3) (4)</sup>。しかし、動的現象ではこれらから求められる感度係数が、時間や負荷経路に対応して変動するため、感度係

数を特性値の推定や最適化計算に直接利用できないのが現状である。この問題を解決するためには、現象における最大・最小値や積算値等の特定の特性値に対しても適用できる影響度解析法、特性値の近似方法が必要である。著者らは、このようなニーズに応えられる実験計画法、構造解析および数理計画法を組み合わせた実用的で効率の良い統計的最適化手法を提案している<sup>(5) (6)</sup>。本論文では、動的、弾塑性、大変形、接触問題を含む複雑な非線形現象である薄肉断面部材の動的圧潰現象に対して著者らが提案している統計的最適化手法を適用し影響度解析および最適化計算を行った。この結果により提案した手法が、薄肉断面部材の動的設計に対し非常に有効であると共に高い解析精度を持っていることが明らかになった。

2. 統計的最適化手法<sup>(5) (6)</sup>

2.1 最適化手法の流れ 統計的最適化手法の流れを Fig. 1に示す。本手法における構造解析や影響度解析は、特定された設計変数の組み合わせに対して一度実施するのみであり、収束のための繰り返し計算が不要である。最適化計算は、影響度解析から得られた推定式を用いて行うため簡単なアルゴリズムで実施することができる。

\* 原稿受付 1996年4月19日。

<sup>\*1</sup> 正員、横浜国立大学大学院、日本発条(株)。<sup>\*2</sup> 正員、富山県立大学工学部 (〒939-003 富山県射水郡小杉町黒河5180)。<sup>\*3</sup> 正員、横浜国立大学工学部 (〒240 横浜山保土ヶ谷区常盤台156)。<sup>\*4</sup> 横浜国立大学大学院 正員：(株)大成建設。

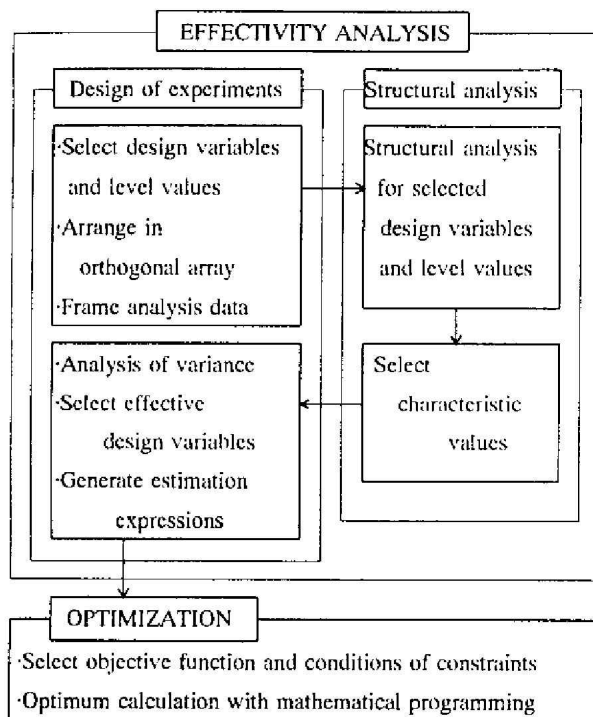


Fig. 1 Analysis flow

2.2 影響度解析 実験計画法と構造解析を組み合わせた手法により設計要因の特性値に対する影響度を、少ない解析数でかつ定量的に求めることができる。

2.2.1 実験計画法 直交表を用いる実験計画法は、特性値に対する設計要因の影響度を効率良く解析する手法である。設計要因は直交表の列に割り付けられ、直交表の各行が構造解析の入力データとなる。3章の動的圧潰解析で使用した直交表L32は、最大で4水準系9個、2水準系1個の計10要因まで解析可能な直交表である。設計要因が5個で各水準が4個の問題において全ての条件を組み合わせると $4^5 = 1024$ 回の計算が必要であるが、L32を用いることにより32回の計算で同等な影響度解析を行うことができる。

