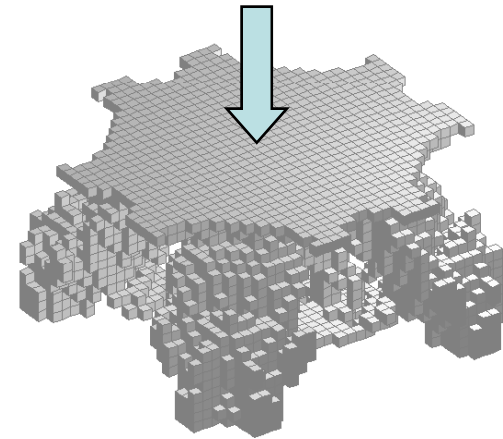




363 衝撃荷重を受ける骨組み構造の トポロジー最適設計

Topology Optimal Design of a Frame Structure
subject to Impact Loads

- 弓削 康平 (成蹊大学)
- 永井 栄啓 (日産自動車(株):研究時 成蹊大学院生)
- 原山 勝臣 (日野自動車(株):研究時 成蹊大学院生)



YUGE



背景

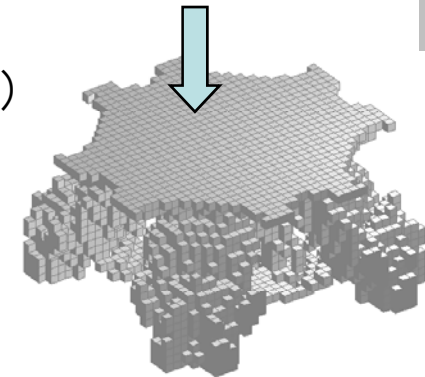
トポロジー最適化

- 1988 M.P. Bendsøe and N. Kikuch i均質化法
1995 K.Yuge and N.Kikuchi 塑性変形を受ける2次元はり
1999 K. Yuge, N. Iwai and N. Kikuchi, 塑性変形を受けるシェル構造
1994 R .J. Yang, C. H. Chuang 密度法
2003 弓削, 江島, 阿部 3次元要素による衝突最適化(陽解法)

:

骨組み構造の耐衝突トポロジー最適設計に関する研究

- 1999 A.R.Diaz, C.L.Ignatovich and C.A Soto
2次元トラス構造の最大加速度の最小化
2004 C.B.W. Pedersen
2次元はり構造の加速度履歴の最適化



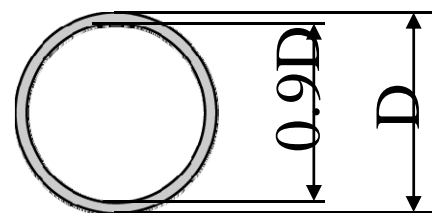
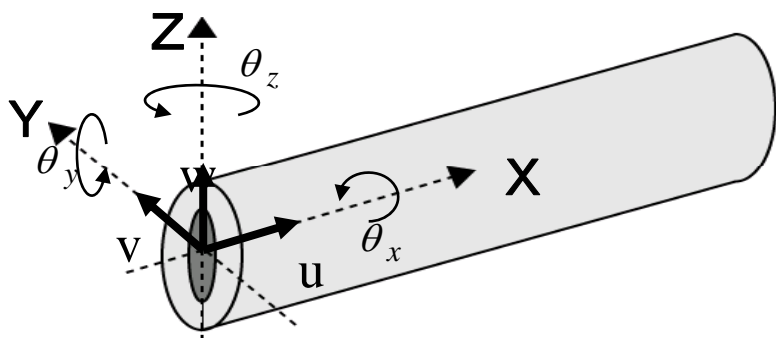
YUGE



最適化アルゴリズムの概要(1)

3次元骨組み衝突解析アルゴリズム

- 要素 : Timoshenkoはり要素 (一次変位関数)
- 時間積分解析: 陽解法
- 材料: 弾塑性材料
- 部材: 中空パイプ (内外径比: 0.9)
- 内力: 断面力 (軸力、せん断力、ねじり、曲げ)





最適化アルゴリズムの概要(2)

断面力の構成則 (弾性)

$$\begin{Bmatrix} \dot{N} \\ \dot{M}_y \\ \dot{M}_z \\ \dot{M}_{xy} \\ \dot{Q}_y \\ \dot{Q}_z \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} EA & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & EI_y & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & EI_z & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & GJ & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & GA & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & GA \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\epsilon}_x \\ \dot{\kappa}_{yy} \\ \dot{\kappa}_{zz} \\ \dot{\kappa}_{xy} \\ \dot{\gamma}_{xy} \\ \dot{\gamma}_{zx} \end{Bmatrix}$$

$$\{\dot{\mathbf{R}}\} = [\mathbf{D}^e] \{\dot{\boldsymbol{\epsilon}}\}$$



最適化アルゴリズムの概要(3)

断面力の構成則 (塑性)

断面力に対する流れ則の適用

J.G.Orbison etc. (1982) 都井, 梁ら (1990)

$$f \equiv \bar{\sigma} \equiv \sqrt{\left(\frac{M_y}{Z_{yp}}\right)^2 + \left(\frac{M_z}{Z_{zp}}\right)^2 + a \left|\frac{N}{A}\right| \left\{\left(\frac{M_y}{Z_{yp}}\right)^2 + \left(\frac{M_z}{Z_{zp}}\right)^2\right\}^{\frac{1}{2}} + \left(\frac{N}{A}\right)^2 + 3\left(\frac{M_x}{W_p}\right)} = \sigma_y$$

