

マルチセルインフレータブルパネルの力学特性に関する研究
 Study on Mechanical Characteristics of Multi-Cellular Inflatable Panel

指導教授 宮崎康行

M8003 片山範将

1. 序論

近年、国際宇宙ステーションや宇宙太陽光発電衛星に代表される大型宇宙構造物の需要が高まっている。そこで、次世代の宇宙構造様式として注目されているのが、軽量・高収納性という特徴をもつインフレータブル構造である。

しかし、大型のインフレータブル構造を軌道上で運用する場合には、スペースデブリ等による膜面の破損を考慮する必要がある。インフレータブル構造は、展開及び形状維持に内圧を利用するため、膜面の破損によって内圧があると、形状、剛性を維持することができなくなる。これらの対策として、膜面を硬化する方法や多層の膜面によるデブリシールドを付与する方法が検討されている。しかし、膜面硬化方法は展開時のデブリ破損の対策としては不十分であり、また、デブリシールド方法は、重量の増加につながり、インフレータブル構造の軽量高収納性の特徴を損なってしまう。そこで、石村らが提案するのが、マルチセルインフレータブル構造である[1]。

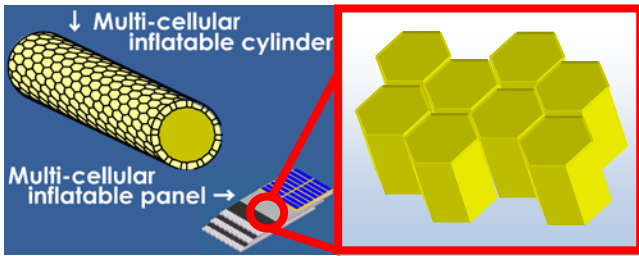


図 1. マルチセルインフレータブル(MCI)構造の例

Multi-Cellular Inflatable 構造（以下、MCI 構造と省略）は、複数のセルから構成されており、一部のセルが破損しても、他のセルによって形状・剛性を保つことができる。すなわち、インフレータブル構造の特徴である軽量・高収納性を損なうことなく、デブリ等による破損に耐え得る構造様式である。MCI 構造の研究については、石村らが構造様式概念を提唱し、展開挙動に関する研究などを行ってきた[1][2]。

しかしながら、構造部材として使用する上で重要な力学的特性についての定量的な結果を示した研究は、未だ行われていない。

本研究では、MCI 構造の中で汎用的なパネル構造に注目する。パネル構造は主に曲げを受け持つ構造であるため、曲げ特性に着目し、解析と実験によって明らかにする。

本研究は、力学的特性を明らかにするため解析と実験によって構成する。まず、断面モデル解析により剛性の発生するメカニズムを明らかにし、曲げ剛性とせん断剛性の定式化を行う。次に MCI パネルをサンドイッチパネルのコア材として用いた場合の断面モデル解析を行う。それにより、表面板を付与による曲げ変形への影響を明らかにする。次に、内圧と表皮板の曲げ変形への影響を真空槽内の曲げ試験により明らかにする。

最後に、解析と実験より得られた結果から MCI パネルの機械特性をまとめる。

2. 断面 2 次元モデル

MCI パネル（以下、MCIP と省略）における内圧と変形との連成のメカニズムを明らかにするため、図 2 の MCIP を簡略化し、図 3、4 に示すマルチセルモデルを扱う。

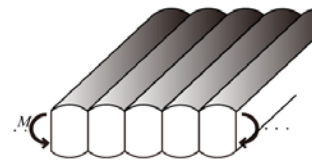


図 2. 解析モデル（全体図）

ここで、セル数は無限として、一様性を仮定する。また、このモデルでは、奥行き無限大として、2次元モデルとして仮定する。単純化したモデルにおける単体セルの断面を図 3、4 に示す。このモデルでは、無限数の一様なマルチセルを仮定しているため、隣り合うセルの内圧は一致しており、それぞれの AB 面は変形せず、直線を維持する。図 3、4 に示す単体セルにおいて、膜面長さ l_c 、高さ h は不伸長と仮定する。