2.2.2 構造解析 直交表により作成した入力データに対して構造解析を行いその結果から影響度解析用の特性値を抽出する。Fig.1で示したように構造解析部は他の処理部と独立しているため非線形解析、衝撃解析、固有値解析等のどのような問題も対象とすることができる。また、既存の構造解析ソフトをそのまま利用することができる。影響度解析を行う特性値には、構造解析から得られるあらゆる解析結果を用いることができる。例えば時間や負荷等の履歴に対応して複雑な挙動を示す問題においては、特性値として現象を代表する最大値、積算値等が使用できる。

2.2.3 分散分析と推定 影響度解析として特性値に対する分散分析と推定式の作成を行う。分散分析には、詳細な分析のために設計要因の影響度を多項式の成分に直交分解して評価する方法を用いる。推定式には、Chebyshevの直交関数である式(1)に示す直交多項式を用いる<sup>13)</sup>。推定式に用いる設計変数および次数は、分散分析により効果有りと判断された設計変数、次数成分を使用する。複数の設計変数を含む推定式は、各設計変数に対する推定式の重複する $b_0$ 以外の項を足しあわせることにより作成できる。推定式における最大次数は、水準数引く1となる。

$$y = b_0 + b_1(A - \bar{A}) + b_2\{(A - \bar{A})^2 - (a^2 - 1)h^2/12\} + \dots \quad (1)$$

A:変数  $\bar{A}$ :水準平均値 a:水準数 h:水準間隔  
 $b_0, b_1, b_2, \dots$ :各次数項の係数

この方法により非線形問題における特性値と設計要因の定量的関係を簡単な推定式で表すことができる。

2.3 最適化計算 一般の最適化問題の定式化は、式(2)のように表される。

$$\text{制約条件 } g_i(x) \geq 0 \quad (i=1, 2, \dots, k)$$

$$h_j(x) = 0 \quad (j=k+1, k+2, \dots, l)$$

$$\text{目的関数 } f(x) \rightarrow \text{最小} \quad (2)$$

この式の $g_i(x)$ 、 $h_j(x)$ あるいは $f(x)$ に推定式を使用する。最適化計算には、数値計画法を使用する。数値計画法には多くの手法があるが、現実的な問題のほとんどを占める制約条件付き非線形最適化問題に対し最も効率的な手法とされている逐次二次計画法(SQP法)を使用する<sup>14)</sup>。最適化計算の関数に推定式を使用するが、本手法の推定式は、陽でかつ単純な式であるため効率良く最適解を求めることができる。また使用する関数=推定式は異なった解析(例えば強度解析、固有値解析)から得られたものを同時に使用することができるため、複数の現象を考慮した最適化計算が可能となる。

### 3. 統計的最適化法による箱型断面の解析

自動車のサイドメンバーには、各種の形状、溶接方法と共に種々の衝突条件がある。本章の解析は、均一板厚の薄肉真直四辺形断面部材に初速度を与え剛体壁に衝突させるように単純化した動的圧潰問題である。この問題における荷重-変位のモデル線図をFig.2に示す。この図中の吸収エネルギー、平均荷重、最大荷重が部材の性能評価に用いられる代表的な特性値である。本章では、統計的最適化手法によりこれらの特性値に対する設計要因の定量的影響度を明らかにすると共に最小材料コストを目的とした最適化計算を行った。

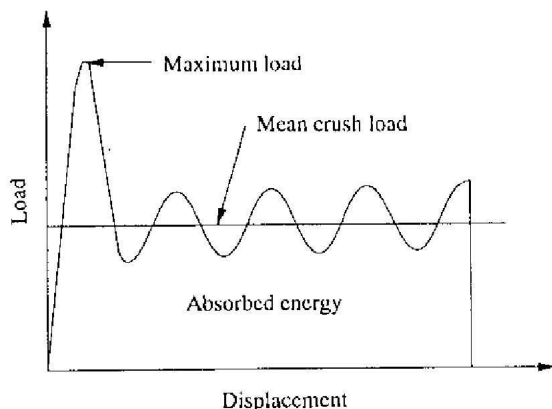


Fig. 2 Model curve of dynamic buckling behavior

3.1 設計要因と水準 部材の設計要因には、形状要因として板厚  $t$ 、断面幅  $A$ 、 $B$ 、材料要因として降伏応力  $\sigma$ 、と加工硬化係数  $H$  の計5要因を設定した。軸方向の長さは、400mm一定とした。水準数は、動的圧潰現象が複雑な非線形性を示すため水準値の変化に伴う特性値の変化も非線形性を示すものと考え、最大3次の推定式が作成できる4水準系とした。各要因の水準範囲を Table1 に示す。これらの水準値は、実際の設計で使用されるものの近傍の値とした。直交表は、4水準系5設計要因の解析が可能な  $L_{32}$  を選択した。

