## CFRP アイソグリッド円筒殻の最適構造設計に関する研究

日大生産工(院) ○鈴木 崇司 日大生産工 坂田 憲泰 日大生産工 邉 吾一

### 1. 緒言

アイソグリッド構造とは、正三角形の格子状の補強材と表板から構成される軽量薄肉構造であり、特に軽量化と強度が要求される航空宇宙分野に応用されている。金属製アイソグリッド構造の製造技術は確立されており、使用例にロケットのペイロードフェアリングや燃料タンク、ISS 日本実験棟「きぼう」の与圧壁が挙げられる。著者らはこれまでに3軸のフィラメント・ワインディング装置とシリコーンゴムを使ったCFRPアイソグリッド円筒殻の一体成形技術を構築した。また、静的軸圧縮試験でアイソグリッド補強の効果を示し、破壊様相は弾性局所座屈と材料破壊となることを明らかにした 1. さらに、座屈メカニズム解明のためにFEM解析を行ったところ、実験結果と良く一致し解析モデルの有用性を示した 2.

本研究では、応答曲面法と遺伝的アルゴリズムを組み合わせた最適化手法を用い、規定荷重を設けた場合の座屈と材料破壊を考慮した CFRP アイソグリッド円筒殻の重量最小化問題の最適化を行った。そして、線形応答を用いた場合と幾何学的非線形性を考慮した非線形応答を用いた場合の最適化結果の比較を行った結果について報告する。

### 2. 最適設計

### 2. 1 最適化問題の定式化

CFRP アイソグリッド円筒殻の重量最小化問題を式(I)のように定式化した。規定荷重を $[P_S]$ , 座屈荷重を $[P_B]$ , 材料破壊荷重を $[P_M]$ としたとき, $[P_B]$ と $[P_M]$ が $[P_S]$ を超える制約条件を設けた。本研究ではアイソグリッドの補強効果に着目するために表面層の積層数はアングルプライ1層と固定し,積層角度を $[x_1]$ とした。アイソグリッドではフープグリッドとヘリカルグリッドの幅と高さ(積層数)は同一であるとし,それぞれ $[x_2]$ ,  $[x_3]$ とした。また,アイソグリッドが3方向から交差することによる応力集中を避けるために3 mm のオフセットを設けた。設計変数を Fig. 1 に示す。アイソグリッドの形状を保つためにヘリカルグリッドの角度は軸方向から 30 度に固定し,円筒殻の内径を 110 mm,軸長を 150 mm とした。

Find 
$$x = [x_1, x_2, x_3]$$
  
M inimize, W: Weight
$$\begin{cases}
P_s < P_B \\
P_s < P_M
\end{cases}$$
(1)
$$P_s = 60,90 \text{ and } 120 \text{ [kN]}$$

$$22 \le x_1 \le 88 \text{ [deg]}$$

$$2.0 \le x_2 \le 6.0 \text{ [mm]}$$

$$4 \le x_3 \le 34 \text{ [ply]}$$

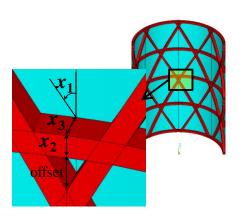


Fig. 1 Design parameters

# 2. 2 FEM 解析

設計変数による座屈荷重や材料破壊荷重を予測するために汎用有限要素法プログラムの ANSYS ver.14.0 を用いた. CFRP アイソグリッド円筒殻は形状や境界条件が周期対称性を有しているため、45 度を基本セクターとする周期対称解析を行った. 円筒殻表面層は SHELL 181 (2 次元積層シェル要素), アイソグリッドを SOLID 185 (3 次元積層ソリッド要素) で要素分割した. 表面層とアイソグリッドの間では節点を共有とした. 使用した材料物性値を Table 1 に示す.