N : 軸力 / M_z : ねじりモーメント / $M_{x,y}$: 曲げモーメント

A : 断面積 / Z_p, W_p : 断面係数 / a : 定数 / σ_y : 降伏応力

$$[D^{ep}] = [D^e] - \frac{[D^e] \{df/\partial R\} [df/\partial R] [D^e]}{\frac{H'}{A} + [df/\partial R] [D^e] \{df/\partial R\}}$$

$$\{\dot{R}\} = [D^{ep}] \{\dot{\epsilon}\}$$



最適化アルゴリズムの概要(4)

- 手法: **Grand Structure 法**
- 目的関数 : 外力のなす仕事の関数

例 $\Theta = C$

$$\Theta = (C - C_0)^2 \quad C_0 : \text{目標値}$$

$$\text{ここに} \quad C \equiv \int_0^u f du \approx \sum_i \int_0^\varepsilon \sigma d\varepsilon$$

- 設計変数: パイプの外径

$$D^{\text{out}} = D_{\text{max}}^{\text{out}} x_i \quad 0 < x_i \leq 1 \quad i \text{ は要素番号}$$

- 制約条件: 材料の総量

$$\sum_i^{NE} l_i A_i - V_0 \leq 0 \quad l_i : \text{要素長さ} \quad A_i : \text{要素断面積}$$

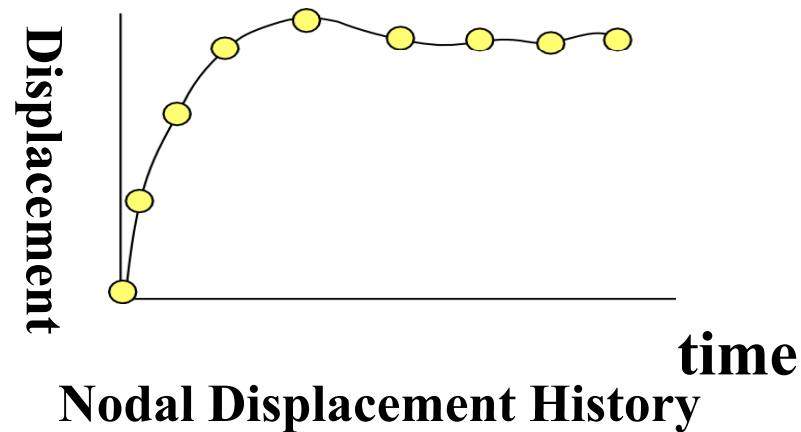


最適化アルゴリズムの概要(5)

目的関数の感度解析

$$\frac{\partial C}{\partial x_i} = \int_u \mathbf{f} \frac{\partial \mathbf{du}}{\partial x_i} = - \int_u \frac{\partial \boldsymbol{\sigma}^t}{\partial x_i} d\boldsymbol{\varepsilon} = - \frac{\partial W_{\text{internal}}}{\partial x_i} \approx - \frac{(W_{\text{internal}}^{x+\Delta x} - W_{\text{internal}}^{x-\Delta x})}{2\Delta x}$$

W_{in} : 内力のなす仕事





最適化アルゴリズムの概要(6)

- 最適化手法

CONLIN法 (CONvex LINearization Method)

Fleuly and Braibant (1986)

目的関数, 制約条件式を着目点近傍で凸関数になるようTaylor展開

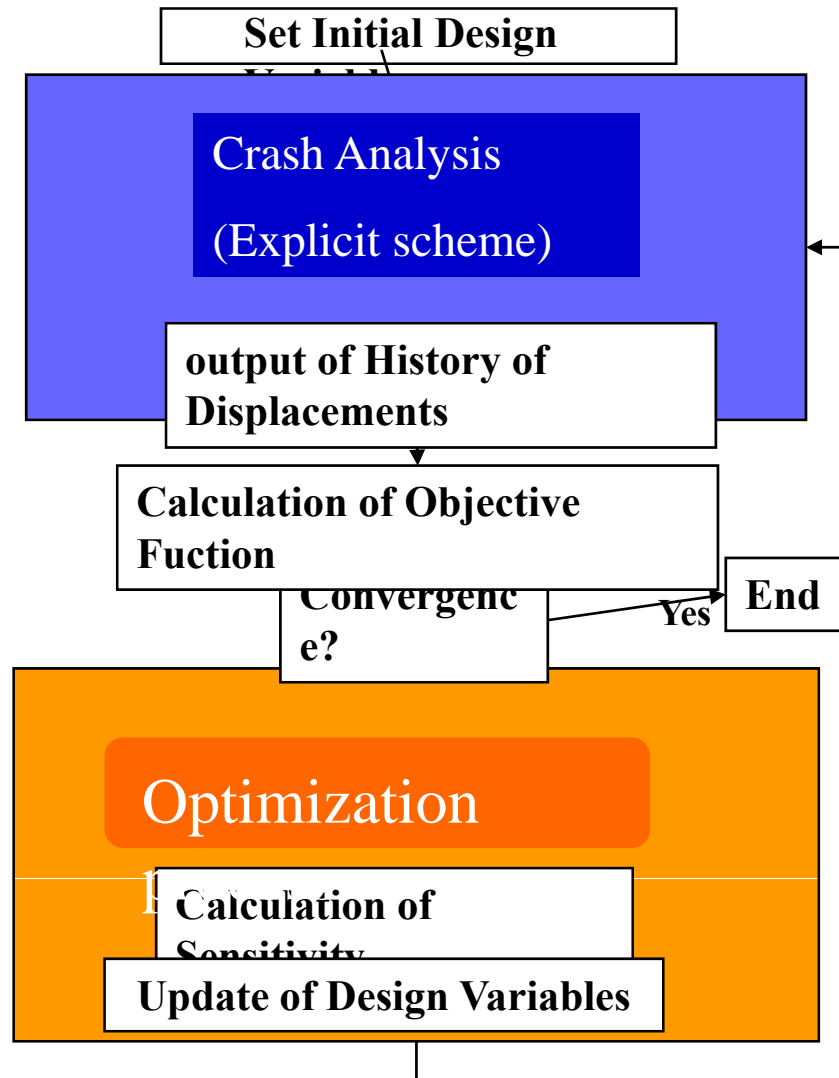
$$g^c(x) \approx g(x_0) + \sum_{+} \left(\frac{\partial g}{\partial x_i} \right)_{x_0} (x_i - x_0) + \sum_{-} \left(\frac{\partial g}{\partial x_i} \right)_{x_0} x_0^2 \left(\frac{1}{x_0} - \frac{1}{x_i} \right)$$