Table 1 Level values

Factor	Level1	Level2	Level3	Level4
Yield stress (MPa)	294	343	392	441
Work hardening (MPa)	480	980	1470	1960
Thickness $t$ (mm)	1.4	1.6	1.8	2.0
Width of plane A (mm)	50	52.5	55	57.5
Width of plane B (mm)	50	52.5	55	57.5

3.2 構造解析 直交表により組み合わされた32個の解析条件に対し構造解析（静的座屈モード解析および動的圧潰解析）を行った。

3.2.1 解析モデル 薄肉四辺形断面部材における軸方向の圧潰現象は対称性を持っているため解析モデルは Fig. 3の要素分割例に示すように四辺形断面对称面で切断した4分の1モデルを用いた<sup>11)</sup>。要素分割には、四角形要素を用いた。各解析条件の要素サイズをなるべく均一寸法とするために板幅方向の分割は、板幅50, 52.5mmの場合を10等分、55, 57.5mmの場合を11等分とした。また、軸方向の分割を全解析条件80等分とし要素サイズをおよそ5mm角とした。解析モデル間で要素分割が異なるため節点数1701~1863、要素数1600~1760となった。作成した要素分割モデルを基本形状モデルとして各構造解析で使用した。

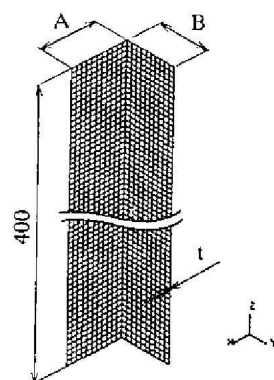


Fig. 3 Analysis model

3.2.2 静的座屈モード解析 自動車のサイドメンバーに用いられる薄肉断面部材は、軸方向の衝撃荷重を受けた場合順次アコーディオン状に圧潰することにより効率的に運動エネルギーを吸収する構造となっている。この解析は、有限要素法を使用し行うが部材形状を直接解析しても不自然な座屈形態となり、動的圧潰現象を再現できない。この座屈現象を再現するためには初期不整を解析モデルに与え動的圧潰解析を行う必要がある。本解析では、この初期不整を静的座屈モード解析から得られる座屈モードを基に設定した。静的座屈モード解析には、有限要素法プログラムMARCを用いた。要素タイプは4節点厚肉シェル要素を用いた。解析モデルは、基本形状モデルに対し以下に示す解析条件を付加して作成した。境界条件は、下端面上の節点に  $x, y, z$  軸方向変位拘束、上端面上の節点に  $x, y$  軸方向変位拘束を与えた。また、 $x-z$  対称面上と  $y-z$  対称面上に対称性を表す拘束条件を与えた。荷重条件は、上端面上の節点に  $z$  軸マイナス方向に一様分布荷重を与えた。これらの条件の基で静的座屈モード解析を行い座屈モードを求めた。解析を行った32個の座屈波形の平均半波長は、100.16mmであった。

3.2.3 動的圧潰解析 初期不整が与えられた解析モデルに対し動的圧潰解析を行ないその結果より動的圧潰現象の特性値である吸収エネルギー量と最大荷重を抽出した。動的圧潰解析には、陽解法有限要素法プログラムLS-DYNA3Dを使用した。解析モデルは、基本形状モデルを基に作成した。初期不整は、解析モデル下部に静的座屈モード解析から求めた座屈形状に従って微小変位を与える方法を用いた。与えた初期不整形は正弦波の半波長とし、その最大変位量は各板厚の  $1/10$  とした。要素タイプは、Belytschko-Wong-Chiang シェル要素を用いた。境界条件は、上下端面上の節点に  $x, y$  軸方向変位拘束、 $x-z$  対称面上、 $y-z$  対称面上に対称性を表す拘束条件を与えた。集中質量としてモデ