線形応答では、固有値座屈荷重を用いて座屈を 判定した。軸方向変位の増分による表面層のたわ みが増加する幾何学的非線形性を考慮した、非線 形応答ではP-6<sup>2</sup>法<sup>2</sup>を用いて座屈荷重を判定した。 材料破壊荷重は複合材料の破損則である Tsai-Wu 則によって判定した。

A Study on Optimum Structural Design of CFRP Isogrid Cylindrical Shells

Table 1 Material properties

		Tensile	Compressive		
Longitudinal modulus [GPa]	$E_L$	142	129		
Transverse meduke [CDe]	$E_{T}$	8.8	9.3		
Transverse modulus [GPa]	$E_{Z}$	8.8	9.3		
	$G_{LT}$	4.2			
Shear modulus [GPa]	$G_{TZ}$	3.3			
	$G_{LT}$	4.2			
	$\nu_{LT}$	0.32			
Poisson's ratio	$\nu_{TZ}$	0.40			
	$\nu_{LZ}$	0.32			
Longitudinal strength [MPa]	$F_{L}$	2950	1570		
Transverse strength [MPa]	$F_{T}$	79	190		
Shear strength [MPa]	$F_{LT}$	140			

#### 2. 3 応答曲面法

応答曲面法(Response Surface Method, RSM)は設計変数とその応答の関係が具体的な関数形で与えられていない問題に対して、近似関数を与える最適設計法である。本問題での応答は重量と座屈荷重と材料破壊荷重である。重量はアイソグリッドの幅と高さにより決定されるが、座屈荷重と材料破壊荷重は解析を行わなければ得ることは出来ない。最適化計算において、最適解を得るまでに解候補(設計変数の組合せで、遺伝的アルゴリズムでは個体と呼ばれる)の評価計算を膨大な回数行う必要がある。そこで本研究では応答曲面法により近似関数を作成し、設計変数と座屈荷重または材料破壊荷重の関係を近似した。

最適化計算のフローチャートを Fig. 2 に示す. はじめに、目的関数や設計変数、制約条件を定義 し、FEM 解析を用いて座屈荷重、材料破壊荷重の 応答解析を行った. 計算点は実験計画法の D 最適 規準に準じて設計空間内から 100 点を選択した.

100 点のサンプリング計算によって得られた設計変数とその解析結果から、応答曲面法を用いて設計変数に関する2つの近似関数を作った.一般的に近似関数は2次の多項式で基底され、その係数は最小二乗法で決定される.しかし、本問題での応答は座屈荷重と材料破壊荷重の2つであり、設計変数の組み合わせにより非線形性を示し、多峰性解空間になると考えられた.そこで、近似精度を向上するために3次の多項式で基底し、係数の決定には、設計空間を分割し、各空間で最小二乗法により決定する方法を用いた(設計変数分割最小二乗法).1変数の場合の概念図をFig.3に示す.本最適化問題では、円筒殻表面層の積層角度

 $[x_1]$ の影響が最も大きいと予想されたため、 $[x_1]$ に ついて分割を行った. 分割点の決定は次のような 方法をとった. [x1]上の分割点を 40 度から 70 度ま で 10 度ずつ変えていき,各領域で座屈荷重と材料 破壊荷重に関して自由度調整済み決定係数Radi<sup>2</sup>を 計算した. 自由度調整済み決定係数は設計変数の 数や応答解析の点数を考慮した近似関数の適合性 を示す指標であり、応答解析点と完全に一致して いるときに1を示す.自由度調整済み決定は式(2) で計算されるが、ここで、 $SS_E$  は残差平方和、 $S_w$ は回帰平方和, n は応答解析点の数 (n=100), k は近似関数の項数, Y は応答ベクトル, β は回帰 ベクトル, X は設計変数マトリックスを示す. 計 算結果をTable 2に示す.線形応答の場合は40度, 非線形応答の場合は 50 度で分割した時に  $R_{adi}^{2}$  が 最大となったため、最適化計算ではその分割点を 採用した.