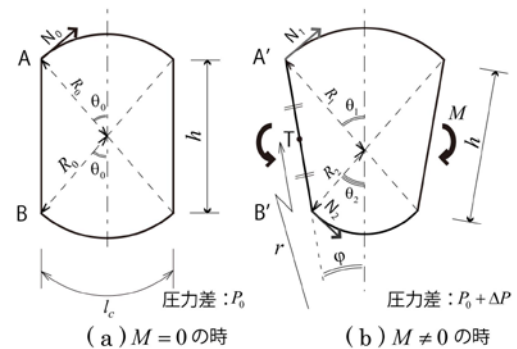


図 3. 曲げ変形（単体セル断面図）

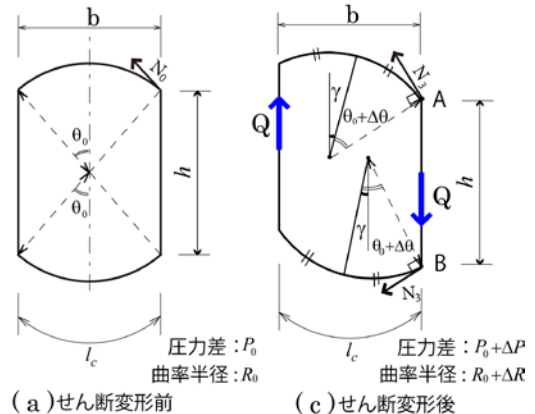


図 4. せん断変形（単体セル断面図）

2.1. 曲げ剛性の定式化

図 3(a)は、曲げモーメント $M = 0$ のときのつりあい状態を示し、図 3(b)は、曲げモーメント $M \neq 0$ 時のつりあい状態を示している。ここでは、曲げモーメント M は単位奥行き当たりの曲げモーメントである。

本モデルについて、曲げ剛性を算出する。まず、力およびモーメントのつりあい式を導出する。ここで、曲げモーメントが 0 の時の初期圧力差を P_0 、曲げモーメントが加わった場合のセル内外の圧力差変化を ΔP 、膜面の曲率半径を R_i 、曲率中心の半開角を θ_i 、膜面張力を N_i とする(図 3)。添え字 i は、1 が上面、2 が下面を示す。

膜張力と圧力差のつり合い式

$$N_i = (P_0 + \Delta P)R_i \quad (i=1,2) \quad (1)$$

モーメントのつり合い式

$$M = (N_1 - N_2)(R_1 + R_2)/2 \quad (2)$$

幾何学条件より(図 3),

$$l_c = 2\theta_i R_i \quad (i=1,2) \quad (3)$$

$$\begin{cases} h \cos \varphi = R_1 \cos \theta_1 + R_2 \cos \theta_2 \\ h \sin \varphi = R_1 \sin \theta_1 - R_2 \sin \theta_2 \end{cases} \quad (4)$$

となる。ここでは、等温変化と仮定する。奥行き方向は一様であることより、圧力差×断面積=一定(C_0)がないため、変形後の圧力 P を求めることができる。

また、式(1)~(4)よりモーメント M について解き、テーラー展開を行う。ここで、 $\Delta \theta_i$ を微小量と仮定し、高次の項を無視すると、

$$M \approx \frac{P_0 l_c^2}{4\theta_0^3} (\Delta \theta_2 - \Delta \theta_1) \quad (5)$$

となる。

図 3(b)示すように AB 間に中点 T に中央面を置き、中央面のたわみ曲線の曲率半径を r とし、たわみ角を φ とすると、

$$r \sin \varphi = (R_1 \sin \theta_1 + R_2 \sin \theta_2)/2 \quad (6)$$

となる。また、同様に $\theta_i = \theta_0 + \Delta \theta_i$ ($i=1,2$) を代入し、近似を行うと、たわみ曲線の曲率半径 r は、

$$r \approx \frac{h}{2} \frac{2\theta_0 \sin \theta_0 + (\sin \theta_0 + \theta_0 \cos \theta_0)(\Delta \theta_1 + \Delta \theta_2)}{(\sin \theta_0 - \theta_0 \cos \theta_0)(\Delta \theta_2 - \Delta \theta_1)} \quad (7)$$