ル上端角部の節点に250kgを与えた。また、その質点を含む上端部の全ての節点をz軸方向に剛体変位拘束した。衝突条件は、モデル全体の節点に初速度50km/hを与え、下端部に設けた剛体壁に衝突させた。接触条件は、モデルと剛体壁、モデル自身について考慮した。解析により得られた1/4モデルの変形図、荷重-変位曲線の例をFig. 4、Fig. 5に示す。これらの図より初期不整を与えた部分から座屈が発生し最大荷重を示した後、時間の経過とともに順次アコーディオン状に座屈が起こり荷重が周期的に増減することがわかる。また、吸収エネルギー-変位曲線の例をFig. 6に示す。尚、Fig. 5, 6中のNo. は、直交表による解析データNo.を示す。

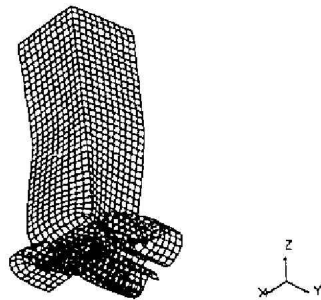


Fig. 4 Deformed model

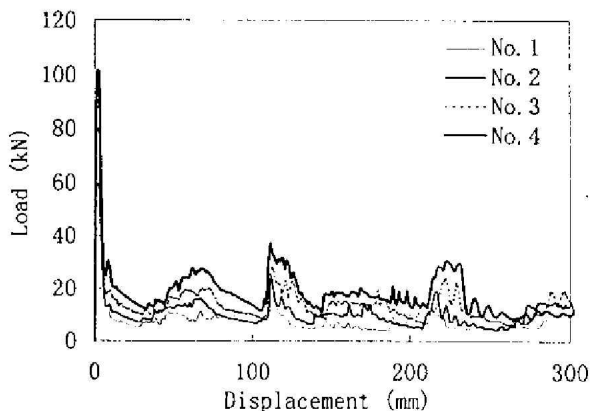


Fig. 5 Load-displacement curves

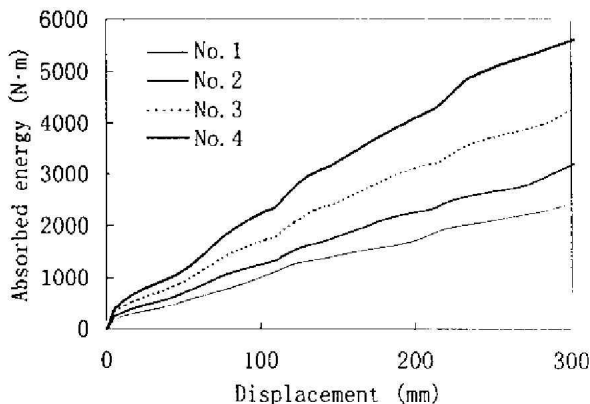


Fig. 6 Absorbed energy-displacement curves

3.3 影響度解析 動的圧潰解析から求めた特性値に対する分散分析および推定式の作成を行った。

3.3.1 吸収エネルギー 自動車のサイドメンバーの吸収エネルギー特性は衝突安全性に対し重要な評価項目である。そのため部材の設計要因が吸収エネルギー特性に与える影響度を明らかにすることは部材を効率良く設計するために重要なことである。本解析では、変位200mmまでの吸収エネルギー量を特性値とした。この特性値に対する各設計要因の影響度を表す分散分析表をTable2に示す。表中のFACTOR項の1, 2, 3は、設計要因の一次、二次、三次成分を、F RATIOの\*\*は、1%の危険率で有意差があることを示す。