特徴

- 感度の符号に拘わらず最適解が得られる
- 複数の制約条件を取り扱える



General Flow





解析例について

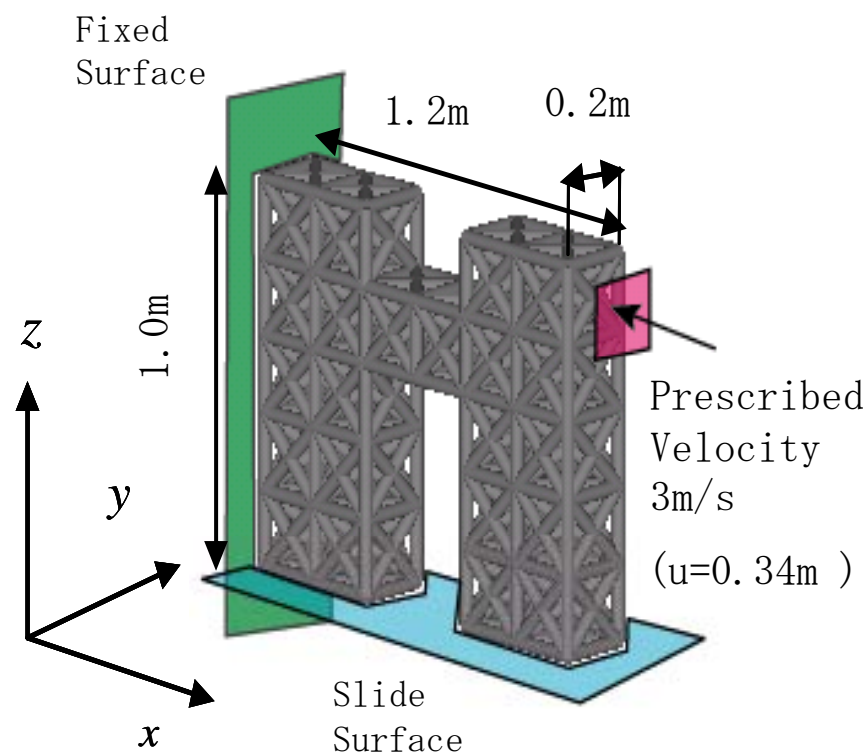


Fig.2 Analysis Model

・解析例1: エネルギー吸収能の最大化

$$C \equiv \int_0^u \mathbf{f} \cdot d\mathbf{u}$$
$$\text{Max } C$$

・解析例2: エネルギー吸収量の指定

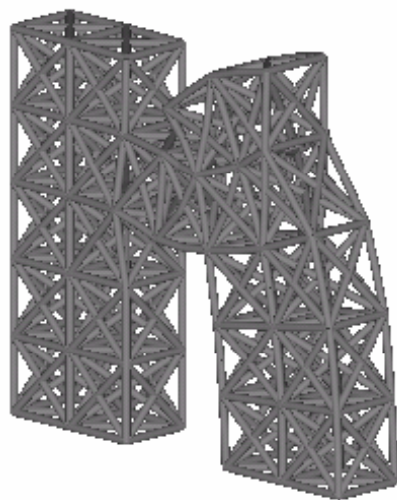
$$g = (C - \bar{C})^2$$
$$\text{Min } g$$

・解析例3: 荷重変位曲線の指定

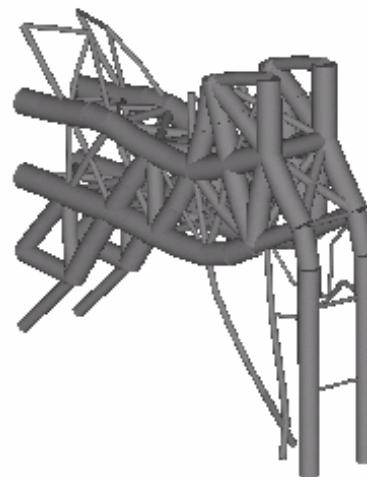
$$g = w_1 (C_1 - \bar{C}_1)^2 + w_2 (C_2 - \bar{C}_2)^2$$
$$\text{Min } g$$