となる。求める単位奥行き当たり曲げ剛性 D は、

$$D = M \cdot r \quad (8)$$

と定義できる。よって、式(5)、(7)を式(8)に代入し、微小項を無視すると、曲げ剛性 D は、

$$D = \frac{P_0 h^3}{4} \frac{\sin \theta_0}{\cos^2 \theta_0 (\sin \theta_0 - \theta_0 \cos \theta_0)} \quad (9)$$

となる。これより、曲げ剛性は、圧力差と比例し、セル高さ h の 3 乗と比例にあることがわかる。よって、圧力差及びセル高さを増やすことで曲げ剛性が大きくなることが分かった。

2.2. せん断剛性の定式化

断面モデルでせん断変形について考える。内圧のつり合い状態にある MCIP が図 4 のようにせん断力 Q を受けて、 γ のせん断変形を生じたとする。上下の対称性を考慮し、AB に作用する力のつり合いと内圧との関係

は、

$$N_3 \sin(\theta_0 + \Delta \theta + \gamma) - N_3 \sin(\theta_0 + \Delta \theta - \gamma) - Q = 0 \quad (10)$$

となり、膜張力と圧力差のつり合い式は、

$$N_3 = (P_0 + \Delta P)R \quad (11)$$

となる。また、幾何学条件より(図 4)

$$l_c = 2(\theta_0 + \Delta \theta)R \quad (12)$$

となる。式(10) 式(11) 式(12)をせん断力 Q について解き、テーラー展開を行う。ここで、せん断変形角度 γ は、微小として、高次項を無視すると、せん断力 Q は、

$$Q \approx l_c P_0 \frac{\cos \theta_0}{\theta_0} \gamma \quad (13)$$

となる。ここで、 $h/l_c = \cos \theta / \theta$ より、単位奥行き当たりのせん断剛性 U は、

$$U = \frac{Q}{\gamma} \approx P_0 h \quad (14)$$

となる。これより、せん断剛性 U は、圧力差とセル高さに比例する。よって、内圧差及びセル高さを増やすことでせん断剛性が大きくなることが分かった。

2.3. サンドイッチ構造のコア材への利用

軽量で高剛性な板を実現する構造様式として、軽量なコア材と引張圧縮に強い表皮板を組み合わせたサンドイッチ構造が最もよく用いられる。そこで、本研究では、MCIP をサンドイッチ構造のコア材に利用することを提案する。そこで、この説では、サンドイッチ構造の理論式[4]を用いて、コア材に MCIP を用いたサンドイッチ構造の曲げ特性を明らかにする。

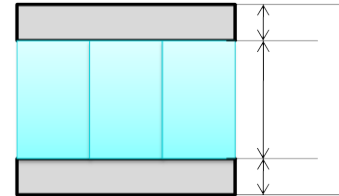


図 5. サンドイッチ構造

図 5 に示すサンドイッチ梁の全体の曲げ剛性 D_{panel} は、表面板の曲げ剛性 D_{skin} とコア材の曲げ剛性 D_{core} の和で表せる。

$$D_{panel} = D_{skin} + D_{core} \quad (15)$$

次に、単位奥行き当たりの表皮板の曲げ剛性 D_{skin} は、サンドイッチ構造の理論式より、

$$D_{skin} = \frac{E_{skin}}{12(1-\nu^2)} t_{skin} (3h^2 + 6ht_{skin} + 4t_{skin}^2) \quad (16)$$

と表せる。ここで、 E_s は表皮板のヤング率とする。また、 D_{core} は、式(9)の MCIP の曲げ剛性 D で表せ、表皮板を付与した MCIP の曲げ剛性 D_{panel} は、

$$D_{panel} = \frac{E_{skin}}{12(1-\nu^2)} t_{skin} (3h^2 + 6ht_{skin} + 4t_{skin}^2) + \frac{P_0 h^3}{4} \frac{\sin \theta_0}{\cos^2 \theta_0 (\sin \theta_0 - \theta_0 \cos \theta_0)} \quad (17)$$