Table 2 Result of variance analysis for absorbed energy

FACTOR	SUM OF SQUARE	DEGREE OF FREEDOM	VARIANCE	F RATIO	EFFECTIVE RATIO (%)
H	1 4.25735E+09	1	4.25735E+09	33.186 **	2.79
	2 1.00467E+08	0	1.00467E+08	0.000	0.00
	3 5.48866E+06	0	5.48866E+06	0.000	0.00
t	1 1.09676E+11	1	1.09676E+11	854.932 **	74.04
	2 3.34830E+08	1	3.34830E+08	2.610	0.14
	3 8.69674E+06	0	8.69674E+06	0.000	0.00
A	1 1.65220E+08	1	1.65220E+08	1.288	0.02
	2 7.59463E+05	0	7.59463E+05	0.000	0.00
	3 6.22298E+07	0	6.22298E+07	0.000	0.00
B	1 1.49480E+08	1	1.49480E+08	1.165	0.01
	2 1.28695E+08	0	1.28695E+08	0.000	0.00
	3 1.68218E+08	1	1.68218E+08	1.311	0.03
$\sigma_y$	1 3.00824E+10	1	3.00824E+10	234.494 **	20.24
	2 8.78674E+06	0	8.78674E+06	0.000	0.00
	3 1.77357E+08	1	1.77357E+08	1.383	0.03
ERROR	1 2.95059E+09	23	1.28287E+08		2.70
TOTAL	1.47962E+11	31			100.00

分散分析により影響度があると判定された設計要因は、降伏応力、加工硬化係数、板厚の3要因であるが、板厚の寄与が他の要因に比べ高いことがわかる。影響の傾向を示す次数は、最大三次の傾向に対処できるように計画したが後で示す最大荷重も含め全て一次の傾向であった。これは、現実の設計値を水準値として用いたため水準範囲が比較的狭くなり最も単純な一次の傾向で影響度を表現できたものと思われる。分散分析により有意差ありと判断された設計要因、次数成分を用いて吸収エネルギー $E_{EN}$ の推定式(3)を作成した。式の中の $t$ 、 $\sigma_y$ 、 $H$ は設計変数、±値は推定式の95%信頼限界の最大値を示す。

$$E_{EN} = 2849.0 + 5.484(\sigma_y - 367.5) + 0.2063(H - 1225) + 2565.8(t - 1.7) \pm 78.084 \quad (N \cdot m) \quad (3)$$

推定式の精度確認を有限要素法による解との比較により行った。解析は、板厚を水準範囲内で変化させ、他の設計要因を全て水準2に固定した条件の基で行った。この比較をFig. 7に示す。この線図間の最大誤差は、2.7%であり、単純な一次の推定式であるが高精度であることが示された。そのため、推定式は構造解

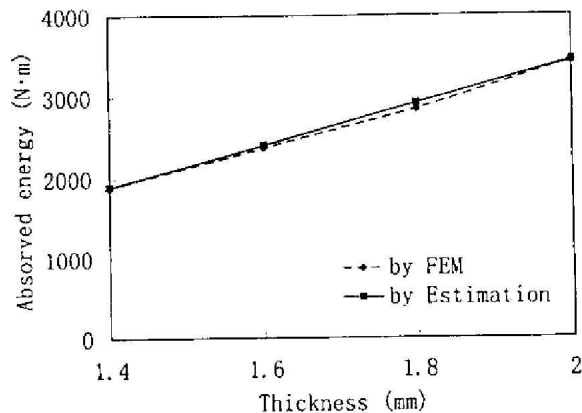


Fig. 7 Comparison between FEM and estimation

析による再計算の代わりとして十分利用できる。

3.3.2 最大荷重 自動車衝突時に居住部に発生する最大加速度は、部材の圧潰現象の初期に発生する最大荷重に関連していると考えられる。そのため最大荷重を減少させることは乗員安全性に対し効果的であると言える。この最大荷重に対する各設計要因の影響度を表す分散分析結果を Table 3 に示す。

Table 3 Result of variance analysis for maximum load

FACTOR	SUM OF SQUARE	DEGREE OF FREEDOM	VARIANCE	F RATIO	EFFECTIVE RATIO(%)
H	1 1.33225E+04	1	1.33225E+04	0.490	0.00
	2 4.50000E+02	0	4.50000E+02	0.000	0.00
	3 1.44000E+03	0	1.44000E+03	0.000	0.00
t	1 2.75062E+07	1	2.75062E+07	1012.057 **	47.07
	2 4.05000E+03	1	4.05000E+03	0.149	0.00
	3 4.84000E+03	1	4.84000E+03	0.178	0.00
A	1 1.10224E+06	1	1.10224E+06	40.556 **	1.84
	2 6.61250E+03	1	6.61250E+03	0.243	0.00
	3 8.10000E+02	0	8.10000E+02	0.000	0.00
B	1 7.15562E+05	1	7.15562E+05	26.328 **	1.18
	2 6.12500E+02	0	6.12500E+02	0.000	0.00
	3 6.25000E+01	0	6.25000E+01	0.000	0.00
$\sigma_y$	1 2.84260E+07	1	2.84260E+07	1045.898 **	48.64
	2 4.05000E+03	1	4.05000E+03	0.149	0.00
	3 1.10250E+03	0	1.10250E+03	0.000	0.00
ERROR	5.97927E+05	22	2.71785E+04		1.30
TOTAL	5.83808E+07	31			100.00