解析例1: エネルギー吸収能の最大化 (1)



(a) Initial Design



(b) Optimal Configuration

Fig.3 Comparison of Deformed Configuration
(Example 1)



解析例1: エネルギー吸収能の最大化 (2)

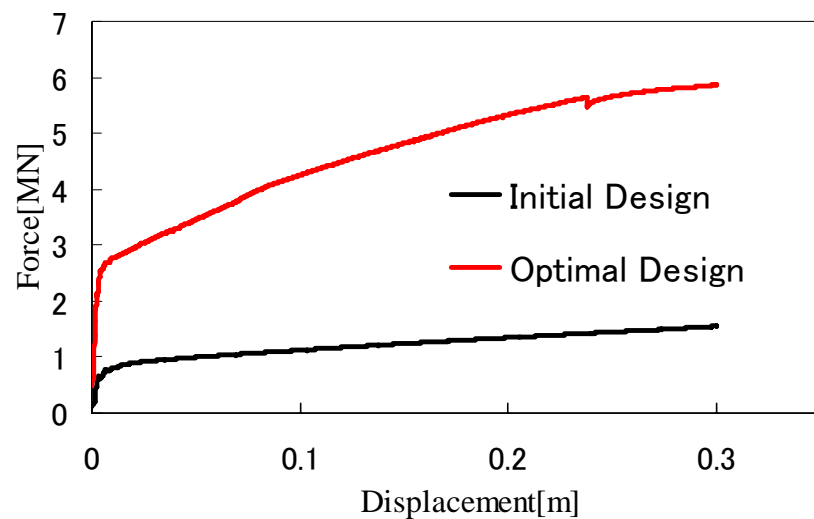


Fig.4 Comparison of Load-Displacement Curves (Example 1)

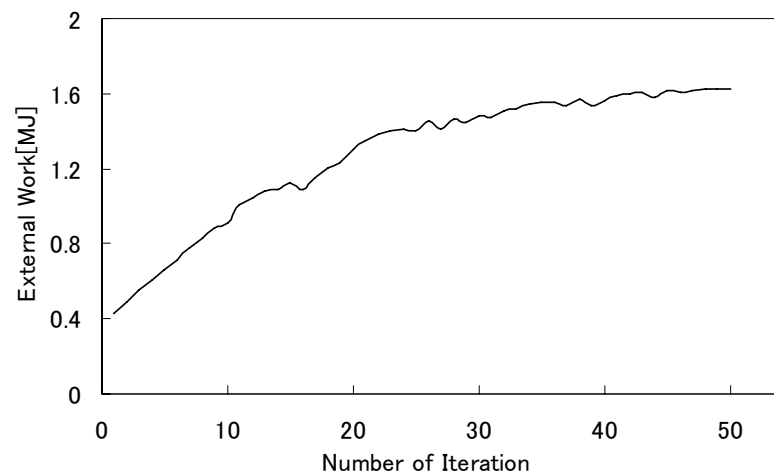


Fig.5 History of Object Function (Example 1)



解析例2:エネルギー吸収量の指定 (1)

$$g = (C - \bar{C})^2$$

Min g

case1 $\bar{C} = 1.0[MJ]$

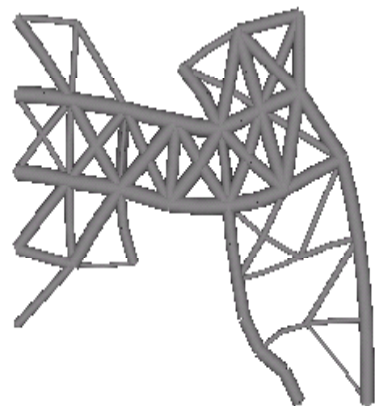
case2 $\bar{C} = 1.3[MJ]$

case3 $\bar{C} = 1.5[MJ]$

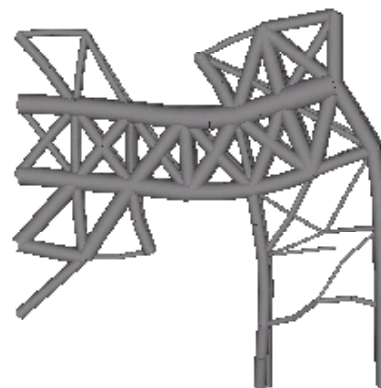
case4 $\bar{C} = \infty$



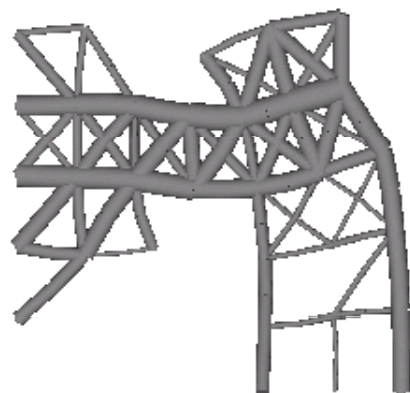
解析例2: エネルギー吸収量の指定 (2)