となる。

2.4. 4点曲げによるたわみと変形

MCIPの4点曲げに関する変位と荷重の関係を示す。

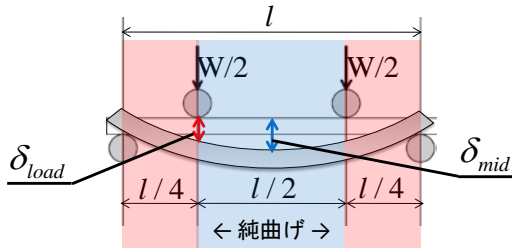


図6. 4点曲げ

横荷重を受けるMCIPのたわみ δ は、曲げ変形 δ_{bend} とせん断変形 δ_{shear} の和として、

$$\delta = \delta_{bend} + \delta_{shear} \quad (18)$$

と与えられる(図6)。曲げ変形 δ_{bend} は、

$$\delta_{bend} = \begin{cases} \frac{W}{192D_{panel}}(16x^3 + 9l^2x + 2l^3) & (0 \leq x < l/4) \\ \frac{W}{192D_{panel}}(16x^3 + 9l^2x + 2l^3) - \frac{W}{12D_{panel}}\left(x - \frac{l}{4}\right)^3 & (l/4 \leq x \leq 3l/4) \end{cases} \quad (19)$$

と求められる。

次に、せん断変形 δ_{shear} について考える。荷重点内側は純曲げであるので、荷重点外側の区間でせん断変形を求める。また、単位奥行き当たりのせん断剛性を U_{core} とすると、せん断ひずみとHooke則より、せん断変形は、

$$\delta_{shear} = \frac{Wl}{8U_{core}} \quad (20)$$

となる。よって、曲げ変形とせん断変形を含めた荷重点と中央点の変位は、

$$\delta_{load} = \frac{1}{96} \frac{Wl^3}{D_{panel}} + \frac{1}{8} \frac{Wl}{U_{core}} \quad (21)$$

$$\delta_{mid} = \frac{11}{768} \frac{Wl^3}{D_{panel}} + \frac{1}{8} \frac{Wl}{U_{core}} \quad (22)$$

となる。

3. 曲げ実験

3.1. 実験概要

φ30cmの真空槽内に設置した4点曲げ試験装置(図7)を用いて、荷重 W と荷重点の変位 δ_{load} を計測する。本試験では、セル内外の圧力差の影響及びMCIPをコア材に用いたサンドイッチパネルの表面板の影響に着目する。

圧力差の影響に関する実験では、真空槽内の圧力を大気から真空までの数段階に設定し、セル内外の圧力差と荷重点変位の関係性を評価する。目標圧力差を真空装置で与えたのち、荷重点を一定速度 $5[\text{mm}/\text{min}]$ で駆動する。試験片の荷重点の変位はレーザー変位計を用いて測定する(図8)。荷重は、荷重バーの上部に搭載された荷重計で測定する。試験片の寸法は、ハニカムコア及びサンドイッチパネルの試験規格JIS-6931及びASTM-C393-00を基に定めた(図9, 表1, 表2)。また、

内圧差に関する実験では、表面板のない試験片を用いる。

また、試験片の荷重は図10の概略図に示す寸法で4点支持によって加える。ここで、圧力差が曲げ剛性に与える影響についての実験では、圧力差 P を0, 20, 40, 60, 80, 100[kPa]の6種類に設定する。

次に、表面板が曲げ特性に与える影響に関する実験では、真空環境下で、表面板なしと2種類の厚みのアルミ表面板付き試験片を用いて実験を行う(表2)。

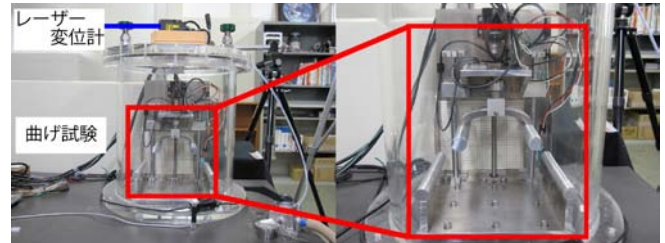


図7. 真空曲げ試験機

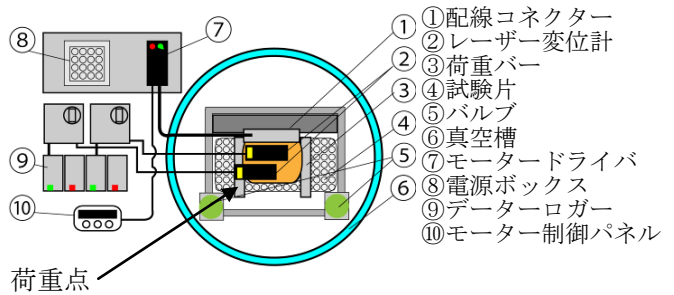


図8. 周辺機器概略図(上面)