分散分析により効果ありと判断された設計要因は、降伏応力、板厚、板幅 A、板幅 B の各一次成分でありいずれも1%の危険率で有意であった。これらの要因の中でも降伏応力、板厚の寄与率が他の設計要因に比較して高い値を示している。分散分析により有意差ありと判断された設計要因、次数成分を用いて作成した最大荷重  $E_{MAXP}$  の推定式を式(4)に示す。式中の  $\sigma_y$ 、t、A、B が設計変数を示す。

$$E_{MAXP} = 69585 + 168.6(\sigma_y - 367.5) + 40633(t - 1.7) + 650.7(A - 53.75) + 524.3(B - 53.75) \pm 1267.1 \text{ (N)} \quad (4)$$

推定式の精度確認を有限要素法による解との比較により行った。解析は、降伏応力を水準範囲内で変化させ、他の設計要因を水準2に固定して行った。この比

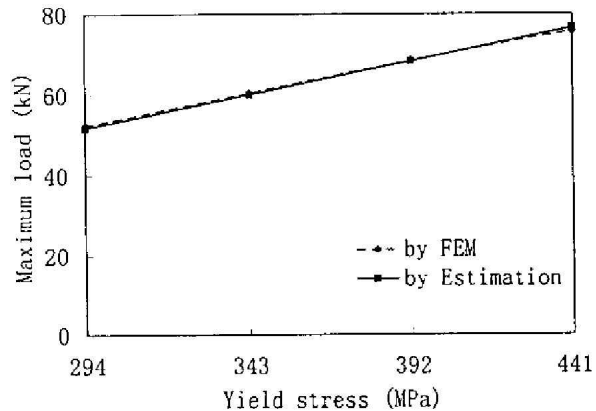


Fig. 8 Comparison between FEM and estimation

較を Fig. 8 に示す。この線図間の最大誤差は1.1%であり、推定式が高精度であることが示されている。

3.4 影響度解析の精度確認 統計的最適化手法による影響度解析の精度確認を行うために前項で作成した推定式と阿部らが求めた動的圧潰現象の予測式<sup>(14)</sup>との比較を行った。阿部らの動的平均荷重  $P_{mb}$  の予測式を式(5)に示す。阿部らの式は、降伏応力が異なる3種類の鋼種と3種類の板厚を組み合わせた薄肉正方形断面部材に対し動的軸方向圧潰実験を行い動的平均荷重の予測式を作成したものである。この式は、動的圧潰モードが、基本的に静的と同じであることを確認した上で綾らが導出した静的平均荷重の予測式<sup>(15)</sup>を基にして作成されている。この式は、ひずみ速度依存性を考慮した降伏応力、引張強度および板厚、板幅、ヤング率を変数とした式となっており実験結果と良い相関性を示している。

$$P_{mb} = 2.4 t^{0.73} b^{1.22} E^{1.13} F_{0.2} \text{ (N)} \quad (5)$$

t : 板厚(mm)    b : 板幅(mm)

E : ヤング率(MPa)

$$F_{0.2} = 5.4 (\sigma_{yD} / \sigma_{TSD})^{1.73} \sigma_{TSD}^{2/3}$$

$\sigma_{yD}$  : 動的な降伏応力(MPa)

$\sigma_{TSD}$  : 動的な引張強度(MPa)