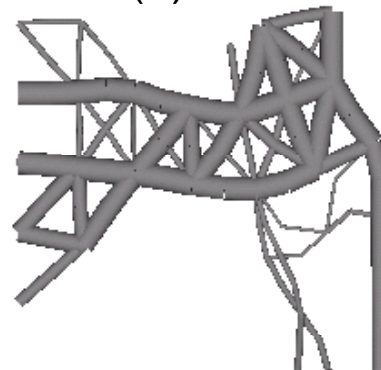
(a) case1



(b) case2



(c) case3



(d) case4

Fig.6 Deformed Shapes of Optimal Designs



解析例2: エネルギー吸収量の指定 (2)

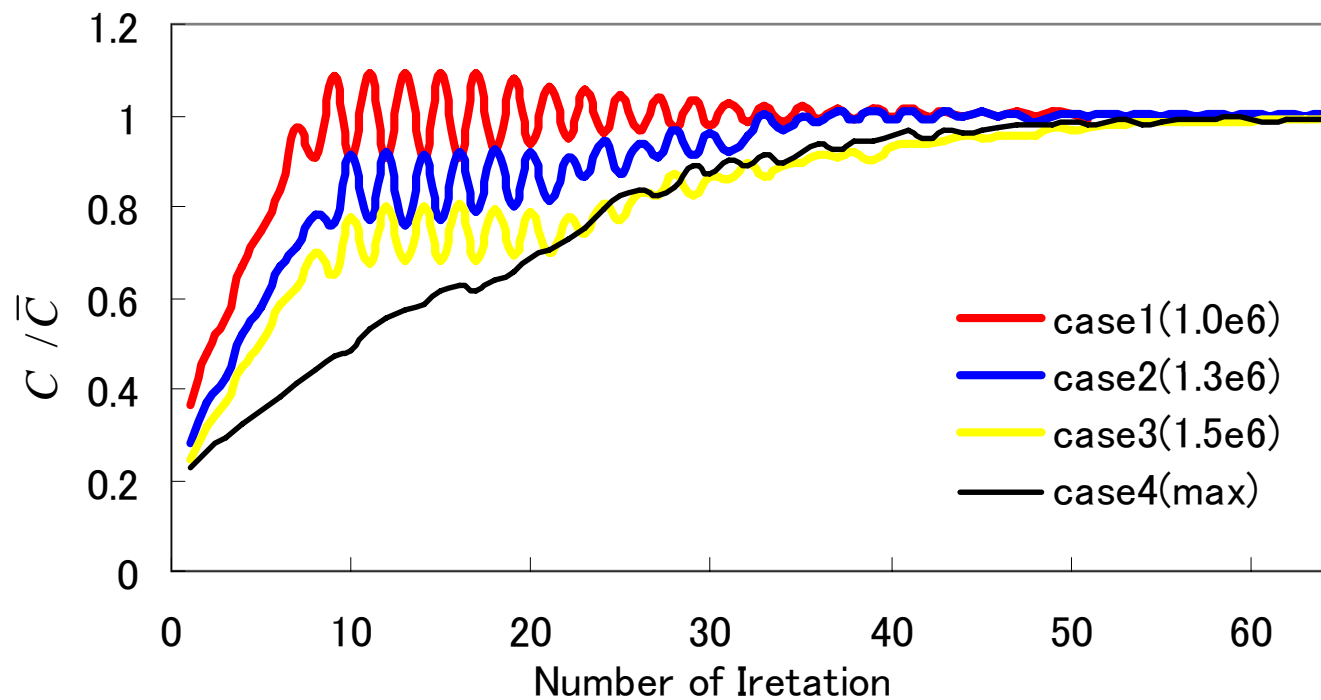


Fig.7 History of External Works
(Example 2)



解析例2: エネルギー吸収量の指定 (3)