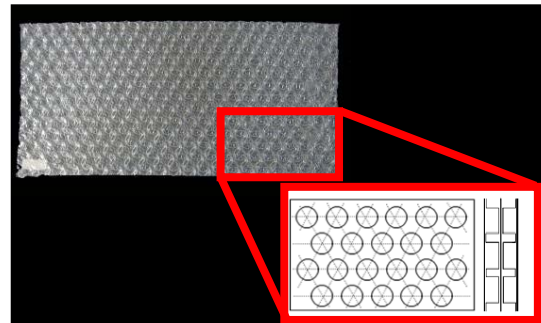


図9. MCIP 試験片

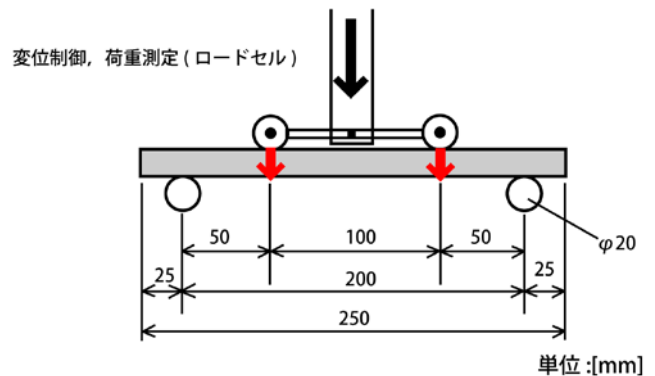


図10. 荷重部概略図

表1. 試験片の仕様

試験片サイズ	250×120×約 7.4mm
セルサイズ	φ10mm×4.1mm
セル形状	円柱
平均有効セル数	22×11×2=484 個
セル配列	0°, 60°方向
セル間隙間	1.5mm

表2. 試験片の材料一覧

	試験片名称	表皮板なし	アルミ箔	
			50 μm-MCIP	100 μm-MCIP
セル用 フィルム	セル側材質	PE	LDPE/AD/PA/AD/LDPE	LDPE/AD/PA/AD/LDPE
	平滑側材質	PE	LDPE/AL ドライラミ	LDPE/AL ドライラミ
	フィルム厚 (凸)	58.1[μm]	60[μm]	60[μm]
	フィルム厚 (平)	31.3[μm]	25[μm]/AI 50[μm]	25[μm]/AI 100[μm]
フィルム 中間層	素材	エルファン PH413 (ポリエステル系樹脂)		
	平均厚	100[μm]		
試験片長手方向の向き		TD	MD	MD

3.2. 実験結果

実験から得られた荷重 W [N] と荷重点の変位 δ_{load} [mm] の関係と、式(14)、式(17)及び式(22)の理論式を用いて荷重 W おける荷重点変位 δ_{load} を求め、実験値と理論値の比較及び考察を行う。ここで、 l は下側の支持点間隔 (200 [mm]) であり、 b は試験片幅 (120 [mm]) である。また、表皮板のヤング率 E_{skin} は 70.3 [GPa]、ポアソン率 ν は 0.345 とし、膜長さ l_c は 10 [mm] とする。

まず、内圧の影響についてまとめる。図 11 より、同一荷重状態において、実験値、理論値ともに圧力差が増加することで変位が減少している。ただし、荷重が増加したとき、減少傾向を示さないことがあり、より詳細な検討が必要である。また、圧力差が大きくなるにつれ、実験値と理論値の差が小さくなっていることが分かる。この圧力差が小さいときの理論値との差はマルチセル自体の膜面の剛性により変位が抑えられたために理論式より変位が小さくなったと考えられる。