$$R_{adj}^{2} = 1 - \frac{SS_{E}/(n-k-1)}{S_{yy}/(n-1)}$$

$$\begin{cases} SS_{E} = \mathbf{Y}^{T}\mathbf{Y} - \boldsymbol{\beta}^{T}\mathbf{X}^{T}\mathbf{Y} \\ S_{yy} = \mathbf{Y}^{T}\mathbf{Y} - \frac{\left(\sum_{i=1}^{n} y_{i}\right)^{2}}{n} \end{cases}$$
(2)

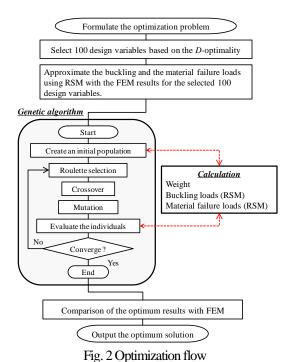


Table  $2R_{adi}^2$  values of the response surface

Design F variable	Partitioning point	Linear responses				Nonlinear responses					
		Buckling load		Material failure load		Avo	Buckling load		Material failure load		Avo
		A	В	A	В	Ave.	A	В	A	В	Ave.
	40	1.0000	0.9988	0.9998	0.9994	0.9995	0.9979	0.9943	0.9999	0.9987	0.9977
$x_1$ : Winding	50	0.9999	0.9993	0.9998	0.9993	0.9996	0.9948	0.9948	0.9986	0.9990	0.9968
angle [deg]	60	0.9998	0.9994	0.9996	0.9992	0.9995	0.9952	0.9937	0.9973	0.9994	0.9964
	70	0.9992	0.9997	0.9995	0.9995	0.9995	0.9954	0.9970	0.9965	0.9998	0.9972

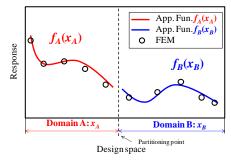


Fig. 3 Schematic diagram of the least squares method with partitioning the design space

## 2. 4 遺伝的アルゴリズム

最適解の探索には遺伝的アルゴリズム(Genetic algorithm, GA)を用いた。GAとは自然淘汰のメカニズムを模倣したアルゴリズムで、局所勾配を用いず近似関数上で多点探索を行うので大域的な最適解を得ることが可能なアルゴリズムである。GAでは、一点交叉とし、集団の大きさを50、交叉率は50%、突然変異率は3%とした。収束条件は最適化計算において、最小重量が300世代経過しても更新されない場合、最適解とみなし出力した。

## 3. 最適化結果

規定荷重を60.0 kN,90.0 kN,120 kN とし,また,線形応答と非線形応答を使ったときの座屈荷重と材料破壊荷重の推移をFig.4 と Fig.5 に示す.いずれにおいても各規定荷重である60.0 kN,90.0 kN,120 kNを下回ることなく最適化計算がなされており、制約条件を満足していることがわかる.

世代数に対する各設計変数の変化を Fig. 6 から Fig. 8 に示す. Fig. 6 より、円筒殻表面層の巻き角度 [x<sub>1</sub>]は規定荷重や応答の種類によらず、40 度から 50 度を示す結果となった. Fig. 7 にはアイソグリッドの幅[x<sub>2</sub>]の変化を示すが、規定荷重が大きくなるにつれて若干大きくなる傾向が見られた.また、同一規定荷重の場合、線形応答でも非線形応答でもほぼ同じ幅を示す結果となった. アイソグリッドの積層数(高さ)[x<sub>3</sub>]の変化を Fig. 8 に示す. 先に述べた幅の増加に比べると、規定荷重が

大きくなるにつれて顕著に積層数を増していることがわかる.また、非線形応答を使った場合の最適化結果ではいずれの規定荷重においてもその線形応答の最適化結果よりも大きくなる傾向を示した

Fig. 9 に目的関数である重量の推移を示す. いずれの場合でも、はじめの数十世代で著しく重量が減少していき、300 世代ではほぼ一定値になり、およそ600 世代から700 世代で収束する結果になった.