動的平均荷重は、吸収エネルギー量を変形量で割った値であるため、変位200mmにおける吸収エネルギー量を変位200mmで割ることにより動的平均荷重を求めることができる。従って動的平均荷重の推定値  $P_{emb}$  は、吸収エネルギー量  $E_{ES}$  の推定式(3)を用いて式(6)のように表すことができる。

$$P_{emb} = E_{ES} / 200 \text{ (N)} \quad (6)$$

推定精度の確認のために板厚の変化に伴う動的平均荷重の変化を予測式(5)と推定式(6)により算出し比較を行った。比較は、式の算出条件である材料特性、板幅、衝突速度等が両式で異なっているため、板厚1.4



mmの動的平均荷重 $P_{1.4}$ と板厚を1.4~2.0mmに変化させた場合の動的平均荷重 $P_{1.4}$ との比 $P_{1.4}/P_{1.4}$ により行った。推定式に使用した板厚以外の設計変数値は、降伏応力343MPa、加工硬化係数980MPaとした。比較結果をFig. 9に示す。この図で示されるように推定式と予測式から求めた線図は非常に良く一致しており最大誤差は1.7%であった。この結果は、複雑な非線形問題に対しても本手法により高精度の推定式が容易に求められることを示している。

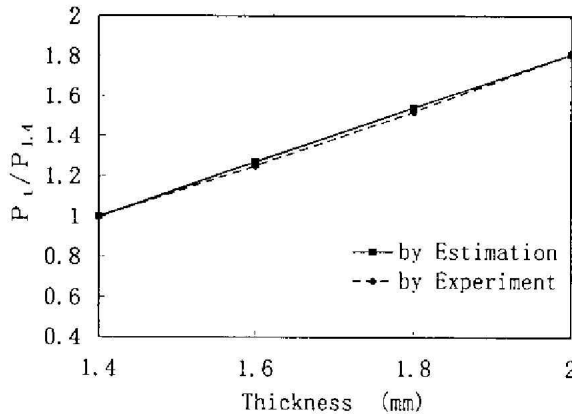


Fig. 9 Comparison between estimation and experiment

3.5 最適化計算 逐次二次計画法により薄肉断面部材の最小材料コストを求める最適化計算を行った。不等式の挙動制約関数に前項で求めた推定式を使用した。目的関数には、板厚、板幅、降伏応力を変数とした使用材料コストの仮定式を用いた。

- (1) 設計要因：降伏応力 $\sigma_y$ 、加工硬化係数 $H$ 、板厚 $t$ 、板幅 $A$ 、板幅 $B$  (計5要因)
- (2) 目的関数：使用材料コスト → 最小  
コスト=0.00314 $t(A+B)(\sigma_y/4.9+60)$ 円 (7)
- (3) 挙動制約：変位200mmにおける吸収エネルギー量  
 $E_{EN} \geq 3626\text{N}\cdot\text{m}$   
最大荷重  $E_{MAXP} \leq 73500\text{N}$
- (4) 側面制約：設計要因の水準範囲を条件とした。  
条件  $294\text{MPa} \leq \sigma_y \leq 441\text{MPa}$   
 $490\text{MPa} \leq H \leq 1960\text{MPa}$   
 $1.4\text{mm} \leq t \leq 2.0\text{mm}$   
 $50\text{mm} \leq A$  および  $B \leq 57.5\text{mm}$

最適化計算の初期と最終状態における目的関数、制約関数、設計要因の値をTable 4, 5に示す。

Table 4 Optimal solution(Design variables)

	$\sigma_y$	$H$	$t$	$A$ and $B$
INITIAL	441MPa	1960MPa	2.0mm	57.5mm
OPTIMUM	341MPa	1960MPa	2.0mm	50.0mm

Table 5 Optimal solution

	Objective Function	Behavioral Constraints	
		Absorbed Energy	Maximum Load
INITIAL	108.3Yen	4173.5N·m	98578N
OPTIMUM	81.4Yen	3626N·m	72932N

最適化計算は、挙動制約関数に単純な数式である推定式を使用したためパーソナルコンピュータの使用で瞬時に終了した。このように、本手法により容易に高効率な最適化計算を行うことができる。