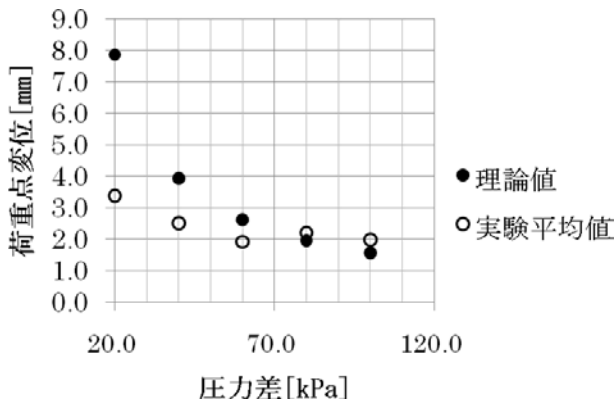


図 11. 圧力差と荷重点変位(荷重 $W=0.2N$)

次に表皮板の影響についてまとめる。3種類の厚さをもった表皮板を付与したとき、荷重点変位の理論値と実験値と比較した。実験結果と理論値を表 3 に示す。

実験結果では、表皮板を付与することで同一荷重における荷重点の変位は減少することがわかる。また、表皮板の厚みに関係なく理論値に比べて、実験値の変位が大きいことが分かる。原因は、理論値のせん断剛

性を大きく見積もっているためだと考える。その原因として圧力差の減少によるもの考えられる。ここで、圧力差は真空槽の減圧後、MCIP はつり合い状態になるまでにセルの体積を増大する。この体積増加により、減圧で与えた圧力差より小さくなるのが考えられる。そこで、せん断剛性は式(14)より内圧に比例するため、実際のせん断剛性より理論値が大きく見積もられているために、理論値より実験値の変位が大きくなると考える。

表 3. 表皮板と曲げ特性

表皮板の厚み [μm]	荷重点変位 δ_{load}									
	理論値		実験値							
			平均		1回目		2回目		3回目	
W=1.0	W=8.0	W=1.0	W=8.0	W=1.0	W=8.0	W=1.0	W=8.0	W=1.0	W=8.0	
0.0	7.86	62.91	11.70	なし	10.74	なし	12.50	なし	11.86	なし
50.0	0.29	2.35	0.39	1.90	0.56	2.13	0.31	1.84	0.30	1.74
100.0	0.29	2.30	0.41	1.64	0.39	1.63	0.59	1.74	0.26	1.55

4. 結論

MCIP を断面モデル化及び曲げ剛性及びせん断剛性の定式化を行った。また、定式化された曲げ剛性は圧力差及び高さの 3 乗に比例することを示した。

定式化されたせん断剛性は圧力差及び高さに比例することを示した。

MICP をサンドッチパネルのコア材に利用することを提案し、そのサンドッチパネルの曲げ剛性の定式化を行った。また、MCIP の曲げ剛性の定式化より、表皮板のヤング率と比例し、また、コア材と表皮板の厚さの関数に比例することが明らかになった。

曲げ特性を実験により明らかにするため、真空槽内で MCIP の四点曲げを実施した。実験結果より同一荷重において圧力差の増加に伴い荷重点の変位は減少することが分かった。また、表皮板を付与することで、同一荷重条件において変位が減少することが分かった。

以上、本研究より MCIP の力学特性を実験と解析によって明らかにした。これにより、MCIP の実用利用に向けた検討がより精緻行うことができると考える。また、MCI 構造およびインフレーターブル構造のより一層の利用を促進し、宇宙構造物の発展することを期待する。

参考文献

[1] 石村康生, 羽柴健太, 加藤隆造, 戸谷剛, 樋口健, “マルチセルインフレーターブル構造の内面変形,” 第 49 回構造強度に関する講演会, 2007, pp.187-189.
 [2] 石村康生, 樋口健, “密封型マルチセルインフレーターブルシリンドラーの挙動,” 宇宙構造・材料シンポジウム, 2007, pp.85-88.
 [3] 川端昌也, 石井一夫, “落し糸間の曲率のある二重膜面構造板の有効剛性評価,” 日本建築学会構造系論文集, 第 499 号, 61-67, 1997.9.
 [4] 宮入裕夫, “サンドイッチ構造の基礎,” 日刊工業新聞社, 1999.1.