以上の最適化結果のまとめを Table 3 に示す. Table 3 には最適解が制約条件を満足しているか確認するために最適解を用いた解析結果もあわせて載せている. FEM 解析の結果より、いずれの最適化計算においても最適化結果が制約条件である規定荷重を満足していることがわかり、設計変数分割最小二乗法が近似に有用であることがわかる.

## 4. 結言

- 1) 円筒殻表面層角度は規定荷重や応答の種類に よらず、40度から50度を示した.
- 2) アイソグリッドの幅は規定荷重の増加に伴い やや大きくなったが、応答の種類による違い は見られなかった。
- 3) アイソグリッドの高さは規定荷重の増加に伴い顕著に大きくなる傾向を見せた. また, 非線形応答の最適解は線形応答の最適解よりも大きくなった.
- 4) 低コストで近似する方法として設計変数分割 最小二乗法を提案し、非線形応答を有する問 題への近似に有用であることを示した.

# 「参考文献」

- Goichi Ben, et al., "Axial Compressive Behaviors of CFRP Isogrid Cylindrical Shells", Proceedings of the 6<sup>th</sup> Korea-Japan Joint Symposium on composite Materials, 156-157, 2007
- Goichi Ben, et al., "Nonlinear Buckling Analysis of CFRP Isogrid Cylindrical Shells", Proceedings of ICSV15, 2008

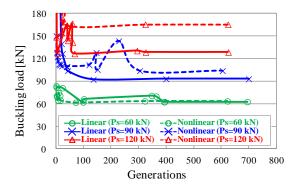


Fig. 4 Buckling load vs. Generations

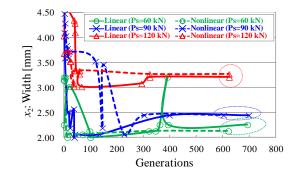


Fig. 7  $x_2$ : Width vs. Generations

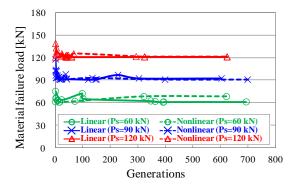


Fig. 5 Material failure load vs. Generations

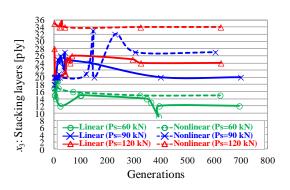


Fig. 8  $x_3$ : Stacking layers vs. Generations

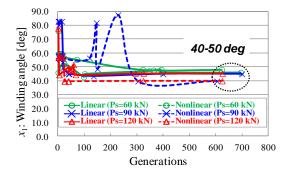


Fig. 6  $x_1$ : Winding angle vs. Generations

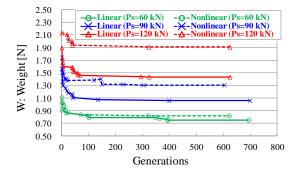


Fig. 9 Weight vs. Generations

Table 3 Summary of the optimization results

Ps: Prescribed load [kN]	Responses (Linear or Nonlinear)	Optimum solution				GA (Approximate		FEM	
		W	<i>x</i> <sub>1</sub>	$x_2$	<i>x</i> <sub>3</sub>	$\mathbf{P}_{\mathbf{B}}$	$\mathbf{P}_{\mathbf{M}}$	$P_{B}$	$P_{M}$
		Weight [N]	Winding angle [deg]	Width [mm]	Stacking layers (Height) [ply]	Buckling load [kN]	Material failure load [kN]	Buckling load [kN]	Material failure load [kN]
60	Linear	0.746	45.9	2.25	12	61.2	61.0	60.6	61.7
	Nonlinear	0.818	48.0	2.13	15	63.5	68.1	60.0	61.3
90	Linear	1.06	44.9	2.44	20	93.0	90.7	95.7	95.5
	Nonlinear	1.30	39.7	2.44	27	103.8	92.3	93.0	90.6
120	Linear	1.43	45.4	3.21	24	123.8	120.6	132.8	135.9
	Nonlinear	1.91	39.9	3.27	34	164.2	120.9	120.0	120.6