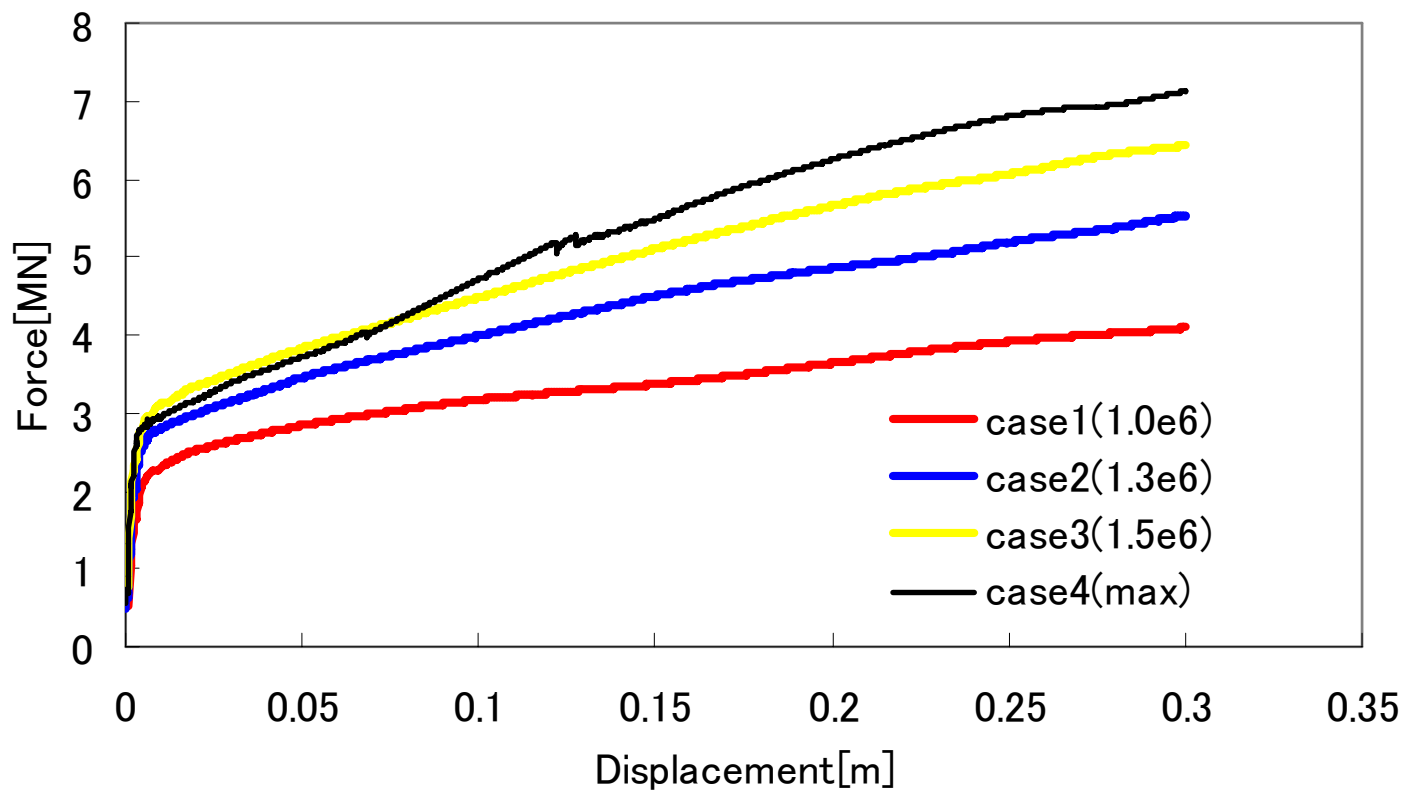


Fig.8 Load-Displacement Curves of Optimal Designs (Example 2)

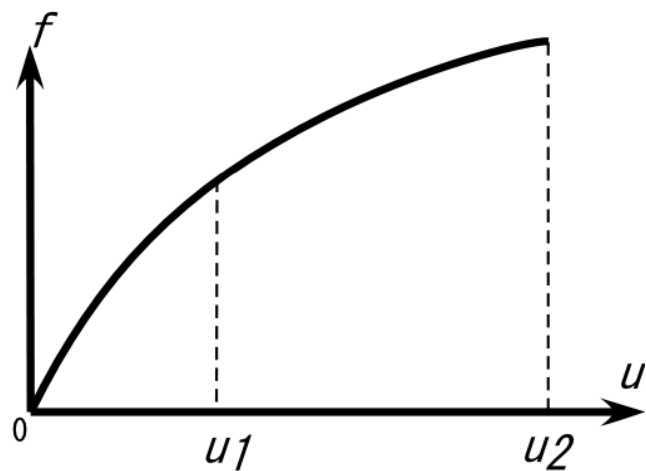


解析例3: 荷重変位曲線の指定 (1)