4. 結 言

動的、大変形、弾塑性、接触問題である薄肉断面部材の動的圧潰現象に対し著者らが提案している統計的最適化手法を適用した。その結果として設計要因の特性値に対する定量的な影響度を明らかにすることができた。また、特性値に対する高精度の推定式が得られた。この推定式は、文献で示されている予測式とも傾向が非常に良く一致しており本手法の精度の高さが示されたと言える。さらにこの推定式を用いることにより容易に最小材料コストを目的とした薄肉断面部材の最適化計算を行うことができた。このように本手法は、複雑な非線形挙動を示す問題に対しても少ない解析数で容易に有用な設計資料、特性値の推定式および最適解を得ることができ設計現場向けの実用的な手法であると言える。

参考文献

- (1) 萩原・津田・佐藤, 機論55-514, A(1989), 1407.
- (2) 北川・萩原・津田, 機論57-537, A(1991), 1135.
- (3) 山川・若林, 機論, 48-435, C(1983), 1738.
- (4) 久田・野口・村山, 機論57-536, A(1991), 959.
- (5) 山崎・大川, 機論, 61-587, C(1995), 2730.
- (6) 北川・萩原・鳥垣, 機論57-542, A(1991), 2581.
- (7) 萩原・長松, 機論61-587, C(1995), 2645.
- (8) 柏村・白鳥・于・国府田, 機論(投稿中)
- (9) 柏村・白鳥・于・国府田, 機械学会, 第8回計算力学講演会論文集, No. 408, 1995, 109
- (10) 柏村・白鳥・于・丸山, 回路実装学会, 第10回回路実装学術講演大会講演論文集, 1996, 241
- (11) 田口玄一, 実験計画法 第3版, 1976, 丸善
- (12) 淡木・福島, 最適化の手法, 1993, 共立出版
- (13) 上田・萩原, 機械学会, 第72期通常総会講演会講演論文集, 1995, 145.
- (14) 阿部・児島, スバル技報, 第14号, 1986, 72.
- (15) 綾・高橋, 自動車技術会論文集, vol. 7, 1974, 60.

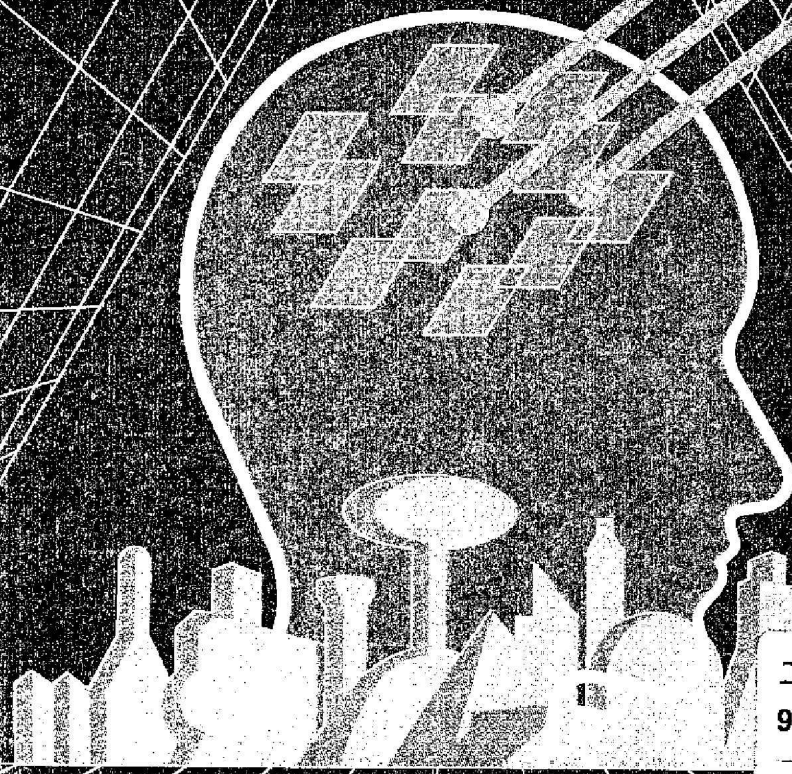
昭和54年11月25日創刊 第73巻10月25日現在発行 25頁

# 日本機械学会論文集

TRANSACTIONS OF THE JAPAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS

小特集

ハイパフォーマンスコンピューティング



工学・機械図書室  
97/01/13  
971271 62 603

**A**

編

平成8年11月  
November, 1996

第60巻

第 **62** 巻

日本機械学会