解析終了時($u=u_2$)の外力のなす仕事 \bar{C}_1 に加え、
経過点 ($u=u_1$) の仕事 \bar{C}_2 を与える

$$\text{目的関数 } g = w_1 (C_1 - \bar{C}_1)^2 + w_2 (C_2 - \bar{C}_2)^2$$

解析ケース

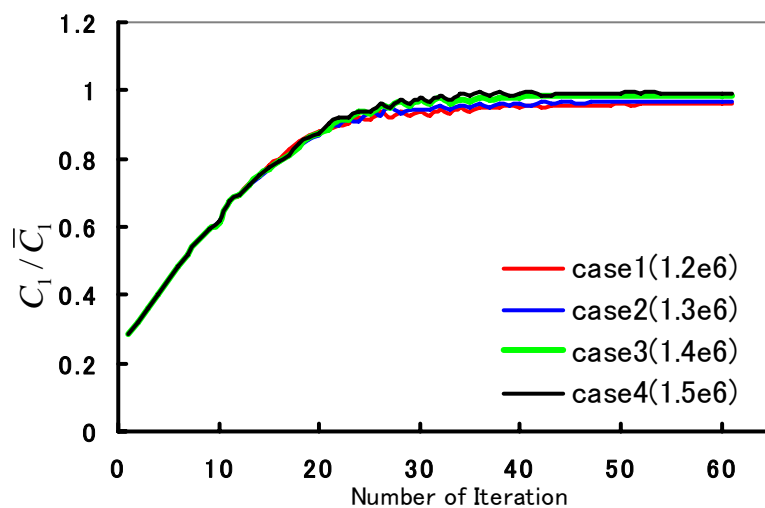


解析経過点変位 u_1 と最終変位 u_2

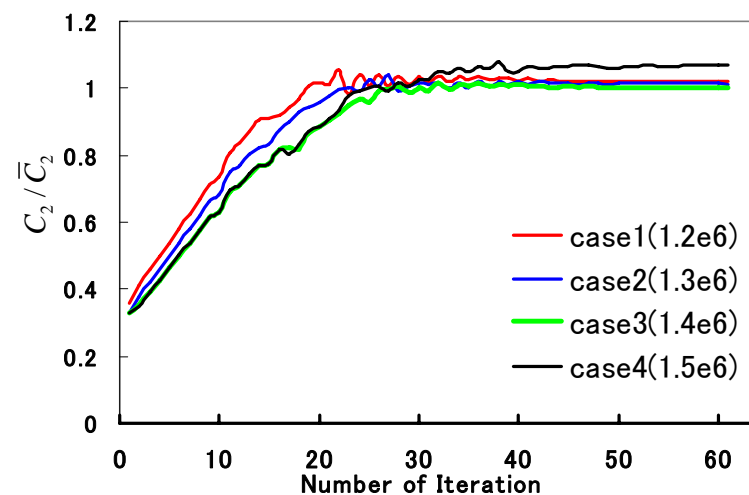
	$u_1=0.08\text{m}$	$u_2=0.34\text{m}$
	\bar{C}_1 [MJ]	\bar{C}_2 [MJ]
case1	0.28	1.2
case2	0.28	1.3
case3	0.28	1.4
case4	0.28	1.5



解析例3：荷重変位曲線の指定（2）



(a) C1



(b) C2

Fig.9 History of External Works
(Example 3)



解析例3：荷重変位曲線の指定 (3)

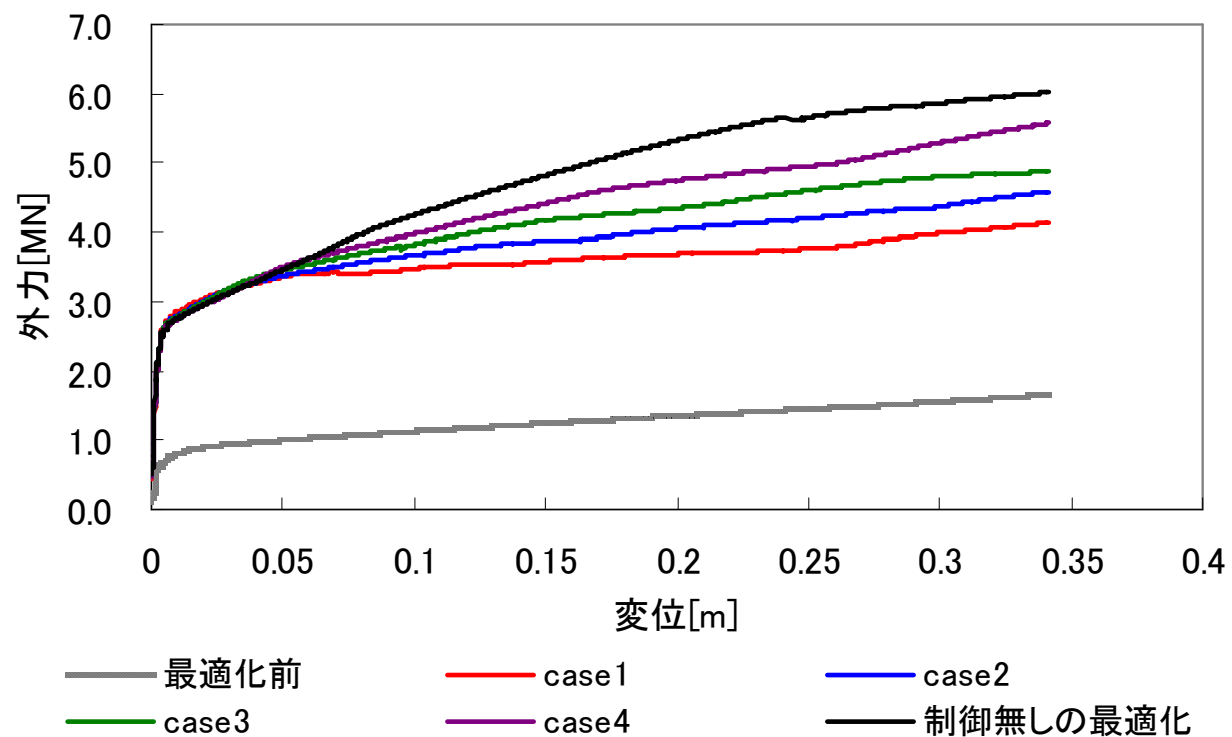
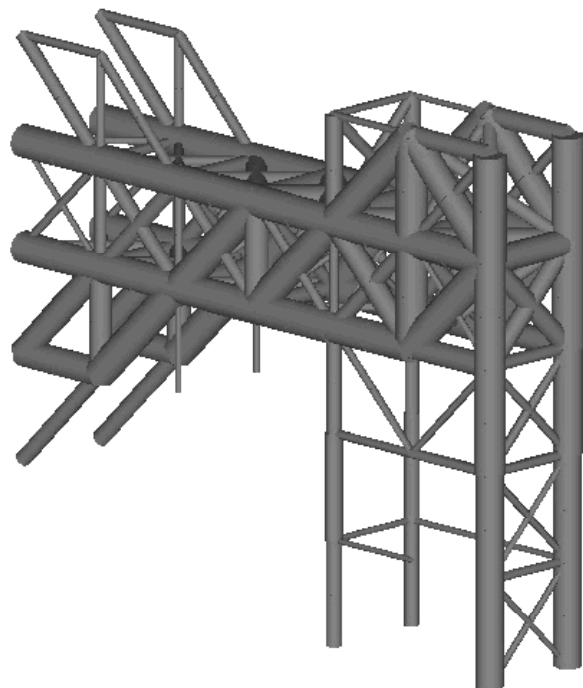


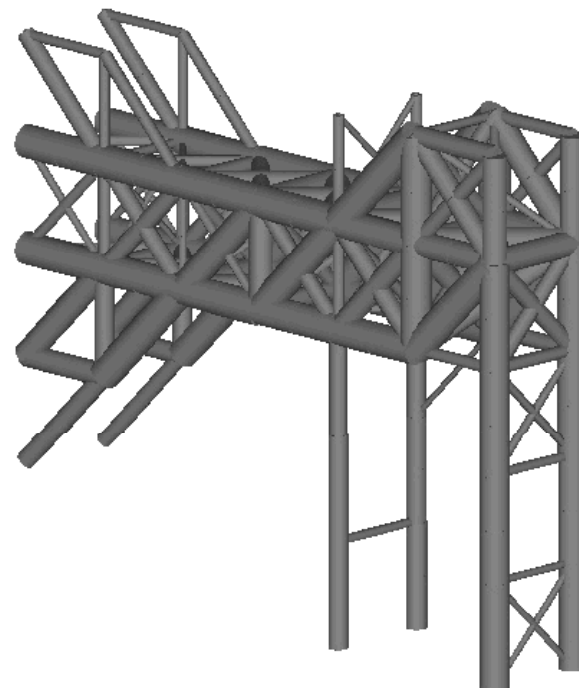
Fig.10 Load-Displacement Curves of Optimal Designs
(Example 3)



解析例3：荷重変位曲線の指定（4）



(a) Max C



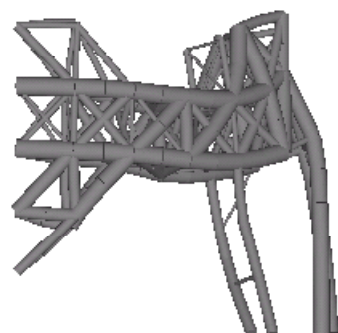
(b) case1

Fig. 10-(b) Deformation Processes

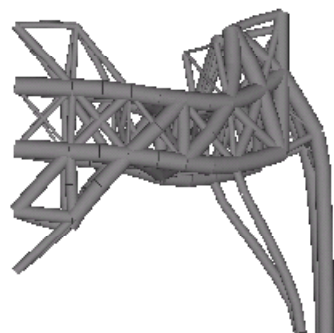




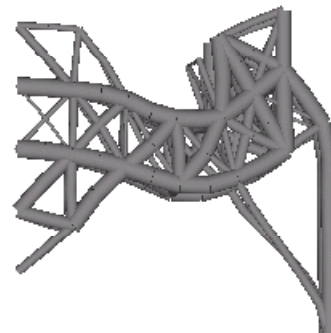
解析例3：荷重変位曲線の指定 (5)



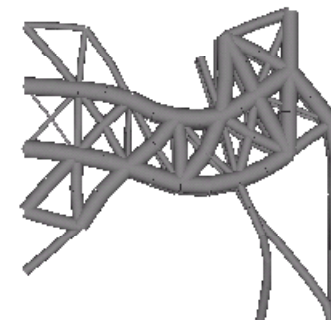
(a)case1



(b)case2

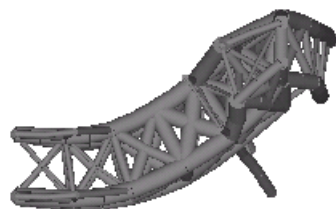


(c)case3

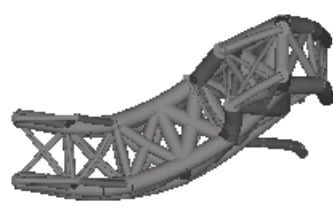


(d)case4

Fig.11 Deformed Shapes of Optimal Designs (Side View)



(a)case1



(b)case2



(c)case3



(d)case4

Fig.12 Deformed Shapes of Optimal Designs (Top View)



衝撃荷重を受けて圧壊する骨組み構造の解析及び最適化アルゴリズム開発し、さらに指定したエネルギー吸収量で収束させる事により、与えられた荷重変位曲線を有する構造物の最適化アルゴリズムの開発を目的とした。

結果

- ・ 陽解法による動的解析の解析時間を断面力、塑性流れ則を用いる事により短縮を図り、エネルギー吸収量を目的関数とするCONLIN法を用いた骨組み構造のトポロジー最適化手法を提案した。また、数値解析例を示し妥当性を示した。
- ・ エネルギー吸収量の目標値を2点与えることにより、与えられた荷重変位曲線を有する構造物の最適設計アルゴリズムを構築し、数値解析例を用いて妥当性を示した。

今後の展望

- ・ はり要素による骨組み構造からシェル要素などの他要素への応用
- ・ より高度な荷重変位曲線の制御

